

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK KOMPRESÖRLERDE SOĞUTUCU
AKIŞKANLARIN İNDİKATÖR DİYAGRAMINA
ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. M. Fevzi CİNİSLİ

503001105

Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı: ENERJİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN

TEMMUZ 2003

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK KOMPRESÖRLERDE SOĞUTUCU
AKIŞKANLARIN İNDİKATÖR DİYAGRAMINA
ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. M. Fevzi CİNİSLİ
503001105**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 5 Mayıs 2003
Tezin Savunulduğu Tarih : 18 Temmuz 2003**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN
Diğer Jüri Üyeleri Yrd. Doç. Dr. Erhan BÖKE (İ.T.Ü.)
Prof. Dr. Sibel ÖZDOĞAN (M.Ü.)**

TEMMUZ 2003

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştiri ve önerileri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN' a teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan Arçelik Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta Sn. Şemsettin EKSERT ve Sn. Dr. M. Yalçın TANES' in şahsında teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında desteğini esirgemeyen Sn. Fatih ÖZKADI' ya, değerli fikirleri ve eleştirileriyle Sn. Emre OĞUZ' a, deneysel çalışmalarındaki katkılarından dolayı Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU, Sn. Necati SÖNMEZ, Sn. Mehmet KAYA, Sn. Ercan KURTULDU' ya ve tüm ATGM Termodinamik Teknolojileri Laboratuvarı çalışanlarına teşekkür ederim.

Tüm çalışmalarım boyunca verdikleri destekten dolayı başta Sn. Bora ABDİK ve Sn. Serdar ÇELİK olmak üzere ATGM Yüksek Lisans Öğrencileri' ne teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemi sağlayan, maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen AİLEME ve tüm dostlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Temmuz 2003

M. Fevzi CİNİSLİ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1 GİRİŞ	1
1.1 Giriş	1
1.2 Çalışmanın Amacı	3
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1 Hermetik Kompresörlerin Tanıtılması	5
2.1.1 Kompresör ana gövdesi	7
2.2 İndikatör Diyagram Analizi	9
2.2.1 Sanki - dengeli basit sıkıştırılabilir sistemde hareketli sınır işi	9
2.2.2 Teorik pV diyagramı	13
2.2.3 Gerçek pV diyagramı	16
2.3 Hermetik Kompresörlerde Termodinamik Kayıplar	17
2.4 Hermetik Kompresörlerde İndikatör Diyagramı Uygulamaları	20
3 TEORİK ÇALIŞMALAR	28
3.1 Soğutucu Akışkanın Soğutma Kapasitesine Etkisi	28
3.2 Soğutucu Akışkanın Soğutma Etkenlik Katsayısına Etkisi	33
3.3 Soğutucu Akışkanın Sıkıştırma İşine Olan Etkisinin İncelenmesi	34
4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR	39
4.1 Ölçüm Sisteminin Tanıtılması	39
4.1.1 Basınç transdüserleri	39
4.1.2 Basınç transdüserlerinin montajı	40
4.1.3 Enkoder	42
4.1.4 Enkoder montajı	45
4.1.5 Veri toplama sistemi	46
4.1.6 Yazılım	47
4.2 Kalibrasyon	48
4.2.1 Basınç transdüserlerinin kalibrasyonu	48
4.2.2 Enkoder kalibrasyonu	49
4.3 pV Diyagramının Hesaplanması	50
4.4 pV Ölçüm Hassasiyeti	51

4.4.1 Basınç transdüserleri	51
4.4.2 Enkoder	51
4.5 pV Deneylerinin Yapılması	51
5 DENEY SONUÇLARI	53
5.1 R600a Soğutucu Akışkanlı pV Ölçümleri	53
5.2 R134a Soğutucu Akışkanlı pV Ölçümleri	58
6 SONUÇLAR VE YORUMLAR	63
KAYNAKLAR	65
EKLER	67
ÖZGEÇMİŞ	72

KISALTMALAR

ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
SEK	: Soğutma Etkenlik Katsayısı
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
AÖN	: Alt Ölü Nokta
ODP	: Ozone Depletion Potential
GWP	: Global Warming Potential
ATGM	: Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi
R600a	: İzobütan
R134a	: Tetra Flor Etan
SCXI	: Signal Conditioning Extensions for Instrumentation
EM	: Emme Valfi
EG	: Egzoz Valfi
LVDT	: Linear Variable Differential Transformer

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1 Bazı soğutucu akışkanlar için ODP ve GWP karşılaştırılması [2]	2
Tablo 3.1 R12, R134a ve R600a temel termofiziksel özellikler	28
Tablo 3.2 İdeal halde sıkıştırma işi, kompresör giriş gücü, soğutma kapasitesi ve SEK hesapları	36
Tablo 5.1 K1 kompresörü pV ölçüm noktaları	54
Tablo 5.2 K1 kompresörü birinci gün ASHRAE pV ölçüm sonuçları	55
Tablo 5.3 K1 kompresörü ikinci gün ASHRAE pV ölçüm sonuçları.....	55
Tablo 5.4 -20°C/43°C ve -15°C/44°C pV ölçüm sonuçları	56
Tablo 5.5 K1 kompresörü termodinamik kayıpları (Ashrae).....	57
Tablo 5.6 K2 kompresörü ASHRAE çalışma şartı pV sonuçları.....	58
Tablo 5.7 K2 kompresörü ASHRAE emme ve egzoz termodinamik kayıpları.....	59
Tablo 5.8 R600a ve R134a termodinamik kayıpların karşılaştırılması (Ashrae).....	60

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 2.1 Hermetik kompresör patlatılmış resmi.....	6
Şekil 2.2 Soğutucu akışkan patikası.....	7
Şekil 2.3 Kompresör ana gövdesi elemanları patlatılmış resim.....	8
Şekil 2.4 Sanki - dengeli hareketli sınır işi	10
Şekil 2.5 Sanki-dengeli hal değişiminde pV diyagramıyla hareketli sınır işi hesabı	11
Şekil 2.6 pV diyagramlarında politropik hal değişimleri.....	12
Şekil 2.7 İdeal pV ve T-s diyagramları	13
Şekil 2.8 Gerçek pV diyagramı	16
Şekil 2.9 Gerçek T-s diyagramı	17
Şekil 2.10 İndikatör diyagramı ile termodinamik kayıpların belirlenmesi	19
Şekil 2.11 Enkoder ve basınç sensörleri yerleşimi [5].....	20
Şekil 2.12 Sayısal ve deneysel indikatör diyagramları karşılaştırılması [5]	21
Şekil 2.13 İki farklı egzoz basıncında elde edilen deneysel indikatör diyagramları	22
Şekil 2.14 Deneysel T-s diyagramı [6]	23
Şekil 2.15 Silindir basınç sensörü montajı [9]	24
Şekil 2.16 Emme (EM) ve egzoz (EG) valflerindeki kaçakların indikatör diyagramına etkisi [10]	25
Şekil 2.17 Hatalı enkoder kalibrasyonunun indikatör diyagramına etkisi [11]	27
Şekil 3.1 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi p-h diyagramı	29
Şekil 3.2 İdeal çevrim için hacimsel soğutma kapasitesi değişimi	30
Şekil 3.3 Farklı sıkıştırma oranlarında hacimsel verim değişimi.....	32
Şekil 3.4 İdeal çevrimde buharlaşma sıcaklığına bağlı SEK değişimi.....	34
Şekil 3.5 İzotermal ve politropik hal değişimlerine bağlı olarak R600a ve R134a soğutkanlarının indikatör diyagram analizi	35
Şekil 4.1 Basınç transdüserlerinin konumu [18]	40
Şekil 4.2 Basınç transdüserlerinin montajı [18].....	40
Şekil 4.3 Transdüser kablolarının sızdırmaz bağlantısı (1. bağlantı şekli)	41
Şekil 4.4 Transdüser kablolarının sızdırmaz bağlantısı (2. bağlantı şekli) [18].....	42
Şekil 4.5 Krank-biyel mekanizması	42
Şekil 4.6 Enkoder boyutları.....	44
Şekil 4.7 Enkoder sinyalleri [18]	44
Şekil 4.8 Dış yataklı modellerde enkoder konstrüksiyonu [18].....	45
Şekil 4.9 Veri toplama sistemi [18]	47
Şekil 4.10 Piston konumunun komparatörle belirlenmesi [18].....	49
Şekil 4.11 Enkoder kalibrasyonu [18].....	49
Şekil 4.12 pV alanının hesaplanması [18].....	51
Şekil 5.1 K1 kompresörünün üç farklı çalışma noktasında pV diyagramları karşılaştırılması.....	57
Şekil 5.2 Deneysel R600a T-s diyagramı (sıkıştırma fazı)	61
Şekil 5.3 Deneysel R134a T-s diyagramı (sıkıştırma fazı)	62

SEMBOL LİSTESİ

W	: Hareketli sınır işi
n	: Politropik üs
k	: İzentropik üs
P_c	: Silindir basıncı
P_d	: Egzoz basıncı
P_s	: Emme basıncı
V_s	: Strok hacmi
T_c	: Silindir cidar sıcaklığı
r	: Krank eksantrikliği
l	: Eksenler arası biyel kolu uzunluğu
θ_j	: Anlık krank açısı
θ_o	: N puls ile üst ölü nokta arasındaki kayma açısı
z_j	: Anlık piston konumu
z_o	: Ölü hacme karşılık gelen uzunluk
A_p	: Piston yüzey alanı
V_j	: Anlık silindir hacmi
V_T	: Basınç sensörü sıcaklık gerilim çıkışı
V_P	: Basınç sensörü çıkış gerilimi
A₁, B₁, A₂, B₂	: Basınç kalibrasyon faktörleri
η_v	: Hacimsel verim
V_C	: Ölü hacim
q_v	: Hacimsel soğutma kapasitesi
h₁	: Kompresör giriş entalpisi
h₂	: Kompresör çıkış entalpisi
h₄	: Buharlaştırıcı giriş entalpisi
v₁	: Kompresör giriş özgül hacmi

HERMETİK KOMPRESÖRLERDE SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN İNDİKATÖR DİYAGRAMINA ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

1988 yılında CFC grubuna getirilen kısıtlamalar yüzünden R134a soğutkanı beyaz eşya üreticileri tarafından tercih edilmeye başlanmıştır. Fakat her ne kadar termodinamik özellikleri açısından R12 soğutkanına benzer olsa da kimyasal uyumluluğu, sera etkisi, yağ seçimi ve maliyet açısından dezavantajları vardır. Özellikle sera etkisi R134a soğutkanının R12' ye daimi alternatif olma şansını azaltmaktadır. Bu yüzden çevreye zarar vermeyen başka seçeneklerin araştırılması ihtiyacı doğmaktadır. Son zamanlarda özellikle Almanya' da R134a' ya alternatif olarak R600a soğutkanı öne çıkmaya başlamıştır. Soğutkanın sıfır ozona zarar ve düşük sera etkisi yüzünden Avrupa' da kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. Fakat termodinamik özellikleri ve yanıcılık gibi diğer faktörlerden dolayı çalışılması gereken bir soğutkandır.

Bu çalışma dahilinde R600a ve R134a soğutucu akışkanlarının kompresör performansına etkisi termodinamik açıdan incelenmiştir. Teorik hesaplamalarda, soğutucu akışkanların termofiziksel özelliklerine bağlı olarak hacimsel soğutma kapasitesine, soğutma etkenlik katsayısına ve sıkıştırma işine olan etkileri incelenmiş ayrıca izotermal ve politropik hal değişimlerinin sıkıştırma işine etkisi irdelenmiştir. Deneysel çalışmalar bölümünde indikatör ölçüm sistemi kurulumu ile ilgili detay bilgi verilmiş ve ölçüm sistemi elemanları tanıtılmıştır. Yapılan deneylerde soğutma kapasitesi, giriş gücü, sıkıştırma işi ve termodinamik kayıplardaki değişimi görebilmek amacıyla aynı strok hacmine sahip iki farklı kompresörün indikatör diyagramları elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Sonuçlar bölümünde ise elde edilen bilgiler sunulmuş ve R134a ile R600a soğutkanlarının kompresör performansına etkileri irdelenmiştir.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE REFRIGERANT EFFECT ON THE INDICATOR DIAGRAMS OF HERMETIC COMPRESSORS

SUMMARY

In 1988, R134a was chosen as an alternative refrigerant by producers of the household refrigerators due to the restriction of CFC's. R134a has advantages such as similar thermodynamic properties with the refrigerant R12. However, it still has several disadvantages related to chemical compatibility, selection of proper lubricant and cost. Especially its non-zero global warming potential makes it difficult to be the permanent alternative to R12. So it becomes necessary to look for more environment friendly alternatives. Recently the possibility of using R600a has gained popularity for its zero ODP and low GWP among household refrigerator producers in Europe, especially in Germany.

In this study, the effect of R134a and R600a on the compressor performance is investigated in thermodynamics point of view. In the theoretical section, the effect of refrigerants on the volumetric cooling capacity, COP and compression work due to their thermophysical properties are calculated. In addition to this, the isothermal and polytropic processes for the thermodynamic cycle are evaluated and compared. In order to conduct the thermodynamic analysis, a pV set-up was built and the measurements were conducted. The construction of the pV set-up is explained and introduced in detail in the experimental study section. pV measurements were conducted with two different compressors which have the same swept volume to examine the cooling capacity, power consumption, compression work and the thermodynamic losses for the two refrigerants. And lastly in the experimental results, the data measured from the compressors working with R600a and R134a are evaluated and compared.

1 GİRİŞ

1.1 Giriş

Hermetik kompresörlerin tarihi, 100 yıl önce mühendislerin soğutma sistemlerindeki kaçak problemine sürekli bir çare bulabilmek için başlattıkları çalışmalarla ortaya çıkmıştır. Özellikle küçük ölçekli kompresörlerde, soğutkan kaçağı en büyük sorunu oluşturmaktaydı. Kompakt sistemlere olan taleple beraber kaçak sorunu daha da önem kazanmış ve araştırmacılar yeni fikirler ortaya koymaya başlamışlardır. Gerçek anlamda sızdırmaz sistemler ise ancak 1940 yılına gelindiğinde ortaya çıkmıştır [1].

Soğutma sistemlerinin ilk gelişme yıllarında R764 (sülfür dioksit) ve R40 (metil klorür) gibi soğutkanlar ev tipi soğutucularda kullanılmaktaydı. Fakat Kloro Floro Karbon(CFC)' ların tanıtılmasıyla beraber soğutma sistemlerinde büyük bir hızla CFC' ler kullanılmaya başlanmıştır.

Yakın zamana kadar geniş ölçüde kullanılan R11, 12, 13, 113, 114, 115, 500, 502 ve 503 gibi CFC grubuna dahil soğutkanlar ile Hidro Kloro Floro Karbonlar (HCFC) grubuna dahil R21, 22, 123 ve 124 gibi soğutkanların stratosferdeki ozon tabakasına zarar verdiği 1960' lı yıllarda İngiliz bilimcisi Jim Lovelock tarafından farkedilmiştir. 1970' li yıllarda ABD' de yapılan araştırmalar sonucu bu durum bilimsel şekilde de kanıtlanmıştır. Olay, CFC' lerin kararlı bir yapıya sahip olmalarından ve atmosferde yapılarını korumaları ve ancak stratosferdeki şartlar altında bölünmeye uğrayarak ayrışan Klor' un ozon tabakasını etkilemesinden dolayı meydana gelmektedir. Diğer yandan gerek halokarbon türü soğutucu akışkanların ve gerekse başta CO₂ olmak üzere bazı gazların atmosferin üst kısımlarında sera etkisi meydana getirip yerküre sıcaklıklarının artmasına neden olduğu farkedilmiş ve araştırmalarla bunun şekli ve mertebesi bulunmuştur [2].

Tablo 1.1’ de bazı kimyasal bileşiklerin hem ozon tabakasına etkisi (Ozone Depletion Potential – ODP) hem de sera etkisi (Global Warming Potential – GWP) için yapılan araştırma sonuçları sunulmaktadır.

Tablo 1.1 Bazı soğutucu akışkanlar için ODP ve GWP karşılaştırılması [2]

Soğutkan	Kimyasal Formül	ODP	GWP	Atm. Ömrü Yıl
CFC 11	CCl_3F	1.00	1300	59
CFC 12	CCl_2F_2	0.93	3700	122
HCFC 22	CHClF_2	0.05	510	18
HCFC 123	CHCl_2CF_3	0.02	28	2
HFC 134a	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$	0	400	18
HFC 152a	CH_3CHF_2	0	46	2
Su	H_2O	0	0	
Amonyak	NH_3	0	0	
Karbondioksit	CO_2	0	1.00	230

Yüksek ODP ve GWP değerlerinden dolayı CFC’ lerin soğutma endüstrisinden kaldırılma kararı 1987 yılında Montreal protokolü ile alınmıştır [3]. Daha sonra 1990 yılında Londra’ da ve 1992 yılında Kopenhag’ da yapılan toplantılarda CFC türü akışkanların üretim ve kullanımıyla ilgili sıkı yeni önlemler alınması kararlaştırılmış ve yeni takvim üzerinde anlaşmaya varılmıştır. Ülkemiz kalkınmakta olan ülke statüsünde bulunduğundan Montreal protokolüne göre 2010 yılına kadar CFC üretim ve kullanımının tamamıyla sona erdirilmesi belirlenmiş, fakat bu tarih alınan Kopenhag kararıyla 2005 yılı sonu olacak şekilde revize edilmiştir.

Alınan kararlara bağlı olarak soğutma endüstrisinde alternatif soğutucu akışkan arayışlarına başlanmıştır. Arayışlar iki yönde ilerlemiştir.

CFC ve HCFC soğutkan üreticilerinin büyük bir çoğunluğu termodinamik ve termofiziksel özellikleri benzer sentetik soğutucu akışkan geliştirmeye yoğunlaşmıştır. Böyle bir yola gidilmesinde birinci argüman geçiş döneminin bu yolla kolay ve ucuz olabileceği, ikinci argüman ise mühendislik ile verimli ve sera etkisi az olan soğutucu akışkanların üretilebileceği idi.

Diğer araştırmalar çevresel organizasyonlar ve bazı üretici firmalar tarafından desteklenerek doğal ve zararsız soğutucu akışkanlar üzerinde yoğunlaşmışlardır.

Sentetik soğutucu akışkan arayışları neticesinde ev tipi soğutucularda R134a (tetra flor etan) R12 soğutkanına alternatif olarak gösterilmiştir. Termodinamik ve termofiziksel özellikleri R12' ye yakın olmasına rağmen yeni malzemelerin ve yağlama yağlarının kullanılması gerektiğinden pahalı bir geçiş dönemine neden olmaktadır.

Doğal soğutucu akışkan arayışları neticesinde ise 1940 yılına kadar da kullanılmış olan R600a (izobütan) soğutucu akışkanı öne çıkmıştır. Şu an Avrupa' da, özellikle Almanya' da % 90' ın üzerinde ev tipi buzdolapları ve dondurucularında bu soğutucu akışkan kullanılmaktadır. İzobütan soğutma uygulamalarında iyi verim vermesine rağmen, R12' ye göre çok farklı olan termofiziksel özellikleri ve yanıcılık gibi dezavantajlardan dolayı hala çalışılması gereken bir soğutkandır.

1.2 Çalışmanın Amacı

Hermetik pistonlu kompresörlerin ısı ve akışkan dinamiği davranışları karmaşık ısı geçişi ve akış fenomenleri ile karakterize edilmektedir. 1970' li yılların başında ortaya çıkan enerji krizi dünyada verim artırıcı uygulamaların hızlanmasına yol açmıştır. 1987 yılında Montreal ve 1997 yılında Kyoto Protokolleri [4] ile çevreye zararlı olmayan soğutucu akışkanların kullanılması zorunluluğu getirilmiştir. Alternatif soğutkanların kullanıldığı, yüksek verimli ve düşük gürültülü kompresör üretebilmek için genel ve hassas tahminlerde bulunabilecek metodolojilerin ortaya

koyulması gerekmektedir. Bu yüzden optimizasyon, araştırma ve geliştirme ihtiyacı çok önem kazanmıştır.

James Watt tarafından yaklaşık 200 yıl önce tanıtılan indikatör diyagramları mühendisler için prototip optimizasyonunda önemli bir ölçüm aracı olarak kullanılmaktadır. Hermetik pistonlu kompresörlerde sıkıştırma işinin belirlenmesi amacıyla indikatör diyagramlarının ölçülmesi gerekmektedir. Teorik olarak sıkıştırma işi hesaplanabiliyor olmasına rağmen gerçek halde akış sırasında oluşan tersinmezliklerden dolayı emme, egzoz valfleri ve geçitlerinde(port) termodinamik kayıplar oluşmaktadır. Yüksek verimli kompresör tasarımında hedef, kayıpların en az seviyelerde tutulması ve bu sayede soğutma etkenliği yüksek kompresörler üretilmesidir. Termodinamik kayıpların belirlenmesinin yanında indikatör diyagramlarının bir başka özelliği ise sayısal yöntemlerle hesaplanan global parametrelere bilgi kaynağı oluşturması ve böylece elde edilen sonuçların doğruluğunun valide edilmesidir.

Bu çalışmanın amacı, farklı soğutucu akışkanların indikatör diyagramına etkisinin incelenmesidir. Yapılan deneylerde iki farklı soğutucu akışkan kullanılmıştır. Bunlar hidrokarbon (HC) sınıfına dahil olan R600a ve hidro florokarbon(HFC) sınıfına dahil olan R134a' dır. 1990' lı yılların başında CFC' lere getirilen kısıtlamalar neticesinde beyaz eşya üreticileri alternatif soğutucu arayışına girmişler ve R12' ye termodinamik özellikler bakımından yakın soğutucu olarak R134a' yı kullanmaya başlamışlardır. Fakat R134a' nın sera etkisinden dolayı daha çevre dostu soğutucu alternatifi üzerinde durulmuştur. Avrupa' da yakın zamanda ozona zararsız olması ve çok düşük sera etkisinden dolayı R600a soğutucu kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle Almanya' da 2005 yılına kadar ev tipi buzdolaplarının tümünde R600a' ya geçiş planlanmaktadır. Bu yüzden deneyler belirtilen iki soğutucu akışkanda gerçekleştirilmiştir. Yapılan ölçümler neticesinde kompresör soğutma kapasitesi, giriş gücü, sıkıştırma işi ve emme, egzoz termodinamik kayıpları belirlenmiş ve sonuçlar bölümünde sunulmuştur.

2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

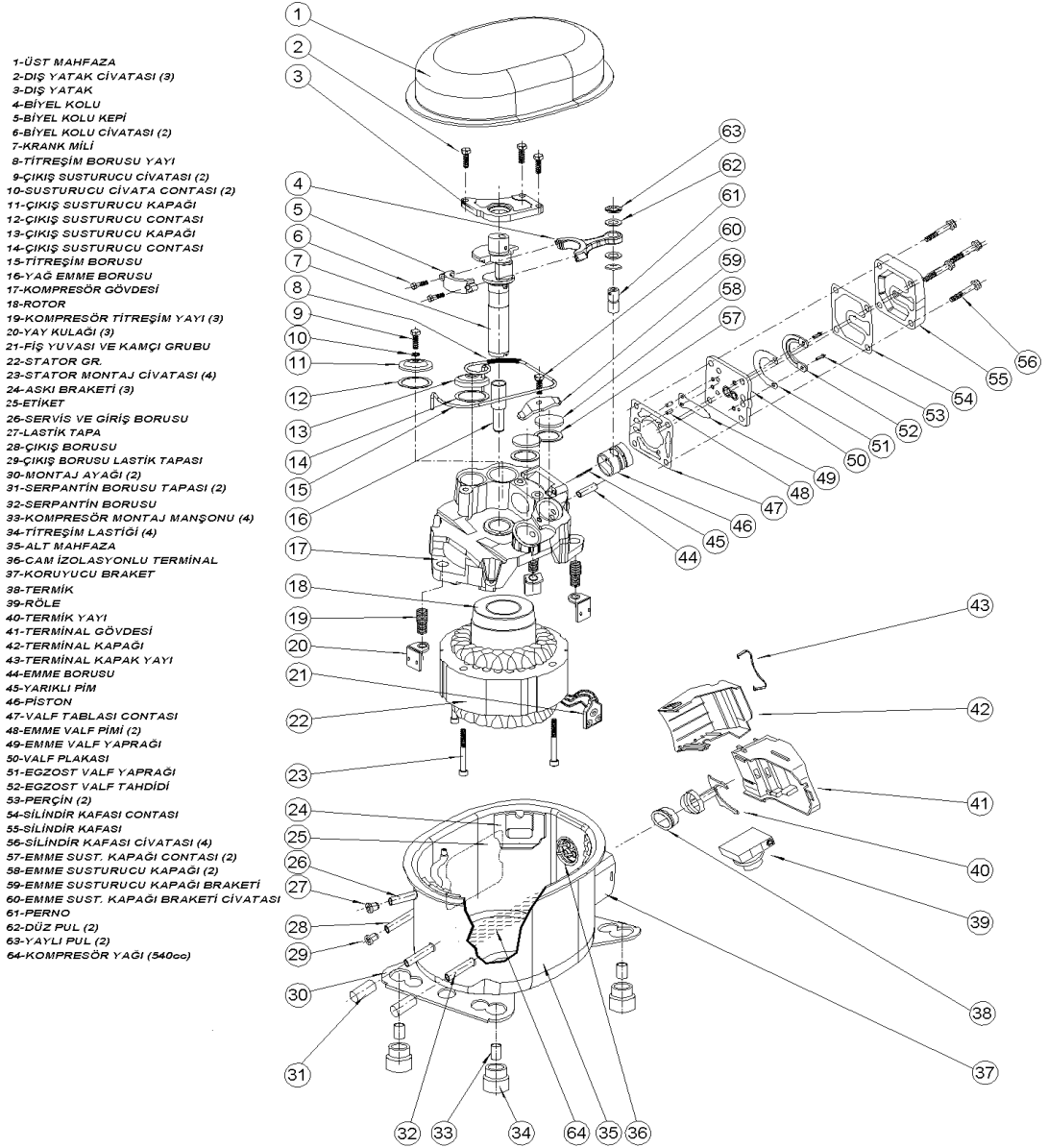
2.1 Hermetik Kompresörlerin Tanıtılması

Motorun rotor, stator, sargı gibi elemanları ile kit grubunun aynı muhafaza içinde bulunduğu kompresörlere hermetik kompresörler denir. Kompresör içinde kapalı hacim olarak bir silindir ve bu silindirin içinde sıkıştırma işini yapan piston bulunur. Piston, hareketini bir krank-biyel mekanizması ile direk motordan alır.

