

**T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLI DEĞİŞKEN HIZLI
KOMPRESÖRLÜ BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN TEORİK VE
DENEYSEL İNCELENMESİ**

ÖNDER KIZILKAN

Danışman: Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA - 2008**

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne

Bu çalışma jürimiz tarafından MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI'nda oybirliği ile DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü

Üye : Prof. Dr. Mustafa ACAR

Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü

Üye : Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT

Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi,
Makine Eğitimi Bölümü

Üye : Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY

Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü

Üye : Doç. Dr. Osman İPEK

Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü

ONAY

Bu tez 11/02/2008 tarihinde yapılan tez savunma sınavı sonucunda, yukarıdaki jüri üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

...../...../ 2008

Prof. Dr. Fatma GÖKTEPE

Enstitü Müdürü

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	i
ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Buhar Sıkıştırılmalı Kompresörlü Soğutma Sistemi	5
1.2. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Kompresörlü Soğutma Sistemi	9
1.2.1. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Kompresörde Sıkıştırma İşlemi	11
1.3. Değişken Frekanslı Kompresörler ve Frekans Değiştirici	17
1.4. Soğutucu Akışkanlar	20
1.4.1. Soğutucu Akışkan R404A.....	27
2. KAYNAK ÖZETLERİ	30
3. MATERYAL VE YÖNTEM	45
3.1. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi.....	45
3.1.1. Kompresör Birinci Kanun Analizi	46
3.1.2. Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi	47
3.1.3. Evaporatör (Soğuk Oda) Birinci Kanun Analizi.....	47
3.1.4. Kondanser Birinci Kanun Analizi.....	48
3.1.5. Soğutma Performans Katsayısı (COP).....	49
3.2. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi.....	50
3.2.1. Ekserji Kavramı	50
3.2.2. Kompresör Ekserji Analizi.....	53
3.2.3. Genleşme Valfi Ekserji Analizi	54
3.2.4. Evaporatör (Soğuk oda) Ekserji Analizi	54
3.2.5. Kondanser Ekserji Analizi	55
3.2.6. Sisteminin Toplam Tersinmezliği.....	55

3.2.7. Ekserji Verimleri.....	56
3.3. Deney Düzenegi.....	58
3.3.1. Deney Düzenegi Ölçüm Cihazları	61
3.4. Deneylerin Yapılışı	62
4. ARAŞTIRMA BULGULARI	65
4.1. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi Sonuçları	65
4.2. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi Sonuçları	73
4.3. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Performans ve Enerji Tüketim Analizi Sonuçları.....	77
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	81
6. KAYNAKLAR	91
EKLER.....	100
ÖZGEÇMİŞ	111

ÖZET

Doktora Tezi

ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKANLI DEĞİŞKEN HIZLI KOMPRESÖRLÜ BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Önder KIZILKAN

Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Jüri: Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN
Prof. Dr. Mustafa ACAR
Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT (Danışman)
Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY
Doç. Dr. Osman İPEK

Bu çalışmanın amacı, buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde kompresör hızının frekans düzenleyici sayesinde değiştirilerek farklı soğutma yükleri için sistem performansının ve enerji tüketiminin teorik ve deneysel olarak incelenmesidir. Kompresör hızı değiştirilerek değişken soğutma yüklerini karşılanmasına olanak sağlanmış ve böylece enerji tasarrufu sağlanması planlanmıştır. Ayrıca deneysel çalışmada çevresel zararlarından dolayı kullanımı durdurulacak eski nesil soğutucu akışkanlar yerine bunların alternatiflerinden birisi olan R404A soğutucu akışkanı kullanılmıştır.

Bu amaçlar doğrultusunda çalışmanın ilk bölümünde sistemin teorik hesaplamaları ile termodinamik analizleri yapılmıştır. Çalışmanın diğer safhasında elde edilen teorik veriler ışığında tasarlanan soğutma sistemi üzerinde deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde, farklı soğutma yükleri ve farklı kompresör frekansları için basınç, sıcaklık, güç gibi sistem parametreleri ölçülmüştür. Elde edilen ölçüm verileri ile deneysel sistemin termodinamik analizleri yapılmıştır.

Çalışmanın üçüncü safhasında elde edilen deneysel verilerden, alternatif soğutucu akışkan R404A kullanılan ve farklı soğutma yüklerinde çalıştırılan sistemin değişken kompresör frekanslarındaki performansı incelenmiştir. Farklı soğutma yüklerinde frekansın değiştirilmesiyle enerji tüketiminin ne oranda değiştiği incelenmiş ve sağlanan enerji tasarrufu belirlenmiştir. Çalışmanın son kısmında ise farklı kompresör hızlarında en ekonomik sistem yapısının oluşturulması ve oluşabilecek verim kayıplarının azaltılması için çözüm önerileri sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Soğutma sistemi, değişken hızlı kompresör, birinci kanun analizi, ikinci kanun analizi, alternatif soğutucu akışkan.

2008, 112 sayfa

ABSTRACT

Ph.D. Thesis

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A REFRIGERATION SYSTEM WITH VARIABLE SPEED COMPRESSOR AND ALTERNATIVE REFRIGERANT

Önder KIZILKAN

**Süleyman Demirel University Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Committee: Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN
Prof. Dr. Mustafa ACAR
Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT (Supervisor)
Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY
Assoc. Prof. Osman İPEK**

Scope of this study is to investigate the performance and energy consumption of vapor compressed refrigeration system theoretically and experimentally for different cooling loads by varying the compressor speed with a frequency inverter. By varying the compressor speed, it is aimed to match the variable cooling loads thus saving energy consumption. Furthermore, in the experimental system refrigerant R404A which is one of the alternatives of phased out refrigerants those having environmental defects was used.

In the first part of the study theoretical and thermodynamic analysis of the system was carried out. In the other part, experiments were made on the system which was designed under considerations of theoretical data. In the experiments, system parameters such as pressure, temperature, power were measured for different cooling loads and different compressor frequencies. Thermodynamic analysis of the experimental system was made with obtained measured data.

In the third part of the study, performance of system at different cooling loads and variable compressor frequencies using R404A was investigated according to experimental data. The variation of energy consumption at different cooling loads with varying frequency was investigated and energy savings were determined. In last part of the study, suggestions were presented for constituting the most economic system structure at different compressor speeds and for reducing the possible efficiency defects.

Key Words: Refrigeration system, variable speed compressor, first law analysis, second law analysis, alternative refrigerant.

2008, 112 pages

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmam sırasında en başından itibaren engin bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan, bana yol gösteren, karşılaştığım zorlukları aşmamda beni yönlendiren değerli hocam ve danışmanım Sayın Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT'a sonsuz şükranlarımı sunarım. Tez çalışmamın her safhasında bana destek olan bilgilerini paylaşan değerli hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Reşat SELBAŞ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Bana çalışmalarım esnasında yardımlarını esirgemeyen mesai arkadaşım Ahmet KABUL'e ve deneysel sistemin kurulmasında emeği geçen Levent UYSAL'a teşekkürlerimi sunarım.

1266-D-06 No'lu Proje ile tezimi maddi olarak destekleyen Süleyman Demirel Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimi Başkanlığı'na teşekkür ederim.

106M522 No'lu Proje ile tezimi maddi olarak destekleyen TÜBİTAK Hızlı Destek Programı'na teşekkür ederim.

Tezimin her aşamasında manevi desteklerini hep üzerimde hissettiğim eşime, anneme ve ağabeyime sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Önder KIZILKAN
ISPARTA, 2008

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. ABD’de konutsal alanlarda elektrik motorlarının enerji tüketim oranları	1
Şekil 1.2. AB ülkelerinde servis sektöründe elektrik motorlarının enerji tüketim oranları	2
Şekil 1.3. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin tesisat şeması.....	6
Şekil 1.4. İdeal Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-h ve T-s diyagramı	6
Şekil 1.5. Gerçek bir soğutma çevrimin P-h diyagramı	10
Şekil 1.6. Kompresörde sıkıştırma işlemi	12
Şekil 1.7. Kompresördeki sıkıştırma işleminin P-V diyagramı	14
Şekil 1.8. Soğutucu akışkanların yıllara göre yer değişimi.....	26
Şekil 1.9. R404A soğutucu akışkanının P-h diyagramı	28
Şekil 1.10. R404A soğutucu akışkanının T-s diyagramı.....	29
Şekil 3.1. Soğutma sistemi tesisat şeması	46
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin önden görünüşü.....	59
Şekil 3.3. Deney düzeneğindeki soğuk oda, kumanda panosu ve hava kanalı	60
Şekil 3.4. Deney düzeneği üzerindeki ölçüm noktaları.....	63
Şekil 4.1. Kompresör frekansı ile basma ve emme basınçlarının değişimi	66
Şekil 4.2. Kompresör frekansı ile basınç oranının değişimi	66
Şekil 4.3. Kompresör frekansı ile basma ve emme sıcaklıklarının değişimi	67
Şekil 4.4. Kompresör frekansı ile evaporatör ve kondanser sıcaklıklarının değişimi	67
Şekil 4.5. Kompresör frekansı ile aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarının değişimi	68
Şekil 4.6. Kompresör frekansı ile soğutucu akışkan debisinin değişimi	68
Şekil 4.7. Kompresör frekansı ile kompresör süpürme hacminin değişimi	69
Şekil 4.8. Kompresör frekansı ile kompresör volümetrik veriminin değişimi.....	69
Şekil 4.9. Kompresör frekansı ile kompresör izentropik veriminin değişimi	70
Şekil 4.10. Kompresör frekansı ile kompresör mekanik-elektrik veriminin değişimi	70
Şekil 4.11. Kompresör frekansı ile kapasitelerin değişimi	72

Şekil 4.12. Kompresör frekansı ile COP değerlerinin değişimi.....	72
Şekil 4.13. Kompresör frekansı ile sistem elemanlarının tersinmezliklerinin değişimi	74
Şekil 4.14. Kompresör frekansı ile toplam sistem tersinmezliğinin değişimi.....	74
Şekil 4.15. Kompresör frekansı ile sistem elemanlarının ekserji verimlerinin değişimi	75
Şekil 4.16. Kompresör frekansı ile soğutma makinesi ve toplam sistemin ekserji veriminin değişimi	76
Şekil 4.17. Kompresör frekansı ile ikinci kanun veriminin değişimi	76
Şekil 4.18. Soğuk oda sıcaklığı ile göre kompresörün güç tüketiminin değişimi.	77
Şekil 4.19. Kompresör frekansı ile kompresör güç tüketiminin değişimi.....	78
Şekil 4.20. Isıtıcı gücü 0.7 kW iken kompresör frekansı ile soğutma süresi değişimi	78
Şekil 4.21. Isıtıcı gücü 0.5 kW iken kompresör frekansı ile soğutma süresi değişimi	79
Şekil 4.22. Isıtıcı gücü 0.3 kW iken kompresör frekansı ile soğutma süresi değişimi	79
Şekil 4.23. Isıtıcı gücü 0 kW iken kompresör frekansı ile soğutma süresi değişimi	80
Şekil 4.24. Kompresör frekansı ile elektrik tüketiminin değişimi	80
Şekil 5.1. Kompresör frekansı ile kompresör hızının değişimi.....	82
Şekil 5.2. Farklı kompresör frekansları için soğutma sisteminin P-h diyagramı..	82
Şekil 5.3. Kompresör frekansı ile sistem elemanlarının tersinmezlikleri	85
Şekil 5.4. Sistem elemanlarının tersinmezlik oranları	85
Şekil 5.5. Farklı ısıtıcı güçlerinde enerji tasarrufu.....	88
Şekil 5.6. Farklı ısıtıcı güçlerinde yıllık enerji maliyeti.....	88

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1.1 Bazı soğutucu akışkanların özellikleri	25
--	----

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

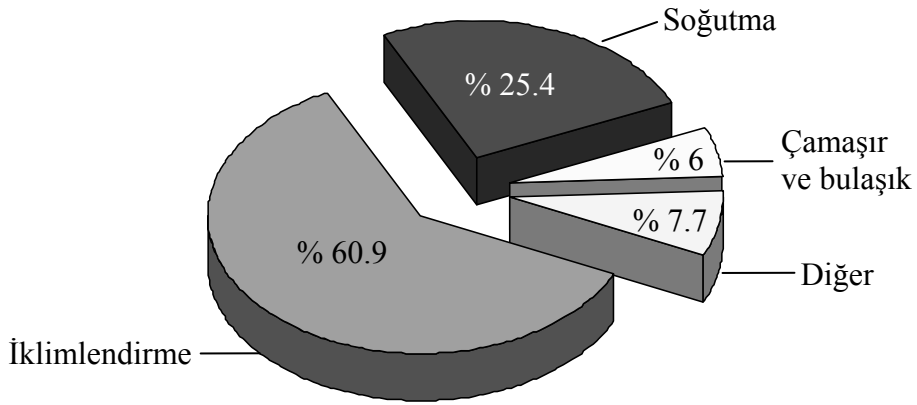
COP	Performans katsayısı
D	Çap
\dot{E}	Ekserji
e	Özgül ekserji
h	Özgül entalpi
\dot{I}	Tersinmezlik
\dot{m}	Akışkan debisi
n	Devir sayısı
N	Piston sayısı
P	Basınç
\dot{Q}	Isı akısı
S	Strok
\dot{S}	Entropi
s	Özgül entropi
T	Sıcaklık
t	Zaman
\dot{W}	İş
V	Hacim
v	Özgül hacim
η	Verim
γ	Politropik katsayı
ρ	Yoğunluk
f	Frekans
ω	Özgül nem
ε	Ekserji verimi

Alt İndisler

AK	Aşırı kızdırma
AS	Aşırı soğutma
C	Kompresör
E	Evaporatör
EL	Elektrik
G	Gerçek
GV	Genleşme valfi
H	Hava
II	İkinci kanun
is	İzentropik
K	Kondanser
me	Mekanik ve elektrik
R	Soğutucu akışkan
SM	Soğutma makinesi
SİS	Sistem
SO	Soğuk oda
T	Toplam
TP	Termik ve pompalama
TV	Teorik volümetrik
V	Volümetrik
Y	Yağ
1,2,..	Referans noktaları
0	Referans şartları

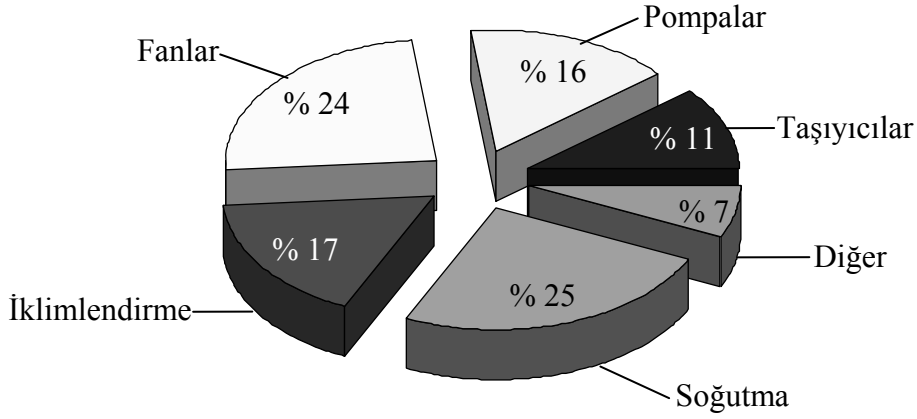
1. GİRİŞ

Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde, akışkanın sıkıştırılmasını sağlayan kompresörü tahrik etmek için elektrik enerjisine ihtiyaç duyulmaktadır. Ticari, endüstriyel ve konutsal gibi birçok alanda kullanılan bu sistemler toplam elektrik tüketiminin önemli bir kısmını oluşturmaktadır. Amerika Birleşik Devletlerinde yapılan bir araştırmaya göre konutsal alanlarda kullanılan elektrik motorları, toplam enerji tüketiminin % 42.8'ini harcamaktadır. Elektrik motorlarının tükettiği bu enerjinin ise % 86.3 gibi büyük bir oranını soğutma ve iklimlendirme cihazlarındaki kompresör motorları oluşturmaktadır. Bu da konutsal alanlardaki toplam enerji tüketiminin yaklaşık % 40'lık bir kısmını soğutma ve iklimlendirme uygulamalarının tükettiği anlamına gelmektedir (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. ABD'de konutsal alanlarda elektrik motorlarının enerji tüketim oranları (Little, 1999)

Avrupa birliği ülkelerinde yapılan bir araştırmaya göre ise, servis sektöründe kullanılan elektrik motorlarının enerji tüketim oranları Şekil 1.2'de verilmiştir. Bu ülkelerde soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin elektrik enerjisi tüketimi, servis sektöründeki toplam tüketimin % 42'sini oluşturmaktadır (Almeida vd., 2003).



Şekil 1.2. AB ülkelerinde servis sektöründe elektrik motorlarının enerji tüketim oranları (Almeida vd., 2003)

Soğutma ve iklimlendirme sistemleri çoğunlukla sıcaklık kontrolünün zayıf ve çalışma şartlarının sınırlı olduğu klasik aç/kapa mantığına göre çalışırlar. Bu cihazlardaki sürekli çalışma şartları, ömürlerini azaltmakta ve enerji tüketimini arttırmaktadır. Birçok ülkedeki araştırmacılar bu klasik sistemlerin dezavantajlarından yola çıkarak soğutma sistemlerinin geliştirilmesi üzerine çalışmaktadır. Bununla beraber enerji kayıplarının azaltılmasına yönelik araştırmalar, sadece enerji kullanımının optimizasyonunu değil aynı zamanda enerji tüketiminin azaltılmasını da içermektedir. Bu amaçlara erişmek için yapılması gereken çalışmalar sistem verimini ve sistem kalitesini etkilememelidir. Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin, insan konforu için sıcaklık kontrolü uygulamalarından bozulabilir gıda ürünleri için derin soğutma uygulamalarına kadar birçok ticari alanda çok geniş bir şekilde kullanılmasından dolayı bu tür sistemlerdeki en küçük verim artışı önemli bir enerji ekonomisi sağlar (Buzelin vd., 2005)

Klasik bir soğutma sisteminde sistem verimini artırmanın bazı yolları vardır. Bu yollar kısaca aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

- Daha verimli soğutma çevrimleri oluşturmak,
- Daha verimli kontrol algoritmaları oluşturmak,
- Sistemin aç/kapa kayıplarını azaltmak,

- İzolasyon etkilerini arttırmak ve hava sızıntılarını azaltmak,
- Kompresör, fanlar, defrost ısıtıcıları, kontrol elemanları gibi elektrikle çalışan sistem elemanlarının elektrik tüketimini azaltmak (Ors, 2006).

Özetlenen bu yöntemlerden verimli soğutma çevrimi oluşturulması ve ısı kayıplarının en aza indirilmesi için, sistemin ilk dizaynı esnasında gerekli çalışma parametrelerinin hesaba katılarak optimum sistem yapısı belirlenmelidir. Bunun yanında soğutma ve iklimlendirme sistemleri çoğunlukla maksimum yükü karşılayacak şekilde dizayn edilirler. Fakat soğutma yüklerindeki değişikliklerden dolayı çoğunlukla kısmi yüklerde çalışırlar. Genellikle aç/kapa mantığına göre çalışan bu sistemlerde istenen sıcaklığa göre, termostat ile sistem açılır ve kapanır. Bu yöntem çok yaygın kullanılan bir kontrol tipi olmasına karşın sıcaklığa bağlı olarak sürekli çalıştığından dolayı hem ekonomik değildir ve hem de sürekli çalışma şartlarından dolayı sistem ömrünü azaltmaktadır (Tassou ve Qureshi, 1998; Wicks, 2000).

Soğutma sistemlerinde, belirli bir soğutma kapasitesi için kullanılan kompresörün hızının ayarlanması ile kompresör aç/kapa çevrim sayısı azaltılarak, çoğunlukla termostatik kontrolle çalışan sistemlerin enerji tüketimleri azaltılabilir. Böylece sistem verimi de artırılmış olur. Kompresörü tahrik eden elektrik motorunun frekansının ayarlanması ile farklı soğutma yükü şartları için kompresör kapasitesi değiştirilerek büyük oranda enerji tasarrufu sağlanabilir.

Değişken hızlı kompresörlerin performansları üzerinde yapılan araştırmalar 1980'li yılların başlarına dayanmaktadır. Bu yıllarda Lloyd, standart bir kompresör motoruna darbe genişlik modülasyonlu bir sürücü bağlayarak deneyler yapmıştır. Daha sonraları benzer çalışmaları yine bir kompresör üzerine yaparken bu kez üfleyici motorunun da hızını ayarlamıştır. 1987'lerde Jeter vd., değişken hızlı sistem analizleri hakkında literatürde veri eksikliği olduğunu tespit etmişlerdir. Bu sebepten dolayı analizlerinde sabit sürücü verimleri üzerinde durmuşlardır. Aynı tarihlerde Krakow ve Lin yapmış oldukları çalışmada, sürücü verimini dikkate almadan sadece termodinamik performansla ilgilenmişlerdir (Rice, 1988a). Bu tarihlerden günümüze

yapılan bu konu ile ilgili belirli sayıdaki çalışma olmasına rağmen bunlar eski nesil soğutucu akışkanlar kullanılan sistemler üzerine ve farklı sistem yapılarındadır.

Bu tezin amacı, soğutma sistemlerindeki enerji tüketimini azaltmak için alternatif çözümlerin geliştirilmesine yönelik sistem tasarımı üzerinde durmak ve bu amaçla, deneysel buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde kompresörün elektrik motoruna bağlanacak bir frekans değiştirici sayesinde hızı değiştirilerek farklı soğutma yükleri için sistem performansının ve enerji tüketiminin incelenmesidir. Kompresörün hızının değiştirilmesiyle farklı soğutma yüklerinin karşılanmasına olanak sağlanması ve böylece enerji tasarrufu sağlanması planlanmaktadır. Ayrıca deneysel çalışmada çevresel zararlarından dolayı kullanımı durdurulacak olan eski nesil soğutucu akışkanlar yerine, bunların alternatiflerinden birisi olan R404A soğutucu akışkanı kullanılacaktır.

Bu amaçlar doğrultusunda çalışmanın ilk bölümünde sistem öncelikle teorik olarak ele alınacaktır. Teorik hesaplamaları yapılan sistem termodinamik analizlere tabi tutulacaktır. Çalışmanın diğer safhasında, elde edilen teorik veriler ışığında dizayn edilen soğutma sistemi üzerinde deneyler yapılacaktır. Bu deneylerde soğutma sisteminde bulunan soğuk oda içerisinde 0.3, 0.5 ve 0.7 kW'lık sanal yükler oluşturulacak ve kompresör, elektrik motoruna bağlanan bir frekans değiştirici ile 35, 40, 45 ve 50 Hz frekanslarında çalıştırılarak basınç, sıcaklık, güç gibi sistem parametreleri ölçülecektir. Elde edilen ölçüm verileri ile deneysel sistemin Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanun analizleri yapılacaktır.

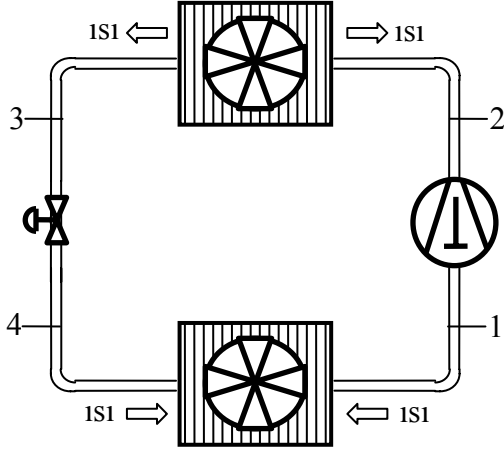
Çalışmanın üçüncü safhasında ise elde edilen deneysel verilerden, alternatif soğutucu akışkan R404A kullanılarak farklı soğutma yüklerinde çalıştırılan sistemin değişen kompresör frekanslarındaki performansı incelenecektir. Farklı soğutma yüklerinde frekansın düşürülmesiyle enerji tüketiminin ne oranda değiştiği incelenecek ve sağlanan enerji tasarrufu belirlenecektir. Çalışmanın son kısmında ise elde edilen deneysel sonuçlar tartışılarak değişken kompresör hızlarında en ekonomik sistem yapısının oluşturulması ve oluşabilecek verim kayıplarının azaltılması için çözüm önerilileri sunulacaktır.

Değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin termodinamik analizlerinde soğutucu akışkan R404A'nın termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için Solkane Software 5.0 bilgisayar paket programı kullanılacaktır. Hesaplamalar sonucunda analizlerden elde edilen sonuçların grafikleri çizilerek, sistem parametreleri ile sistem performansının değişimi gözlemlenecektir.

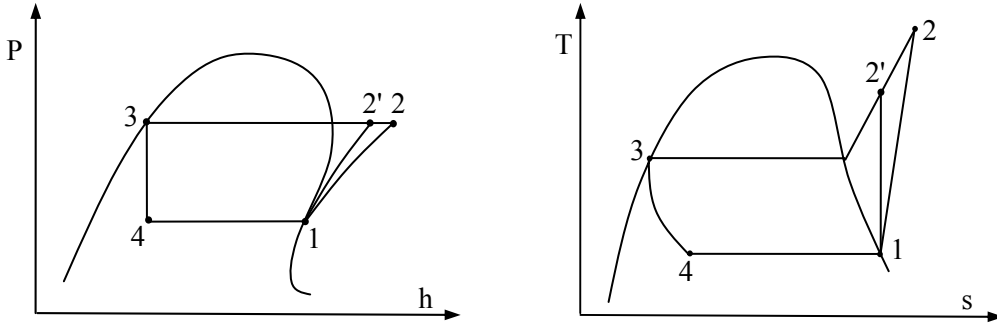
1.1. Buhar Sıkıştırılmalı Kompresörlü Soğutma Sistemi

Buhar sıkıştırılmalı kompresörlü bir soğutma sisteminde düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilen ısı daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılır. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için sistemde soğutucu akışkan dolaştırılırken dışarıdan iş verilir. Bu süreç sırasında soğutucu akışkan bir takım işlemlere tabi tutularak faz değiştirir. Tüm bu işlemler serisi çevrim olarak bilinir (Sincar, 1999).

İdeal bir buhar sıkıştırılmalı kompresörlü soğutma sistemi temel olarak kompresör, kondanseri, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır. Böyle bir soğutma sisteminin tesisat şeması Şekil 1.3'te ve P-h ile T-s diyagramları Şekil 1.4'te gösterilmiştir. Şekil 1.3 ve 1.4'te, 1 noktasından doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, bir kompresör yardımıyla basıncı artırılarak kondansere basılır. Yüksek basınçta kompresörden çıkan soğutucu akışkan kondansere girer (2 noktası) ve burada ısısını dış ortama atarak sabit basınçta yoğuşur. Yoğuşan akışkan genişleme valfine girer (3 noktası). Genleşme valfinden geçen soğutucu akışkan sabit entalpide genişleyerek ıslak buhar haline gelir (4 noktası). Islak buhar halinde evaporatöre giren soğutucu akışkan dış ortamın ısısını çekerek buharlaşır ve buradan geçerek buhar halinde tekrar kompresöre girer (1 noktası). Çevrim böylece devam eder (Yamankaradeniz vd., 2002).



Şekil 1.3. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin tesisat şeması



Şekil 1.4. İdeal Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi P-h ve T-s diyagramı

Şekil 1.4'te P-h ve T-s diyagramları verilen ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde 1-2 arası adyabatik sıkıştırma, 2-3 arası izobar soğutma (yoğuşma), 3-4 arası izentalpik genişleme ve 4-1 arası izobar ısıtma (buharlaşma)'dır (Dossat, 1997).

İdeal buhar sıkıştırımlı bir kompresörlü soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmak için öncelikle sistemin çalışma karakteristiklerini belirlemek gerekir. Şekil 1.4'te P-h ve T-s diyagramları gösterilen ideal soğutma sisteminde kompresör kapasitesi aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{m}_R (h_{2'} - h_1)}{\eta_{is}} \quad (1.1)$$

Burada W_C kompresör kapasitesi, m_R sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi, h , entalpi ve η_{is} kompresörün izentropik verimidir. 1 ve 2' alt indisleri ise sırasıyla kompresör girişi ve çıkışını temsil etmektedir. Kompresörün izentropik verimi η_{is} kompresörün ideal sıkıştırma ısısının gerçek sıkıştırma ısısına oranıdır (Yamankaradeniz vd., 2002).

$$\eta_{is} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1.2)$$

Burada h_2 , kompresör çıkışındaki gerçek entalpidir. Sistemin soğutma kapasitesi (evaporatör kapasitesi) aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (1.3)$$

Kondanser kapasitesi ise aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_R (h_2 - h_3) \quad (1.4)$$

Denklem 1.3 ve 1.4'te Q_E , evaporatör tarafından çekilen ısı (soğutma kapasitesi) ve Q_K kondanser tarafından atılan ısıdır. Evaporatör veya soğutma kapasitesi aynı zamanda Termodinamiğin I. Kanununa göre, kondanserden atılan ısı miktarıyla kompresör tarafından harcanan gücün farkı olarak tanımlanmıştır (Dossat, 1997):

$$Q_E = Q_K - W_C \quad (1.5)$$

Yukarıda verilen Denklem 1.5, kondanser, evaporatör ve kompresör arasındaki bağıntıyı vermektedir. Bu eşitliğe göre, soğutulacak ortamdan çekilen ısı ile kompresöre harcanan gücün toplamı, sistemden dışarı atılan ısıya eşittir.

İdeal bir soğutma sisteminde, kompresörden birim zamanda geçen soğutucu akışkan debisi sistemin kapasitesini belirler. Soğutma kapasitesi bilinen bir soğutma sisteminde akışkan debisi Denklem 1.3 düzenlenerek aşağıdaki eşitlikten belirlenir:

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_E}{(h_1 - h_4)} \quad (1.6)$$

Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının performansı, performans katsayısı (COP) ile değerlendirilir. İdeal buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimi için COP aşağıdaki şekilde tanımlanır (Özkol, 1999):

$$\text{COP} = \frac{\text{elde edilmek istenen soğutma etkisi}}{\text{harcanan iş girişi}} \quad (1.7)$$

Bu tanıma göre soğutma sistemi için COP değeri;

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{W_C} \quad (1.8)$$

şeklinde bulunur. Denklem açık bir şekilde yazılırsa aşağıdaki hale gelir:

$$\text{COP} = \frac{Q_E}{W_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.9)$$

Termodinamiğin II. Kanununa göre tersinir soğutma çevrimi için COP değeri aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$\text{COP} \leq \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (1.10)$$

Burada T_H , yüksek ısı kaynağı sıcaklığı ve T_L düşük ısı kaynağı sıcaklığıdır. Her iki sıcaklık ta Kelvin cinsindedir. Denklem (1.10) ile belirlenen COP değeri, T_H ile T_L sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma makinesinin alabileceği en yüksek değerdir ve $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ olarak ifade edilir:

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (1.11)$$

Bu tanıma göre, T_H ile T_L sıcaklıkları arasında çalışan tüm gerçek soğutma makinelerinin performans katsayıları daha düşük olacaktır. Ayrıca denklemden de görüleceği üzere soğutma çevriminde, sistemin soğutma tesir katsayısının maksimum olabilmesi için iki ısı kaynağı arasındaki sıcaklıkların birbirine çok yakın olması gerekir. Yani T_H ile T_L birbirine ne kadar yakın olursa COP değeri o kadar büyük olur.

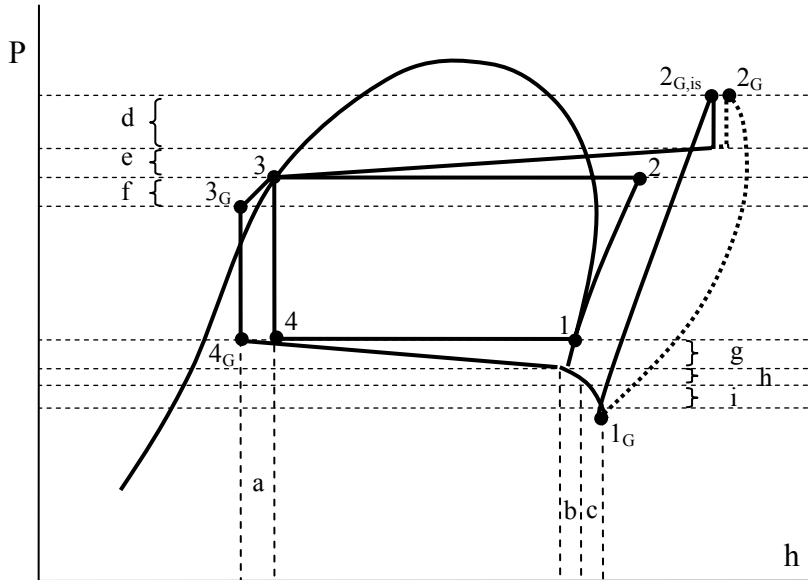
1.2. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Kompresörlü Soğutma Sistemi

Gerçek soğutma sistemleri, ideal soğutma sistemlerinden biraz farklılık gösterirler. Bunun nedeni, ideal çevrimlerde, gerçek çevrimler için geçerli olmayan belirli kabuller yapılmasıdır. Örneğin, ideal soğutma çevrimlerinde soğutucu akışkanın evaporatör ve kondanserden geçişi esnasındaki sürtünmelerden kaynaklanan basınç düşmeleri ihmal edilir. Bundan başka, sıvı soğutucu akışkanı kondanser çıkışında aşırı soğutmak ve buhar halindeki akışkanı evaporatörde aşırı kızdırmak çoğu zaman göz önüne alınmaz. Aynı zamanda kompresördeki sıkıştırma işlemi izentropik olarak kabul edilir.

İdeal bir soğutma çevriminde, evaporatör çıkışındaki buharın, kompresör girişine doyma sıcaklığı ve basıncında doymuş halde geldiği varsayılır. Gerçek uygulamalarda bu çok doğru değildir. Sıvı akışkanın evaporatörde tamamen buharlaşmasından sonra, soğuk ve doymuş buhar genellikle ısı çekmeye devam eder ve bu şekilde aşırı kızgın hale gelir. Akışkanın ısı çekmesi, ya evaporatörün biraz büyük olmasından veya soğutulan ortamdan çıktıktan sonra emiş borusundan geçerken dış ortamdan ısı almaya devam etmesinden kaynaklanır. Birinci durumda alınan ısı ortamdan çekileceği için yararlı soğutma yapılabilir. İkinci durumda ise, ısı tamamen dış ortamdan alınacağı için soğutmaya bir etkisi yoktur. Aynı şekilde kondanserde yoğuşan soğutucu akışkan, genişleme valfine gelene kadar ortama ısı

atmaya devam edecektir. Bu durum da soğutucu akışkanın aşırı soğumasına sebep olur.

Buhar sıkıştırılmalı gerçek soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkan sistem içerisinde boruların içinden geçerek evaporatöre, kondansere, likit deposuna ve çeşitli valflere uğrar. Bu çevrim süresince, boru yüzeyleri ile akışkan arasında bir sürtünme ve dolayısıyla basınçta bir düşme meydana gelir. Basınç düşmesinden dolayı, soğutucu akışkan evaporatörden daha düşük basınçta ve doyma sıcaklığında çıkar. Bunun yanında özgül hacmi, basınç düşümünün olmadığı duruma göre daha yüksektir. Bu yüksek özgül hacimden dolayı, kompresörün iş yaptığı soğutucu akışkan debisi, birim kapasite başına artar. Aynı zamanda, soğutucu akışkanın evaporatörden daha düşük bir basınçta çıkmasından dolayı buharın, sıkıştırma işlemi esnasında, daha yüksek bir basınca basılması gerekecektir. Bunun anlamı, birim kapasite başına çekilen güç artacaktır. Şekil 1.5'te gerçek bir soğutma çevriminin P-h diyagramı, ideal bir soğutma çevrimininkiyle beraber verilmiştir (Dossat, 1997; Cengel ve Boles, 1994; Savaş, 1987).



Şekil 1.5. Gerçek bir soğutma çevrimin P-h diyagramı

Bu şekilde göre harflerle ifade edilen bölgeler aşağıda açıklanmıştır.

- a) sıvı hattında aşırı soğutma
- b) emiş hattında aşırı kızdırma
- c) kompresör silindirinden dolayı aşırı kızdırma
- d) kompresör basma valfleri basınç düşümü
- e) basma hattı ve kondanser basınç düşümü
- f) sıvı hattı basınç düşümü
- g) evaporatör basınç düşümü
- h) emiş hattı basınç düşümü
- i) kompresör emiş valfleri basınç düşümü

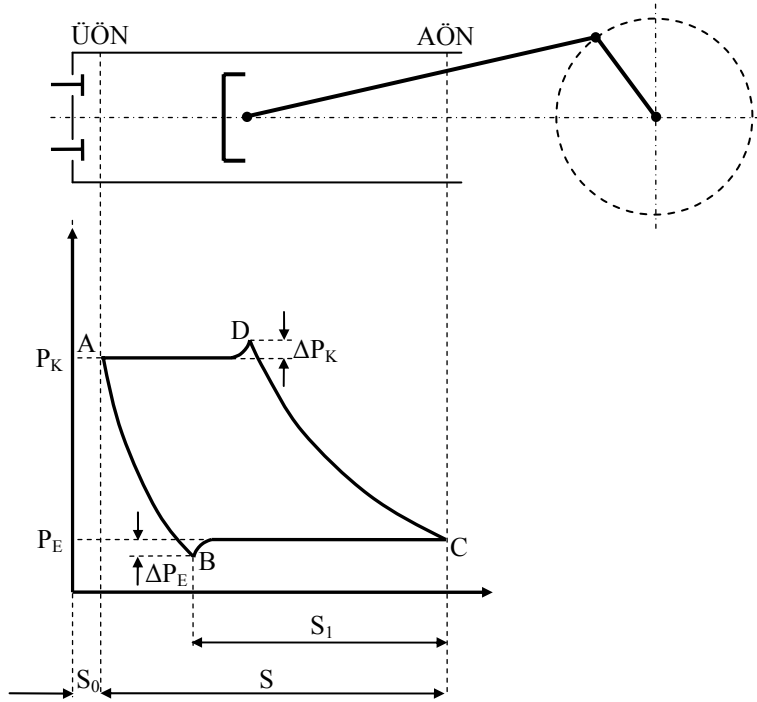
Şekil 1.5'te 1-2-3-4 numaralı çevrim ideal bir soğutma sistemini, $1_G-2_{G,is}-3_G-4_G$ numaralı çevrim gerçek bir soğutma sistemini temsil etmektedir. Gerçek soğutma sisteminde $1_G-2_{G,is}$ arasında kompresör sıkıştırma işi izentropiktir. Ayrıca 1_G-2_G arası kompresördeki gerçek sıkıştırma işlemidir. Şekilde gerçek soğutma sisteminde, a, b ve c harfleri ile gösterilen kısımlar aşırı soğuma veya aşırı kızdırmayı, d, e, f, g, h ve i harfiyle gösterilen kısımlar ise basınçtaki değişimleri göstermektedir (Savaş, 1987).

1.2.1. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Kompresörde Sıkıştırma İşlemi

Gerçek buhar sıkıştırılmalı bir soğutma sisteminde sıkıştırma işlemi kompresör, emme klapesi vasıtasıyla pistonun üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru ilerlerken buhar halindeki soğutucu akışkanın silindire emilmesiyle sağlanır. Piston alt ölü noktaya erişince artık emme işlemi tamamlanmıştır. Bundan sonra piston alt ölü noktadan üst ölü noktaya doğru yükselerek silindire emilen soğutucu akışkanın buharını sıkıştırmaya başlar. Piston henüz üst ölü noktaya gelmeden silindirde sıkışmaya maruz kalan buhar halindeki soğutucu akışkanın basıncı basma klapesinin direncini yenebilecek derecede kondanser basıncını az bir miktar aştığında basma klapesi açılır ve pistonun sıkıştırmakta olduğu soğutucu akışkan, piston üst ölü noktaya yükselineye kadar kondansere gönderilir. Piston üst ölü noktaya erişince, sadece piston üst yüzeyi ile

kompresör başlığı arasındaki boşluk hacmi ile emme ve basma klapeleri boşluk hacimlerinin toplamı kadar silindirde soğutucu akışkan buharı kalmıştır.

Piston tekrar alt ölü noktaya doğru harekete başlayınca silindirde kalmış olan soğutucu akışkan buharı genleşmeye başlar ve dolayısı ile basıncı da düşer. Bu basınç, kompresör karterinde veya emme borusunda bulunan buhar halindeki soğutucu akışkan tarafından, emme klapesi direncini yenebilecek derecede çok az bir miktar daha düşük seviyeye ulaşıncaya emme klapesi açılır ve bu noktadan itibaren piston alt ölü noktaya erişinceye kadar karterden veya emme borusundan silindire soğutucu akışkan emilmeye devam eder. Bu işlemler daha açık olarak Şekil 1.6'da gösterilmiştir (Savaş, 1987; Dossat, 1997).



Şekil 1.6. Kompresörde sıkıştırma işlemi

Şekil 1.6'da verilen C noktasında piston alt ölü noktada bulunmakta olup, bu noktadan üst ölü noktaya doğru hareket ederken silindir tarafından emilmiş olan buhar halindeki soğutucu akışkanı sıkıştırmaya başlar. Bu sıkıştırma belirli bir artışla D noktasına kadar devam eder. D noktasındaki basınç, kondanser basıncından ΔP_K

kadar daha yüksektir. Bu basınç yüksekliği sayesinde karşı direnci yenilen basma klapesi açılır ve tekrar kondanser basıncına eş bir basınç altında silindirdeki soğutucu akışkan buharı A noktasına gelinceye kadar kondansere basılmaya devam edilir. A noktasında piston üst ölü noktaya erişmiştir. Ancak bu konumda bir S_0 boşluğu bulunmaktadır ki, bu boşlukta kalmış bulunan soğutucu akışkan buharının basıncı kondanser basıncına eşittir. Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya doğru hareket ederken bu soğutucu akışkan buharı B noktasına kadar genişler ve basıncı P_E 'den ΔP_E kadar daha düşük olur. Bu basınç düşüklüğü sayesinde karşı direnci yenilen emme klapesi açılır. Bundan sonra da alt ölü noktaya kadar emme işlemine devam eder. Buradan hareketle piston süpürme hacmi (Savaş, 1987):

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S \quad (1.12)$$

şeklinde belirlenir. Burada D kompresör pistonu çapı, S pistonun strokudur. Ancak S_0 boşluğunda kalan sıkıştırılmış soğutucu akışkan buharının genişlemesinden dolayı bu miktar hacimde emiş yapılamaz. Silindire emilen soğutucu akışkan miktarı sadece:

$$V_{s_1} = \eta_{TV} V_s \quad (1.13)$$

mertebesinde olur. Burada η_{TV} teorik volümetrik verim olarak tarif edilir. Teorik volümetrik verim bu durumda:

$$\eta_{TV} = \frac{V_{s_1}}{V_s} = \frac{S_1}{S} \quad (1.14)$$

ifadeleri ile belirlenir. Diğer taraftan kompresör bloğunun emme tarafındaki blok, kanal ve valf malzemesi emiş halindeki düşük basınçlı soğuk soğutucu akışkan buharından çok daha fazla sıcaktır. Bu blok, kanal ve valflerden geçen soğuk soğutucu akışkan buharı ısınır ve dolayısı ile hacmi büyür. Ayrıca sıkıştırma sırasında piston çevresinden kartere (dolayısıyla emme tarafına) soğutucu akışkan

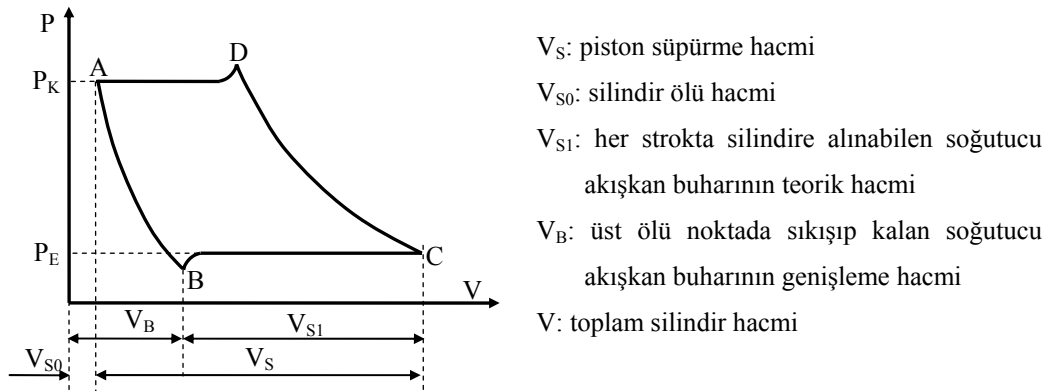
sızması olur. Bu sebeple silindire daha az ağırlıkta soğutucu akışkan emişi ve pompalanması yapılabilir. Bu husus göz önünde bulundurularak silindire emilip pompalanabilen soğutucu akışkan buharının gerçek hacmi:

$$V_G = \eta_{TP} V_{S1} \quad (1.15)$$

ifadesi ile tespit edilir. Bu ifadede η_{TP} termik ve pompalama verimi olarak adlandırılır. Termik ve pompalama verimi kompresör yapısına, büyüklüğüne ve küçüklüğüne, çalışma şartlarına ve çalışma durumuna, kompresörün su veya hava ile veya soğuk soğutucu akışkan buharı ile takviyeli olarak soğutulmasına göre çok yönlü olarak değişmekte olup, ancak çeşitli tecrübe ve test sonucu tespit edilebilir. Termik ve pompalama verimi dikkate alınırsa, volümetrik verimin bu defa gerçek olarak:

$$\eta_v = \frac{V_G}{V_S} \quad (1.16)$$

ifadesi ile hesaplanmasının gerektiği görülür. Termik ve pompalama verimi η_{TP} bilinirse, volümetrik verimi teorik olarak hesaplamak mümkündür. Bunun için kompresördeki sıkıştırma işleminin P-V diyagramı Şekil 1.7’de gösterilmiştir.



