

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN DEVİRLİ BİR KOMPRESÖRÜN FARKLI DEVİRLERDEKİ
TERMODİNAMİK KAYIPLARININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yaşam UZUN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN DEVİRLİ BİR KOMPRESÖRÜN FARKLI DEVİRLERDEKİ
TERMODİNAMİK KAYIPLARININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Yaşam UZUN
(503121132)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121132 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Yaşam UZUN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**DEĞİŞKEN DEVİRLİ BİR KOMPRESÖRÜN FARKLI DEVİRLERDEKİ TERMODİNAMİK KAYIPLARININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Hasan Güneş**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Lütfullah Kuddusi**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yar. Doç. Dr. Oktay Yılmaz
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **28 Mayıs 2015**

Aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim ve tez çalışmalarım boyunca, bilgi ve tecrübeleri ile her aşamada katkıda bulunan tez danışmanım Prof. Dr. Hasan Güneş'e en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için gerekli imkânları sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne ve Arçelik A.Ş. Buzdolabı Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Cem Kural'a ve Dr. Cemil İnan'a ve Dr. Faruk Bayraktar'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarımın her aşamasında desteğini hiçbir zaman esirgemeyen, proje liderliği ile tez çalışmamın sağlıklı bir biçimde ilerlemesine yardımcı olan Dr. Hüsnü Kerpiççi'ye, değerli bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan ve tez çalışmamın daha nitelikli olmasına katkıda bulunan Dr. Emre Oğuz'a, Y. Müh. A. Refik Özdemir'e teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için tüm olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi Termodinamik ve Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi çalışanlarına teşekkür ederim.

Tüm yaşantım boyunca maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, çok değerli aileme en derin duygularımla teşekkür ederim.

Mayıs 2015

Yaşam UZUN
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLER	3
2.1 Hermetik Pistonlu Kompresör Elemanları	4
2.2 Hermetik Pistonlu Kompresörlerin Çalışma Prensipleri	6
2.3 Değişken Devirli Kompresör (VCC).....	8
2.4 Değişken Devirli Kompresörün Avantajları	9
2.5 Hermetik Kompresör Kayıpları.....	10
2.6 İndikatör (pV) Diyagramı Analizi.....	11
2.6.1 Sanki-dengeli basit sıkıştırılabilir sistemde hareketli sınır işi	11
2.6.2 Teorik pV diyagramı	14
2.6.3 pV diyagramının hesaplanması	17
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	19
3.1 Değişken Devirli Kompresörler	19
3.2 Değişken Devirli Kompresör ve İndikatör Diyagramı ile İlgili Çalışmalar	22
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	45
4.1 Kalorimetre Deney Düzeneği	45
4.2 İndikatör Diyagramının Çıkartılması	47
4.3 Deney Sonuçları	54
5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER.....	77
ÖZGEÇMİŞ.....	83

KISALTMALAR

AÖN	: Alt Ölü Nokta
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
VCC	: Değişken Kapasiteli Kompresör (Variable Capacity Compressor)
pV	: Basınç Hacim (İndikatör Diyagramı)
SEK	: Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP)
KDA	: Krank Dönme Açısı
R600A	: İzobütan
R134A	: Tetra Flor Etan
d/d	: Dakikadaki Devir Sayısı
CFD	: Computational Fluid Dynamics

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : pV deneyi sonuçları. [15]	33
Çizelge 3.2 : Deneysel ve sayısal olarak elde edilen sonuçlar. [16].....	37
Çizelge 3.3 : İki farklı koşuldaki deney sonuçları. [17]	40
Çizelge 4.1 : Deplasman parametreleri.....	49
Çizelge 4.2 : 3000 d/d 'da elde edilen pV diyagramı sonuçları.....	58
Çizelge 4.3 : 2800 d/d 'da elde edilen pV diyagramı sonuçları.....	62
Çizelge 4.4 : 2000 d/d 'da elde edilen pV diyagramı sonuçları.....	66
Çizelge 4.5 : 1600 d/d 'da elde edilen pV diyagramı sonuçları.....	69
Çizelge 4.6 : Farklı devirlerde elde edilen testlerin sonuçları... ..	74
Çizelge 4.7 : Termodinamik kayıpların sıkıştırma gücüne oranları.....	75

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı. [4]	3
Şekil 2.2 : Kompresör tipleri. [5]	4
Şekil 2.3 : Trunk piston tipi. [6]	4
Şekil 2.4 : (a) Hermetik kompresörün görünümü [5] (b) Temel komponentler.[2]	5
Şekil 2.5 : Kompresörün bileşenleri. [5]	7
Şekil 2.6 : Değişken devirli kompresör görünümü. [8]	9
Şekil 2.7 : Kompresörde elektriksel giriş gücünün dağılımı. [6]	11
Şekil 2.8 : Sanki-dengeli hareketli sınır işi. [10]	12
Şekil 2.9 : Sanki-dengeli hal değişiminde pV ile hareketli sınır işi hesabı.	13
Şekil 2.10 : İdeal pV diyagramı.	15
Şekil 2.11 : İdeal T-s diyagramı.	15
Şekil 2.12 : pV alanının hesaplanması. [11]	18
Şekil 3.1 : Değişken devirli kompresörün enerji tüketimine olumlu etkisi. [12]	20
Şekil 3.2 : Değişken devirli kompresörün ses düzeyine olumlu etkisi. [12]	21
Şekil 3.3 : Değişken devirli kompresör ile ses seviyesi iyileştirilmesi. [13]	22
Şekil 3.4 : Yazılım ile elde edilen emme valf hareketi. [14]	23
Şekil 3.5 : Çalışmada kullanılan deney düzeneğinin dış görünümü. [14]	24
Şekil 3.6 : Deney düzeneği ve ölçüm ekipmanlarının yerleşimi. [14]	25
Şekil 3.7 : Valf açılma mesafesi ve krank dönme açısı ilişkisi. [14]	26
Şekil 3.8 : Valf açılma mesafesi ve zaman ilişkisi. [14]	26
Şekil 3.9 : Valf açılma mesafesi ve krank dönme açısı ilişkisi ayrık gösterim. [14]	27
Şekil 3.10 : Valf açılma mesafesi ve zaman ilişkisi ayrık gösterim. [14]	27
Şekil 3.11 : Valf üzerine sensör yerleşimi. [15]	29
Şekil 3.12 : Silindir kafasına monte edilmiş sensörlerin gösterimi. [15]	29
Şekil 3.13 : Basınç sensörünün gövdeye ölçüm ucu ile yerleşimi. [15]	30
Şekil 3.14 : Silindir kafasına sensör yerleşimi. [15]	30
Şekil 3.15 : İki farklı ölçüm yönteminin karşılaştırmalı sonuçları. [15]	31
Şekil 3.16 : Deneylerde kullanılan enkoder görünümü. [15]	31
Şekil 3.17 : Basınç ve valf yer değiştirmesi sonuçları KDA'na göre değişimi. [15]	32
Şekil 3.18 : Elde edilen pV diyagramı. [15]	32
Şekil 3.19 : Egzoz safhası basınç değişimi. [15]	33
Şekil 3.20 : Emme valfinin kapanmasındaki gecikme. [15]	34
Şekil 3.21 : Emme valfinin açılma anında oluşan gecikme. [15]	34
Şekil 3.22 : Egzoz valfinin açılma anında oluşan gecikme. [15]	35
Şekil 3.23 : Basınç ölçüm noktaları. [16]	36
Şekil 3.24 : 3000 d/d'da elde edilen pV diyagramı. [16]	36
Şekil 3.25 : Termoelemanların yerleşimi. [16]	37
Şekil 3.26 : Kompresörün şematik gösterimi ve indikatör diyagramı. [17]	38
Şekil 3.27 : Özgül sıkıştırma işi ve ilk sıkıştırma sıcaklığı ilişkisi. [17]	39
Şekil 3.28 : Ölçme ekipmanlarının yerleşimi. [17]	39

Şekil 3.29 : A koşulunda valf hareketi ve emme haznesi basınç değişimi. [17]	41
Şekil 3.30 : A koşulunda elde edilen basınç, yer değiştirme ve hız sonuçları. [17]	41
Şekil 3.31 : A koşulunda emme haznesindeki sıcaklık ve basınç değişimi. [17]	42
Şekil 3.32 : A ve B koşullarında sıcaklığın krank dönme açısıyla değişimi. [17]	43
Şekil 3.33 : Sıcaklık dağılımının krank dönme açısına göre değişimi. [17]	44
Şekil 3.34 : İki sıcaklık arasındaki farkın krank açısı ile değişimi. [17]	44
Şekil 4.1 : Kalorimetre deney düzeneği (a) şematik [9], (b) gerçek görünüm.	47
Şekil 4.2 : Enkoder yapısı.[6]	48
Şekil 4.3 : Eksantriklik olması durumunda krank-biyel mekanizması.	49
Şekil 4.4 : 3000 d/d’da çalışan R600A bir kompresörün örnek indikatör diyagramı.	50
Şekil 4.5 : Kranka enkoder montajı.	51
Şekil 4.6 : Basınç sensörlerinin (a)şematik, (b) deney düzeneğinde yerleşimi.	52
Şekil 4.7 : pV diyagramının emme safhası.	53
Şekil 4.8 : 3000 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı.	54
Şekil 4.9 : 3000 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-KDA değişimi.	56
Şekil 4.10 : 3000 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç- KDA değişimi.	57
Şekil 4.11 : 2800 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı.	59
Şekil 4.12 : 2800 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-KDA değişimi.	60
Şekil 4.13 : 2800 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç-KDA değişimi.	61
Şekil 4.14 : 2000 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı.	63
Şekil 4.15 : 2000 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-KDA değişimi.	64
Şekil 4.16 : 2000 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç-KDA değişimi.	65
Şekil 4.17 : 1600 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı.	66
Şekil 4.18 : 1600 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-KDA değişimi.	67
Şekil 4.19 : 1600 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç-KDA değişimi.	70
Şekil 4.20 : 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında elde edilen pV diyagramları.	70
Şekil 4.21 : 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında elde edilen emme safhaları.	71
Şekil 4.22 : 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında elde edilen egzoz safhaları.	72
Şekil 4.23 : 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında egzoz yaprağının kapanması.	73
Şekil 4.24 : Kapasitenin devir ile değişimi.	75

DEĞİŞKEN DEVİRLİ BİR KOMPRESÖRÜN FARKLI DEVİRLERDEKİ TERMODİNAMİK KAYIPLARININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Son yıllarda teknolojiye görülen ilerlemeler ve yenilikler her alanda olduğu gibi beyaz eşya sektöründe de düzenli olarak takip edilmektedir. Buzdolabı üreticilerinin sürdürülebilir rekabet açısından yeni ürünler tasarlaması, mevcut ürünlerini de sürekli iyileştirmeleri gerekmektedir. Üretilen ürünlerin teknik özelliklerinin yanı sıra bu ürünlerin tükettikleri enerjiler de artık günümüzde kullanıcılar tarafından dikkat edilir hale gelmiştir. Toplumlarda, tasarruf ve enerji verimliliği kavramlarının oluşması, tüketicilerin de enerji konusunda bilinçlendiğinin bir göstergesidir. Bu kapsam doğrultusunda daha verimli, ucuz ve müşterinin ihtiyaçlarını karşılamaya yönelik yeni ürünlerin tasarlanıp üretilmesi için araştırma ve geliştirme çalışmaları artarak devam etmektedir.

Hermetik pistonlu kompresörler, ev tipi soğutma sistemlerinde en yaygın olarak kullanılan kompresör çeşitlerinden biridir. Soğutma sisteminin performansını belirleyen en önemli sistem komponenti kompresördür. Günümüzde farklı devirlerde çalışabilen ve farklı soğutma kapasitesi sunan değişken kapasiteli kompresör kullanımı giderek artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörlerin performans değerleri çalışma hızlarıyla değişmektedir. Değişken devirli hermetik pistonlu bir kompresörün verimini etkileyen kayıpların önemli bir bölümü de termodinamik kayıplardır. Termodinamik kayıpların incelenmesi ile gaz üzerinde yapılan sıkıştırma işi, emme ve egzoz akış hatlarında oluşan kayıpların nedenleri belirlenebilmektedir. Bu tez çalışması kapsamında, değişken kapasiteli bir kompresörün farklı devirlerde, silindir içerisindeki basınç-hacim ilişkisini belirten indikatör diyagramları deneysel olarak elde edilmiştir. Elde edilen diyagramlar ile kompresörün farklı devirlerdeki termodinamik kayıpları karşılaştırılarak nedenleri irdelenmiştir.

Tezin ilk bölümünde hermetik buzdolabı kompresörleri hakkında genel bilgi verilmiş, değişken devirli kompresörler tanıtılmış, kompresör kayıplarından bahsedilmiş ve indikatör diyagramları açıklanmıştır.

Tez çalışmasının ikinci kısmında, değişken devirli kompresörlerin sağladıkları avantajlar, değişken veya sabit devirli kompresörlerin kayıpları ile ilgili olan çalışmalar sunulmuştur. Değişken devirli kompresörlerin farklı devirlerde termodinamik kayıpları özelinde yapılan bir çalışmaya rastlanılmamıştır.

Tez çalışmasının üçüncü bölümünde, termodinamik kayıp değerlerini ölçmek için kullanılan sistemler, çalışma prensipleri, deneysel sistemlerde kullanılan ölçme elemanları ile farklı devirlerde elde edilen sıkıştırma işleri ve termodinamik kayıp ölçme sonuçları sunulmuştur.

Tez çalışması sonunda elde edilen veriler ile çalışmada incelenen değişken devirli kompresörün iyileştirilmeye açık bölümleri belirlenmiş ve yeni yapılacak tasarımlara öncülük edilmiştir.

Son bölümde elde edilen sonuçların özeti literatürde yapılan çalışmalar ile karşılaştırılarak sunulmuş ve ileride yapılacak çalışmalar için öneriler paylaşılmıştır.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THERMODYNAMIC LOSSES OF THE VARIABLE CAPACITY COMPRESSOR AT VARIOUS ROTATIONAL SPEEDS

SUMMARY

In the recent years, every sector of industry including white good manufacturers have been following advances and innovations in technology on a regular basis. For a sustainable competition, refrigerator manufacturers have to design new products and need to improve current products consistently. Also, the customers prefer energy efficient products. In this context, research and development activities have been increasing to design and produce new products that are more efficient, cheaper and in line with consumer needs.

Hermetic reciprocating compressors are one of the most commonly used compressor type in household refrigeration systems. Compressor is one of the most important system part that affects coefficient of performance considerably. Nowadays, the usage of the compressors that can work on different speeds and adjust the cooling capacity (called variable capacity compressor- VCC) is increasing. The performance values of variable capacity compressors are changing respect to the operating speeds. One of the most important losses that influences the variable capacity compressor's performance is thermodynamic losses. With the investigation of the thermodynamic losses, the work exerted on the gas, the reasons of the losses on the suction and exhaust flow lines can be determined. In this study, the thermodynamic losses of the variable speed compressor at various rotational speeds are investigated experimentally.

In the first part of this thesis, basic information about the hermetic refrigerator compressors is given, variable capacity compressors are introduced, compressor losses are discussed and compressor indicator diagrams are described.

In the second part of the thesis, the previous investigations on the studies about the variable capacity compressor's advantages and variable or fixed speed compressor's losses are presented in detail. In this literature study, no specific research which deals with thermodynamic losses of the variable capacity compressors on different speeds are found.

In the third part of the thesis, the experimental setup used to measure the thermodynamic losses, its working principles, the measurement equipments that are used in thermodynamic loss measurement systems including the optical encoder, the compression work and thermodynamic loss values for different operating speeds are presented. In this study, a specific variable capacity hermetic compressor, designed for R600A refrigerant is tested under ASHRAE condition at rotational speeds of 3000, 2800, 2000 and 1600 rpm.

The final section offers advices for the future studies with a summary of the results obtained.

The results obtained within this thesis can be summarized as follows:

- Speed change does not affect the compressor's expansion or compression phases. However, the maximum pressure achieved at the exhaust phase decreases with a decreasing speed. At 1600 rpm, the maximum cylinder pressure reaches 8.4 bar while at 3000 rpm this pressure reaches 9.6 bar.
- Decreasing speed affects the exhaust and suction valve opening and closing times according to the crankshaft rotating angle. At the lower speeds, the compressor exhaust and suction valves open and close earlier compared to the higher speeds. Even 200 rpm speed decrease leads to 1 crankshaft rotation degree early opening.
- Moreover, according to the test results, at the lower speed that variable capacity compressor tested, the suction valve flutter is increased. At 1600 rpm, the suction valve flutters five times. In contrast, it flutters four times at 2000 rpm and three times at speeds of 2800 and 3000 rpm.
- Another effect of varying the compressor speed is the thermodynamical losses. The thermodynamical losses decreases as the rotational speed decreases. It is obtained that, decreasing the compressor speed from 3000 rpm to 1600 rpm reduces the compression power by 46%. However, at the same speed range, the total thermodynamical losses of the tested compressor decrease by 68%.
- Another speed sensitive phenomenon for the variable capacity compressor is the variation of the suction pressure at the suction valve opening. Due to the lower operating speeds and lower refrigerant mass flow rate, the cylinder pressure at the suction valve opening decreases. Because of that the total suction losses of the tested variable capacity compressor decrease 60% between 3000 and 1600 rpm.
- By looking at the results, it can be inferred that the exhaust port losses are the major contributor to the tested compressor's thermodynamical losses. At 3000 rpm 63%, at 2800 rpm 60%, at 2000 rpm 54% and at 1600 rpm 51% of the total thermodynamical losses come from exhaust port. This decrease on that speed interval can be explained with cylinder pressure at exhaust valve opening. Furthermore, this situation clearly states that **the exhaust port should be the main focus for the performance improvement**.
- Compression power changes linearly with the operating speed of the compressor. The share of the total thermodynamical losses in the compression work decrease 8.9% to 5.3% while the average compressor speed decreases from 3000 rpm to 1600 rpm.

Following proposals should be useful for the future studies:

- For a better understanding of the thermodynamical losses, different valve plate geometries should be investigated. Especially, the exhaust port of the tested compressor should be optimized. It is expected that, increasing the exhaust port diameter will lead to decrease in the thermodynamical losses.
- The flutter motion of the suction valve affects the compressor performance and reliability. At the design stage of the variable capacity compressors, the stiffness of the valve leaf should be optimized considering the working speed of the compressor and the valve leaf stress values.
- It will be beneficial to perform same experiments with the high frequency temperature and strain gage measurements. Moreover, other techniques could

be studied for the replacement of the optical encoders which are used for volume calculation of the compressors cylinder for the experimental determination of the pV indicator diagram.

Consequently, the aim of the study was to determine the speed effects on the variable capacity compressor performance. With the experimental setup used some speed sensitive phenomenons are investigated. This experimental study is an original and innovative research that provides the technical information to the literature about the thermodynamical losses change at different operating speeds and it will guide possible future studies to design higher efficient variable capacity compressors.

1. GİRİŞ

Günümüzde, araştırma ve geliştirme faaliyetleri daha az enerji kullanımı ile daha yüksek performans elde etmek üzerine yoğunlaşmaktadır. Enerji kaynaklarının giderek azalması ve artan enerji maliyetleri, evsel soğutucu ürün üreticilerinin verimli ve daha uzun ömürlü ürünler üretmesini zorunlu kılmaktadır. Bundan dolayı ev tipi soğutucu ürünlerde kullanılan hermetik pistonlu kompresör performanslarının artırılması öncelikli amaçlardan birisi olmaktadır. Bu amaca yönelik olarak, sabit devirde dönen kompresörlerin aksine dışarıdan çeşitli şekillerde kontrol edilerek farklı devirlerde sürülebilen ve buna bağlı olarak da farklı soğutma kapasiteleri sunabilen değişken devirli kompresör kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır.

Kompresörün performans göstergesi olan soğutma etkinlik katsayısı, kompresörün soğutma kapasitesinin tükettiği elektrik enerjisine oranıdır. Günümüzde yoğun olarak kullanılan sabit devirli bir kompresörün verimini termodinamik, mekanik ve elektriksel kayıplar belirlemektedir. Mevcut teknolojik ve ekonomik kriterlerde mekanik ve elektriksel kayıpların erişilebilir limitlerine yakın olduğu, termodinamik kayıpların ise iyileştirmelere açık olduğunu söylemek mümkündür [1]. Bu durum değişken devirli kompresör için daha karmaşık bir yapı almaktadır. Öyle ki, sabit devirli bir kompresör tek bir çalışma devrine göre tasarlanır iken, değişken devirli kompresörler çok geniş hız aralıklarında çalışabilmekte ve her bir çalışma hızında yüksek performans sağlaması gerekmektedir. Bu nedenle değişken devirli kompresör üzerine yapılan araştırma ve geliştirme çalışmaları farklı devirlerde çalışmanın yarattığı olumsuz sonuçları giderme üzerine yoğunlaşmaktadır [2,3].

Hermetik pistonlu kompresörlerde piston-silindir içindeki soğutkan basıncının hacime göre değişimini gösteren indikatör (pV) diyagramları sıkıştırma işinin belirlenmesi, kompresör içinde emme ve egzoz hatlarındaki akış nedeniyle oluşan tersinmezlik kaynaklarının tespiti açısından oldukça değerlidir. Yüksek verimli kompresör tasarımıdaki temel amaçlardan birisi de termodinamik kayıpların en az seviyelere indirilmesi ve bu sayede soğutma etkinlik katsayısı yüksek kompresörler üretilmesidir. Değişken devirli kompresörlerde soğutma kapasitesi kompresör hızı ile

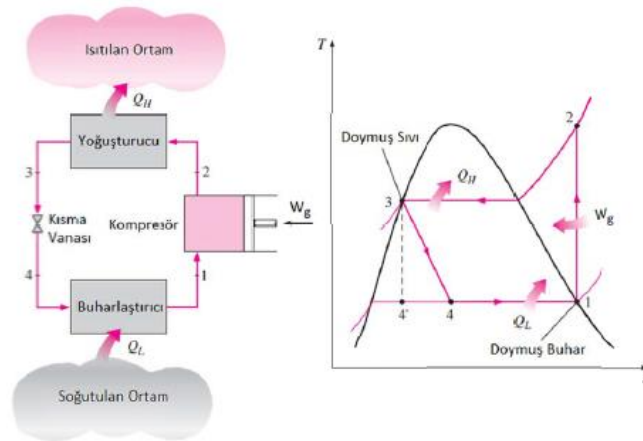
değişmekte ve buna bağı olarak farklı devirlerde farklı indikatör diyagramları elde edilmektedir. Bu durum ise, kompresör hızının değişmesi ile farklı termodinamik kayıpların görülmesine ve değişken kapasiteli kompresör kullanımı ile sağlanan avantajların azalmasına neden olmaktadır.

Tez çalışması kapsamında, değişken devirli bir kompresörün farklı hızlarda termodinamik kayıpları deneysel yöntemlerle incelenmiştir. İndikatör deney düzeneği ile test edilen kompresörün, soğutkan üzerinde yaptığı sıkıştırma işi ve termodinamik kayıpları farklı devirler için elde edilmiş ve literatürde yapılan çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Gerçekleştirilen çalışmalardan elde edilen sonuçların özeti tezin son bölümünde sunulmuştur. Ayrıca tezin son bölümünde devir değişimi nedeni ile oluşan farklılıklar yorumlanmış ve elde edilen sonuçların çıktılarına göre ileride yapılacak çalışmalar için öneriler sunulmuştur.

2. HERMETİK PİSTONLU KOMPRESÖRLER

Doğal yoldan ısı geçişi her zaman sıcaklığın azaldığı yönde olmaktadır. Isının düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa aktarılması olayı, ancak ısı makinalarının tersi yönde çalışan bir çevrimle gerçekleşir. Bunlar soğutma çevrimleridir. Termodinamiğin en önemli uygulama alanlarından biri olan soğutma, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi olarak tanımlanmaktadır. Soğutma, soğutma makinaları veya ısı pompaları tarafından gerçekleştirilir. Bu makinaların dayandıkları çevrimlere de soğutma çevrimleri adı verilir. En yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Bu çevrimde, aracı akışkan dönüşümlü olarak buharlaşır, yoğunur ve buhar fazındayken sıkıştırılır.

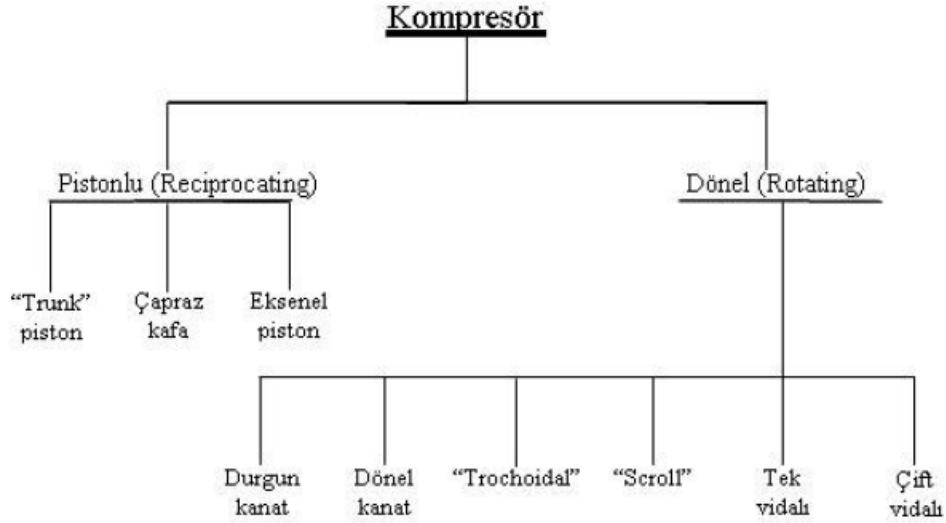
Buhar sıkıştırmalı çevrim, içerisinde soğutucu akışkanın sıvı halden buhar haline geçirilmesinde yardımcı olan buharlaştırıcı, buharlaştırıcıdan çıkan düşük basınçlı soğutucu akışkanın basıncını arttıran kompresör, kompresör çıkışındaki yüksek basınçlı soğutucu akışkanın ısısının çevreye atılmasında ve soğutkanın sıvı hale dönüşmesinde rol oynayan yoğusturucu, yoğusturucu çıkışında bulunan akışkanın debisi ile basıncını ayarlayan genişleme valfi veya kapileri boru ve bu parçaları birbirine bağlayan boru donanımı ile yardımcı aksam ve akış kontrol elemanlarından oluşmaktadır. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ve çevrimin T-s diyagramı Şekil 2.1’de sunulmaktadır [4].



Şekil 2.1 : İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı. [4]

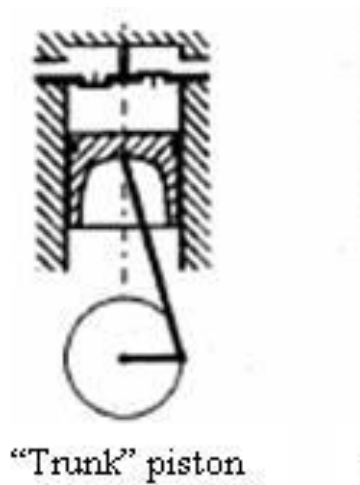
2.1 Hermetik Pistonlu Kompresör Elemanları

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde, soğutma performansını belirleyen en temel eleman kompresördür. Kompresörler temel olarak pistonlu ve dönel olmak üzere Şekil 2.2’de gösterildiği gibi iki gruba ayrılabilirler.



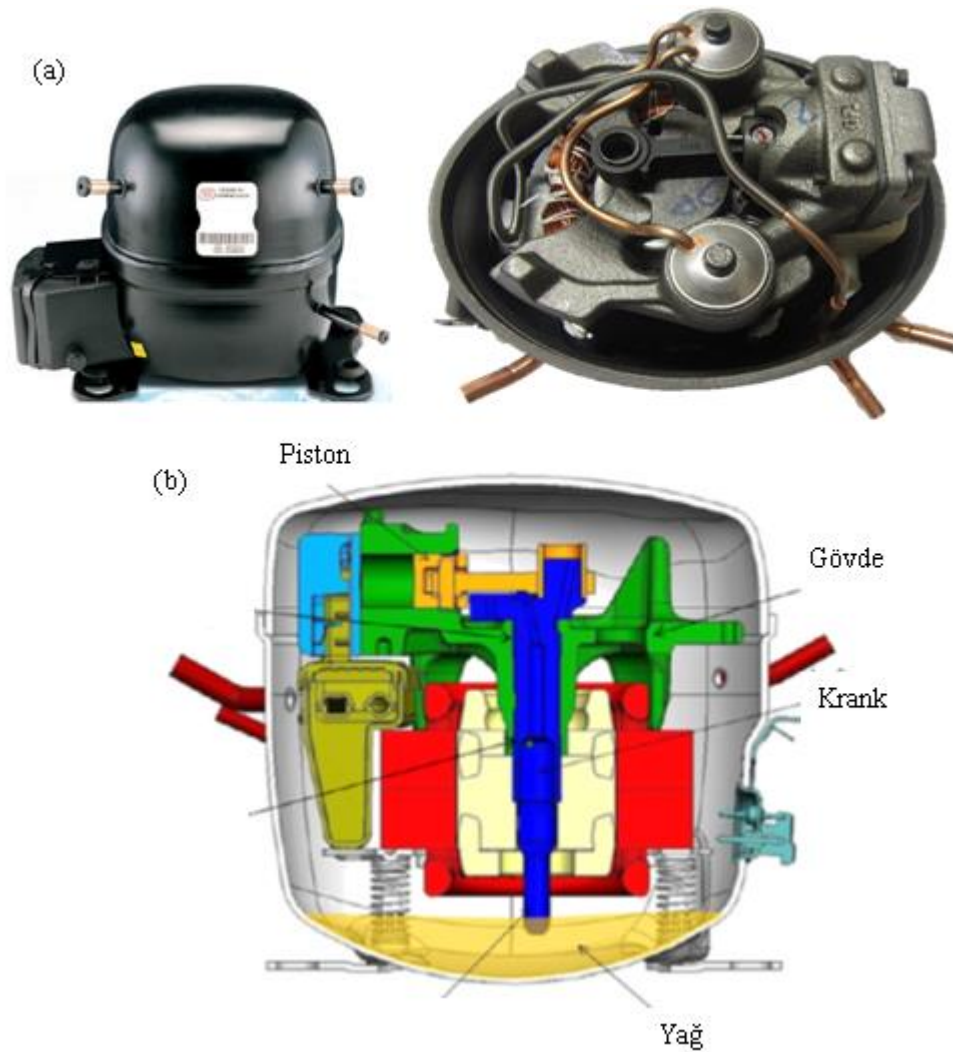
Şekil 2.2 : Kompresör tipleri. [5]

Konvansiyonel ev tipi buzdolaplarında genellikle “trunk” tipi pistonlu kompresörler kullanılmaktadır. Trunk, çapraz ve eksenel olarak üç tipe ayrılan bu kompresör tipleri arasındaki en temel fark pistonun hareket mekanizmasıdır. Trunk tipinde, piston doğrudan bağlantı rotuna bağlanmıştır ve bu rot pistonu radyal kuvvet uygulamaktadır. Trunk tipi Şekil 2.3’de gösterilmektedir.



Şekil 2.3 : Trunk piston tipi. [6]

Kompresörün kit grubu ve motor elemanlarının aynı grup içinde, dışarıdan hava almayacak şekilde bulunduğu kompresöre hermetik kompresör denmektedir. 1938 yılında ilk hermetik kompresör Tecumseh firması tarafından geliştirilmiştir [7]. Bu tarihten itibaren soğutma sistemlerinde çok sık kullanılmaktadırlar. Küçük ve kompakt sistemler olarak ev tipi buzdolaplarında hermetik kompresör kullanılır. Hermetik kompresörlerde mekanik sıkıştırma grubu ve elektrik motoru aynı muhafazanın içinde bulundukları için küçük boyutlu kompresörlerde büyük problem olan soğutkan kaçaqları minimuma indirilmiştir. Örnek bir hermetik kompresör Şekil 2.4 'de gösterilmektedir.



Şekil 2.4 : (a) Hermetik kompresörün görünümü [5] (b) Temel komponentler.[2]

Hermetik kompresörler çok parçalı olarak üretilmektedir. Parçaların çalıştığı bölgelere göre ve çalıştırılma amaçlarına göre hermetik kompresörlerin elemanları aşağıda belirtildiği gibi gruplanabilir [5]:

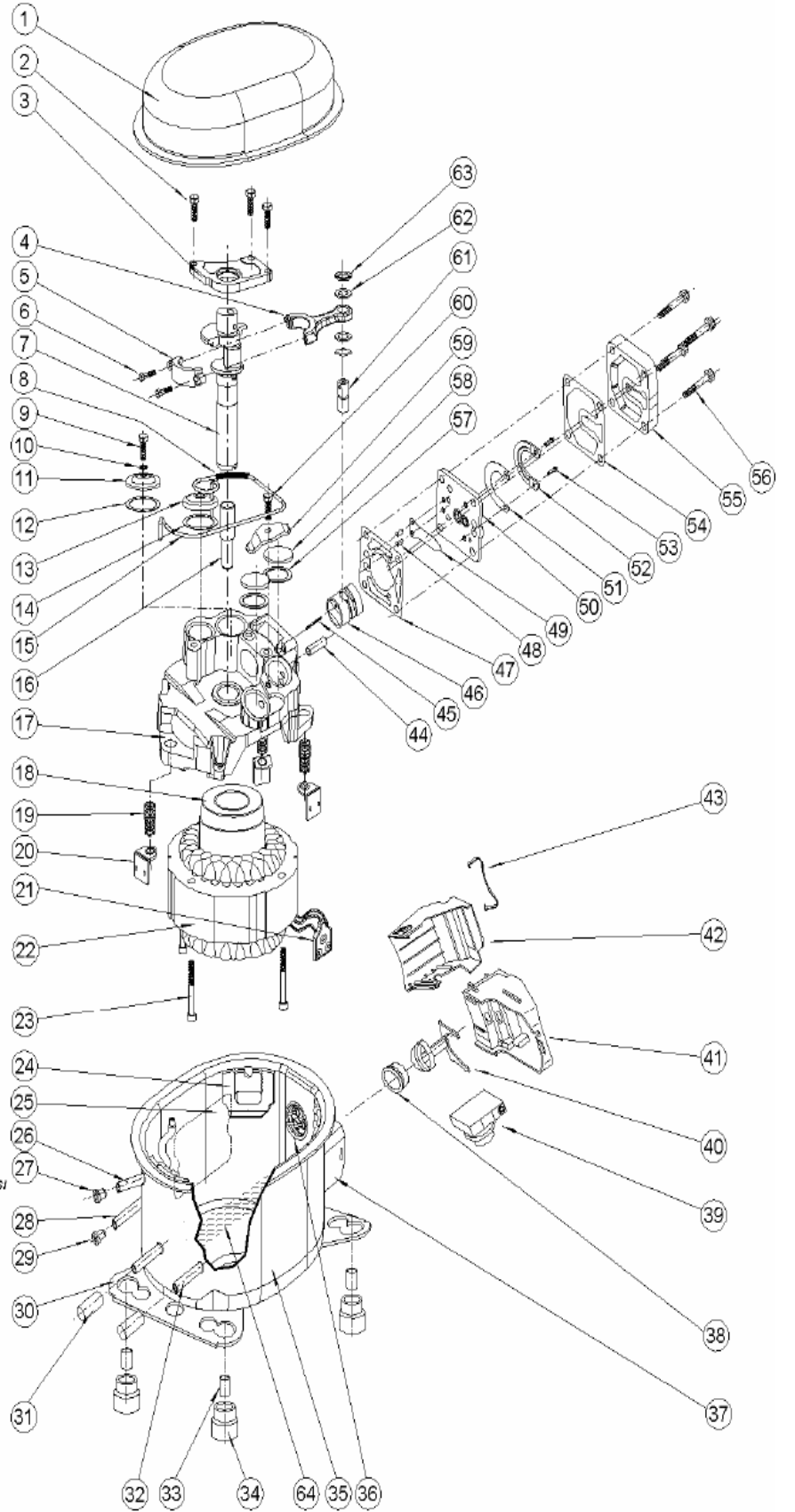
1. Kompresör ana gövdesi: Silindir, silindir kafası, valf tablası, emme ve egzoz valfleri, emme susturucusu, emme plenumu, egzoz plenumu, egzoz susturucuları, irtibat deliği ve mekanik sistemin yataklarını içermektedir.
2. Mekanik sistem: Motorun dönel hareketini pistonun öteleme hareketine dönüştüren sistemdir. Krank mili, biyel kolu, perno ve pistondan oluşmaktadır.
3. Yay sistemi: Kompresörde bulunan hareketli mekanik parçaların periyodik hareketinden dolayı oluşan titreşimleri sönmölemek için kullanılan sistemdir.
4. Elektrik motoru: Elektriksel gücü mekanik güce dönüştürmekte kullanılan rotor ve stator ikilisinden oluşan sistemdir.
5. Muhafaza: Yukarıda bahsedilen dört sistemin de içinde bulunduğu kapalı koruyucu kabuktur. Kompresör muhafazasının görevi, kompresör iç ortamının dış ortamdan hava almayacak şekilde yalıtılmasını sağlamaktır. Bunun yanında kompresörde yağlamanın yapılması için yağlama haznesi olarak da kullanılmaktadır. Kompresör patlatılmış resmi Şekil 2.5’de gösterilmektedir.

Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınç ve kompresör bileşenlerine göre düşük sıcaklıktaki gaz fazındaki soğutkan kompresör emme borusu yardımıyla emme susturucusuna iletilmektedir. Emme susturucusu, emme valf yaprağının hareketinden oluşan basınç dalgalarını sönmöleme ve kompresör ses gücü düzeyini azaltmak amacı ile kullanılmaktadır. Emme susturucusu içindeki borulardan geçen soğutkan ilk olarak emme plenumuna (manifolduna) daha sonra emme portu ve emme valf yaprağı yardımı ile silindir içerisine alınmaktadır.

2.2 Hermetik Pistonlu Kompresörlerin Çalışma Prensipleri

Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınç ve kompresör bileşenlerine göre düşük sıcaklıktaki gaz fazındaki soğutkan kompresör emme borusu yardımıyla emme susturucusuna iletilmektedir. Emme susturucusu, emme valf yaprağının hareketinden oluşan basınç dalgalarını sönmöleme ve kompresör ses gücü düzeyini azaltmak amacı ile kullanılmaktadır. Emme susturucusu içindeki borulardan geçen soğutkan ilk olarak emme plenumuna (manifolduna) daha sonra emme portu ve emme valf yaprağı yardımı ile silindir içerisine alınmaktadır.

- 1-ÜST MAHFAZA
- 2-DİŞ YATAK CİVATASI (3)
- 3-DİŞ YATAK
- 4-BİYEL KOLU
- 5-BİYEL KOLU KEPİ
- 6-BİYEL KOLU CİVATASI (2)
- 7-KRANK MİLİ
- 8-TİTREŞİM BORUSU YAYI
- 9-ÇIKIŞ SUSTURUCU CİVATASI (2)
- 10-SUSTURUCU CİVATA CONTASI (2)
- 11-ÇIKIŞ SUSTURUCU KAPAĞI
- 12-ÇIKIŞ SUSTURUCU CONTASI
- 13-ÇIKIŞ SUSTURUCU KAPAĞI
- 14-ÇIKIŞ SUSTURUCU CONTASI
- 15-TİTREŞİM BORUSU
- 16-YAĞ EMME BORUSU
- 17-KOMPRESÖR GÖVDESİ
- 18-ROTOR
- 19-KOMPRESÖR TİTREŞİM YAYI (3)
- 20-YAY KULAĞI (3)
- 21-FİŞ YUVASI VE KAMÇI GRUBU
- 22-STATOR GR.
- 23-STATOR MONTAJ CİVATASI (4)
- 24-ASKI BRAKETİ (3)
- 25-ETİKET
- 26-SERVİS VE GİRİŞ BORUSU
- 27-LASTİK TAPA
- 28-ÇIKIŞ BORUSU
- 29-ÇIKIŞ BORUSU LASTİK TAPASI
- 30-MONTAJ AYAGI (2)
- 31-SERPANTİN BORUSU TAPASI (2)
- 32-SERPANTİN BORUSU
- 33-KOMPRESÖR MONTAJ MANŞONU (4)
- 34-TİTREŞİM LASTİĞİ (4)
- 35-ALT MAHFAZA
- 36-CAM İZOLASYONLU TERMİNAL
- 37-KORUYUCU BRAKET
- 38-TERMİK
- 39-RÖLE
- 40-TERMİK YAYI
- 41-TERMİNAL GÖVDESİ
- 42-TERMİNAL KAPAĞI
- 43-TERMİNAL KAPAK YAYI
- 44-EMME BORUSU
- 45-YARIKLI PİM
- 46-PİSTON
- 47-VALF TABLASI CONTASI
- 48-EMME VALF PİMİ (2)
- 49-EMME VALF YAPRAĞI
- 50-VALF PLAKASI
- 51-EGZOST VALF YAPRAĞI
- 52-EGZOST VALF TAHDİDİ
- 53-PERÇİN (2)
- 54-SİLİNDİR KAFASI CONTASI
- 55-SİLİNDİR KAFASI
- 56-SİLİNDİR KAFASI CİVATASI (4)
- 57-EMME SUST. KAPAĞI CONTASI (2)
- 58-EMME SUSTURUCU KAPAĞI (2)
- 59-EMME SUSTURUCU KAPAĞI BRAKETİ
- 60-EMME SUST. KAPAĞI BRAKETİ CİVATASI
- 61-PERNO
- 62-DÜZ PUL (2)
- 63-YAYLI PUL (2)
- 64-KOMPRESÖR YAĞI (540cc)



Şekil 2.5 : Kompresörün bileşenleri. [5]

Sıkıştırma işleminin gerçekleştiği silindir, gövde olarak adlandırılan bir yapının içine işlenerek oluşturulmaktadır. Silindirin bir tarafı emme ve egzoz valf yapıklarını da üzerinde barındıran valf tablası diğer tarafı ise piston tarafından kapatılmaktadır.

Elektrik motorunun rotor kısmına sıkı geçme olan krank, dönel bir hareket yapmaktadır. Krankın bu hareketi, biyel kolu yardımı ile pistonun öteleme hareketine dönüştürülmektedir. Piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru harekete geçtiğinde kompresör sıkıştırma fazına geçmektedir. Bu esnada silindir içerisindeki basınç emme plenumundaki basınç değerinden yüksek olmakta ve emme valf yaprağı kapanmaktadır. Sıkıştırma fazının sonunda silindir içerisindeki basınç egzoz plenumundaki basınç değerini aşmaktadır ve bunun sonucu olarak egzoz valf yaprağı açılmaktadır. Bu şekilde yüksek basınç ve sıcaklıktaki gaz silindirden tahliye edilmektedir. Tahliye edilen bu gaz ilk olarak egzoz plenumuna ulaşır. Daha sonra soğutkan, gövde içerisine oyulmuş hacimlerden oluşan egzoz susturucusuna daha sonra kompresör gövdesinin muhafaza içindeki hareketini sönümlemekte kullanılan titreşim borusu yardımı ile muhafaza dışına gönderilmektedir.

Kompresör muhafazası, kompresör içerisinde yağlamanın yapılabilmesi için yağ haznesi olarak da kullanılmakta ve kompresör iç ortamının sızdırmazlığının yapılmasını sağlamaktadır. Hermetik kompresör muhafazası kompresör ana gövdesi, mekanik sistem, yay sistemi ve elektrik motorunun oluşturduğu tüm aksamı içerisinde barındırır (bkz. Şekil 2.4 b).

2.3 Değişken Devirli Kompresör (VCC)

Buzdolaplarında günümüzde yaygın olarak kullanılan hermetik pistonlu kompresörler belirli sabit bir frekanstaki elektrik gerilimi tarafından tahrik edildiği için kompresörün krank mili sabit bir açısal hızda döner. Dolayısıyla kompresörün sağladığı soğutkan debisi sabit olacağından soğutma kapasitesi de belirli bir buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklığında sabit olmaktadır. Ancak elektronik ve kontrol teknolojisindeki gelişme, elektronik komponentlerin maliyetlerinin istenilen düzeylere düşmesine bağlı olarak değişken kapasiteli kompresörler (VCC) giderek yaygınlaşmaktadır. Değişken kapasiteli veya devirli kompresörler, sabit devirde dönen kompresörlerin aksine dışarıdan çeşitli şekillerde kontrol edilerek farklı devirlerde sürülebilmekte; buna bağlı olarak da farklı soğutma kapasiteleri sağlayabilmektedirler.

Değişken devirli kompresörlerin, geleneksel kompresörlerden temel farkı istenilen hızlarda çalıştırılabilmesi olmakla birlikte; tasarım açısından gaz sıkıştırma mekanizması, valfler, susturucular ve kompresör gövdesi genellikle benzer yapıda olmaktadır. Şekil 2.6’da tipik bir değişken devirli kompresör gösterilmektedir.



Şekil 2.6 : Değişken devirli kompresör görünümü. [8]

2.4 Değişken Devirli Kompresörün Avantajları

Buzdolabı üreticilerinin değişken devirli kompresörlere yönelmelerinde bazı temel sebepler vardır. Bunların başında, buzdolabında oluşabilecek ek ısı yükleri daha düşük enerji tüketimiyle karşılayabilmeleri ve bu şekilde enerji tüketimini azaltabilmelerine olanak sağlaması gelmektedir. Çünkü sabit devirli kompresörlerde ek ısı yük, kompresörün aynı devirde daha fazla çalışmasıyla karşılanmaktadır. Bu da deklare edilen enerji tüketim değerinden daha fazla enerji sarfiyatına sebep olmaktadır. Ancak VCC’li sistemlerde uygulanacak ideal soğutma algoritmasına göre bu ısı yükü en uygun enerji tüketim değerleriyle kademeli olarak karşılayabilmek mümkündür.

Benzer şekilde hızlı soğutmanın istendiği durumlarda değişken kapasiteli kompresör yüksek devirlerde çalıştırılarak hızlı soğutma işlemi gerçekleştirilebilmektedir.

Bu avantajlarının yanında, buzdolapları için önemli kıstaslardan biri de buzdolabı ses seviyesidir. Değişken kapasiteli kompresörlerin kullanılması ile kompresörün düşük devirlerde çalışabiliyor olması buzdolabının ses seviyesinin azaltılmasına olanak sağlayacaktır.

2.5 Hermetik Kompresör Kayıpları

Hermetik kompresörlerin gerçek koşullarda çalışması esnasında, soğutma etkinlik katsayısının (SEK) azalmasına, yani soğutma kapasitesinin düşmesine veya giriş gücünün artmasına neden olan bazı kayıplar şu şekilde verilmektedir [9]:

i-) Kompresör içerisinde gerçekleşen basınç düşümü:

- Emme ve egzoz geçit ve valflerinin yarattığı basınç düşümü,
- Emme ve egzoz plenumları ve susturucu kaynaklı basınç kayıpları

ii-) Soğutkana doğru olan ısı transferi:

- Elektrik motorundan kaynaklanan ısı transferi
- Sürtünmeden dolayı açığa çıkan ısı enerjisi
- Sıkıştırma safhası sonunda sıcaklık artışı nedeniyle gerçekleşen ısı transferi

iii-) Valflerin mükemmel olmayan mekanik davranışı nedeniyle oluşan kayıplar

iv-) Soğutkan kaçakları

v-) Yağ sirkülasyonu: Sistemdeki yatakların yağlanması ve sürtünmenin azaltılabilmesi için yağ dolaşımı gereklidir. Fakat silindir içerisine çok fazla yağ girişi, sıkıştırılması gereken soğutkanın kütleli debisi azalacağından dolayı performans düşmektedir.

vi-) Ölü hacimde kalan soğutkanın genişmesi: Ölü hacim içerisinde kalan ve silindirden tahliye edilemeyen soğutucu akışkan buharının buharlaşma basıncına genişmesi nedeniyle, silindir hacminin tamamına taze gaz alınamadığından bu durum SEK'ını düşürmektedir.

vii-) İzentropik sıkıştırmadan olan sapmalar.

Hermetik kompresörlerde bahsedilen bu kayıplar Şekil 2.7'de gösterildiği gibi gruplanabilir. Buna göre kompresörün çektiği elektrik gücünün bir kısmı, elektrik motoru ve aksamlarında oluşan elektriksel kayıplara, diğer bölümü kompresörün çalışması esnasında mekanik aksamalarda oluşan mekanik kayıplara kalan kısmı ise

soğutkan üzerinde yapılan sıkıştırma işine ve bu bağlamda oluşan termodinamik kayıplara harcanmaktadır.



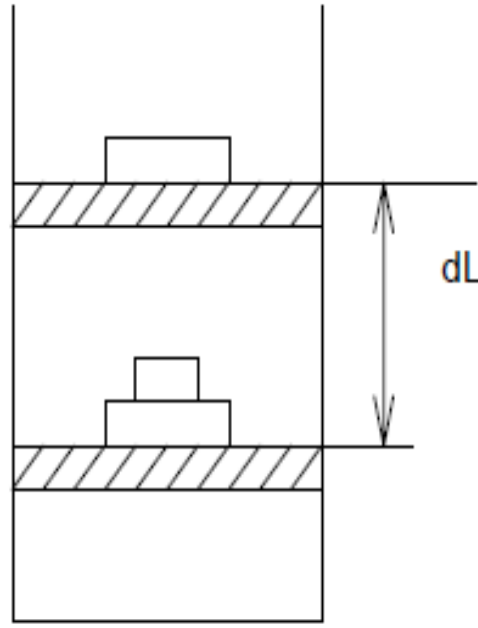
Şekil 2.7 : Kompresörde elektriksel giriş gücünün dağılımı. [6]

2.6 İndikatör (pV) Diyagramı Analizi

Kompresör veriminin belirlenmesinde en temel ölçümlerden birisi silindir basıncının zamana ve hacme bağlı olarak ölçülmesidir. Silindir basıncının hacme bağlı olarak ölçülmesi termodinamik analizlerin yapılabilmesi açısından kritiktir. Bu ölçümler basınç-hacim diyagramları veya indikatör diyagramı olarak da bilinen grafiklerin elde edilmesi ile yapılmaktadır. İndikatör (pV) diyagramının oluşturduğu alanın hesaplanması ile kompresör sıkıştırma işi belirlenmekte ve deneysel olarak ölçülen bu alanın teorik alanla karşılaştırılması ile termodinamik çevrimde kayıpların hangi mertebede ve hangi noktalarda olduğu anlaşılmaktadır. Bölümün ilerleyen kısımlarında pV alanının teorik hesaplanması incelenerek, pV diyagramını etkileyen parametreler sunulacaktır.

2.6.1 Sanki-dengeli basit sıkıştırılabilir sistemde hareketli sınır işi

Hermetik pistonlu kompresörlerde soğutucu akışkan üzerinde yapılan iş, kapalı sistemlerde hareketli sınır işi kabulü yapılarak hesaplanmaktadır. Bu bölümde sanki-dengeli halde basit sıkıştırılabilir sistemin hareketli sınır işi, grafik ve analitik hesap yöntemleri ile sunulacaktır. Şekil 2.8’de gösterilen pistonun üzerindeki küçük ağırlıklardan birisi kaldırılarak, pistonun dL mesafesi kadar yukarı hareket etmesi sağlanmaktadır. Piston yukarı doğru hareket ederken hal değişimi sanki-dengeli bir hal olarak kabul edilip, sistem tarafından yapılan iş hesaplanabilir.



Şekil 2.8 : Sanki-dengeli hareketli sınır işi. [10]

$$\delta W = PAdL \quad (2.1)$$

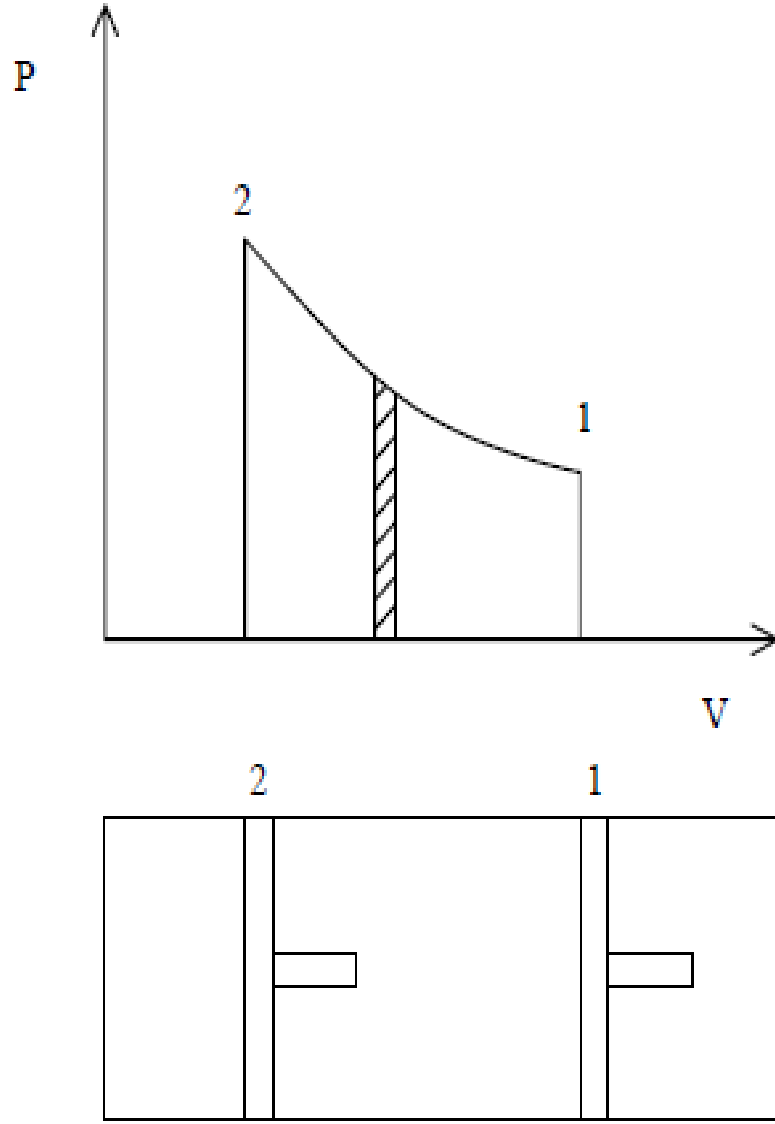
$$AdL = dV \quad (2.2)$$

(2.2) eşitliği (2.1) no' lu eşitlikte yerine koyulursa,

$$\delta W = PdV \quad (2.3)$$

(2.3) eşitliği elde edilir. Eşitlik (2.3) entegre edilir ise sanki-dengeli hal değişimi için hareketli sınır işi hesaplanmış olur. Fakat, bu entegrasyonun yapılabilmesi için P ve V arasındaki ilişkinin bilinmesi gerekmektedir. Bu ilişki bir grafik veya bir denklem ile belirtilebilir.

Şekil 2.9'da gösterilen piston 1 no'lu konumdayken basınç düşük bir seviyededir. Sıkıştırma işlemi sonucunda basınç yükselmekte ve piston 2 no'lu konuma gelmektedir. Bu işlemin sanki-dengeli halde olduğu kabul edilir ise sıkıştırma işlemi sırasında gaza yapılan iş (2.3) eşitliğinin entegrasyonu ile elde edilmektedir. Grafikselsel çözümlemede bu entegrasyona karşılık gelen alan 1 - 2 eğrisinin altında kalana eşittir. Bu alanın hesaplanması ile sıkıştırma işi bulunmaktadır. Hal değişiminin altında kalan alan sayısal yöntemler kullanılarak hesaplanabilir.



Şekil 2.9 : Sanki-dengeli hal değişiminde pV ile hareketli sınır işi hesabı.

P ve V arasında analitik bir ifadenin tanımlanması ise sıkıştırma işinin hesaplanması için kullanılan diğer bir yöntemdir. Bu ifade eşitlik (2.4) ile gösterilen politropik hal değişimi eşitliğidir.

$$PV^n = c \quad (2.4)$$

Politropik üs olarak da bilinen n sayısı $-\infty$ ile $+\infty$ arasında sistemin hal değişimine bağlı olarak farklı değerler almaktadır. Bazı özel haller için n katsayısının aldığı değerler aşağıda belirtildiği gibidir.

- Sabit basınçta sanki-dengeli hal değişimi, $n = 0$

- Sabit sıcaklıkta sanki-dengeli hal değişimi, $n = 1$
- Sabit entropide sanki-dengeli hal değişimi, $n = k$
- Sabit hacimde sanki-dengeli hal değişimi, $n = \infty$

(2.4) eşitliğinin (2.3) eşitliğinde yerine koyularak entegre edilmesi ile eşitlik (2.5) elde edilmektedir.

$$W_{12} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - n} \quad (2.5)$$

Hareketli sınır işi ifadeleri yukarıda belirtilen özel hal değişimlerine bağlı olarak tanımlanabilir. Buna göre, sabit basınçta sanki-dengeli hareketli sınır işi eşitlik (2.6) da belirtildiği gibi bulunmaktadır.

$$W_{12} = P (V_2 - V_1) \quad (2.6)$$

Sabit sıcaklıkta sanki-dengeli hareketli sınır işi eşitlik (2.7) de belirtildiği gibi bulunmaktadır.

$$W_{12} = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.7)$$

Sabit entropide sanki-dengeli hareketli sınır işi eşitlik (2.8) de belirtildiği gibi bulunmaktadır.

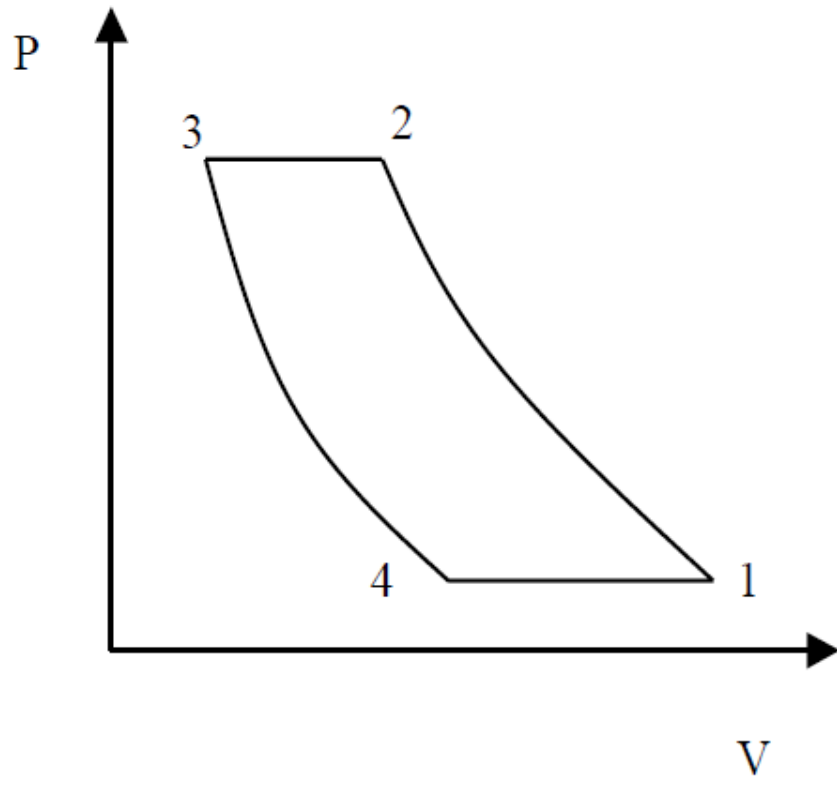
$$W_{12} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - k} \quad (2.8)$$

Sabit hacimde sanki-dengeli hareketli sınır işi ise eşitlik (2.9) da belirtildiği gibi bulunmaktadır.

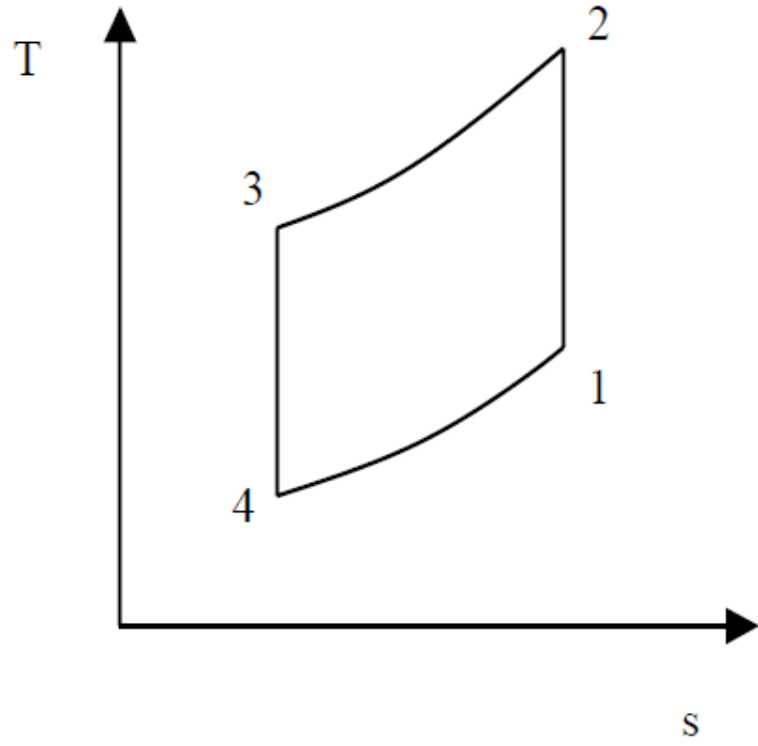
$$W_{12} = 0 \quad (2.9)$$

2.6.2 Teorik pV diyagramı

Hermetik pistonlu kompresörlerin ideal termodinamik çevrimi 4 işlemden oluşmaktadır. Bunlar sırasıyla izentropik sıkıştırma, gazın sabit basınçta dışarı atılması, izentropik genişleme ve gazın sabit basınçta silindir içine emilmesidir. İdeal evrimin basınç- hacim diyagramı şekil 2.10 da , sıcaklık-entropi diyagramı ise şekil 2.11’de sunulmuştur.



Şekil 2.10 : İdeal pV diyagramı.



Şekil 2.11 : İdeal T-s diyagramı.

Bu diyagramlardaki adımlar aşağıda belirtildiği gibidir.

1 – 2 : Tersinir adyabatik sıkıştırma

2 – 3 : Sabit basınçta gazın silindir dışına atılması

3 – 4 : Tersinir adyabatik genişleme

4 – 1 : Sabit basınçta silindir içine taze gaz girişi

Şekil 2.10 ve Şekil 2.11’de 1 noktasında piston silindirin alt ölü noktasında bulunmaktadır. Bu esnada kompresörün emme valf yaprağı kapalıdır. 1 - 2 hal değişiminde soğutkan tersinir adyabatik sıkıştırılmakta, bu sırada silindir içerisindeki gazın basınç ve sıcaklığı artmaktadır. 2 konumuna gelindiğinde egzoz yaprağı açılmakta ve sabit basınçta egzoz plenumuna (manifolduna) doğru akış gerçekleşmektedir. 3 noktasında ise piston üst ölü noktaya ulaşmakta ve valf tablası üzerinde bulunan egzoz yaprağı kapanmaktadır. Bu noktada silindir içinde ölü hacim miktarı kadar soğutucu akışkan bulunmaktadır. 3 - 4 arasında soğutkan tersinir adyabatik genişledikten sonra 4 noktasında emme valf yaprağı açılmaktadır. Emme yaprağının açılmasıyla beraber silindir içine taze soğutucu akışkan emilmekte ve kompresör çevrimi sonlanmaktadır.

Belirtilen bu dört hal değişiminin toplamı eşitlik 2.10’da gösterildiği gibi teorik sıkıştırma işini vermektedir.

$$W = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41} \quad (2.10)$$

(2.6) ve (2.8) no’ lu eşitlikleri (2.10) no’lu eşitlikte yerlerine konulur ise 2.11 eşitliği elde edilir.

$$W = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - n} + P_2 (V_3 - V_2) + \frac{P_4 V_4 - P_3 V_3}{1 - n} + P_1 (V_1 - V_4) \quad (2.11)$$

(2.11) eşitliği düzenlenir ise, eşitlik (2.12) elde edilir.

$$W = \frac{P_4 V_4 - P_1 V_1}{1 - n} + P_2 (V_3 - V_2) + \frac{P_2 V_2 - P_3 V_3}{1 - n} + P_1 (V_1 - V_4) \quad (2.12)$$

Eşitlik (2.12) de $P_4 = P_1$ ve $P_2 = P_3$ olduğundan dolayı, eşitlik tekrar düzenlenir ise (2.13) eşitliği elde edilir.

$$W = \frac{n}{1 - n} [P_1 (V_4 - V_1) + P_2 (V_2 - V_3)] \quad (2.13)$$

Teorik sıkıştırma işleminde atılan kütleli debi ile emilen kütleli debinin eşit olduğu kabul edilir ise (2.14) eşitliği elde edilir.

$$\frac{P_2(V_2 - V_3)}{RT_2} = \frac{P_1(V_1 - V_4)}{RT_1} \quad (2.14)$$

(2.14) eşitliğinin düzenlenmesiyle, (2.15) elde edilir.

$$P_2(V_2 - V_3) = P_1(V_1 - V_4) \frac{T_2}{T_1} \quad (2.15)$$

(2.15) eşitliğinde belirtilen sıcaklık ilişkisi yerine eşitlik (2.16) konulur ise eşitlik (2.17) elde edilir.

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2^{\frac{n-1}{n}}}{P_1} \quad (2.16)$$

$$P_2(V_2 - V_3) = P_1(V_1 - V_4) \frac{P_2^{\frac{n-1}{n}}}{P_1} \quad (2.17)$$

(2.17) eşitliğini (2.13) eşitliğinde yerine koyup düzenleme yapılırsa toplam iş eşitlik (2.18) de belirtildiği gibi bulunur.

$$W = \frac{n}{n-1} P_1(V_1 - V_4) \left[\frac{P_2^{\frac{n-1}{n}}}{P_1} - 1 \right] \quad (2.18)$$

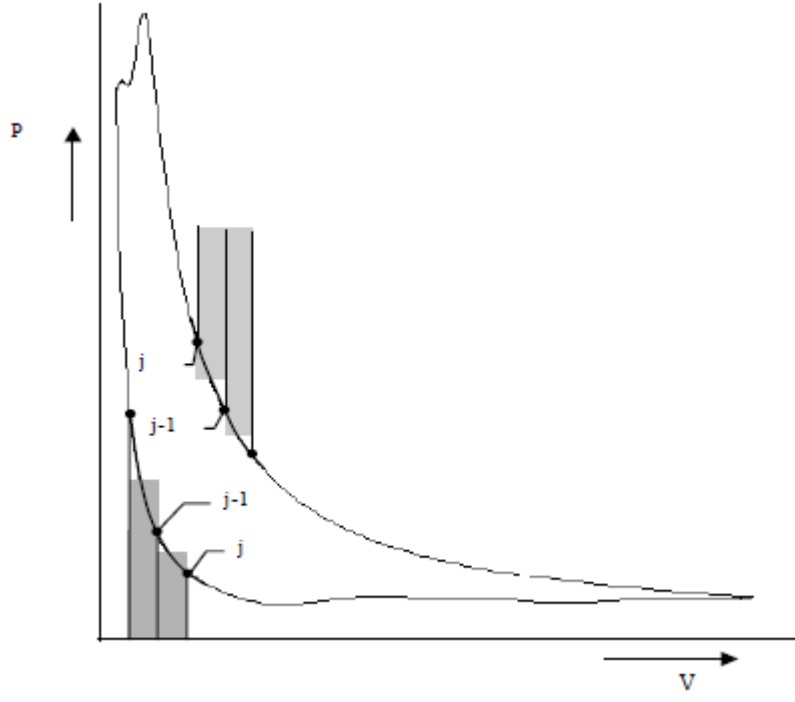
Eşitlik (2.18) den toplam sıkıştırma işinin n politropik üssüne, toplam emilen gaz hacmine ve sıkıştırma oranına bağlı olduğu görülmektedir.

2.6.3 pV diyagramının hesaplanması

Anlık silindir hacim ve basınç değerlerinin ölçülmesi ile pV diyagramı elde edilebilmektedir. Sıkıştırma işinin hesaplanması için pV diyagramının entegre edilmesi ve pV alanının hassas bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir. pV alanının hesaplanması için yamuk (trapezoidal) yöntemi kullanılmaktadır.

$$\oint p dV = \sum_{j=1}^n \left(\frac{P_{Cj} + P_{Cj-1}}{2} \right) (V_{j-1} + V_j) \quad (2.19)$$

Eşitlik (2.19) da, P_{Cj} anlık silindir basıncını, V_j ise anlık silindir hacmini göstermektedir. Yapılan sayısal entegrasyon ile pV alanı bir çevrim boyunca hesaplanabilmektedir. Şekil 2.12'de yamuk yöntemiyle hesaplanan pV alanı gösterilmektedir.



Şekil 2.12 : pV alanının hesaplanması. [11]

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

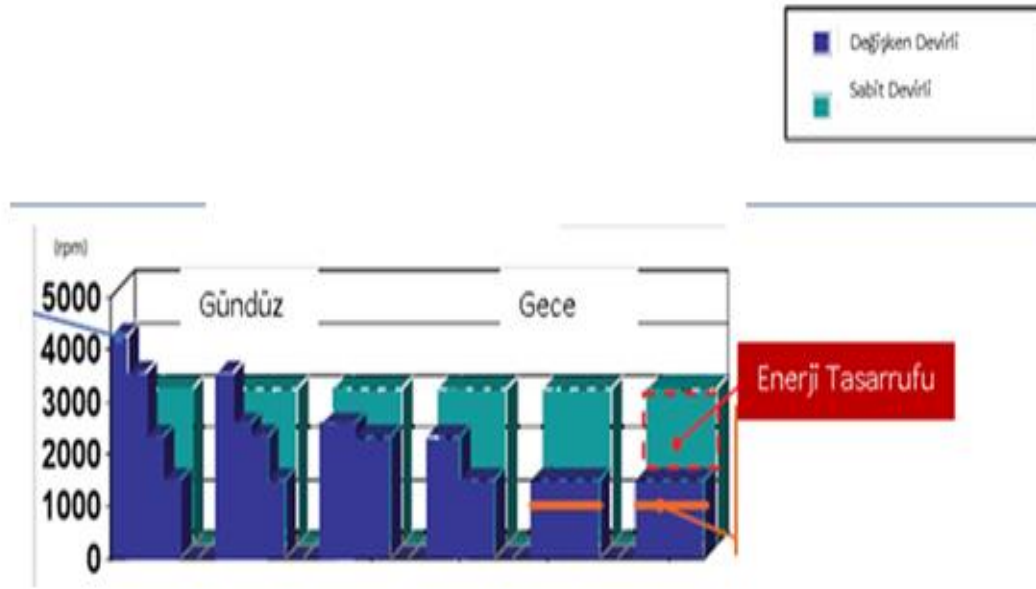
3.1 Değişken Devirli Kompresörler

Literatürde değişken devirli hermetik kompresörler ve bu tip kompresörlerin farklı devirlerdeki performansını inceleyen çalışmaların sayısı oldukça azdır. Yapılan çalışmalar uzun yıllardır kullanılan sabit devirli kompresörler üzerinde yoğunlaşmaktadır. Bu çalışmalarda belirli bir çalışma koşulunda kompresör performansını etkileyen debi, giriş gücü ve soğutma performansı arasındaki ilişkiler irdelenmektedir.

Değişken devirli kompresörlerin buzdolapları ve derin dondurucularda sunduğu verim artışı ile ilgili çalışma Balazs ve diğerleri [12] tarafından sunulmuştur. Çalışmada günümüzde birçok ev tipi buzdolabı ve derin dondurucunun sabit devirli, aç kapa şeklinde çalışan kompresör kullandığından bahsedilmektedir. Bu tarz kompresörlerin farklı çalışma şartlarına yeterli uyum gösteremediği ve bu nedenle enerji verimliliği anlamında yeterli seviyede olmadığından bahsedilmektedir. Bu nedenle makalede, değişken devirli kompresörlerin sağlayabileceği avantajlar sıralanmıştır. Sabit devirli konvansiyonel kompresörlere göre değişken devirli kompresörün müşterinin kullanım koşullarına göre farklı hızlarda çalışabildiği bu şekilde hızlı soğutma ve dondurma ya da stabil çalışma esnasında düşük hızlarda çalışarak enerji tüketimini azalttığından bahsedilmektedir.