Hermetik kompresörler başlıca şu ana bölümlerden oluşmaktadır:

- Kompresör ana gövdesi : Silindir, valfler, emme susturucusu, emme manifoldu, egzoz manifoldu, egzoz susturucuları, valf tablası ve mekanik sistemin yataklarını içermektedir.
- Mekanik sistem : Motorun dönme hareketini pistonun ileri - geri salınımlı hareketine dönüştüren sistemdir. Krank mili, biyel kolu ve pistondan oluşmaktadır.
- Yay sistemi : Kompresörde bulunan hareketli mekanik parçaların periyodik hareketinden dolayı oluşan titreşimleri sönmölemek için kullanılan sistemdir.
- Elektrik motoru : Elektriksel gücü mekanik güce dönüştürmekte kullanılan rotor ve stator ikilisinden oluşan sistemdir.
- Muhafaza : Yukarıda bahsedilen dört sisteminde içinde bulunduğu kapalı koruyucu kabuktur. Kompresör kabuğunun görevi, kompresör iç ortamının dış ortamdan hava almayacak şekilde yalıtılmasını sağlamaktır. Bunun yanında kompresörde yağlamanın yapılması için yağlama haznesi olarakta kullanılmaktadır.

Kompresör ana elemanları Şekil 2.1' de ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur.



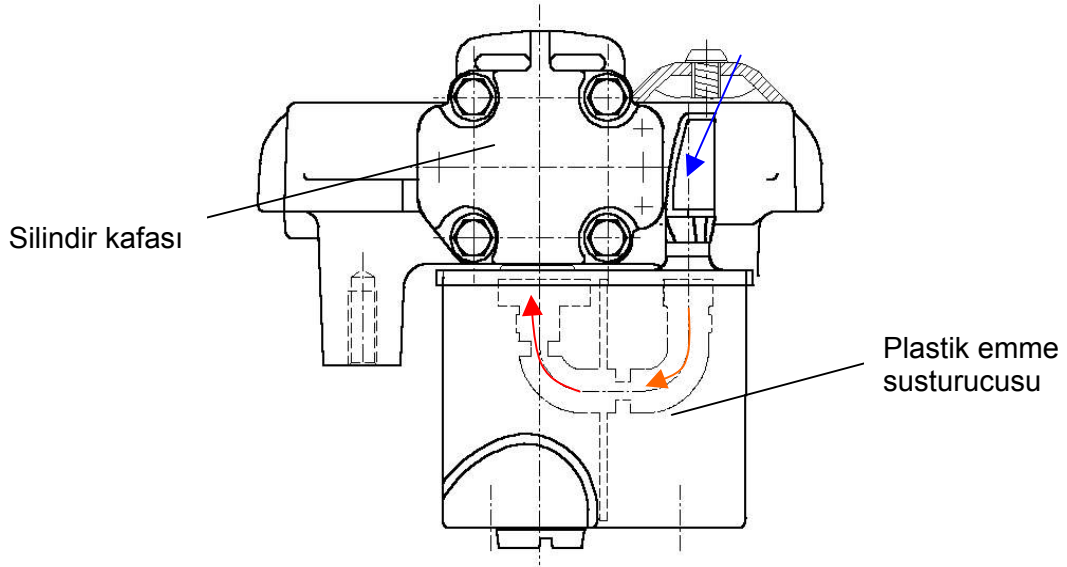
Şekil 2.1 Hermetik kompresör patlatılmış resmi

Mekanik sistem, yay sistemi ve muhafaza ile ilgili detaylı açıklamalara bu çalışmada girilmeyecektir. Fakat yapılan çalışmada sık sık bahsedilecek olan elemanların tanıtılması için kompresör ana gövdesi detaylı tanıtılacaktır.

2.1.1 Kompresör ana gövdesi

Kompresör ana gövdesini oluşturan parçalar sırasıyla silindir, emme ve egzoz susturucuları, emme ve egzoz manifoldları, emme ve egzoz valfleri ve valf tablasıdır. Kompresör içinde gerçekleşen akış fenomenlerini kavrayabilmek ve termodinamik analizleri gerçekleştirebilmek için kompresör içindeki soğutucu akışkanın izlediği yolun anlaşılması önemlidir.

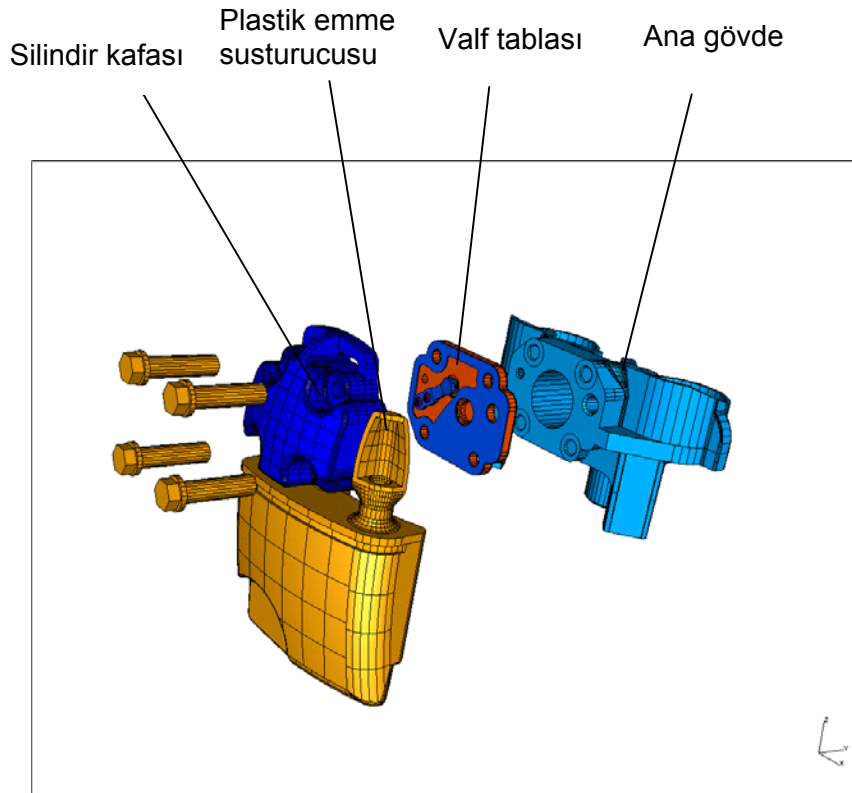
Bilindiği gibi konvansiyonel soğutma çevrimlerinde buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan belli bir sıcaklığa kadar ısınarak kızgın buhar halinde kompresör içine girmektedir. Kompresör içine giren taze soğutucu akışkan muhafaza içine boşaldıktan sonra muhafaza içindeki sıcak soğutkanla karışarak kompresör ana gövdesi içinden dolaştırılmakta ve sıkıştırma işlemi gerçekleştikten sonra dışarı atılmaktadır.



Şekil 2.2 Soğutucu akışkan patikası

Muhafaza içine giren soğutkan ilk olarak plastik emme susturucusundan içeri girerek emme manifolduna ulaşır. Şekil 2.2' de oklarla soğutucu akışkanın plastik emme susturucusunda izlediği yol gösterilmektedir. Silindir içinde gerçekleşen genleşme prosesi sırasında silindir basıncı düşmekte ve silindir basıncının emme manifoldu basıncından daha düşük bir değere ulaşması neticesinde emme yaprağı açılarak emme manifoldundaki soğutkan silindir içine dolmaktadır. Gerçekleşen emme

prosesinin ardından piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru harekete başlamakta ve soğutkan sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırma prosesi ile silindir basıncı artmakta ve üst ölü noktaya yakın bir konumda egzoz yaprağı açılarak egzoz manifolduna doğru akış gerçekleşmektedir. Böylece soğutucu akışkan silindirden dışarı atılarak, egzoz susturucusundan titreşim borusuna ve ardından da kompresör dışına çıkmaktadır. Şekil 2.3’ de kompresör ana gövde elemanları gösterilmektedir. Plastik emme susturucusu silindir kafası içinde mevcut olan emme manifoldu içine yerleştirilmiştir. Böylece içeri giren soğutucu akışkan daha az ısınmaktadır. Sıcaklık artışı, soğutkan buharının yoğunluğunu azalttığı için belirli bir strok hacmi için soğutma sistemine verilen kütsel debi miktarının ve dolayısıyla soğutma kapasitesinin azalmasına neden olmaktadır.



Şekil 2.3 Kompresör ana gövdesi elemanları patlatılmış resim

Düşük basınçtaki soğutkan gazının silindir içine alınması ve sıkıştırma işleminden sonra yüksek basınçta dışarı atılması için geçit ve valfler kullanılmaktadır. Geçit ve valflerde akış sırasında oluşan basınç düşümleri termodinamik kayıpların önemli bir bölümünü oluşturmaktadır.

Hermetik pistonlu kompresörlerde yukarıdaki tanıtıcı bilgiler ışığında, gerçekleşen termodinamik çevrimde emme ve egzoz proseslerinde tersinmezliklerin ölçülmesinde kullanılan indikatör diyagramları tanıtılacak ve indikatör diyagramlarının elde edilmesinde kullanılan ölçüm sistemi sunulacaktır.

2.2 İndikatör Diyagram Analizi

Prototip kompresör üretiminde en temel ölçümlerden birisi silindir basıncının zamana ve/vaya hacme bağlı olarak ölçülmesidir. Silindir basıncının hacme bağlı olarak ölçülmesi termodinamik analizlerin yapılabilmesi açısından önemlidir. Bu ölçümler basınç-hacim diyagramları veya indikatör diyagramı olarak da bilinen grafiklerin elde edilmesi sonucunda gerçekleştirilmektedir. Basınç-hacim (pV) diyagramının oluşturduğu alanın hesaplanması ile kompresör sıkıştırma işi belirlenmekte ve deneysel olarak ölçülen pV alanının teorik alanla karşılaştırılması neticesinde termodinamik çevrimde kayıpların hangi mertebede ve hangi noktalarda olduğu anlaşılmaktadır.

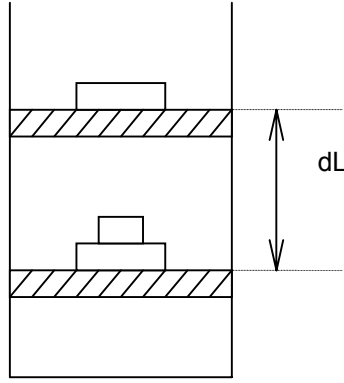
Bu bölümde pV alanının teorik hesaplanması incelenecek ve pV diyagramını etkileyen parametreler sunulacaktır.

2.2.1 Sanki - dengeli basit sıkıştırılabilir sistemde hareketli sınır işi

Bilindiği gibi sistemin yaptığı veya sisteme yapılan farklı iş tanımları vardır. Dönen shaftın yaptığı iş, elektriksel iş ve sistem sınırının hareketinden oluşan iş bunlara örnek olarak verilebilir.

Hermetik pistonlu kompresörlerde soğutucu akışkana yapılan iş, kapalı sistemlerde hareketli sınır işi kabulü yapılarak hesaplanmaktadır. Bu bölümde sanki - dengeli halde basit sıkıştırılabilir sistemin hareketli sınır işi incelenecek, grafik ve analitik hesap yöntemleri sunulacaktır.

Şekil 2.4' de pistonun üzerindeki küçük ağırlıklardan birisi kaldırılarak, piston dL mesafesi kadar yukarı hareket etmektedir. Piston yukarı doğru hareket ederken hal değişimi sanki - dengeli bir hal olarak kabul edilip, sistem tarafından yapılan iş hesaplanabilir.



Şekil 2.4 Sanki - dengeli hareketli sınır işi

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

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

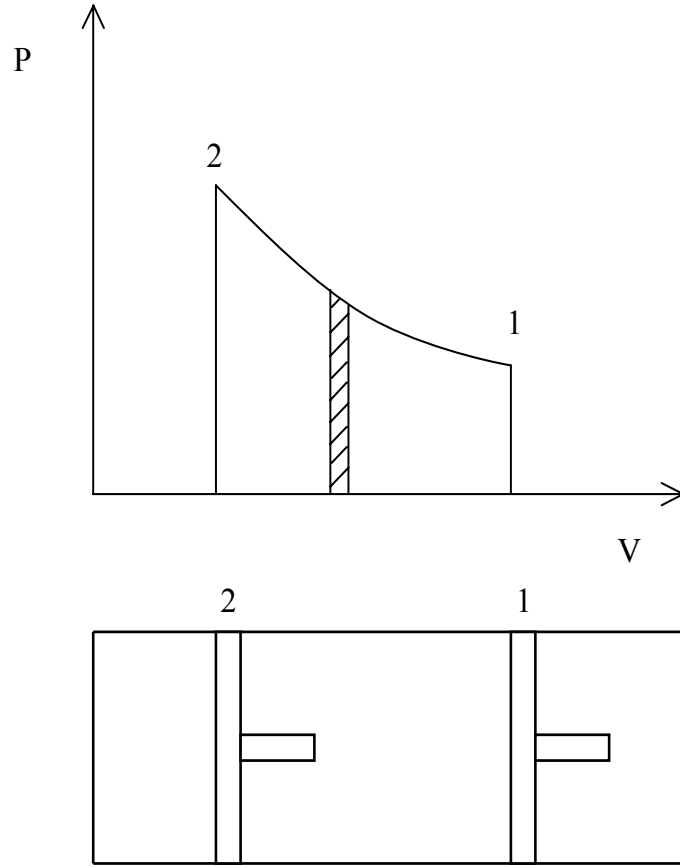
(2.2) eşitliği (2.1) no' lu eşitlikte yerine koyulursa,

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

elde edilir

(2.3) eşitliğinin entegre edilmesiyle sanki - dengeli hal değişimi için hareketli sınır işi hesaplanmış olur. Yalnız, bu entegrasyon P ve V arasındaki ilişki bilindiği takdirde uygulanabilir. Bu ilişki bir grafik veya bir denklem ile belirtilebilir.

Şekil 2.5 grafik çözümlemeye örnek olarak gösterilmektedir. Piston 1 no' lu konumdayken basınç düşük seviyededir. Sıkıştırma işleminin gerçekleşmesi neticesinde basınç yükselmekte ve 2 no' lu konuma gelmektedir. Bu işlemin sanki - dengeli halde olduğunu kabul ettiğimiz takdirde sıkıştırma işlemi sırasında gaza yapılan iş (2.3) eşitliğinin integrasyonu ile elde edilmektedir. Grafikselleştirilmede bu integrasyona karşılık gelen alan 1 - 2 grafiğinin altında kalana eşittir. Bu alanın hesaplanması sonucunda sıkıştırma işlemi hesaplanmaktadır. Hal değişiminin altında kalan alan ya ölçekli kağıda çizilerek ya da sayısal metodlar kullanılarak hesaplanabilir.



Şekil 2.5 Sanki-dengeli hal değişiminde pV diyagramıyla hareketli sınır işi hesabı

Sıkıştırma işinin hesaplanması için kullanılan diğer bir yöntem ise P ve V arasında analitik bir ifadenin tanımlanmasıdır. Bu analitik ifade,

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

eşitliği ile ifade edilmekte ve politropik hal değişimi olarak adlandırılmaktadır. Politropik üssü olarak da bilinen n sayısı $-\infty$ ile $+\infty$ arasında sistemin hal değişimine bağlı olarak farklı değerler almaktadır.

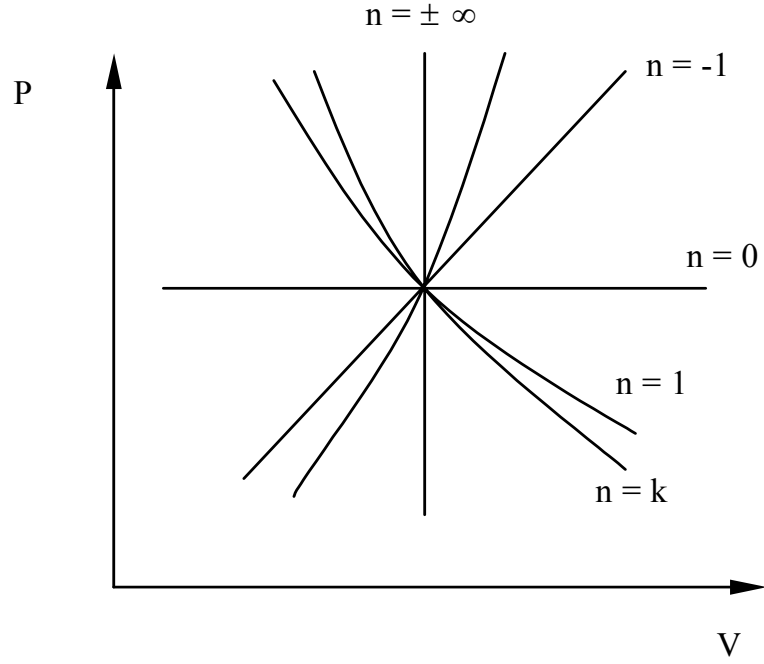
Bazı özel haller için n katsayısının aldığı değerler şöyledir:

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, $n = \infty$



Şekil 2.6 pV diyagramlarında politropik hal değişimleri

Bazı özel haller için n katsayısının aldığı değerler şöyledir:

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 neticesinde (2.5) eşitliği elde edilmektedir.

$${}_1W_2 = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1 - n} \quad (2.5)$$

Yukarıdaki özel hal değişimlerine bağlı olarak ayrıca hareketli sınır işi ifadeleri elde edilebilir. Buna göre,

Sabit basınçta sanki - dengeli hareketli sınır işi,

$${}_1W_2 = P(V_2 - V_1) \quad (2.6)$$

Sabit sıcaklıkta sanki - dengeli hareketli sınır işi,

$${}_1W_2 = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (2.7)$$

Sabit entropide sanki - dengeli hareketli sınır işi,

$${}_1W_2 = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1 - k} \quad (2.8)$$

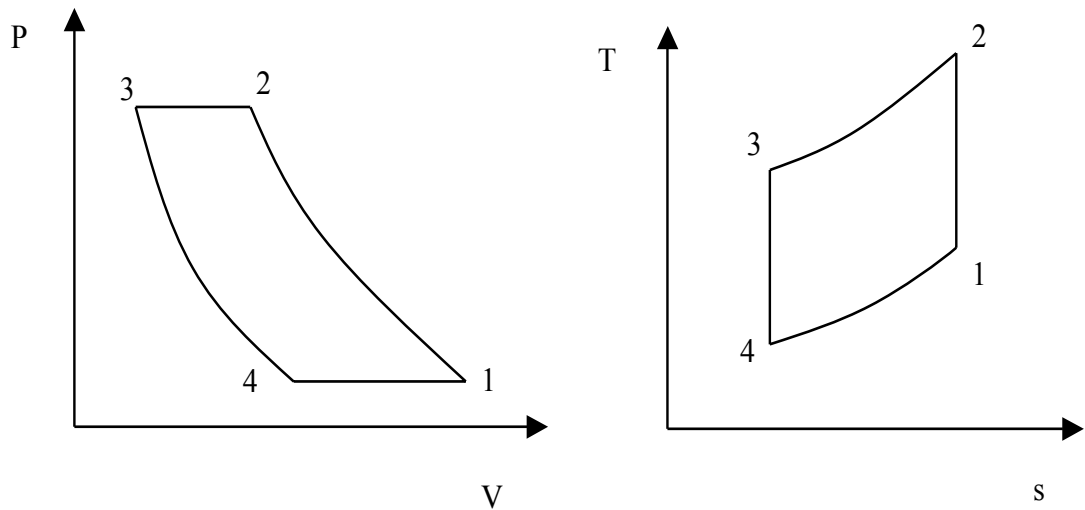
Sabit hacimde sanki - dengeli hareketli sınır işi,

$${}_1W_2 = 0 \quad (2.9)$$

olarak hesaplanmaktadır.

2.2.2 Teorik pV diyagramı

Pistonlu kompresörlerde ideal termodinamik çevrim 4 işlemden oluşmaktadır. Bunlar sırasıyla izentropik sıkıştırma hal değişimi, gazın sabit basınçta dışarı atılması, izentropik genişleme hal değişimi ve gazın sabit basınçta silindir içine emilmesidir. İdeal çevrimin basınç - hacim ve sıcaklık - entropi diyagramları aşağıda sunulmuştur.



Şekil 2.7 İdeal pV ve T-s diyagramları

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

1 noktasında piston alt ölü noktada bulunmaktadır. Emme yaprağı kapalı konumdadır. 1 - 2 hal değişiminde soğutkan tersinir adyabatik sıkıştırılmakta, bu sırada basınç ve sıcaklığı artmaktadır. 2 konumuna gelindiğinde egzoz yaprağı açılmakta ve sabit basınçta egzoz manifolduna doğru akış gerçekleşmektedir. 3 noktasında piston üst ölü noktaya ulaşmakta ve egzoz yaprağı kapanmaktadır. Bu noktada silindir içinde ölü hacim miktarı kadar soğutucu akışkan bulunmaktadır. Belli bir basınç ve sıcaklıkta bulunan bu soğutucu akışkan ve kendi ataleti nedeniyle emme yaprağı hemen açılmamakta ve ancak 3 - 4 arasında soğutkan tersinir adyabatik genişledikten sonra 4 noktasında açılmaktadır. Emme yaprağının açılmasıyla beraber silindir içine taze soğutucu akışkan girişi gerçekleşmekte ve böylece çevrim tamamlanmaktadır.