Şekil 1.7. Kompresördeki sıkıştırma işleminin P-V diyagramı

Diyagram üzerinden belirtilen esaslara göre;

$$V_{S_1} = V_{S_0} + V_S - V_B \quad (1.17)$$

ifadesi yazılabilir. Piston üst ölü noktadan alt ölü noktaya inerken V_{S_0} ölü hacminde sıkışıp kalan soğutucu akışkan buharı, politropik genişleme altında V_B hacmine kadar genişler. Bu iki nokta arasındaki politropik sıkıştırma (Savaş, 1987);

$$P_K V_{S_0}^\gamma = P_E V_B^\gamma \quad (1.18)$$

Burada γ politropik katsayıdır. Buradaki hacimleri özgül hacimler cinsinden yazılırsa;

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\gamma \quad (1.19)$$

denklemi elde edilir. Burada v_1 , P_1 basıncında ve V_B hacminde silindire emilen soğutucu akışkan kompresör girişindeki buharının özgül hacmi ve v_2 , P_2 basıncında ve V_{S_0} hacminde kondansere basılan soğutucu akışkan buharının kompresör çıkışındaki özgül hacmidir (Haberschill vd., 2002). Denklemler 1.13, 1.14, 1.15, 1.16, 1.17 ve 1.18 düzenlenirse volümetrik verim değeri son halini alır:

$$\eta_v = \eta_{TP} \left(1 - \frac{V_{S_0}}{V_S} \left[\left(\frac{P_K}{P_E} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] \right) \quad (1.20)$$

Denklem 1.20'de politropik üs olan γ değeri Denklem 1.19'dan çekilirse aşağıdaki hali alır (Savaş, 1987).

$$\gamma = \frac{\log\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\log\left(\frac{v_1}{v_2}\right)} \quad (1.21)$$

Li ve Deng (2007a), volümetrik verim denkleminde η_{TP} değerini 1, politropik katsayısı olan γ değeri 1.18 olarak sabit kabul edip ve V_{S0}/V_S oranını da 0.015 olarak volümetrik verimi aşağıdaki şekilde tanımlamışlardır:

$$\eta_v = 1 - 0.015 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{1.18}} - 1 \right] \quad (1.22)$$

Wang vd. (2007a, b) yarı hermetik pistonlu bir kompresör için volümetrik verim değerini aşağıdaki şekilde tanımlamışlardır:

$$\eta_v = 0.851 - 0.0241 \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (1.23)$$

Kompresörün süpürme hacmi aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$V_H = \frac{\pi D^2}{4} \frac{n}{60} S N = V_S \frac{n}{60} N \quad (1.24)$$

Burada, n , kompresörün dakikadaki devir sayısı ve N ise kompresördeki piston sayısıdır. Kompresör tarafından basılan soğutucu akışkanın hacimsel debisi (Savaş, 1987):

$$\dot{V} = \dot{m} v_1 \quad (1.25)$$

Denklemler 1.16, 1.24 ve 1.25 düzenlenirse soğutucu akışkan debisi;

$$\dot{m} = \rho_1 V_H \eta_v = \frac{\pi D^2}{4} \frac{n}{60} S N \rho_1 \eta_v \quad (1.26)$$

şeklinde elde edilir. Kompresörün motoru tarafından çekilen elektrik gücü aşağıdaki denklemden elde edilir (Segarra vd. 2005; Cabello vd. 2005):

$$W_{C,EL} = \frac{W_C}{\eta_{me}} \quad (1.27)$$

Burada, η_{me} kompresörün toplam mekanik ve elektrik verimi veya global verimi olarak tarif edilmiştir.

1.3. Değişken Frekanslı Kompresörler ve Frekans Değiştirici

Pistonlu kompresörler, 19. yy.'dan beri bilinmekte ve çok geniş çalışma şartlarında sağladığı basitlik, esnekliklerinden dolayı günümüzde hala soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde çokça kullanılmaktadır (Navarro vd., 2007). Bu kompresörlerde, elektrik motor milinin atmosfere kapalı ortamda kompresör ana miline doğrudan bağlı olması, soğutucu akışkan ve yağın motor sargılarıyla temas halinde olmasına sebebiyet vermektedir. Elektrik motoru veya kompresör grubu arızalandığı zaman, soğutucu akışkan sistem dışında bir silindire tamamen alındıktan sonra istenilen tamirat, uygun değişiklikler veya belirli bir grubun yenisi ile değiştirilmesi mümkündür. Arızalanan kısmın tamir edilebilir, yenilenebilir olması nedeniyle günümüzde tercih edilen soğutma kompresörleri arasına girmektedir (Özkoç, 1999).

Bir soğutma sisteminde kompresör en büyük enerji tüketicisi olduğundan toplam sistem verimini ve maliyetini büyük oranda etkiler. Günümüzde soğutma sistemleri genellikle tam yükte çalışma şartlarına göre tasarlanmalarına rağmen çoğu zaman kısmi yüklerde çalışmaktadır. Bundan dolayı bir soğutma sisteminde kompresör enerji tüketiminin azaltılmasının en geçerli yolu hızının soğutma yüküne göre ayarlanmasıdır. Böyle bir sistemde kompresör kapasitesi, sürekli olarak soğutma yükünü karşılayacak şekilde değişken hızlı bir sürücü ile kontrol edilir. Bu tür bir kontrolün birtakım avantajları vardır.

- Kısmi yüklerde daha yüksek verim
- Aşırı dizayn gereksinimlerinin azaltılması
- Sıcaklığın daha etkin kontrolü ve daha yumuşak kalkış
- İşletme maliyetleri tasarrufu

Değişken hızlı kontrolün bu avantajlarıyla beraber çeşitli endüstriyel alanlarda geniş oranda kullanımının yanında ticari soğutma uygulamalarında kullanım oranı fazla gelişmemiştir. Bunun başlıca sebepleri arasında;

- Kompresörlerin ve değişken hız sürücülerinin yetersiz gelişimi ve sisteme uyumu
- Genel amaçlı değişken hız sürücülerinin maliyeti arttırıcı yönde karmaşık yapıları
- İlk kurulumun yetersiz yapılmasının sonucu oluşan zayıf sistem kontrolü
- Motorun ilk kalkış anında çektiği yüksek akım (Tassou ve Qureshi 1997; 1998)

Değişken hızlı tahrikin öne çıkarılması yalnızca arzı talebe uydurma ihtiyacından değil, aynı zamanda esas olarak enerji kazancı ve bakım masraflarının düşürülmesi ile ilgili ekonomik faydalardan ve güvenilirliğin iyileştirilmesi amacıyla kaynaklanmaktadır. Bir motor ile tahrik düzeneği (kısaca sürücü) bir araya getirildiklerinde bir güç tahrik sistemi ortaya çıkar.

Değişken hızla tahrik yöntemi uygulaması ile kompresörün debisi ya da basıncının işletme şartlarına doğrudan eşitlenmesi sayesinde küçük sapmalar, diğer kontrol biçimlerine nazaran daha çabuk düzeltilebilir. Bu şekilde işletme performansı daha iyi hale getirilebilir. Kontrol sisteminin ideal olarak sonsuz küçük varyasyonlara duyarlı olması debi ve basınç çalkantılarının meydana gelmesini daha az olası kılar (Europomp, 2006).

Kompresör motor hızının değiştirilmesi için tercih edilen en önemli yöntem giriş frekansını değiştiren bir frekans değiştiricili sürücü kullanmaktır. Bu düzeneğin en yaygın şekli gerilim kaynaklı darbe genişlik modülasyonlu (PWM) frekans değiştiricisinin kompresör elektrik motoruna uygulanması ile elde edilir. Bir frekans değiştiricisi, girişindeki doğru akım gerilimini çıkışında istenilen değer ve frekansta alternatif akım gerilimine dönüştüren çeviricidir. Girişindeki doğru akım gerilimi sabit veya değişken olabilir. Bu gerilim, doğrultucu, akü, güneş pili veya diğer doğru

akım kaynaklardan elde edilir (Bingöl, 2005). Frekans değiştirici, frekansı ve gerilimi değişken bir dalga formu yaratır. En basit şekliyle, frekansla doğru orantılı bir voltaj üretir ve bu da motorda sabit bir manyetik akı oluşturur. Eğer bu tip dalga formları elektrik motorunun stator sargılarına uygulanırsa üretilebilen her türlü ayırık frekans için yeni bir ayırık hız-moment bağlantısı doğacaktır (Europomp, 2006).

Frekans değiştiriciler, çalışma alanlarına göre bir fazlı ve üç fazlı eviriciler olarak ikiye ayrılırlar. Uygulama alanları olarak; bir fazlı eviriciler genellikle bilgisayarı besleyen küçük güçlü kesintisiz güç kaynaklarında kullanılır. Üç fazlı frekans değiştiricilerden gerilim beslemeli olanlar alternatif akım motor sürücü sistemlerinde, kesintisiz güç kaynaklarında ve aktif harmonik filtrelerinde kullanılırken akım beslemeli frekans değiştiriciler ise büyük güçlü alternatif akım motor sürücü sistemlerinde kullanılır ve sınırlı bir uygulama alanına sahiptir (Bingöl, 2005).

Yarı hermetik pistonlu kompresörlerde, kompresörün elektrik motoru genellikle üç fazlı asenkron motordur. Üç fazlı asenkron motorlar, stator, rotor, rotor yatakları, pervane ve yan kapaklardan meydana gelen enerji dönüşümü yapabilen elektrik makineleridir. Stator üzerinde üç fazlı alternatif akım sargıları bulunmaktadır. Bu sargılar uygun şekilde düzenlenerek motorun istenilen kutup sayısında çalışması sağlanır. Her bir faza ait sargı uçları motor gövdesi üzerindeki bağlantı kutusuna toplam altı uç olarak bağlanır. Daha sonra motorun çalışma durumuna göre bu uçlar yıldız veya üçgen olarak bağlanırlar.

Rotor ise kısa devre ubuklu ve sargılı olmak üzere iki değişik yapıda olabilir. Kısa devre çubukları rotor gövdesine açılmış olukların içerisine eritilmiş alüminyum dökülerek oluşturulur. Bu ubukların uçları rotorun her iki dış kenarlarındaki birer alüminyum halka ile kısa devre edilmiştir. Rotoru sargılı olanlarda ise rotor sargıları statorda olduğu gibi üç fazlı olarak sarılırlar ve sargı uçları fırça ve bilezikler yardımıyla dışarı çıkartılarak motor gövdesi üzerindeki bağlantı kutusuna bağlanır (olak ve Bayındır, 2004).

Statorun toplam kutup sayısı P ve uygulanan gerilim frekansı da f ise, statorun devir/dakika cinsinden senkron hızı;

$$n_s = 120 \frac{f}{P} \quad (1.28)$$

Stator döner alanı, n_s senkron hızında dönerken, asenkron motorun hızı daima senkron hızdan daha küçüktür. Bileşke döner alanın rotora göre hızı ise, senkron hız ile rotor hızı arasındaki fark kadardır. Stator ve rotor hızları arasındaki fark, diğer bir ifadeyle bileşke döner alan hızı genellikle kayma hızı olarak ifade edilir. Stator ve rotor arasındaki kayma s ile gösterilip aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (1.29)$$

Burada n , asenkron motorun devir/dakika cinsinden hızıdır (Çolak, 2001).

1.4. Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma sisteminde, ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak soğutucu akışkanlardan yararlanır. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan çektikleri ısıyı diğer bir ortama atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırırmalı ve absorpsiyonlu sistemlerde görülürken hava gibi akışkan kullanan soğutma sistemlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır (Yamankaradeniz, 2002).

ASHRAE 34 numaralı standart tarafından sınıflandırıldığı üzere birçok soğutucu madde olmasına rağmen sadece bunların sadece bazıları ticari ve evsel soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır. Aşağıda kullanılan veya geçmişte kullanılmış genel soğutucu akışkan gruplarının kısa bir özeti verilmiştir.

Su (R718): Bir çok soğutma uygulamaları ya absorpsiyonlu çevrimden veya buhar sıkıştırılmalı çevrimden oluşmaktadır. Ticari absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde soğutucu akışkan olarak genellikle absorbent olarak lityum bromit gibi bir tuz çözeltisi ile su kullanılır. Su, zehirsiz, yanıcı olmayan ve çokça bulunan doğal bir soğutkandır.

Amonyak (R717): Amonyak (NH_3), doğal bir soğutucu olup en verimli akışkanlardan birisidir. Günümüzde hala kullanılan en eski akışkanlardan birisidir. Genellikle pozitif yer değiştirmeli kompresörlerin kullanıldığı buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Amonyak birçok büyük ticari iklimlendirme sistemlerinde kullanılmasına rağmen çoğunlukla endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır.

Karbondioksit (R744): Karbondioksit (CO_2) doğal bir soğutkandır. Bu yüzyılın başında kullanımının durdurulmasına rağmen yeni araştırmalar tekrar kullanımı için eğilimler göstermektedir. Önceleri, pozitif yer değiştirmeli kompresörlü buhar sıkıştırılmalı çevrimlerde kullanılmaktaydı. Gerekli yoğunlaşma basıncı yaklaşık 6200 kPa'nın üzerinde 30 °C'dedir ki bu da çok güçlükler çıkarmaktadır. Aynı zamanda kritik noktası çok düşüktür ve dolayısıyla verimi çok zayıftır.

Hidrokarbonlar: Propan (R290) ve izobütan (R600A), diğer hidrokarbonlar arasında buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak kullanılabilir. Kuzey Avrupa'da, buzdolapların yaklaşık % 35'i hidrokarbon kullanılmaktadır. Düşük zehirlilik ve yüksek verimlere sahip olmalarına rağmen yüksek oranda yanıcıdır (McQuay, 2007).

Kloroflorokarbonlar (CFC): Karbon yörüngesindeki hidrojen atomları tamamen klor ve flor atomları ile değişen soğutucu akışkanlara tam halojenli soğutucu akışkanlar denir. CFC'ler etan veya metan serisinden olabilirler. CFC'ler ozon tabakası üzerinde en fazla tahribat yapan soğutucu akışkanlardır. Ayrıca küresel ısınma potansiyelleri oldukça fazladır. CFC'lerin kimyasal kararlılıkları çok fazla olduğu için uzun zaman yapıları bozulmadan atmosferde kalabilirler. Sonuçta,

stratosfere ulaşarak ozon tabakasının delinmesine neden olurlar. Uygulamada en çok kullanılanları R11, R12, R13, R114 ve R115'tir.

Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC): Metan ve etan moleküllerinin yapısındaki hidrojen atomlarının bir kısmının klor veya flor atomları ile yer değiştirmesi sonucu oluşan moleküle kısmi halejenlenmiş adı verilir. Yani karbon yörüngelerinde hala bazı hidrojen atomları bulunmaktadır. Bütün hidrojen atomları klor ve flor atomları ile yer değiştirmemektedir. Bu oluşan moleküle HCFC adı verilir. HCFC'lerde klor atomu içerdiği ozon tabakası ile reaksiyona girer. Buna rağmen HCFC'lerin yapılarında hidrojen atomu olduğu için kimyasal kararlılıkları çok zayıftır. Atmosferde uzun süre yapıları bozulmadan kalamazlar. HCFC'ler atmosfere doğru yükselirken yapılarındaki hidrojen havadaki su molekülleri ile reaksiyona girerek yapıları bozulur. Bu yüzden HCFC'lerin çoğu atmosferin stratosfer tabakasına ulaşmaz ve çoğu atmosferin alt tabakalarında özünür. HCFC'lerin ozonu delme potansiyelleri azdır. Uygulamada en çok kullanılan HCFC'ler R22, R124 ve R123 olarak sayılabilir.

Hidrokloroflorokarbonlar (HFC): HFC'lerin temel molekülü yalnızca flor atomu ile halojenlenmiştir. Molekülün yapısında klor atomu yoktur. HFC'lerin yapısında flor, hidrojen ve karbon atomları bulunmaktadır. Yapılarında klor atomu bulunmadığı için HFC'lerin ozonu delme potansiyelleri sıfırdır. Yani ozon tabakası üzerinde hiçbir olumsuz etki yapmazlar. Buna rağmen küresel ısınmaya biraz olumsuz etki yaparlar.

Karışım ve İnorganik Soğutucu Akışkanlar: İki veya daha fazla soğutucu akışkanın belirli oranlarda karıştırlarak elde edilen yeni soğutucu akışkan gruplarıdır. En popöler karışım R500, R502, 404A ve 407A'dir. Günümüzde yapılan yoğun çalışmalar sonucu ozonu çok az veya hiç tahrip etmeyen karışım geliştirilmektedir. İnorganik soğutucu akışkanlar 1900'lü yıllarda çok kullanılmasına rağmen günümüzde yalnızca zehirleyici özelliği olmasına rağmen termodinamik özellikleri mükemmel olan amonyak (NH₃) kullanılmaktadır.

Kloroflorokarbon ve hidrokloroflorokarbon türü soğutucu akışkanların zaman içerisinde çevreye atılması ve atmosfere karışması, çevre kirlenmesine, atmosferde sera etkisinin artmasına ve ozon tabakasının tahribatına sebep olmuştur. Özellikle canlıları zararlı güneş ışınlarından koruyan ozon tabakası soğutucu maddelerin yapısında bulunan klor ve brom atomlarının serbest kalıp zayıf ozon moleküllerini parçalamasıyla tahrip olmaktadır (Beşer, 1997; Esen, 2005).

Soğutucu akışkanların atmosferin yukarı Stratosfer katmanında oluşan ozon tabakasını deldiği ve küresel ısınmaya neden olduğunun tespit edilmesinden sonra Amerika Birleşik Devletlerinde 1978’de CFC içeren kimyasalların kullanılması konusunda yeni yasal düzenlemeler getirilmiştir. Eylül 1987 yılında Kanada’nın Montreal kentinde ozonu tahrip eden maddelerin kullanımının kontrol altına alınması için 24 ülke ile Avrupa Ekonomik Topluluğu arasında protokol yapılmıştır. Protokolü imzalayan ülkeler dışında diğer ülkeler de ihracat, ithalat ve üretim konusunda yeni yasal düzenlemeler yapmışlardır. Ayrıca CFC’lerin belirli zaman içerisinde kullanımının azaltılması ve hatta tamamen yasaklanması karara bağlanmıştır.

Ozon tabakasında meydana gelen tahribatın değerlendirilmesi ve araştırılması için 1987 yılında Montreal Protokolü’nü değerlendirme amacıyla Haziran 1990 yılında Londra’da 54 ülkenin katılımıyla yeni kararlar alınmıştır. Bu kararlarda Montreal’de alınan kararlar desteklenmiştir. Ozonu tahrip eden maddeler sınıflandırılarak yeni gruplar meydana getirilmiştir. CFC’lerin belli bir zaman içerisinde kullanımının tamamen kaldırılması karara bağlanmıştır. Ozondaki delinmenin artması nedeniyle bazı hastalıklarda artış meydana geldiği tıp otoriteleri tarafından belirtilmektedir (Onat vd., 2004).

Avrupa Topluluğu şartnamelerine göre HCFC türü soğutucu akışkanların 2004 yılından itibaren yeni cihazlarda kullanımı ve 2010 yılında ise servis amaçlı kullanımı yasaklanmıştır (Kırmacı ve Özdemir, 2005; Özdemir ve Kırmacı, 2006). Bu durumda alternatif akışkanlar olarak R404A, R-407C, R-417A, R-421A ve R-410A gibi soğutucu akışkanları öne çıkmıştır. 1992 yılında Kopenhag Toplantısında

R-22'nin de içinde bulunduğu HCFC grubu soğutucu akışkanların kullanımının yasaklanması bir takvime bağlanmıştır. Ancak ABD, Japonya ve Kanada gibi ülkeler bu sürecin hızlandırılmasına karşı çıkmaktadırlar. Gerekçe olarak mevcut dönüşüm tarihinin sabitleşmesinin CFC soğutucu akışkanların dönüşümüne katkı yapacağını öne sürmektedirler. Amerika Birleşik Devletlerinin HCFC'lerin üretimden kaldırılmasını uzun sürece yaymasındaki tavrının nedenleri arasında en büyük HCFC üreticisi olmasının yanında, özellikle R-22 konusunda kendi içlerinde de tartışmaların devam etmesi etkili olmuştur. Çünkü R-502 alternatifi olarak geliştirilen R-402A, R402B, R-408A gibi bazı geçiş dönemi akışkanlarında belli oranlarda R-22 kullanılmaktadır. Termodinamik özelliklerinin çok iyi olması endüstriyel ve ticari uygulamalarda R-22'yi kolay kolay vazgeçilemez hâle getirmiştir. Ancak Avrupa Topluluğu farklı bir düzenleme ile HCFC'lerin yasaklanmasını üretim ve tüketim kontrolleri olarak iki ayrı periyotta değerlendirmiştir. Buna göre HCFC'ler 1997 yılı üretimi esas alınarak 1 Ekim 2000 tarihinden 1 Ocak 2025 tarihine kadar kademeli olarak sıfırlanacaktır. HCFC tüketimi ise 1 Ocak 2000'den 1 Ocak 2010 yılına kadar kademeli olarak azaltılarak yasaklanacaktır (Calm, 2002a, b; Park ve Jung, 2007; Halimic vd., 2003; Onat vd., 2004).

Soğutucu akışkanların ozon tabakasına olan zararları ODP (Ozone Depletion Potential, Ozon Tüketme Potansiyeli) değeri ile belirlenir. ODP değeri, R12 soğutucu akışkanı baz alınarak belirlenmektedir ve bu akışkan için 1'dir. Soğutucu akışkanların karbon monoksit içerikleri ise GWP (Global Warning Potential, Küresel Tehlike Potansiyeli) değeri ile tespit edilir (Saleh ve Wendland, 2006).

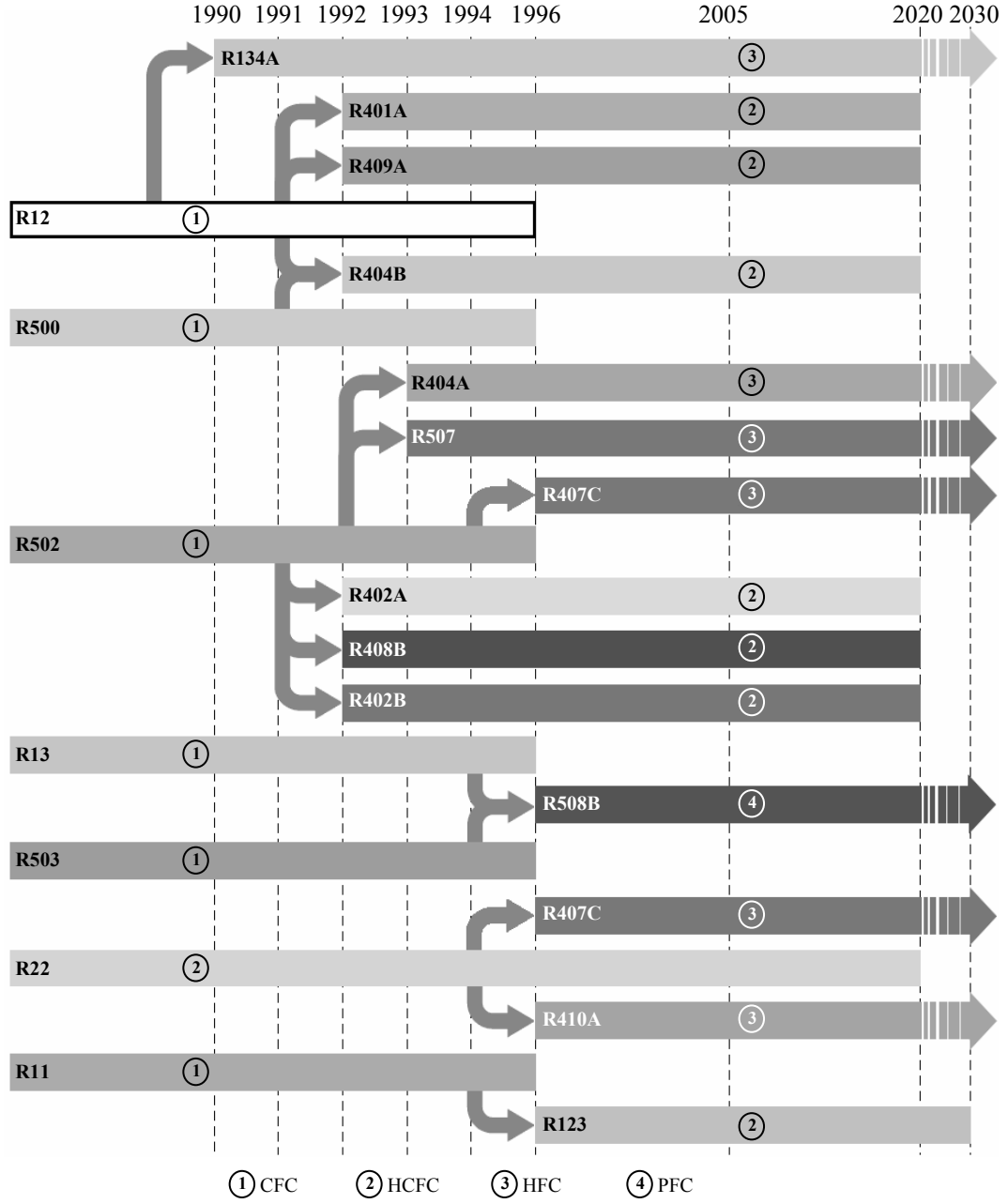
Günümüze kadar en çok kullanılan ve ozonu en çok tahrip eden R11, R12, R13, R22 ve R502' nin yerine kullanılan veya kullanılacak olan akışkanların ODP ve GWP değerleri ile fiziksel özellikleri karşılaştırılmalı olarak Çizelge 1.1'de verilmiştir (Özkoç, 1999; Dossat, 1997; Dupont, 2007).