Değişken devirli kompresör kullanımında, tasarımcının buzdolabı kabini için ısı yük ihtiyacını ve özellikle düşük yüklerdeki basınç ve sıcaklık değerini tasarımına girdi olarak alması gerektiğinden bahsetmektedir. Bunun nedeni olarak ise, günümüzde yapılan tasarımların ısı yük ihtiyacının en yüksek seviyede olduğu koşullara göre yapıldığını fakat buzdolabının gerçek çalışma koşullarında sürekli bu yükte çalışmadığını ve bunun enerji veriminde kayıplara neden olduğunu söylemektedir. Şekil 3.1’de değişken devirli kompresör uygulamalarının enerji tüketimine olumlu etkisi gösterilmektedir. Sabit devirli kompresör günün hangi anında, ne kadar soğutma ihtiyacı duyulduğuna bakılmaksızın aç kapa olarak tek bir devirde

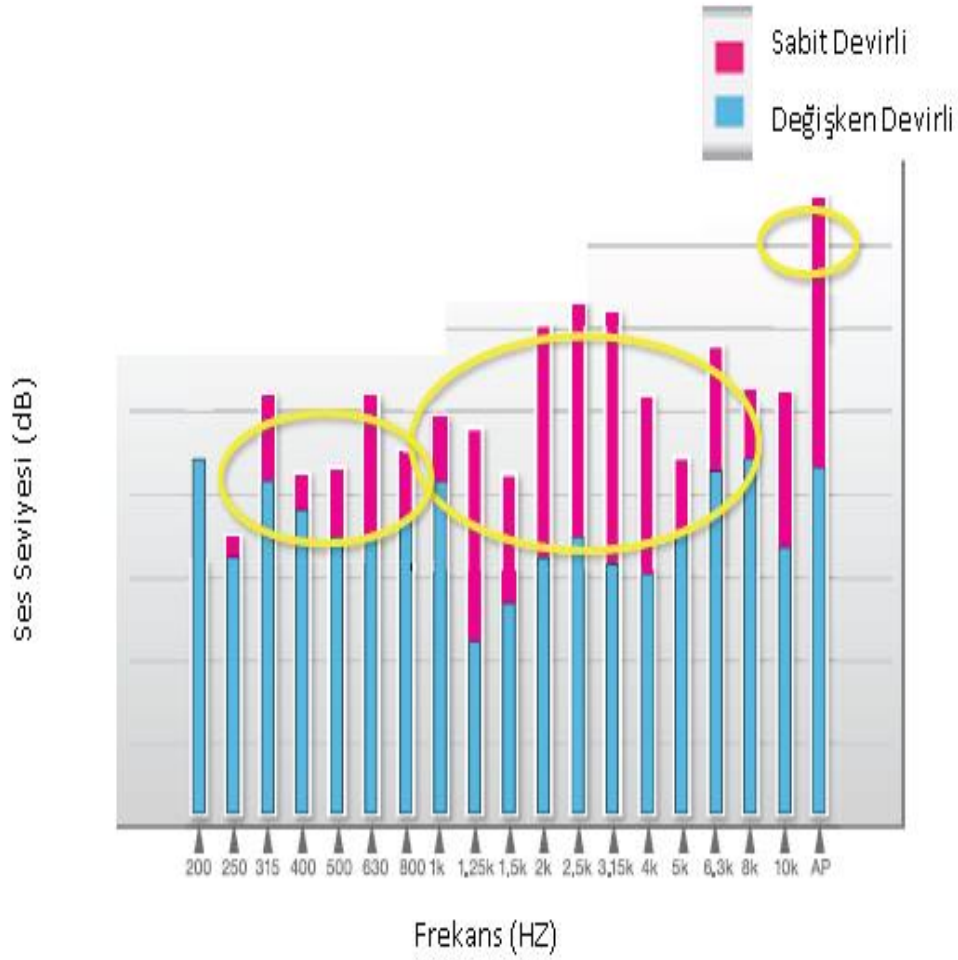
çalışmaktadır. Oysaki gündüz zamanlarında buzdolabının soğutma kapasitesi ihtiyacı gece vaktine göre daha fazla olmaktadır ve sabit devirli kompresör bunları göz önünde bulunduramamaktadır. Değişken devirli kompresörde ise, soğutma kapasitesi buzdolabının ihtiyacına göre ayarlanabilmekte, örneğin kapının uzun süre açık kalması ve bu nedenle soğutma ihtiyacının arttığı anlarda yüksek devirde çalışarak, maksimum seviyede daha yüksek soğutma kapasitesi sağlayabilmektedir. Benzer olarak, aktivitelerin az olduğu gece vaktinde ise düşük devirlerde çalışarak buzdolabının sadece ihtiyacı olan soğutma yükünü sağlayarak önemli oranda enerji tasarrufu sağlayabilmektedir.



Şekil 3.1 : Değişken devirli kompresörün enerji tüketimine olumlu etkisi. [12]

Bu şekilde değişken devirli kompresörler, konvansiyonel sabit devirli kompresörlere kıyasla düşük devirde daha uzun çalışarak tüketilen enerjiyi azaltmaktadırlar. Ayrıca çalışmada, bu durumun diğer bir olumlu etkisi olarak buzdolabı içindeki sıcaklık salınımlarının azaltılmış olması gösterilmektedir.

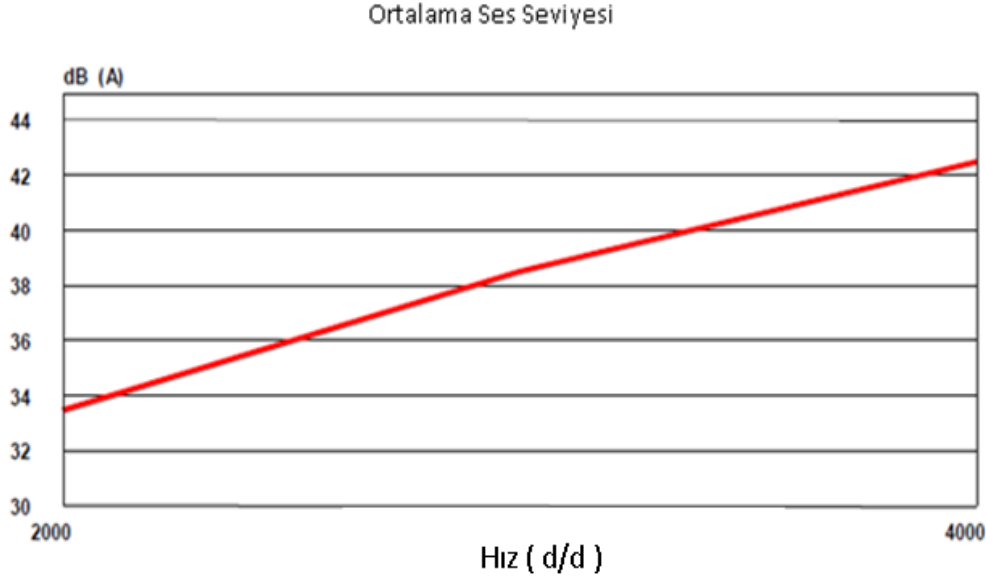
Düşük devirde uzun süreli çalışma buzdolabının genel ses performansına da olumlu etki yapmaktadır. Çünkü sabit devirli kompresörde fark edilebilen bir kalkış sesi mevcuttur. Fakat değişken devirli kompresörlerde bu geçiş sesinin oldukça düşük olduğundan bahsedilmektedir. Bu durum Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.2 : Değişken devirli kompresörün ses düzeyine olumlu etkisi. [12]

Değişken devirli kompresörlerin avantajlarının anlatıldığı bir diğer çalışmada, M.G. Schwarz [13] tarafından yapılmıştır. Makalede değişken devirli kompresör kullanımının buzdolaplarında %40'a varan oranlarda enerji tasarrufu sağladığı ve buzdolabının ortalama ses seviyesini 5 dB(A) azalttığından bahsedilmektedir.

Buzdolaplarının ses kaynaklarının fanlar, mekanik anahtarlar, gaz akışı ve kompresör kaynaklı olduğu belirtilmektedir. Kompresör teknolojisinin daha iyi bir akustik performans için kompresör kabuk tasarımında, iç iletim metodlarında, komponent rezonanslarında ve çeşitli ses kaynaklarında iyileştirmeler sağladığını fakat temel ses performansının kompresör devrine ve soğutma kapasitesine bağlı olduğu belirtilmektedir. Bu durum Şekil 3.3'te özetlenmektedir. Değişken devirli kompresör çalışmasının büyük kısmı 3000 ve 3600 d/d'nın altında olduğu için buzdolabının ses performansının iyileşmesinde büyük bir olanak sunduğu belirtilmektedir.



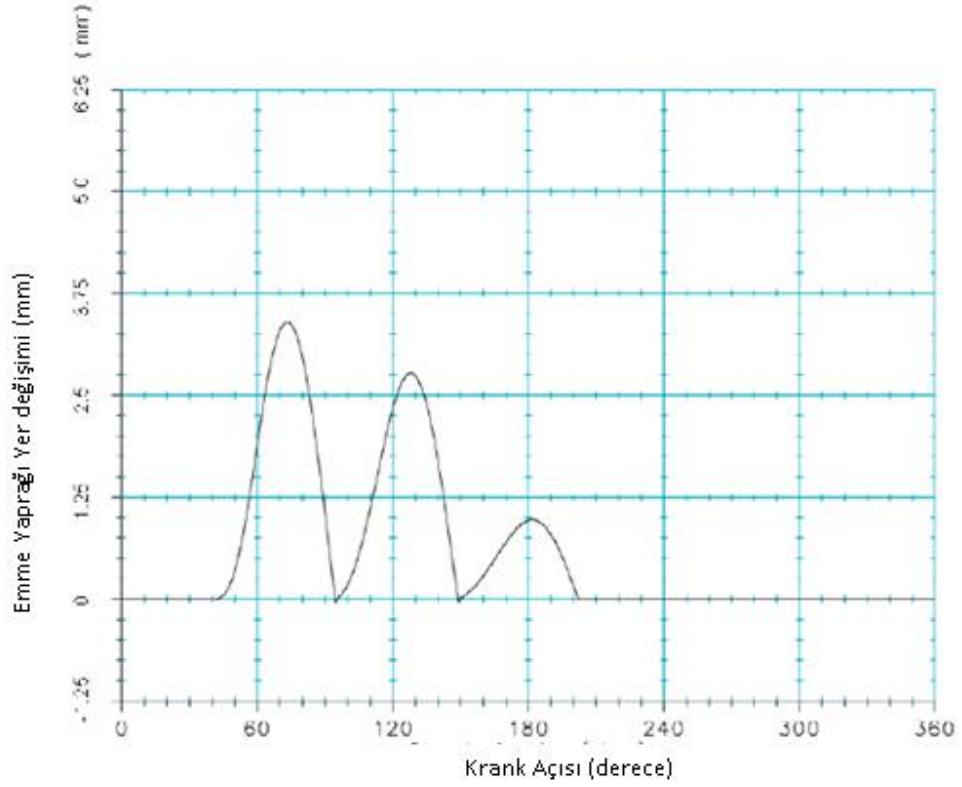
Şekil 3.3 : Değişken devirli kompresör ile ses seviyesi iyileştirilmesi. [13]

Çalışmada, sabit devirli kompresör ile soğutma yükünün en fazla olduğu, en sıcak ana göre tasarım yapıldığı belirtilmektedir. Bunun sonucu olarak kompresörün, bu koşulu sağlamak için aç kapa şeklinde çalışarak, yüksek soğutma kapasitesi iletimi ve çalışma anında %30 ile %60 arasında emme ve egzoz hatları arasındaki yüksek basınç düşümünden ötürü düşük SEK'na neden olduğundan bahsedilmektedir. Değişken devirli kompresör kullanarak kompresör hızı buzdolabının soğutma yüküne göre ayarlanabilmekte ve bu şekilde kompresör hızı düşürülebilmektedir. Bunun sonucu olarak kompresörün emme ve egzoz hatları arasındaki basınç düşümü azalmakta, düşük debi sağlanmakta ve kompresör daha uzun süre daha verimli çalışmaktadır.

3.2 Değişken Devirli Kompresör ve İndikatör Diyagramı ile İlgili Çalışmalar

Değişken devirli kompresörlerde valf yaprağı hareketini inceleyen bir çalışma D. A. Collings ve J. R. Lenz [14] tarafından sunulmuştur. Çalışmada yapraklı valflerin hıza duyarlı olgularının belirlenmesi amaçlanmış ve bu amaçla ev tipi buzdolapları ve dondurucularda kullanılan değişken devirlerde çalışabilen bir kompresör kullanılmıştır. Valf hareketi, emme yaprağının emme geçidinin ortasına gelen noktası belirlenerek farklı devirlerde lazer Doppler hızölçer ile belirlenmiştir. Bu veri ise yer değişimini krank dönme açısının fonksiyonu olarak belirlemek için entegre edilmiştir.

Yapraklı valflerin kompresörün güvenilirliği ve performansı üzerinde önemli etkisi bulunmaktadır. Valfin hareketini simüle edebilmek amacıyla yazılımlar geliştirilmektedir. Fakat bu yazılımların sonuçlarını doğrulamak amacıyla testlerin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bu yazılımların birinin sonucu aşağıda Şekil 3.4’de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.4 : Yazılım ile elde edilen emme valf hareketi. [14]

Çalışmada, 0.23 metre (9 inç) çapında her bir yüzeyinde cam bulunan bir muhafaza kullanılmıştır. Deney düzeneklerinin cam olması ile amaçlananın lazer ölçümlerinde temassız ölçüm alabilmek olduğu belirtilmiştir. Muhafazanın tasarım basıncının sistemde kullanılan emniyet valfi nedeniyle 0.86 MPa olduğu belirlenmiş ve hesaplamalar bu değere göre yapılmıştır. Yazarlar bu değer R134A kompresörün emme valfi için yeterli bir basınç oluşturduğunu belirtmektedir. Deney düzeneğinde erişim panelinin en zayıf bölge olduğu belirlenmiş ve bu bölme için sonlu eleman analizleri yapılmıştır. Yapılan analizler ve hesaplamalar bu bölgenin, deneyde kullanılan basınçlarda yeterli dayanıma sahip olduğunu göstermiştir.

Makalede açıklanan deney düzeneğindeki camlı muhafazaya yük standı entegre edilmiştir. Yük standı ise elle kontrol edilen iğne vana ve iç içe borulu bir ısı

değiştiricisinden oluşmaktadır. Soğutkanın dönüş sıcaklığı su soğutucusu yardımı ile kontrol edilmektedir. Ayrıca sistemdeki emme ve egzoz hattı basınçları ve sıcaklıkları ölçülmekte ve sistemde bulunan bir ekran sayesinde görüntülenebilmektedir. Deney düzeneğinin görüntüsü Şekil 3.5’de gösterildiği gibidir.

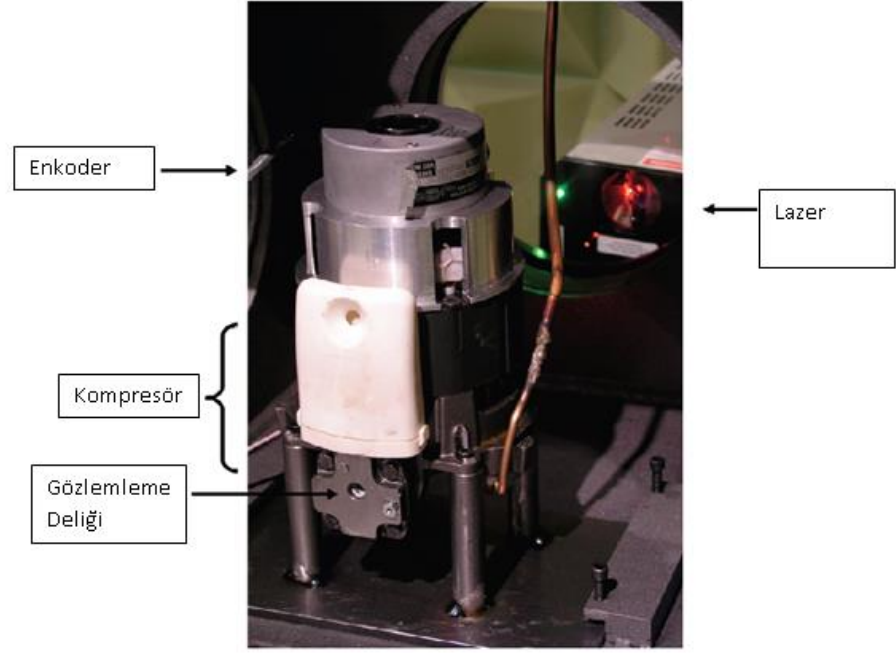


Şekil 3.5 : Çalışmada kullanılan deney düzeneğinin dış görünümü. [14]

Emme valfinin hareketini gözlemlemek için çalışmada kullanılan silindir kafasına bir adet gözlemlene deliği açılmıştır. Valf hareketini ölçmek için kullanılan lazer bu delikten valfe odaklandırılmıştır. Valften alınacak yanıt sinyali için valf yüzeyinin yansıtıcı olması gerekmektedir. Bu nedenle valf üzerinde aşındırıcı bir bant kullanılmıştır. Fakat deney düzeneğinde bulunan yağ ve soğutkan nedeniyle gürültü sinyalleri oluşmuş ve yazarlar bu durumdan yağı bu bölgeden tahliye ederek ve ölçüm sayısını arttırarak kurtulmuşlardır. Ayrıca lazerin yansıma açısı gözlemlene camından belli bir açıyla konumlandırılmıştır. Bu şekilde valften yansıyan sinyal ile camdan yansıyan sinyal ayrıştırılmaktadır.

Sistemde valfin açılma ve kapanma anlarını belirlemek için bir adet enkoder kullanılmıştır. Kullanılan enkoder her bir krank dönme açısında bir sinyal ve

her bir kompresör turunda üst ölü noktayı referans alarak bir sinyal vermektedir. Deney için hazırlanan yazılım krankın her bir dönme açısı için valf hızını ölçmektedir. Valfin her hızı için art arda yüz krank turu ölçülmekte ve ortalaması alınmaktadır. Deney düzeneğinin görünüşü Şekil 3.6'da sunulduğu gibidir.

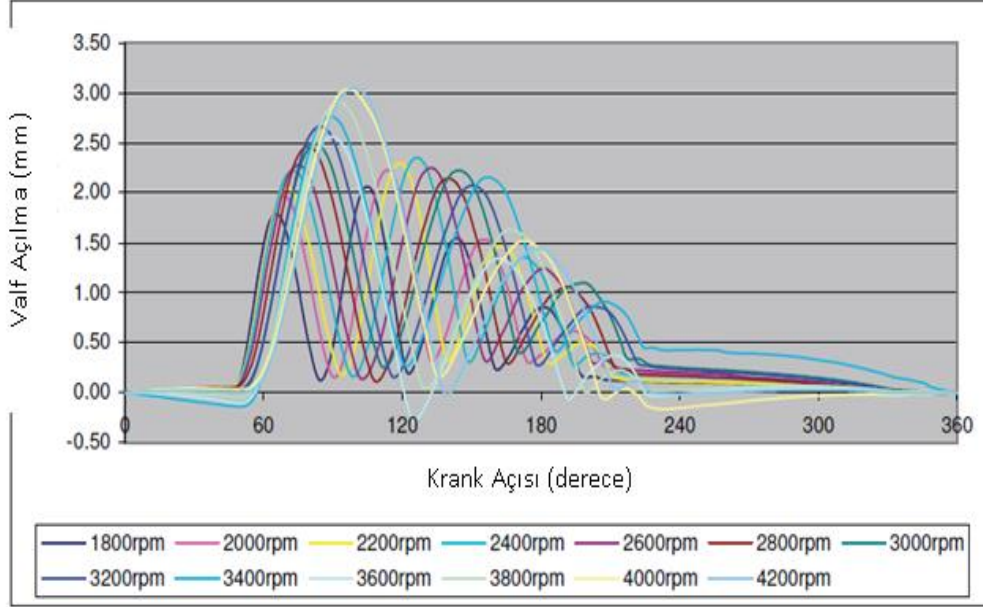


Şekil 3.6 : Deney düzeneği ve ölçüm ekipmanlarının yerleşimi. [14]

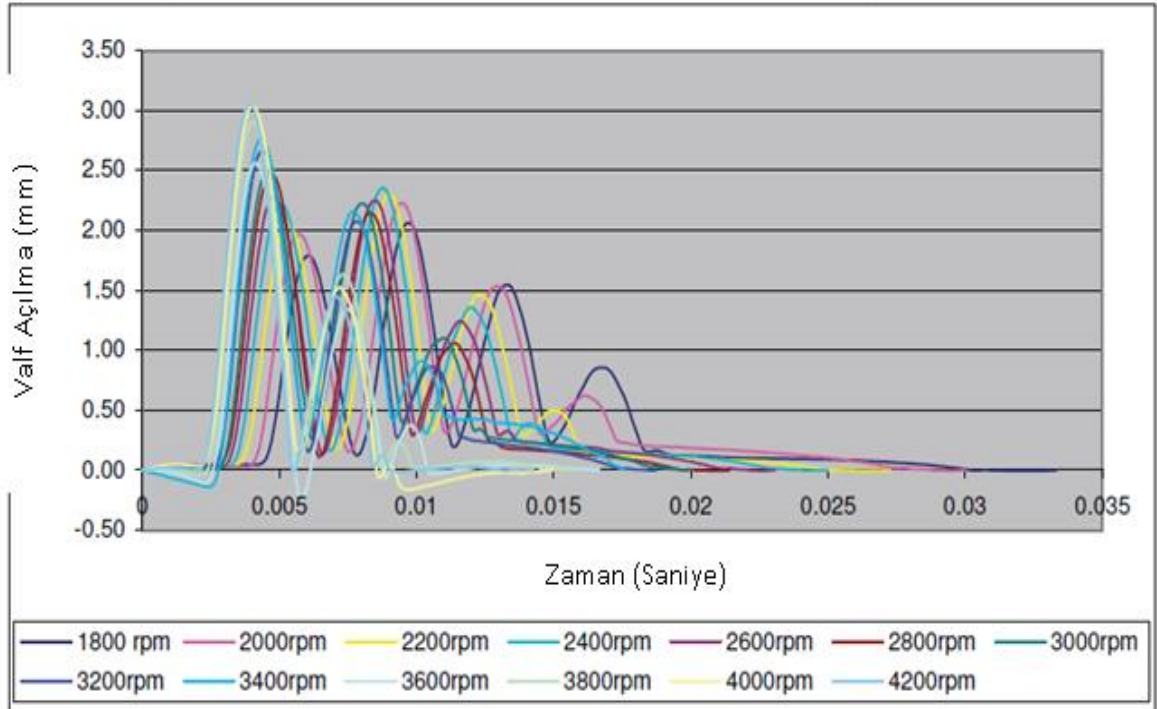
Çalışmada yapılan deneyler 1800 ve 4200 d/d hız aralığında 13 farklı hızda yapılmıştır. Deneylerde R134A soğutkanı kullanılmış, deneyler -23°C buharlaşma ve 4.4°C yoğuşma sıcaklığında yapılmıştır. Farklı hızlarda bu sıcaklık ve dolayısıyla basınç değerlerine karşılık gelen değerlerin ayarlanması ise sistemdeki genleşme valfi yardımıyla yapılmıştır.

Yapılan deneyin sonuçları Şekil 3.7 ile Şekil 3.10 arasında gösterilmektedir. Şekil 3.7 ile Şekil 3.8 arasında deney sonuçları üst üste, Şekil 3.9 ile Şekil 3.10 arasında ise ayrıştırılarak gösterilmektedir. Sonuçlar incelendiğinde, kompresörün devri arttığında emme yaprağının daha geç açıldığı gözlenmektedir. Emme valfinin açılması tekrar genişleyen gaz miktarından etkilenmektedir. Tekrar genişleyen gaz miktarının artması krank dönme açısına göre emme valfinin daha geç açılmasına neden olmaktadır. Bu deneyde buna neden olan ise egzoz hattındaki akışın yetersiz olması gösterilmiştir. Egzoz hattındaki yüksek debi, yüksek silindir basıncına neden

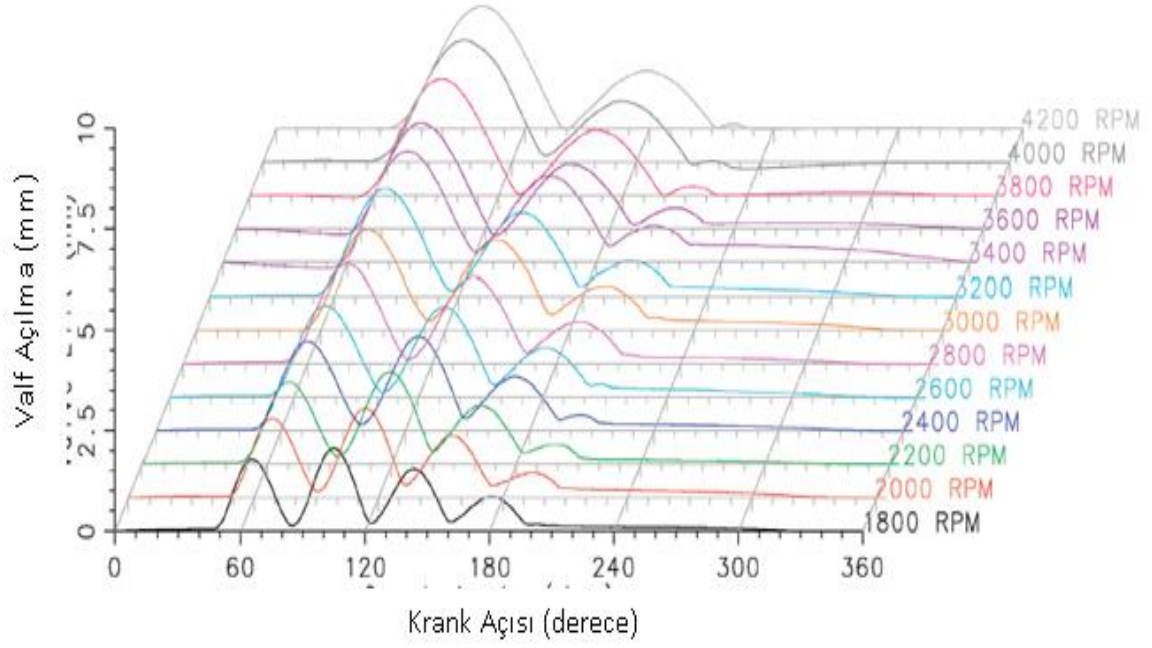
olmakta ve bu durum gazın yoğunluğunu arttırmaktadır. Bu da tekrar genişleyen gazın miktarının artmasına neden olmaktadır. Bu nedenden dolayı emme yaprağı daha geç açılmaktadır.



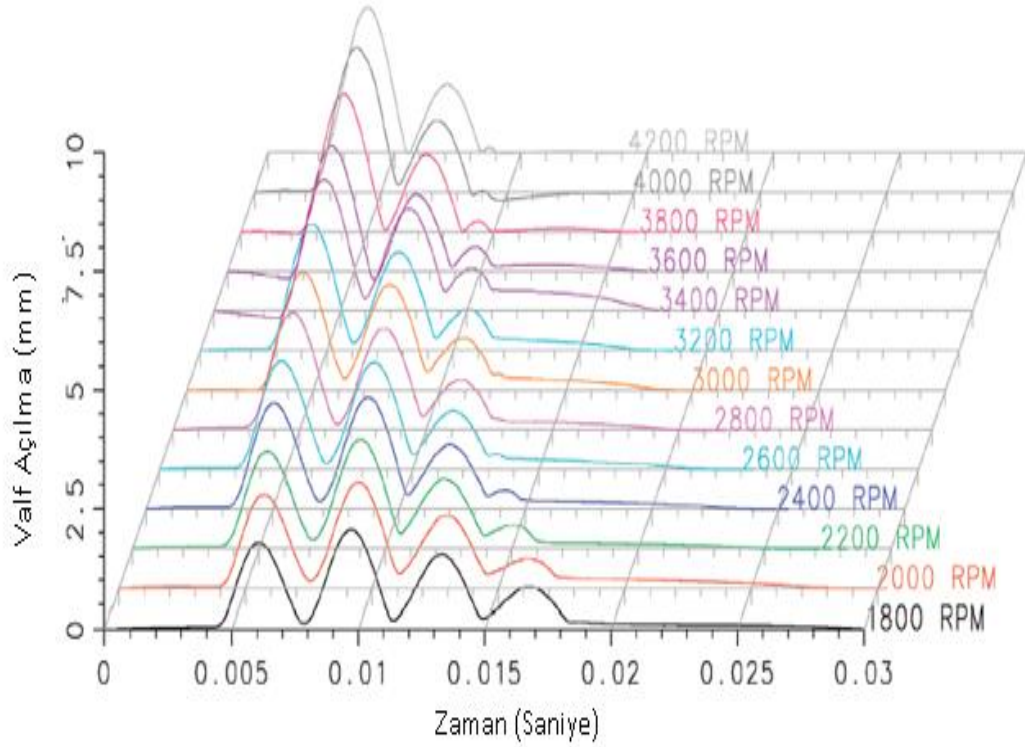
Şekil 3.7 : Valf açılma mesafesi ve krank dönme açısı ilişkisi. [14]



Şekil 3.8 : Valf açılma mesafesi ve zaman ilişkisi. [14]



Şekil 3.9 : Valf açılma mesafesi ve krank dönme açısı ilişkisi ayrıık gösterim. [14]



Şekil 3.10 : Valf açılma mesafesi ve zaman ilişkisi ayrıık gösterim. [14]

Deney sonuçlarından valfin dinamik hareketi ile ilgili de bazı sonuçlar çıkarılmıştır. Kompresörün hızı arttıkça emme valfinin tepe sayısı azalmaktadır. Bu durum ise

emme valf yaprağı açıkken yaptığı dinamik hareketinin birinci doğal titreşim modundan kaynaklandığının göstergesidir. Tepeler arasında geçen zaman valfin birinci doğal modu tarafından sabitlenmiştir. Çünkü kompresörün hızı arttıkça, valfin açık kaldığı süre azalmaktadır. Bu nedenle kompresör hızı arttıkça daha az tepe görülmektedir. Tepeler arası fark krank dönme açısı baz alınarak karşılaştırıldığında, açı olarak fark artıyor olsa da zaman anlamında tepeler arası fark aynı kalmaktadır.

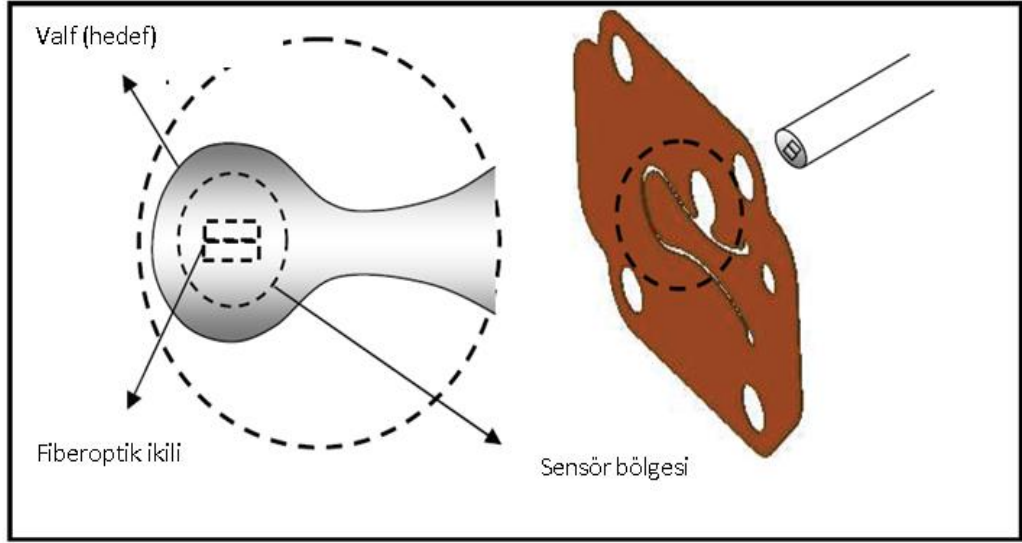
Son olarak yapılan çalışmalarda görülmüştür ki, emme valfinin açılması kompresör hızı arttıkça daha erken olmaktadır. Yazarlar bunun yüksek debinin valfte daha yüksek bir basınç düşümüne neden olması nedeniyle olduğunu, özellikle emme prosesinin başında emme valfinin ataletinden dolayı açılmaya karşı direnç gösterdiği şeklinde açıklamaktadırlar. Bu erken açılma sonucunda ise eğilme gerilmelerinin arttığına ve değişken devirli kompresör tasarlarken bu gerilmelerin hesaba katılması gerektiğine vurgu yapılmaktadır.

İndikatör (pV) diyagramını kullanarak hermetik pistonlu kompresörlerin verimini arttırmaya yönelik bir çalışma M. A. Real ve E. A. G. Pereira [15] tarafından sunulmuştur. Çalışmada kompresörün emme ve egzoz valflerinin açılma ve kapanma hareketlerinin kompresörün volümetrik verimini belirlemede kritik öneme sahip olduğu belirtilmektedir. Bu amaç ile çalışmada kompresörün pV diyagramı çıkartılmış ve valfin işleyişi incelenerek valf kayıpları ve geri gaz akışları doğrulanmıştır. Makalede kompresörlerde kullanılan valflerin basınç farkı sayesinde çalıştıkları ve kolayca açılıp, geri akışa izin vermeyecek şekilde hızlıca kapanacak şekilde tasarlandıklarından bahsedilmektedir. Bu nedenle valflerin hafif malzemelerden üretildikleri ve bu şekilde hızlı dinamik yanıtlar verdiklerinden bahsedilmektedir.

Yazarlar çalışmada gaz üzerinde yapılan işin belirlenmesi, emme ve egzoz yapraklarından olan kayıpları belirlemek için pV diyagramını kullanmışlardır. Çalışmada krankın açısal pozisyonu veri toplamada referans olarak kullanılmış ve krankın her bir açısal yer değiştirmesinde 0.1 derecede bir veri toplanmıştır.

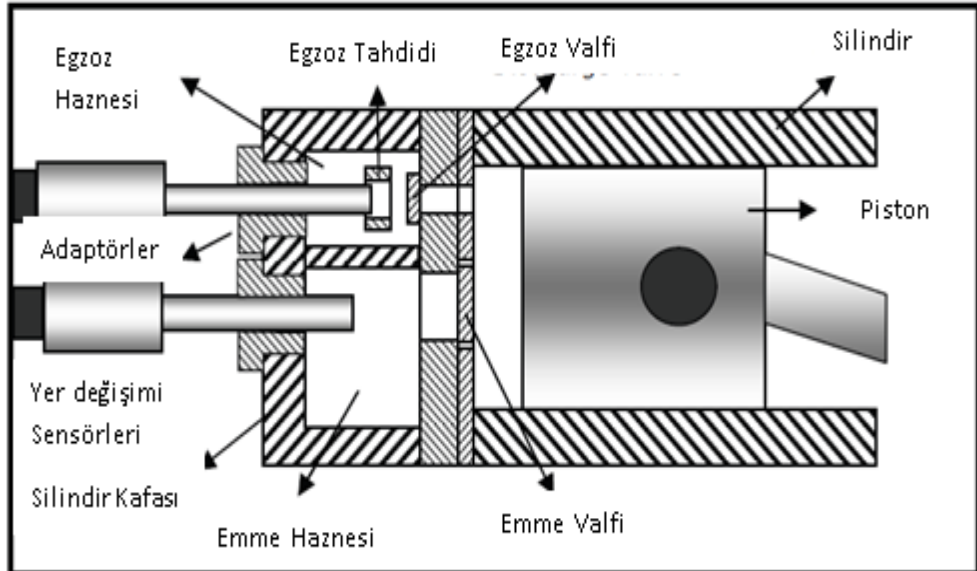
Deneylerde veri toplama sistemi ve sinyal koşullandırıcı kullanarak sensör verileri toplanmıştır. Özel bir yazılım geliştirilerek verilerin gerçek zamanda gösterilmesi sağlanmıştır. Deneylerde her bir valf için iki adet temassız sensör kullanılmıştır. Kullanılan sensörler yansıtıcı cihazlar olup fiber cam demeti kullanarak ışığı

iletmekte ve hedef yüzeylerden ışığı toplamaktadırlar. Şekil 3.11’de valf yer değiştirmesini ölçmek için kullanılan sensörlerin yerleşimi gösterilmektedir.



Şekil 3.11 : Valf üzerine sensör yerleşimi. [15]

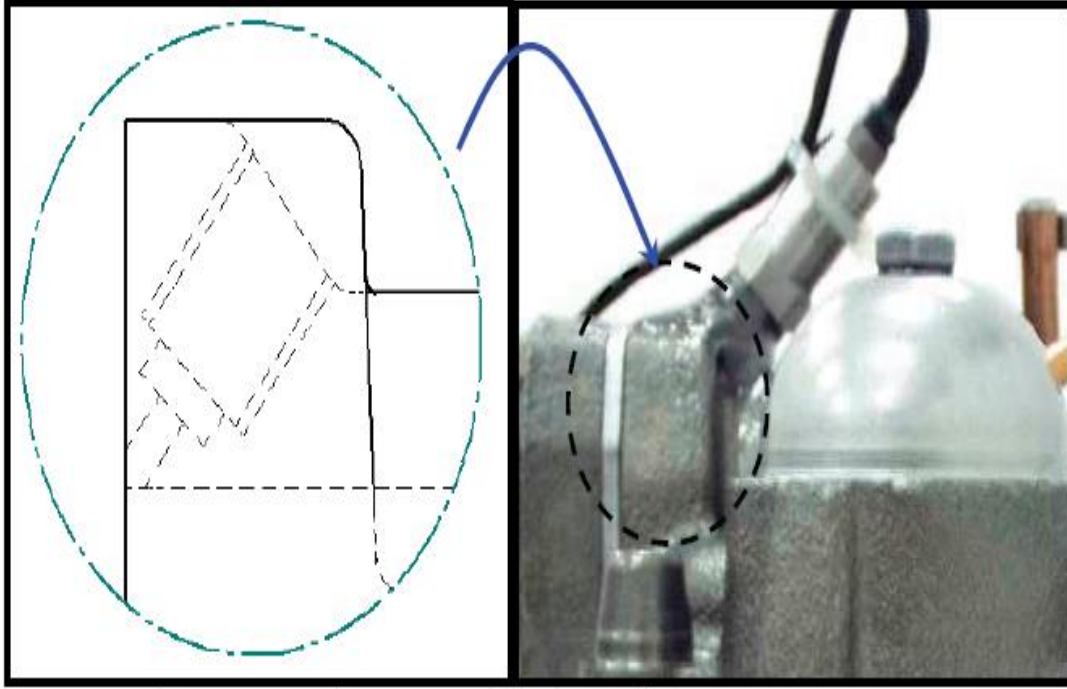
Kullanılan fiber optik sensörler kompresör silindir kafasına adaptör yardımıyla monte edilmiştir. Silindir kafasına monte edilmiş sensörler Şekil 3.12’de sunulmaktadır.