Dört hal değişiminin toplamı teorik sıkıştırma işini vermektedir.

$$W = {}_1W_2 + {}_2W_3 + {}_3W_4 + {}_4W_1 \quad (2.10)$$

(2.6) ve (2.8) no' lu eşitlikleri (2.10) no' lu eşitlikte yerlerine koyarsak,

$$W = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1-n} + P_2(V_3 - V_2) + \frac{P_4V_4 - P_3V_3}{1-n} + P_1(V_1 - V_4) \quad (2.11)$$

(2.11) eşitliğini düzenlersek,

$$W = \frac{P_4V_4 - P_1V_1}{1-n} + P_2(V_3 - V_2) + \frac{P_2V_2 - P_3V_3}{1-n} + P_1(V_1 - V_4) \quad (2.12)$$

$P_4 = P_1$ ve $P_2 = P_3$ olduğundan dolayı (2.12) eşitliğinin tekrar düzenlenmesi sonucu (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 kabulünden,

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

(2.14) eşitliğinin düzenlenmesiyle,

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

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

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

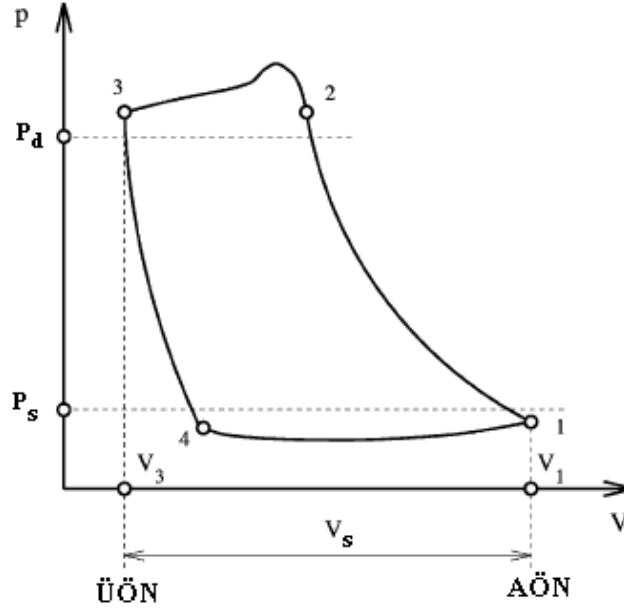
(2.17) eşitliğini (2.13) eşitliğinde yerine koyup düzenleme yapılırsa toplam iş,

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

Buradan, toplam sıkıştırma işinin n politropik üssüne, toplam emilen gaz hacmine ve sıkıştırma oranına bağlı olduğu görülmektedir.

2.2.3 Gerçek pV diyagramı

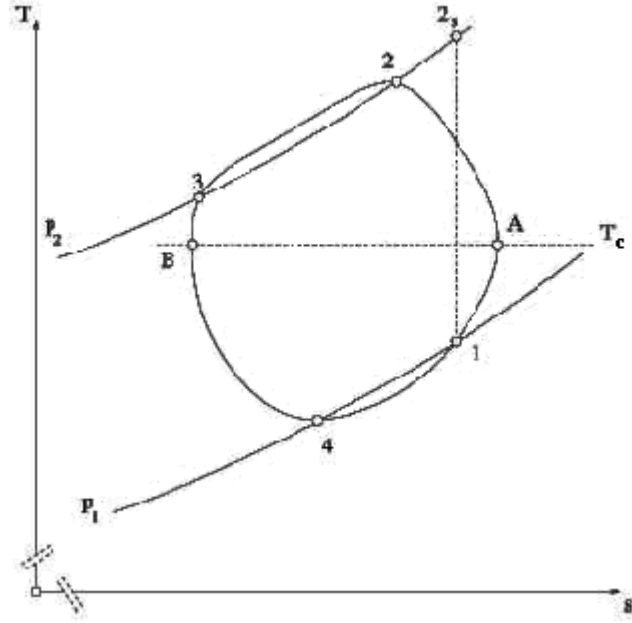
İdeal halden farklı olarak gerçek sıkıştırma işinde geçit ve valflerde tersinmezlikler oluşmaktadır. Aşağıdaki basınç-hacim ve sıcaklık-entropi diyagramlarında bu tersinmezlikler gösterilmektedir.



Şekil 2.8 Gerçek pV diyagramı [6]

1 - 2 arasında sıkıştırma işi gerçekleşmekte ve 2 noktasına gelindiğinde egzoz yaprağı açılmaktadır. İdeal halden farklı olarak egzoz yaprağı, silindir basıncı egzoz basıncına eşit olduğu anda açılmamakta, yaprağın ataleti ve diğer etkilere bağlı olarak belli bir basınç farkı oluşuktan sonra açılmaktadır. 2 - 3 konumları arasında egzoz işlemi gerçekleşmekte ve sıkıştırılan soğutucu akışkan dışarı atılmaktadır. 3 - 4 konumları arasında ölü hacim içinde kalmış olan gaz genişmekte ve 4 noktasına gelindiğinde emme yaprağı açılmaktadır.

Egzoz işlemine benzer olarak emme yaprağı silindir basıncı emme basıncına eşit olduğu anda açılmamakta, emme yaprağının ataletine ve diğer etkilere bağlı olarak belli bir basınç düşümü gerçekleştikten sonra açılmaktadır.



Şekil 2.9 Gerçek T-s diyagramı [6]

Şekil 2.9’ daki sıcaklık - entropi diyagramından, ideal halde tersinir adyabatik bir hal değişimi kabul edilen sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin adyabatik olmadığı görülmektedir. Gerçek hal değişiminde 1 - 2 arasında özgül entropinin ısı geçişine bağlı olarak arttığı ve silindir içindeki gaz sıcaklığının A noktasına gelindiğinde cidar sıcaklığına ulaştığı ve bu noktadan sonra ısı akısının yön değiştirerek ısı geçişinin silindirden ortama doğru olduğu anlaşılmaktadır. Böylece A noktasından 2 noktasına kadar özgül entropi azalmaktadır. Aynı şekilde 3–4 arasında gerçekleşen hal değişiminde silindir içindeki sıcak gaz genişmekte ve neticesinde soğumaktadır. 3 noktasından B noktasına gelindiğinde gaz sıcaklığı silindir cidar sıcaklığına eşit olmakta ve B noktasından sonra ısı akısı tekrar yön değiştirmektedir. Buna bağlı olarak çevreden sisteme ısı geçişi olmakta ve sistemin özgül entropisi artmaktadır.

2.3 Hermetik Kompresörlerde Termodinamik Kayıplar

Hermetik kompresörlerde termdoinamik kayıpları şu şekilde özetleyebiliriz:

- Emme sistemindeki basınç kayıpları (susturucu ve valf)
- Egzoz sistemindeki basınç kayıpları (susturucu ve valf)
- Emme gazının ısınması

- Valflerdeki kaçaklar
- Valflerdeki geri akış
- Silindirden muhafaza içine olan kaçaklar
- Egzoz gazının soğuması
- Silindir ısı geçişi

Emme ve egzoz sistemlerinde basınç düşümü sonucu oluşan kayıplar termodinamik kayıpların önemli bir oranını teşkil etmektedir. İndikatör diyagramları ile bu kayıplar belirlenmektedir. Genel olarak susturucu kayıpları daha az oranda olup kayıpların önemli bir bölümünü valflerdeki basınç düşümünden kaynaklanan kayıplar oluşturmaktadır.

Termodinamik kayıpları oluşturan faktörlerden birisi de emme gazının silindire ısınarak girmesidir. Muhafaza içine giren soğutucu akışkanın muhafaza içindeki ısınmış soğutkanla karışması ve emme susturucusu ile emme valfinden soğutkana olan ısı geçişiyle soğutucu akışkan silindire ısınarak girer. Soğutkanın ısınması sadece soğutma kapasitesini düşürmez. Aynı zamanda soğutkanın sıkıştırılması için gerekli özgül enerjiyi de artırır.

Emme ve egzoz valflerindeki geri akış termodinamik kayıplara sebep olmaktadır. Emme yaprağının geç kapanması sonucu sıcak soğutkan emme manifoldu ve susturucusuna girerek gazın ısınmasına yol açar. Böylece soğutma kapasitesinde düşme görülür. Benzer şekilde, egzoz yaprağının geç kapanması sonucunda sıcak soğutkan ölü hacme dolarak soğutma kapasitesinin ve verimin düşmesine sebep olur.

Valflerdeki kaçak sorunu ise valflerin sızdırmazlığının sağlanamaması durumunda görülür. Geri akışta görülen etkilerin aynısı bu durum içinde geçerlidir.

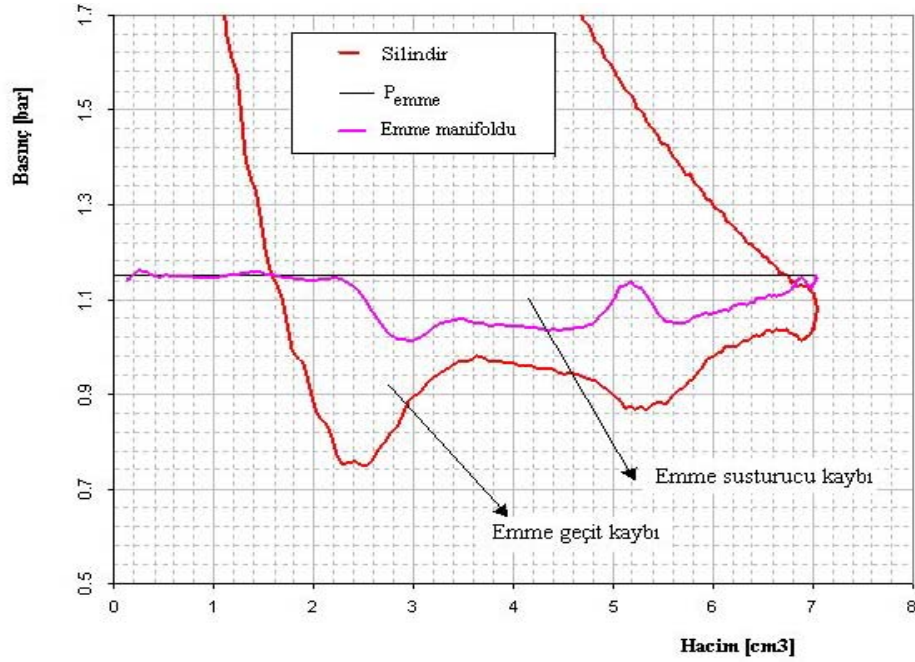
Sıkıştırma prosesi sırasında silindirden muhafazaya olan kaçak tersinmez bir hal değişimidir. Silindirden muhafazaya geçen sıcak soğutkan emme prosesi sırasında emilen gaza karışarak akışkanın silindire daha sıcak girmesine sebep olmakta ve soğutma kapasitesi ve hacimsel verimin düşmesine neden olmaktadır. Bu

dezavantajların yanında silindirden muhafazaya olan kaçak piston ve silindir yüzeyleri arasındaki sürtünmeyi azaltarak yüzeylerin aşınmasını önlemektedir.

Silindirde olan ısı geçişi nedeniyle soğutkan akışkan sıcaklığı artabilir ve prosesteki tersinmezlikten dolayı giriş gücünde artış görülebilir. Aynı zamanda, sıkıştırma sırasında soğutkan sıcaklığını azaltarak tersinir adyabatik hal değişiminden daha düşük güç tüketimine yol açar.

Termodinamik kayıpların tümünü bu faktörler oluşturmaya da önemli oranını bu maddeler oluşturmaktadır.

Şekil 2.10' da emme sistemindeki basınç düşümünün indikatör diyagramında belirlenmesi gösterilmektedir.



Şekil 2.10 İndikatör diyagramı ile termodinamik kayıpların belirlenmesi

Emme sistemindeki toplam kayıplar buharlaşma basıncıyla silindir arasındaki alanın entegrasyonu ile hesaplanmaktadır. Toplam emme kayıplarını, emme susturucusu ve valfindeki tersinmezlikler oluşturmaktadır. Emme manifoldu ile silindir arasındaki alanın entegrasyonu neticesinde ise emme geçit ve valf kayıpları hesaplanmaktadır. Toplam emme kayıbından, emme geçit ve valf kayıplarının çıkartılması neticesinde ise emme susturucu kaybı bulunmaktadır. Yapılan deneysel çalışmalarda emme

susturucusu, emme geçit ve valf kayıpları hesaplanmıştır. Egzoz sistemindeki kayıplar da aynı şekilde belirlenmiştir.

2.4 Hermetik Kompresörlerde İndikatör Diyagramı Uygulamaları

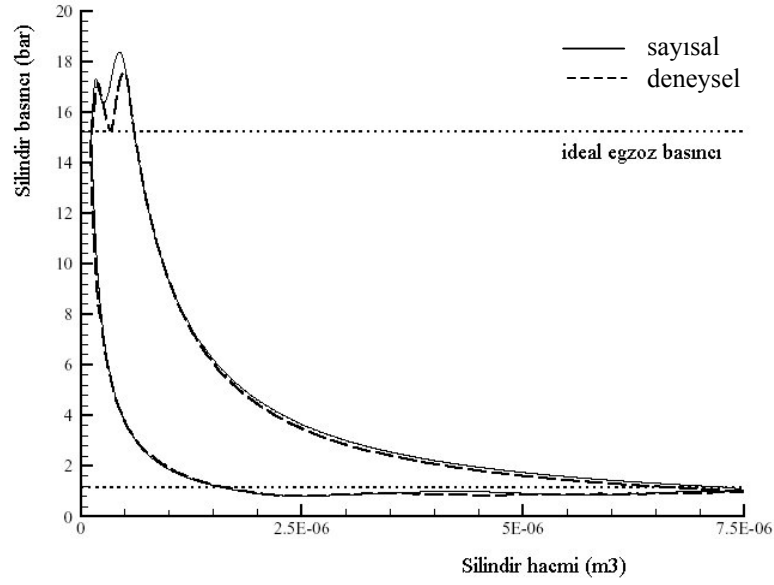
pV diyagramları literatürde çeşitli uygulamalarda karşımıza çıkmaktadır. Kompresörde performans analizlerini gerçekleştirmek için başlıca ölçüm aracı olarak kullanılmakta, sayısal ve deneysel yollardan elde edilerek incelenmekte ve irdelenmektedir. Bu bölümde literatürde karşılaşılan çeşitli pV uygulamaları incelenmiş ve sunulmuştur.

Rigola ve diğerkleri tarafından yapılan bir çalışmada, pV deneysel ölçüm sistemi ile ilgili ayrıntılı bilgi verilmektedir [5]. Emme manifoldu, silindir ve egzoz manifolduna yerleştirilen minyatür tipli piezodirençli basınç sensörleri ile mutlak basınçlar ölçülmektedir. Krank açısı ise 720 puls/devir çözünürlüğe sahip bir enkoder ile ölçülmekte ve silindir hacmi krank açısına bağlı olarak hesaplanmaktadır.. şekil 2.11’ de indikatör diyagramı ölçümlerinde kullanılan ölçüm sistemi gosterilmektedir.



şekil 2.11 Enkoder ve basınç sensörleri yerleşimi [5]

Yapılan çalışmada deneysel ölçümlerin ardından sayısal yöntemlerle indikatör diyagramları hesaplanmış ve global parametreler karşılaştırılmıştır. Deneysel ve sayısal yöntemle elde edilen pV diyagramları şekil 2.12’ de sunulmaktadır.

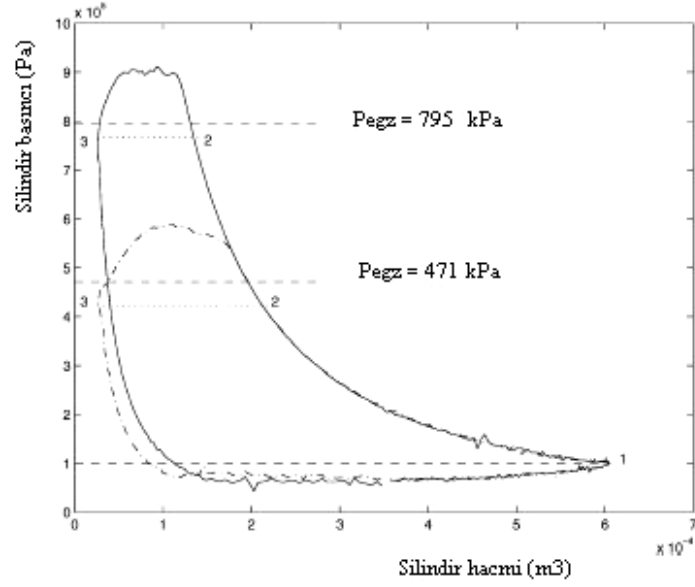


Şekil 2.12 Sayısal ve deneysel indikatör diyagramları karşılaştırılması [5]

Karşılaştırma neticesinde sıkıştırma işi, izentropik verim, sıkıştırma verimi, egzoz işi verimi ve emme işi verimlerinin düşük hata yüzdesiyle hesaplanabildiği ve deneysel ölçümlerle sayısal hesaplamaların birbirlerini valide ettikleri belirtilmiştir.

Yapılan diğer bir çalışmada pistonlu kompresörlerin termodinamik analizi için oluşturulan global model sunulmaktadır. Stouffs ve diğerlerinin yaptığı çalışmada geliştirilen model başlıca beş ana ve dört ikincil olmak üzere toplam dokuz boyutsuz fiziksel parametreye dayanmaktadır [6]. Bu parametrelere bağlı olarak kompresör hacimsel verimi, silindir içinde ölü hacim içinde hapsedilen artık kütleli debisi, özgül iş, sıkıştırma işi ve verimi hesaplanmaktadır. Boyutsuz parametreler sıcaklık, basınç, iş ve ısı geçişi parametrelerinden oluşmaktadır. Sayısal hesaplamaların yapılabilmesi için deneysel verilere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu deneysel veriler ise indikatör diyagramının ölçülmesi neticesinde elde edilmektedir.

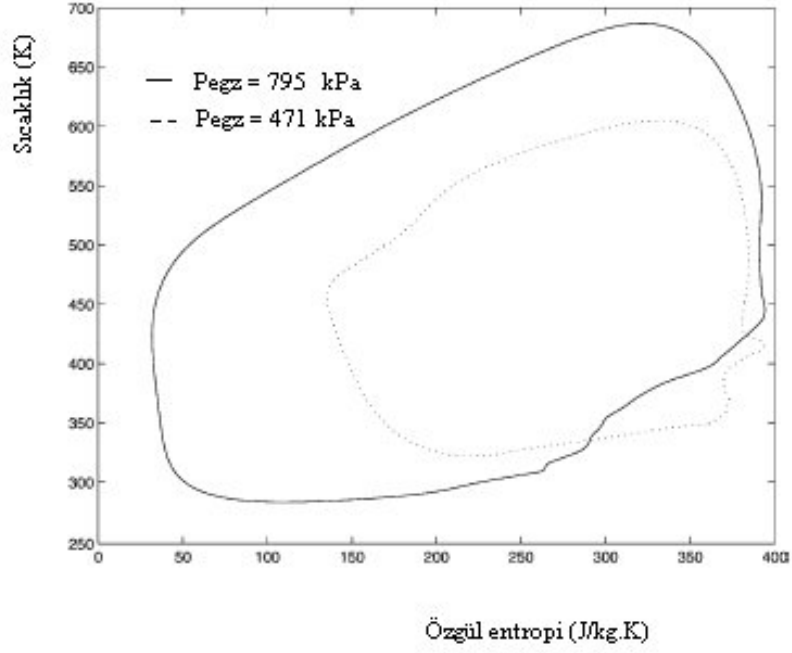
Şekil 2.13’ de iki farklı yoğuşma basıncında yapılmış pV ölçümleri sunulmaktadır.



Şekil 2.13 İki farklı egzoz basıncında elde edilen deneysel indikatör diyagramları [6]

Çalışmada emme ve egzoz kayıpları ile deneysel çalışmalardan çıkartılabilecek sonuçlar irdelenmiştir. Emme ve egzoz yaprağı ölçümleri yapılamadığı için yaprak açılma ve kapanma zamanlarının hassas belirlenemediği belirtilmiştir. Fakat genel olarak egzoz yaprağının açılması $p_c > p_{egz}$ şartı sağlandığında, yaprağın kapanmasının ise $p_c < p_{egz}$ şartı sağlandığında gerçekleştiği tespit edilmiştir. Egzoz yaprağının kapanmasına yakın, silindirden egzoz manifolduna olan akışın soğutucu akışkanın ataleti sonucu gerçekleştiği ve bu sebepten dolayı silindir basıncının egzoz basıncından daha düşük olduğu belirlenmiştir. Deneysel pV diyagramlarından emme ve egzoz kayıplarını temsil eden parametreler elde edilmektedir. Ayrıca deneysel ve teorik T-s diyagramlarının karşılaştırılması sonucu özgül işe etkiyen ısı geçişi parametresi hesaplanmaktadır.

T-s diyagramları yapılan çalışmada sayısal ve deneysel yöntemlerle belirlenmektedir. Şekil 2.14' de deneysel çalışma sonucu elde edilen pV verilerine dayanarak hesaplanan T-s diyagramı gösterilmektedir.



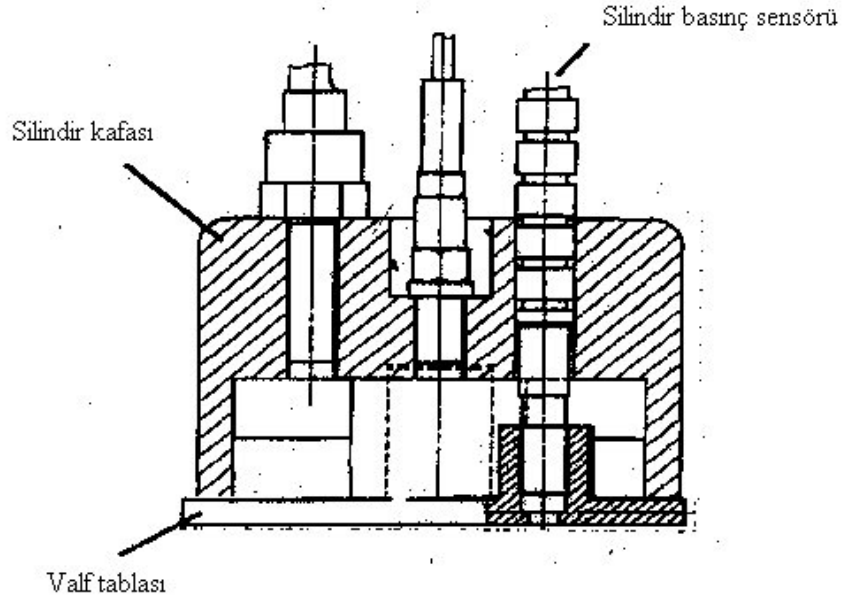
Şekil 2.14 Deneysel T-s diyagramı [6]

İdeal halde tersinir adyabatik olan sıkıştırma ve genişleme hal değişimlerinin gerçekte izentropik olmadığı görülmektedir. Deneysel ölçümlerde sayısal yöntemle hesaplanan T-s diyagramından farklı olarak ısı akısının yön değiştirdiği noktada bir sıcaklık farkı (temperature lag) görülmektedir. Sayısal hesaplarda minimum ve maksimum özgül entropiler soğutkan sıcaklığının silindir cidar sıcaklığına eşit olduğu noktada hesaplanmasına rağmen deneysel ölçümlerde sıkıştırma sırasında maksimum entropiye karşılık gelen sıcaklık genişleme sırasında minimum entropiye karşılık gelen sıcaklıktan daha yüksek bir sıcaklığa denk gelmektedir. Bu farkın sebebinin salınımlı akışın doğasından kaynaklanabileceği belirtilmiştir. Literatürde salınımlı(oscillating) akışlarda ısı akısının yön değiştirdiği noktalarda sıcaklık farkı ile ısı akısı arasında bir zaman farkı olduğu belirtilmektedir [7, 8].

Yapılan ilginç çalışmalardan birisi Ludu ve diğerleri tarafından sunulmuştur [9]. Bu çalışmada hermetik kompresör tasarımını geliştirmek amacıyla yazılmış simülasyon programı ve validasyonu için gerçekleştirilen basınç, sıcaklık ve valf hareketi deneysel ölçümleri anlatılmaktadır. R134a soğutkanlı bir kompresör seçilerek valf deplasmanı ve dinamik basınç ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Valf hareketi endoskopik kameralar kullanılarak görüntülenmektedir. Valf deplasmanının krank açısına bağlı olarak ölçülebilmesi için optik enkoder kullanılmaktadır. Yerleştirilen

endoskopik kameraların çapı 3.62 mm' dir. Ölçüm sırasında kameraların yerleşiminden dolayı yaratılacak ölü hacme dikkat edilmesi gerekmektedir. Yapılan çalışmada emme yaprağının hareketini incelemek üzere üst ölü noktaya yakın bir yerde silindir cidarına yerleştirilen endoskopik kameranın 47 mm³' lük ek ölü hacme neden olduğu belirtilmiştir. Egzoz tarafına yerleştirilen kameranın ise silindir kafası üzerinden yerleştirildiğinden dolayı herhangi bir ek ölü hacim oluşturmadığı açıklanmıştır. Ölü hacmin artırılması sonucu kompresör soğutma kapasitesinin olumsuz yönde etkilenmesi ve SEK' i azaltması beklenmelidir. Deney ölçüm sistemi kriterlerinden dolayı kompresör SEK' inin % 2-3 oranında düştüğü yazarlar tarafından belirtilmiştir.