Çizelge 1.1 Bazı soğutucu akışkanların özellikleri

Adı	Karışım oranı	ODP R12=1	GWP CO ₂ =1	Kritik sıcaklık (°C)	Kritik basınç (kPa)	Buharlaşma sıcaklığı 1 atm (°C)	Buharlaşma gizli ısı 1 atm (kJ/kg)	Isı iletim katsayısı 25 °C sıvı (W/mK)	Molekül Ağırlığı	Sıvı yoğunluğu 25 °C (kg/m ³)
R11	%100 R11	1	4000	108	4604	-33	227.3	0.09	94.4	1194
R12	%100 R12	1	8500	106	4682	-34.7	229.4	0.09	92.8	1193
R13	%100 R13	1	11700	75.5	4135	-49.2	-	0.0691	101.55	1151
R22	%100 R22	0.05	1500	82.6	4445	-47.4	-	0.075	94.71	1156
R23	% 23 R23	0	11700	72.1	3732	-46.5	201.5	0.0394	97.6	1048
R123	%100 R123	0.02	93	86.74	4619	-43.56	245.1	0.0819	86.2	1134
R134A	%100 R134A	0	1300	83.5	4340	-43.5	-	-	87	1060
R401A	% 53 R22 % 13 R152A % 34 R124	0.03	973	107	4600	-34.2	220.6	0.0697	97.45	1217
R401B	% 61 R22 % 11 R152A % 28 R124	0.035	1062	72.13	4926.1	-51.53	276.2	0.0886	72.58	1062
R402A	% 38 R22 % 60 R115 % 2 R290	0.02	2250	198	4409	23.82	181.4	0.087	137.38	1476
R402B	% 60 R22 % 38 R125 % 2 R290	0.03	1964	112	4116	-29.79	151.3	0.0743	120.93	1311
R404A	% 44 R125 % 52 R143A % 4 R134A	0	3260	28.9	3868	-81.4	125.4	0.065	104.46	1298
R407C	% 23 R32 % 25 R125 % 52 R134A	0	1526	96.24	4981	-40.8	233.5	0.0849	86.47	1195
R408A	% 47 R22 % 7 R125 % 46 R143A	0.026	2649	25.83	4836	-82.03	199.3	0.0774	70.01	669.91
R409A	% 60 R22 % 15 R142B % 25 R124	0.05	1288	183.7	3668	27.8	180.4	0.081	152.93	1463
R410A	% 50 R32 % 50 R125	0	1725	101.1	4060	-26.5	217.2	0.0824	102.03	1210
R502	% 48.8 R22 % 51.2 R115	0.307	5494	82.2	4075	-45.4	146.3	0.0642	111.64	1217
R507	% 50 R125 % 50 R143A	0	3300	70.9	3794	-46.7	200.5	-	98.9	1047
R508B	% 46 R23 % 54 R116	0	10350	14	3926	-88	128.7	0.005	95.39	-

Üretimi ve kullanımı önlenecek olan CFC ve HCFC türü soğutucu akışkanların yerine alternatiflerinin bulunması ve yaygınlaştırılması gereksinimi artmaktadır. Bu konuda 10 yıla yakın süreden beri yapılan araştırmalarda önemli gelişmeler elde edilmiştir. Bu araştırmalarda birçok yeni soğutucu akışkan keşfedilmiş, birçoğu da kullanılmaya başlanmıştır. Ozon tabakasını etkileyen CFC ve HCFC türü soğutucu akışkanların yerine kullanılması için yeni soğutucular üzerinde araştırmalar devam etmektedir (Özkoç, 1999). Kullanımı durdurulan veya durdurulması planlanan

soğutucu akışkanlar ile yerlerini alacak olan akışkanlar yıllara bağlı olarak Şekil 1.8’de verilmiştir (Dupont, 2007).



Şekil 1.8. Soğutucu akışkanların yıllara göre yer değişimi

1.4.1. Soğutucu Akışkan R404A

R404A, klor içermediğinden dolayı ozon tabakasına zararı olmayan, R502 (CFC) ile R22 (HCFC)'ye uzun dönemde alternatif olan, üçlü bir bileşimden meydana gelen, düşük ve orta sıcaklık uygulamaları için kullanılan bir soğutucu akışkandır. Her biri birer HFC olan R125, R143A ve R134A'nın karışımıdır ve karışım oranı sırasıyla % 44, % 52 ve % 4'tür. Akışkanın kimyasal formülü $\text{CHF}_2\text{-CF}_3/\text{CH}_3\text{-CF}_3/\text{CF}_3\text{-CH}_2\text{F}$ 'dir. R404A, R502 ve R22'nin kullanıldığı süpermarket dondurucuları ve soğutucularında, endüstriyel soğutma uygulamalarında, frigorik araçlarda ve buz makinelerinde kullanılabilir. Daha çok -50 °C ile -20 °C arasındaki düşük sıcaklık düşük uygulamalarında tercih edilse de, çok geniş sıcaklık aralıklarında çalışabilmesinden dolayı iklimlendirme uygulamaları gibi orta sıcaklık uygulamalarında da kullanılmaktadır. Termal ve kimyasal olarak kararlı, yanıcı olmayan bir akışkandır (Dupont, 2007; Honeywell, 2007).

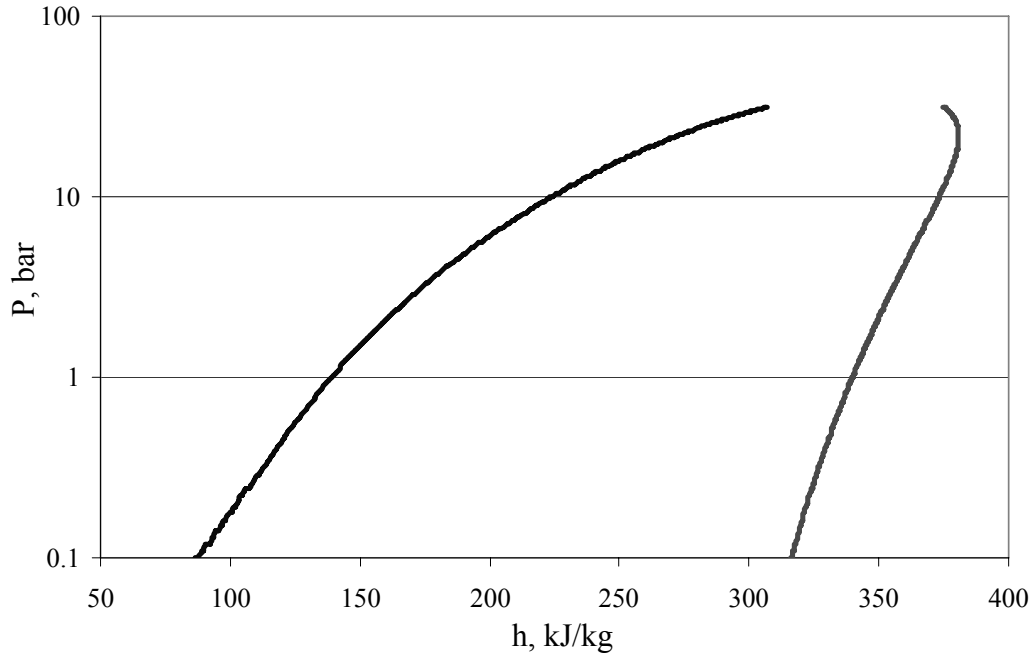
ASHRAE standartlarında R404A olarak adlandırılan akışkan, bazı firmalarca ticari olarak farklı isimlerde piyasaya sürülmektedir. Bunlardan Dupont firması Suva HP 62 (Dupont, 2007), Honeywell firması Genetron 404A (Honeywell, 2007), Arkema firması Forane 404A (Arkema, 2007) ve Solvay firması Solkane 404A (Solvay, 2007) gibi ticari isimler kullanılmaktadır.

R404A, her ne kadar R22'nin alternatifi olarak kullanılsa da daha çok R502 için üretilen bir akışkandır. R502'den daha düşük basma basıncına sahip olmasına rağmen R22'ninden daha yüksek basma basıncına sahiptir. -1°C ila 10°C arasındaki uygulamalarda R22'ye yakın soğutma kapasitesine sahipken -18 ve daha derin soğutma uygulamalarında R22'den daha iyidir. R502 ile kıyaslandığında ise R22'den daha fazla benzerlikler göstermektedir (Dupont, 2007).

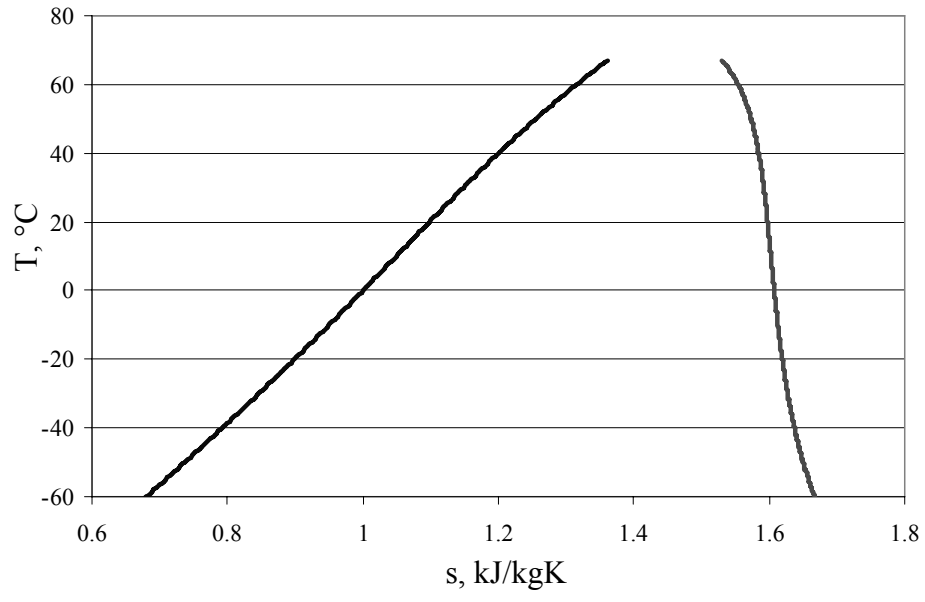
R404A akışkanı kullanılan sistemde, kompresörde akışkana karışmayan polyester (POE) yağ kullanılır. R22 veya R502 ile çalışan soğutma sisteminin R404A'ya uyarlanması düşünüldüğünde filtre kurutucunun değişmesi gerekmektedir. Bunun yanında R404A'nın volümetrik kapasitesi R502'ninkinden aşırı farklılık

göstermediğinden dolayı R404A kullanımında kompresörün değiştirilmesine gerek yoktur. Sıkıştırma oranı açısından R404A'nın oranı biraz yüksek olması çok önemli bir sorun oluşturmaz fakat yağlama yağı değiştirilmelidir (Göktun, 1998). R22'in soğutma kapasitesine benzer özellik göstermesine rağmen gerekli soğutucu akışkan debisi ve basıncı R404A kullanılan sistemde daha yüksek olduğundan farklı bir genişleme valfi gerekmektedir (Spatz ve Motta, 2004). R502 ile çalışan bir sistemde ise genişleme valfi R404A ile de tatmin edici olarak çalışabilir. Fakat aşırı kızdırma sıcaklığı tekrar ayarlanmalıdır.

R404A bir karışımdır, bundan dolayı, akışkan kompresöre mutlaka buhar olarak değil sıvı halde basılmalıdır. Buhar olarak şarj edilen soğutucu akışkan sisteme zarar verir (Honeywell, 2007). R404A'nın P-h ve T-s diyagramı Şekil 1.9 ve 1.10'da gösterilmiştir.



Şekil 1.9. R404A soğutucu akışkanının P-h diyagramı



Şekil 1.10. R404A soğutucu akışkanının T-s diyagramı

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Rice (1988b), klima uygulamalarında kullanılan pistonlu kompresöre sahip bir havadan havaya ısı pompası sisteminde toplam ısı değiştiricisi alanını parametre olarak seçerek sistem optimizasyonu yapmıştır. Çalışmasında öncelikle literatürdeki veri eksikliğinden bahsetmiş ve değişken hızlı sürücü teknikleri hakkında bilgiler vererek bunlarla çalışan kompresör ve üfleyicileri karşılaştırmıştır. Analitik çalışmasında, sayısal optimizasyon programı kullanarak ısı pompası modelini R22 soğutucu akışkanı için oluşturmuştur. Elde ettiği optimum ısı pompası konfigürasyonu ve optimum kompresör hızı sonuçlarını kullanarak değişken hızlı sürücüler için uygun çalışma şartlarını belirlemiştir. Ayrıca bu analizlerin sonucunda değişken ısı pompası şartları için hız kontrollü kompresör verimi hakkında tespitler yapmıştır.

Miller (1988), değişken hızlı havadan havaya çalışan bir ısı pompası üzerinde deneysel ve analitik incelemeler yapmıştır. Çalışmasında 9.7 kW soğutma kapasitesine sahip bir sistem kurmuş ve çevresel şartlarda deneyler yapmıştır. Kompresör motor frekansını 15 Hz ile 90 Hz arasında değiştirerek ısı değiştiricileri, kompresör ve üfleyici gibi sistem bileşenlerinin çevrim verim karakteristiklerini ölçmüştür. Elde ettiği sonuçlara göre, kompresör hızının sürekli olarak ayarlanmasıyla sistem verimi önemli ölçüde artmış, dolayısıyla enerji tüketimi azalmıştır. Sistem verimindeki bu artışı, soğutma yükünün, çevrim kayıplarının, ısı değiştiricisi yükünün ve defrost kayıplarının azalmasına bağlamıştır.

Perreira ve Parise (1993), ısı pompalarında kullanılan pistonlu kompresörlerde kapasite kontrolü üzerine bir araştırma yapmışlardır. İnceledikleri sistem, açık tip bir pistonlu kompresör, su soğutmalı kondanser, su soğutmalı evaporatör ve genleşme valfinden oluşmaktadır. Evaporatörün sabit aşırı kızdırma sıcaklığında ve sabit basınçta çalıştığı kabul edilmiştir. Sistemde R12 soğutucu akışkanı kullanılarak beş farklı kontrol yöntemini incelemişlerdir. Bu kontrol yöntemleri, değişken hız, değişken hacim, basma gazının by-pass edilmesi, emiş gazının kısılması ve emiş valfinin kapatılmasıdır. Yaptıkları simülasyonda, değişken hız ile değişken hacim

değerleri için kompresör verileri kullanılmıştır. Diğer parametreler için matematiksel model oluşturulmuştur. Beş farklı sistem parametresinin karşılaştırılabilmesi için ısıtma performans katsayısı ve kompresör basma sıcaklığı değerleri tespit edilmiştir. Model sonuçlarına göre kapasite kontrolü için en iyi sonuçları değişken hız ve değişken hacim kontrol mekanizmaları vermiştir. Değişken hızlı kapasite kontrolünde, soğutucu akışkan debisi arttıkça volümetrik verim düşmüş, güç tüketimi ile basma sıcaklığı artmıştır. Diğer bir sonuca göre, kondanser suyu çıkış sıcaklığı kompresör hızıyla beraber artmıştır.

Rasmussen vd. (1997), ev tipi buzdolaplarında kullanılan kompresörlerde değişken hızlı sürücü teknolojisi kullanarak enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik incelemeler yapmışlardır. Çalışmalarında, üç fazlı indüksiyon motorlu kompresör üzerinde darbe genişlik modülasyonlu frekans değiştiricisi kullanmışlardır. Kompresör performansının belirlenmesi için düzenek üzerinde motor torkunu ölçen bir cihaz ile güç analizörü kullanarak kompresör motorunun 1500 d/d ile 5000 d/d arasındaki çalışma karakteristiklerini ölçmüşlerdir. Sonuçlarında motor ile sürücü verimlerinin kompresör çalışma hızına bağlı olduğunu tespit etmişlerdir. Buna göre düşük hızlarda verim değerleri düşmüş, yüksek hızlarda ise verim değerlerinde nispeten artış gözlenmiştir. Fakat toplam enerji tüketimi açısından herhangi bir gelişmenin olmadığını tespit etmişlerdir. Rasmussen ve Ritchie (1997), yapmış oldukları araştırma projesinin ikinci safhasında yine ev tipi bir buzdolabında kullanılan kompresörde değişken hızlı sürücü kullanarak enerji tüketiminin azaltılmasını incelemişlerdir. Diğerinden farklı olarak bu çalışmada kompresörü üç fazlı sürtünmesiz DC motor ile tahrik etmişler ve motor frekansı için darbe genişlik modülasyonlu frekans değiştiricisi kullanmışlardır. Kompresör motorunun 1500 d/d ile 5000 d/d arasındaki çalışma karakteristiklerini ölçmüşler ve motor veriminin shaft torkundan doğrudan etkilendiğini fakat hız ile çok az bir değişim gösterdiğini tespit etmişlerdir. Sistemin enerji tüketimi sonuçlarına göre % 40'lık bir enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Outtagarts vd. (1997) çalışmalarında, kademeli motor kontrollü bir soğutma sisteminde genişleme valfi ile evaporatör performanslarını incelemişlerdir. Bu

çalışmaları için soğutma kapasitesi 6 kW olan bir deney düzeneği kurmuşlardır. Soğutucu akışkan olarak R22'nin kullanıldığı deneysel sistemde evaporatör olarak çift borulu ısı değiştiricisi kullanmışlardır. Sistemde kullanılan açık tip kompresör, bir invertöre bağlı elektrik motoru ile tahrik edilmiş ve frekansı 20 Hz - 120 Hz arasında değiştirilmiştir. Soğutucu akışkan debisi, Coriolis etkili bir debimetre ile ölçülmüştür. Yapılan deneysel çalışmada, yoğuşma şartları sabit, evaporatör sıcaklığı değişken ve kompresör hızı 1000 - 3000 d/d arası alınmıştır. Elde ettikleri sonuçlara göre, kompresör hızının artması ile soğutucu akışkan debisi ve buharlaşma sıcaklığı artmıştır. Düşük kompresör hızlarında sabit aşırı kızdırma sıcaklığına erişmek için geçen sürenin, yüksek kompresör hızlarına oranla daha uzun olduğunu tespit etmişlerdir.

Chaturvedi vd. (1998), sıcak su hazırlama uygulamaları için değişken kapasiteli direk genişmeli güneş enerjisi destekli bir ısı pompası sistemi geliştirmişlerdir. Sürekli değişen ortam şartlarında, kompresör kapasitesi ile kollektörün buharlaştırma kapasitesi arasında uygun bir ayarlama yapabilmek için, kompresör hızı bir frekans sürücü ile kontrol edilmiştir. Sistemdeki değişken frekans sürücüsü, kompresörün elektrik motorunu ayarlayarak kompresörün devir hızını değiştirmektedir. Geliştirilen sistemde evaporatör olarak 3.48 m² alanında tek serpantinli bakır borulu çiplak bir güneş kolektörü ve kondanser olarak gövde borulu bir ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Deneysel esnasında su debisi ile su giriş sıcaklığı sabit tutulmuştur. Kompresör motorunun çektiği güç, bir güçmetre ile ölçülmüştür. Kompresöre sıvı girişini engellemek için, bir emiş hattı akümülatörü kullanılmıştır. Kompresör frekansı 30 Hz ile 70 Hz arasında değiştirilmiştir. Elde ettikleri deney sonuçlarına göre, kompresör frekansı düşürülünce ısıl kapasite oranı da düşmüştür. Fakat kompresör gücü de frekans ile beraber düştüğünden COP değeri artmıştır. Verilen bir frekans ve solar radyasyon şartlarında COP değeri, ortam sıcaklığı ile hemen hemen doğrusal olarak artmıştır. Bununla beraber, yüksek frekans seviyelerinde, COP değerinin ortam sıcaklığına olan bağlılığı önemli ölçüde azalmıştır. Kompresör hızının azalmasıyla beraber kollektör sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki fark artmıştır.

Tassou ve Qureshi (1998), değişken hızlı kapasite kontrol uygulamaları için, pozitif sıkıştırmalı soğutma kompresörleri üzerinde araştırmalar yapmışlardır. Test için, açık tip pistonlu, yarı hermetik pistonlu ve açık tip paletli (rotary) kompresör kullanmışlardır. Deneyleerde soğutucu akışkan olarak R22 kullanılmıştır. Tüm kompresörler 25 kW soğutma kapasitesi için sabit ve değişken basma basıncı şartlarında test edilmiştir. Sonuçlarında, üç kompresörün de volümetrik verimi frekans ile birlikte düşmüş fakat izentropik verim artmıştır. Kompresör hızındaki düşme ile basma sıcaklığı azalmıştır. Yarı hermetik kompresörde hız düştükçe soğutma kapasitesi azalmıştır. Yine yarı hermetik pistonlu kompresörde çekilen güç 12-14 bar basınç seviyelerinde frekans ile birlikte artmaktadır. Fakat 18 bar basınç değerlerinde frekans arttıkça tüketilen güç oranında küçük bir azalma gözlenmiştir. Sistemin COP değeri, kompresör hızının azalmasıyla düşmüştür.

Benamer ve Clodic (1999a, b), çalışmalarında değişken ve sabit hızlı kompresörlerin enerji tüketimini karşılaştırmak için incelemeler yapmıştır. Bu maksatla laboratuvar ortamında kurdukları deneysel sistemde iki adet sarmal (scroll) tip kompresör kullanmışlardır. Sistemde sulu kondanser ve evaporatör kullanmışlar ve elektronik, çok orifisli, termostatik olmak üzere üç değişik genleşme valfi denemişlerdir. Evaporatör bir su tankına bağlıdır ve bu tank üzerinde farklı soğutma yüklerini simüle etmek için bir ısıtma sistemi bulunmaktadır. Soğutucu akışkan olarak R22'nin kullanıldığı sistemde soğutma yükü % 10 ile % 100 arasında değiştirilebilmektedir. Sonuçlarında, kompresör dönüş hızı % 40 ile % 80 arasında iken sistemin verimi artış göstermiştir. Dönme hızı 4500 d/d olduğunda optimum COP değerine ulaşılmıştır ve COP değeri dönme hızı 2700 d/d'nin altına düştüğünde azalma göstermiştir. Sabit ve değişken hızlı kompresörler, % 20'den % 100'e kadar farklı aralıklarda ısı yükleri için karşılaştırılmıştır. İki kompresör arasındaki güç tüketimi farkı düşük soğutma yüklerinde artmıştır. Bunun sonucunda düşük soğutma kapasitelerinde daha çok enerji tasarrufu sağlanmıştır. Değişken hızlı kompresör ile sabit hızlı sistem kıyaslandığında % 30 oranında enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Khan ve Zubair (1999) yapmış oldukları çalışmada, buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminin deneysel verilerini kullanarak sistem performansını incelemişlerdir.