Şekil 3.12 : Silindir kafasına monte edilmiş sensörlerin gösterimi. [15]

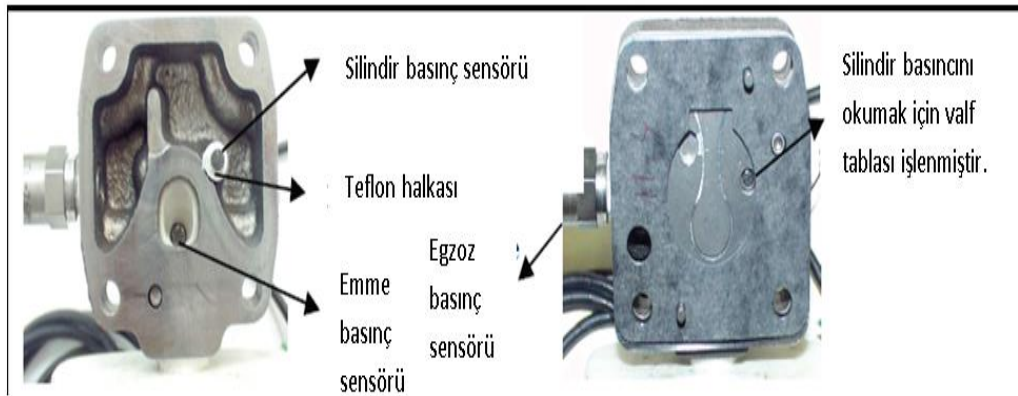
Deneylerde emme, egzoz ve silindir basınç ölçümü için ticari Kulite ETL76M190 mutlak basınç sensörleri kullanılmıştır. Yer değişimi sensörlerinin silindir kafasına

montajından dolayı basınç sensörü gövdeye, ölçüm ucu kullanılarak Şekil 3.13’de gösterildiği gibi yerleştirilmiştir.



Şekil 3.13 : Basınç sensörünün gövdeye ölçüm ucu ile yerleşimi. [15]

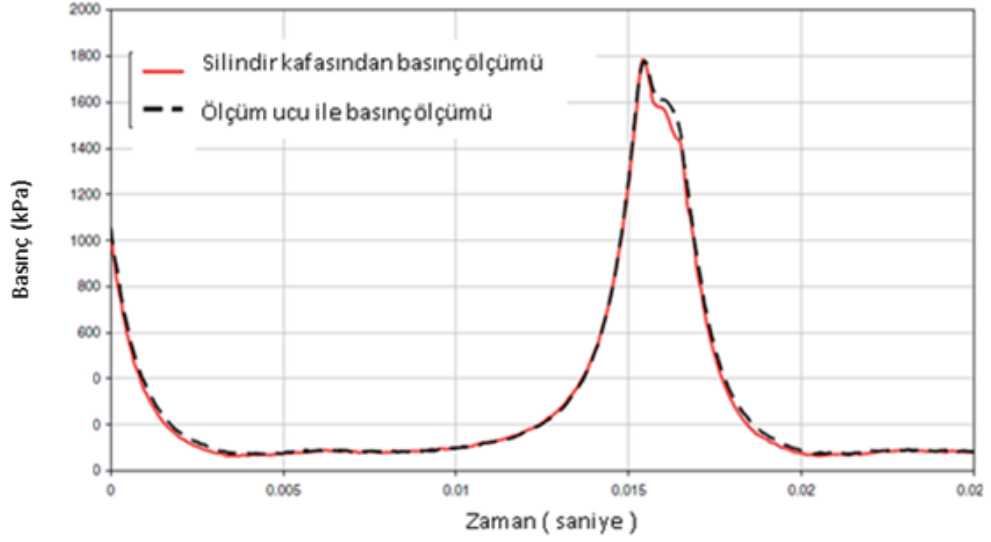
Yazarlar basınç ölçümü için ölçüm ucu kullanılmasının basınç ölçümünde gürültü yaratacağından şüphelenerek, silindir basıncını iki farklı yöntem ile ölçmüşlerdir. Bunlardan biri Şekil 3.13’de gösterilen ölçüm ucu kullanarak diğeri ise Şekil 3.14’de gösterilen silindir kafasında yer değişimi sensörü kullanmadan yapılan ölçümlerdir.



Şekil 3.14 : Silindir kafasına sensör yerleşimi. [15]

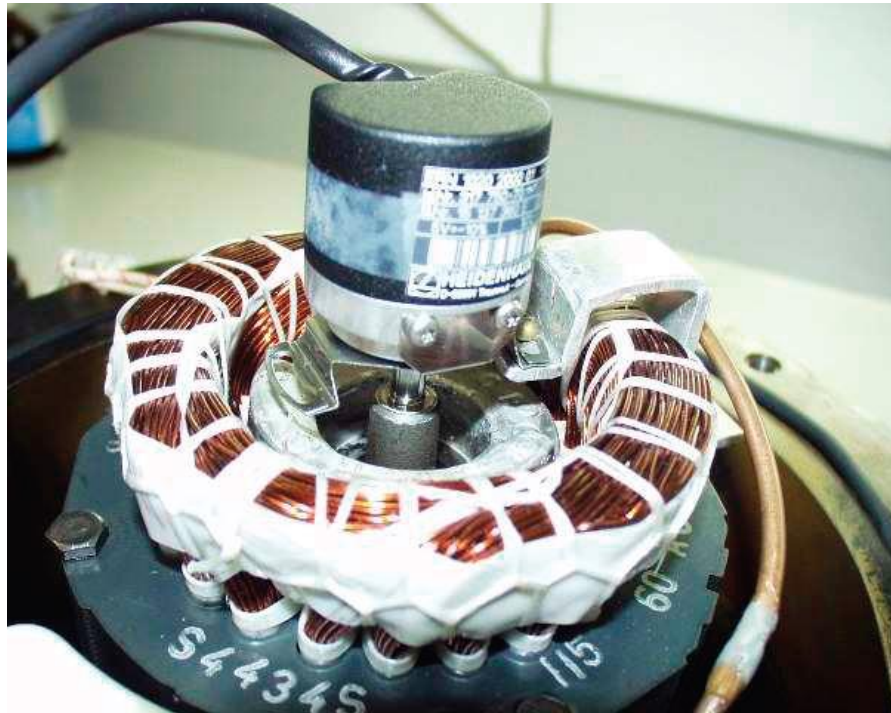
Bu iki farklı yöntemin sonuçları Şekil 3.15’de görüldüğü gibi oldukça küçük farklar ile benzer sonuçlar vermektedir. Ayrıca veri toplama düzeneğinde kullanılan yazılım

bu iki farklı deneyin sonuçlarını kullanarak, ölçüm ucu ile alınan sonuçları otomatik olarak düzeltmektedir.



Şekil 3.15 : İki farklı ölçüm yönteminin karşılaştırmalı sonuçları. [15]

Deneylerde krankın açısal hızını ölçmek için enkoder kullanılmıştır. Enkoderin referans sinyali üst ölü noktaya göre belirlenmiştir. Enkoder her bir turda 3600 veri almaktadır. Deneylerde kullanılan enkoder Şekil 3.16' da gösterilmektedir.

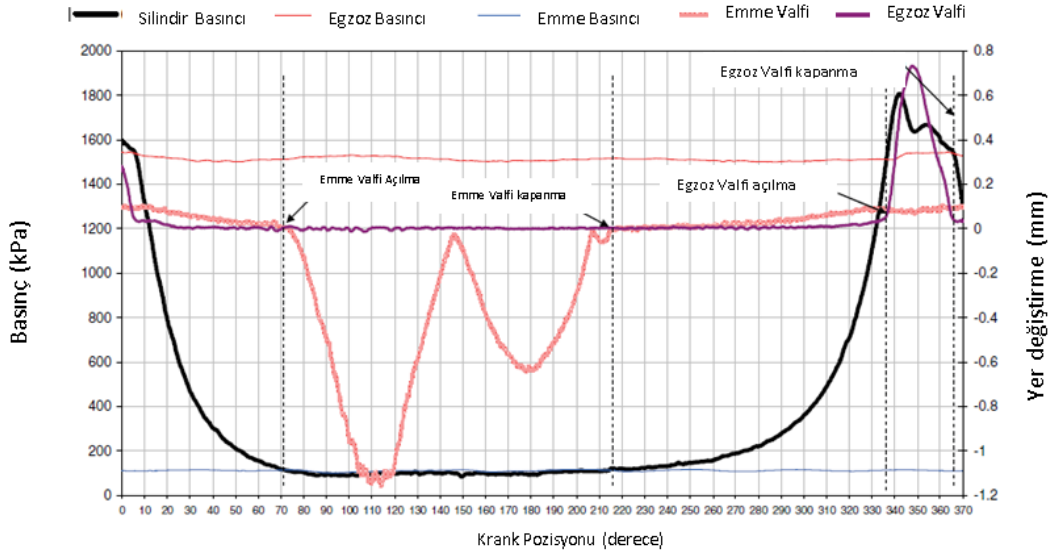


Şekil 3.16 : Deneylerde kullanılan enkoder görünümü. [15]

Silindir hacim hesabı Eşitlik (3.1) kullanılarak bulunmaktadır. Bu eşitlikte X piston yer değiştirmesi, C biyel kolu uzunluğu ve E ise eksen kaçıklığını ifade etmektedir.

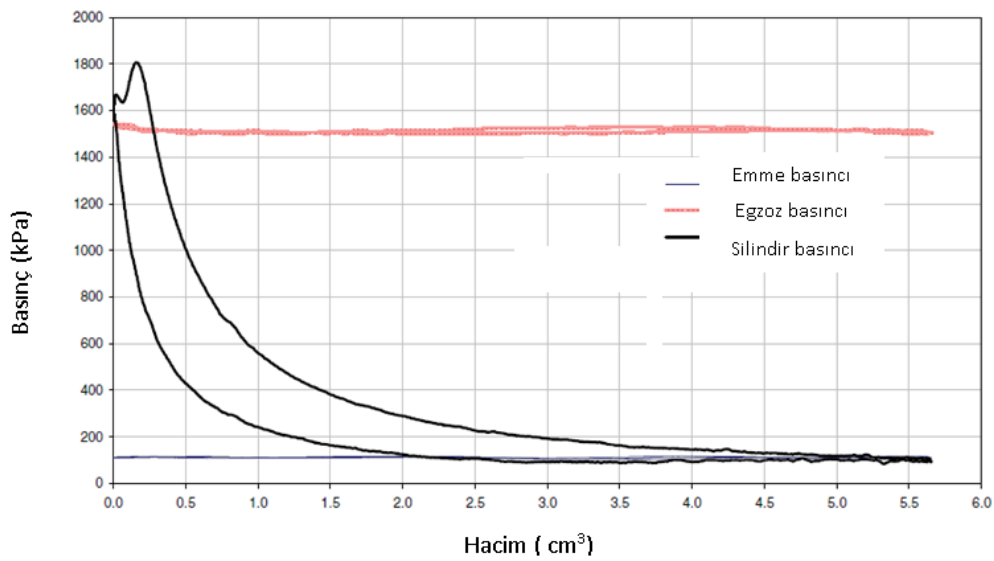
$$X(\theta) = C + E - E \cos(\theta) - \sqrt{C^2 - (E \cdot \sin(\theta))^2} \quad (3.1)$$

Ölçümlerde ortam şartlarının sabit kalması amacı ile tüm ölçümler kalorimetre içinde yapılmıştır. Şekil 3.17’de, basınç ve valf yer değiştirmesi sonuçları krank dönme açısına göre gösterilmektedir.



Şekil 3.17 : Basınç ve valf yer değiştirmesi sonuçları KDA’na göre değişimi. [15]

Deney sonucunda Şekil 3.18’de gösterilen pV diyagramı elde edilmiştir.



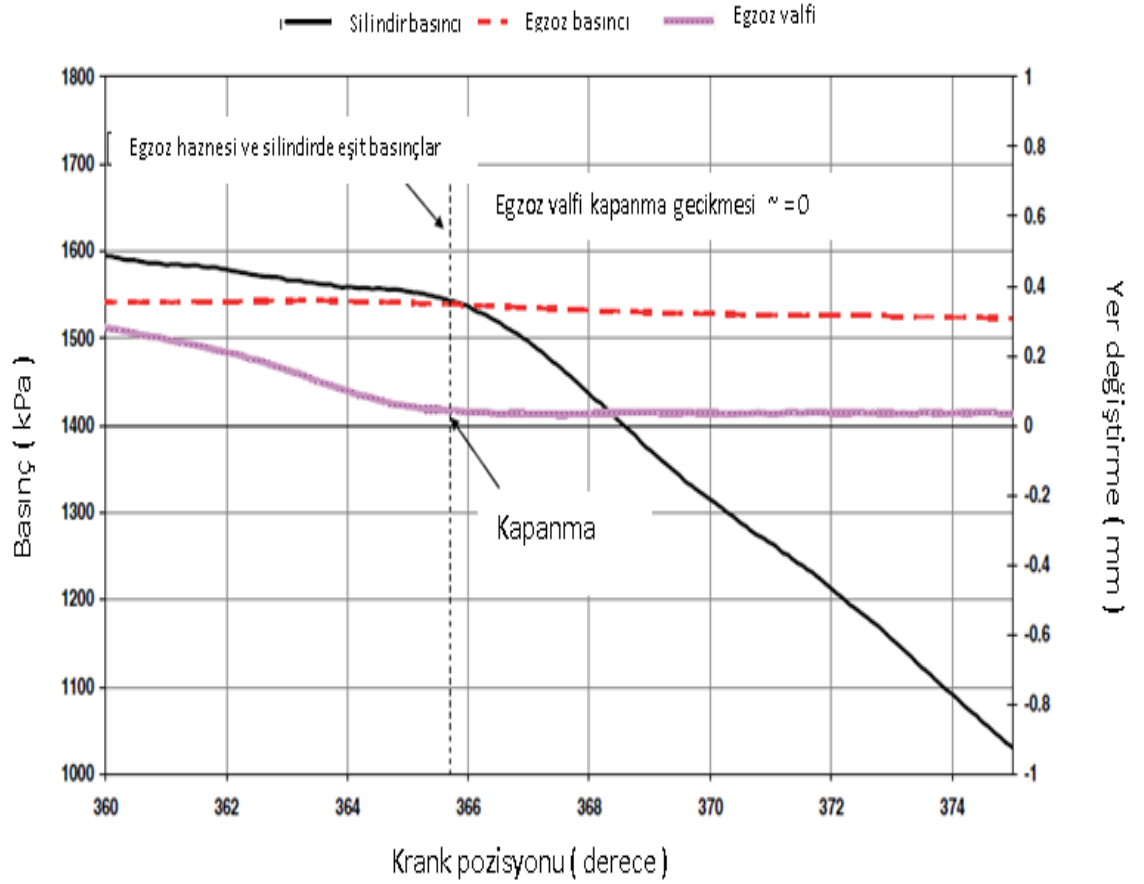
Şekil 3.18 : Elde edilen pV diyagramı. [15]

Şekil 3.18’de gösterilen pV diyagramı ve Eşitlik (3.1) kullanılarak Çizelge 3.1’deki sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 3.1 : pV deneyi sonuçları. [15]

Emme Kayıplar (%)	Egzoz Kayıplar (%)	pV Gücü (%)
2.8	5.6	91.6

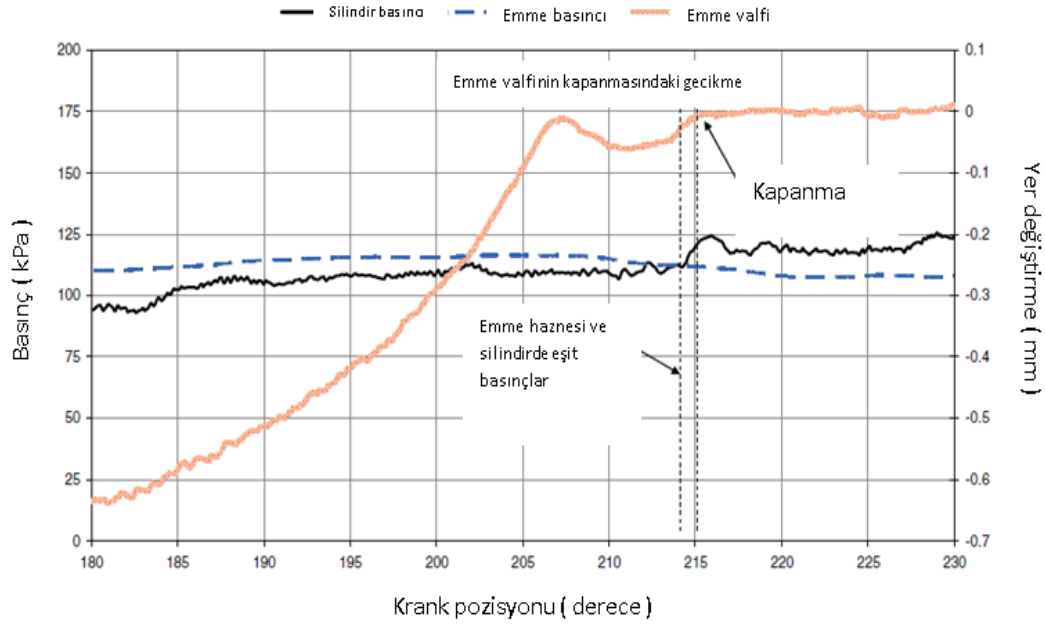
Geri akışlar emme ve egzoz valflerinde görülebilmektedir. Yazarlara göre bu olay, valflerin geç kapanmasından dolayı olmaktadır. Bu olay soğutkanın emme sürecinde silindire, sıkıştırma sürecinde ise emme manifolduna kaçmasına neden olmaktadır. Şekil 3.19 incelendiğinde egzoz valfinde geri akış gözlenmemektedir. Egzoz valfi silindir basıncı ile egzoz basıncının kesişme noktasında kapanmaktadır.



Şekil 3.19 : Egzoz safhası basınç değişimi. [15]

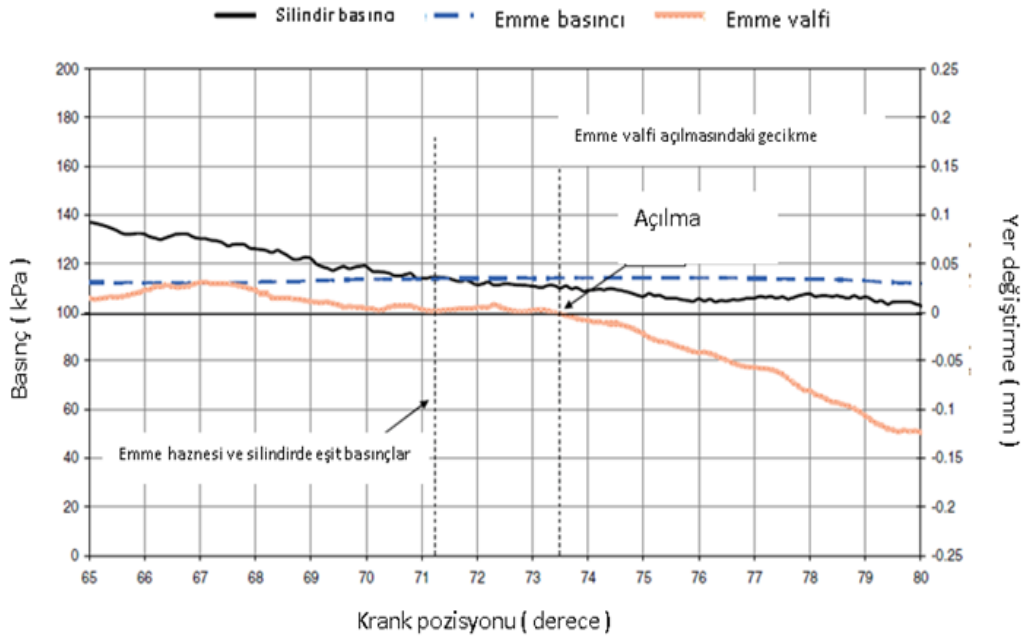
Şekil 3.20’de ise emme valfinin kapanmasındaki gecikme incelenmiştir. Emme valfi silindir basıncı emme basıncı ile kesiştikten yaklaşık olarak bir krank dönme açısı sonra kapanmaktadır. Yazarlar bu nedenle oluşacak kaybın, emme valfinin yer

değiştirmesinin küçük olması ve etkin akış alanının az olmasından dolayı oldukça düşük olacağını belirtmektedirler.

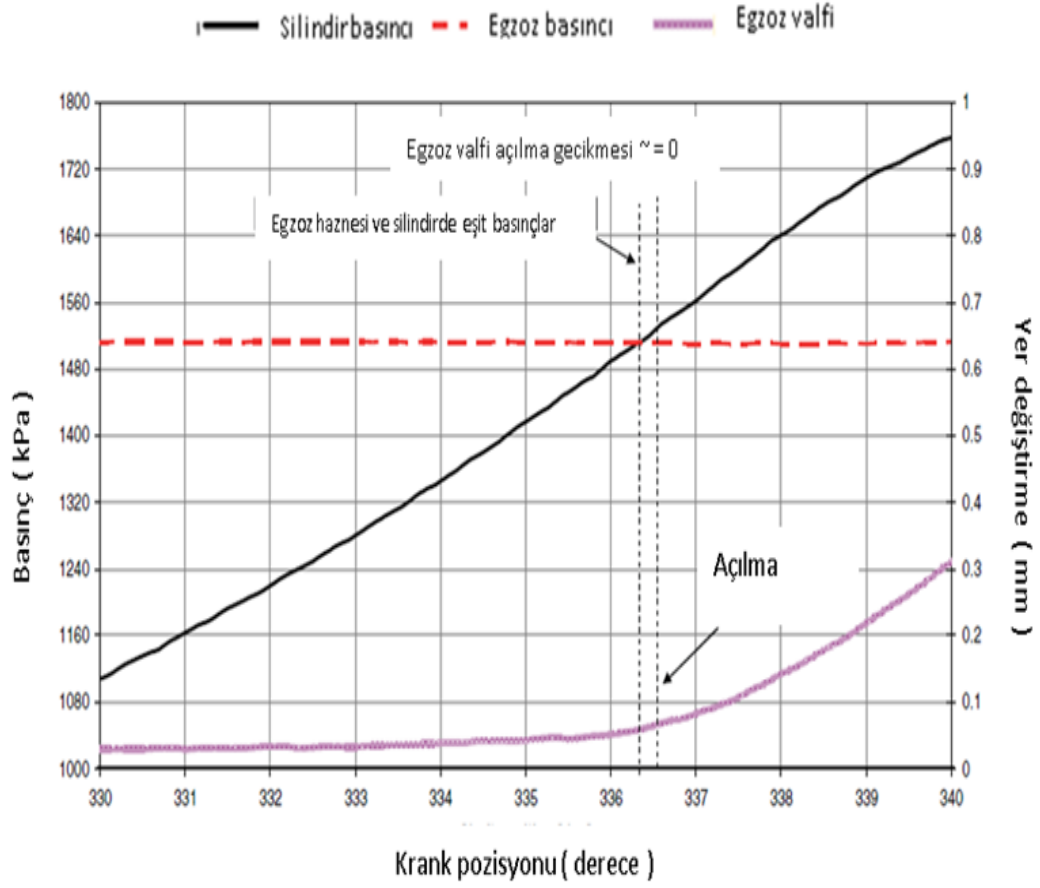


Şekil 3.20 : Emme valfinin kapanmasındaki gecikme. [15]

Yazarlar emme ve egzoz valflerinin açılma anında oluşan gecikmeleri de Şekil 3.21 ve Şekil 3.22'de göstermektedirler. Bu gecikmelerin ise yapışma kuvvetlerinden kaynaklandığını belirtmektedirler.



Şekil 3.21 : Emme valfinin açılma anında oluşan gecikme. [15]

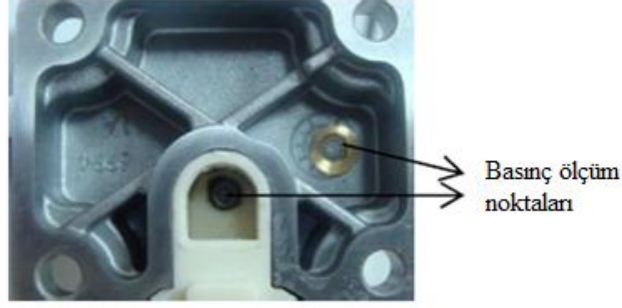


Şekil 3.22 : Egzoz valfinin açılma anında oluşan gecikme. [15]

Sarioğlu vd. [16] sabit devir sayısında çalışan hermetik pistonlu bir kompresörde detaylı basınç ve sıcaklık ölçümleri sonucunda elde edilen veriler ile kompresörün emme susturucusunda zamana bağlı CFD analizlerini gerçekleştirmiştir. Yapılan bu çalışma ile emme susturucusunun çeşitli kesitlerinde basınç ve sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi incelenmiştir.

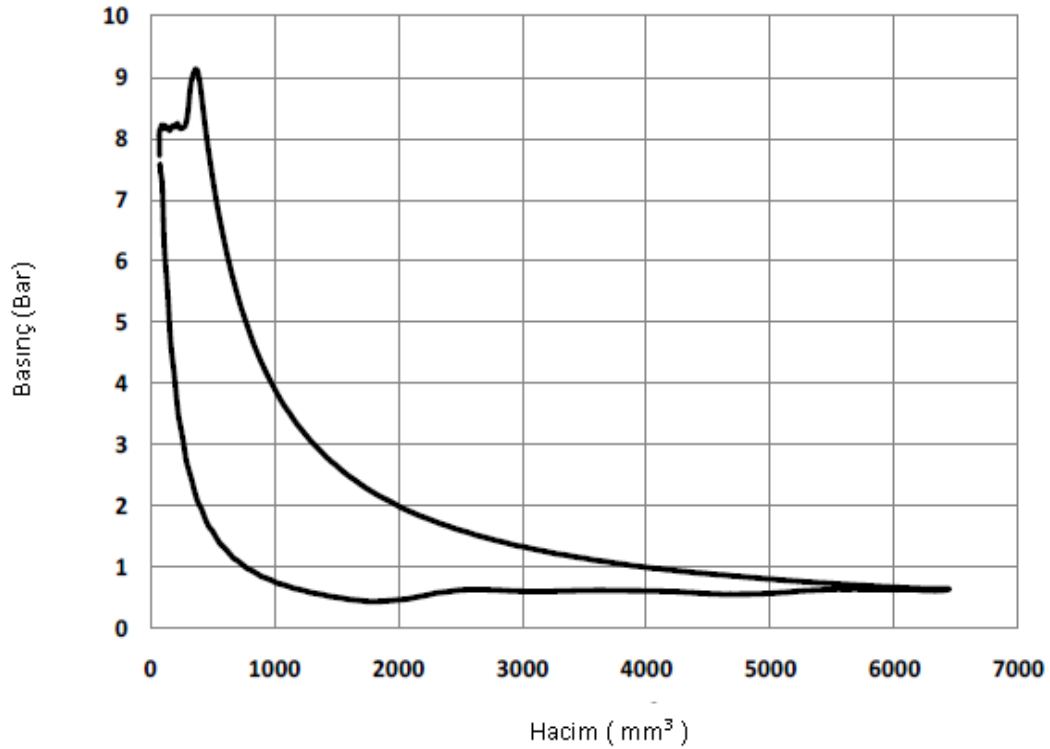
Yazarlar ev tipi buzdolaplarının tükettiği enerjinin yaklaşık %90'ını kompresörün tükettiğine vurgu yaparak, kompresörlerde yapılacak verim artışının buzdolabı enerji tüketimine direk etki edeceğini belirtmektedirler. Bu nedenle kompresörün volümetrik verimini belirleyen emme susturucusu üzerinde çalışmışlardır.

Çalışmada sayısal analizlerde kullanılmak üzere kompresör indikatör diyagramı çıkarılmış ve kalorimetre ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Deneylerde Şekil 3.23'de gösterilen emme plenumu ve silindir kafası kullanılmıştır. Bu elemanlara şekilde gösterildiği gibi basınç sensörleri yerleştirilmiştir. Ayrıca, çalışmada silindir içindeki basıncı ölçebilmek amacı ile valf tablasına basınç sensörü yerleştirilmiştir.



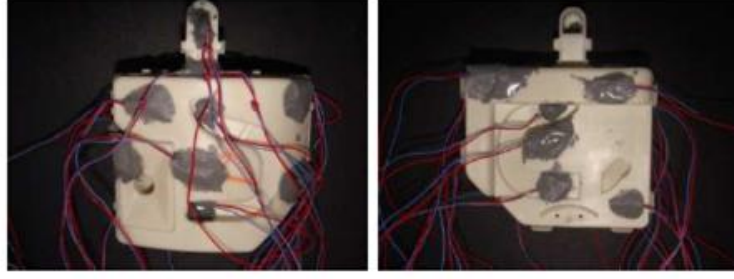
Şekil 3.23 : Basınç ölçüm noktaları. [16]

Deneylerde pistonun konumunu belirlemek ve dolayısı ile anlık olarak silindir hacmi değerini saptamak amacı ile krank üzerinde optik enkoder kullanılmıştır. Yapılan deneyler ASHRAE test standartlarında belirtilen ölçüm koşullarında yapılmıştır. Deney sonunda, kompresörün soğutma kapasitesi, enerji tüketimi, soğutkan üzerinde yapılan iş ve termodinamik kayıplar elde edilmiştir. Elde edilen pV diyagramı Şekil 3.24 'de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.24 : 3000 d/d'da elde edilen pV diyagramı. [16]

Ayrıca yapılan deneysel çalışmalarda soğutkan akış hattı ve bazı kompresör komponentlerinin yüzeylerinden termoelemanlar ile sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Sıcaklık ölçümü yapılan noktalar Şekil 3.25'de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.25 : Termoelemanların yerleşimi. [16]

Çalışmada yapılan sayısal analizlerde gaz akışı sıkıştırılabilir, izobütan soğutkanı gerçek gaz kabul edilmiş ve emme valfinin açılma ve kapanma periyotları dikkate alınmıştır. İndikatör diyagramında ölçülen basınç değerleri zamana bağlı sınır şartı olarak kullanılmıştır. Ayrıca çalışma kapsamında yapılan sıcaklık ölçümleri analizlerde sınır şartı olarak kullanılmıştır. Türbülans modeli olarak ‘realizable k-epsilon’ seçilmiştir.

Sayısal analizler sonucunda elde edilen zaman ortalamalı kütle debisi ile, kalorimetre testleri ile ölçülen değer arasında %10 fark bulunmuştur. Deneysel ve sayısal olarak elde edilen sonuçlar Çizelge 3.2’de gösterilmektedir.

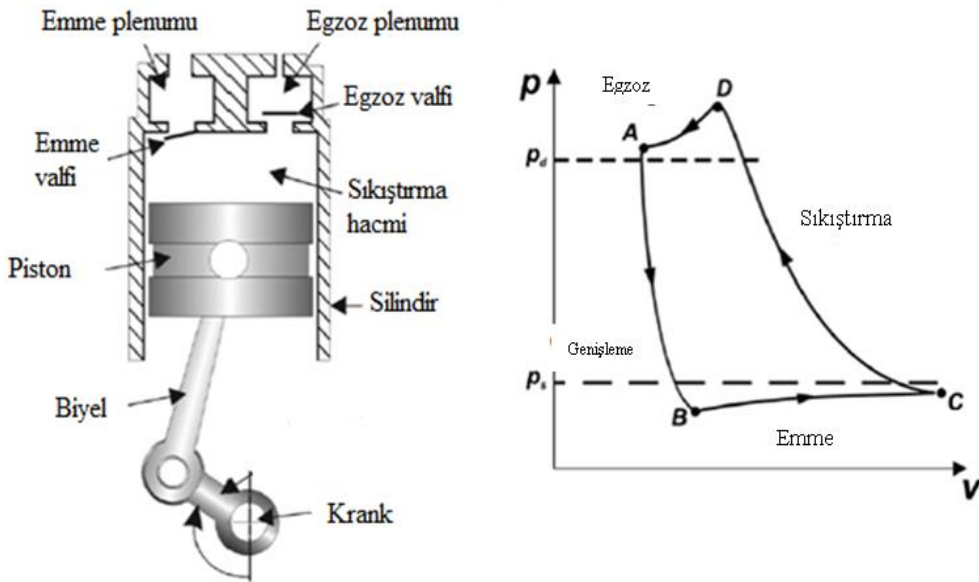
Çizelge 3.2 : Deneysel ve sayısal olarak elde edilen sonuçlar. [16]

Sayısal analiz ile elde edilen zaman ortalamalı kütle debisi (gram/s)	Deneysel kütle debisi (gram/s)
0,36	0,323

Soğutma sistemlerinde kullanılan pistonlu kompresörlerde zamana bağlı gaz akışını ve emme hattındaki aşırı ısınmayı deneysel olarak inceleyen bir çalışmada A. Morriesen vd. [17] tarafından yapılmıştır. Çalışmada 3600 devir sayısında çalışan bir kompresörde iki farklı çalışma koşulunda hız ve sıcaklıklar sıcak ve soğuk problemler vasıtasıyla, basınç değerleri ise piezoelektrik sensör yardımıyla ölçülmüştür. Çalışmada Amerika Birleşik Devletlerinde evsel elektrik tüketiminin %8’inin buzdolapları ve dondurucular tarafından yapıldığı, bu nedenle yüksek verimli soğutma sistemlerine olan talebin giderek arttığından bahsedilmektedir. Makalede, kompresör verimini üç temel faktörün belirlediği belirtilmektedir. Bunlar motor ve kalkış anında kullanılan aksamın elektriksel verimleri, yataklarla ilgili olan

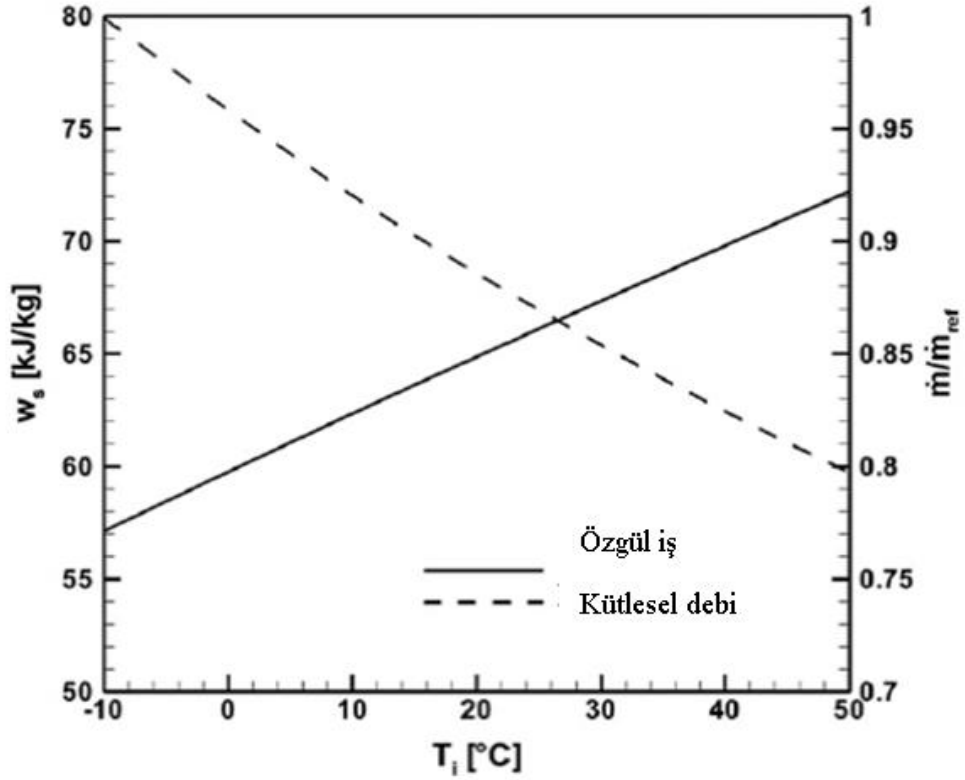
mekanik verim ve son olarak emme, egzoz ve sıkıştırma safhalarındaki tersinmezlikler ile ilgili olan termodinamik verimdir. Günümüzde kullanılan kompresörlerin elektriksel verimleri genel olarak %88 mertebelerinde iken mekanik verim %92 seviyelerindedir. Öte yandan, lineer kompresörler veya değişken devirde çalışabilen kompresörler daha düşük devirlerde çalışabildikleri için mekanik verimleri daha yüksektir. Fakat günümüz kompresörlerinin termodinamik verimleri ise bu değerlerden oldukça düşük olup %80 ile %83 arasındadır. Yazarlara göre bu durum yakın gelecekte kompresörlerde yapılacak iyileştirmelerin termodinamik alanda olacağının habercisidir.

Çalışmada [17] belirtildiğine göre, kompresörde görülen kayıpların önemli bir bölümü soğutkanın aşırı ısınmasından kaynaklanmaktadır. Aşırı ısınma soğutkanın silindire alınmadan önce ısınmasına, sıkıştırma safhasında birim akışkan başına daha fazla iş yapılmasına ve bu nedenle hacimsel verimin azalmasına neden olmaktadır. Ayrıca bu kayıplara ek olarak, yüksek egzoz basınçları ve yüksek sıkıştırma oranları güvenilirlik anlamında da sorunlara neden olmaktadır. Şekil 3.26'da çalışmada bahsedilen kompresörün şematik gösterimi ve indikatör diyagramı yer almaktadır.