Dinamik basınç ölçümleri kompresör içinde beş ayrı noktada yapılmaktadır. Bu noktalar sırasıyla emme susturucusu, emme manifoldu, silindir, egzoz susturucusu ve ikinci egzoz susturucusudur. Dinamik basınç ölçümlerinde, valf deplasmanı ölçümlerinde kullanılan kompresör ile aynı modelde başka bir kompresör kullanılmıştır. Basınç ölçümleri için piezoelektrik sensörler kullanılmaktadır. Silindir basınç ölçümü için basınç sensörü silindir kafası üzerinden geçirilerek valf tablasına vidalanmaktadır. Böylece ek ölü hacim değerinin düşük olması sağlanmaktadır. Silindir sensörü bağlantısının sızdırmazlığı için valf tablası modifiye edilmiştir.



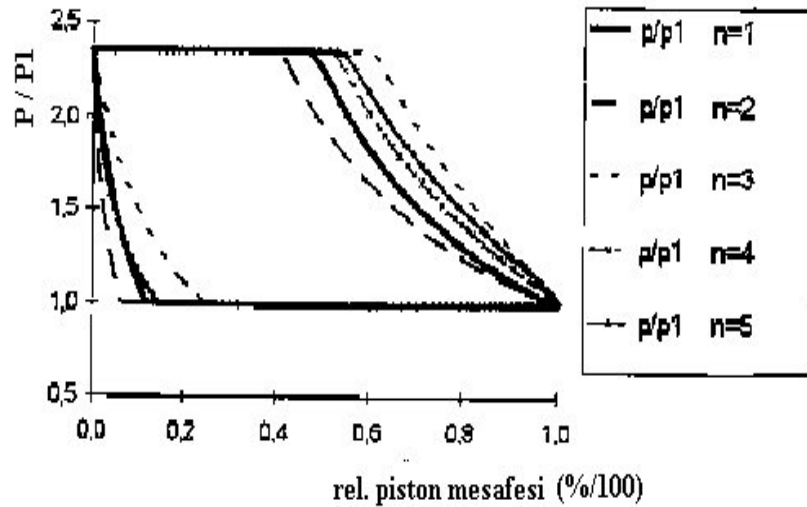
Şekil 2.15 Silindir basınç sensörü montajı [9]

Şekil 2.15’ de gösterilen silindir basınç sensörü montajı sonucu % 9 oranında ek ölü hacim yaratıldığı belirtilmiştir. Elde edilen basınç ve valf deplasmanı verileri simülasyon programlarıyla elde edilen neticelerle karşılaştırılmış ve ikna edici sonuçların elde edildiği belirlenmiştir. Çalışmada sayısal ve deneysel sonuçların doğrulukları hakkında bir bilgi verilmemiştir.

Literatürde indikatör diyagramları ile ilgili hata analizleri çeşitli araştırmacılar tarafından incelenmiştir. Machu yaptığı çalışmada kompresör performans analizlerinde rastlanan hata veya sorunları üç ana başlık altında toplamıştır [10].

- Kompresörlerde sızdırmazlık sorunu,
- Ölçüm düzeneğinden gelebilecek hatalar,
- Ölçülen verilerinin hatalı değerlendirilmesi,

Emme ve egzoz yapraklarında oluşan kaçakların miktarına bağlı olarak ölçülen indikatör diyagramları Şekil 2.16’ da gösterilmektedir.



Şekil 2.16 Emme (EM) ve egzoz (EG) valflerindeki kaçakların indikatör diyagramına etkisi [10]

Yukarıdaki şekilde beş farklı durum için indikatör diyagramları üstüste çizilmiştir. n=1 için emme ve egzoz yaprakları kaçak mertebeleri EM/EG = 0/0, n=2 için 50/0, n=3 için 0/50, n=4 için 30/30, n=5 için ise 50/50 olarak verilmiştir. Mertebe

bakımından EM/EG = 1/1 normal emme ve egzoz valfine ve EM/EG = 10/10 on kat kaçak olan emme ve egzoz valfine karşılık gelmektedir.

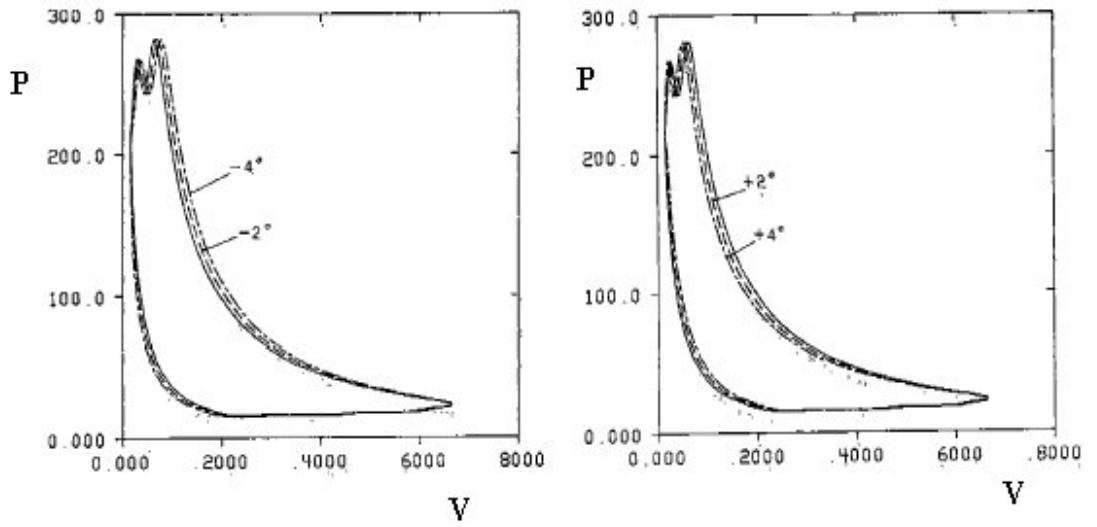
Çalışmada, ölçüm sistemindeki hatalar başlığı altında enkoder kaynaklı hatalar incelenmiştir. İndikatör diyagramı ölçümlerinde silindir hacmi direk ölçülememekte fakat dolaylı olarak enkoderle belirlenen krank açısına bağlı olarak hesaplanmaktadır. Enkoderde indeks pulsu üst ölü nokta veya alt ölü noktada kalibre edilerek ölçüm yapılmaktadır. Ana yatak, krank-biyel yatağı ve biyel-perno yatak boşluklarının ÜÖN veya AÖN' ye etkisinin önemi çalışmada irdelenmektedir. Pistonlu kompresörlerde toplam yatak boşluklarının 0.38 mm değerlerine kadar çıkabileceği ve 203.2 mm' lik krank yarıçapına sahip bir kompresörde krankın bir derece dönmesi halinde pistonun teorik olarak 0.038 mm yol katedeceği belirtilmektedir. Sıfır noktasında yapılacak bir hata pV diyagramında kaymalara yol açmakta ve buna bağlı olarak da sıkıştırma işi kalibre edilen noktanın konumuna bağlı olarak daha küçük veya daha yüksek ölçülecektir.

Ölçülen verilerin hatalı değerlendirilmesi başlığı altında ise kompresörlerde hassas ölü hacim hesabı irdelenmiştir. pV diyagramlarını oluştururken enkoderle ölçülen krank açısının silindir hacmi verisine dönüştürülmesi için ölü hacim ve diğer geometrik girdilere ihtiyaç duyulmaktadır. Birçok durumda ölü hacim bilinmemekte ve hesaplanması gerekmektedir. Yanlış hesaplanan ölü hacim değeri indikatör diyagramının yanlış değerlendirilmesine yol açacaktır.

İndikatör diyagramlarında deneysel hatalarla ilgili başka bir çalışma Soedel ve Kim tarafından sunulmuştur [11]. Deneysel hatalar başlıca basınç kalibrasyonu, enkoder hataları, valf açılıp kapanma zamanı hataları ve diğer hatalar olarak sınıflandırılmaktadır. Basınç sensörlerinin karakteristiklerine bağlı olarak doğrusallıktan sapmaları ve sıcaklık hassasiyeti farklı olmaktadır. Sistemik hatanın giderilmesi için kalibrasyon yapılması gerekmektedir. Basınç kalibrasyonu yöntemleri ile ilgili ayrıntılı bilgi Murata ve Fujitana tarafından sunulmaktadır [12].

Enkoder ölçüm hatası Machu' nun çalışmasına benzer bir şekilde değerlendirilmektedir. ÜÖN ile indeks pulsunun yanlış kalibre edilmesi sonucunda indikatör diyagramı gerçek halden sapmaktadır. Piston üst ölü noktaya yakinken doğrusal yerdeğişimi çok az olduğundan, kalibrasyon sırasında yapılacak hata aç

cinsinden önemli bir değer teşkil edecektir. Eğer indeks pulsu ÜÖN' den önce ölçülüyorsa kayma açısı negatif, ÜÖN' den sonra ölçülüyor ise pozitif alınmaktadır. Kayma açısı negatif ise indikatör diyagramı gerçek hale göre genişlemektedir. Diyagram incelendiğinde yüksek basınç tarafında gerçek hale göre sapmaların daha belirgin olduğu görülmektedir. Bunun sebebi ise kısa zaman aralıklarında basınç değişimlerinin daha yüksek olmasıdır. Şekil 2.17' de krank açısı hatasının negatif ve pozitif olduğu durumlara göre indikatör diyagramlarında görülen sapmalar gösterilmektedir.



Şekil 2.17 Hatalı enkoder kalibrasyonunun indikatör diyagramına etkisi [11]

Yapılan çalışmada valf açılma ve kapanma zamanlarının yaprağın hareketinden dolayı hassas belirlenemediği belirtilmiştir. Valf açılma zamanı olarak silindir basıncı-krank açısı diyagramında beş veya altı noktanın alınabileceği ve bu aralığın yaklaşık 0.4°' lik bir krank açısı hatasına karşılık geldiği yazarlar tarafından işaret edilmiştir.

Diğer etkiler grubu başlığı altında basınç kalibrasyonunda kalibratörden gelebilecek hata, basınç sensörlerinde beklenmedik sıcaklık etkilerinden kaynaklanan sistematik ölçüm hatası ve çalışma şartlarındaki sapmalar gibi faktörlerden bahsedilmiştir.

3 TEORİK ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerine bağlı olarak soğutma kapasitesindeki, soğutma etkenlik katsayısındaki ve sıkıştırma işindeki değişim teorik olarak incelenmiş ve sunulmuştur.

3.1 Soğutucu Akışkanın Soğutma Kapasitesine Etkisi

Soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerine bağlı olarak kompresörün birim hacmindeki soğutma kapasitesi değeri değişmektedir. Freon 12' den R134a ve R600a soğutucu akışkanlara geçiş sürecinde soğutma kapasitesindeki değişimin belirlenmesi önemlidir. Tablo 3.1' de R12, R134a ve R600a' ya ait temel termodinamik özellikler sunulmaktadır [14].

Tablo 3.1 R12, R134a ve R600a temel termodinamik özellikler

Soğutkan	R12	R134a	R600a
Formül	CCl_2F_2	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$
Moleküler Ağırlık [g]	120.91	120.0	58.13
*Normal Kaynama Noktası [$^{\circ}\text{C}$]	-29.8	-26.5	-11.7
Kritik Basınç [bar]	41.1	40.7	36.5
Kritik Sıcaklık [$^{\circ}\text{C}$]	112.0	101.2	135.0
*Buharlaşma Gizli Isısı [kJ/kg]	165.4	216.8	366.2

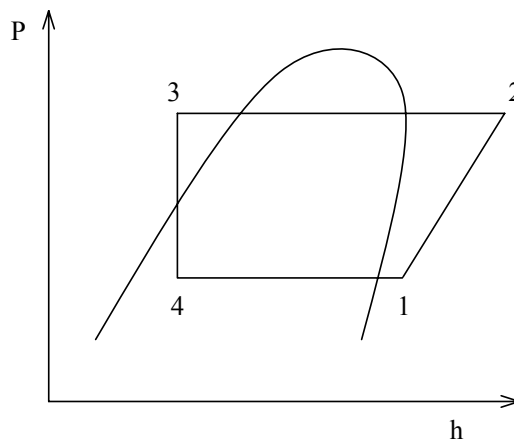
*Atmosferik basınç (101.3 kPa)

Normal kaynama noktası, soğutkanın atmosferik basınçta kaynamaya başladığı sıcaklıktır. Bu değer, sistemin farklı noktalarındaki basıncını belirlemektedir. Kaynama noktası sıcaklığının düşük olması durumunda, yüksek sıcaklıklarda yüksek basınç problemi oluşacaktır. Kaynama noktası sıcaklığının yüksek olması durumunda ise düşük sıcaklıklarda sistemdeki basınçlar arzu edilmeyen şekilde atmosferik basınç altında değerler alacaktır. Bu duruma örnek olarak R600a soğutucu akışkanlı dondurucu uygulamaları verilebilir.

Kritik basınç ve kritik sıcaklık değerleri, soğutkana ait kritik noktayı belirlemektedir. Soğutma sisteminde kritik sıcaklık üzerindeki sıcaklıklara ulaşmak mümkün değildir. Bu nokta üzerinde iki fazlı bölge yoktur ve dolayısıyla yoğuşma ve buharlaşma gerçekleşmez.

Buharlaşma gizli ısı, sözkonusu basınçtaki doymuş buhar ve doymuş sıvı entalpisi arasındaki farktır. Bu değer, belirli bir basınç ve sıcaklıktaki birim soğutkan başına düşen maksimum olabilecek yoğuşma ve buharlaşma ısını belirlemektedir [15].

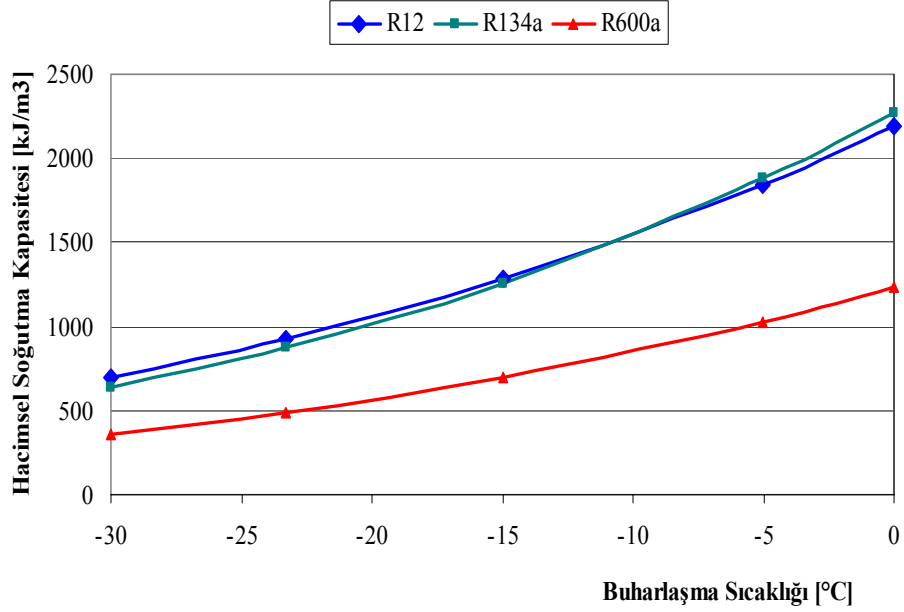
Yapılan çalışmada, ideal soğutma çevrimine bağlı olarak R12, R134a ve R600a için hacimsel soğutma kapasiteleri hesaplanmış ve bir grafikte karşılaştırılmıştır. Hesaplamalarda buharlaşma ve yoğuşma basınçları sabit alınmış ve genleşme valfinde izentalpik genleşme olduğu kabul edilmiştir. Şekil 3.1’ de ideal buhar sıkıştırırmalı çevrimin p-h diyagramı sunulmaktadır.



Şekil 3.1 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi p-h diyagramı

Yapılan kabullerde soğutucu akışkan, buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra aşırı kızdırılarak kompresöre 32.2°C’ de girmekte (1 noktası) ve 54.4°C yoğuşma

sıcaklığında yoğuşturucuda yoğuşarak 32.2°C’ de genleşme valfine (3 noktası) girmektedir. Bu kabuller ışığında farklı buharlaşma sıcaklıklarında R12, R134a ve R600a soğutucu akışkanlarında hacimsel soğutma kapasitesindeki değişim hesaplanmış ve Şekil 3.2’ de sunulmuştur. Tüm hesaplamalarda yoğuşma sıcaklığı 54.4°C alınmıştır. Termodinamik özelliklerin hesaplanmasında Refprex veritabanı kullanılmıştır [16].



Şekil 3.2 İdeal çevrim için hacimsel soğutma kapasitesi değişimi

Hacimsel soğutma kapasitesi q_v , genleşme ve emme entalpileri farkına ve kompresör girişindeki v_1 özgül hacmine bağlıdır.

$$q_v = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad (3.1)$$

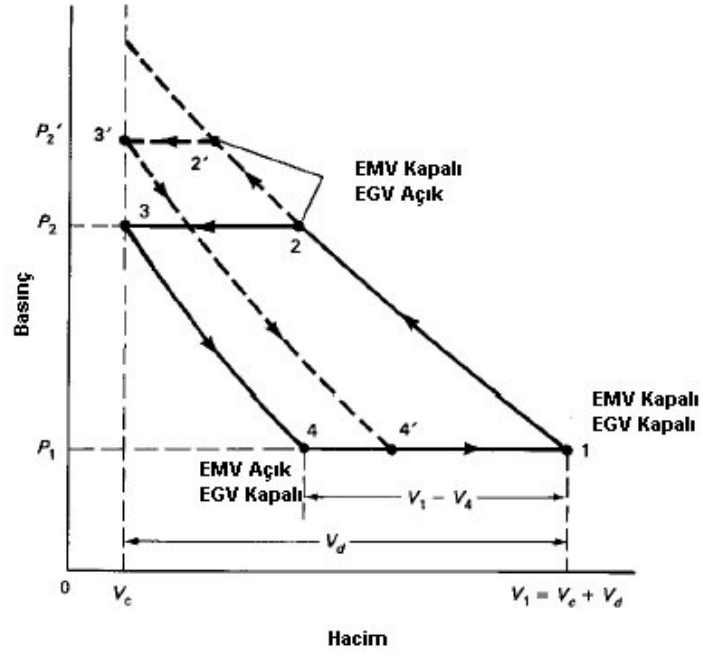
Şekil 3.2’ den de görüldüğü gibi R134a soğutkanı hacimsel soğutma kapasitesi değeri R12’ ye daha yakın sonuçlar vermektedir. R600a soğutkanı ise tüm buharlaşma sıcaklığı aralığında R12’ den daha düşük hesaplanmaktadır. Verilen sıcaklık aralıklarında R12 R600a’ dan % 77-94 daha yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahipken, R134a ile kıyaslandığında düşük buharlaşma sıcaklıklarında (-30/-15°C) % 1.9-8.7 daha yüksek hesaplanmakta, yüksek buharlaşma sıcaklıklarında (-5/0°C) % 1.7-3.4 daha düşük hesaplanmaktadır. R134a ile R600a

kıyaslandığında, tüm sıcaklık aralığında R134a hacimsel soğutma kapasitesi R600a'ya göre % 78-83 oranında daha yüksek hesaplanmaktadır.

Ashrae şartlarında buharlaşma sıcaklığı -23.3°C standart olarak alınmaktadır. Yapılan hesaplamalar neticesinde sadece termofiziksel özelliklere bağlı olarak Ashrae şartında R134a hacimsel soğutma kapasitesi R600a' dan % 79.6 daha yüksek hesaplanmaktadır.

Gerçek şartlarda, soğutma kapasitesi ideal halden sapmaktadır. Hermetik kompresörlerde soğutma kapasitesinin ideal halden sapmasının temel nedenleri, sıkıştırma işlemi sonunda ölü hacim içerisinde kalan soğutkan gazının çevrime verilememesi; buharlaştırıcıdan gelen ve Ashrae şartlarında 32.2°C sıcaklıkta kompresör muhafazasına giren soğutkan buharının, muhafaza içinde bulunan ve elektriksel motor kaybı, sürtünme kayıpları ve sıkıştırma prosesindeki yüksek sıcaklıklar nedeniyle ısınmış olan sıcak gaz ile karışması ve bu karışımın susturucu ve silindir kafası gibi elemanlardan geçerken ısınarak silindire girmesi gösterilebilir. Bu sıcaklık artışı, soğutkan buharının yoğunluğunu azalttığı için belirli bir strok hacmi için soğutma sistemine verilen kütsel debi miktarının ve dolayısıyla soğutma kapasitesinin azalmasına neden olmaktadır.

Sıkıştırma işlemi sırasında ölü hacim içinde sıkışmış olan sıcak soğutkan genişmekte ve silindir içine idealde girebilecek kütsel debiden daha az miktarda soğutkan silindir içine emilmektedir. Bu olay, literatürde hacimsel verim tanımıyla ifade edilmektedir. Şekil 3.3' de farklı sıkıştırma oranları için indikatör diyagramları sunulmaktadır. 3-4 ve 3'-4' noktaları arasında geri genişleme işlemi görülmekte ve buna bağlı olarak soğutucu akışkan silindir için emilememekte, ancak 4 noktasına gelindiğinde emme yaprağının açılmasıyla içeri girmektedir. Şekilden de anlaşılacağı üzere sıkıştırma oranı P_3/P_4 arttıkça V_1-V_4 emme efektif alanı azalmakta ve buna bağlı olarak hacimsel verim azalmaktadır.



Şekil 3.3 Farklı sıkıştırma oranlarında hacimsel verim değişimi

$$\eta_v = \frac{V_1 - V_4}{V_d} \quad (3.2)$$

$$V_4 = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1}{n}} V_3 \quad (3.3)$$

$$V_1 = V_c + V_d \quad (3.4)$$

(3.3) ve (3.4) eşitliklerinin (3.2) eşitliğinde yerlerine koyulup düzenlemelerin yapılması sonucunda (3.5) ifadesi elde edilir.

$$\eta_v = 1 + \frac{V_c}{V_d} \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{1}{n}} \right] \quad (3.5)$$

Bu eşitlik;

η_v : Hacimsel verim

V_c : Ölü hacim

V_d : Strok hacmi

P_3 : Egzoz basıncı

P_4 : Emme basıncı

n : Politropik katsayısı

ifadelerinden oluşmaktadır.

Bu eşitliğe bağlı olarak hacimsel verimin kompresör ölü hacmine, strok hacmine, sıkıştırma oranına ve politropik indise bağlı olarak değiştiği söylenebilir.

Gerçek şartlarda kompresör soğutma kapasitesini hesaplayabilmek için silindir içine giren soğutucu akışkanın sıcaklığını, geri genleşme nedeniyle olan kapasite düşümünün ve piston-silindir arasındaki kaçakların hesaplanması gerekmektedir.

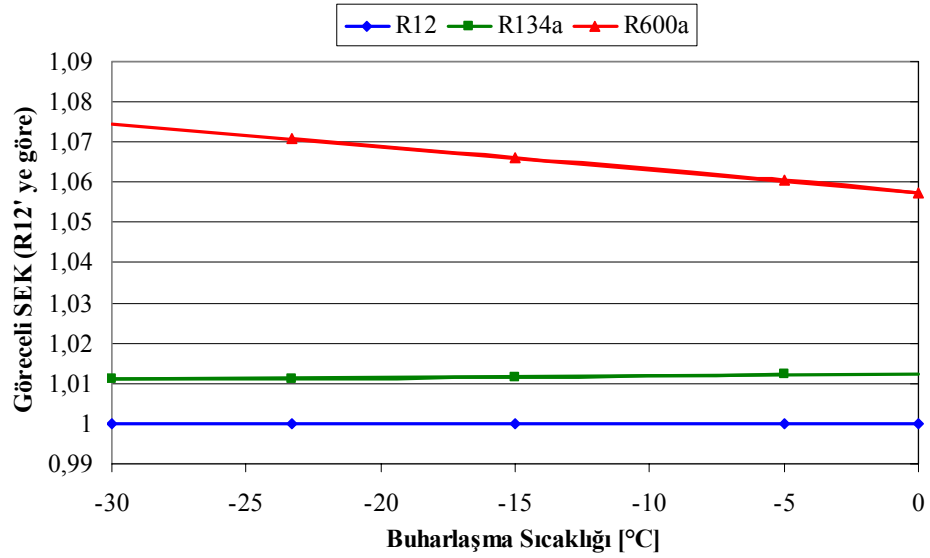
3.2 Soğutucu Akışkanın Soğutma Etkenlik Katsayısına Etkisi

Soğutma etkenlik katsayısı(SEK), soğutma kapasitesinin kompresör giriş gücüne oranı olarak bilinmektedir. Şekil 3.1’ deki ideal çevrime bağlı olarak SEK,

$$SEK = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.6)$$

olarak ifade edilmektedir.