Bunun için R22 soğutucu akışkanı kullanılan ve soğutucu akışkan debisi ile evaporatör kapasitesinin değiştirildiği, değişken hızlı bir soğutma sistemi modeli kurmuşlardır. Deneylerde kondanser suyu giriş sıcaklığı sabit tutulmuştur. Deneysel sistemin matematiksel modeli oluşturularak performans eğrileri elde edilmiş ve sistemin çalışmasını simüle eden sonlu zaman termodinamik model geliştirilmiştir. Sonuçlarında değişken hızlı soğutma sistem veriminin, düşük soğutma yüklerinde, sabit hızlı sisteme göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.

Wicks (2000), soğutma kapasitesi 3.5 kW olan fakat 1.75 kW soğutma yükünde çalışan hız kontrollü bir dondurucunun ikinci kanun analizini yapmıştır. R22 soğutucu akışkanının kullanıldığı dondurucuda kullanılan kompresörün verimi % 70'tir. Sistemin öncelikle normal çalışma şartlarındaki performansını incelemiş, daha sonra karşılaştırma açısından kompresör motor hızının değiştirildiği araştırmalar yapmıştır. Sonuçlarında hız kontrollü sistemin klasik sisteme oranla % 41'lik bir oranda elektrik tasarrufu sağladığını tespit etmiştir. Ayrıca kompresör hızının kontrolü, pistonlu veya sarmal tip pozitif yer değiştirmeli kompresörlerde, pozitif olmayan yer değiştirmeli kompresörlere nazaran daha pratik olduğunu belirtmiştir.

Koury vd. 2001, çalışmalarında buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminin geçici ve kararlı hal özelliklerini simüle etmek için iki sayısal model sunmuşlardır. Bu model tasarım halindeki deneysel bir sistem için kurulmuştur. Sistem, açık tip hız kontrollü bir kompresör, bir genişleme valfi, evaporatör, kondanser ve bir aşırı soğutucudan ibarettir. Kondanser iç içe borulu, evaporatör ise gövde borulu tiptir. Sistemde R12 ve R134A soğutucu akışkanları kullanılmış ve kondanser ile evaporatör bölgeleri kontrol hacimlerine ayrılmıştır. Soğutma sistemini kontrol etmek amacıyla sistemin her bir hacim bölgesi için, kütle, enerji ve momentum dengeleri kullanarak zamandan bağımsız diferansiyel sistem eşitlikleri elde edilmiştir. Elde ettikleri sonuçlara göre kompresör hızının artmasıyla COP değeri azalmış, bunun yanında aşırı kızdırma sıcaklığı artmıştır.

Park vd. (2001), değişken hızlı kompresöre sahip çok fonksiyonlu invertörlü bir iklimlendirme cihazı için deneysel analizler yapmışlardır. Kompresörün çalışma

frekansının değiştirilmesi ile sistemin soğutma yükü değiştirilerek sistem performansı analiz edilmiştir. Sistemde elektronik genleşme valfi ve paletli tip kompresör kullanılmıştır. Kompresör frekansı 30 Hz ile 90 Hz arasında değiştirilmiştir. Sonuçlarında kompresör frekansı azaldıkça COP değeri artış göstermiştir. G tüketimi kompresör frekansı ile beraber artmıştır. Frekans arttırıldığında, buharlaşma sıcaklığı düşmüş ve bununla beraber kompresör girişindeki soğutucu akışkanın aşırı kızdırma sıcaklığı artmıştır. Kompresör hızının yükseltilmesiyle artması gereken soğutucu akışkan debisi emiş hattındaki akışkanın kızdırılmasından dolayı azalma göstermiştir. Frekansın arttırılmasıyla ortaya çıkan bir diğer sonuç ise kompresör girişindeki akışkanın özgül hacminin artmasıdır. Sistemin soğutma kapasitesi de frekans ile birlikte artış göstermiştir.

Park vd. (2002) alışmalarında, süreklilik, enerjinin korunumu ve gerçek gaz denklemlerini kullanarak değişken hızlı paletli bir kompresör için termodinamik model geliştirmişlerdir. Modelde kompresör frekansının bir fonksiyonu olarak, kompresör performansı, emiş hattı soğutucu akışkan sıcaklığı, kompresör motor verimi ve volümetrik verim değerleri incelenmiştir. Tüm bu incelemeler için R22 soğutucu akışkanı ile çalışan bir sistem dizayn etmişlerdir. Sistemin soğutma kapasitesi özel olarak imal edilen bir kalori tankına g verilerek ayarlanmış ve kompresör emiş hattı basınç ve sıcaklığı sabit bir değerde tutulmuştur. Frekans değeri 45 Hz - 105 Hz arasında 15 Hz'lik artışlarla değiştirilerek kompresör performansı llmştr. Soğutucu akışkan Coriolis etkili bir debimetre, kompresör gücü dijital bir güçmetre kullanılarak llmştr. Deneysel sonuçlarına göre frekans ile sistem parametreleri değişikler göstermiştir. Örneğin, kompresör frekansı arttırıldığında, kompresörün sıkıştırma işleminin adyabatik sıkıştırmaya yaklaştığını tespit etmişlerdir. Soğutma kapasitesi frekans ile birlikte artmış fakat yüksek frekanslara çıkıldıkça bu artış oranında azalmalar gözlenmiştir. Bunların yanında kompresör gücü, frekans 75 Hz'ye gelinceye kadar doğrusal olarak artmıştır. Fakat 75 Hz'nin üstündeki frekanslarda kompresör gücündeki artışta, mekanik verimdeki azalmalardan dolayı yavaşlama tespit edilmiştir. Yine kompresör frekansı 75 Hz değerlerine kadar arttııka, COP değeri 2.65'ten 2.99'a yükselmiştir. Fakat 75 Hz'nin üstündeki frekanslarda COP değeri, frekansın artmasıyla düşmüştür. Son olarak

frekans 60 Hz'den 90 Hz'ye doğru arttırılırken, güç artışından ve verimin düşmesinden dolayı basma sıcaklığı kademeli olarak artmıştır.

Almeida vd. (2003) çalışmalarında, Avrupa Birliği ülkelerindeki endüstriyel sektörlerde elektrik motorlarının enerji tüketimi hakkında bir araştırma yapmışlardır. Bu araştırmalarında enerji verimli motor teknolojileri, değişken hızlı sürücüler ve proses cihazları (pompalar, fanlar, kompresörler) uygulamalarındaki elektrik tasarruf potansiyellerini tartışmışlardır. Sonuçlarında tespit ettikleri bir husus, enerji verimli motorlar ve değişken hızlı sürücülerin çok geniş enerji tasarruf potansiyeli olmasına rağmen Avrupa'da henüz geniş bir şekilde uygulanmamasıdır.

Cho vd. (2003), deneysel çalışmalarında, invertör sürücülü sarmal tip bir kompresörün hızını değiştirerek performansını ölçmek için R22 soğutucu akışkanı ile çalışan deneysel bir sistem kurmuşlardır. Soğutma yükünü simüle etmek için kalorimetre ile sanal yük oluşturulmuştur. Kompresör frekansı 45 Hz - 105 Hz arasında 15 Hz'lik aralıklarla arttırılmıştır. Sonuçlarında, frekans 75 Hz'ye arttırıldıkça kompresör gücünde doğrusal bir artış tespit edilmiştir. 75 Hz'nin üstünde ise bu artış kompresördeki mekanik kayıpların artmasından dolayı kademeli hale dönüşmüştür. Frekansın arttırılması emilen soğutucu akışkan debisini arttırdığından soğutma kapasitesi de artmıştır. Normalleştirilmiş adyabatik verim ve COP değerleri frekans ile beraber artış göstermiştir. Sarmal tip kompresördeki toplam sıkıştırma kayıpları frekans düştükçe artmış ve aynı zamanda frekansın düşmesi kompresörün sıkıştırma odacıklarındaki merkezkaç kuvveti ve yüksek sıkıştırma basıncından dolayı bu odacıklar arasındaki kaçakları da arttırmıştır.

Aprea vd. (2003), kompresör hızının değiştirilmesiyle soğutma kapasitesinin kontrol edildiği bir soğutma sisteminin ekserjetik analizini yapmışlardır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde bir soğuk oda, yarı hermetik pistonlu bir kompresör, kondanser, evaporatör, sıvı deposu, bir termostatik ve bir manuel olmak üzere iki genişleme valfli bir manifold bulunmaktadır. Kullanılan kompresör, R22, R407C ve R507 ile çalışabilmektedir. 50 Hz frekans değerinde çalışacak şekilde dizayn edilen kompresör polyester yağ ile yağlanmış ve dalga genişlik modülasyonlu frekans

düzenleyicisi ile regüle edilmiştir. Kondanser üzerindeki hava sıcaklığını sabit tutmak ve dış ortam şartlarını simüle etmek için hava, içerisinde ısıtıcıların bulunduğu yalıtılmış bir kanaldan geçirilmektedir. Soğuk odanın soğutma kapasitesi elektrikli ısıtıcılar ile simüle edilmiştir. Deneyler, yaz şartları ve kış şartları olmak üzere iki kısımda yapılmıştır. Yaz şartlarında kondansere giren hava sıcaklığı 32 °C'de, kış şartlarında ise 10 °C'de tutulmuştur. Yapılan testlerde kompresör frekansı 30, 35, 40, 45 ve 50 Hz değerlerinde ayarlanarak ölçümler yapılmıştır. Kompresör içerisinde oluşabilecek yağlama problemlerine karşılık en düşük frekans değeri 30 Hz seçilmiştir. Bu aralıklarda R22'nin en uygun alternatifleri olarak düşünülen soğutucu akışkanlar, R407C, R507 ve R417A test edilmiştir. Elde ettikleri sonuçlara göre, değişken hızlı kompresör uygulamalarında R22 soğutucu akışkanı ile çalışan sistemin toplam ekserjetik performansı diğer akışkanlarıkinden daha iyi çıkmıştır. Bu akışkanın alternatifleri arasında ise en iyi performansı R407C sergilemiştir. Deneylerde kompresör hızı düştükçe COP değeri artmış ve soğutucu akışkan debisi ile yoğuşma basıncı azalmıştır. Bunun yanında buharlaşma basıncı çok küçük bir artış sergilemiştir. Kompresör hızı azaldıkça volümetrik verimde de hafifçe bir düşüş görülmüştür.

Aprea ve Renno (2004), buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminin çalışmasını simüle etmek için deneysel bir sistemin termodinamik analizini yapmışlardır. Bu deneysel sistemde kompresör hızı bir invertör yardımıyla, frekans değeri 30 Hz - 50 Hz arasında ayarlanarak değiştirilmiştir. Kompresör yarı hermetik pistonlu tiptir ve R22 ile alternatifi olan akışkanlar için dizayn edilmiştir. Deneysel sonuçlarında kompresör hızı düştükçe COP değeri artmıştır. Bunun yanında kompresör hızı ile soğutucu akışkan debisi düştükçe ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer katsayısı sabit kalmıştır. Ekserjetik verim değerinin de aynı COP değeri gibi hareket ettiği gözlemlenmiştir. Kompresör hızı düştükçe yoğuşma basıncı düşmüş, buharlaşma basıncı artmış ve böylece sıkıştırma oranı ve kompresör tersinmezliğinde bir azalma meydana gelmiştir.

Aprea vd. (2004a), deneysel çalışmalarında soğutma sistemlerinde kapasite kontrolünü enerji tüketimi açısından analiz etmişlerdir. Bu analizlerinde kapasite

kontrolü, değişken hızlı bir kompresör ile birlikte klasik aç/kapa kontrollü termostatik cihaz kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan kompresör yarı hermetik pistonlu kompresördür ve R22, R507 ve R407C soğutucu akışkanları ile çalışabilmektedir. Deneyler 30 Hz - 50 Hz frekans aralıklarında yapılmıştır. Bu frekans aralıklarında R22'nin yerini alabilecek en uygun akışkanlar olarak düşünölen R407C, R507 ve R417A akışkanları test edilmiştir. Kullanılan genleşme valfleri her bir soğutucu akışkan için farklıdır fakat R417A için imal edilmiş özel bir genleşme valfi olmadığı için R407C için üretilen tip kullanılmıştır. Kondanser üzerindeki havanın sıcaklığını sabit tutmak ve dış ortam şartlarını simöle etmek için hava, içerisinde ısıtıcıların bulunduğu izole edilmiş bir kanaldan geçirilmektedir. Soğuk oda içerisindeki soğutma yükü bir regölatöre bağlı elektrikli ısıtıcılarla simöle edilmiştir. Deneysel ölçümler için, Coriolis etkili debimetre, güçmetre, piezoelektrik mutlak basınç sensörü ve sıcaklık sensörleri kullanılmıştır. Kullanılan soğutucu akışkanların özellikleri bir bilgisayar programı yardımıyla hesaplanmıştır. Deneyler esnasında kondanserin bulunduğu hava kanalının içi ısıtıcı yardımıyla yaz şartları için 32 °C'de, kış şartları için 10 °C'de tutulmuştur. Testler, soğuk oda sıcaklığı 5, 0, -5, -10 ve -15 °C ve kompresör frekansı 30, 35, 40, 45 ve 50 Hz için yapılmıştır. İki gün boyunca ve her bir soğutucu akışkan için ayrı ayrı yapılan deneylerin sonuçlarına göre, enerji tasarrufu açısından hem kış hem de yaz sezonu ölçümleri birbirine yakın özellik göstermiştir. Kompresör hızı azaldıkça COP değeri artmış, soğutucu akışkan debisi azalmış ve aynı zamanda buharlaşma basıncı çok az bir artış göstermiştir. Bunun yanında yoğuşma basıncı düşmüş ve sıkıştırma oranı kompresör hızıyla azalmıştır. Elde edilen bir diğer önemli sonuç ta, tüm deneysel şartlarda en iyi performansı R22 göstermiş ve onu R407C, R417A ve R507 takip etmiştir. Kompresör hızı azaldıkça volümetrik verimde küçük bir düşüş olmuş ve izentropik verim artmıştır.

Apra vd. (2004b), buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde, soğuk oda sıcaklığının bir fonksiyonu olarak en uygun kompresör hızını belirleyebilen bulanık mantık kontrol algoritması geliştirmişlerdir. Sitemde kullanılan pistonlu kompresörün hızı, frekansının 30 Hz - 50 Hz arasında ayarlanmasıyla değiştirilmiştir. Bu aralıklarda, R22 yerini alacak olan R507 ve R407C gibi soğutucu akışkanlar test edilmiştir.

Deneysel sonuçlarına göre, sistemin değişken hızla kontrol edilmesi ile klasik termostatla kontrol edilmesi kıyaslandığında R407C kullanılan deneysel sistemin % 13'lük bir enerji tasarrufu sergilediği tespit edilmiştir. Kompresör elektrik gücü için invertör maliyeti göz önüne alındığında ve kompresör hız kontrolü için yapılan uygulamalardan kaynaklanan ilave maliyetler hesap edildiğinde, 3 yıllık bir zaman diliminde sistemin kendini amorti edeceği tespit edilmiştir.

Shao vd. (2004), ısı pompalarının ve iklimlendirme cihazlarının kapasitelerini ayarlamak için değişken hızlı bir kompresör kullanarak sistem analizi yapmışlardır. Bu maksatla üç değişik kompresörün kullanıldığı bir deneysel sistem kurmuşlardır. Sistemde kullanılan bu üç tip kompresör paletli tiptedirler. Değişken çalışma şartları ve değişken frekanslarda yapılan deneysel çalışmalarında soğutucu akışkan debisi ve kompresör gücü incelenmiştir. Sonuçlarında COP değerinin en yüksek frekans aralığı, genellikle üretim esnasındaki en temel frekansın olduğu tespit edilmiştir.

Tian vd. (2004), çalışmalarında değişken hızlı tablalı bir kompresörde (variable displacement wobble plate compressor, VDC) kullanılan kontrol valfinin matematiksel bir modelini yapmışlar ve bu matematiksel model için bir test sistemi kurmuşlardır. Kurmuş oldukları model, güç, denge eşitlikleri, kütle ve enerjinin korunumu eşitliğine dayanmaktadır. Test sistemi odanın içinde ve dışında temel sistem elemanları, kontrol sistemi ve ölçüm sisteminden oluşmaktadır. Temel sistem elemanları, kompresör, kondanser, likit deposu, evaporatör ve genişleme valfinden oluşmaktadır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan R134A'dır. Sistemde kontrol edilen parametreler, kompresör hızı, kompresör basma basıncı ve soğutma yüküdür. Ölçülen parametreler kompresör dönüş hızı ile soğutucu akışkan debisi, sıcaklıkları ve basıncıdır. Deney sonuçlarına göre, değişken hızlı kompresörün performansı için dört çalışma modu tespit etmişlerdir. Bunlar sabit dönüş hızı, sabit piston strok uzunluğu, değişken dönüş hızı ve sabit piston strok uzunluğudur. Ayrıca emiş basıncı ve kompresör dönüş hızı ile birlikte soğutucu akışkan debisi artmıştır.

Tian ve Li (2005a), çalışmalarında değişken debili tablalı bir kompresöre (wobble plate compressor) sahip otomobil iklimlendirme sisteminin özelliklerini simüle

etmişlerdir. Sistem değişken debili bir tablalı kompresör, kanatçıklı borulu bir evaporatör, paralel akımlı bir kondanser, bir genleşme valfi ve emiş borusundan oluşmaktadır. Bu test sistemi üzerinde elde ettikleri deneysel verilerle dinamik simülasyon sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre, dinamik modelin hesaplanan değerleri ile deneysel veriler arasında tutarlılıklar tespit etmişlerdir. Elde ettikleri bir diğer sonuç ise, dış ortam parametreleri değiştikçe, piston strok uzunluğunun değişim zamanında gecikme söz konusu olmuştur. Aynı zamanda, piston strok uzunluğuna bağlı olarak kompresör dönme hızının aniden değişmesi esnasında soğutma kapasitesi ve kompresör güç tüketimi için büyük bir değişme gözlemlenmiştir.

Tian ve Li (2005b) yapmış oldukları diğer bir çalışmada, değişken debili kompresöre sahip bir otomobil iklimlendirme sisteminin kararlı hal performansını analiz etmek için matematiksel model geliştirmişlerdir. Bu matematiksel model ile gerçek sistemi karşılaştırmak için bir sistem modeli dizayn etmişlerdir. Bu modelde kompresör dönme hızının etkisi, kondanser girişindeki hava sıcaklığı ve performans bandı üzerinde evaporatörden geçen hava debisi simüle edilmiştir. Kompresör dönme hızı arttığında, evaporatör hava giriş sıcaklığı ile evaporatör basıncı artış göstermiştir.

Tian vd. (2005), otomobil iklimlendirme sistemleri için değişken debili kompresör ile bir test düzeneği kurmuşlar ve bu düzenek üzerinde piston strok uzunluğunun değişimini incelemişlerdir. Kompresör beş silindirli, tablalı ve 10 - 156 cm³ aralığında değişken debili tiptir. Sonuç olarak, değişken debili kompresörler için piston strok uzunluğunun düşmeye başladığı bir histerezis bölge tespit etmişlerdir. Bu bölge, kompresör dönüş hızından ve basma basıncından etkilenmektedir ve basma basıncı veya kompresör hızı arttığında artış göstermiştir.

Camoirano ve Dellepiane (2005) yayınladıkları bildiride, elektrikle tahrik edilen pompa, kompresör, fan gibi cihazların tork ve hızlarının doğru kontrolü için değişken frekanslı sürücülerin kullanımı üzerine incelemeler yapmışlardır. Değişken hızlı sürücülerin temel kavramları hakkında kısa bir değerlendirme yaptıktan sonra, günümüzde var olan farklı tipteki değişken frekans sürücülerini hakkında bilgiler

vermişler ve bu tür sistemlerin teknolojilerine değinmişlerdir. Çalışmalarında özellikle pompalama istasyonlarındaki pompaların değışken frekanslı sürücülerle kontrolü üzerinde durmuşlardır.

Buzelin vd. (2005), çalışmalarında endüstriyel soğutma uygulamalarındaki enerji tüketimini azaltmaya yönelik alternatif bir çözüm önerisi sunmak için laboratuvar şartlarında bir soğutucu imal etmişlerdir. Sistemde dış ortamdan yalıtılmış 18.5 m³ hacminde, duvar kalınlıkları 5 cm olan bir soğuk oda kullanılmıştır. Soğuk oda içerisinde ısı yük olarak kullanılmak üzere 1.46 m³'lük su kapasitesine sahip silindirik bir depo bulunmaktadır. Soğuk odadaki evaporatör üzerinde dengelemeli bir genişleme valfi vardır ve soğuk odanın içerisinde üst kısma yerleştirilmiştir. Frekans kontrollü sistemin kompresör hızını kontrol etmek frekans invertörü kullanılmıştır. Sistemin çalışması esnasındaki gücü ve elektrik tüketimini ölçmek için bir güçmetre kullanılmıştır. Değişken kontrollü sistem ile klasik aç/kapa kontrollü sistemin işletme ve enerji tüketim maliyetlerinin, elde edilen gerçek değerler ile kıyaslanması için 24 saatlik deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde her iki sistemin birçok yerinden sıcaklık değerleri ölçülmüş ve enerji tüketimi kWh cinsinden hesaplanmıştır. Sonuçlarında, aynı şartlarda çalışan aç/kapa kontrollü sisteme kıyasla, frekans invertörlü sistemin elektrik enerjisi tüketimi % 35.24'lük bir oranda ekonomiklik sergilemiştir.

Kim ve Kim (2005), değışken hızlı buhar sıkıştırırmalı sistemin performansını belirlenmiş hatalar için deneysel olarak incelemişlerdir. Test donanımı, açık tip bir pistonlu kompresör, kondanser, evaporatör ve elektronik genişleme valfinden oluşmaktadır. Kondanser ve evaporatör iç içe borulu ısı değıştiricileridir. Soğutucu akışkan olarak R22 kullanılmıştır. Kondanserdeki ikinci akışkan su, evaporatördeki ikinci akışkan ise etilen-glikol karışımıdır. Kompresör bir invertör vasıtasıyla tahrik edilmektedir. Elde ettikleri sonuçlara göre, değışken hızlı çalışma şartlarında sistem parametreleri hatalara daha az duyarlıdır. Ayrıca, soğutucu akışkan debisi ile ısı değıştiricisinin toplam sistem üzerindeki etkisinin önemine değinmişlerdir. COP değerinin hata oranı, değışken hızlı durumda, sabit hızlı duruma göre daha etken olarak gözlemlenmiştir.

Nasution ve Hassan (2006), bir iklimlendirme sisteminde frekansı kontrol edilen değişken hızlı bir kompresörün soğutma yüküne karşılık verebilme, enerji tasarrufu ve ısı uygulamlarda termal konfor sağlama potansiyellerini incelemiştir. Bu maksatla sabit hızlı deneysel bir iklimlendirme sistemi üzerine invertör monte etmişlerdir. Deneysel sistemde enerji tüketimi ile sıcaklıkların tespiti için veri işleme ünitesi bulunmaktadır. Deneylerde kompresör frekansı 20 Hz - 50 Hz arasında 5 Hz'lik artışlarla değiştirilmiştir. Soğutma yükü için 0.5, 0.7 ve 1 kW'lık ısıtma işlemi uygulanmıştır. İvertör tarafından sürülen bir kompresörün kullanıldığı bu deneysel sistem ile oda sıcaklığı daha etkin bir biçimde kontrol edilmiş ve böylelikle enerji tasarrufu sağlamışlardır.