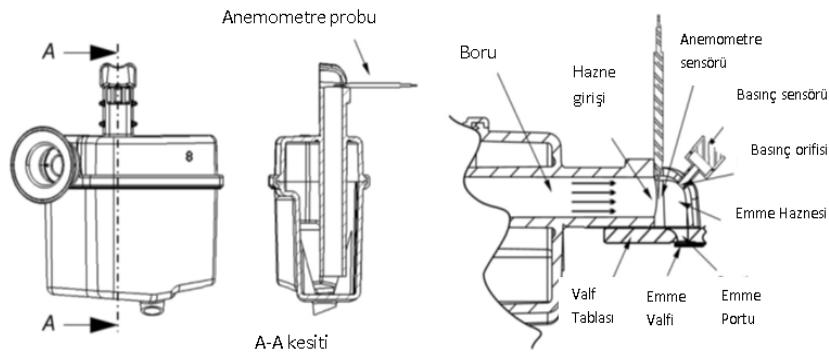
Şekil 3.26 : Kompresörün şematik gösterimi ve indikatör diyagramı. [17]

Şekil 3.27'de ise -23.3°C buharlaşma ve 54.4°C yoğunlaşma sıcaklığında bir R134A kompresör için özgül sıkıştırma işindeki artışın ilk sıkıştırma sıcaklığına göre değişimi gösterilmektedir. Sıkıştırma başlangıç sıcaklığının -10°C 'den 50°C çıkması, yapılan özgül işi %26 arttırmakta ve %20 oranında da kütleli debiyi azaltmaktadır.



Şekil 3.27 : Özgül sıkıştırma işi ve ilk sıkıştırma sıcaklığı ilişkisi. [17]

A. Morriesen vd. [17] tarafından yapılan çalışmada kompresörün giriş gücü, debi gibi değerlerinin belirlenebilmesi için kalorimetre ölçümleri yapılmıştır. Bunların yanında sıcaklık, hız, basınç, valf yer değişimi ölçümleri alınmıştır. Ayrıca basınç ölçümü ile krank açısını ilişkilendirebilmek için kranka sabitlenen mıknatısın yaydığı sinyalleri algılayabilen bir sargı gövdeye yerleştirilmiştir. Benzer bir sargı da valf tablasına yerleştirilmiştir. Bu şekilde yapılan deneylerde valf yer değişimi de belirlenebilmektedir. Çalışmada kullanılan ölçüm ekipmanlarının yerleşimi Şekil 3.28'de detaylı olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.28 : Ölçme ekipmanlarının yerleşimi. [17]

Deneylere başlamadan önce sistem vakum edilerek nem, hava ve diğer kalıntılar sistemden uzaklaştırılmıştır. Kompresör 2 saat boyunca ısı olarak rejime girmesi amacıyla çalıştırılmış ve bu süreci takip eden 10 dakika içerisinde çekilen güç ve debi değerleri kaydedilerek ortalamaları alınmıştır.

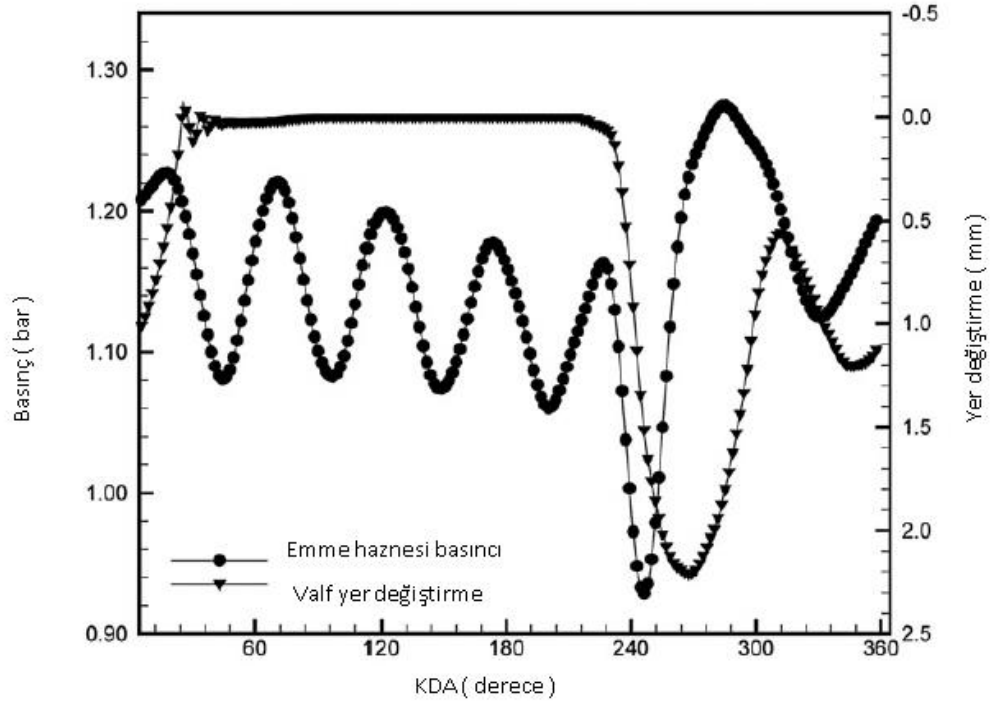
Deneylerde kullanılan kompresör 3600 d/d ile çalıştırılmıştır ve 60 kHz frekansta 240 kompresör çevrimi boyunca toplam 240000 sıcaklık, hız ve basınç verisi toplanmıştır. Makalede bahsedilen deneyler 2 farklı çalışma şartında gerçekleştirilmiştir. A durumunda -23.3°C buharlaşma ve 54.4°C yoğuşma sıcaklıklarında, B durumunda ise -35°C buharlaşma ve 54.4°C yoğuşma sıcaklıklarında testler gerçekleştirilmiştir. Bu iki farklı koşulda yapılan testlerin sonuçları Çizelge 3.3'te sunulmaktadır.

Çizelge 3.3 : İki farklı koşuldaki deney sonuçları. [17]

Parametre	A durumu	B durumu
p_s (bar)	1.150	0.656
p_d (bar)	14.71	14.74
$\dot{m}$ (kg/h)	5.07	2.20
T_s ($^{\circ}\text{C}$)	51.3	57.0
$\dot{W}$ (W)	165.2	104.0
η_s (%)	57.8	50.3
η_v (%)	70.1	54.2

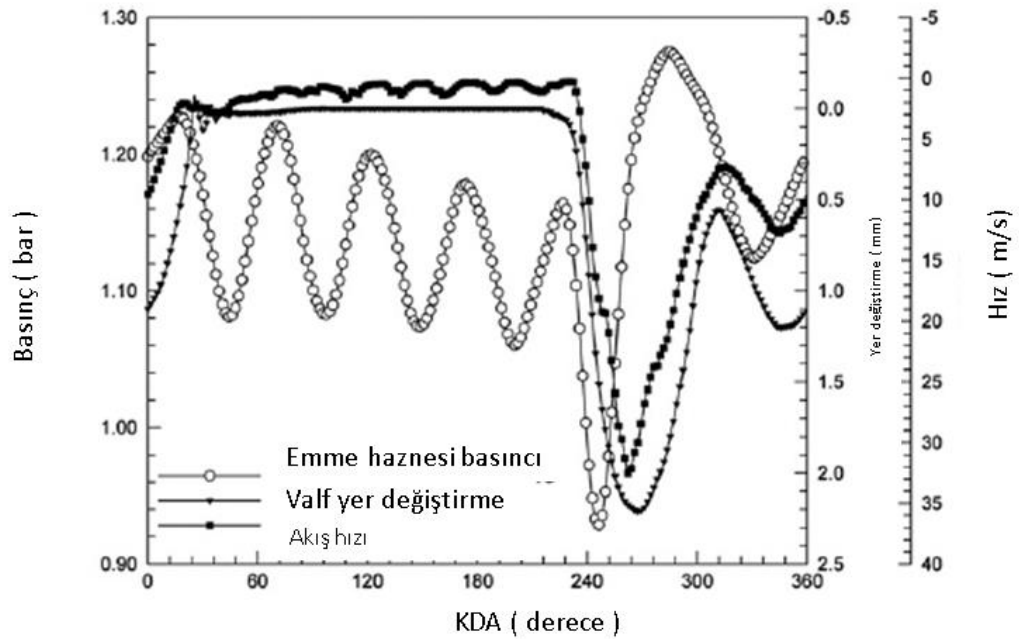
Çizelge 3.3'de p_s emme haznesindeki basıncı, p_d egzoz haznesindeki basıncı, $\dot{m}$ kütleli debiyi, T_s zamana göre emme haznesindeki sıcaklık ortalamasını, $\dot{W}$ güç tüketimini, η_s izentropik verimi, η_v ise volümetrik verimi göstermektedir. Sonuçlar incelendiğinde A durumunda verimler B durumuna göre daha yüksektir.

Şekil 3.29, A koşulunda valfin yer değiştirmesini ve emme haznesindeki basınç değişimini krank dönme açısına göre göstermektedir. Şekilde sıfır derece AÖN'yı göstermektedir. Şekil 3.29'a göre emme valfinin 230° 'de açıldığı ve maksimum yer değiştirmeye 267° 'de ulaştığı görülmektedir. 24° 'de ise tamamen kapandığı görülmektedir. Şekil 3.29 incelendiğinde basınç dalgalanmaları tüm çevrim boyunca net olarak görülmektedir. Ayrıca valf açıldığında emme hattındaki kütlenin geri çekilmesinden dolayı kolaylıkla fark edilebilen bir basınç düşümü görülmektedir.



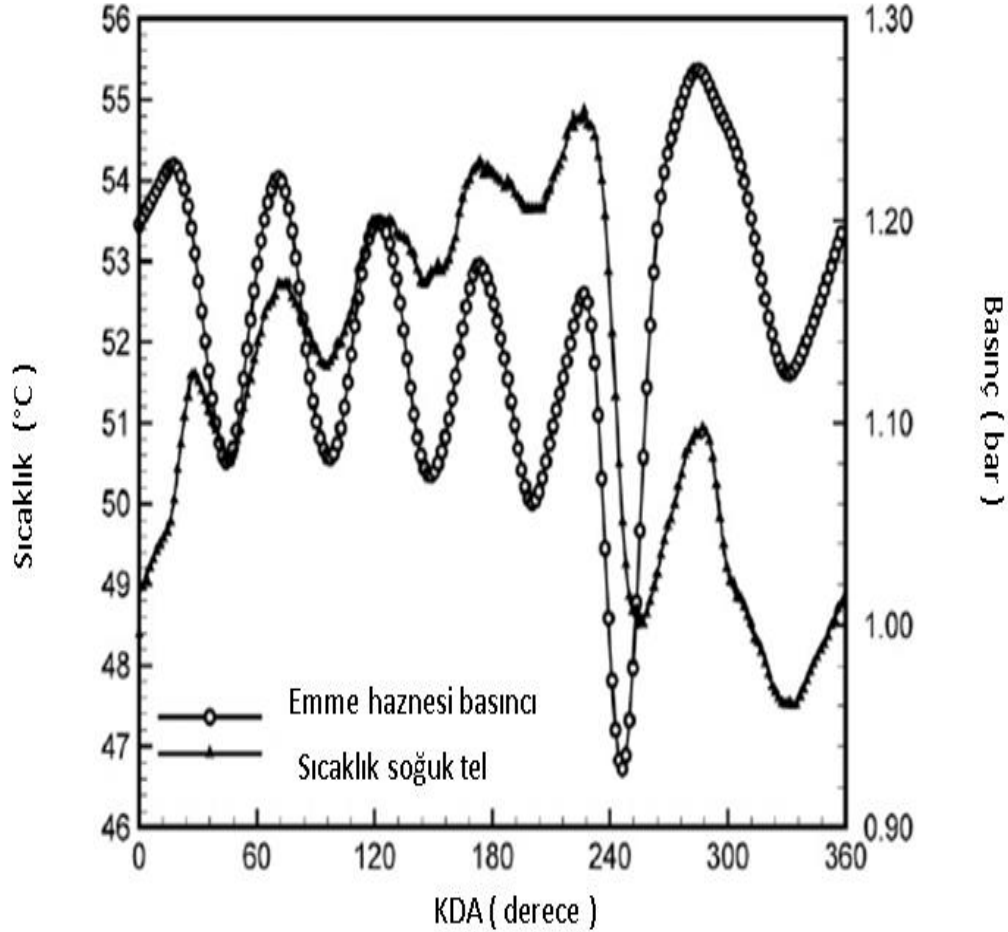
Şekil 3.29 : A koşulunda valf hareketi ve emme haznesi basınç değişimi. [17]

Şekil 3.30'da ise A koşulunda elde edilen basınç, yer değiştirme ve hız sonuçları gösterilmektedir. Valf açıldığında akış hızı en yüksek değerine yani 32.2 m/s değerine ulaşmaktadır ve yine aynı grafikten açıkça görülmektedir ki valf tamamen açık olduğunda akış hızı maksimuma erişmektedir.



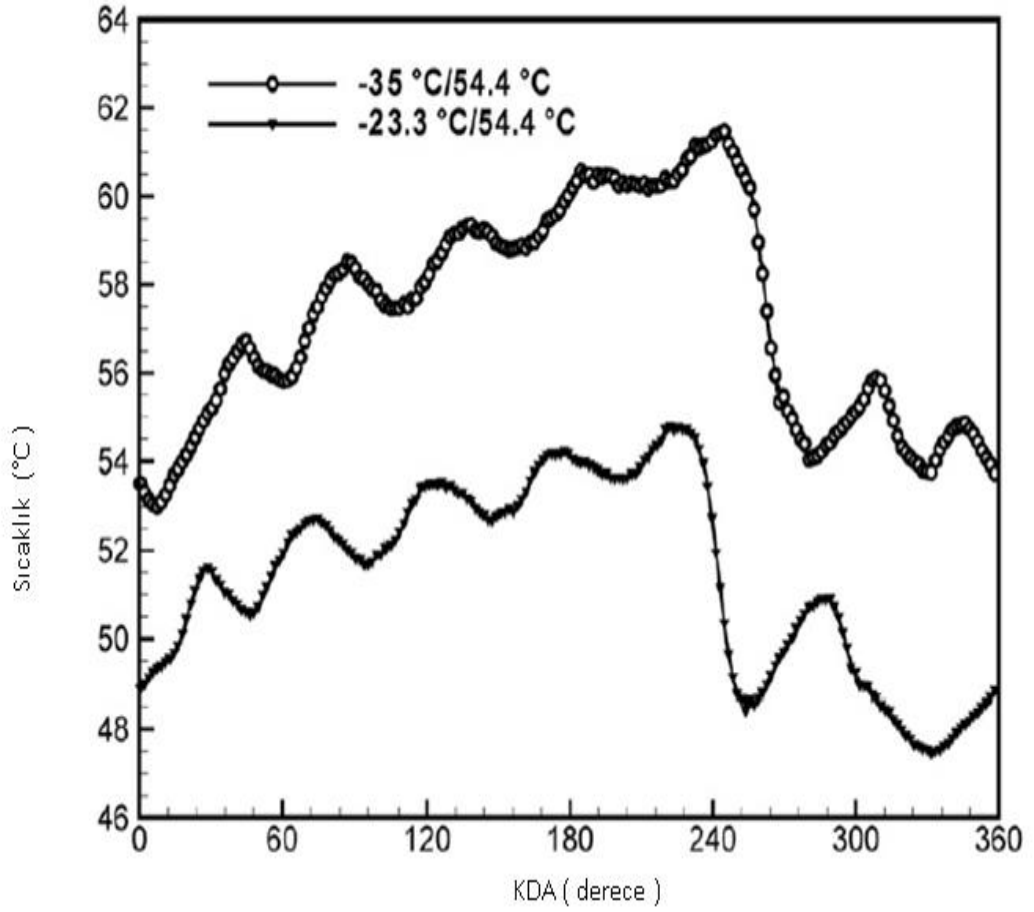
Şekil 3.30 : A koşulunda elde edilen basınç, yer değiştirme ve hız sonuçları. [17]

Şekil 3.31’de de A koşulunda emme haznesindeki sıcaklık ve basıncın krank dönme açısı ile değişimi görülmektedir. Basınç salınımlarının sıcaklık salınımlarını etkilediği görülmektedir. Ayrıca valf açıldığında sıcaklığın düştüğü bunun da emme haznesinde basınç düşümüne neden olduğu gözlenmiştir.



Şekil 3.31 : A koşulunda emme haznesindeki sıcaklık ve basınç değişimi. [17]

Şekil 3.32’de ise A ve B koşullarında sıcaklığın krank dönme açısıyla değişimi gösterilmektedir. B koşulunda birim kütle başına sıkıştırma işi arttığından sıcaklığın zaman ortalaması yaklaşık 6°C daha yüksektir. B durumunda sıcaklık değişimlerinde iki salınım göze çarpmaktadır. Bunlardan ilkinin emme haznesinin basıncının artmasından kaynaklandığı belirtilirken, ikinci salınımın nedeninin ise emme haznesine olan ısı transferi olduğu söylenmektedir. ASHRAE test standardına göre kompresör giriş sıcaklığı 32°C olmalıdır. Fakat çalışmada yapılan test sonuçlarına göre, A koşulunda bu sıcaklığın 19.4°C, B koşulunda ise 25.3°C arttığı söylenmektedir.



Şekil 3.32 : A ve B koşullarında sıcaklığın krank dönme açısıyla değişimi. [17]

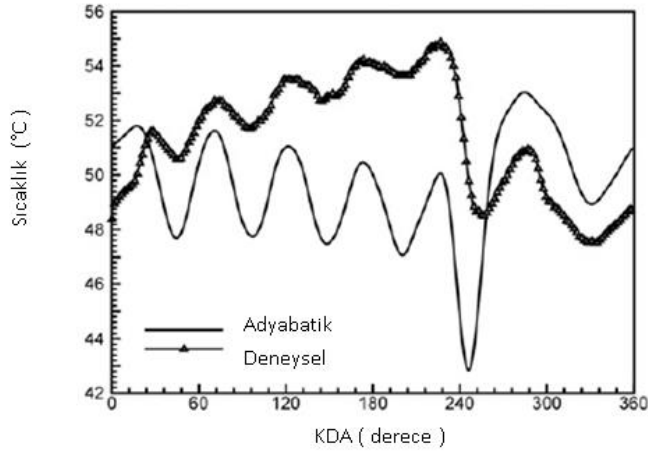
Emme haznesindeki basınç salınımlarının sıcaklık üzerindeki etkisini ayırtlaştırmak amacıyla adyabatik sıcaklıktan yararlanılmıştır. Makalede [17] izentropik bir proses için sıcaklık ile basınç ilişkisi Eşitlik (3.2)'deki gibi tanımlanmıştır.

$$Tp^{(1-\gamma)/\gamma} = \text{sabit} \quad (3.2)$$

Çalışmada aşırı ısınma olayı incelendiğinden dolayı emme valfinin kapandığı andaki emme haznesi basınç ve sıcaklık değerleri referans alınmıştır. Seçilen bu referans değerler ve Eşitlik (3.2) kullanılarak Eşitlik (3.3) elde edilmiştir.

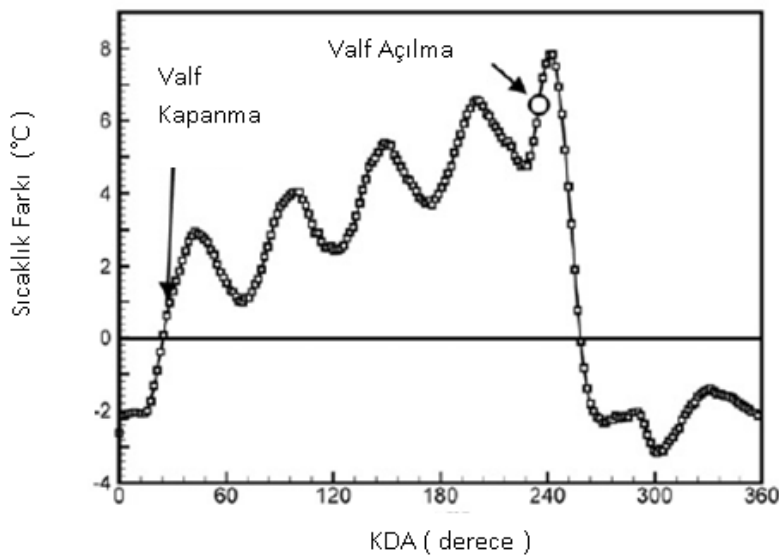
$$T_{A(t)} = T_R \left[\frac{p_R}{p(t)} \right]^{(1-\gamma)/\gamma} \quad (3.3)$$

Şekil 3.33 A koşulunda, Eşitlik (3.3) den ve deneysel sonuçlardan elde edilen sıcaklık dağılımını krank dönme açısına göre değişimini göstermektedir. Şekilden de görüldüğü gibi emme haznesinde adyabatik sıcaklık dağılımı basınç dağılımını takip etmektedir.



Şekil 3.33 : Sıcaklık dağılımının krank dönme açısına göre değişimi. [17]

Şekil 3.34 de ise bu iki sıcaklık arasındaki farkın krank açısı ile değişimi görülmektedir. Yazarlar Şekil 3.34'ün akış kaynaklı taşınım ve cidarlardan gaza iletimle olan ısı transferinin sonucu olduğunu belirtmektedirler. Emme valfinin kapalı olduğu 26° ile 230° arasında bu fark pozitif iken, emme valfinin açılması ile birlikte susturucuya alınan taze soğutkan nedeniyle bu değerler negatif olmaktadır. Makalede [17] sonuç olarak emme valfinin kapalı olduğu durumda sıcaklık değerlerinin, cidarlardan olan ısı transferine bağlı olarak arttığı, emme valfi açıldığında ise soğutkanın genişlemesi ve emme haznesine taze soğutkan alınması nedeniyle sıcaklığın ani olarak düştüğü belirtilmiştir.



Şekil 3.34 : İki sıcaklık arasındaki farkın krank açısı ile değişimi. [17]

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Kalorimetre Deney Düzenegi

Kalorimetre kompresörlerin farklı şartlarda test edilebilmesini sağlayan ve kompresör performansını belirleyen, soğutma kapasitesi, debi, giriş gücü ve dolayısıyla SEK gibi değerlerin ölçülmesine olanak sağlayan bir cihazdır. Kalorimetre çalışma prensibi olarak buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminden oluşmaktadır. Şekil 4.1’de sunulduğu gibi, kalorimetreyi oluşturan elemanlar iki hacme ayrılmaktadır. Şekil 4.1’in sağ tarafında gösterilen hacmin içerisinde, test edilecek olan kompresör ve test edilecek olan kompresörün giriş ve çıkış basınçlarının ölçülmesini sağlayan ekipmanlar bulunmaktadır. Şeklin sol tarafında gösterilen hacmin içerisinde ise, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin geri kalan elemanları ve diğer ölçüm sistemi ekipmanları yer almaktadır. Sistemin sol hacminde bulunan buharlaştırıcıdan gelen buhar fazındaki soğutkan gaz, sistemin sağ hacminde bulunan kompresöre gelmektedir. Kompresörde sıkıştırıldıktan sonra yüksek basınç ve sıcaklığa sahip olan gaz yoğuşturucuya gelmektedir. Yoğuşturucu ısıl geçirgenliği yüksek, iç içe borulu bir ısı değiştiricisidir. Yüksek ısıl geçirgenlik sayesinde ısı değiştirici içerisinde geçiren soğutma suyu sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığı arasındaki fark oldukça hassas bir şekilde kontrol edilebilmekte ve ölçümün düzgün yapılabilmesi için gerekli olan yoğuşma basıncı stabil tutulmaktadır. Yoğuşturucu da çevreye ısı vererek sıvı hale geçen soğutkan, sistemde soğutkan deposu olarak kullanılan aküye gelmektedir. Aküden çıkan soğutkan Şekil 4.1’in sol bölümünde 4 numara ile gösterilen aşırı soğutma ünitesine gelmektedir. 4 numaralı aşırı soğutma ünitesi yoğuşturucudan çıkan soğutkanın tamamen sıvı fazında olmasını garanti altına almak amacı ile kullanılmaktadır. Bu sayede 5 numara ile gösterilen kütleli debi ölçere soğutkanın tamamen sıvı fazında girmesi sağlanmaktadır. Aksi bir durumda yani debi ölçere sıvı gaz karışımının girmesi durumunda sistemin ölçüm hassasiyeti azalmaktadır. Debi ölçerden çıkan sıvı fazındaki soğutkan Şekil 4.1’de 6 numara ile gösterilen ikinci soğutma ünitesine gelmektedir. Bu debi ölçerin görevi ise, ölçüm standardında belirtilen aşırı soğutma sıcaklığının sağlanmasıdır. İkinci aşırı soğutma ünitesinden çıkan soğutkanın çevrimini tamamlayabilmesi için basıncının düşürülmesi ve buharlaştırılması gerekmektedir. Bu işlem basınçlı kap içerisine konumlandırılmış kısılma vanası ve buharlaştırıcı ile yapılmaktadır.

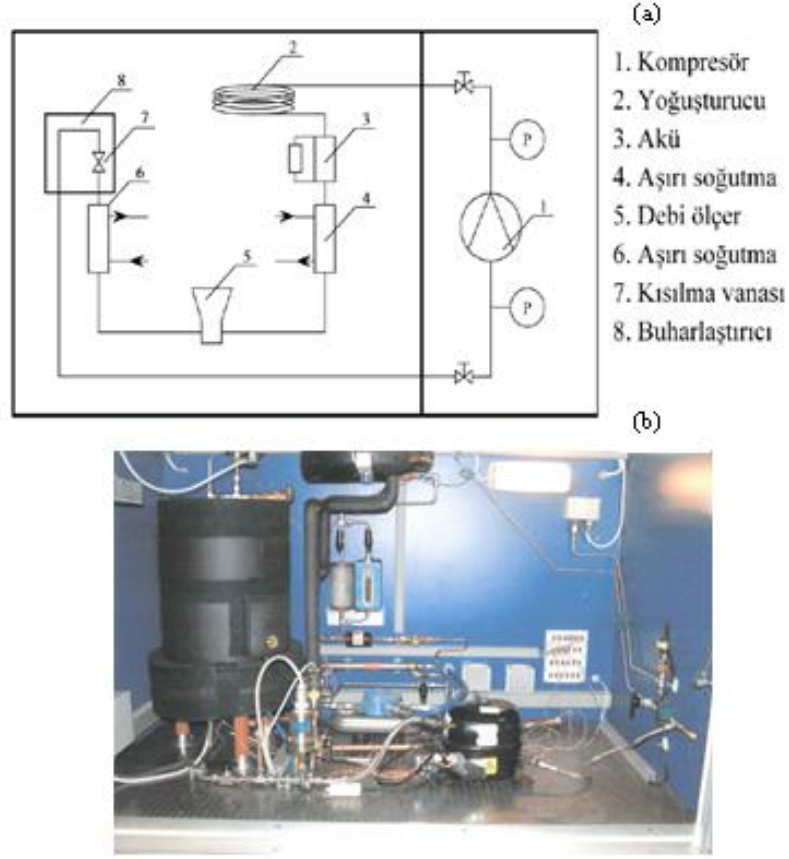
Basınçlı kap içerisinde ilk olarak soğutkanın basıncı kısılma vanası ile istenilen buharlaştırma basıncına düşürülmektedir. Daha sonra basıncı düşürülmüş olan gaz, yine basınçlı kap içerisinde yer alan buharlaştırıcıda buhar fazına geçmektedir. Basınçlı kabın bulunduğu bölmede, ikincil bir soğutucu akışkan kullanılmaktadır. İkincil soğutucu akışkan elektrikli bir ısıtıcı yardımı ile sıvı fazdan gaz fazına geçirilmektedir. Gaz fazına geçirilen ikincil soğutucu akışkan, basınçlı kap içerisinde buharlaştırma boruları üzerinde yoğunlaşarak ısı enerjisi kompresör tarafından sıkıştırılan yani asıl test edilen soğutkana iletmektedir ve asıl soğutkanın buharlaştırılmasını sağlamaktadır. Buharlaşma sonucu ulaşılması gereken kızgınlık derecesi ölçüm standardında belirtilmiştir. İkincil soğutkanın doyma sıcaklığı ve basınçlı kabın yerleştirildiği hacmin sıcaklığı da standartta belirtilen bu kızgınlık derecesine getirilerek, yüksek ısı transferi sayesinde asıl soğutkanın istenilen kızgınlık derecesinde olması sağlanır. İdeal koşullarda sıcaklık farkı olmadığı için dışarıya ısı transferi olmadığı kabul edilir ise, ikincil soğutkanın elektrikli ısıtıcıdan çektiği güç asıl soğutkanın buharlaşmasına harcanmaktadır. Bu ise kompresörün soğutma kapasitesine ($\dot{Q}_e$) eşit olmaktadır. Bu şekilde kompresörün soğutma kapasitesi belirlenebilmektedir.

Kalorimetre de ölçülmek istenen kompresörün soğutma kapasite değeri ikinci bir yöntem ile de hesaplanabilmektedir. Bu yöntemde Şekil 4.1’de 5 ile gösterilen kütleli debimetrenin ölçtüğü debi değeri ($\dot{m}_c$) ile buharlaştırıcı giriş ($h_{b,g}$) ve çıkışındaki ($h_{b,\phi}$) özgül entalpi değerlerinin çarpılması ile Eşitlik (4.1) de belirtildiği gibi elde edilir.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_c \times (h_{b,\phi} - h_{b,g}) \quad (4.1)$$

Test edilen kompresörün soğutma etkinliğinin belirlenebilmesi için sağladığı soğutma kapasitesinin yanı sıra, kompresörün çalışması esnasında çektiği elektriksel gücün ($\dot{W}_C$) de ölçülmesi gerekmektedir. Kompresörün tükettiği elektriksel güç, giriş gücü olarak tanımlanmakta ve kalorimetre de bulunan güç ölçer ile doğrudan ölçülebilmektedir. Ölçülen giriş gücü yardımı ile kompresörün soğutma etkinlik katsayısı (SEK) (4.2) eşitliğinde belirtildiği gibi hesaplanabilmektedir.

$$SEK = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_C} \quad (4.2)$$



Şekil 4.1 : Kalorimetre deney düzeneği (a) şematik [9], (b) gerçek görünüm.

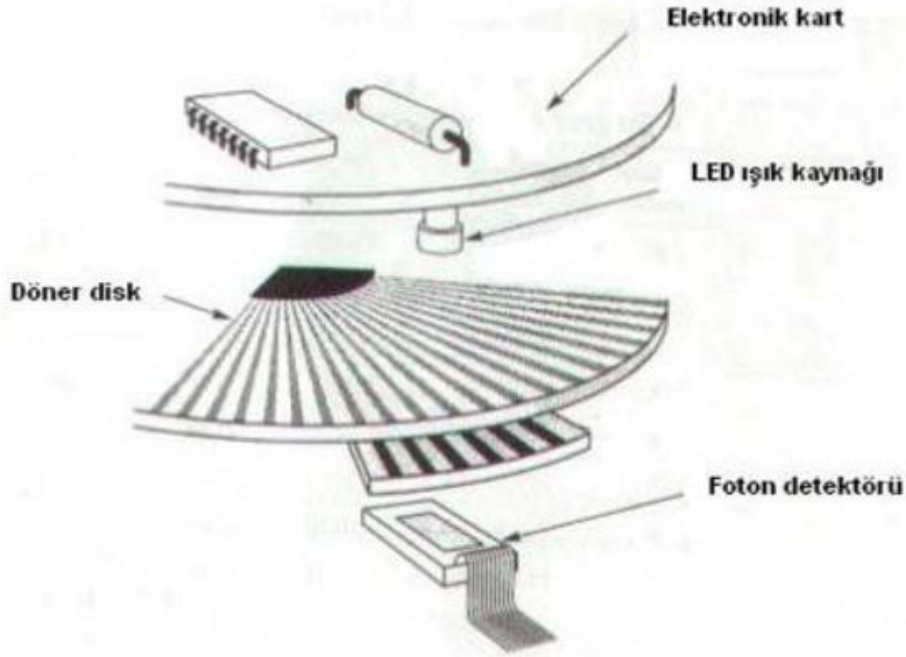
4.2 İndikatör Diyagramının Çıkartılması

Tez kapsamında incelenen değişken devirli kompresör, kalorimetre test cihazı ile birlikte çalıştırılan pV deney düzeneğinde test edilmiştir. Soğutma çevrimlerinde kullanılan kompresörlerin amacı soğutkan üzerinde iş yapmaktır. Bu sıkıştırma işlemi esnasında silindir basıncının silindir hacmi ile değişimini veren indikatör (pV) diyagramları, kompresörün verimlilik analizinin yapılmasında kritik öneme sahiptir. Öyle ki, kompresörde akış esnasında oluşan tersinmezlikler, gerçek sıkıştırma işinin teorik olarak hesaplanan sıkıştırma işinden farklı çıkmasına yani termodinamik kayıpların oluşmasına neden olmaktadır.

Silindir basıncının silindir hacmi ile eşzamanlı olarak ölçülebilmesi için ilk olarak krank açısının belirlenmesi gerekmektedir. Bu açının belirlenmesi ile piston

kinematik denklemi kullanılarak silindir hacmi hesaplanabilmektedir. Bu açı ölçümü krank üzerine yerleştirilen bir optik enkoder yardımı ile yapılmaktadır.

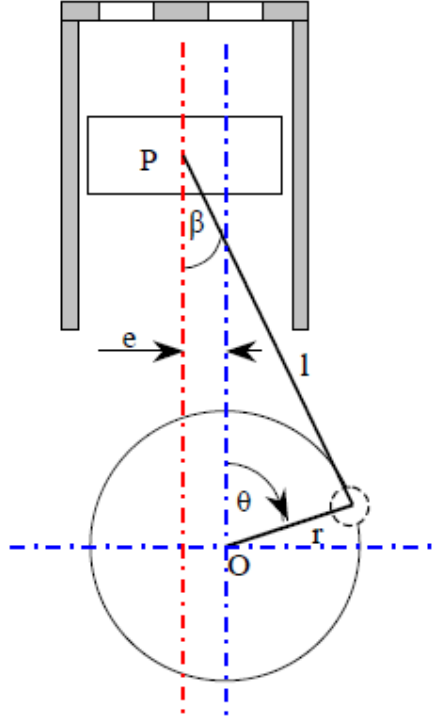
Şekil 4.2’de gösterilen optik enkoderler, LED ışık kaynağı ve foton detektöründen oluşmaktadırlar. Optik enkoderlerin çalışması, opak ve saydam olarak kodlanmış bir diske gönderilen ışık huzmesinin, foton detektörü tarafından algılanarak elektriksel sinyallere dönüştürülmesine dayanmaktadır. Kodlanmış diske gönderilen ışık huzmesi saydam kısımdan geçerken algılanmakta, opak kısımdan geçerken ise algılanamamaktadır. Bu şekilde aç-kapa bir sistem gibi çalışarak dijital pulslar üretmektedirler. Sonuçta kodlanmış diskin dönüşünden kaynaklanan bir seri sinyal oluşmakta ve bir sayaç yardımıyla da shaftın ne kadar döndüğü belirlenmektedir [6].