Yapılan hesaplamalar neticesinde, R600a, R134a ve R12 soğutucu akışkanlarının farklı buharlaşma sıcaklıklarında SEK değişimleri incelenmiştir. Buna göre incelenen aralıkta, R600a soğutkanı R12’ ye göre % 6-8 daha iyi bir performansa sahip iken, R134a soğutkanının R12’ ye göre ortalama % 1.1 daha iyi bir performansa sahiptir. Ashrae noktasında (-23.3°C buharlaşma sıcaklığı) R600a soğutkanı R12’ ye göre % 6.1 daha iyi iken R134a ancak % 1.1 daha iyi bir performans sağlamaktadır. Şekil 3.4’ de hesaplanan değerler bir grafikte karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.4 İdeal çevrimde buharlaşma sıcaklığına bağlı SEK değişimi

3.3 Soğutucu Akışkanın Sıkıştırma İşine Olan Etkisinin İncelenmesi

Bu bölümde, R600a ve R134a soğutkanlı aynı strok ve ölü hacmine sahip kompresörlerin ideal sıkıştırma işleri hesaplanmış ve farklı politropik üs değerlerine bağlı olarak sıkıştırma işindeki değişim incelenmiştir.

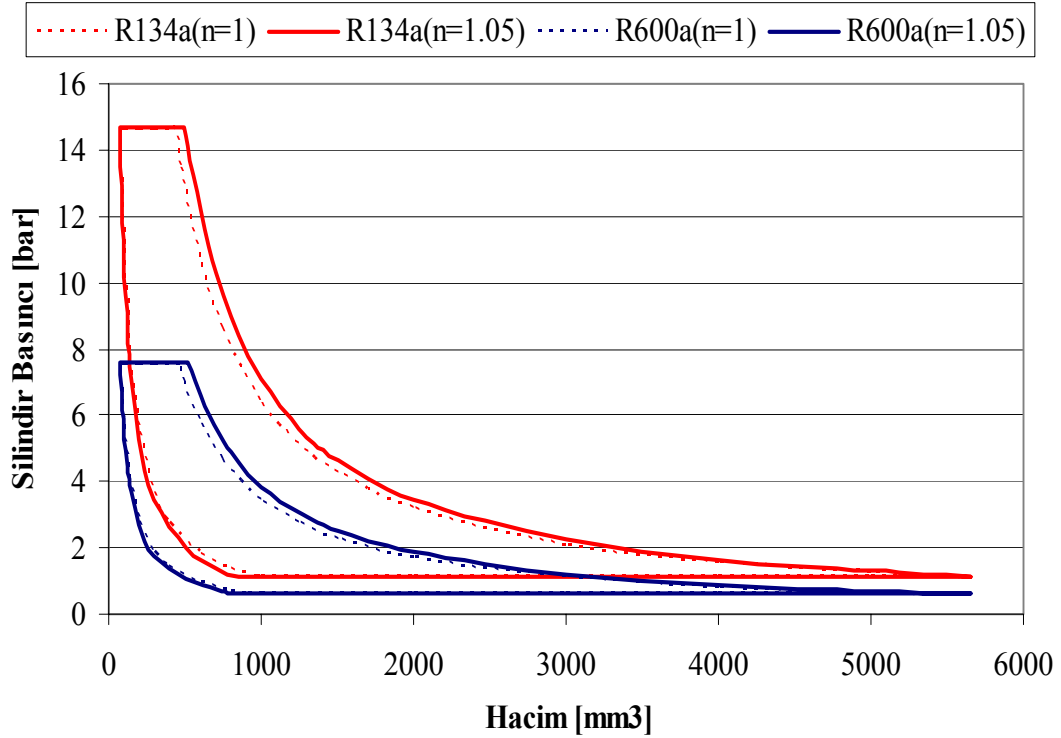
Yapılan hesaplamalarda, strok hacmi 5581 mm³, ölü hacmi 75 mm³ olan bir kompresör referans alınmış ve Ashrae standart şartlarında iki farklı üs değeri için ideal indikatör diyagramları hesaplanmıştır.

Politropik üs değeri silindir içinde gerçekleşen ısı geçişine bağlı olarak farklı değerler almakta ve izotermal ile izentropik üs değerleri arasında değişmektedir.

$$1 < n < k \quad (3.7)$$

$n=1$ (izotermal) ve $n=1.05$ (politropik) üsleri için yapılan hesaplamalar sonucunda izotermal hal değişiminin sıkıştırma işini ve dolayısıyla kompresör giriş gücünü azalttığı görülmüştür. Şekil 3.5' de R600a ve R134 soğutkanlarında iki farklı üs değeri için hesaplanan ideal indikatör diyagramları sunulmaktadır. Görüldüğü gibi, izotermal sıkıştırma sırasında politropik sıkıştırmaya göre daha az iş yapılmakta fakat izotermal genleşme sırasında daha fazla iş yapılmaktadır. Fakat sıkıştırmada

hesaplanan azalma miktarı genleşmede görülen artışa göre daha fazla olduğundan toplam sıkıştırma işi de daha düşük hesaplanmaktadır.



Şekil 3.5 İzotermal ve politropik hal değişimlerine bağlı olarak R600a ve R134a soğutkanlarının indikatör diyagram analizi

Elde edilen sonuçlardan bir diğeri ise, izotermal sıkıştırma sırasında efektif emme hacminin politropik sıkıştırmaya göre azalmasıdır. Buna bağlı olarak, silindir içine emilen soğutkan kütleli debisi ve kompresör hacimsel verimi azalmaktadır. Yapılan hesaplamalar sonucunda soğutkan kütleli debisindeki azalmaya bağlı olarak soğutma kapasitesinde görülen düşümün, toplam sıkıştırma işindeki azalmaya bağlı olarak daha düşük mertebelerde olduğu görülmüştür. Dolayısıyla, ideal halde izotermal sıkıştırma politropik sıkıştırmaya göre kompresör performansını arttırmaktadır.

Tablo 3.2’ de ideal halde hesaplanan sıkıştırma işi, kompresör giriş gücü, soğutma kapasitesi ve soğutma etkenlik katsayıları sunulmuştur. Kompresör giriş gücünü hesaplayabilmek için mekanik ve motor kayıpları bilinmelidir. Hesaplamalarda mekanik verim % 90, motor verimi ise 2920 d/dak hız verisine karşılık % 80 seçilmiştir. Soğutma kapasitesinin belirlenmesi için bir çevrimdeki kütleli debi ve standart Ashrae şartlarına karşılık gelen buharlaştırıcı giriş ve çıkış entalpileri

hesaplanmıştır. Kütlesel debinin hesabında soğutkanın silindir giriş sıcaklığı her iki soğutkan içinde 80°C alınmış, emme basınçları ise R600a için 0.624 bar, R134a için 1.148 bar girilmiştir. Böylece soğutkanın silindir girişindeki yoğunluğu belirlenmiştir. Soğutkan yoğunluğunun efektif emme hacmi ile çarpılması neticesinde bir çevrimdeki kütlesel debi hesaplanmıştır. Son olarak, hesaplanan soğutma kapasitesinin kompresör giriş gücüne oranlanmasıyla soğutma etkenlik katsayısı belirlenmiştir.

Tablo 3.2 İdeal halde sıkıştırma işi, kompresör giriş gücü, soğutma kapasitesi ve SEK hesapları

Soğutkan	R134a		R600a	
	n=1	n=1.05	n=1	n=1.05
Sıkıştırma İş [J]	-1.655	-1.676	-0.883	-0.893
Egzoz İş [J]	-0.539	-0.623	-0.296	-0.341
Genleşme İş [J]	0.281	0.252	0.143	0.128
Emme İş [J]	0.539	0.552	0.296	0.302
İdeal Sıkıştırma İş [J]	-1.374	-1.495	-0.740	-0.803
İdeal Sıkıştırma İş [W]	66.9	72.8	36.0	39.1
Motor Verimi [%]	80	80	80	80
Mekanik Verim [%]	90	90	90	90
Kompresör Giriş Gücü [W]	92.9	101.1	50.0	54.3
Efektif Emiş Hacmi [mm ³]	4696	4806	4711	4844
Soğutkan Yoğunluğu [kg/m ³]	4.04	4.04	1.25	1.25
Kütlesel debi [kg/s]	$9.23 \cdot 10^{-4}$	$9.45 \cdot 10^{-4}$	$2.88 \cdot 10^{-4}$	$2.94 \cdot 10^{-4}$
Entalpi farkı [J/kg]	185699	185699	335873	335873
Kompresör Soğutma Kapasitesi [W]	171.4	175.4	96.7	98.8
SEK [W/W]	1.84	1.73	1.93	1.82

Yapılan hesaplamalar neticesinde, R134a soğutkanında sıkıştırma işi, izotermal hal değişimi durumunda politropik hal değişimine göre % 8.1 daha düşük, R600a soğutkanı için ise % 7.9 daha düşük hesaplanmaktadır. Kompresör soğutma kapasitesi, R134a soğutkanında izotermal hal değişiminde % 2.3 daha düşük hesaplanırken, R600a soğutkanında % 2.1 daha düşük hesaplanmıştır. Sonuçta, R134a ve R600a soğutkanlarında soğutma etkenlik katsayısı, izotermal hal değişiminde politropik hal değişimine göre % 6.3 daha yüksek hesaplanmaktadır.

Yapılan kabullerde, valflerdeki basınç düşümleri, silindir-piston arasındaki kaçaklar, valflerdeki geri akış ve kaçaklar ihmal edilmiştir. Ayrıca silindir giriş sıcaklığı her iki soğutkan içinde aynı seçilmiş ve silindir içindeki soğutkan yoğunluğu sabit kabul edilmiştir.

Optimizasyon çalışmalarında, soğutma etkenlik katsayısı haricinde kompresör performansını belirleyen parametrelerden birisi de indikatör verimidir. İndikatör verimi gerçek soğutma kapasitesiyle sıkıştırma işi arasındaki ilişkiyi belirleyen bir parametredir [17]. Valflerdeki kayıplarda ve susturucuda yapılan iyileşmelerin soğutma kapasitesine etkisi bu parametreyle belirlenmektedir. Yapılan hesaplamalar sonucunda ideal halde R134a soğutkanı ve R600a soğutkanı için izotermal ve politropik hal için indikatör verimleri elde edilmiştir. İdeal durumda, R134a soğutkanı izotermal hal değişimi için indikatör verimi 2.56, politropik hal değişimi için 2.41, R600a soğutkanı için ise izotermal hal değişimi için 2.69, politropik hal değişimi için 2.53 hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar neticesinde SEK' de olduğu gibi indikatör veriminde de R600a soğutkanının performansı daha iyi gözükmektedir. İndikatör verimi, izotermal hal değişiminde politropik hal değişimine göre daha yüksek değer almaktadır. Yani birim sıkıştırma işi başına daha fazla soğutma kapasitesi elde edilmektedir.

Teorik çalışmanın son kısmında aynı strok hacmine sahip R600a ve R134a soğutucu akışkanlı kompresörlerin hacimsel verimleri incelenmiştir. Hacimsel verim, efektif emiş hacminin strok hacmine oranıdır. Yapılan hesaplamalar neticesinde R134a soğutkanının izotermal hal değişimi neticesinde kompresör hacimsel verimi % 84 hesaplanırken, politropik hal değişimi ($n=1.05$) için bu değer % 86 hesaplanmaktadır. R600a soğutkanı içinse izotermal hal değişimi için hacimsel verim % 84 hesaplanırken, bu değer politropik hal değişimi durumunda % 87 hesaplanmaktadır.

Daha önce de belirtildiği gibi izotermal hal değişiminde hacimsel verimin düşmesine rağmen beklenildiği üzere soğutma etkenlik katsayısı düşmemekte, sıkıştırma işindeki ve dolayısıyla kompresör giriş gücündeki düşüm kompresör soğutma kapasitesindeki düşümden daha fazla olduğundan SEK daha yüksek hesaplanmaktadır.

4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR

pV deneylerinin yapılabilmesi için orijinal kompresörün modifiye edilip, ölçümler için hazırlanması gerekmektedir. Basınç ölçümleri için basınç transdüserleri, krank açısı ölçümleri için enkoder kompresör üzerinde uygun noktalara yerleştirilmektedir. Basınç sensörlerinin ve enkoderin yerleştirilmesinden dolayı kompresör muhafazası modifiye edilmektedir. Son olarak, montaj bittikten sonra kompresörün iç ve dış sızdırmazlık kontrolleri yapılmakta ve ölçümlere başlanmaktadır. Bu bölümde pV ölçüm sistemi tanıtılacak ve ölçüm öncesi yapılan hazırlıklar sunulacaktır.

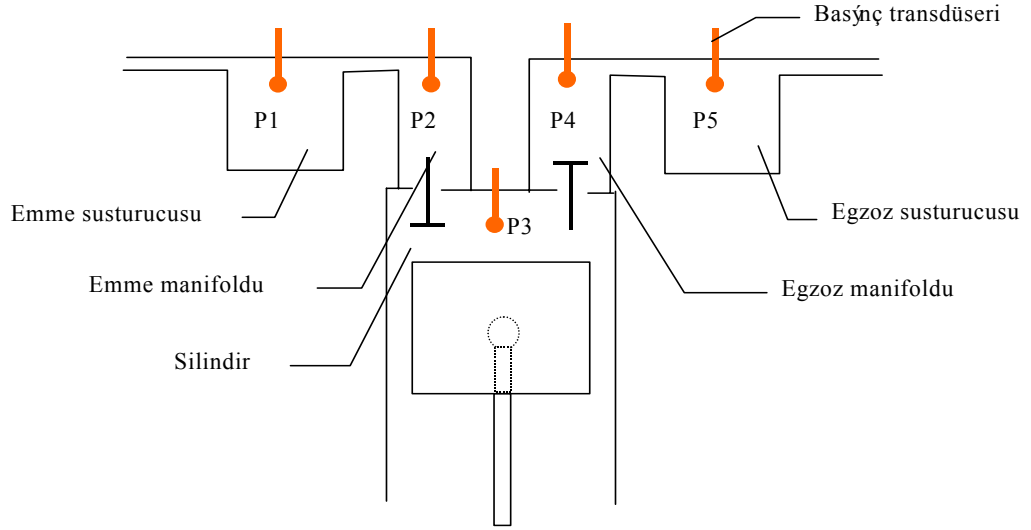
4.1 Ölçüm Sisteminin Tanıtılması

pV ölçüm sistemi başlıca şu elemanlardan oluşmaktadır:

- Basınç transdüserleri
- Enkoder
- Veri toplama sistemi
- Yazılım

4.1.1 Basınç transdüserleri

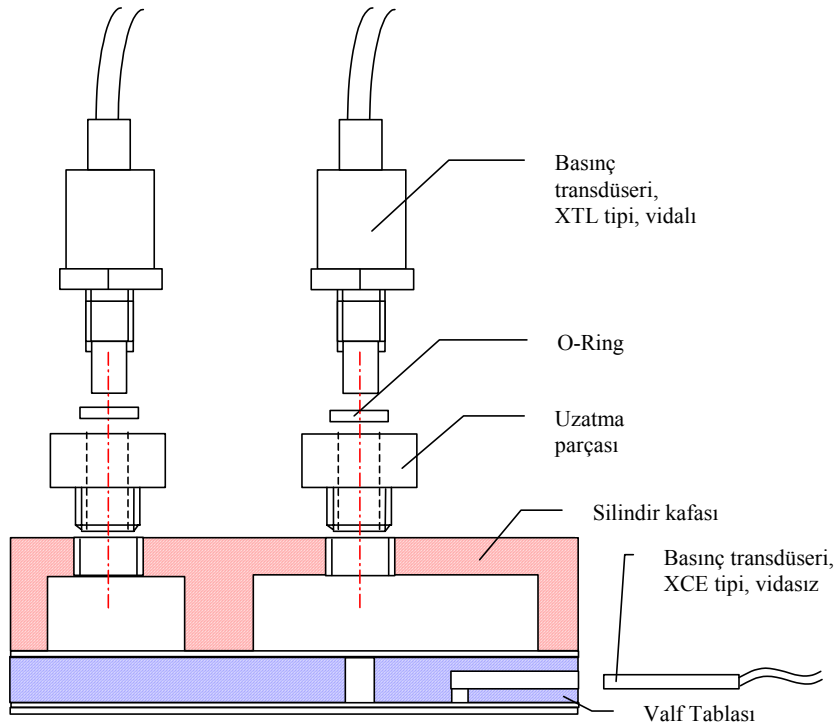
Basınç ölçümlerinde Kulite firmasına ait 5 adet piezodirençli (piezoresistive) transdüser kullanılmıştır. Transdüserlerin 4 tanesi vidalı tip olup sırasıyla emme susturucusu, emme manifoldu, egzoz manifoldu ve egzoz susturucusuna yerleştirilmektedir. Silindir basınç transdüseri ise vidasız tiplerden olup valf tablasına açılan deliğe yapıştırılarak monte edilmektedir. Basınç sensörleri 17 bar sınıfındadır. Basınç transdüserlerinin yerleşimi Şekil 4.1’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Basınç transdüserlerinin konumu [18]

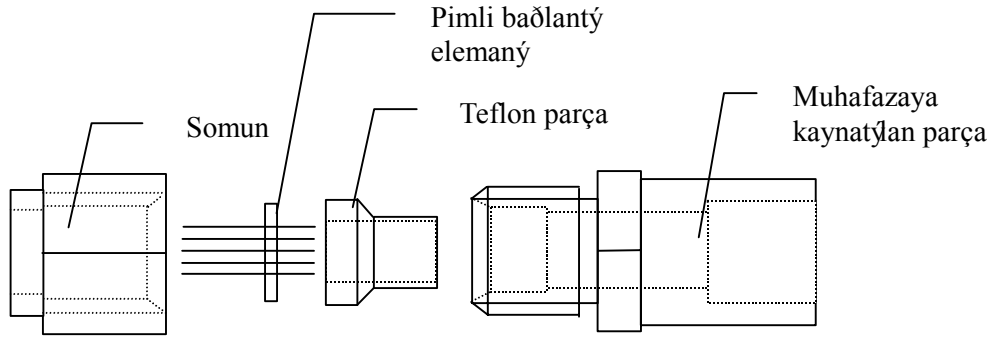
4.1.2 Basınç transdüserlerinin montajı

Basınç ölçümlerinde iki çeşit basınç transdüseri kullanılmaktadır. Bunlar XTL tipi vidalı sensör ve XCE tipi vidasız sensörlerdir. Basınç transdüserlerinin tipi ve montaj noktaları ve montaj şekilleri Şekil 4.2’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Basınç transdüserlerinin montajı [18]

Basınç transdüser kablolarının kompresör muhafazasının dışına sızdırmazlıklarının sağlanarak çıkartılması gerekmektedir. Bunun için iki farklı yöntem uygulanmıştır. Birinci yöntemde transdüser bağlantıları kompresör muhafazası içinde kalmakta ve dışarıya pimli bir bağlantı elemanı ile sinyal aktarımı yapılmaktadır.

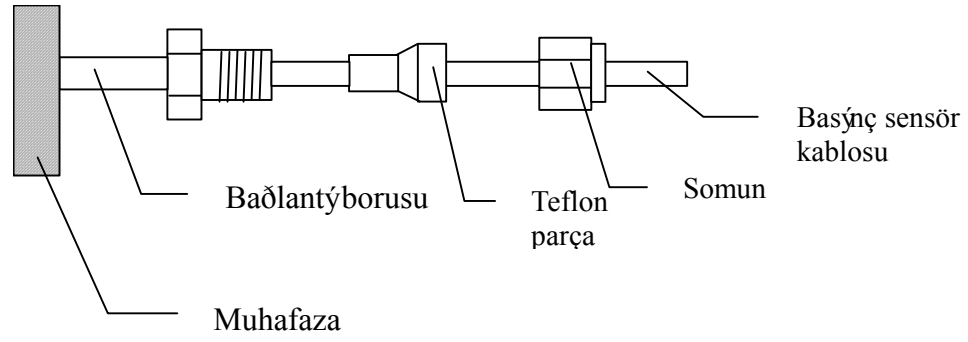


Şekil 4.3 Transdüser kablolarının sızdırmaz bağlantısı (1. bağlantı şekli)

Şekil 4.3' de görüldüğü üzere basınç sensörü kabloları pimli elemanın bir yüzüne lehimlenmekte, diğer yüzüne sinyalin güç besleme kutusuna iletilebilmesi için ikinci bir kablo lehimlenmektedir. Böylece basınç sensörü kabloları muhafazanın içinde tutularak dışarıya olan soğutucu akışkan kaçağı önlenmektedir.

Bu yöntem sızdırmazlığın sağlanması açısından kolaylık sağlasa da bağlantılar yapıldıktan sonra basınç değerlerinin okunmasında sorun yaşanmıştır. Basınç sensörlerinin çıkış gerilimi mV seviyelerinde olduğundan dışarıdan alınan gürültünün filtre edilememesi sebebiyle böyle bir sorun yaşandığı düşünülmektedir. Bu bağlantı şekli enkoder bağlantısında da kullanılmış ve hiçbir sorunla karşılaşılmamıştır. Enkoder sinyali yüksek çıkış gerilimine sahip olduğundan gürültü etkisi ihmal edilebilir seviyededir.

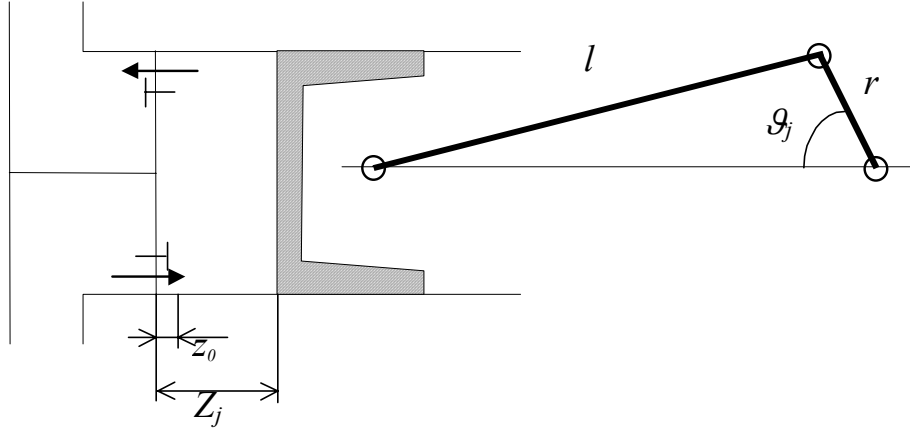
İkinci bağlantı şeklinde basınç transdüser kablolarının üzerine makaron yapıştırılıp, kuruma süresi bittikten sonra teflon parçayla kablo kastırılarak sızdırmazlık sağlanmaktadır. Bu yöntemle basınç sensörü sinyalleri düzgün okunabilmiştir. Şekil 4.4' de bağlantı detayı gösterilmektedir.



Şekil 4.4 Transdüser kablolarının sızdırmaz bağlantısı (2. bağlantı şekli) [18]

4.1.3 Enkoder

pV ölçümlerinin yapılabilmesi için silindir basınç ölçümleriyle senkronize olarak anlık silindir hacminin de ölçölüyor olması gerekmektedir. Bu ölçümler yapılan pV ölçümlerinde direk ölçülememekte fakat ölçülen krank açısına bağlı olarak kinematik bir denklemle belirlenmektedir. Ölçümlerde kullanılan enkoder adımlı (incremental) tip olup çözünürlüğü 360 puls/devir' dir. Şekil 4.5' de kinematik sistem gösterilmekte ve piston konumunu hesaplamakta kullanılan eşitlik sunulmaktadır.



Şekil 4.5 Krank-biyel mekanizması

Pistonun krank açısına bağlı olarak konumunu belirleyebilmek için,

$$z_j = z_o + r - r \cos \theta_j + l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \theta_j \right)^2} \right] \quad (4.1)$$

eşitliği kullanılmaktadır. Krank açısına kayma açısı eklendikten sonra,

$$\vartheta_j = \frac{j}{360} 2\pi + \vartheta_0 \quad (4.2)$$

gerçek anlık krank açısı belirlenir.

Krank-biyel eksantrikliği mesafesinin , eksenler arası biyel kolu uzunluğunun ve ölü hacim uzunluğunun geometrik verilerinin girilmesiyle piston konumu belirlenmektedir. Sonuçta piston deplasmanının piston yüzey alanıyla çarpımıyla,

$$V_j = z_j \cdot A_p \quad (4.3)$$

anlık silindir hacmi hesaplanmaktadır.