Sarntichartsak vd. (2006), R22 ve R407C ile çalışan invertörlü bir iklimlendirme sisteminde yağ dolaşımının etkilerini araştırmak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Test edilen yağlar, mineral yağ (MO) ve polyester yağ (POE) olmak üzere iki türdür. Deneylerinde kompresör frekansı 30 Hz ile 50 Hz arasında değiştirilerek ve kompresör yağ seviyesi 0.8 lt ve 1 lt tutularak ölçümler yapılmıştır. Sonuçlarında, kompresör hızının azalmasıyla, sistemde dolaşan yağ debisi de düşmüştür. Yüksek performanslarda yağlama konsantrasyonunun sistem performansını etkilediği görülmüştür. Yağlama miktarı 0.8 lt olan sistem, 1 lt olan sistemden daha etkin bir performans sergilemiştir. R407C ile mineral yağ ikilisinin değişken hızlı iklimlendirme sistemlerinde kullanılmasının çok uygun olmadığı görülmüştür. Önerdikleri modelde, karışır akışkan-yağ çiftleri için daha iyi sonuçlar elde edilmiştir.

Aprea vd. (2006), çalışmalarında deneysel olarak buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde kullanılan sarmal tip bir kompresörün hızını değiştirerek enerji tasarrufunu incelemiştir. Deneysel sistem, hermetik sarmal tip bir kompresör, bir su deposunun içerisine yerleştirilmiş plakalı ısı değiştiricisi, kanatçıklı borulu bir ısı değiştiricisi ve iki termostatik genişleme valfinden oluşmaktadır. Kompresör hızı sürekli olarak bulanık mantık algoritması ile ayarlanan invertör ile kontrol edilmiştir. Sonuçta farklı çalışma şartları için, bulanık mantığa dayalı bir kompresör hız kontrol algoritması kullanarak klasik termostatik kontrole oranla yaklaşık % 20 oranında

enerji tasarrufu sağlanmıştır. En iyi ekserjetik performans kompresör hızı düştüğünde elde edilmiştir. Bundan başka, en iyi enerji tasarrufu değerini elde etmek için belirli bir soğutma yüküne karşılık gelen optimum frekans belirlenmiştir.

Tian vd. (2006), güç denge eşitliği ile kütle ve enerjinin korunumu eşitliğine dayanan ve değişken hızlı çalkantılı levhalı kompresörde (variable displacement swash plate compressor, VDSC) kullanılan kontrol mekanizması için bir matematiksel model geliştirmişlerdir. Matematiksel modeli incelemek üzere değişken hızlı kompresör için bir test modeli kurmuşlardır. Sonuçlarına göre simüle edilmiş sonuçlar ile deneysel verilerin uyduğu görülmüş ve aynı değişken hızlı tablalı kompresör gibi, değişken hızlı kompresör için dört çalışma modu tespit etmişlerdir. Bunlar sabit dönüş hızı, sabit piston strok uzunluğu, değişken dönüş hızı ve sabit piston strok uzunluğudur. Diğer bir sonuç ise soğutucu akışkan debisi, emiş basıncı ve dönüş hızı ile birlikte artmıştır.

Esbri vd. (2007), çalışmalarında değişken hızlı kompresörlü bir soğutma sistemi üzerinde deneysel incelemeler yapmışlardır. Çalışmalarında öncelikle yapay sinir ağları metodunu tanımlamışlar ve daha sonra deneysel olarak kurdukları soğutma sistemini tarif etmişlerdir. Deneysel olarak kurdukları değişken hızlı buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, soğutucu akışkan kısmı, yoğusturucu suyu kısmı ve buharlaştırıcı kısmından oluşmaktadır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R22 kullanmışlardır. Deneysel çalışmalarında, kompresör hızını değiştirerek soğutma yükünde ve yoğuşma şartlarında meydana gelen değişimleri incelemişlerdir. Elde ettikleri verileri yapay sinir ağları metoduyla modelleyerek tahmin ve gerçek değerleri kıyaslamışlar ve bunları grafikler halinde vermişlerdir.

Cho vd. (2007), değişken hızlı bir CO₂ çevrimi üzerinde deneysel olarak ölçümler ve analizler yapmışlardır. Bu analizlerde soğutucu akışkan debisi, kompresör frekansı, elektronik genleşme valfi ve ısı değiştiricisi boyutu sistem değişkenleri olarak incelenmiştir. Kurdukları deneysel CO₂ düzeneği, sarmal tip bir kompresör, kondanser, evaporatör ve bir genleşme valfinden oluşmaktadır. Bu elemanlardan kompresör ve kondanser dış ünite, evaporatör ve genleşme valfi iç ünite

bulunmaktadır. Kondanser ve evaporatör, bakır borulardan yapılmış kanatçıklı borulu ısı değiştiricileridir. Kompresör kapasitesi standart ısıtma şartlarında 4.5 kW'dır. Çevriminin soğutma performansı, soğutucu akışkan debisi değiştirilerek ölçölmüştür. Deneyler, 27 °C'lik iç sıcaklık ve 35 °C'lik dış sıcaklık şartlarında yapılmıştır. CO₂ sisteminin performansı, kompresör frekansı 30 Hz - 60 Hz arasında 10'ar Hz'lik artışlarla değiştirilerek ölçölmüştür. Aynı zamanda elektronik genleşme valfinin açılışı % 35 - % 56 arasında % 7'lik artışlarla değiştirilerek sistem performansı incelenmiştir. Sonuçlarında COP değeri, kompresör frekansının artmasıyla düşüş göstermiştir. Aynı zamanda kompresör frekansı arttırıldığında soğutucu akışkan debisi de artış göstermiştir. Fakat frekans arttıka artan akışkan debisinin eğimi, sıkıştırma işlemi esnasındaki kaçaqlardan dolayı küçölmüştür. Bir diğer tespit edilen husus, kondanser ile evaporatör arasındaki basınç farkı kompresör frekansı ile artış göstermiştir. Soğutma kapasitesi ve kompresör güç tüketimi, yine kompresör frekansı ile birlikte eşzamanlı olarak artmasına rağmen kompresör güç tüketimindeki artış, soğutma kapasitesindekinden daha yüksek olmuştur. Bu da soğutma COP değerinin düşmesine neden olmuştur.

Karlsson ve Fahlén (2007), ısı pompalarında değişken hızlı kapasite kontrolü uygulamasının enerji tasarrufuna etkilerini incelemişlerdir. Bu maksatla laboratuvar ortamında deneyler yapmışlardır. Deneysel sistemlerinde yer kaynaklı ısı pompaları için dizayn edilmiş iki adet ısı pompası kullanılmıştır. Dolaylı sistem olan ısı pompasında kondanser ve evaporatör olarak plakalı tip ısı değiştiricileri ve soğutucu akışkan olarak R407C kullanılmıştır. Kompresörlerden ilki, değişken hız uygulamaları için dizayn edilmeyen iki silindirli pistonlu tiptir ve 30 Hz ile 75 Hz arasında çalıştırılmıştır. Isı değiştiricileri 50 Hz'deki kapasite değerleri için seçilmiştir. Diğer kompresör ise, değişken hız uygulamaları için dizayn edilen sarmal tip kompresördür ve 30 Hz ile 120 Hz arasında çalıştırılmıştır. Isı değiştiricileri ise 80 Hz çalışma kapasitesi için boyutlandırılmıştır. Sonuçlarında her iki ısı pompası için COP değeri % 5 ile % 15 arasında artış göstermiş ve sarmal kompresörlü sistemin artışı daha fazla olmuştur. Pistonlu kompresörün verimi frekans ile düşüş göstermekle beraber diğerinde ise artış göstermiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi

Frekans kontrollü değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin birinci kanun analizinin yapılmasıyla deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçların teorik soğutma sistemi ile kıyaslanması amaçlanmaktadır. Bu maksatla evaporatör sıcaklığı, kondanser sıcaklığı, kompresör izentropik ve volümetrik verimi, kompresör frekansı gibi sistem performansını etkileyen değişken parametreler ile COP değerinin hem teorik ve hem de deneysel sistem için bir karşılaştırılması yapılacaktır. Bunun için sistemin her bir elemanına termodinamiğin birinci kanun analizi uygulanacaktır. Deneysel sistemin çalışma verileri ile teorik sistem verilerinin karşılaştırılabilmesi için hesaplamalarda aşağıda belirtilen kabuller yapılacaktır.

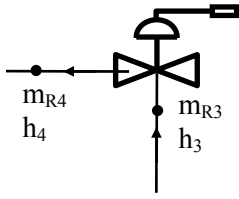
Deneysel Sistem

- Kontrol hacmi içerisindeki soğutucu akışkan özellikleri sabittir.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Kompresör sargı ve pistonları ile soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi ihmal edilmiştir.
- Kompresördeki yağın olası etkileri ihmal edilmiştir.

Teorik Sistem

- Kompresör ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kondanser ve evaporatördeki basınç kayıpları ihmal edilmiş olup buralardaki faz değişimleri sabit basınçlarda gerçekleşmektedir.
- Kompresördeki sıkıştırma izentropik olarak gerçekleşmektedir.
- Evaporatör ve kondanser dışındaki sistem elemanlarından dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edilmektedir.
- Kondanserde soğutucu akışkan tamamen yoğuşup doymuş sıvı olarak çıkmaktadır.
- Evaporatörde soğutucu akışkan tamamen buharlaşıp doymuş buhar olarak çıkmaktadır.

3.1.2. Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi



Kütlenin Korunumu:

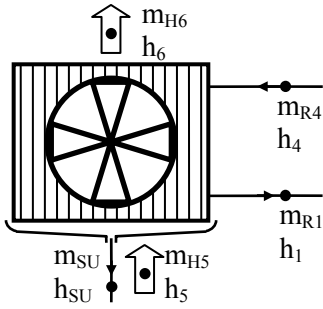
$$\dot{m}_{R3} = \dot{m}_{R4} = \dot{m}_R \quad (3.6)$$

Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_R h_3 = \dot{m}_R h_4 \quad (3.7)$$

$$h_3 = h_4 \quad (3.8)$$

3.1.3. Evaporatör (Soğuk Oda) Birinci Kanun Analizi



Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_{R4} = \dot{m}_{R1} = \dot{m}_R \quad (3.9)$$

$$\dot{m}_{H5} = \dot{m}_{H6} + \dot{m}_{SU} \quad (3.10)$$

Ayrıca sistemde yoğuşan suyun kütlesi (Isısan, 1997);

$$\dot{m}_{SU} = \dot{m}_{H5} (\omega_5 - \omega_6) \quad (3.11)$$

Burada ω havanın özgül nemidir.

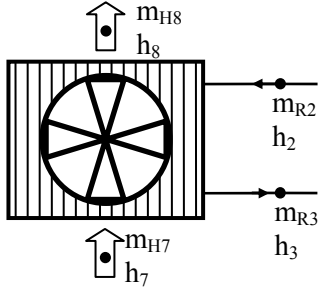
Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_R h_4 + \dot{m}_{H5} h_5 = \dot{m}_R h_1 + \dot{m}_{H6} h_{H6} + \dot{m}_{SU} h_{SU} \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_R (h_1 - h_4) = \dot{m}_{H5} [h_5 - (\omega_5 - \omega_6) h_{SU}] - \dot{m}_{H6} h_{H6} \quad (3.13)$$

3.1.4. Kondanser Birinci Kanun Analizi

Kondanser birinci kanun analizinde, kondanserdeki buharlaşma işlemi, ortam havasıyla yapılmaktadır. Ortam havasının sabit özgül nemde duyulur olarak ısıtılması işlemi göz önüne alınmıştır. Dolayısıyla havanın giriş ve çıkış şartlarındaki özgül nem değerleri eşittir, yani $\omega_7 = \omega_8$ (Isısan, 1997).



Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_{R2} = \dot{m}_{R3} = \dot{m}_R \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_{H7} = \dot{m}_{H8} = \dot{m}_{H,E} \quad (3.15)$$

Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_R h_2 + \dot{m}_{H,K} h_7 = \dot{m}_R h_3 + \dot{m}_{H,K} h_8 \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_R (h_2 - h_3) = \dot{m}_{H,K} (h_8 - h_7) \quad (3.17)$$

3.1.5. Soğutma Performans Katsayısı (COP)

Bu analizler ışığında birinci kanun analizinde, değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin performansının incelenebilmesi için COP değerinin hesaplanması gereklidir. Denklem 1.8'den;

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} \quad (3.18)$$

Denklem 3.18'de kompresör işi W_C , teorikte kompresöre giren ve çıkan soğutucu akışkan entalpilerinin farkıdır. Denklem bu şekilde tekrar düzenlenirse;

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.19)$$

denklemini elde edilir. Geçekte, harcanan iş kompresör motorunu tahrik etmek için verilmesi gereken elektrik işidir. Bu şekilde harcanan işi, kompresörün elektrik gücü cinsinden yazarsak (Celik, 2004):

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{C,EL}} \quad (3.20)$$

Burada $W_{C,EL}$, kompresörün çektiği elektrik gücüdür. Bu ifadede hesaplanan COP değeri esasen soğutma makinesinin performans katsayısıdır. Sistem tümüyle düşünüldüğünde, harcanan iş sadece kompresörün elektrik motorunun tükettiği güç değildir. Aynı zamanda evaporatör ve kondanser fanlarının tükettiği güçlerinde hesaba katılması gerekir. Dolayısıyla soğutma makinesi ve tüm sistemin soğutma performans katsayısı yeniden yazılırsa (Ozgener ve Hepbasli, 2007; Akpınar ve Hepbasli, 2007):

$$\text{COP}_{SM} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{C,EL}} \quad (3.21)$$

$$\text{COP}_{\text{SYS}} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{\text{C,EL}} + \dot{W}_{\text{FAN,E}} + \dot{W}_{\text{FAN,K}}} \quad (3.22)$$

Burada $\dot{W}_{\text{FAN,K}}$ ve $\dot{W}_{\text{FAN,E}}$ sırasıyla kondanser ve evaporatör fanlarının çektiği güçtür.

3.2. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi

3.2.1. Ekserji Kavramı

Termal ve kimyasal proseslerin birinci ve ikinci kanun analizi 19. yüzyılda hızlı bir şekilde gelişmiştir. Bu gelişme, iç enerji, entropi, entalpi, Helmholtz fonksiyonu, Gibbs serbest enerjisi gibi yeni termodinamik fonksiyonların ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bir başka yeni termodinamik fonksiyon ise 20. yüzyılda, enerjinin kalitesinin diğer enerji biçimlerine dönüşebilme yeteneğini tanımlamak için ortaya çıkmıştır (Dingeç, 1996).

Ekserji kelimesi ilk kez 1950'lerin sonunda Rant tarafından hazırlanan arşivlik bir yayında ortaya çıkmıştır. Fakat bir sistemin veya akışın enerji miktarının sadece belirli bir kısmının mekanik işe dönüştürülebilme fikri Gibbs ve Maxwell'in yayınlarında ortaya çıkmıştır. Geçmişten 20. yüzyılın başlarına doğru birçok çalışmada ekserjinin tam olarak ifadesi termodinamik bir fonksiyondan ibarettir. Bu ifade, kullanılabilir enerji, kullanılabilirlik veya maksimum potansiyel enerji olarak tanımlanabilir (Sciubba vd., 2008).

Süreçlerin ekserji analizinin temelini oluşturan yaklaşım, ısı ve entalpi gibi değişik enerji türlerinin biri faydalı, diğeri faydasız iki değişik kısmı olduğunun kabul edilmesidir (Arıkol, 1985):

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

Ekserji, enerjinin işe yarayan kısmı, anerji ise işe yaramayan kısımdır. Herhangi bir enerji türünün (ısı, entalpi, vb.) ne kadarının işe yarayan enerji olduğunun

belirlenmesi için ekserjinin tanımlanması gereklidir. Ekserjiyi ilk olarak teknik iş kapasitesi olarak tanımlayan Rant'tan sonra ekserjinin daha geniş bir tanımı ise Baehr tarafından, enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmı olarak yapılmıştır (Wall, 1977).

Ekserjinin bu tanımı nitel olup, nicel hesaplar için kullanılamaz. Daha ayrıntılı ve nicel hesaplar için kullanılabilecek bir ekserji tanımını ise Bosnjakovic, tersinir bir süreç sonunda çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum iş miktarı şeklinde yapmıştır. Bosnjakovic'in tanımına uygun olarak ekserjinin hesaplanabilmesi için, çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonunun kesinlikle belirtilmesi ve tersinir bir sürecin var olduğunun kabul edilmesi gereklidir. Diğer tüm termodinamik analizler gibi, ekserji analizi için de tersinir sürecin nasıl olduğunun bilinmesi gerekli değildir. Sadece sürecin başlangıç/giriş noktaları ile bitiş/çıkış noktaları için geçerli olan koşulların bilinmesi yeterlidir (Arıkol, 1985).

Ekserji için benzer bir tanımlama Kotas (1985) tarafından, referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir formundan elde edilebilecek maksimum iş şeklinde yapılmıştır. Szargut ise ekserjinin, bazı maddelerin, doğal çevre bileşenleri ile tersinir bir süreç yoluyla, (sadece doğal çevre bileşenleri ile etkileşim içinde) termodinamik denge haline geldiğinde elde edilebilecek iş miktarı olduğunu ifade etmiştir (Koçoğlu, 1993). Bu ve buna benzer ekserji tanımlarında geçen maksimum iş miktarı ifadesine daha birçok yayında rastlamak mümkündür. (Jørgensen ve Nielsen, 2007; Tsatsaronis, 2007; Wall ve Gong, 2001; Gong ve Wall, 2001; Dincer, 2002; Kanoglu vd., 2007).

Sürdürülebilir gelişmenin bir yolu olan ekserji analizi, sistem verimlerinin değerlendirilmesinde ve enerji tasarruflarının artırıldığı bir sistem tasarımında çok etken bir yöntem haline gelmiştir (Hepbasli, 2007a). Ekserji analizi saf, katıksız termodinamiktir. İdeal (tersinir) işlemlerin teorik limitlerini ve verilen bir sistem (geçek, belirlenmiş) işleminin idealden sapma miktarını tespit etmek için termodinamik kanunlarına dayanır. Bu sapma, kayıp ekserji olarak adlandırılan

niceliğın hesaplanmasıyla ölçülür. Ekserji, “yararlı enerji” veya maddelerin ve akışların “iş üretme potansiyeli” kavramını açıklayan termodinamik bir özelliktir. Gerçek sistemlerde, sistem bileşenleri ve akışlar etkileşim içerisinde olduğu sürece ekserji her zaman kısmen veya tamamen kaybolur (Bejan vd. 1998; Bejan, 2001).

Ekserji fonksiyonu veya kullanılabilir enerji, aynı şartlardaki bir prosesin karşılaştırılmasına olanak sağlar. Bununla beraber ekserji analizi, bir prosteki enerji niteliğinin kaybının yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesini sağlar. Açıkça böyle bir analiz, bir prosesin nasıl daha iyiye doğru geliştirilebileceğini sağlamayabilir, fakat bir prosesin neresinin iyileştirilebileceğini gösterir (Kotas, 1985).

Bir sistemin toplam ekserjisi dört bileşenden oluşmaktadır. Bunlar, fiziksel ekserji, kinetik ekserji, potansiyel ekserji ve kimyasal ekserjidir (Ozgener vd., 2005).

$$\dot{E}_{\text{TOPLAM}} = \dot{E}_{\text{FİZİKSEL}} + \dot{E}_{\text{KİNETİK}} + \dot{E}_{\text{POTANSİYEL}} + \dot{E}_{\text{KİMYASAL}} \quad (3.23)$$

Bu denklemde kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjiler ihmal edilirse kararlı bir halde bir kontrol hacmi için ekserji denkliği (Bejan, 2002):

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} e - \sum_{\text{giren}} \dot{m} e + T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.24)$$

Burada E_Q ve E_W sırasıyla ısı transferi ve mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri, e özgül ekserjiyi, T_0 referans sıcaklığını ve $S_{\text{üretim}}$ entropi üretimini temsil etmektedir. Çıkan indisi çıkışı, giren indisi ise girişi göstermektedir. Denklemde e ve $T_0 S_{\text{üretim}}$ terimleri;

$$e = \frac{\dot{E}}{\dot{m}} \quad (3.25)$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (3.26)$$

olarak tanımlanır. Burada I, birim zamanda kaybolan ekserjiyi, yani tersinmezliği ifade etmektedir. Denklem 3.24'te ısının ekserjisi E_Q ve işin ekserjisi E_W , kapalı sistemler için aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Çengel vd., 2002).

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \quad (3.27)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (3.28)$$

Burada T yüzey sıcaklığını göstermektedir. Ekserjinin kütle debisine oranı olarak tanımlanan özgül ekserji (termomekaniksel veya akış ekserjisi) herhangi bir durum (T, P) ile çevrenin sadece sıcaklığı (T_0) ve basıncı (P_0) ile dengede olan bir durum arasındaki ekserjidir (Bejan, 2002):

$$e = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.29)$$

Soğutma sistemindeki tüm elemanlarının tersinmezliklerinin hesaplanabilmesi için, her bir sistem elemanının giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması gerekir. Bunun için Denklem 3.24 düzenlenirse;

$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{\text{giren}} \dot{E} - \sum_{\text{çıkan}} \dot{E} - \dot{I} \quad (3.30)$$

Değişken hızlı kompresörlü soğutma sistemdeki tüm elemanların tersinmezliklerinin hesaplanması için Şekil 3.1'den hareketle Denklem 3.30 tüm sistem elemanlarına uygulanır.

3.2.2. Kompresör Ekserji Analizi

Denklem 3.30 kullanılarak kompresör ekserji denkliği;

$$\dot{E}_1 + \dot{W}_{C,EL} = \dot{E}_{Q,C} + \dot{E}_2 + \dot{I}_C \quad (3.31)$$

Kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edildiğinden, burada $E_{Q,C} = 0$ alınarak ihmal edilir. Buna göre Denklem 3.31 düzenlenirse;

$$\dot{I}_C = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{W}_{C,EL} \quad (3.32)$$

elde edilir. Elde edilen bu denklemde kompresörü tahrik eden elektrik motorunun elektrik enerjisinin, ortam şartlarından etkilenmediği kabul edilmektedir. Bir başka deyişle, elektrik enerjisi tümüyle işe dönüştürülebilir olarak düşünülür (Hepbasli, 2008).

3.2.3. Genleşme Valfi Ekserji Analizi

Genleşme valfi için ekserji denge denklemi aşağıdaki şekildedir.

$$\dot{E}_3 = \dot{E}_4 + \dot{I}_{GV} \quad (3.33)$$

$$\dot{I}_{GV} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (3.34)$$

3.2.4. Evaporatör (Soğuk oda) Ekserji Analizi

Evaporatör için ekserji denge denklemi;

$$\dot{E}_4 = \dot{E}_1 + \dot{E}_{Q,E} + \dot{I}_E \quad (3.35)$$

şeklindedir. Denklem düzenlenirse;

$$\dot{I}_E = \dot{E}_4 - \dot{E}_1 - \dot{E}_{Q,E} \quad (3.36)$$

elde edilir. Evaporatör tarafından çekilen ısının ekserjisi olan $E_{Q,E}$;

$$\dot{E}_{Q,E} = \dot{Q}_E \left(\frac{T_0 - T_{SO}}{T_{SO}} \right) \quad (3.37)$$

şeklindedir. Burada T_{SO} , soğuk oda sıcaklığıdır ve dolayısıyla $T_{SO} < T_0$ 'dır (Hepbasli, 2007b).