Şekil 4.2 : Enkoder yapısı.[6]

Deney düzeneğindeki enkoder, kompresörün her bir turunda bir N sinyali ve her bir KDA’da da bir B sinyali vermektedir. Fakat, kompresörde eksantriklik olması durumunda pistonun deplasmanını belirlemeden önce piston ile krank mili arasındaki eksenel kaçıklık teriminin eklenmesi gerekmektedir. Şekil 4.3’de sunulduğu üzere silindir deliği ekseninin krank eksenine göre kaçık olması durumunda piston, krank açısı 0° ’de iken ÜÖN’da olmayacaktır. Eksantriklik olması durumunda pistonun üst ölü noktada olduğu krank açısını $\theta_{ÜÖN}$ olarak ifade edersek piston anlık

deplasmanını veren (4.3) kinematik eşitliği elde edilebilmektedir. (4.3) Eşitliğinde kullanılan parametreler Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Eksantriklik olması durumunda krank-biyel mekanizması.

$$z = z_0 + (r + l)\cos\theta_{\ddot{O}N} - \left(r\cos\theta + l.\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\sin\theta - \frac{e}{l}\right)^2} \right) \quad (4.3)$$

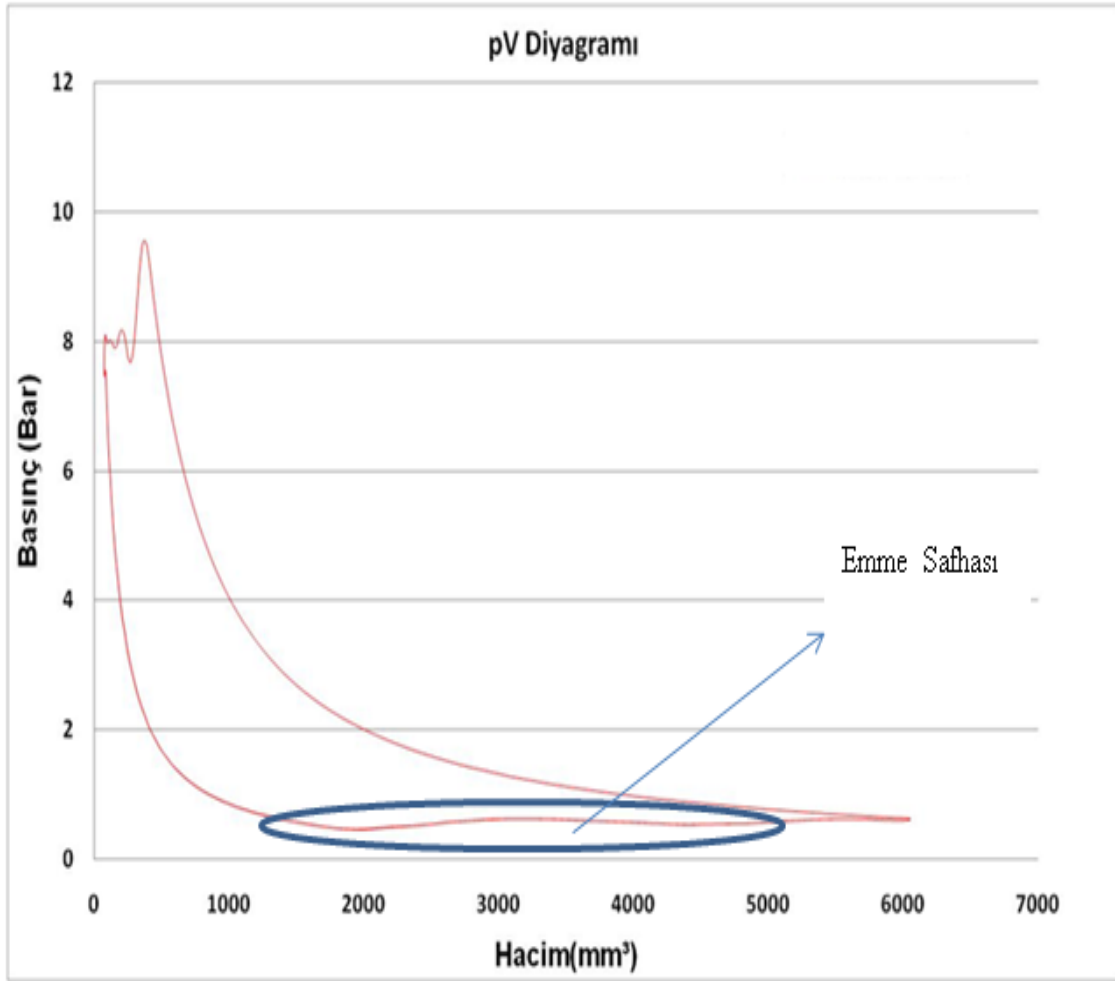
Çizelge 4.1 : Deplasman parametreleri.

z₀	Ölü hacmin piston yüzey alanına karşılık gelen mesafe
r	Krank h mesafesi
l	Biyel küçük-büyük çaplı deliği merkez eksenleri arası mesafesi
θ_{ÜÖN}	Piston üst ölü noktada iken krank açısı değeri
θ	Krank açısı
e	Piston-krank eksenleri arasındaki eksantriklik mesafesi

Enkoderin N sinyali kalibrasyon sırasında piston üst ölü noktaya gelecek şekilde ayarlandığından dolayı yapılan her basınç ölçümünde, pistonun konumu (4.3) eşitliği yardımıyla belirlenebilmektedir. pV deney düzeneğinde ölçümün başlaması ile birlikte silindir hacmi içindeki basınç her B sinyalinde ölçülebilmektedir. Enkoder kompresörün her bir turunda 360 adet B sinyali verdiği için krankın her bir derecelik

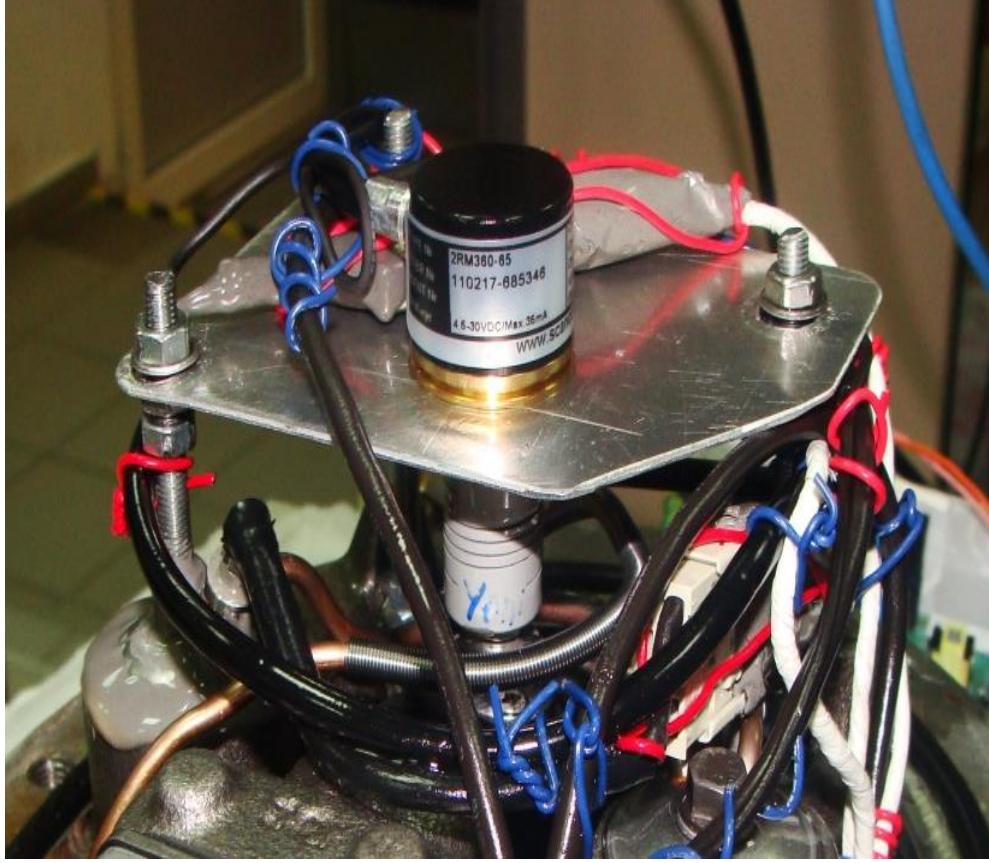
dönüşünde silindir hacmi içindeki basınç belirlenebilmektedir. Böylece krankın bir turunda silindir içindeki basınç dağılımı elde edilebilmektedir.

Şekil 4.4’de örnek bir indikatör diyagramı gösterilmektedir. Diyagramda eğrinin içerisinde kalan alan kompresörün soğutkana aktardığı sıkıştırma işini göstermektedir. Deneysel olarak ölçülen pV alanının teorik alan ile karşılaştırılması sonucunda termodinamik çevrimde kayıpların kompresörün hangi safhasında oldukları ve mertebeleri hesaplanabilmektedir.



Şekil 4.4 : 3000 d/d’da çalışan R600A bir kompresörün örnek indikatör diyagramı.

Krank açısının hassas bir şekilde ölçülebilmesi için enkoderin krank şaftına düzgün olarak monte edilmesi gerekmektedir. Enkoderin krank şaftı ile beraber dönebilmesi ve krank şaftının gövdeye göre yaptığı hareketten olumsuz etkilenmemesi için enkoder esnek bir kaplin kullanılarak şafta monte edilmektedir. Enkoderin krank şaftına monte edilmiş hali Şekil 4.5’de görülmektedir.

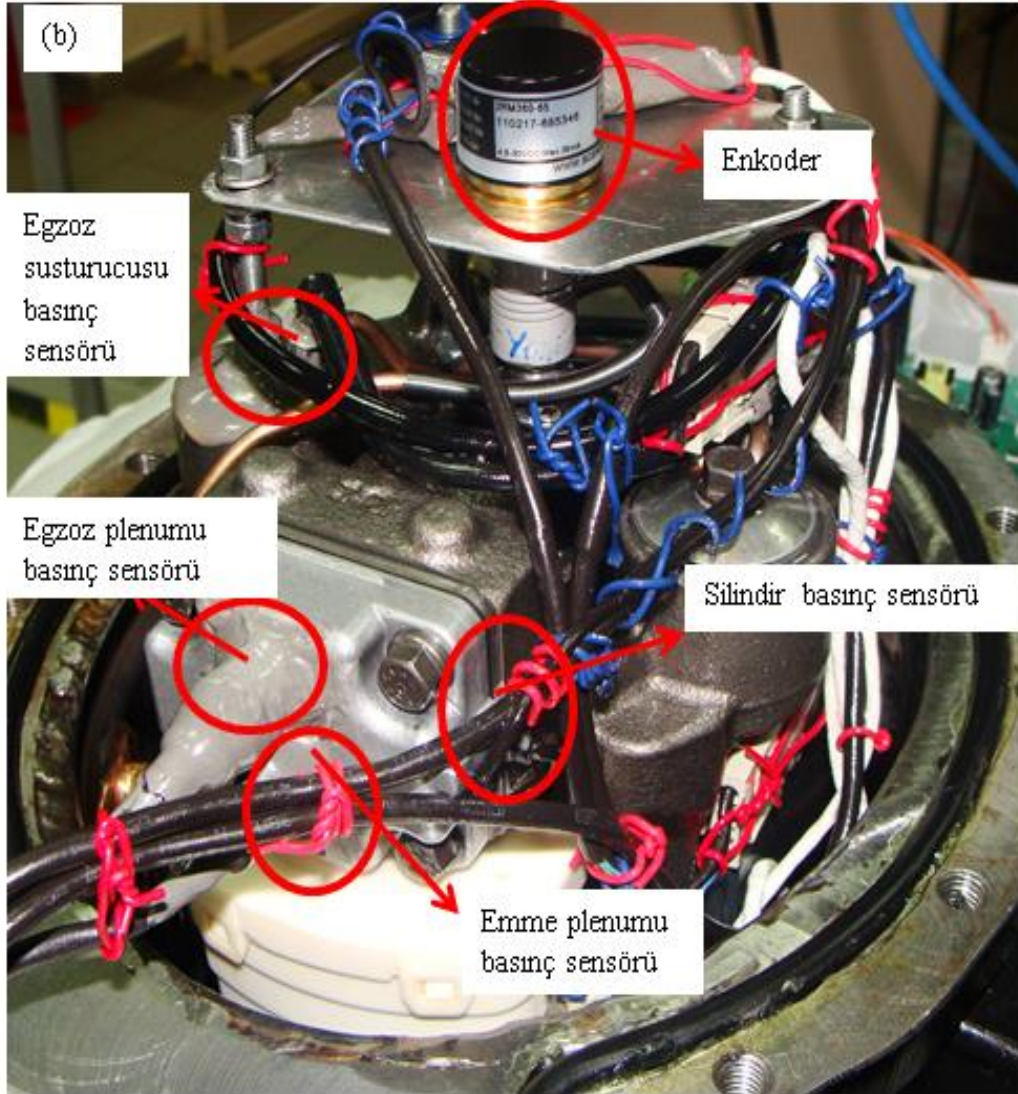
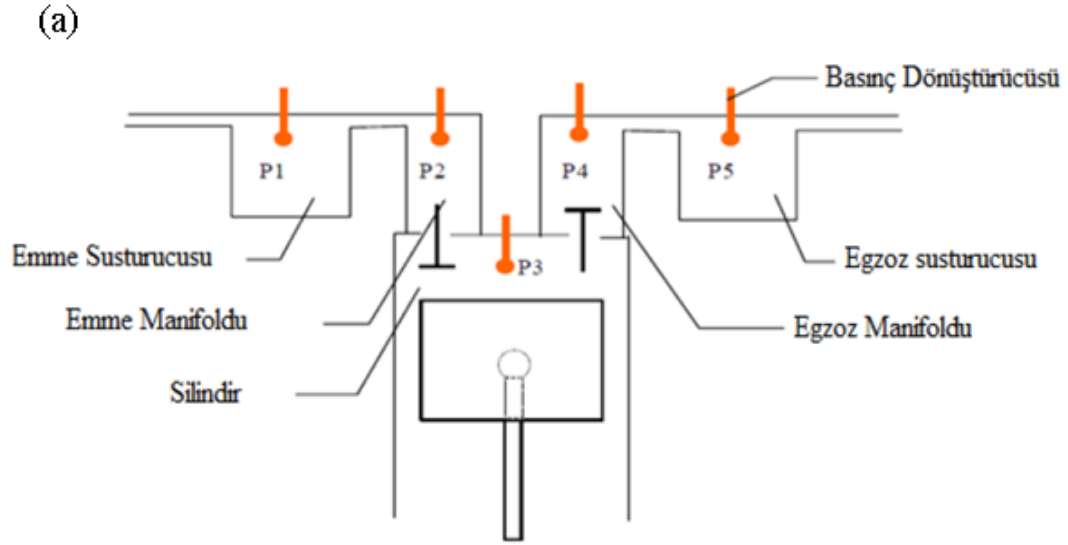


Şekil 4.5 : Kranka enkoder montajı.

Sistemde silindir basıncı valf tablası üzerine yerleştirilen basınç sensörü ile ölçülmektedir. Ayrıca kompresörün emme ve egzoz plenumlarından eş zamanlı olarak basınç ölçülmesi, bu hatlardaki kayıpları belirlemede yararlı olacağı için bu bölgelerden de basınç sensörü yardımı ile ölçümler alınmaktadır. Çünkü ideal koşullarda kompresör emme ve egzoz safhalarında basınç sabit kalmaktadır. Fakat gerçek durumda emme ve egzoz valf yaprakları nedeniyle basınç kayıpları oluşmaktadır ve bu durum emme ve egzoz hattı kayıplarına neden olmaktadır.

Deneylerde basınç değerlerinin ölçülmesi için yüksek sıcaklıklara dayanıklı minyatür basınç sensörü kullanılmaktadır. 10 V'luk elektrik girişinde harekete geçen sensör piezoelektrik tabanlı olarak çalışmaktadır. Bu ölçüm elemanları üzerlerine uygulanan basınca göre küçük değerli bir elektrik gerilimi ve akımı üretmektedir. Bu elektrik akımının değeri basıncın değeri ile doğru orantılı olmaktadır [18] .

Kompresör akış hattında basınç sensörlerinin şematik ve deney düzeneğindeki yerleşimi Şekil 4.6'da gösterilmektedir.

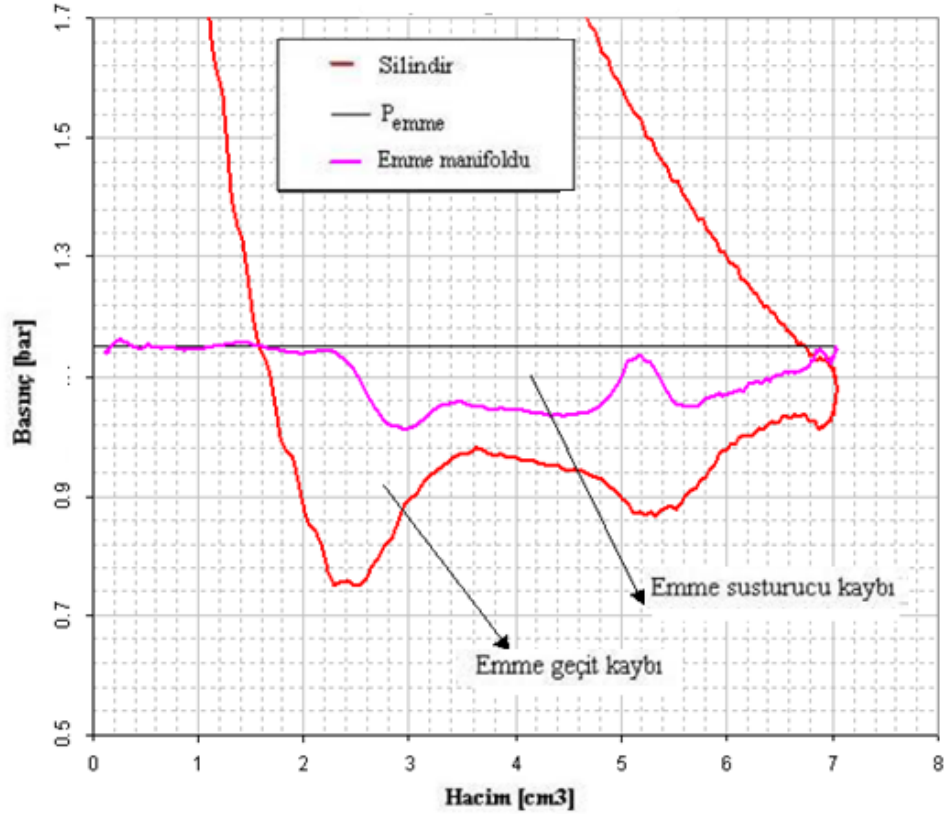


Şekil 4.6 : Basınç sensörlerinin (a)şematik, (b) deney düzeneğinde yerleşimi.

İndikatör diyagramı ile sıkıştırma işinin yanı sıra, daha önce de belirtildiği gibi emme hattı ve egzoz hattı kayıpları ile ilgili bilgiler de elde edilmektedir. Kompresörün emme ve egzoz plenum basınçları ile birlikte silindir basıncının da eş zamanlı olarak ölçülmesi, soğutkanın silindir hacmine girmesi ve silindir hacminden egzoz edilmesi esnasındaki kayıpların belirlenmesini sağlamaktadır.

Kompresörün emme safhasında ideal olan durum, silindir basıncının buharlaşma basıncına eşit olması ve bu şekilde emme safhasını tamamlamasıdır. Ancak kompresörün emme hattında bulunan emme susturucusu, emme geçidi ve emme valf yaprağında gerçekleşen kayıplardan dolayı ideal durumdan uzaklaşmakta ve kayıplara neden olmaktadır.

Şekil 4.7’de örnek olarak sunulan pV diyagramının emme safhası incelendiğinde kırmızı ile gösterilen silindir basıncı ile ideal durum arasında kalan alan toplam emme hattı kaybını göstermektedir. Emme manifoldu (plenumu) ile silindir basıncı arasında kalan alan ise emme geçidi (portu) kaybını, ideal durum ile emme manifoldu (plenumu) arasındaki alan ise emme susturucusu kaybını belirtmektedir [6].

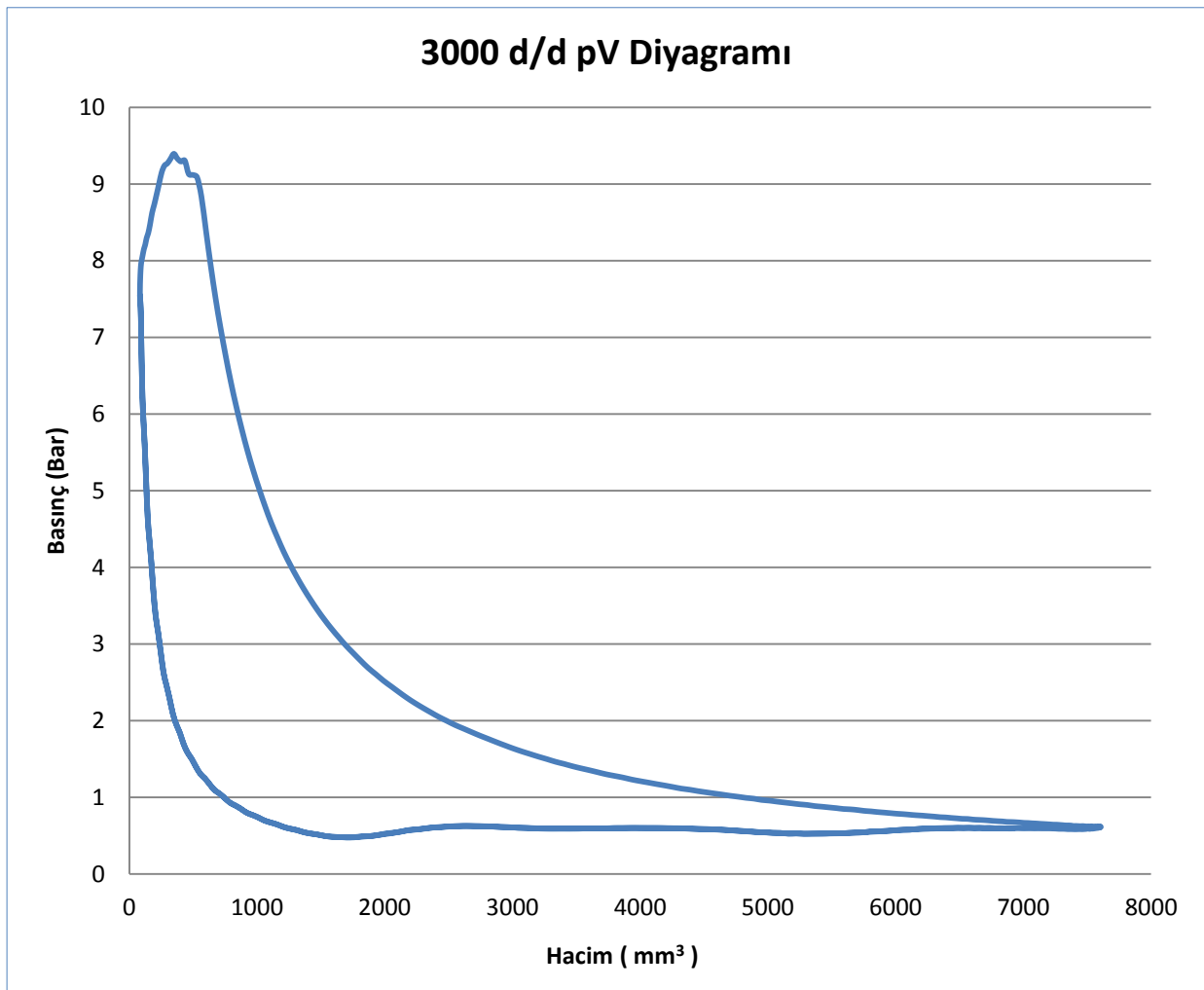


Şekil 4.7 : pV diyagramının emme safhası.

4.3 Deney Sonuçları

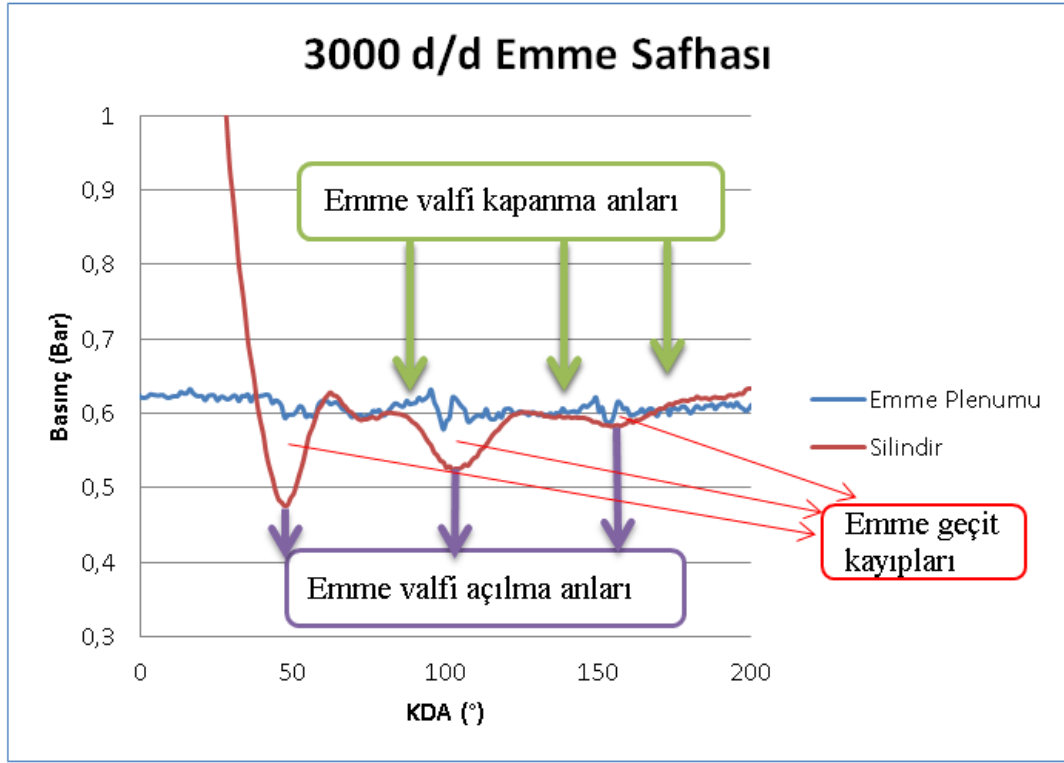
Deneyssel çalışmada kullanılan A tipi değışken devirli kompresör 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında ASHRAE standartlarında test edilerek indikatör diyagramları çıkarılmıştır. Soğutma çevriminde kullanılan R600A soğutkanı için, ASHRAE şartlarında yoğunlaşma basıncı 7.61 bar, buharlaşma basıncı ise 0.624 bardır. Aşırı ısıtma, aşırı soğutma ve kalorimetre kabin sıcaklıkları ise 32 °C olarak belirlenmiştir.

Şekil 4.8’de 3000 d/d’da A tipi kompresörün pV ölçüm düzeneğinden elde edilen basınç-hacim diyagramı verilmektedir. Diyagramın kapladığı alan, önceki bölümlerde bahsedildiği gibi soğutkana uygulanan sıkıştırma işini oluşturmaktadır. pV deney düzeneğinde alınan ölçümlerde 500 basınç ve hacim değeri eş zamanlı olarak elde edilebilmektedir. Elde edilen bu değlerden 360 tanesi kullanılarak sıkıştırma işi hesaplanmıştır.



Şekil 4.8 : 3000 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı.

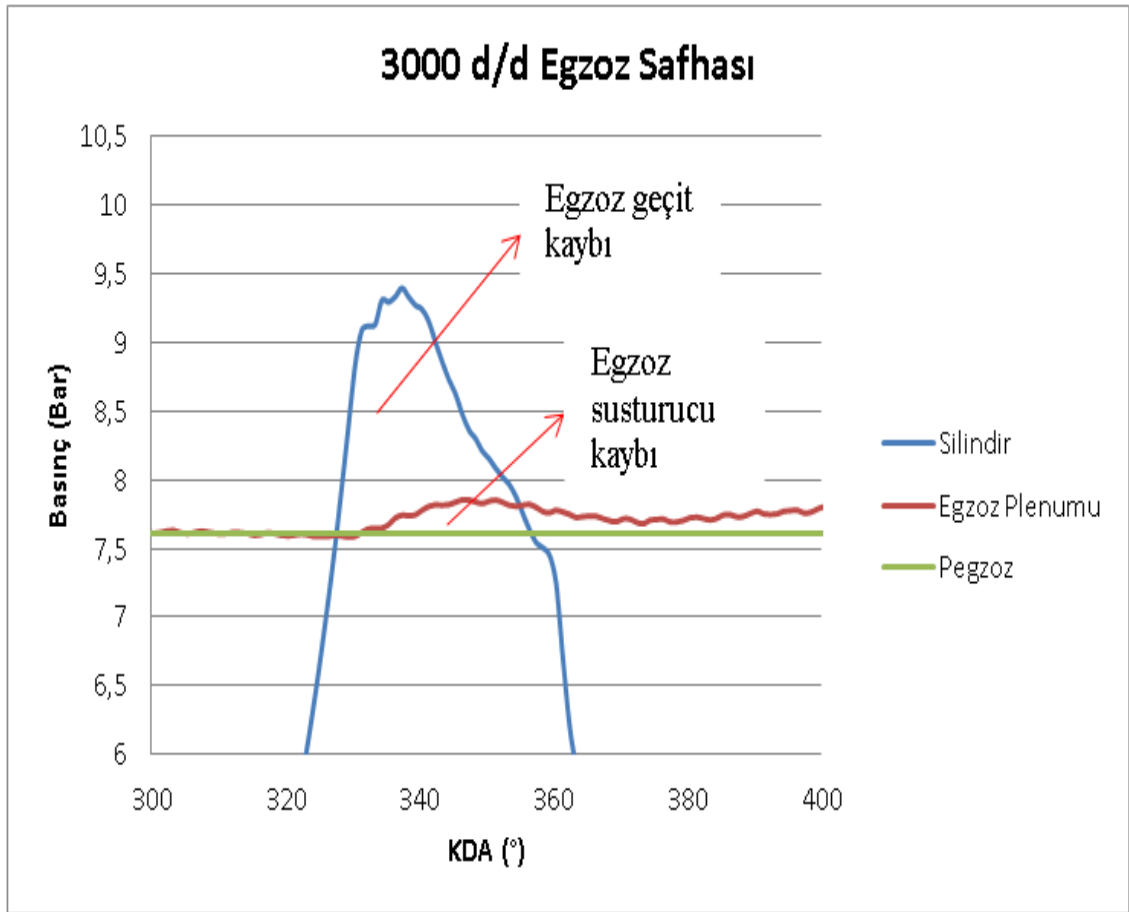
Şekil 4.9'da pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 3000 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı verilmektedir. Silindir basıncı valf tablası üzerine konumlandırılmış basınç sensörü yardımıyla ölçülmüştür. Emme plenumu basıncı da benzer olarak emme susturucusunun silindir kafası içerisinde yer alan emme haznesine konumlandırılan basınç sensörü ile ölçülmüştür. Emme plenumu, soğutkanın valf tablası üzerinde bulunan emme portundan silindire girmeden önce bulunduğu son hacimdir. Emme plenumundaki basınç, emme valf yaprağının kapalı olduğu durumlarda yaklaşık olarak test edilen şartlardaki buharlaşma basıncına eşit olmaktadır. Silindir içerisindeki basınç, pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareketi sonucunda hacmin genişlemesi ile birlikte düşüş göstermektedir. Emme plenumu ile silindir içerisinden ölçülen basınçların farkının, valf yaprağının mekanik olarak açılması için yeterli olan kuvveti sağlaması ile birlikte emme valf yaprağı açılmaktadır. Valf tablası üzerine konumlandırılan valf yaprağının açılması ile emme plenumundaki soğutkan silindir hacmine dolmaktadır. Soğutkanın emme plenumundan silindire geçişi ile birlikte emme plenumunda ani bir basınç düşümü gerçekleşmektedir. Şekil 4.9'dan görüldüğü üzere, emme valfi yaklaşık olarak 48 krank dönme açısı civarında açılmaktadır. Soğutkan silindire emildikten sonra emme valf yaprağı sürekli açık kalmamakta, Şekil 4.9'dan da görüldüğü gibi silindir ve plenum basınçları değişmektedir. Valf yaprağı açıldıktan sonra piston hareketine bağlı olarak silindir basıncı artmaktadır. 60 ila 80 KDA arasında pistonun AÖN'dan ÜÖN'ya doğru hareketinden dolayı sıkıştırma hacmi artmakta ve bu esnada silindir içerisine kütle girişi devam etmektedir. Bu nedenle bu aralıkta silindir basıncı çok değişmemektedir. 80 KDA civarında emme valf yaprağı kapanmakta ve silindir içerisine soğutkan akışı durmaktadır. Bu esnada piston hareketinden dolayı sıkıştırma hacmi artmakta ve silindir basıncı düşmektedir. 103 KDA civarında emme valf yaprağı ikinci kez açılarak silindir içerisine tekrar soğutkan emilmesine neden olmaktadır. Bu andan itibaren silindir basıncı 123 KDA'na kadar tekrar yükselmektedir. 123 ila 132 KDA'ları arasında piston hareketi ve silindir içerisindeki soğutkan miktarı nedeniyle, silindir basıncı çok değişmemektedir. Yaklaşık olarak 132 KDA da valf yaprağı tekrar kapanmakta ve 156 KDA civarında üçüncü kez açılarak silindire gaz akışına izin vermektedir. 180 KDA'ndan sonra piston sıkıştırma safhasına geçtiği için silindir basıncı artmaktadır.



Şekil 4.9 : 3000 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-KDA değişimi.

Şekil 4.10' da pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 3000 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı verilmektedir. Egzoz plenumu basıncı, silindir kafası içerisinde yer alan egzoz bölmesine yerleştirilen basınç sensörü tarafından ölçülmektedir. Egzoz plenumu, sıkıştırma işlemi sonunda yüksek basınç ve sıcaklığa sahip soğutkanın valf tablası üzerinde bulunan egzoz geçidinden geçip silindir dışına tahliye edildiği ilk hacimdir.

Egzoz plenumundaki basınç, egzoz valf yaprağının kapalı olduğu durumlarda yaklaşık olarak test edilen şartlardaki yoğunlaşma basıncına eşit olmaktadır. Silindir içerisindeki basınç, sıkıştırma safhasının sonuna doğru egzoz plenum basıncını aşmaktadır. Egzoz plenumu ile silindir arasında görülen bu basınç farkı, valf tablası üzerinde bulunan egzoz valf yaprağının açılması için yeterli kuvveti sağlaması koşullunda egzoz valf yaprağı açılmaktadır. Silindir içerisinde sıkıştırma işlemi sonunda yüksek basınca çıkarılan soğutkanın, silindirden egzoz plenumuna geçmesi ile birlikte egzoz plenum basıncı artmakta ve silindir basıncı düşmektedir. Şekil 4.10'dan görüleceği üzere egzoz valf yaprağı yaklaşık olarak 333 KDA civarında açılmakta ve silindirden soğutkan egzoz edilmektedir. 360 KDA değerinden sonra pistonun genişleme safhasına geçip üst ölü noktadan alt ölü noktaya ilerlemesi nedeni ile silindir basıncı düşmektedir.



Şekil 4.10 : 3000 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç- KDA değişimi.

Tez çalışması boyunca deneyler gerçekleştirilirken kompresör kalorimetrede belirli bir süre çalıştırılarak ısıl rejime gelmesi beklenmiştir. Isıl rejime erişildikten sonra her bir kompresör devri için 4 adet ölçüm alınmış ve sonuçların sunulduğu çizelgelerde bu dört ölçümün ortalaması paylaşılmıştır. Tezin ilerleyen bölümlerinde sunulan farklı devirlerde gerçekleştirilen diğer test sonuçları da benzer şekilde sunulmuştur.

Çizelge 4.2’de 3000 d/d ‘da A tipi kompresör ile elde edilen indikatör diyagramı sonuçları sunulmaktadır. Tez çalışması kapsamında 3000 d/d test edilen hızlar içindeki en yüksek hızdır. Çizelgede sıkıştırma işi ve termodinamik kayıp değerleri, deney sonucunda elde edilen gerçek değerlerdir. Fakat bu değerlerin dışındaki performans ve kayıp (mekanik ve motor) verileri kullanılan kompresörün ticari bir ürün olması nedeni ile sunulmamıştır. Tez kapsamında A tipi kompresör ile ASHRAE şartlarında farklı devirlerde yapılan diğer deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçların paylaşımında da benzer durum söz konusu olmaktadır.

Çizelge 4.2: 3000 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı sonuçları.

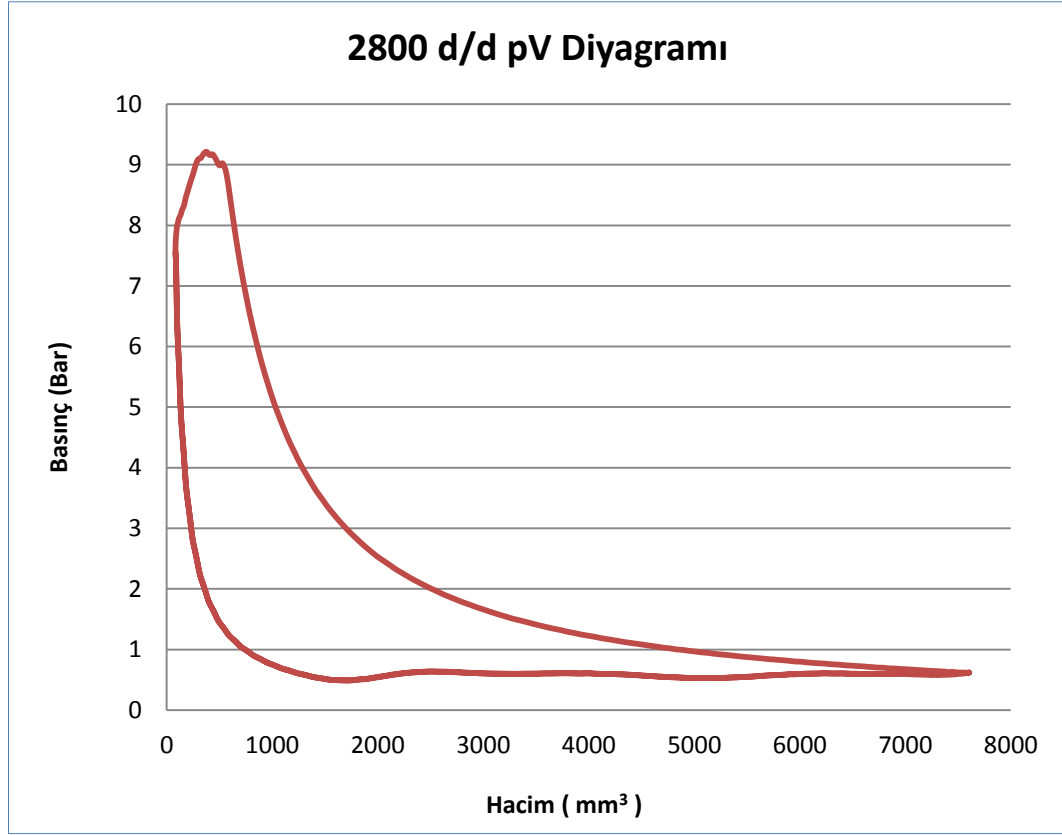
Parametre	Birim	Sonuçlar
Kompresör hızı	d/d	3007.15
Kompresör hızı	d/s	50.12
Sıkıştırma işi	J	1.16
Sıkıştırma gücü	W	58.35
Emme geçit kaybı	J	0.02
Emme geçit kaybı	W	1.03
Toplam emme kaybı	W	1.60
Egzoz geçit kaybı	J	0.07
Egzoz geçit kaybı	W	3.28
Toplam egzoz kaybı	W	3.59

Çizelge 4.2 incelediğinde A tipi kompresör için 3000 d/d ‘da ASHRAE şartlarında gaz üzerinde yapılan sıkıştırma işinin %8.9’unu termodinamik kayıpların oluşturduğunu göstermektedir. Bu kayıpların ise yaklaşık %70’i egzoz hattından kaynaklanmaktadır. Sonuçlar egzoz hattı kapsamında incelendiğinde ise egzoz geçit kayıplarının, tüm kayıpların %63’ünü oluşturduğu görülmektedir.