(4.1), (4.2) ve (4.3) eşitliklerinde,

z_j : Anlık piston konumu

z_0 : Ölü hacme karşılık gelen uzunluk

r : Krank-biyel eksantrikliği

l : Eksenler arası biyel uzunluğu

ϑ_j : Anlık krank açısı

ϑ_0 : İndeks puls ile ÜÖN arasındaki kayma açısı

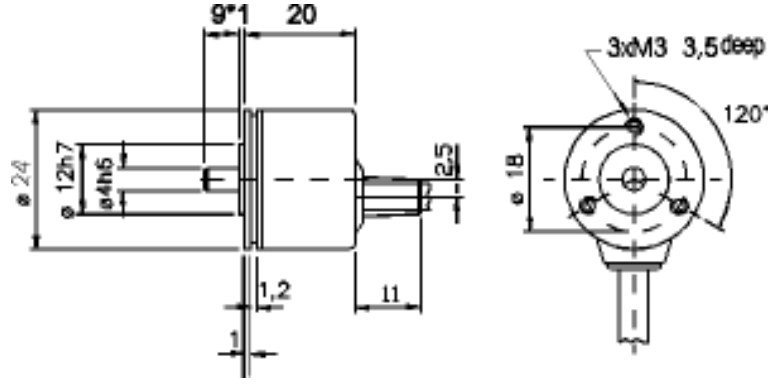
V_j : Anlık silindir hacmi

A_p : Piston yüzey alanı

j : İndeks pulstan sonra gelen A puls sayısı

olarak tanımlanmıştır.

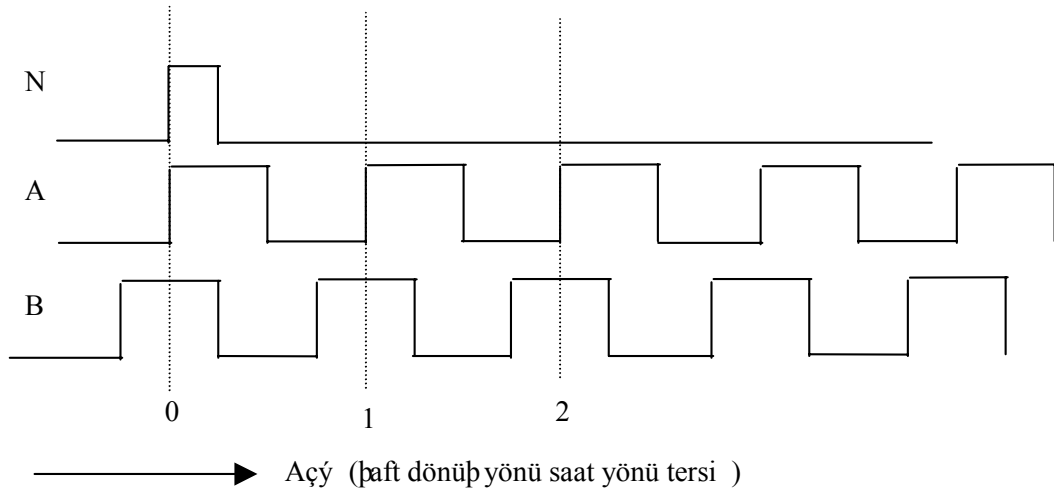
pV ölçümlerinde kullanılan enkoder minyatür tipte bir enkoderdir. Boyutları Şekil 4.6' da gösterilmektedir.



Şekil 4.6 Enkoder boyutları

Enkoder IP64 standartlarına uygun olup, maksimum çalışma sıcaklığı toleransı 85°C' dir. Yapılan izobütanli kompresör ölçümlerinde enkoder sıcaklığı bir termoelemanla ölçülmüş ve muhafaza içi sıcaklığı kontrol edilmiştir. Enkoder sıcaklığının tolerans değerinin altında olduğu görülmüştür.

Enkoder 3 ayrı sinyal üretmektedir. Bunlar sırasıyla A, B ve N sinyalleridir. A ve B sinyalleri 360 puls/devir, N sinyali ise 1 puls/devir vermektedir. Şekil 4.7' de enkoder sinyalleri gösterilmektedir. A ve B pulsleri arasında 90°' lik faz farkı bulunmaktadır.

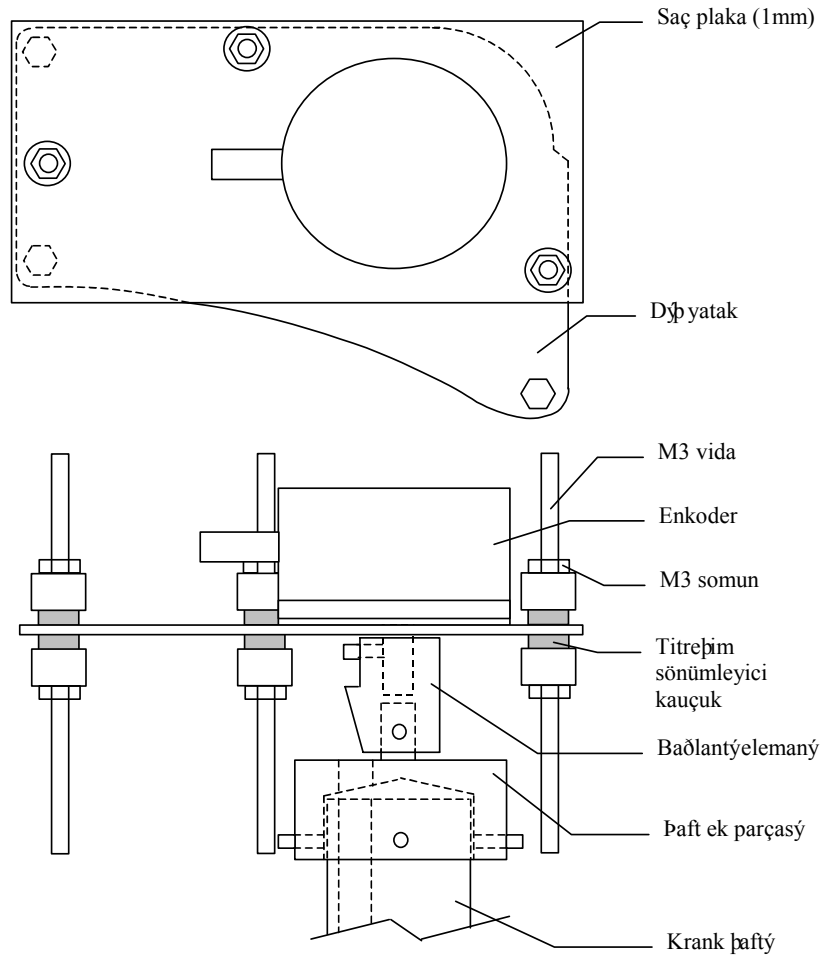


Şekil 4.7 Enkoder sinyalleri [18]

N pulsu, indeks sinyali olarak kullanılmaktadır. 360° boyunca anlık hacim değerleri A veya B pulsleri ile belirlenmektedir. Pulsler arasındaki zaman farkı bilgisayarın saat sinyali ile hesaplanır. pV ölçümlerinde kullanılan veri toplama sisteminin zaman sinyal frekansı 20.000.000 Hz' dir.

4.1.4 Enkoder montajı

Enkoder, dış yataklı ve dış yataksız kompresör modellerinde farklı monte edilmektedir. Dış yatak, yüksek kapasiteli kompresörlerde krank kısa muylusunun yataklanmasında kullanılmaktadır. Düşük kapasiteli kompresörlerde dış yatak bulunmamaktadır.



Şekil 4.8 Dış yataklı modellerde enkoder konstrüksiyonu [18]

Şekil 4.8’ de dış yataklı modellerde uygulanan enkoder montajı gösterilmektedir. Bu bağlantıda krank kısa muylusu üzerine pimli alüminyum ek parça sabitlenmektedir. Bu parçanın üzerine enkoder bağlantısının yapılabilmesi için bağlantı elemanı kullanılmakta ve montaj gerçekleştirilmektedir. Kompresör gövdesi üzerinden gelen titreşimleri yutumlamak ve rijit bir bağlantı yapabilmek amacıyla enkoder saç plaka üzerine sabitlenerek, plaka üzerindeki bağlantı noktalarına şok absorbe edici elemanlar yerleştirilmektedir.

Dış yataksız modellerde enkoderin yerleştirilmesi için farklı bir yöntem kullanılmaktadır. Düşük soğutma kapasiteli kompresörlerde dış yatak yerine saç plakalardan yapılmış krank ağırlığı ve yağlama borusu bulunmaktadır. Bu sebepten dolayı enkoder hareket ekseninden geçecek şekilde merkezlenememektedir. Enkoder ve krank şaftı hareket eksenini arasında merkezlemeyi sağlayabilmek için krank ağırlığında modifikasyon yapılmalıdır. Buna göre, toplam beş saç plakadan oluşan krank ağırlığı dört saç plakaya düşürülerek üretilmiş ve beşinci saç özel olarak tasarlanarak enkoderin şaftın hareket ekseninden geçmesi sağlanmıştır.

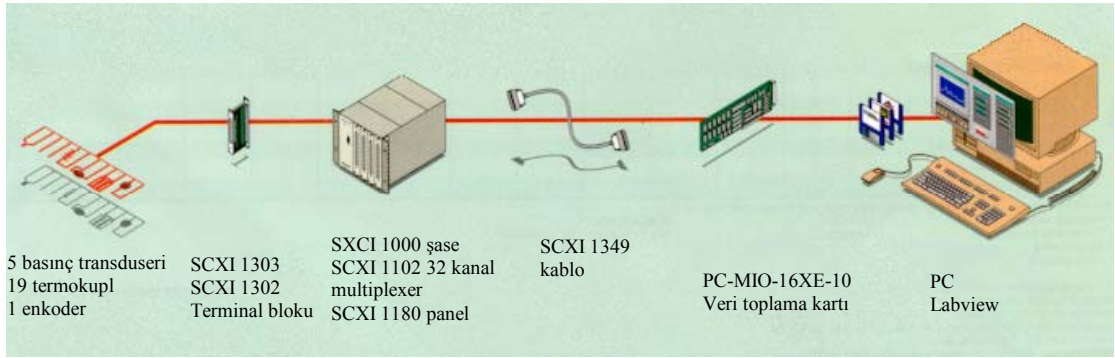
Beşinci saç, özel olarak üretilen dört saçlı krank ağırlığına vidalandıktan sonra kademeli bir şaft modifiye edilen krank ağırlığına vidalanır. Şaftla enkoder arasına titreşimleri absorbe etmek için esnek kaplin koyularak montaj tamamlanır. Enkoderi yağdan korumak için enkoderin hemen alt yüzeyine metal bir plaka yerleştirilmiştir.

4.1.5 Veri toplama sistemi

pV ölçümlerinde ölçüm frekansı yüksektir. Kompresör şaftının ortalama 50 Hz' de döndüğü kabul edilmesi halinde bir devirde 360° için toplam 18.000 basınç verisi alınması gerekmektedir. Toplam 5 ayrı noktadan basınç ölçümü yapılacağına göre pV veri toplama sistemi için gerekli minimum veri toplama frekansı 90.000 veri / saniye olmalıdır.

pV ölçümlerinde National Instruments' a ait bir veri toplama kartı kullanılmıştır. Bu kart 10 µs zaman aralığında veri toplayabilmekte ve 16 bit analog-dijital dönüştürücü kullanılmaktadır. Böylece basınç ölçümlerinde tek kanal üzerinden saniyede 100.000 veri toplanabilmektedir. Toplam 5 kanal kullanıldığı için kanal başına veri sayısı 50 Hz' de 20.000 veri / saniye olmaktadır.

Enkoder sinyali ile şaftın açısal hız değişimi belirlenmektedir. Krank hızı değişimi bilgisayarın saat sinyal frekansı kullanılarak ölçülmektedir. pV ölçümlerinde kullanılan bilgisayarın saat sinyal frekansı 20.000.000 Hz' dir. Prensipte enkoderin her iki pulsu arasındaki zaman aralığı ölçülerek şaftın açısal hız değişimi belirlenmesi gerekmektedir. Enkoderin 50 Hz'de 18.000 puls verdiği düşünülürse, her iki derece arasında 1111 puls okunabilecektir. Böylece krank açısına bağlı olarak kompresör hız değişimi ölçülebilmektedir.



Şekil 4.9 Veri toplama sistemi [18]

Basınç sensörleri ve enkoder bağlantıları doğru akımlı güç besleme kutusuna bağlanmaktadır. Bunun sebebi basınç sensör sinyallerinin besleme gerilimine bağlı ölçüm yapmasıdır. Sinyaller güç besleme kutusundan SCXI şaseye yönlendirilmekte ve SCXI şasede sinyaller yükseltilip, ‘multiplex’ edildikten sonra ara kablo ile bilgisayarın içinde bulunan veri toplama kartına iletilmektedir. Basınç sensör sinyalleri mV seviyelerinde olduğundan SCXI kartında 100 kat yükseltirilerek veri toplama kartına gönderilmektedir.

4.1.6 Yazılım

pV yazılımı iki gruptan oluşmaktadır:

- Veri toplama kartındaki verilerin toplanarak temel hesaplamaların yapıldığı Labview yazılımı,
- pV deney sonuçlarının ve kalorimetre deney sonuçlarının birleştirilerek değerlendirildiği makro içerikli Excel dosyaları.

pV ölçümleri ile kompresörün basınç-hacim, basınç-krank açısı ve basınç-zaman verileri toplanabilmekte, aynı zamanda krank açısına bağlı olarak krank hızı değişimi ölçülebilmektedir.

4.2 Kalibrasyon

4.2.1 Basınç transdüserlerinin kalibrasyonu

pV ölçümlerinde kullanılan basınç transdüserleri piezodirençli sensör sınıfına dahil olup sıcaklık değişimlerine karşı hassastır. Bu yüzden sıcaklık etkisini kompanse etmek için basınç sensörleri sıcak ve soğuk şartlarda kalibre edilmelidir. Basınç kalibrasyonu yaparken kalibrasyon katsayılarının doğru belirlenmesi için kalibrasyon prosesi basınç transdüserleri kompresöre yerleştirildikten sonra yapılmalıdır. Bir diğer önemli nokta ise kalibrasyon yaparken önce sıcak sonra ise soğuk kalibrasyonun yapılmasıdır.

Basınç, sıcaklık ve basınç sinyallerinin de bulunduğu (4.4) eşitliği kullanılarak hesaplanır.

$$P = (A_1 \cdot V_T + B_1) \cdot V_P - (A_2 \cdot V_T + B_2) \quad (4.4)$$

Bu eşitlikte;

V_T : Basınç sensörü sıcaklık gerilim çıkışı

V_P : Basınç sensörü çıkış gerilimi

A_1, B_1, A_2, B_2 : Kalibrasyon katsayıları

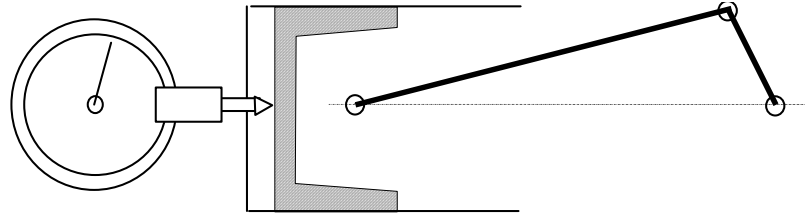
Basınç kalibrasyonu yapılırken dikkat edilmesi gereken en önemli nokta basınç sensörlerinin doğru basınç aralıklarında kalibre edilmeleridir. Her soğutucu akışkan kompresör çalışma şartlarına bağlı olarak uygun aralıklarda kalibre edilmelidir.

Kalibrasyon prosedüründe önce kompresöre azot gazı verilerek basınç istenilen referans basınç değerlerine getirilir. Referans basınç değerleri basınç kalibratörü ile okunmaktadır. İstenilen basınç seviyelerinde V_P ve V_T değerleri okunur. Sıcak kalibrasyon yapıldıktan sonra kompresör soğumaya bırakılır ve ortam sıcaklığına geldiğinde basınç sensörleri soğuk olarak kalibre edilir. Soğuk kalibrasyon içinde aynı yöntem izlenmektedir. Elde edilen veriler neticesinde (4.4) eşitliği kullanılarak kalibrasyon faktörleri hesaplanır.

4.2.2 Enkoder kalibrasyonu

Enkoder kalibrasyonu üst ölü nokta ile N puls arasındaki kayma açısı belirlenerek yapılmaktadır.

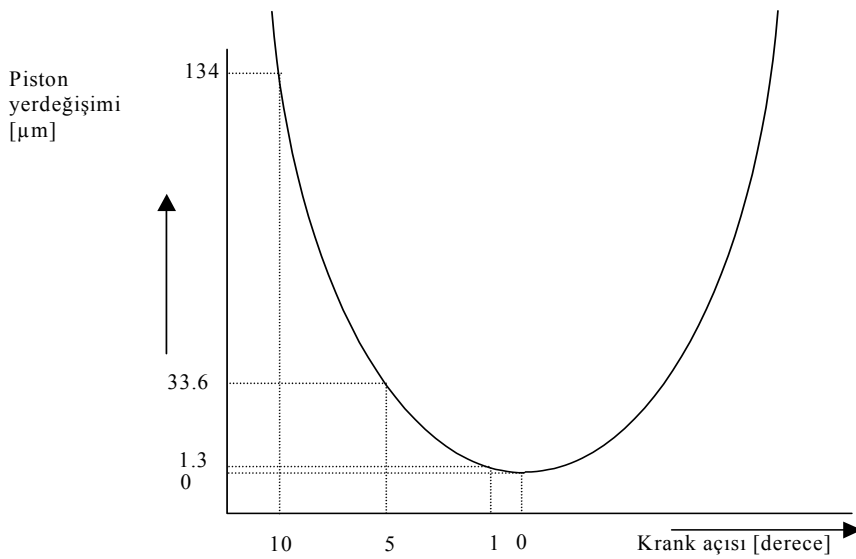
Pistonun konumu komparatör kullanılarak belirlenmektedir. Kalibrasyon yapılırken şaftın dönüş yönü yukarıdan bakıldığında saat yönü olmalıdır.



Şekil 4.10 Piston konumunun komparatörle belirlenmesi [18]

Kalibrasyon sırasında dikkat edilmesi gereken en önemli nokta şaftın saat yönünde döndürüldüğü sırada N pulsın üst ölü noktadan ne kadar önce ya da sonra tespit edildiğidir. N pulsı ÜÖN' dan önce ise kayma açısı negatif, ÜÖN' dan sonra ise pozitif alınır.

(4.1) eşitliğinde krank ve biyele ait boyutlar girilerek krank açısı hesaplanır. Eğer N puls ile ÜÖN sıfırlanmamışsa, oluşan kayma açısı da krank açısına eklenerek gerçek krank açısı belirlenmelidir.



Şekil 4.11 Enkoder kalibrasyonu [18]

Şekil 4.11’ de krank açısına bağlı olarak piston yerdeğişimi sunulmaktadır. Üst ve alt ölü noktalarda ufak piston yerdeğişimleri krank açısında büyük oynamalara karşılık gelmektedir. Bunun sebebi pistonun bu noktalarda krank açısına bağlı olarak lineer yer değiştirmemesidir. Enkoder kalibrasyonunda yapılacak hata sıkıştırma işinin de hatalı ölçülmesine sebep olacaktır. Bu yüzden enkoder kalibrasyonu çok hassas bir şekilde yapılmalıdır.

4.3 pV Diyagramının Hesaplanması

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

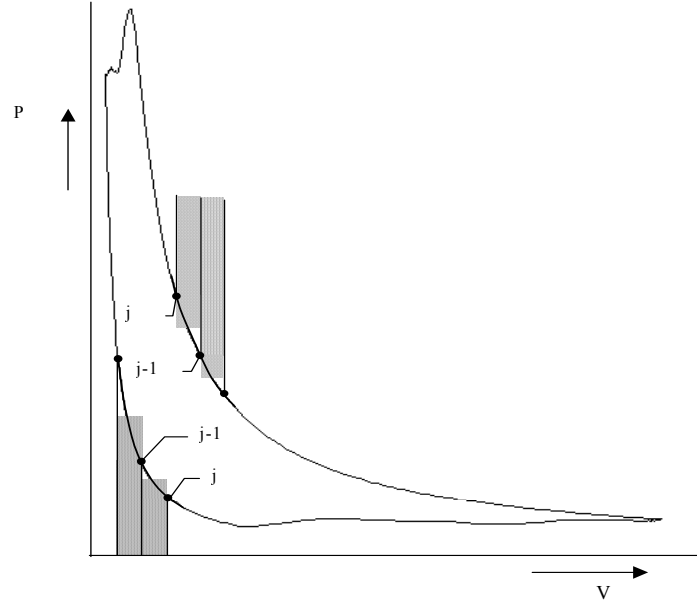
$$\oint p dV = \sum_{j=1}^n \left(\frac{Pc_j + Pc_{j-1}}{2} \right) (V_{j-1} - V_j) \quad (4.5)$$

(4.5) eşitliğinde,

Pc_j : Silindir anlık basıncı

V_j : Silindir anlık hacmi

olarak tanımlanmıştır. Yapılan sayısal entegrasyon neticesinde pV alanı bir çevrim boyunca hesaplanmaktadır. Şekil 4.12’ de yamuk yöntemiyle hesaplanan pV alanı gösterilmektedir.



Şekil 4.12 pV alanının hesaplanması [18]

4.4 pV Ölçüm Hassasiyeti

4.4.1 Basınç transdüserleri

XTL ve XCE tipi transdüserlerin Kulite firması tarafından deklare edilen doğrusallıktan sapma, histerisiz ve tekrarlanabilirlik değerleri tüm skalada $\pm \% 0.1'$ dir. Yani 17 bar için ölçüm doğruluğu ± 0.017 bar' dır. Ölçüm sırasında oluşabilecek bu hata offset yapılarak giderilmelidir.

4.4.2 Enkoder

Enkoder, 360 parçaya bölünmüş bir diskten oluşan optik sensördür. Üretici firma tarafından açıklanan ölçüm doğruluğu $\pm \%10$ olarak deklare edilmektedir. Bu değer gerçek ölçüm hassasiyeti olmamakta fakat üreticinin güvenli bölgede bulunabilmesi için nominal değer in iki veya üç katı emniyetinde aldığı bir değerdir.

4.5 pV Deneylerinin Yapılması

Kompresörlerin deneye hazırlanması belli aşamaları geçtikten sonra mümkün olmaktadır. Bu aşamaları şu şekilde özetleyebiliriz.

- Flanşlı özel muhafazanın hazırlanması,
- Kompresör gövdesinin özel flanşlı muhafazaya yerleştirilmesi,
- Basınç transdüserlerinin yerleştirilmesi,
- Enkoder bağlantısının yapılması,
- Enkoder kalibrasyonu,
- Sızdırmazlık testi,
- Basınç kalibrasyonu,

Bu aşamalar geçildikten sonra kompresör pV ölçümüne hazır hale gelmektedir.

5 DENEY SONUÇLARI

Yapılan yüksek lisans tez çalışması dahilinde soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerine bağlı olarak indikatör diyagramına olan etkisinin incelenebilmesi için aynı strok hacmine sahip R600a ve R134a soğutucu akışkanlı kompresörlerde ölçümler yapılmıştır. Ölçüm yapılan kompresörler aynı strok hacmine sahip olmakla beraber motor, emme yaprak kalınlığı ve egzoz geçit çapı aynı değildir.

Bu bölümde yapılan deneylerin ölçüm sonuçları sunulmakta ve değerlendirilmektedir. Yapılan kalorimetre deneyleri ASHRAE standartlarına uygun olarak yapılmaktadır [13].

5.1 R600a Soğutucu Akışkanlı pV Ölçümleri

İlk pV ölçümleri izobütan soğutucu akışkanlı kompresörde gerçekleştirilmiştir. Bu kompresör tez çalışmasında K1 olarak adlandırılacaktır. K1 pV ölçümleri sırasıyla üç farklı çalışma noktasında yapılmıştır. Bu noktalar;

- -23.3 °C buharlaşma, 54.4 °C yoğuşma sıcaklığı (ASHRAE)
- -20 °C buharlaşma, 43 °C yoğuşma sıcaklığı
- -15 °C buharlaşma, 44 °C yoğuşma sıcaklığı

Yukarıdaki buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına karşılık gelen basınçlar ve bu basınçların oranı Tablo 5.1' de sunulmaktadır.