3.2.5. Kondanser Ekserji Analizi

Kondanser için ekserji dengesi;

$$\dot{E}_2 + \dot{E}_7 = \dot{E}_3 + \dot{E}_8 + \dot{I}_K \quad (3.38)$$

Burada E_7 ve E_8 sırasıyla ideal olarak kabul edilen nemli havanın kondanser kanalına giriş ve çıkış şartlarındaki ekserjisidir ve aşağıdaki şekilde verilmiştir (Chengqin vd., 2002; Hepbasli vd., 2006);

$$E_H = \dot{m}_H \left\{ (C_{P,H} + \omega C_{P,B}) \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + 1.6078 \omega) R_H T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \right. \\ \left. + R_H T_0 \left[(1 + 1.6078 \omega) \ln \left(\frac{(1 + 1.6078 \omega_0)}{(1 + 1.6078 \omega)} \right) + 1.6078 \omega \ln \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right) \right] \right\} \quad (3.39)$$

Burada alt indis H terimi havayı temsil etmektedir. Denklem 3.38 düzenlenirse;

$$\dot{I}_K = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 + \dot{E}_7 - \dot{E}_8 \quad (3.40)$$

elde edilir. Elde edilen bu denklem kondanserin tersinmezlik miktarıdır.

3.2.6. Sisteminin Toplam Tersinmezliği

Değişken hızlı kompresörlü soğutma sistemindeki her bir elemanın tersinmezlik değerleri belirlendikten sonra sistemin toplam tersinmezliği aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$\dot{I}_T = \sum \dot{I}_{\text{Sistem bileşenleri}} \quad (3.41)$$

$$\dot{I}_T = \dot{I}_C + \dot{I}_{GV} + \dot{I}_K + \dot{I}_E \quad (3.42)$$

3.2.7. Ekserji Verimleri

Ekserji veriminin tanımı ile ilgili literatürde detaylı olarak benzer yollar görmek mümkündür. Bunların arasında Kotas (1985) tarafından elde edilmek istenen ekserjinin kullanılan ekserjiye oranı olarak tanımlanan ekserji verimi aşağıda verilmiştir (Hepbasli, 2007c; Kılıç ve Kaynaklı, 2007; Çomaklı vd., 2007).

$$\varepsilon = \frac{\text{Elde edilmek istenen ekserji}}{\text{Harcanan ekserji}} \quad (3.43)$$

İncelenen soğutma makinesi ve tüm sistem için denklem düzenlenirse;

$$\varepsilon_{SM} = \frac{\dot{E}_{Q,E}}{\dot{W}_{C,EL}} \quad (3.44)$$

$$\varepsilon_{SYS} = \frac{\dot{E}_{Q,E}}{\dot{W}_{C,EL} + \dot{W}_{FAN,K} + \dot{W}_{FAN,E}} \quad (3.45)$$

Xiang vd. (2004), elde edilmek istenen ekserjiyi ürün, harcanan ekserjiyi ise yakıt olarak nitelendirmiş ve ekserji verimini aşağıdaki şekilde tanımlamıştır:

$$\varepsilon = \frac{P_i}{F_i} \quad (3.46)$$

Burada, P ekserji ürünü, F ekserji yakıtını ve i alt indisi ise sistemin herhangi bir elemanını veya tümünü temsil etmektedir. Ekserji verimi ifadesi olan Denklem 3.46 her bir sistem elemanı için de ayrı ayrı yazılabilir.

Kompresör:

$$\varepsilon_C = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_{C,EL}} \quad (3.47)$$

Genleşme Valfi:

$$\varepsilon_{GV} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3} \quad (3.48)$$

Evaporatör:

$$\varepsilon_E = \frac{\dot{E}_{Q,E}}{\dot{E}_4 - \dot{E}_1} \quad (3.49)$$

Kondanser:

$$\varepsilon_K = \frac{\dot{E}_3 + \dot{E}_8}{\dot{E}_2 + \dot{E}_7} \quad (3.50)$$

Soğutma sisteminin performans göstergesi olan bir diğer terim ise ikinci kanun verimidir ve soğutma sisteminin performans katsayısının Carnot performans katsayısına oranı olarak tarif edilir (Hepbasli ve Akdemir, 2004).

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (3.51)$$

3.3. Deney Düzenegi

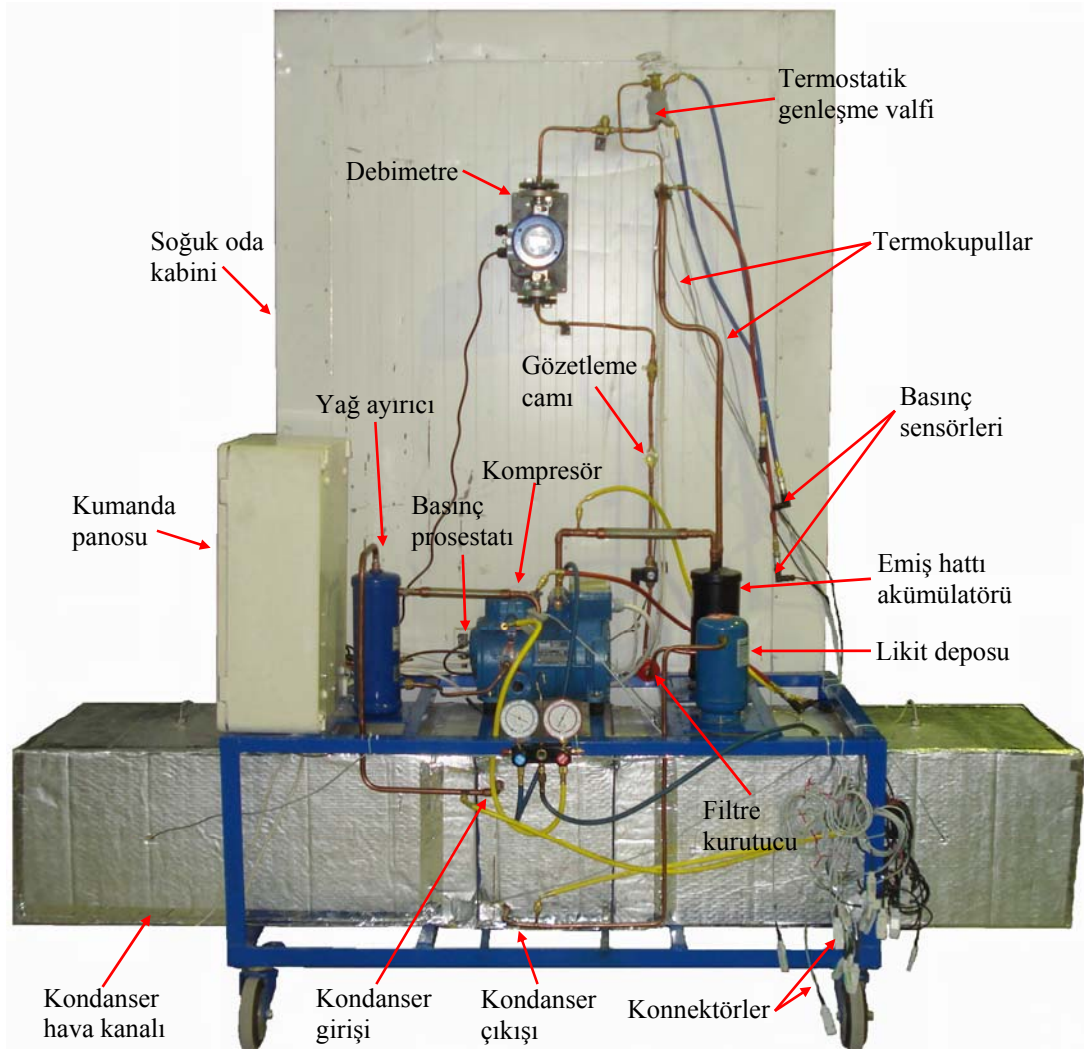
Değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin alternatif soğutucu akışkanlar açısından incelenmesi için kurulan deney düzenegi genel itibariyle yarı hermetik bir kompresör, evaporatör, kondanser ve genişleme valfinden oluşmaktadır. Kompresör, farklı soğutucu akışkanlar ile çalışabilmesine rağmen R404A soğutucu akışkanı ile çalışacak şekilde polyester yağ ile yağlanmış, pistonlu tiptir. Evaporatör, kanatlı borulu tip ısı değiştiricisidir ve soğutulacak ortam olan özel olarak imal edilmiş bir soğuk oda içerisinde bulunmaktadır. Sistemde kondanser olarak kanatlı borulu ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Kondanser, dış yüzeyi izole edilmiş bir hava kanalı içerisine yerleştirilmiştir. Sistemde kullanılan genişleme valfi ise dıştan dengelemeli, değiştirilebilir orifisli, R404A ve R507 soğutucu akışkanları ile çalışabilen termostatik tiptir.

Soğutma sisteminde ana elemanlara ilave olarak kompresör çıkışında soğutucu akışkanla birlikte basılması muhtemel yağı ayırarak tekrar kompresöre gönderen bir yağ ayırıcı bulunmaktadır. Ayrıca kondanserden sonra bir likit deposu ve evaporatörden sonra bir emiş hattı akümülatörü bulunmaktadır. Bunların yanında sistemde güvenlik amaçlı olarak alçak ve yüksek basınç prosestatları, kompresör giriş ve çıkışında titreşimlerden dolayı boru kaynak noktalarında meydana gelmesi muhtemel kusurları önlemek için titreşim gidericiler ve sıvı akışkanı görebilmek için bir gözetleme camı bulunmaktadır.

Deney düzenegindeki soğuk oda, alt ve üst yüzeyi boyalı galvanizli sac olan ve arasında yalıtım malzemesi olarak poliüretan sert köpük bulunan hazır sandviç tipi panellerden imal edilmiştir. Sandviç panelin kalınlığı 8 cm'dir. Soğuk odanın dıştan dışa yüksekliği 2.1 m, eni 1.2 m, genişliği 1.35 m'dir. Soğuk oda kapısı yine iç ve dış kısmı sac, ortası poliüretan sert köpüktür. Kapı ebatları 1.83 m × 0.81 m'dir. Soğuk oda hacmi ise 2.87 m³'tür.

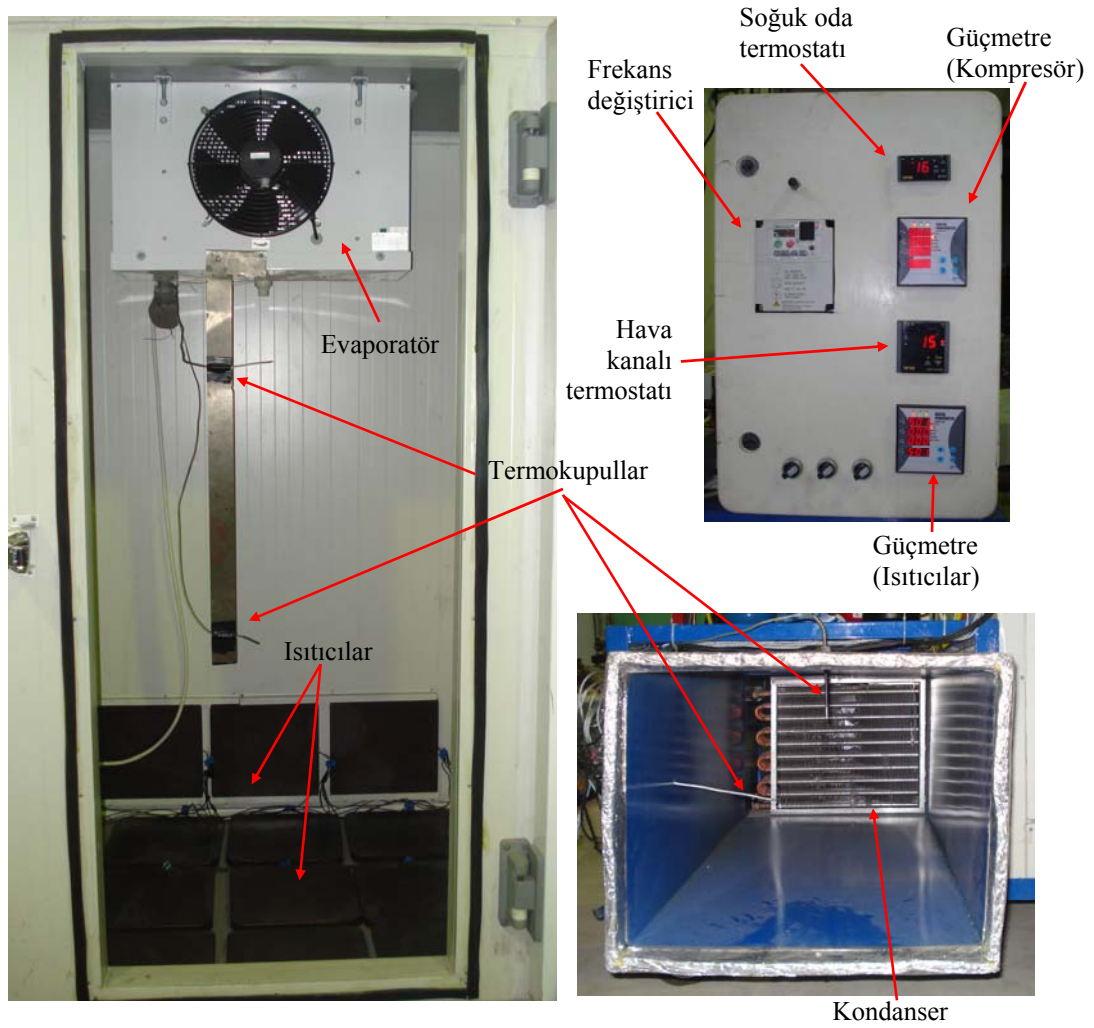
Soğuk oda içerisindeki soğutma yükünü simüle etmek için ısıtıcılar kullanılmıştır. Isıtıcıların homojen olarak ısıtma yapabilmesi için ayak ısıtıcısı olarak kullanılan

model seçilmiş ve soğuk odanın tabanına yerleştirilmiştir. Toplam 18 adet kullanılan ısıtıcıların her biri yaklaşık 0.045 kW gücündedir. Isıtıcıların çektiği elektrik gücü bir güçmetre ile ölçülmektedir. Aynı zamanda ısıtıcıların gücü bağlanan bir varyak sayesinde 0 kW ile 0.81 kW arasında ayarlanabilmektedir. Kondanserin içerisinde bulunduğu hava kanalı girişine, kanala giren havanın sıcaklığını sabit tutmak için bir ısıtıcı yerleştirilmiştir. Deney düzeneğinin önden görünüşü Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin önden görünüşü

Soğutma sisteminin tüm elektrik aksamı bir pano içerisine yerleştirilmiştir. Pano içerisinde frekans değiştirici, kompresör elektrik motorunun ve soğuk oda içerisindeki ısıtıcıların çektiği gücü gösteren iki adet güçmetre, bir varyak, sıcaklık termostatları, sigortalar ve açma kapama şalterleri bulunmaktadır. Deney düzeneğindeki soğuk oda, kumanda panosu ve hava kanalı Şekil 3.3’de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Deney düzeneğindeki soğuk oda, kumanda panosu ve hava kanalı

Soğutma sisteminde kompresör hızı, bir frekans değiştirici ile ayarlanmaktadır. Kompresör kapasitesine göre seçilen cihazın gücü 0.75 kW ve katalog verilerine göre verimi % 95.1’dir. Frekans değiştirici, kompresörün elektrik motoruna bağlıdır ve

üzerindeki butonun sağa ve sola çevrilmesi ile frekans değeri 0 Hz ile 50 Hz arasında istenilen bir değere ayarlanabilmektedir.

Sistemde iki adet termostat vardır. Bunlardan ilki soğuk oda içerisine bağlı olup soğuk oda sıcaklığı ayarlanan değere geldiğinde sistemi kapatmaktadır. Sistemdeki ikinci termostat ise kanal girişindeki hava sıcaklığına göre çalışmakta olup kanal girişindeki hava sıcaklığı düştüğünde kanal ısıtıcısını açmaktadır.

Deney düzeneğinde kullanılan soğutma sistem elemanlarının teknik özellikleri EK 1’de ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.

3.3.1. Deney Düzeneği Ölçüm Cihazları

Değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin performansının belirlenebilmesi için deney düzeneğinin belirli yerlerinden sıcaklık ve basınç, soğutucu akışkan debisi ve kondanserin içinde bulunduğu hava kanalı giriş ve çıkışındaki bağıl nemler ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri için, ölçüm aralıklarından dolayı en çok tercih edilen K tipi sıcaklık termokupulları kullanılmıştır. Firma verilerine göre, sıcaklık ölçüm aralığı $-180/+1350$ °C ve hassasiyeti ise ± 1.5 °C’dir. Termokupulların uçlarına konnektörler bağlıdır ve uç kısmı soket şeklinde olan konnektörler veri toplama ünitesine bağlanmaktadır. Deney düzeneğinde basınç ölçümleri, soğutucu akışkanların kullanıldığı uygulamalar için özel olarak üretilen basınç sensörleri ile yapılmıştır. Basınç sensörü 0-30 Bar arasında ölçüm yapabilmektedir.

Tüm sıcaklık ve basınç sensörleri, 20 kanallı olan ve kanal sayısı arttırılabilen bir veri toplama ünitesine bağlanmıştır. Veri toplama ünitesi, bir bağlantı kablosu yardımıyla bilgisayara bağlanabilmekte ve elde edilen ölçüm verileri bilgisayar ortamına aktarılabilir. Aynı zamanda ünite üzerindeki monitörden de veriler görüntülenebilmektedir. Ölçüm aralıkları istenilen zaman aralıklarında yapılabilir ve ölçüm birimleri de istenilen değerde seçilebilmektedir.

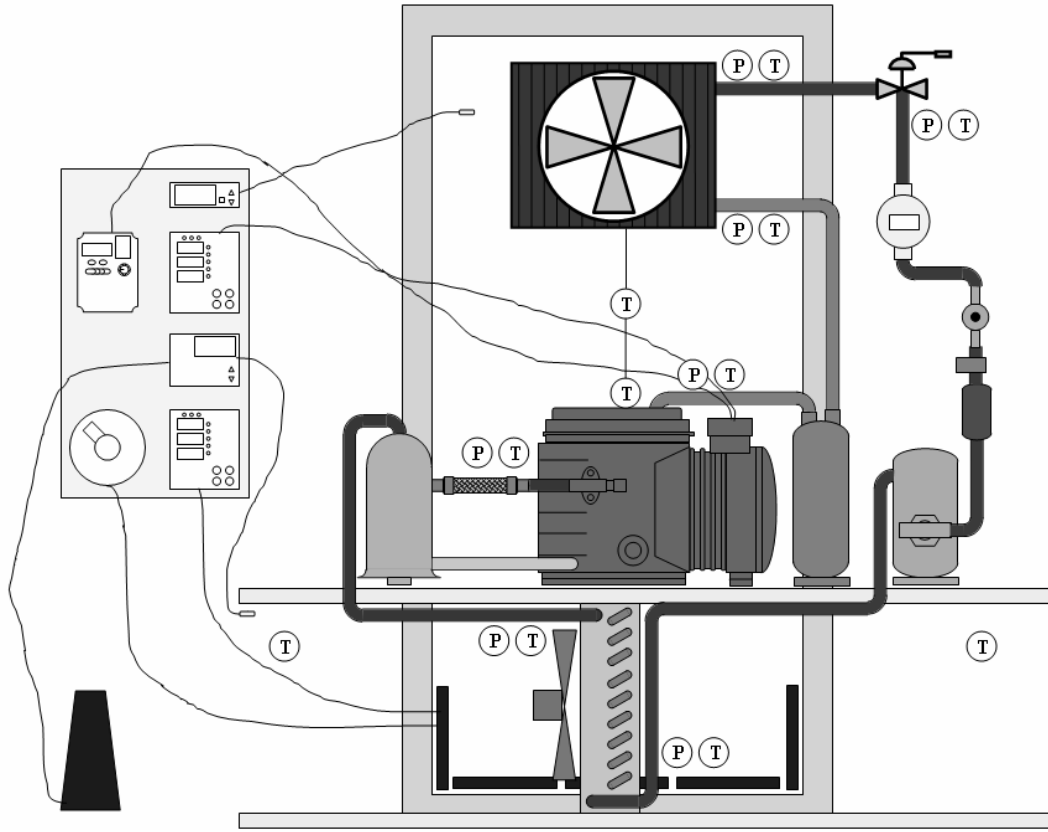
Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin ölçümü için, soğutucu akışkanlara göre tasarlanmış debimetre kullanılmıştır. R404A soğutucu akışkanı için tasarlanan debimetrenin ölçüm aralığı 5 - 50 gr/s olup kondanser çıkışından sonra ve genişleme valfi girişinden hemen önce bağlanmıştır.

Kompresörün değişik frekanslardaki çalışma aralıklarında tükettiği güç ile soğutma yükünün simülasyonu için kullanılan elektrikli ısıtıcıların tükettiği güç, mikroişlemci tabanlı çalışan bir güçmetre ile ölçülmüştür. Ayrıca kondanserin bulunduğu hava kanalının içerisinden geçen havanın giriş ve çıkış şartlarındaki nemini ölçmek için kompakt nemölçer kullanılmıştır. Bu cihaz nem ile birlikte aynı zamanda kuru termometre sıcaklığı ile yaş termometre sıcaklığını da ölçebilmektedir.

Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri EK 2’de verilmiştir.

3.4. Deneilerin Yapılışı

Değişken hızlı soğutma sisteminin farklı kompresör frekanslarında ve farklı soğutma yüklerinde performansının ve güç tüketiminin incelenmesi ve analizlerin yapılabilmesi için sistemin belirli noktalarından sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmüştür. Ölçümler 5 saniye aralıklarla yapılmış ve veri toplama ünitesi ile bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Analizlerin hassas bir biçimde yapılabilmesi için sıcaklık termokupulları sistemin 7 farklı noktasına bağlanmış ve bağlantı noktaları dış ortamdaki tamamen izole edilmiştir. Aynı şekilde basınç sensörleri de sistemin yedi ayrı noktasına monte edilmiştir. Basınç sensörlerinin sisteme bağlantısı için soğutucu akışkan şarj hortumu kullanılmıştır. Bunun nedeni şarj hortumunun ucunda bulunan iğne sayesinde bağlantı esnasında dışarıya soğutucu akışkan sızmasının önlenmesidir. Sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları sırasıyla, kompresör girişi, kompresör çıkışı, kondanser girişi, kondanser çıkışı, genişleme valfi girişi, evaporatör girişi ve evaporatör çıkışıdır. Sistemin sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları ile diğer ölçüm cihazlarının bağlantı noktaları Şekil 3.4’te verilmiştir. Şekilde sıcaklık ölçülen noktalar T harfi ile basınç ölçülen noktalar ise P harfi ile gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Deney düzeneği üzerindeki ölçüm noktaları

Sistem üzerindeki 7 farklı sıcaklık noktasının dışında, kondanserin içinde bulunduğu hava kanalının giriş ve çıkış sıcaklıkları ile soğuk oda sıcaklığı da ölçülmüştür. Soğuk oda içerisinde, ısıtıcıların çalışmasından ve evaporatör fanının sürekli soğuk hava üflemesinden dolayı sıcaklık ölçümlerinde küçük oynamalar olabilir ihtimaline karşılık iki noktadan ölçüm yapılmıştır. Ölçüm yapılan termokupullar hassasiyet açısından, oda yüksekliği üç eşit parçaya bölünerek üstten ve alttan eşit mesafelerde olacak şekilde metal şerit levha üzerine ve levhaya deymeyecek biçimde monte edilmiştir (Şekil 3.3). Bunların yanında, soğuk oda içerisinde ve hava kanalı girişinde kontrol panosunda bulunan termostatlara bağlı iki adet sıcaklık sensörü bulunmaktadır. Bunlardan ilki olan soğuk oda içerisindeki sensör, oda sıcaklığı ayarlanan değere geldiğinde termostat sayesinde sistemi durdurmaktadır. Kondanser kanalı girişindeki sensör ise hava kanalı sıcaklığını diğer bir termostata bildirmekte ve termostat ayarlanan sıcaklık değerinin altına indiğinde kanal giriş kısmında bulunan ısıtıcıyı açmaktadır.