Şekil 4.11’de 2800 d/d ‘da A tipi kompresörün ASHRAE test şartlarında, pV ölçüm düzeneğinden elde edilen basınç-hacim diyagramı verilmektedir. Diyagramın kapladığı alan, önceki bölümlerde bahsedildiği gibi soğutkana uygulanan sıkıştırma işini oluşturmaktadır.

Şekil 4.12’de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 2800 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı verilmektedir. Piston, silindir hacmi içerisinde ÜÖN’den AÖN’ya doğru ilerlerken hacimdeki genişleme nedeniyle silindir basıncı azalmaktadır. Silindir içerisindeki basınç, test edilen koşullardaki buharlaşma basıncının altına düştüğünde valf tablası üzerindeki emme valf yaprağı

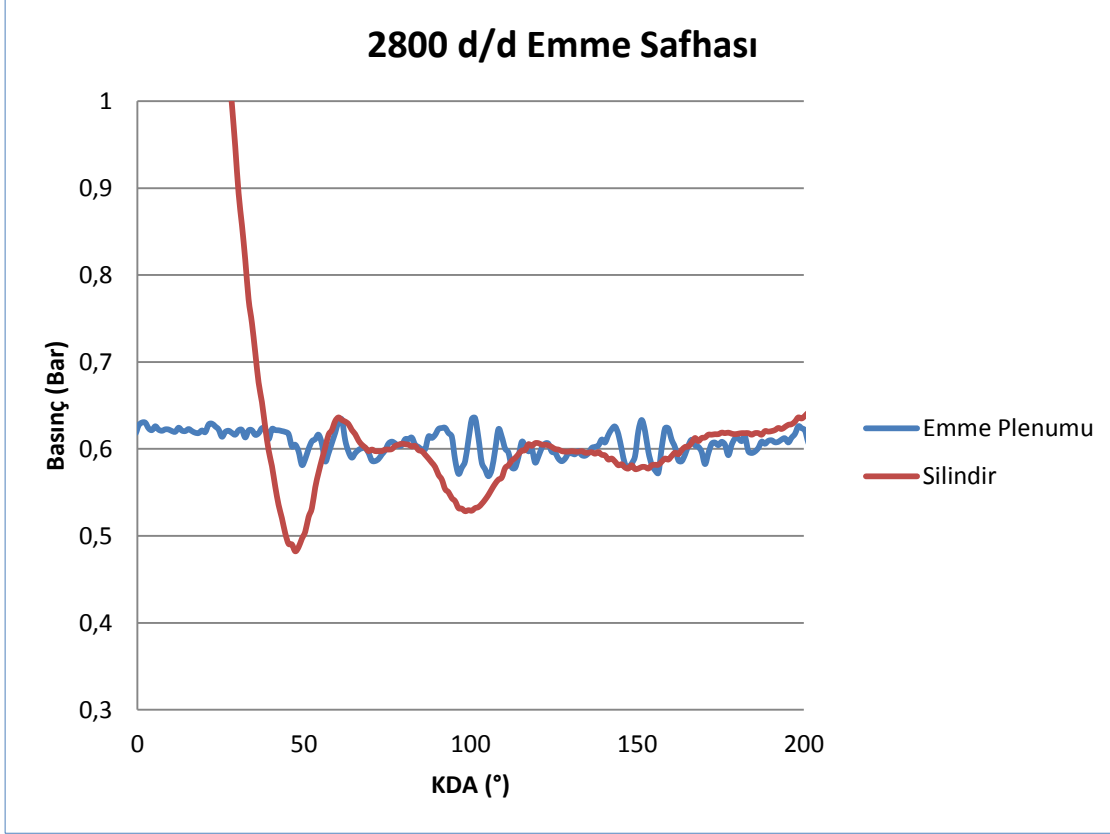
açılmaya zorlanmaktadır. Valf yaprağın, silindir ve emme plenumu arasında oluşan basınç farkı, yaprak ataletini yendiği krank dönme açısında, silindire soğutkan girişi gerçekleşmektedir. 2800 d/d kompresör hızında bu açı 47 KDA'dır.



Şekil 4.11 : 2800 d/d 'da elde edilen pV diyagramı.

3000 d/d'ya kıyasla kompresör hızındaki azalmaya bağlı olarak yaprak yaklaşık 1 KDA daha erken açılmaktadır. Şekil 4.9'da gösterilen 3000 d/d emme grafiğinde olduğu gibi 2800 d/d emme hattı grafiğinde de soğutkan silindire emildikten sonra emme valf yaprağı sürekli açık kalmamakta, Şekil 4.12'de görüldüğü gibi silindir ve plenum basınçları değişmektedir. Valf yaprağının açılması ile birlikte silindir basıncı artmakta ve emme plenumu basıncı düşmektedir. 60 ila 85 KDA arasında pistonun sıkıştırma hacmini arttırması ve silindir içerisine doğru olan kütle girişinin devam etmesinden dolayı bu aralıkta silindir basıncı çok değişmemektedir. 85 KDA civarında silindir basıncının düşmesinden anlaşılmaktadır ki, emme valf yaprağı kapanmakta ve silindir içerisine soğutkan akışını kesmektedir. 100 KDA'na kadar pistonun hareketinden dolayı hacim artmakta ve silindir basıncı düşmektedir. Bu açı civarında emme valf yaprağı ikinci kez açılmakta ve silindir içerisine tekrar gaz dolmaktadır. 138 KDA civarında ise tekrar valf yaprağı kapanmakta ve 146 KDA

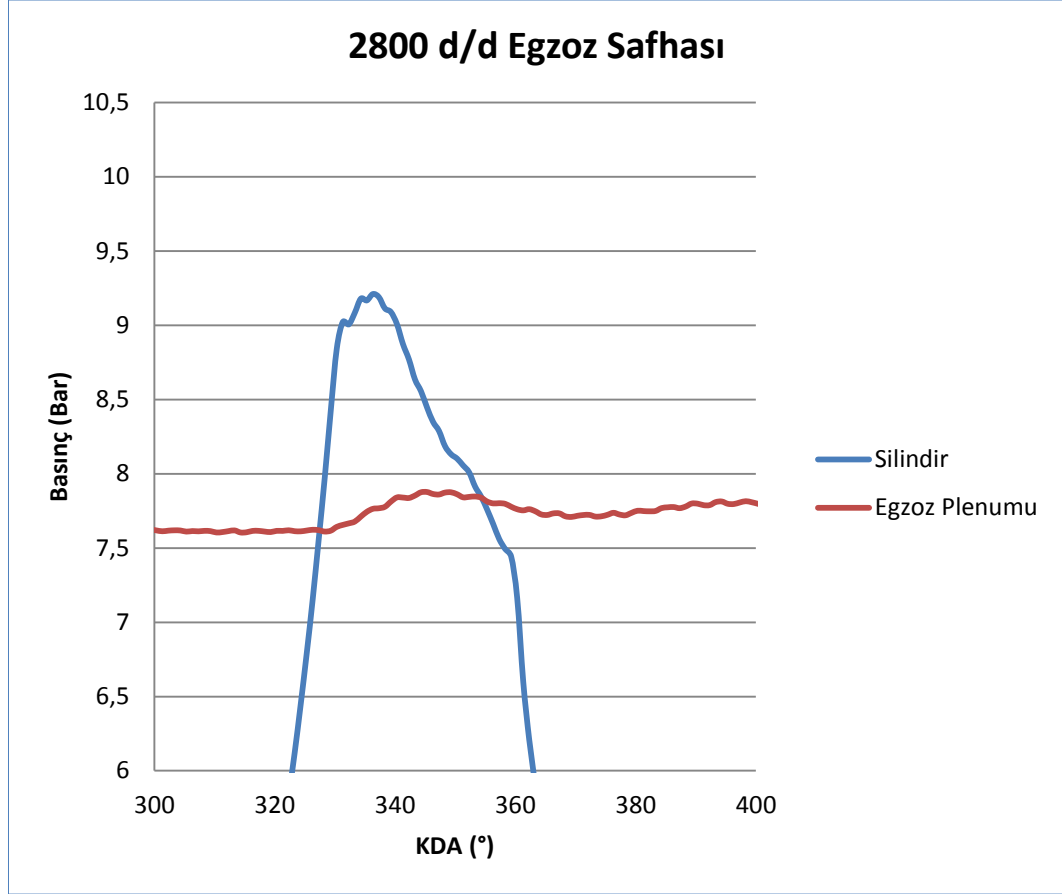
civarında üçüncü kez açılmaktadır. 180 KDA'ndan sonra piston sıkıştırma safhasına geçmekte fakat silindir basıncı çok artmamaktadır. Bu durum için valf yaprağı açıklığına bağlı olarak meydana gelen geri kaçakların etkili olduğu düşünülmektedir.



Şekil 4.12 : 2800 d/d ortalama hıza ait emme safhası basıncı-KDA değişimi.

Şekil 4.13'de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 2800 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basıncı-krank dönme açısı diyagramı gösterilmektedir. Şekil 4.13'de görüldüğü gibi egzoz plenumundaki basıncı, egzoz valf yaprağının kapalı olduğu durumlarda yaklaşık olarak test edilen şartlardaki yoğunlaşma basıncına eşit olmaktadır. Silindir içerisindeki basıncı, sıkıştırma safhasının sonuna doğru egzoz plenum basıncını aşmaktadır. Bu esnada silindir basıncı 9.2 bar iken egzoz plenumu basıncı 7.8 bardır. Egzoz plenumu ile silindir arasında görülen bu basıncı farkı nedeni ile valf tablası üzerinde bulunan egzoz valf yaprağı yaklaşık olarak 332 KDA civarında açılmakta ve silindirde bulunan yüksek sıcaklık ve basıncıdaki soğutkan tahliye edilmektedir. 3000 d/d sonuçları ile kıyaslandığında egzoz yaprağının açılması bir miktar daha erken olmaktadır. 360 KDA değerinden sonra Şekil 4.10'da gösterilen 3000 d/d egzoz safhasında olduğu gibi, pistonun genişleme safhasına geçip ÜÖN'dan AÖN'ya ilerlemesi nedeni ile silindir basıncı düşmektedir. 2800 d/d sonuçları 3000

d/d sonuçları ile kıyaslandığında egzoz valf yaprağının açılmadan önce silindirde ölçülen basınçlar arasında 0.2 barlık bir fark bulunmaktadır. Bu durum 3000 d/d hızda 2800 d/d hıza göre egzoz safhasında daha yüksek bir basınç düşümü olduğunun göstergesidir.



Şekil 4.13 : 2800 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç-KDA değişimi.

Çizelge 4.3’de 2800 d/d ‘da ASHRAE şartlarında A tipi kompresör ile elde edilen indikatör diyagramı sonuçları sunulmaktadır. Çizelge 4.3 incelediğinde A tipi kompresör için 2800 d/d ‘da ASHRAE şartlarında gaz üzerinde yapılan sıkıştırma işinin %8.1’ini termodinamik kayıpların oluşturduğu görülmektedir. 3000 d/d sonuçlarındaki duruma benzer olarak bu kayıpların yaklaşık %70’i egzoz hattından kaynaklanmaktadır. Fakat sonuçlar egzoz hattı kapsamında incelendiğinde ise egzoz geçit kayıpları tüm kayıplar %60’ını oluşturduğu 3000 d/d sonuçlarına göre egzoz portu kayıplarının tüm kayıplar içindeki oranın %3 mertebelerinde azaldığı görülmektedir. Bu durum 2800 d/d ‘da 3000 d/d ‘ya göre ölçülen maksimum egzoz basıncının düşmesinin yarattığı bir etki olarak yorumlanabilir.

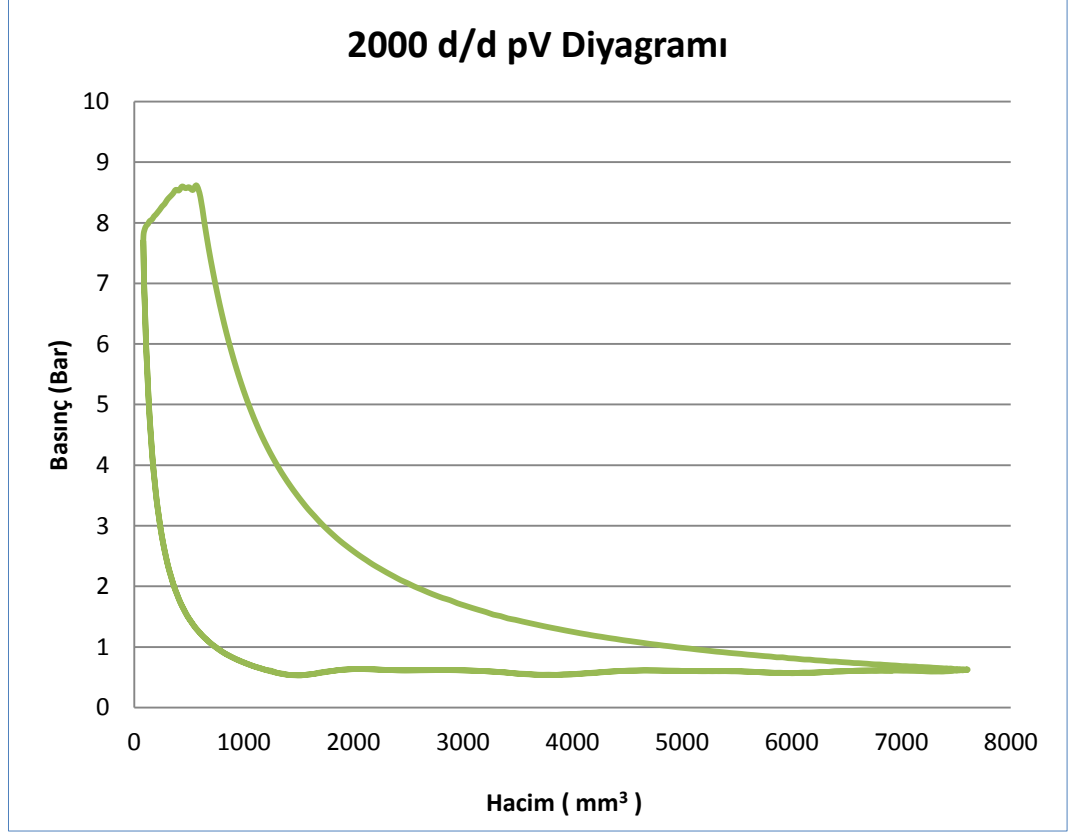
Çizelge 4.3: 2800 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı sonuçları.

Parametre	Birim	Sonuçlar
Kompresör hızı	d/d	2818.16
Kompresör hızı	d/s	46.97
Sıkıştırma işi	J	1.16
Sıkıştırma gücü	W	54.59
Emme geçit kaybı	J	0.02
Emme geçit kaybı	W	0.80
Toplam emme kaybı	W	1.35
Egzoz geçit kaybı	J	0.06
Egzoz geçit kaybı	W	2.68
Toplam egzoz kaybı	W	3.08

Şekil 4.14’de 2000 d/d ‘da A tipi kompresörün ASHRAE şartlarında pV ölçüm düzeneğinden elde edilen basınç-hacim diyagramı verilmektedir.

Şekil 4.15’de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 2000 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı sunulmuştur. Diğer hızlarda yapılan testlerde olduğu gibi emme valf yaprağı kapalı iken emme plenumu basıncı test edilen şartlardaki buharlaşma basıncına eşittir. Piston, silindir hacmi içerisinde ÜÖN’den AÖN’ya doğru ilerlerken hacimdeki genişleme nedeniyle silindir basıncı azalmakta ve valf tablası üzerinde bulunan emme valf yaprağı ilk olarak 44 KDA civarında açılmaya zorlanmaktadır. Aynı kompresör ile farklı hızlarda yapılan test sonuçları ile karşılaştırıldığında 3000 d/d ortalama hızda yapılan teste göre emme valf yaprağı yaklaşık 4 KDA, 2800 d/d ‘da yapılan testlere göre yaklaşık olarak 3 KDA daha erken açılmaktadır. Bu durum literatürde açıklanan durumu doğrulamaktadır. Şekil 4.15 incelendiğinde görülmektedir ki emme valfi açıldığında silindir basıncı 0.53 barı göstermektedir. Bu basınç 3000 d/d da 0.475 bar iken, 2800

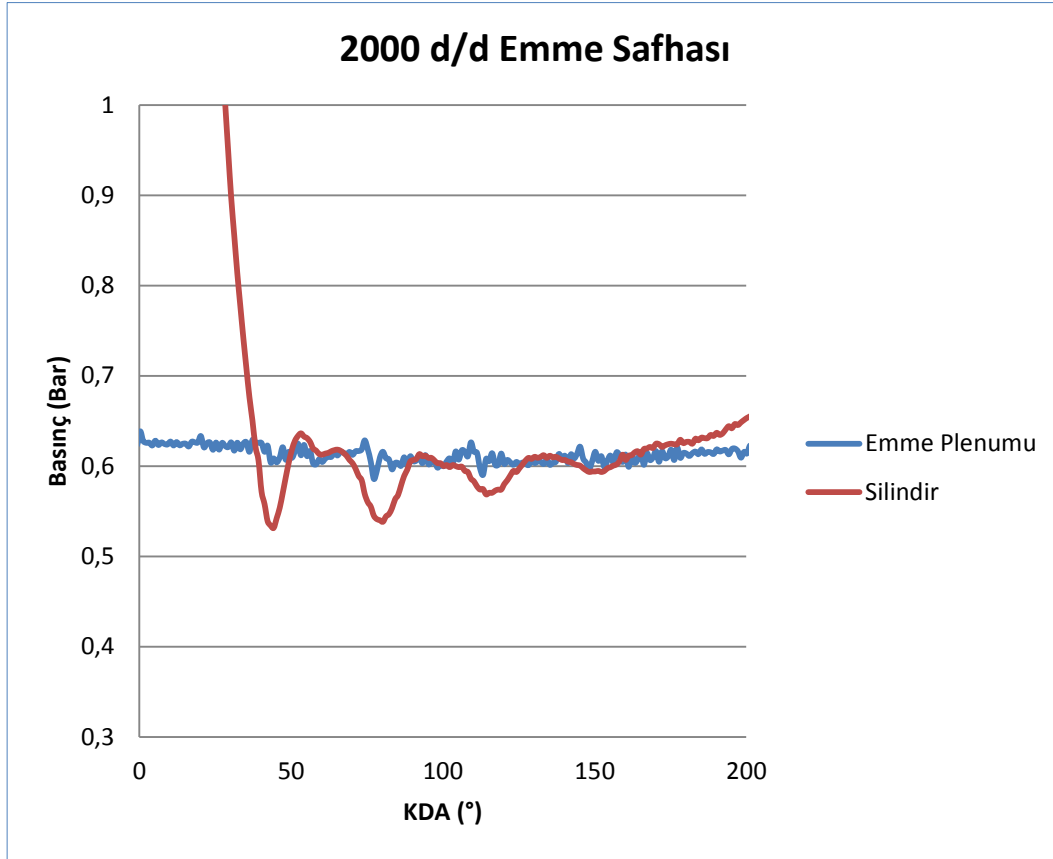
d/d da 0.48 bardır. Bu ise düşük devirlerde emme valfinin açılmasının silindirde daha düşük bir basınç düşümü yarattığını göstermektedir. Diğer devirlerde olduğu gibi valf yaprağı açıldıktan sonra piston hareketine bağlı olarak silindir basıncı artmaktadır. 50 ila 68 KDA arasında piston hareketi ve silindire emilen gaz nedeni ile silindir basıncı çok değişmemektedir.



Şekil 4.14 : 2000 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı.

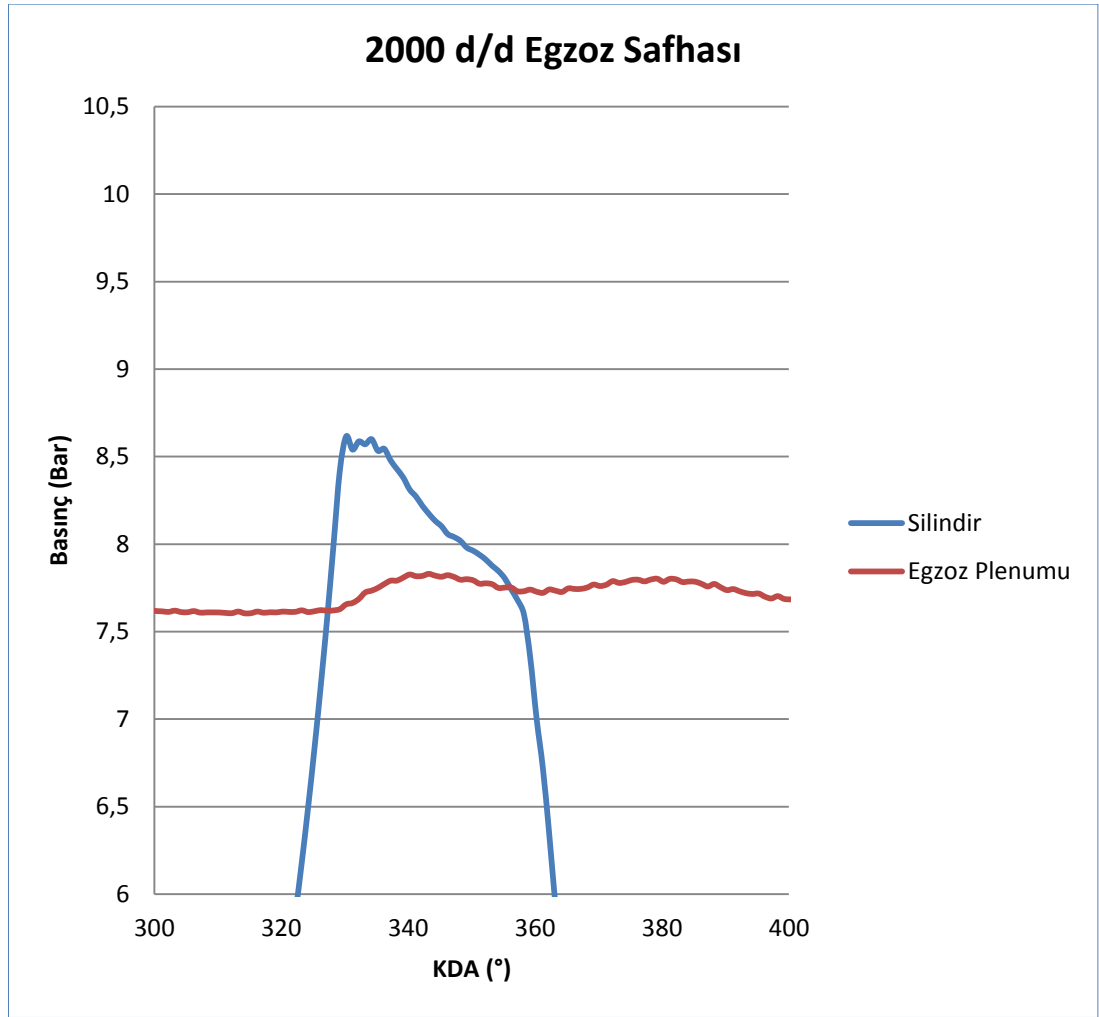
68 KDA civarında emme valf yaprağı kapanmakta ve silindir içerisine soğutkan akışı kesilmekte ve pistonun hareketinden dolayı silindir basıncı düşmektedir. 80 KDA civarında emme valf yaprağı ikinci kez açılmakta ve silindir içerisine gaz akışına izin vermekte ve 90 KDA’na kadar tekrar silindir basıncı yükselmektedir. 90 ila 103 KDA’ları arasında piston hareketi ve silindir içerisindeki soğutkan miktarı nedeniyle silindir basıncı çok değişmemekte ve yaklaşık olarak 104 KDA’da valf yaprağı tekrar kapanmakta ve 115 KDA civarında üçüncü kez açılarak silindire gaz akışına izin vermektedir. Diğer devirlerdeki ölçümlerden farklı olarak 2000 d/d hızda emme valfi 151 KDA civarında dördüncü kez açılmaktadır. Bu durum da literatürdeki çalışmalar incelendiğinde beklenen bir durumdur ve bu tez kapsamında yapılan deneylerde

doğrulanmıştır. 180 KDA sonrasında ise piston sıkıştırma safhasına geçtiği için silindir basıncı artış göstermektedir.



Şekil 4.15 : 2000 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-KDA değişimi.

Şekil 4.16’da pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 2000 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı gösterilmektedir. Diğer devirlerdeki testlere benzer olarak 2000 d/d da egzoz plenumundaki basınç, egzoz valf yaprağının kapalı olduğu durumlarda yaklaşık olarak test edilen şartlardaki yoğunlaşma basıncına eşit olduğu görülmektedir. Silindir içerisindeki basınç, yaklaşık 330 KDA civarında egzoz plenum basıncını aşmakta ve egzoz valf yaprağını açılmaya zorlamaktadır. Fakat diğer devirlerdeki testlere kıyasla egzoz valf yaprağının açılmaya zorlandığı silindir basıncı değeri 8.6 bardır. Bu değer 3000 d/d da yapılan testteki değerden 0.8 bar, 2800 d/d’da yapılan testten 0.6 bar daha düşüktür. Egzoz plenumu basıncı incelendiğinde ise diğer devirlerde görülen egzoz plenumu basınçları ile yaklaşık olarak aynı değerdedir. 360 KDA değerinden sonra Şekil 4.16’dan görüldüğü gibi pistonun genleşme safhasına geçip ÜÖN’den AÖN’ya ilerlemesi nedeni ile silindir basıncı düşmektedir.



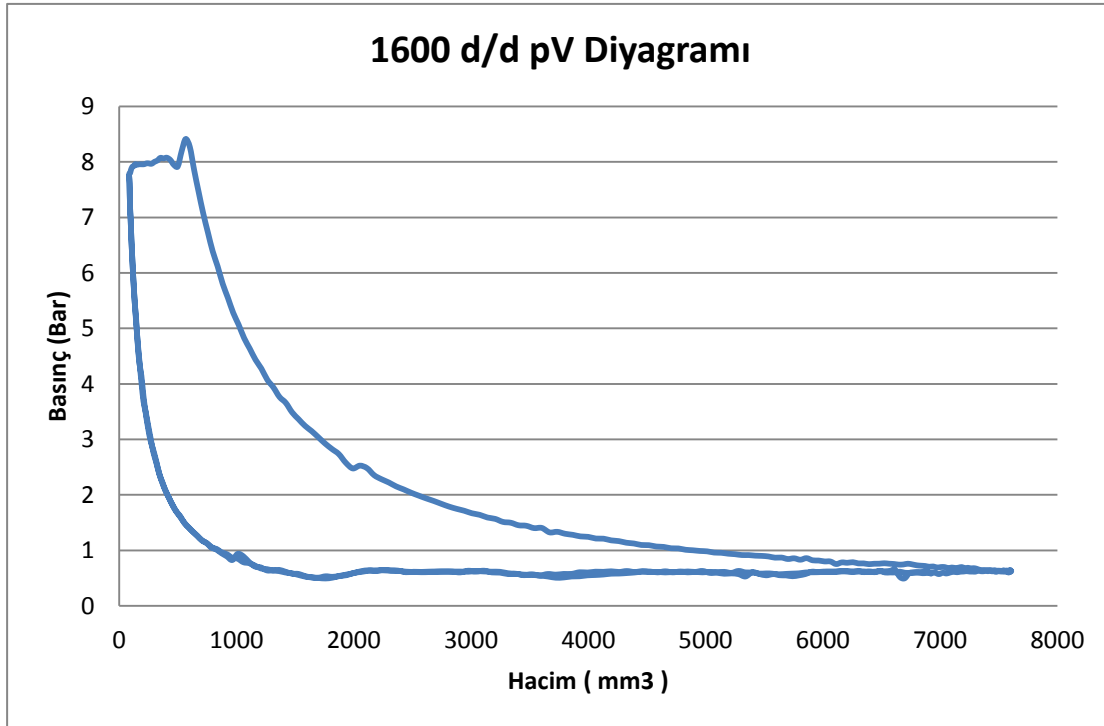
Şekil 4.16 : 2000 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç-KDA değişimi.

Çizelge 4.4’de 2000 d/d ‘da ASHRAE şartlarında A tipi kompresör ile elde edilen indikatör diyagramı sonuçları sunulmaktadır. Çizelge 4.4 incelediğinde A tipi kompresör için 2000 d/d ‘da ASHRAE şartlarında gaz üzerinde yapılan sıkıştırma işinin %5,5’ini termodinamik kayıpların oluşturduğu görülmektedir. Tüm termodinamik kayıpların ise yaklaşık %66’sı egzoz hattından kaynaklanmaktadır. Sonuçlar egzoz hattı kapsamında incelendiğinde ise egzoz geçit kayıplarının tüm kayıpların %54’ünü oluşturduğu görülmektedir.

Şekil 4.17’de 1600 d/d ‘da A tipi kompresörün ASHRAE şartlarında pV ölçüm düzeneğinden elde edilen basınç-hacim diyagramı verilmektedir. 1600 d/d A tipi kompresör ile düzgün ölçüm alınabilen en düşük hızdır. Bu devirden sonra yapılan diğer ölçümlerde sistemde kullanılan enkoderden düzgün veri alınamamıştır. Bunun uzun süreli yağ ile temastan olduğu düşünülmektedir.

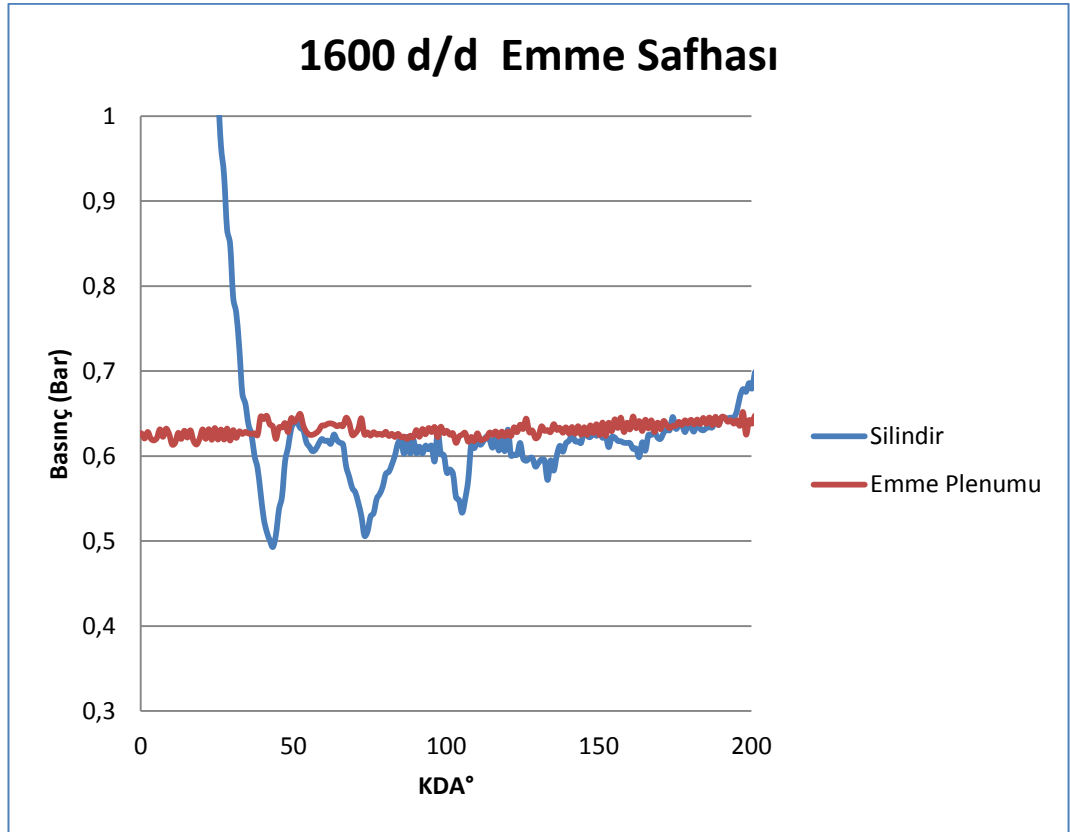
Çizelge 4.4: 2000 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı sonuçları.

Parametre	Birim	Sonuçlar
Kompresör hızı	d/d	2034.60
Kompresör hızı	d/s	33.91
Sıkıştırma işi	J	1.16
Sıkıştırma gücü	W	39.17
Emme geçit kaybı	J	0.01
Emme geçit kaybı	W	0.41
Toplam emme kaybı	W	0.72
Egzoz geçit kaybı	J	0.03
Egzoz geçit kaybı	W	1.17
Toplam egzoz kaybı	W	1.44



Şekil 4.17 : 1600 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı.

Şekil 4.18’de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 1600 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı sunulmuştur. Emme valf yaprağı kapalı konumda iken, emme plenumu basıncı test edilen şartlardaki buharlaşma basıncına eşittir. Piston, silindir hacmi içerisinde ÜÖN’den AÖN’ya doğru ilerlerken hacimdeki genişlemeye bağlı olarak silindir basıncı düşüş göstermekte ve emme valf yaprağı ilk olarak 42 KDA civarında açılmaktadır. Aynı kompresör ile farklı hızlarda yapılan test sonuçları ile karşılaştırıldığında 3000 d/d ortalama hızda yapılan teste göre emme valf yaprağı yaklaşık 6 KDA, 2800 d/d ‘da yapılan testlere göre yaklaşık olarak 5 KDA ve 2000 d/d’da yapılan teste göre 2 KDA daha erken açılmaktadır. Bu durum literatürde açıklanan durumu doğrular niteliktedir. Şekil 4.18 incelendiğinde görülmektedir ki emme valfi açıldığında silindir basıncı 0.49 barı göstermektedir. Bu basınç 3000 d/d’da 0.475 bar iken, 2800 d/d da 0.48 ve 2000 d/d da 0.53 bardır. Bu ise düşük devirlerde emme valfinin açılmasının silindirde daha düşük bir basınç düşümü yarattığını göstermektedir. Diğer devirlerde olduğu gibi valf yaprağı açıldıktan sonra piston hareketine bağlı olarak silindir basıncı artış göstermektedir. 51 ila 65 KDA arasında piston hareketi ve silindire emilen gaz nedeni ile silindir basıncındaki değişim çok az olmaktadır.



Şekil 4.18 : 1600 d/d ortalama hıza ait emme safhası basınç-KDA değişimi.

65 KDA civarında emme valf yaprağı kapanmakta ve silindir içerisine soğutkan akışı durmaktadır. Bu esnada pistonun hareketinden dolayı silindir basıncı azalmaktadır. 74 KDA civarında emme valf yaprağı ikinci kez açılmaktadır. 85 KDA'na kadar tekrar silindir basıncı yükselmektedir. 85 ila 97 KDA'ları arasında piston hareketi ve silindir içerisindeki soğutkan miktarı nedeniyle silindir basıncı çok değişmemekte ve yaklaşık olarak 98 KDA da valf yaprağı tekrar kapanmaktadır. 105 KDA civarında üçüncü kez açılarak silindire gaz emilmesine izin vermektedir. 2000 d/d ölçümüne benzer olarak, 1600 d/d hızda emme valfi 133 KDA civarında dördüncü kez açılmaktadır. Fakat, aynı kompresör ile farklı hızlarda yapılan testlerden farklı olarak 1600 d/d hızda emme valfi yaklaşık 163 KDA civarında beşinci kez açılmaktadır. Bu durum da literatürdeki çalışmalar incelendiğinde beklenen bir durumdur ve bu tez kapsamında yapılan deneylerle de doğrulanmıştır. 180 KDA sonrasında ise piston sıkıştırma safhasına geçtiği için silindir basıncı artış göstermektedir.

Şekil 4.19'da pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 1600 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı gösterilmektedir. Diğer devirlerdeki testlerde olduğu gibi 1600 d/d ortalama hızındaki ölçümlerde egzoz plenumundaki basınç, egzoz valf yaprağının kapalı olduğu durumlarda yaklaşık olarak test edilen şartlardaki yoğunlaşma basıncına eşit olmaktadır. Silindir içerisindeki basınç, yaklaşık 325 KDA civarında egzoz plenum basıncını aşmakta ve egzoz valf yaprağını açılmaya zorlamaktadır. Fakat diğer devirlerdeki testlere kıyasla egzoz valf yaprağının açılmaya zorlandığı silindir basıncı azalmakta ve 8.4 bar olmaktadır. Bu değer 3000 d/d'da yapılan testteki değerden 1 bar, 2800 d/d'da yapılan testten 0.8 ve 2000 d/d'da yapılan testten 0.2 bar daha düşüktür.