Tablo 5.1 K1 kompresörü pV ölçüm noktaları

R600a	P_{buharlaşıma} (bar)	P_{yoğuşma} (bar)	P_b / P_y
ASHRAE	0.624	7.614	12.19
-20°C/43°C	0.719	5.739	7.98
-15°C/44°C	0.885	5.888	6.65

İlk pV ölçümü ASHRAE (-23.3°C buharlaşma, 54.4°C yoğuşma) noktasında gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümden sonra tekrarlanabilirliği görebilmek için ikinci gün yine ASHRAE noktasında bir deney yapılmıştır. Her iki gün için yapılan deneylerde gün başına 5 ölçüm alınmıştır. 5 ölçüm alınmasının sebebi her transdüserin p-t diyagramının ayrı ayrı elde edilmesidir.

pV ölçümleri yapılırken kompresör kalorimetrede belli bir süre çalıştırılarak istenilen speklerde rejime girmesi beklenmiştir. Rejime oturduktan sonra ikişer dakikalık arayla 5 adet pV ölçümü alınmaktadır. p-t diyagramı tek kanal üzerinden ölçülebildiği için bu yöntem izlenmiştir. Bu verilerin toplanması neticesinde sırasıyla emme susturucusu, emme manifoldu, silindir, egzoz manifoldu ve egzoz susturucusu için p-t diyagramı elde edilmektedir.

İlk gün yapılan pV sonuçları Tablo 5.2’ de sunulmaktadır. Kalorimetre ölçüm sonuçlarında beş ayrı pV ölçümü sonuçlarında ölçülen debi, soğutma kapasitesi ve SEK değerleri ortalama değerler olarak girilmiştir. Sıkıştırma işi analizinin hassas yapılabilmesi için kompresör giriş gücü değeri her ölçüm için ayrı ayrı girilmiştir. SEK hesabında ortalama kompresör giriş gücü hesaplanarak ortalama soğutma kapasitesine bölünmüştür.

Beş ölçümün sıkıştırma işleri ortalaması 40.2 W ve standart sapması 0.1 W olarak hesaplanmıştır.

Tablo 5.2 K1 kompresörü birinci gün ASHRAE pV ölçüm sonuçları

	1	2	3	4	5
Sıkıştırma İşi [W]	40	40.3	40.2	40.2	40.2
Elektromekanik Kayıplar [W]	28.8	28.7	29.0	28.6	29.0
Kompresör Giriş Gücü [W]	68.8	69.0	69.2	68.8	69.2
Ölçülen Debi [kg/h]	0.945	0.945	0.945	0.945	0.945
Soğutma Kapasitesi [W]	88.2	88.2	88.2	88.2	88.2
SEK [W/W]	1.28	1.28	1.28	1.28	1.28

İkinci gün yapılan pV ölçümlerinde elde edilen sonuçlar Tablo 5.3’ de gösterilmektedir.

Tablo 5.3 K1 kompresörü ikinci gün ASHRAE pV ölçüm sonuçları

	1	2	3	4	5
Sıkıştırma İşi [W]	40.2	40.5	40.6	40.3	40.7
Elektromekanik Kayıplar [W]	29.0	28.5	27.5	28.8	28.4
Kompresör Giriş Gücü [W]	69.2	69.0	68.1	69.1	69.1
Ölçülen Debi [kg/h]	0.951	0.951	0.951	0.951	0.951
Soğutma Kapasitesi [W]	90.1	90.1	90.1	90.1	90.1
SEK [W/W]	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30

Yapılan hesaplamalarda ikinci gün ölçümlerinde sıkıştırma işi ortalaması 40.5 W ve standart sapma 0.2 W olarak belirlenmiştir.

İki gün arasındaki ortalama sıkıştırma işi farkı % 0.7' dir.

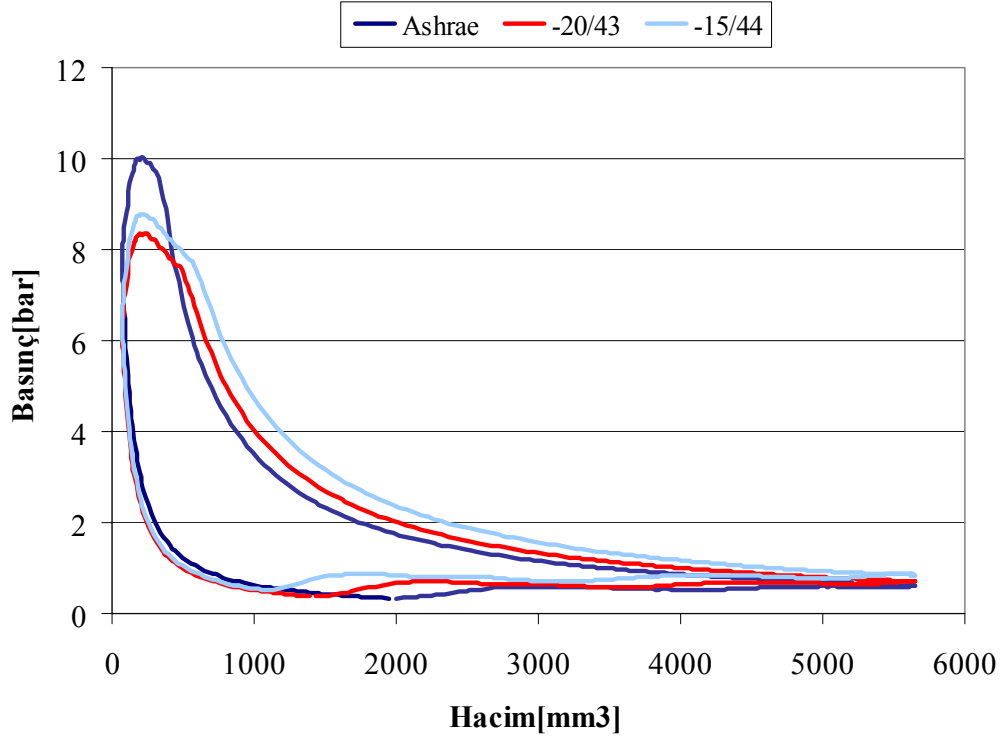
pV ölçümleri ASHRAE noktası haricinde iki farklı çalışma noktasında da gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın yapılmasının amacı buzdolabının farklı çalışma noktalarında sıkıştırma işindeki değişim analizinin yapılabilmesidir.

Sırasıyla -20°C/43°C ve -15°C/44°C buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarında yapılan ölçüm sonuçları Tablo 5.4' te sunulmuştur. Bu veriler beş ayrı ölçümün ortalama değerleri olarak alınmıştır.

Tablo 5.4 -20°C/43°C ve -15°C/44°C pV ölçüm sonuçları

	-20°C/43°C	-15°C/44°C
Sıkıştırma İş [W]	43.5	48.0
Elektromekanik Kayıplar [W]	28.6	29.0
Kompresör Giriş Gücü [W]	72.1	77.0
Ölçülen Debi [kg/h]	1.17	1.44
Soğutma Kapasitesi [W]	110.7	133.2
SEK [W/W]	1.54	1.73

Sıkıştırma oranı, hacimsel verimi etkileyen bir parametredir. Sıkıştırma oranının azalmasıyla hacimsel verim ve sıkıştırma işi artmaktadır. Yapılan üç farklı çalışma noktasına ait pV diyagramları Şekil 5.1' de karşılaştırılmaktadır. Sıkıştırma oranlarındaki fark ve sıkıştırma işindeki değişim görülmektedir.



Şekil 5.1 K1 kompresörünün üç farklı çalışma noktasında pV diyagramları karşılaştırılması

pV ölçümleri sırasında emme ve egzoz bölgelerindeki termodinamik kayıplarda ölçülmektedir. ASHRAE çalışma noktasında iki farklı gün sonunda ölçülen kayıpların ortalamaları Tablo 5.5’ de sunulmuştur.

Tablo 5.5 K1 kompresörü termodinamik kayıpları (Ashrae)

	ASHRAE - 1	ASHRAE - 2
Toplam Emme Kayıpları [W]	2.2	2.3
Emme Kayıpları (geçit) [W]	1.6	1.7
Toplam Egzoz Kayıpları [W]	3.1	3.2
Egzoz Kayıpları [W]	3.0	3.0

K1 modelinde egzoz tarafındaki kayıplar emme tarafına göre daha yüksek ölçülmektedir. Toplam termodinamik kayıplar ortalama 5.4 W olarak hesaplanmıştır.

Elde edilen veriler sonucunda sıkıştırma işinin % 13.3' ünü termodinamik kayıpların oluşturduğu tespit edilmiştir.

5.2 R134a Soğutucu Akışkanlı pV Ölçümleri

R600a soğutkanlı ölçümler gerçekleştirildikten sonra R134a' lı pV ölçümleri yapılmıştır. Bu ölçümlerde kullanılan kompresör çalışmada K2 modeli olarak adlandırılacaktır. R134a soğutkanlı ölçümler için K1 ile aynı strok hacmine sahip K2 model kompresör seçilmiş ve ölçümler için hazırlanmıştır. K2 kompresörü K1 kompresörüne göre bazı farklılıklar içermektedir. Bunlar valf tablası egzoz geçit çapı, emme yaprağı kalınlığı ve motordur.

K2 kompresörü pV ölçümlerine Bölüm 4.5' de belirtilen aşamalar geçildikten sonra başlanmıştır. Tekrarlanabilirliği görebilmek amacıyla üç farklı günde ASHRAE noktasında ölçümler yapılmıştır. Fakat diğer noktalarda yapılması istenilen ölçümler enkoderin bozulmasından dolayı gerçekleştirilememiştir.

Tablo 5.6 K2 kompresörü ASHRAE çalışma şartı pV sonuçları

	ASHRAE - 1	ASHRAE – 2	ASHRAE - 3
Sıkıştırma İşi [W]	72.8	73.0	73.2
Elektromekanik Kayıplar [W]	40.8	39.9	40.2
Kompresör Giriş Gücü [W]	113.6	112.9	113.4
Ölçülen Debi [kg/h]	2.88	2.85	2.89
Soğutma Kapasitesi [W]	149.1	147.4	145.8
SEK [W/W]	1.31	1.31	1.29

Üç farklı günde ASHRAE çalışma noktasında yapılan ölçüm sonuçlarına göre sıkıştırma işi ortalama 73.0 W hesaplanmıştır. Tablo 5.6' da sunulan giriş gücü ve soğutma kapasitesi değerlerinin ortalaması ise sırasıyla 113.4 W ve 147.4 W' dır.

Termodinamik kayıplara baktığımızda, K2 kompresörünün emme tarafındaki kayıplarının egzoz tarafındaki kayıplardan daha yüksek olduğu görülmektedir. Daha önce K1 kompresöründe yapılan ölçümlerde egzoz tarafındaki kayıpların emme tarafına göre daha yüksek olduğunu hesaplamıştık. Bunun sebebi K2 kompresöründe kullanılan valf tablası egzoz geçit çapının K1 kompresöründe kullanılan egzoz geçit çapından daha geniş olmasıdır. K1 modelinde kullanılan geçit çapı 3.58 mm ve K2 modelde kullanılan geçit çapı ise 4.19 mm’ dir. Buna bağlı olarak efektif akış alanı K2 valf tablası geçitinde daha yüksek olmakta ve egzoz kayıpları azalmaktadır.

Tablo 5.7 K2 kompresörü ASHRAE emme ve egzoz termodinamik kayıpları

	ASHRAE - 1	ASHRAE - 2	ASHRAE - 3
Toplam Emme Kayıpları [W]	3.6	3.7	3.5
Emme Kayıpları (geçit) [W]	2.2	2.4	2.0
Toplam Egzoz Kayıpları [W]	3.1	3.1	3.0
Egzoz Kayıpları [W]	2.8	2.7	2.8

Sırasıyla toplam emme kayıpları, emme geçit, toplam egzoz ve egzoz geçit kayıplarının ortalamaları 3.6 W, 2.2 W, 3.1 W ve 2.8 W olarak hesaplanmıştır. Toplam termodinamik kayıplar 6.7 W olup, sıkıştırma işinin %9.1’ ini oluşturmaktadır.

Elde edilen veriler ışığında R600a soğutkanlı kompresörde termodinamik kayıpların R134a soğutkanlı ölçümlere göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Ashrae çalışma noktasında her iki soğutkan içinde hesaplanan termodinamik kayıplar Tablo 5.8’ de karşılaştırılmıştır.

Toplam termodinamik kayıplar R600a için sıkıştırma işinin % 13.3’ ünü oluştururken, R134a soğutkanında bu değer % 9.1’ dir.

Tablo 5.8 R600a ve R134a termodinamik kayıpların karşılaştırılması (Ashrae)

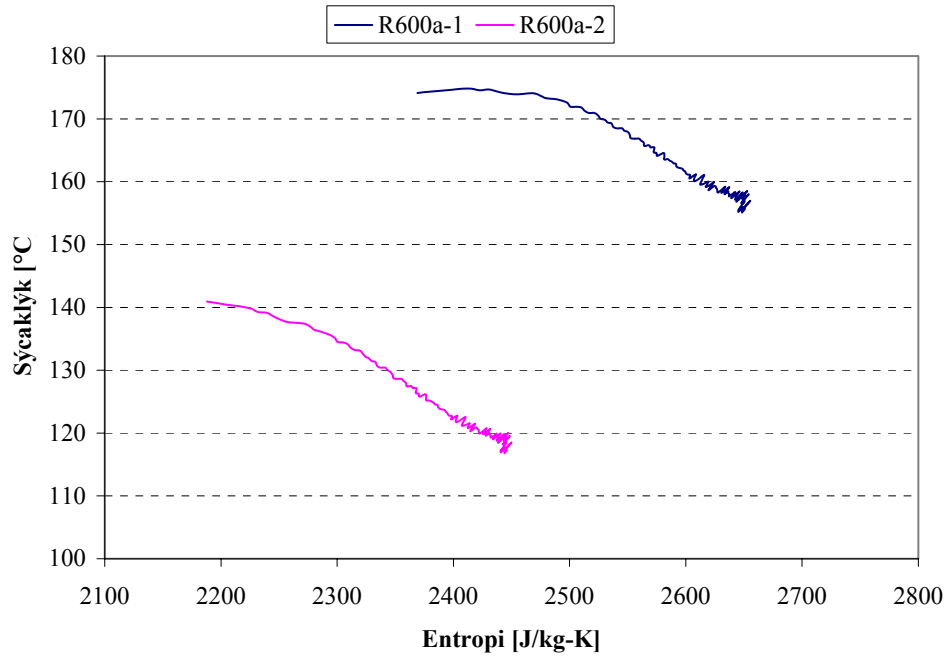
ASHRAE	R600a	R134a
Toplam Emme Kayıpları [W]	2.3	3.6
Emme Kayıpları (geçit) [W]	1.7	2.2
Toplam Egzoz Kayıpları [W]	3.1	3.1
Egzoz Kayıpları [W]	3.0	2.8
Sıkıştırma İşi [W]	40.3	73.0

Soğutkanın performansını inceleyebilmek için ayrıca indikatör verimleri ölçüm sonuçlarına göre hesaplanmıştır. Teorik kısımda irdelendiği üzere ideal halde Ashrae çalışma noktasında R600a soğutkanının indikatör verimi R134a soğutkanına göre daha yüksek hesaplanmaktadır.

Yapılan deneyler neticesinde elde edilen kompresör soğutma kapasitesi ve gerçek sıkıştırma işleri oranlandığında, R600a soğutkanının performansının R134a soğutkanından daha iyi olduğu görülmüştür. Ashrae noktasında elde edilen ölçüm sonuçlarının ortalaması alınarak elde edilen indikatör verim değeri R600a için 2.19, R134a için 2.02’ dir Bu değerler teorik hesaplarda elde edilen sonuçlardan daha düşüktür fakat bu beklenen bir sonuçtur. Gerçek şartlarda termodinamik kayıplar ve tersinmezlikler nedeniyle sıkıştırma işi ideal halden daha yüksek hesaplanmakta ve soğutkanın termofiziksel özelliklerine bağlı olarak silindir giriş sıcaklığının değişmesi ve kaçaklar gibi faktörlerden dolayı soğutma kapasitesi ideal halden daha düşük olmaktadır. Sonuçta, elde edilen indikatör verimleri de azalmaktadır.

İndikatör diyagramlarının elde edilmesinin ardından deneysel verilere bağlı olarak R600a ve R134a soğutkanlarının sıkıştırma fazı için T-s diyagramları analiz edilmiştir. Basınç ve hacim verilerinden sıcaklık ve entropi verilerine geçebilmek için basınç verisinin yanında ikinci bir termodinamik özeliğin bilinmesi gerekmektedir. İkinci özeliğin bulunması için ölçümlerden elde edilen kütleli debi ve kompresör hızları alınmış ve bir çevrimdeki kütleli debi hesaplanmıştır. Bu

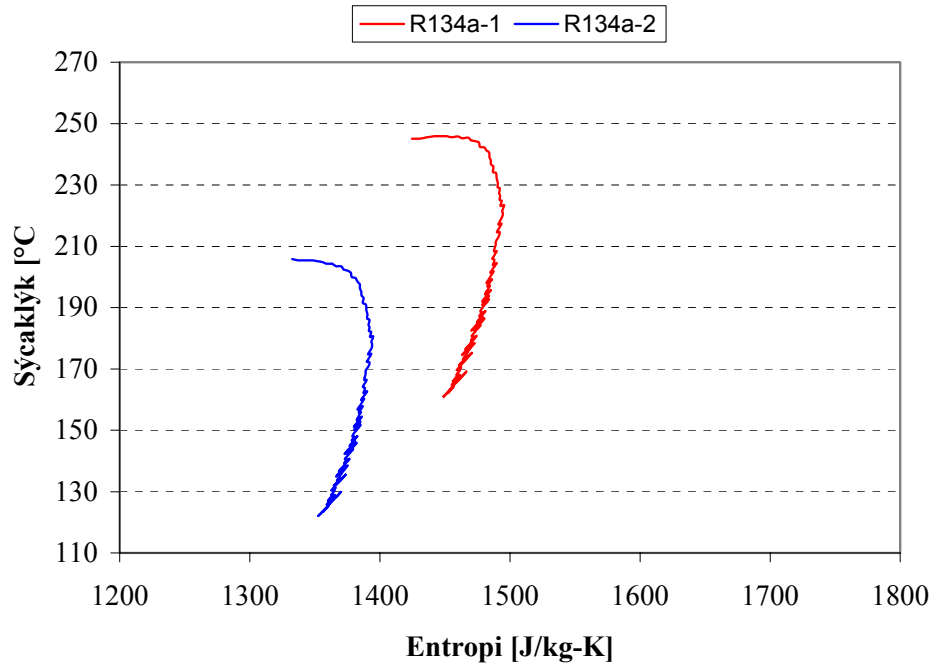
değer pV ölçümlerinde elde edilen anlık hacim verisine oranlanmış ve neticede yoğunluk hesaplanmıştır. Yoğunluk ve basınç verilerine bağlı olarak her derece için sıcaklık ve entropi değerleri hesaplanmış ve sıkıştırma fazı için T-s diyagramları elde edilmiştir. Nominal kütleli debi ile yapılan hesaba ek olarak ayrıca silindir içinde ölü hacme hapsolmuş soğutkan debisi de eklenerek hesaplamalar tekrarlanmış ve sonuçlar sunulmuştur. Ölü hacim içinde bulunan soğutkan debisi bilinmediğinden bu değer nominal debinin % 10' u olarak kabul edilmiş ve hesaplamalar yapılmıştır. Şekil 5.2' de R600a soğutkanı için elde edilen T-s diyagramları sunulmuştur.



Şekil 5.2 Deneysel R600a T-s diyagramı (sıkıştırma fazı)

R600a-1 ile gösterilen eğri nominal debi ile elde edilen eğridir. Yapılan hesaplamalar neticesinde sıkıştırma başlangıcında sıcaklık 155 °C iken, sıkıştırma sonunda sıcaklık 174°C' ye kadar çıkmaktadır. R600a-2 ile gösterilen eğri ise ölü hacim içindeki hapsolmuş kütle debisinin eklenmesiyle elde edilen eğridir. Nominal debinin % 10 artması durumunda sıkıştırma başlangıcında soğutkan sıcaklığı 116°C, sıkıştırma sonunda ise 140°C olarak hesaplanmıştır. Yüksek frekansta sıcaklık ölçümlerinin yapılabilmesi durumunda daha kesin sonuçlara ulaşılması mümkündür.

R134a soğutkanı için sıkıştırma fazında elde edilen T-s diyagramları R600a soğutkanına benzer olarak hesaplanmıştır. Elde edilen eğriler Şekil 5.3' de sunulmaktadır.



Şekil 5.3 Deneysel R134a T-s diyagramı (sıkıştırma fazı)

R134a ile belirtilen eğri nominal debi ile, R134a-2 ile gösterilen eğri ise ölü hacimdeki kütleli debi de dahil edilerek hesaplanan T-s eğrileridir. Görüleceği üzere sıkıştırma başlangıcı ve sonu arasında sıcaklığın değişimi kütleli debi miktarına karşı oldukça hassastır. R134a pV verilerine bağlı olarak elde edilen eğrilerde Stouffs ve diğerlerinin yaptığı çalışmada elde edilen deneysel T-s diyagramına benzer olarak ısı akısının yön değiştirdiği nokta görülmektedir. T-s diyagramlarında dikkat çeken bir husus da eğrilerde görülen salınımlı karakterdir. Bu karakter enkoderin hassasiyetinden kaynaklanan bir durumdur. İleriki çalışmalarda bu nokta daha ayrıntılı incelenmelidir.

6 SONUÇLAR VE YORUMLAR

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, ev tipi buzdolaplarında kullanılan R134a soğutucu akışkanlı ve bu soğutkanın alternatifi olarak sunulan R600a soğutucu akışkanlı hermetik kompresörlerin pV deneyleri gerçekleştirilmiş ve belirtilen soğutucu akışkanların kompresör performansına olan etkisi teorik ve deneysel olarak incelenmiştir.

Çalışmanın teorik kısmında, R600a ve R134a soğutucu akışkanlarının, termodinamik özelliklerine bağlı olarak kompresör soğutma kapasitesi ve soğutma etkenlik katsayısına olan etkisi incelenmiş ve teorik olarak elde edilen sıkıştırma işi sonuçları sunulmuştur.

Deneysel kısımda ise indikatör diyagramlarının deneysel olarak elde edilmesi için pV ölçüm sistemi hazırlanmış ve kurulan düzenele kompresör basınç-hacim, basınç-zaman ve basınç-krank açısı değişimleri incelenmiştir.

Gerçekleştirilen bu çalışma neticesinde, Ashrae şartlarında R600a soğutucu akışkanlı kompresörde toplam emme ve egzoz kayıpları daha yüksek olmasına rağmen indikatör veriminin R134a soğutucu akışkanına göre daha iyi olduğu anlaşılmaktadır.

Deneysel yollardan elde edilen pV verilerine dayanarak hesaplanan T-s diyagramlarında, R134a soğutkanının sıkıştırılmasının ilk safhasında silindir cidarından soğutkana olan ısı transferi ve tersinmezlikler nedeniyle özgül entropinin arttığı ve belirli bir andan itibaren soğutkan sıcaklığının silindir sıcaklığını aşması ile ısı transferi yön değiştirdiğinden dolayı özgül entropinin azalmaya başladığı belirlenmiştir. R600a soğutkanı içinse sıkıştırma fazında entropinin artmadığı görülmektedir; bu durum, sıkıştırma sırasında üretilen entropinin ısı transferi ile silindir cidarına taşınması ile açıklanabilir.

Bu çalışmada elde edilen diğer bir sonuç, hermetik kompresörlerde indikatör diyagramlarının farklı soğutkanlar için deneysel olarak elde edilmesi ve indikatör

diyagramlarının elde edilmesi neticesinde hermetik kompresörlerde gerçek sıkıştırma işinin hesaplanabilmesidir. Bu sayede, emme ve egzoz sistemlerinde oluşan basınç düşümlerinin ve buna bağlı olarak termodinamik kayıplarının belirlenmesidir.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki önerilerin faydalı olacağı düşünülmektedir.