Çizelge 4.5'de 1600 d/d 'da ASHRAE şartlarında A tipi kompresör ile elde edilen indikatör diyagramı sonuçları sunulmaktadır. Çizelge 4.5 incelendiğinde A tipi kompresör için 1600 d/d'da ASHRAE şartlarında gaz üzerinde yapılan sıkıştırma işinin %5.3'ünü termodinamik kayıpların oluşturduğu görülmektedir. Tüm termodinamik kayıpların ise yaklaşık %61'i egzoz hattından kaynaklanmaktadır. Sonuçlar egzoz hattı kapsamında incelendiğinde ise egzoz geçit kayıpları tüm kayıpların %51'ini oluşturduğu görülmektedir. Çizelge 4.5 incelendiğinde dikkat çeken bir diğer nokta ise toplam kayıplar içindeki egzoz portu kayıplarının oranının diğer devirlere göre en düşük seviyeye gelmiş olmasıdır.

Çizelge 4.5: 1600 d/d ‘da elde edilen pV diyagramı sonuçları.

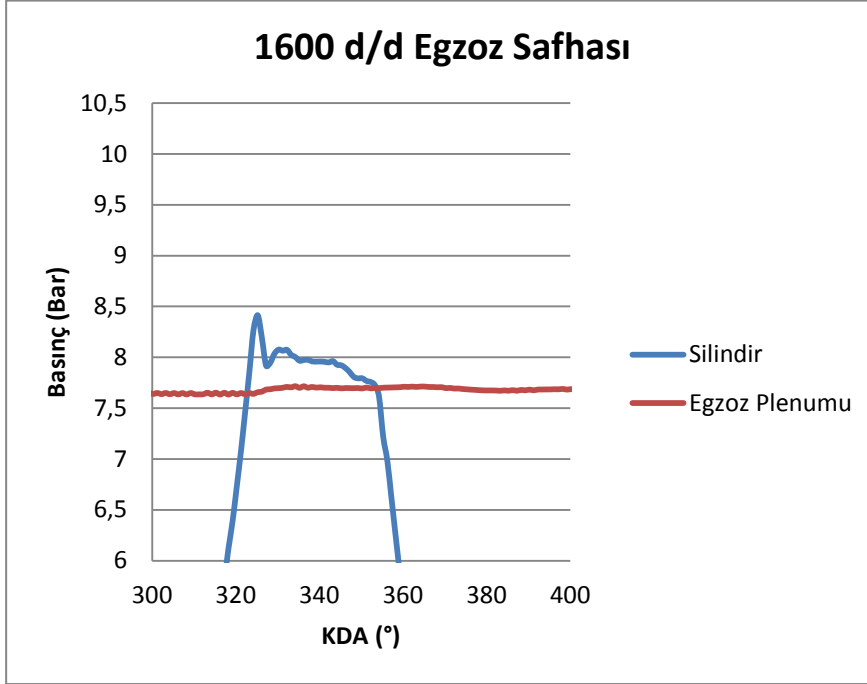
Parametre	Birim	Sonuçlar
Kompresör hızı	d/d	1612,2
Kompresör hızı	d/s	26,87
Sıkıştırma işi	J	1,16
Sıkıştırma gücü	W	31,12
Emme geçit kaybı	J	0,01
Emme geçit kaybı	W	0,35
Toplam emme kaybı	W	0,64
Egzoz geçit kaybı	J	0,03
Egzoz geçit kaybı	W	0,84
Toplam egzoz kaybı	W	1,01

Şekil 4.20’de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında, ASHRAE şartlarında elde edilen basınç-hacim diyagramları birlikte verilmektedir. Şekilden görüleceği üzere diyagramlar arasındaki en temel fark egzoz safhasındadır. Kompresörün devri düştükçe egzoz safhasında ulaşılan maksimum basınç değeri de düşmektedir. Genleşme ve sıkıştırma fazlarında ise dört farklı hızda da sonuçlar oldukça benzerdir.

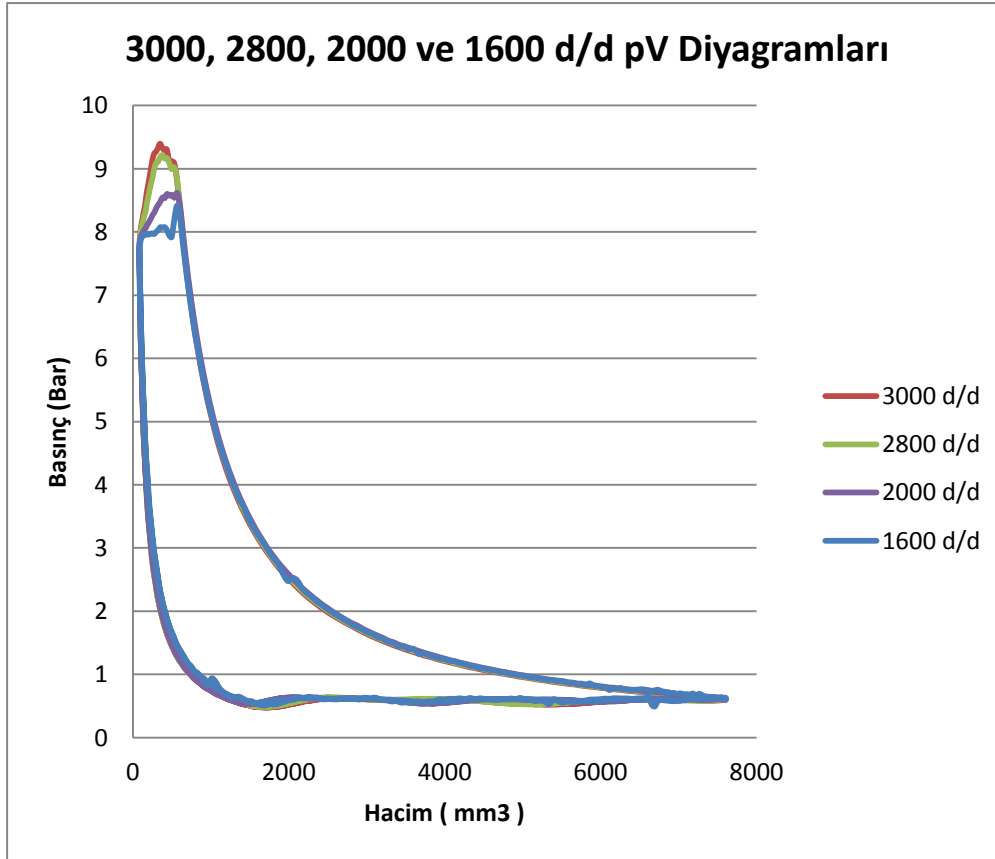
Şekil 4.21’de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında, ASHRAE şartlarında elde edilen emme safhası basınç-krank dönme açısı diyagramları verilmektedir.

Şekilden görüleceği üzere kompresör devri azaldıkça emme valf yaprağı daha erken KDA’larında açılmaktadır. Bu durum literatürde açıklanan durumu kanıtlar niteliktedir. Yüksek devirlerde artan soğutkan debisi, egzoz geçidinde Şekil 4.20’de gösterildiği gibi yüksek basınçlara neden olmakta ve gazın yoğunluğunu yükseltmektedir. Bu nedenle kompresör devrinin artması ile yetersiz kalan egzoz akış

hattı tekrar genişleyen gaz miktarını arttırmakta ve yüksek devirlerde emme valf yaprağının KDA'na göre daha geç açılmasına neden olmaktadır.



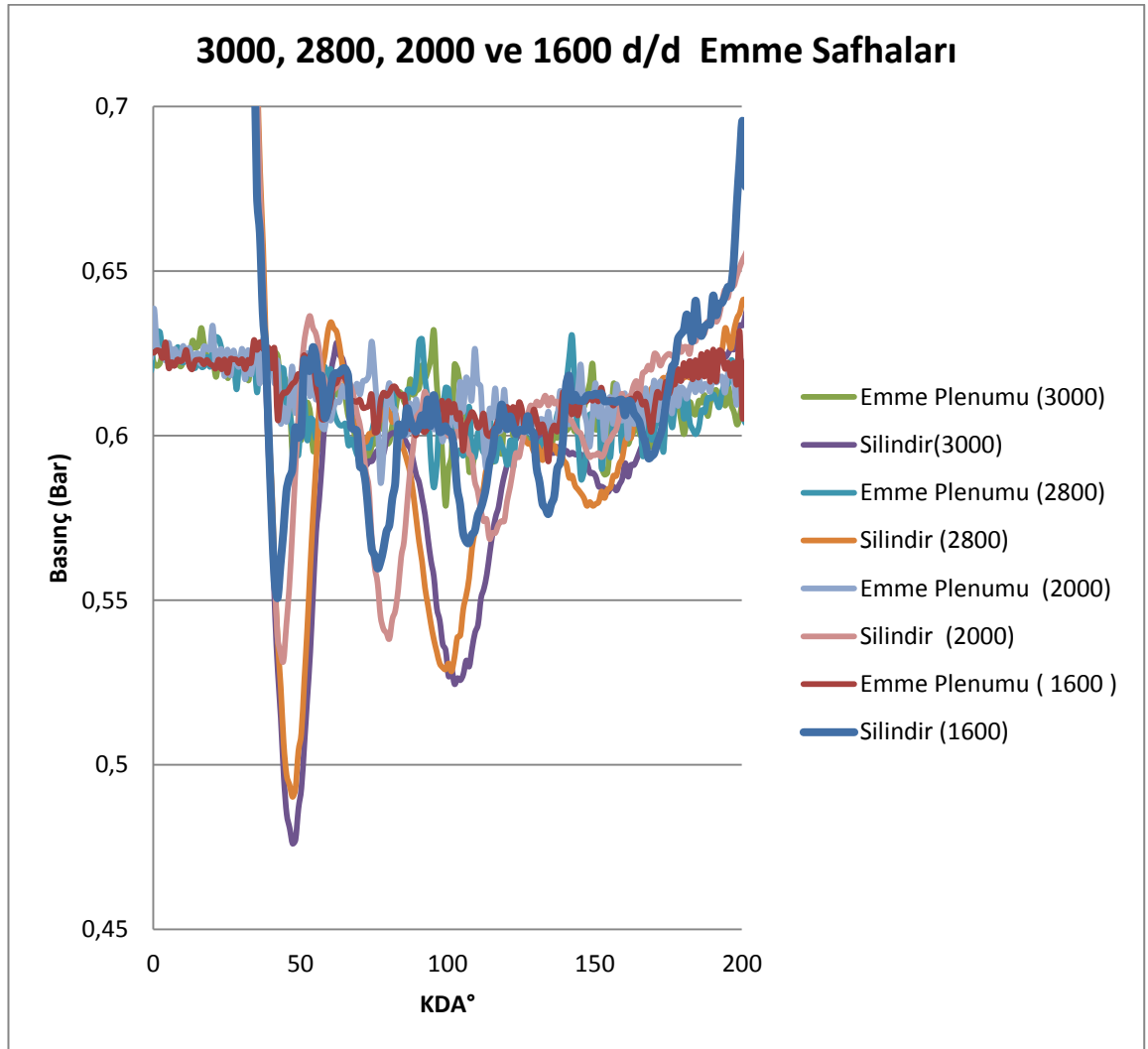
Şekil 4.19 : 1600 d/d ortalama hıza ait egzoz safhası basınç-KDA değişimi.



Şekil 4.20 : 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında elde edilen pV diyagramları.

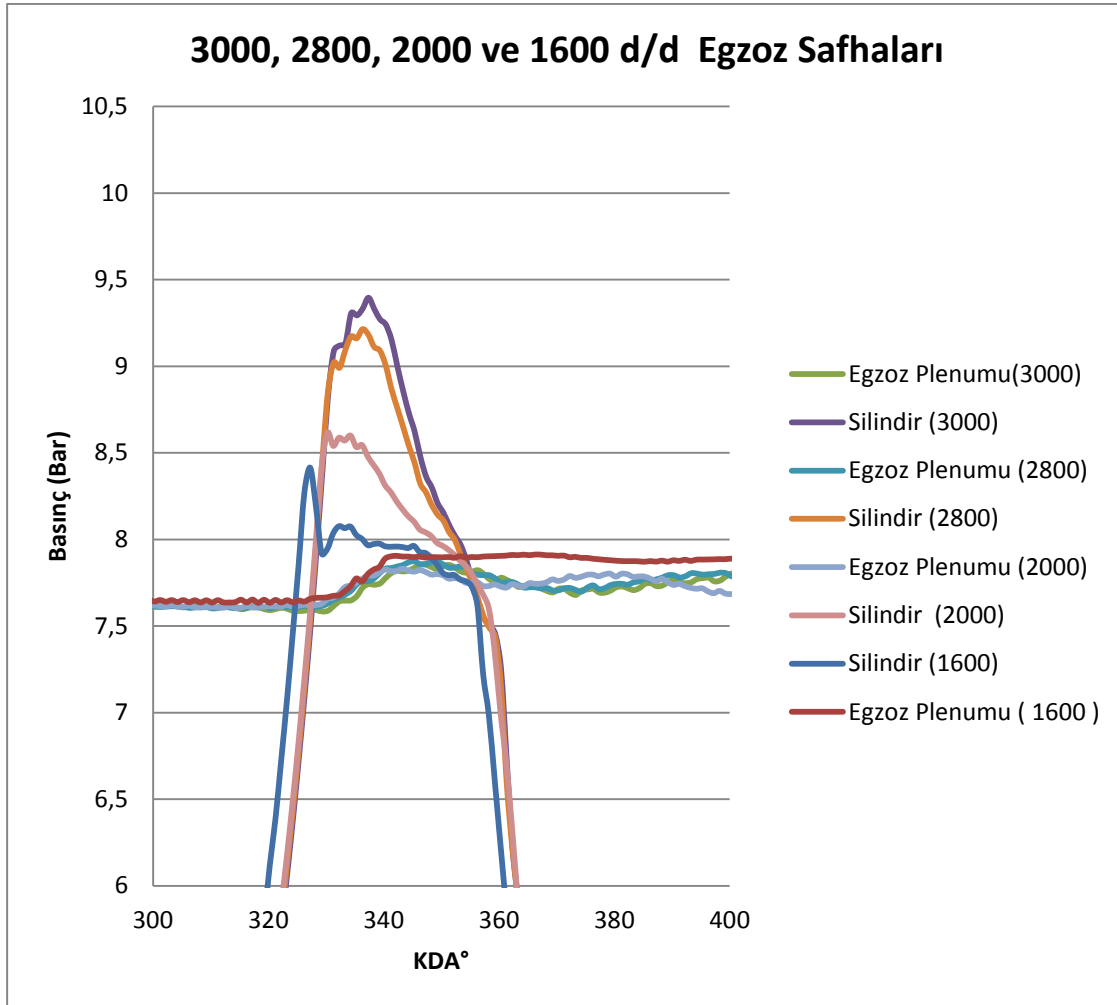
Şekil 4.21 incelendiğinde devir düştükçe emme valf yaprağının açılma sayısının arttığı da net bir şekilde görülmektedir. Bu durum emme valf yaprağının düşük devirler için yüksek katılıkta olduğunu göstermektedir. Yaprığın aç-kapa hareketini daha fazla yapması kompresörün daha fazla güç tüketmesine ve yaprağın erken aşınmasına neden olacaktır.

Ayrıca incelenmesi gereken bir durumda emme safhası sonunda silindir basıncının emme plenumu basıncına eşit olduğu anlardır. Öyle ki, emme valf yaprağının geç kapanması sıcak soğutkanın emme plenumuna veya emme susturucusuna kaçmasına ve bu bölmedeki gazın ısınmasına dolayısı ile volümetrik verimin düşmesine neden olacaktır. Bu bağlamda Şekil 4.21 incelendiğinde 3000 d/d'da bu değerin 168 KDA, 2800 d/d'da 166 KDA ve 2000 d/d'da ise 159 KDA olduğu görülmektedir. Fakat 1600 d/d da ise bu değer 175 KDA olmaktadır.



Şekil 4.21 : 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında elde edilen emme safhaları.

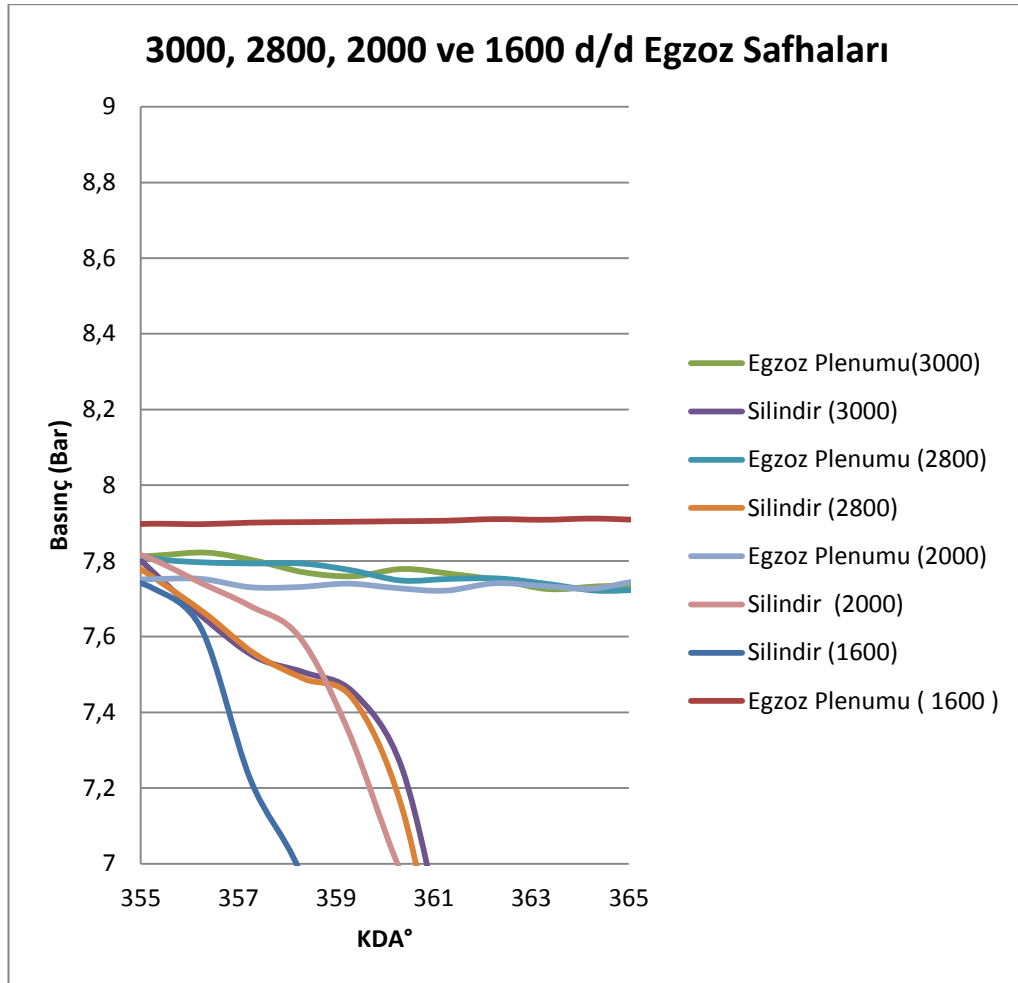
Şekil 4.22’de pV ölçüm düzeneğinden elde edilen 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında, ASHRAE şartlarında elde edilen egzoz safhası basınç-krank dönme açısı diyagramları birlikte verilmektedir. Şekilden görüldüğü gibi kompresör devrinin düşmesi ile birlikte egzoz safhasında erişilen silindir basınçları azalmaktadır. Egzoz plenum basınçları ise devir değişiminden çok etkilenmemektedir. Bu durum egzoz plenum hacminin test edilen hızlar için yeterli olduğunu göstermektedir. Egzoz valf yapraklarının açılma değerleri incelendiğinde, kompresör devrinin düşmesi ile egzoz valfi daha erken açılmaktadır.



Şekil 4.22 : 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında elde edilen egzoz safhaları.

Egzoz safhasında incelenmesi gereken bir diğer durum egzoz yaprağının kapandığı andır. Bu durum silindir basınç eğrilerinin egzoz safhası sonunda kırılma gösterdiği yerlerdir. Bu durum Şekil 4.23’de gösterilmiştir. Şekil 4.23 incelendiğinde devir arttıkça kırılmanın daha geç KDA’larında olduğu görülmektedir. Bu durum ise geri kaçakların artmasına ve dolayısı ile volümetrik verimin azalmasına neden olacaktır.

Çizelge 4.6’da farklı devirlerde elde edilen testlerin sonuçları toplu halde sunulmuştur. Sonuçlar incelendiğinde kompresör devrinin azalması ile tüm termodinamik kayıp değerlerinin mertebe olarak düştüğü görülmektedir. Kompresör hızının 3000 d/d’den 1600 d/d’ya düşmesi ile sıkıştırma işi %46.7 azalmaktadır. Fakat toplam termodinamik kayıplar, kompresör hızının 3000 d/d’den 1600 d/d’ya düşmesi ile büyüklük olarak %68 azalmakta, 5.19W’dan 1.65 W’a düşmektedir. Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi indikatör diyagramında silindir basıncı ile ideal durum arasında kalan alan emme hattı kaybını ifade etmektedir. Şekil 4.21’de gösterilen emme safhası basınç-krank dönme açısı diyagramı da incelendiğinde kompresör devrinin düşmesi ve dolayısı ile soğutkan debisinin azalması emme valfinin açılma anındaki silindir basınç değerini düşürmektedir. Bu durum Çizelge 4.6’da bahsedilen sonuçları daha net açıklamaktadır. Öyle ki, kompresör devrinin 3000 d/d’den 1600 d/d’ya düşmesi durumunda toplam emme hattı kayıpları %60 oranında azalmaktadır.



Şekil 4.23 : 3000, 2800, 2000 ve 1600 d/d hızlarında egzoz yaprağının kapanması.

Egzoz geçit kayıpları, tüm devirlerde toplam termodinamik kayıplar içindeki en büyük paya sahiptir. 3000 d/d'daki tüm kayıpların %63'n, 2800 d/d'da %60'ını, 2000 d/d'da %54'n ve 1600 d/d'da ise %51'ini oluşturmaktadır. Bu durum kompresör devrinin düşmesi ile egzoz valfinin açılması için gereken basıncın düşmesi ile açıklanabilmektedir. Bu durum şekil 4.22'de gösterilen egzoz safhası basınç-krank dönme açısı diyagramlarını daha net açıklamaktadır.

Çizelge 4.6: Farklı devirlerde elde edilen testlerin sonuçları.

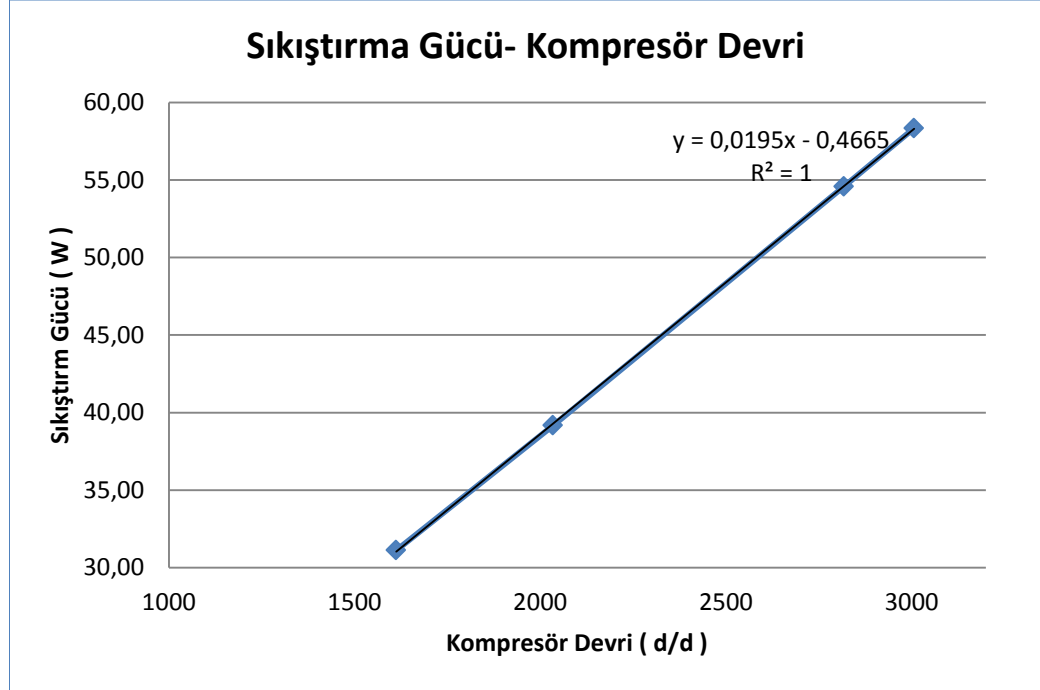
Parametre	3000 d/d	2800 d/d	2000 d/d	1600 d/d
Sıkıştırma gücü (W)	58,35	54,59	39,17	31,12
Emme geçit kaybı (W)	1,03	0,80	0,41	0,35
Toplam emme kaybı (W)	1,60	1,35	0,72	0,64
Egzoz geçit kaybı (W)	3,28	2,68	1,17	0,84
Toplam egzoz kaybı (W)	3,59	3,08	1,44	1,01
Toplam termodinamik kayıp (W)	5,20	4,43	2,16	1,65

şekil 4.24'de sıkıştırma gücü ve kompresör devrinin değişimi gösterilmektedir. şekilden de görüleceği üzere devrin artması ile sıkıştırma gücü oldukça lineer bir şekilde artmaktadır. Bu nedenle farklı devirlerde yapılan testler sonunda elde edilen kayıp değerlerinin sıkıştırma işi yüzdelerine bakılarak yorumlanması daha aydınlatıcı olacaktır.

Çizelge 4.7'de ASHRAE şartlarında test edilen A tipi kompresörün farklı devirlerde elde edilen termodinamik kayıpları, sıkıştırma oranları yüzdeleri şeklinde sunulmaktadır. Sonuçlardan görülmektedir ki, kompresör devrinin azalması ile tüm termodinamik kayıpların sıkıştırma işine göre oranları da azalmaktadır.

Kompresör hızının 3000 d/d'den 1600 d/d'ya düşmesi ile toplam termodinamik kayıpların sıkıştırma işine göre oranı %8.9'dan %5.30'a düşerek %40 azalmaktadır.

Bu hız aralığında toplam egzoz geçit kayıplarının sıkıştırma işine oranları incelendiğinde ise %51 azalma ile en büyük azalmanın bu hatta olduğu görülmektedir. Emme geçit kayıplarının sıkıştırma işine oranları bu hız aralığında incelendiğinde %1.76'dan %1.12'ye düşerek %36 oranında azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.24 : Kapasitenin devir ile değişimi.

Çizelge 4.7 : Termodinamik kayıpların sıkıştırma gücüne oranları.

Parametre	3000 d/d	2800 d/d	2000 d/d	1600 d/d
Emme geçit kaybı/Sıkıştırma İşi (%)	1,76	1,47	1,04	1,12
Toplam emme kaybı /Sıkıştırma İşi (%)	2,74	2,48	1,85	2,07
Egzoz geçit kaybı /Sıkıştırma İşi (%)	5,62	4,91	2,98	2,70
Toplam egzoz kaybı /Sıkıştırma İşi (%)	6,16	5,64	3,67	3,23
Toplam termodinamik kayıp /Sıkıştırma İşi (%)	8,90	8,12	5,51	5,30

5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, değişken devirli hermetik bir kompresörün farklı devirlerde görülen termodinamik kayıpları deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmanın temel amacı olan kompresör çalışma hızının, kompresör performansına ve termodinamik kayıplarına etkisi belirlenmiştir. Kayıpların devir ile değişimi sayısal verilerle sunularak nedenleri açıklanmıştır. Bu açıdan değerlendirildiğinde literatürde daha önce değinilmemiş konular ele alınmış ve literatüre yeni bilgiler kazandırılmıştır.

Çalışmaya, değişken devirli kompresörlerin tanıtımı ve sağladığı avantajlar ile ilgili temel bilgiler sunularak başlanmış, değişken veya sabit devirli kompresörlerde yapılmış termodinamik kayıpların ve indikatör diyagramlarının incelenmesine yönelik literatür araştırmaları verilmiştir.

Tez çalışmasının deneysel kısmında, indikatör diyagramlarının deneysel olarak elde edilmesi için pV ölçüm sistemi hazırlanmış ve kurulan düzenele kompresör basınç-hacim ve basınç-krank açısı değişimleri incelenmiştir. Değişken devirli kompresör 3000 d/d, 2800 d/d, 2000 d/d ve 1600 d/d ortalama hızlarda olmak üzere dört farklı kompresör hızında kalorimetre test düzeneğini ile indikatör diyagramı çıkarılarak sıkıştırma işleri ve termodinamik kayıp ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen ölçümler ile kompresör hızının sıkıştırma işine, termodinamik kayıplara ve valf hareketlerine olan etkisi deneysel olarak irdelenmiştir. Deneysel çalışmaların devamında farklı devirlerde elde edilen sonuçlar, karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Yapılan bu yüksek lisans tez çalışması dâhilinde ulaşılan sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- Kompresör devrinin azalması ile genleşme ve sıkıştırma fazları çok değişmez iken, egzoz safhasında elde edilen maksimum basınçlar düşmekte, emme ve egzoz valf yaprakları daha erken krank dönme açılarında açılmakta ve kapanmaktadır. Test edilen en düşük kompresör hızında emme valf yaprağının diğer durumlara kıyasla daha fazla açılıp kapandığı görülmüştür.

- Kompresör devrinin azalması ile tüm termodinamik kayıp değerleri azalmaktadır. Kompresör hızının 3000 d/d'den 1600 d/d'ya düşmesi ile sıkıştırma işi %46.7 azalmaktadır. Fakat toplam termodinamik kayıplar, kompresör hızının 3000 d/d'den 1600 d/d'ya düşmesi ile büyüklük olarak %68 azalmakta 5.2W'dan 1.65 W'a düşmektedir.
- Kompresör devrinin düşmesi ve dolayısı ile soğutkan debisinin azalması ile emme valfinin açılma anındaki silindir basınç değeri düşüş göstermektedir. Bu nedenle kompresör devrinin 3000 d/d'dan 1600 d/d'ya düşmesi durumunda toplam emme hattı kayıpları %60 oranında azalmaktadır.
- Egzoz geçit kayıpları test edilen değişken devirli kompresörün tüm devirlerinde toplam termodinamik kayıp içinde en büyük paya sahiptir. 3000 d/d'daki tüm kayıpların %63'ünü, 2800 d/d'da %60'ını, 2000 d/d'da %54'ünü ve 1600 d/d'da %51'ini oluşturmaktadır. Kompresör devrinin düşmesi ile port kayıplarının azalması, kompresör devrinin düşmesi ile egzoz valfinin açılması için gereken silindir basıncının düşmesi ile açıklanabilmektedir. Fakat bu durum göstermektedir ki, test edilen kompresörün egzoz geçidi iyileştirilmelere oldukça açıktır.
- Kompresör devri ile sıkıştırma işi oldukça lineer bir şekilde değişmektedir. Kompresör hızının 3000 d/d'den 1600 d/d'ya düşmesi ile toplam termodinamik kayıpların sıkıştırma işine göre oranı %8.9'dan %5.30'a düşerek %40 azalmaktadır. Aynı hız aralığında egzoz geçit kayıplarının sıkıştırma işine oranları ise %5.62'den %2.7'ye düşerek %52 oranında azaldığı görülmektedir.

5.2 İleriye Dönük Çalışmalar

Çalışmanın ilerleyen aşamalarında, emme ve egzoz geçitlerinde meydana gelen kayıpların daha iyi analiz edilebilmesi için, farklı geometrilerdeki valf tablalarında deneysel çalışmaların yapılmasının yararlı olacağı düşünülmektedir. Özellikle deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği kompresörde egzoz portu efektif akış alanının artırılmasının egzoz hattı kayıplarını azaltacağı öngörülmektedir.

Emme safhasında valf yaprağının yaptığı aç-kapa (flutter) hareketi nedeniyle oluşan basınç dalgalanmaları kompresör verimini olumsuz yönde etkilemektedir. Değişken devirli kompresörler için valf yaprağı tasarımı aşamasında kompresörün yoğun

olarak çalışacağı devir aralıkları belirlenerek valf yaprağı katılığıının, yaprağın maruz kaldığı gerilme seviyeleri de hesaba katılarak optimize edilmesi gerekmektedir.

Dolaylı yoldan hacim hesaplanmasında kullanılan enkoderlerin yağ ve soğutucu akışkanın bulunduğu ortamdan etkilenmesi neticesinde enkoder hasar görebilmektedir. Bu yüzden ileride yapılacak çalışmalarda, daha uzun süre yağlı çalışma koşullarından etkilenmeyen enkoder teknolojisi araştırılmalıdır. Ayrıca indikatör diyagramı ölçümlerinde yüksek frekanslı sıcaklık ölçümlerinin ve valf yer değiştirmelerinin belirlenebilmesi için uzama ölçer ile ölçümlerin yapılması bu konuda yapılacak olan hesaplama ve analizler için faydalı olacaktır. Son olarak, akış görüntüleme ile valf yaprağı açılma/kapanma hareketinin hızlı kamera vasıtasıyla incelenmesi çalışılmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] **Kara, S. ve Oğuz, E.** (2010). Thermal Analysis of a Small Hermetic Reciprocating Compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue.
- [2] **Yağcı, A.** (2011). Değişken Kapasiteli Bir Kompresörde Minimum 1200 Rpm'de Sorunsuz Çalışabilen Kompresör Krank Mili Tasarımının Gerçekleştirilmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [3] **Özsipahi, M.** (2014). Hermetik Pistonlu Bir Kompresördeki Yağlama Sisteminin Sayısal İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [4] **Çengel, Y.A., Boles, M.A.** (2002). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, çev. T.Derbentli, Literatür Yayınları.
- [5] **Özdemir, A. R.** (2007). Hermetik Kompresör Bileşenleri Arasındaki Isı Geçişinin İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [6] **Şahin, Ç.** (2011). Hermetik Kompresörlerde Ölü Hacim Miktarının Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [7] **Url 4** <www.tecumseh.com/en/canada/products/reciprocating-compressors> alındığı tarih: 02.10.2014.
- [8] **Url 4** <http://www.embraco.com/DesktopModules/Catalogo/Imagens/VEM_1_chi_big.jpgwww.tecumseh.com/en/canada/products/reciprocating-compressors> alındığı tarih: 02.10.2014.
- [9] **Oğuz, E.** (2006). Hermetik Soğutucu Akışkan Kompresörlerinde Zamana Bağlı Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi, (Doktora Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [10] **Cinisli, F.** (2003). Hermetik Kompresörlerde Soğutucu Akışkanların İndikatör Diyagramına Etkisinin İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] **Wijnstekers, J., Janssen M.,** (1999). An experimental set-up for pV measurements of hermetic compressors, Report 99204/AR10
- [12] **John Balazs J., Marcario M. , Archibald J.,** (2010). Inverter Compressors: Improving the Efficiency of Refrigerators & Freezers
- [13] **Schwarz, M.G.,** (2001). Variable Capacity Compressors, a new dimension for refrigeration engineers to explore, Compressor Engineering Conference, Purdue

- [14] **Collings D. A., Lenz J.R.,** (2010). Study of Flapper Valve Motion in a Variable Speed Compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue
- [15] **Real M. A., Pereira E. A. G.,** (2010). Using PV Diagram Synchronized With the Valve Functioning to Increase the Efficiency on the Reciprocating Hermetic Compressors , Compressor Engineering Conference, Purdue
- [16] **Sarıoğlu K., Özdemir A.R.,** ve diğ. (2012). An experimental and numerical analysis of refrigerant flow inside the suction muffler of hermetic reciprocating compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue
- [17] **Morriesen A., Deschamps C.J.,** (2012). Experimental Investigation of Transient Fluid Flow and Superheating in the Suction Chamber of a Refrigeration Reciprocating Compressor, Applied Thermal Engineering,41 (Sf.61-70)
- [18] **Top, A. B.** (2012). Hermetik Kompresörlerde Krank Yatak Tasarımının Sürtünme Kayıplarına Etkisinin İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Yaşam Uzun

Doğum Yeri ve Tarihi: Manisa - 1989

E-Posta: yasam.uzun@arcelik.com

Lisans: İTÜ Makina Mühendisliği, (2007-2012)

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

BSH Ev Aletleri Sanayi ve Ticaret A.Ş.

Pozisyon : AR-GE Proje Asistanı

Arçelik A.Ş. Merkez AR-GE – Termodinamik Teknoloji Ailesi

Pozisyon : AR-GE Mühendisi

**Arçelik A.Ş. Eskişehir Buzdolabı İşletme AR-GE – Soğutma Sistem
Takımı**

Pozisyon : AR-GE Mühendisi