- Emme ve egzoz geçitlerinde meydana gelen kayıpların daha iyi analiz edilebilmesi için, farklı geometrilerdeki valf tablalarında deneysel çalışmaların yapılmasının yararlı olacağı düşünülmektedir.
- R600a gazı için silindir cidarı ile soğutkan arasındaki ısı transferinin daha detaylı olarak çalışılması ile sıkıştırma fazındaki T-s karakteri daha iyi anlaşılacaktır. Yüksek frekanslı sıcaklık ölçümlerinin yapılması bu konuda yapılacak olan hesaplama ve analizler için faydalı olacaktır.
- Dolaylı yoldan hacim ölçümlerinde kullanılan enkoderlerin yağ ve soğutucu akışkanın bulunduğu ortamdan etkilenmesi neticesinde enkoder hasar görebilmektedir. Bu yüzden ileride yapılacak çalışmalarda, ortam şartlarından etkilenmeyen enkoder teknolojisi araştırılmalıdır.
- Enkoder ile dolaylı yoldan yapılan hacim ölçümlerine alternatif olabilecek direk ölçüm yöntemleri araştırılmalıdır. LVDT, direk hacim ölçümleri için kullanılabilecek bir sensör olmakla beraber gürültü ve montaj sorunları gibi problemlerden dolayı uygulaması zordur. Bu ve benzeri alternatiflerin araştırmaları yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] **Nagengast, B.**, 1996. History of sealed refrigeration systems, ASHRAE Journal, Vol. 38 no.1.
- [2] **Özko, N.**, 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Yayın no: 115.
- [3] **UNEP**, 1987. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer.
- [4] **UNFCCC**, 1997. Kyoto protocol to the United Nations framework convention on climate change
- [5] **Rigola, J., Perez-Segarra, C. D., Raush, G., Oliva, A., Escriba, M., Jover, J., Escanes, F.**, 2002. Experimental studies of hermetic reciprocating compressors with special emphasis on pV diagram, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue University, IN, USA.
- [6] **Stouffs, P., Tazerout, M. and Wauters, P.**, 2001. Thermodynamic analysis of reciprocating compressors, Int. J. Therm. Sci. (2001) 40, 52-66
- [7] **Kornhauser, A. A. and Smith, Jr. J. L.**, 1989. Heat transfer with oscillating pressure and oscillating flow, Proceedings of the 24th IECEC, Vol. 5, pp.2347-2353.
- [8] **Gedeon, D.**, 1986. Mean parameter modeling of oscillating flow, J. Heat Tran. 108 (1986) 513-518.
- [9] **Ludu, A., Betto, A. and Regner, G.**, 2000. Endoscope video of compressor valve motion and pressure measurement assist simulations for design improvements, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue University, IN, USA.
- [10] **Machu, E. H.**, 1988. Reciprocating compressor diagnostics, detecting abnormal conditions from measured indicator cards, Proceedings of the

International Compressor Engineering Conference, Purdue University, IN, USA.

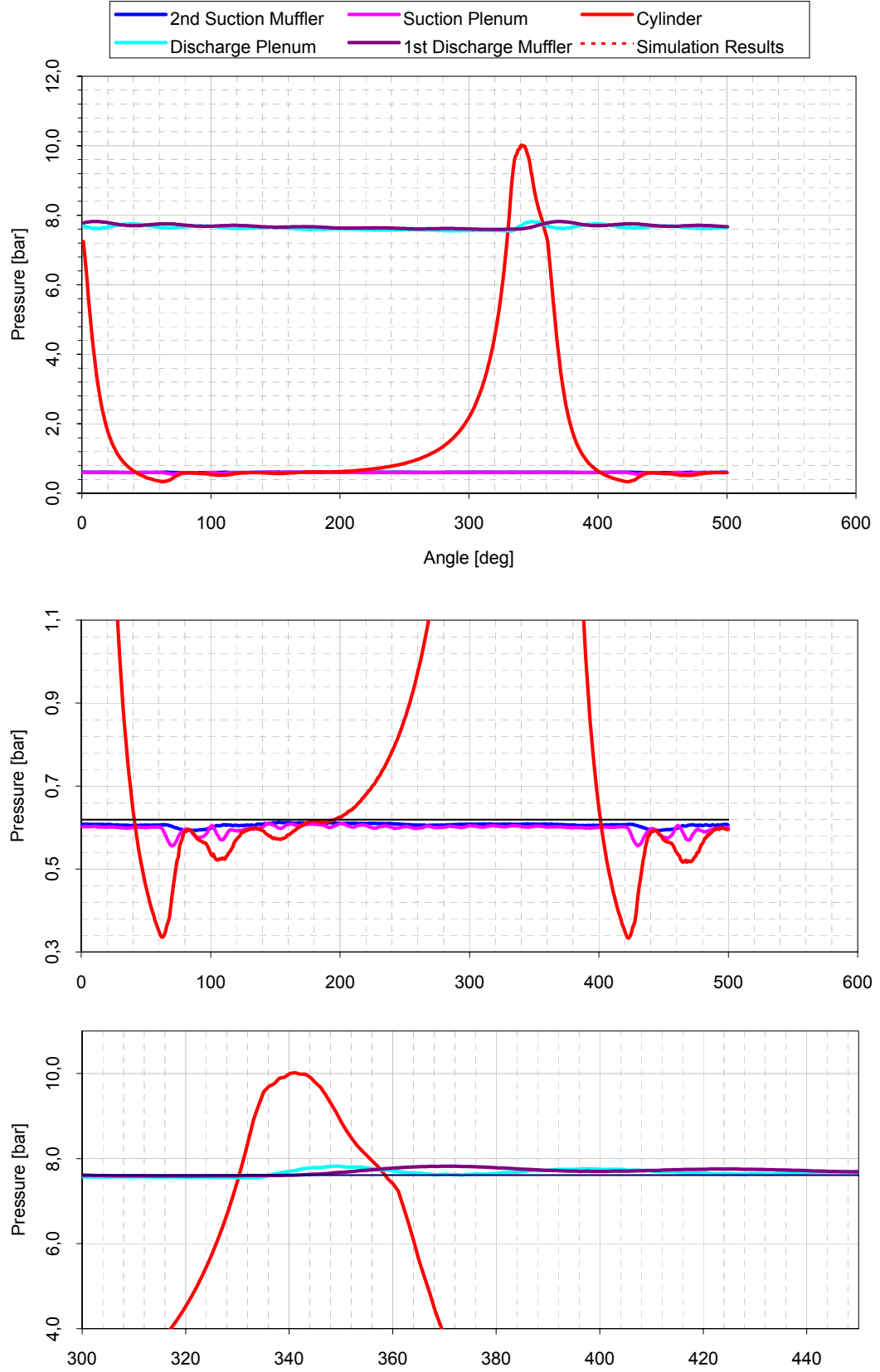
- [11] **Kim J. and Soedel W**, 1986. On experimental errors in pV diagrams, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue University, IN, USA.
- [12] **Murata, N. and Fujitani, M.**, 1984. Improvement of pV Diagram measurements, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue University, IN, USA.
- [13] **ANSI/ASHRAE 23-1993**, 1993. Methods of testing for rating positive displacement refrigerant compressors and condensing units
- [14] **Rogstam, H. J.**, 1996. Theoretical and experimental investigation of cyclopropane as refrigerant, Royal Institute of Technology, Aarhus
- [15] **Maraşlı, S.**, 2000. RC270 soğutkanının soğutma etkinliğinin kompresör kalorimetresi test düzeneğinde deneysel incelemesi, ATGM raporu, İstanbul, Türkiye
- [16] **Re/genT BV.**, 1997. Refprex 5.1
- [17] **Fagotti, F.**, 1994. Performance evaluation of reciprocating compressors operating with hydrocarbon refrigerators, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue University, IN, USA.
- [18] **Wijnstekers, J. and Janssen M.**, 1999. An experimental set-up for pV measurements of hermetic compressors, Report 99204/AR10

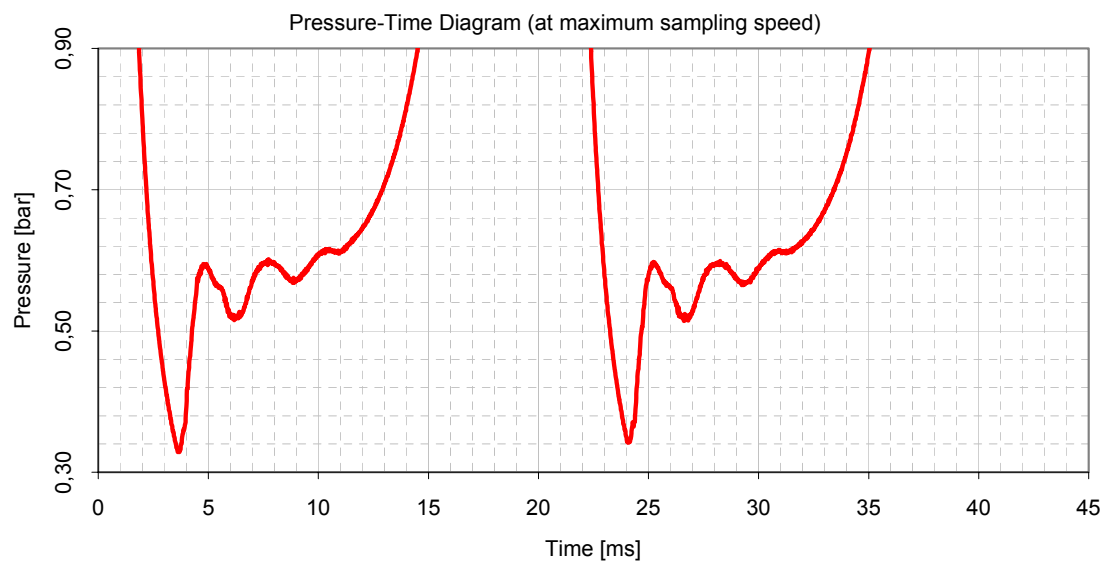
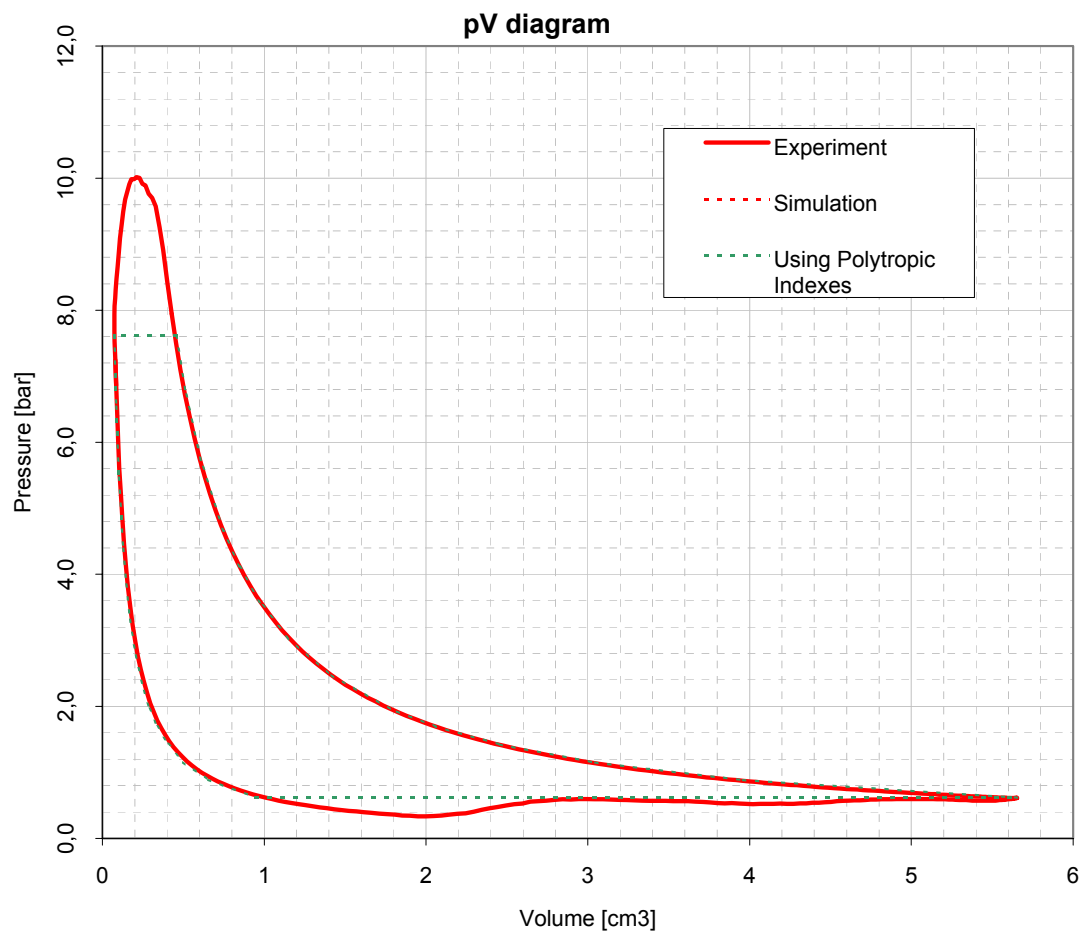
EKLER

Bu bölümde, yapılan yüksek lisans tez çalışmasında R600a ve R134a soğutucu akışkanlı pV deneylerinde elde edilen basınç-hacim, basınç-zaman ve basınç-krank açısı eğrileri sunulmaktadır. Sunulan eğriler Ashrae çalışma noktasında yapılan deney sonuçlarını kapsamakta ve herbir soğutucu akışkan için bir gün içinde alınan sadece birer ölçüm sonucundan oluşmaktadır.

R600a soğutucu akışkanlı pV ölçümü (Ashrae)

Pressure - Angle Diagrams





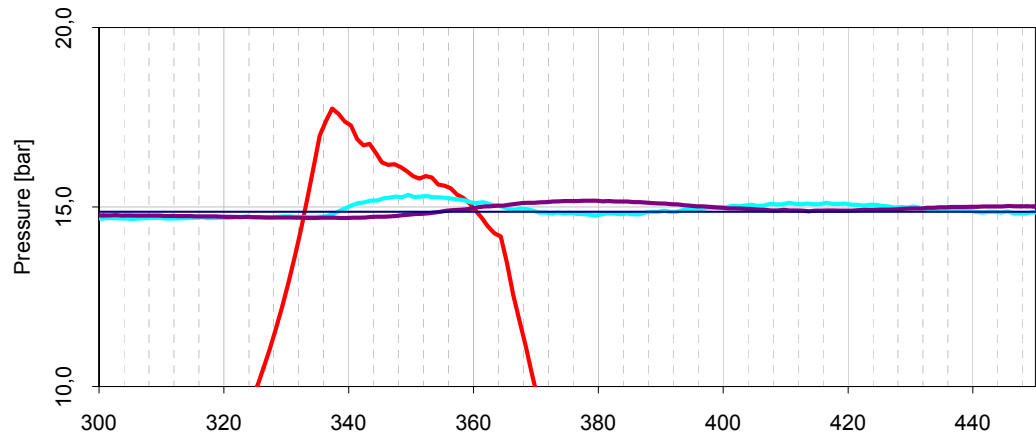
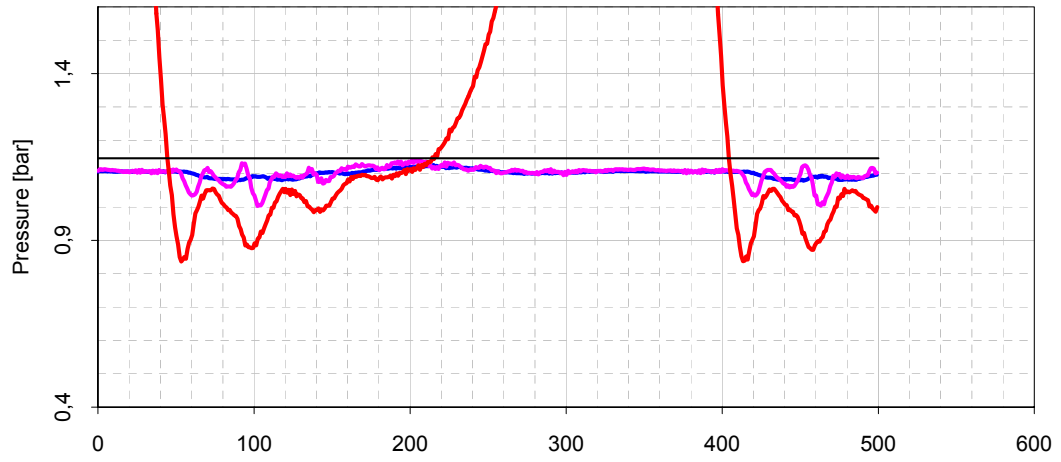
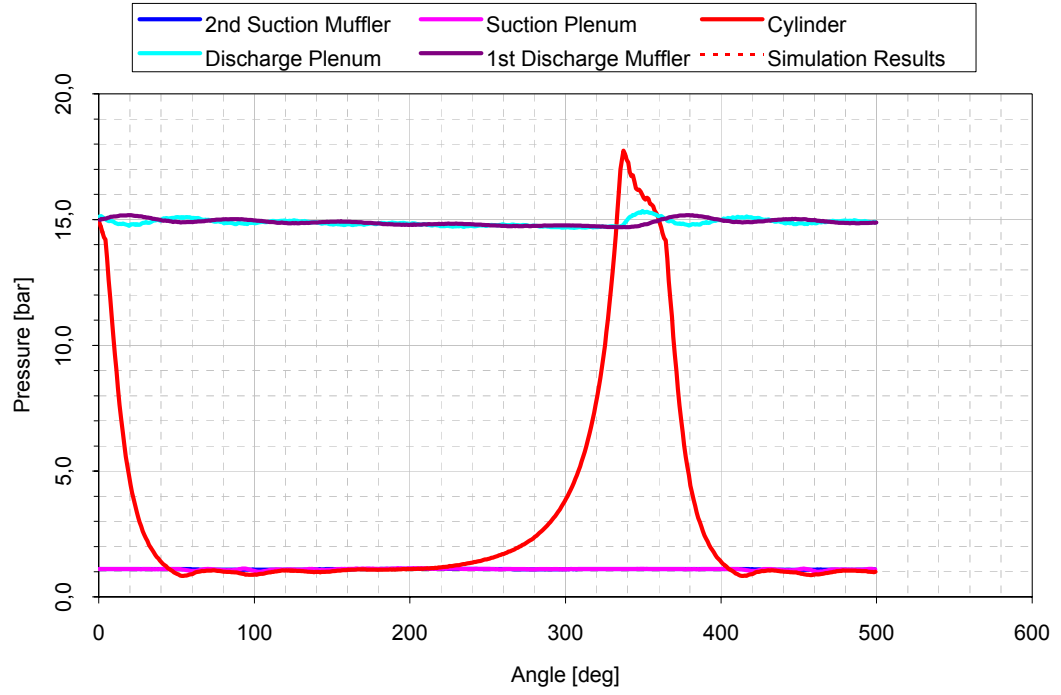
cylinder pressure sensor

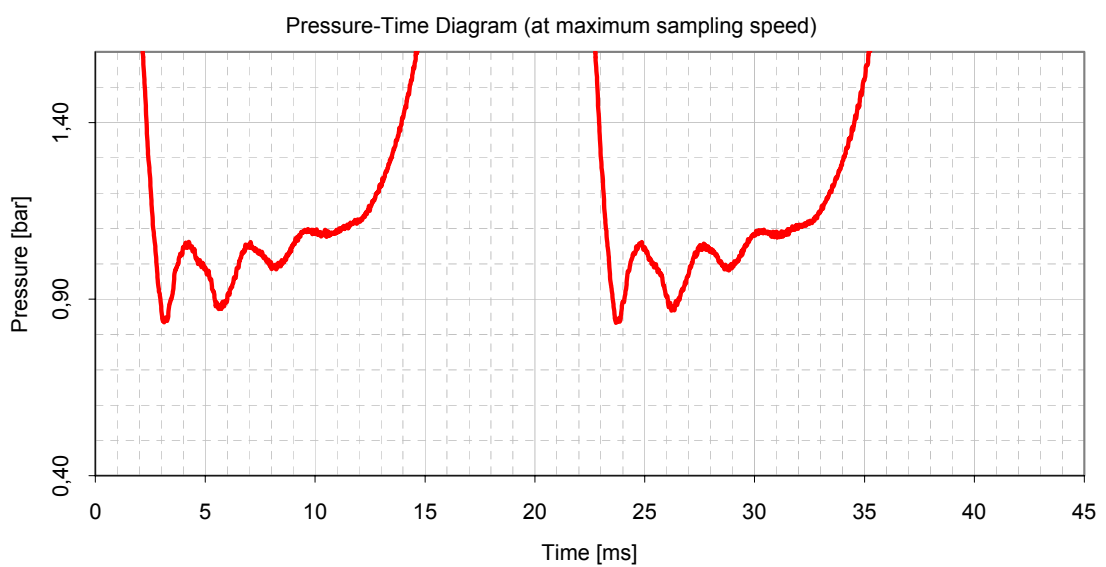
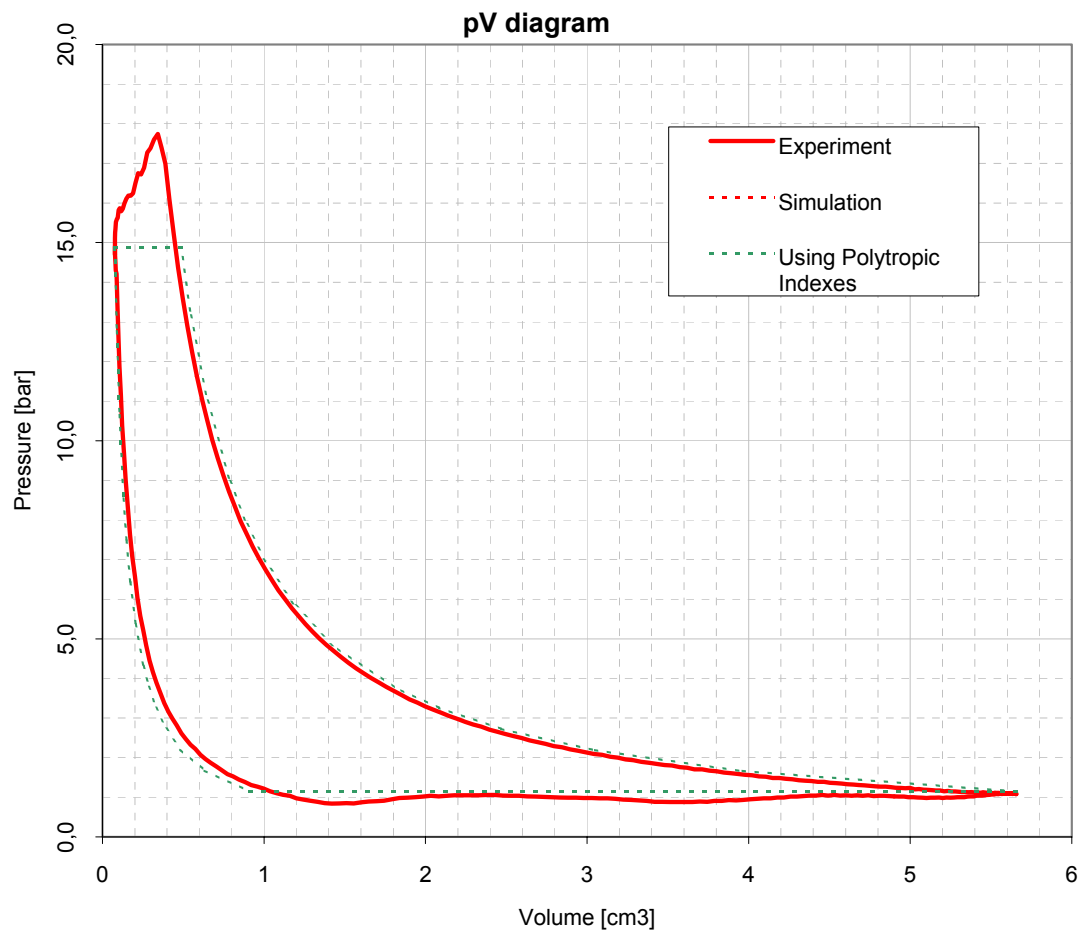
Offsets Applied to Pressures:

P1 offset = 0.035; P2 offset = 0.015;

R134a soğutucu akışkanlı pV Ölçümü (Ashrae)

Pressure - Angle Diagrams





Offsets Applied to Pressures:

cylinder pressure sensor

ÖZGEÇMİŞ

M. Fevzi Cinisli, 1977 yılında İstanbul’ da doğdu. 1995 yılında orta öğrenimini F.M.V. Özel Işık Lisesi’ nde tamamladı. 2000 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi’ nden Makina Mühendisi olarak mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Enerji Programı’ nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı’ nda yüksek lisans öğrencisi olup, İ.T.Ü. ve ARÇELİK A.Ş. arasında imzalanmış özel bir anlaşma çerçevesinde ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi’ nde çalışmalarına devam etmektedir. İngilizce ve Almanca bilmektedir.