Deneyle 4 grup halinde yapılmıştır. Tüm deneylede soğuk oda içerisi sistem çalıştırılmadan 30 °C'ye kadar ısıtılmıştır. Her bir grup deneyde kompresör frekansı 35 Hz, 40 Hz, 45 Hz ve 50 Hz olarak ayarlanmıştır. En düşük frekans değeri 35 Hz'de tutulmuştur. Bunun nedeni, kompresör frekansı 35 Hz'nin altına indiğinde, kompresör titreşimleri ve sesi artmaktadır. Ayrıca kompresör hızı düştüğünde içerisinde dolaşan yağ miktarı da azalacağından dolayı yağlama problemi ortaya çıkabilir. Ayarlanan her bir frekansta, soğuk oda yükü, ısıtıcı gücü 0 kW (ısıtıcılar kapalı), 0.3 kW, 0.5 kW ve 0.7 kW olacak şekilde varyak sayesinde ayarlanmıştır. Deney düzeneği, her bir frekans değeri için ve ayrı ayrı soğutma yüklerinde çalıştırılmış ve soğuk oda sıcaklığı -1 °C'ye gelince durdurulmuştur. Bu şekilde 16 adet deney yapılmıştır. Sıcaklık ve basınç olmlerinin veri toplama nitesi yardımıyla bilgisayara aktarılıp depolanabilmesine rağmen diğer olmler için böyle bir olanak yoktur. Bu nedenle, veri toplama ünitesindeki süre ile eşzamanlı olarak 2 dakikada bir kompresör ve ısıtıcı güçleri ile soğutucu akışkan debisi gözlemlenerek not edilmiştir.

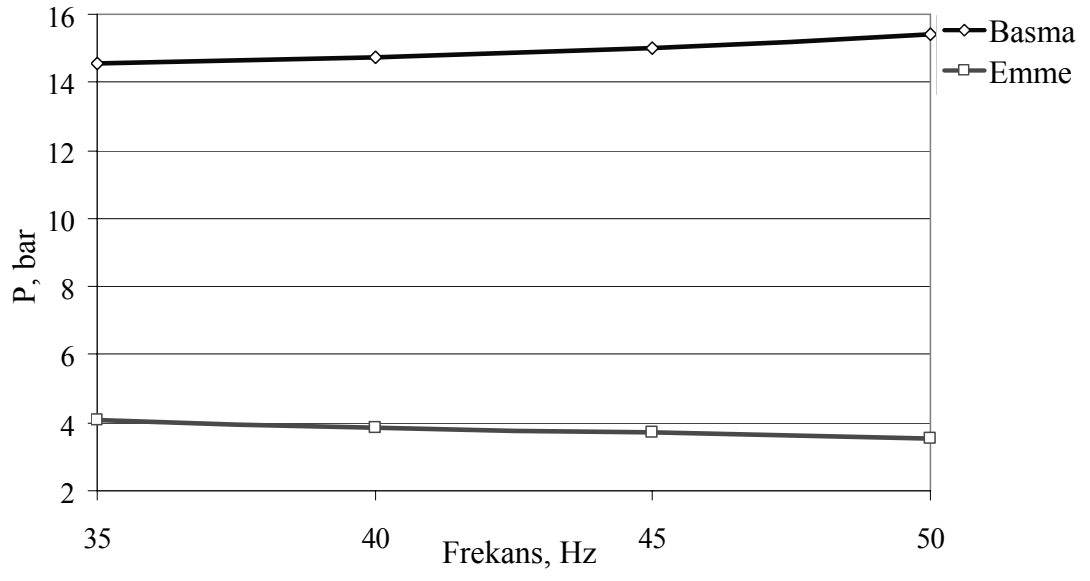
4. ARAŞTIRMA BULGULARI

4.1. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi Sonuçları

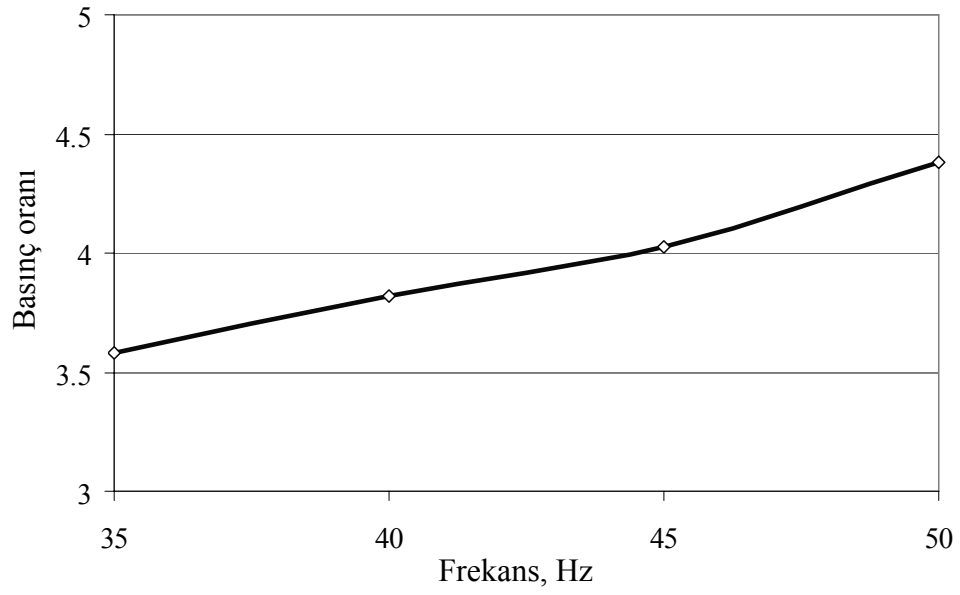
Frekans kontrollü değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin birinci kanun analizi, R404A soğutucu akışkanı kullanılarak hem teorik olarak hem de deneysel sistemden elde edilen veriler ile yapılmıştır. Farklı kompresör frekanslarında ve farklı soğutma yüklerinde yapılan incelemeler sonucu evaporatör kapasitesi, kompresör kapasitesi, kondanser kapasitesi, COP, volümetrik verim, izentropik verim, toplam mekanik ve elektrik verim ve soğutucu akışkan debisi değerlerinin değişimi grafikler halinde verilmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre kompresör frekansı arttıkça kompresör basma basıncı artmakta, emiş basıncı ise düşmektedir. Buna paralel olarak kompresör basınç oranı da artış göstermektedir (Şekil 4.1, 4.2). Kompresör basma ve emme sıcaklıkları incelendiğinde ise her ikisi de kompresör frekansı arttıkça yükselme göstermektedir. Fakat emme sıcaklığındaki artış oranı, basma sıcaklığındaki artış oranından daha küçüktür (Şekil 4.3). Bunların yanında kompresör frekansı ile kondanserdeki yoğuşma ve evaporatördeki buharlaşma sıcaklıklarının değişimi Şekil 4.4'te verilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere frekans arttıkça yoğuşma sıcaklığı artmakta, buharlaşma sıcaklığı ise düşmektedir. Ayrıca kompresör frekansı arttıkça aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarında da artış gözlemlenmektedir. Bunlardan aşırı kızdırma sıcaklığındaki artış oranı daha yüksektir (Şekil 4.5).

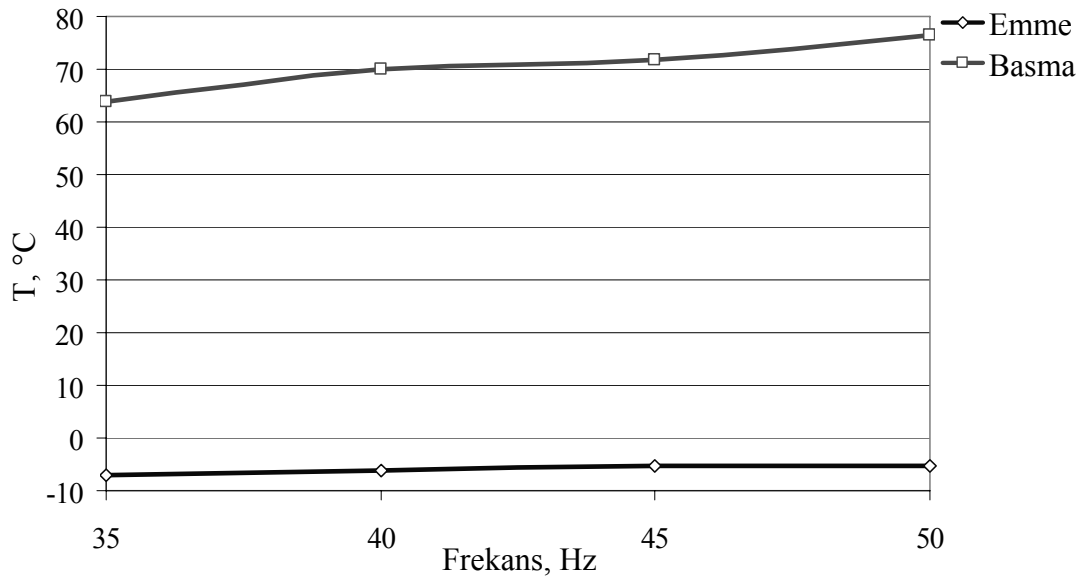
Kompresör frekansı arttıkça soğutucu akışkan debisi ve kompresörün süpütme hacmi artmaktadır. Bunun aksine frekansın artmasıyla kompresörün volümetrik verim, izentropik verim ve mekanik ve elektrik verim değerleri ise düşmektedir. Bu sonuçlar Şekil 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 ve 4.10'da gösterilmiştir.



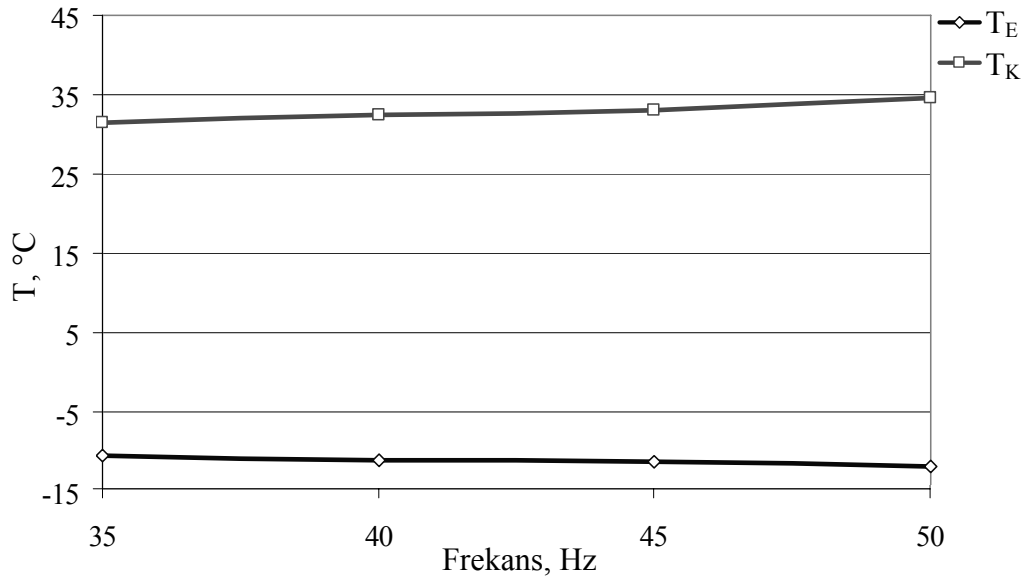
Şekil 4.1. Kompresör frekansı ile basma ve emme basınçlarının değişimi



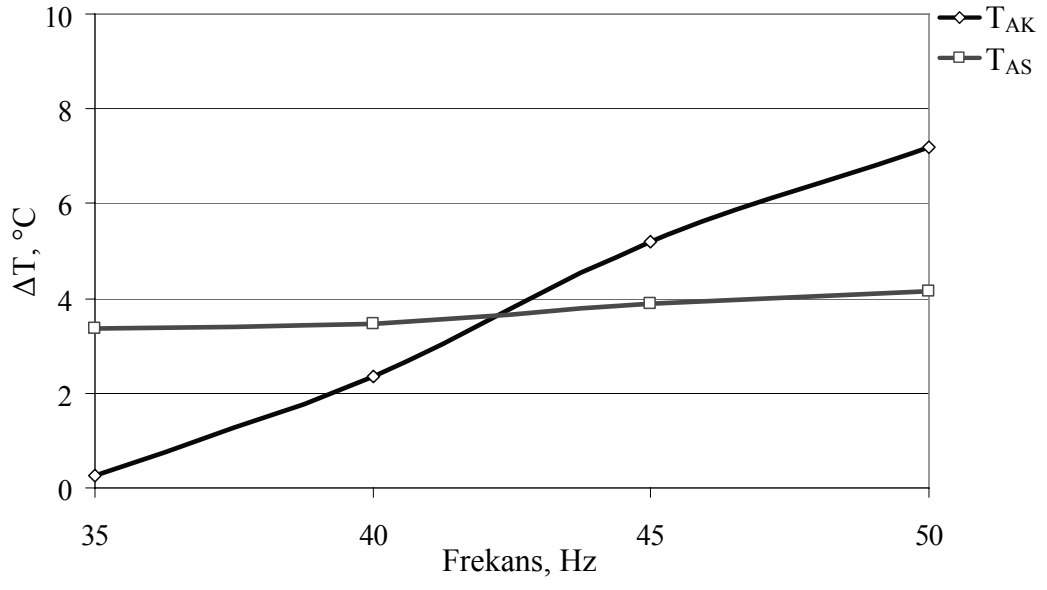
Şekil 4.2. Kompresör frekansı ile basıñç oranının değişimi



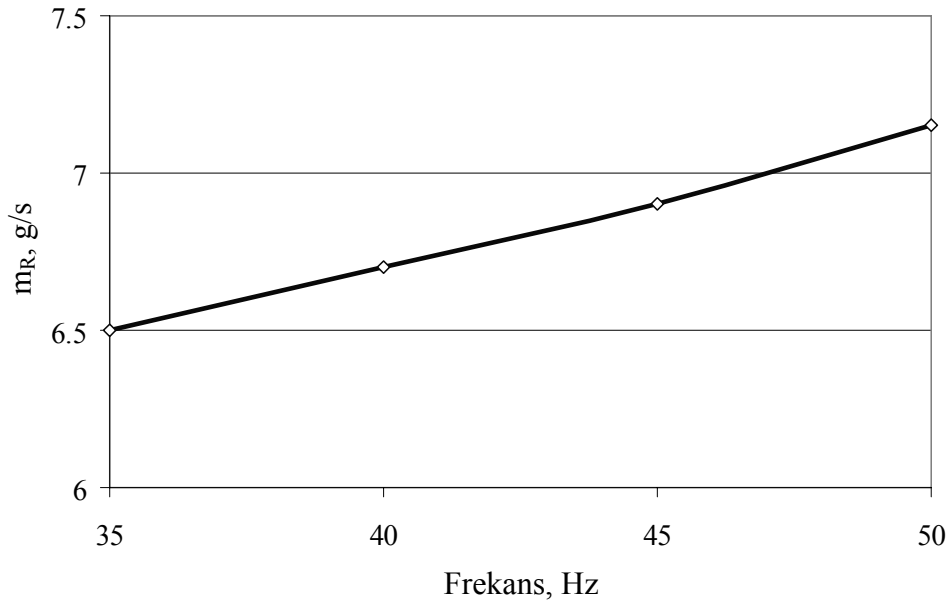
Şekil 4.3. Kompresör frekansı ile basma ve emme sıcaklıklarının değişimi



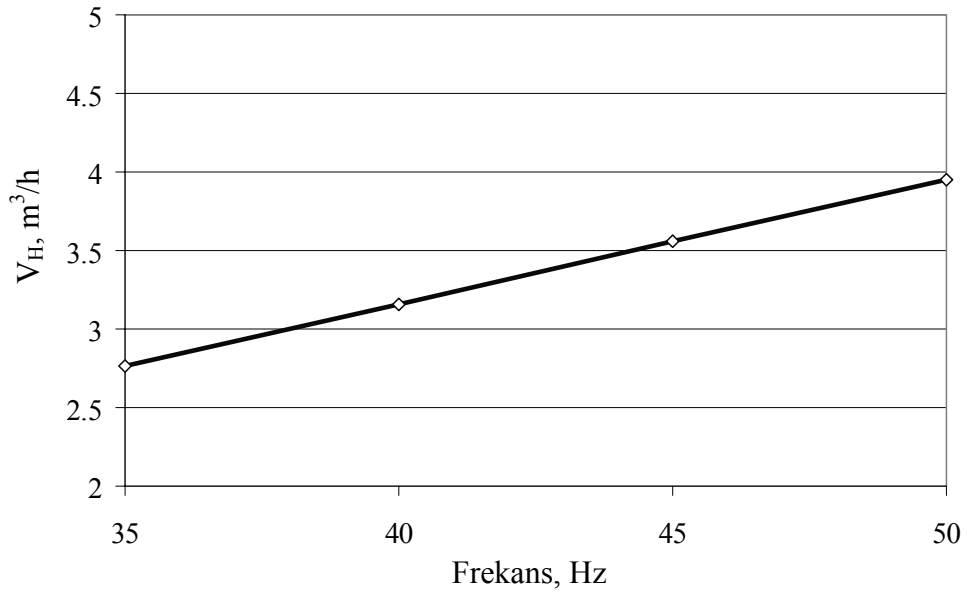
Şekil 4.4. Kompresör frekansı ile evaporatör ve kondanser sıcaklıklarının değişimi



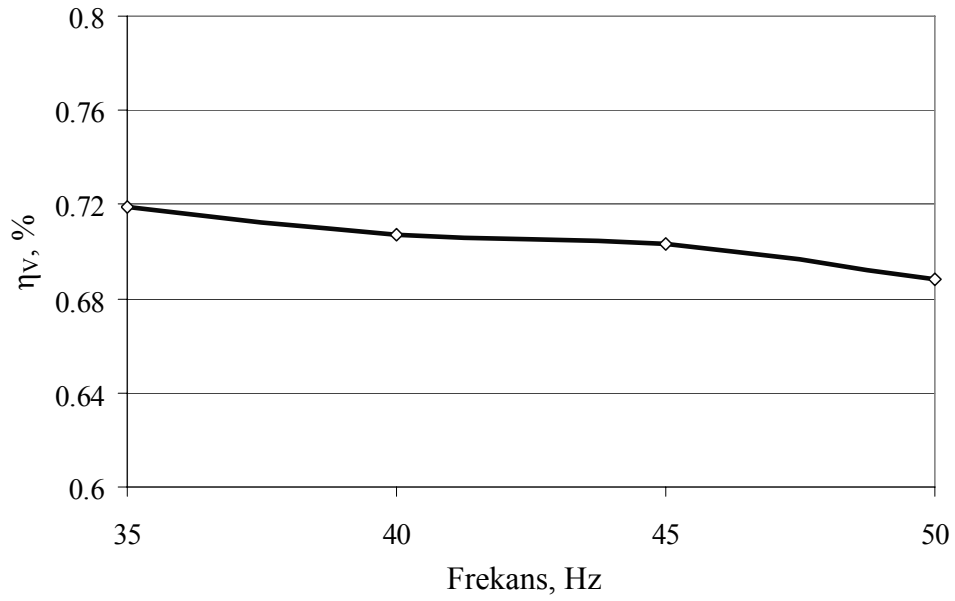
Şekil 4.5. Kompresör frekansı ile aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarının değişimi



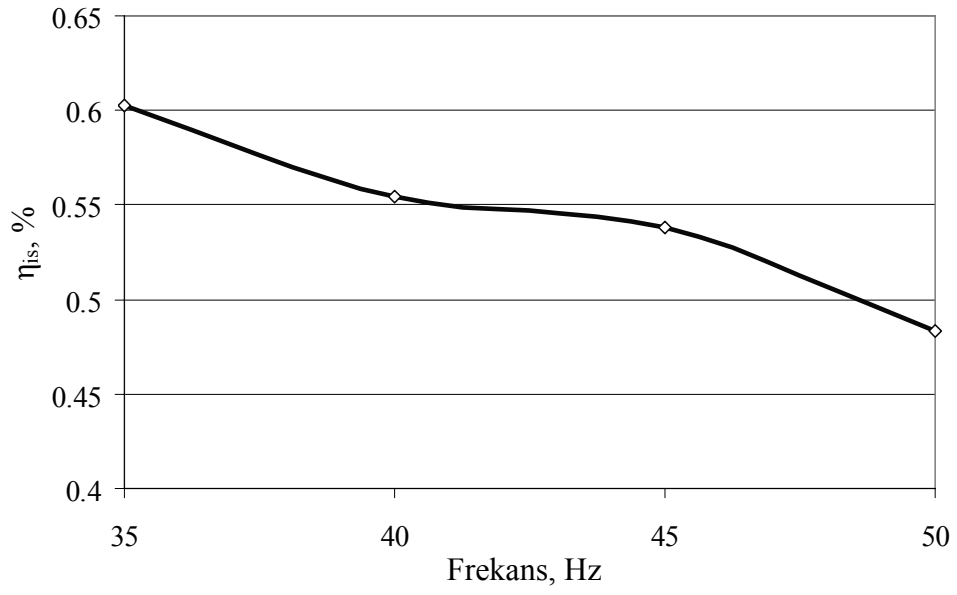
Şekil 4.6. Kompresör frekansı ile soğutucu akışkan debisinin değişimi



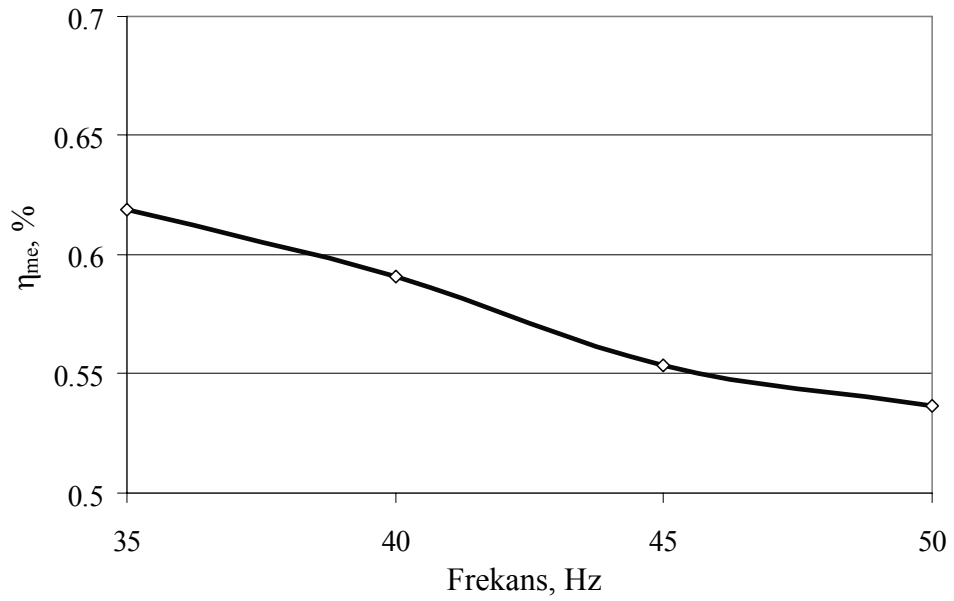
Şekil 4.7. Kompresör frekansı ile kompresör süpürme hacminin değişimi



Şekil 4.8. Kompresör frekansı ile kompresör volümetrik veriminin değişimi



Şekil 4.9. Kompresör frekansı ile kompresör izentropik veriminin değişimi



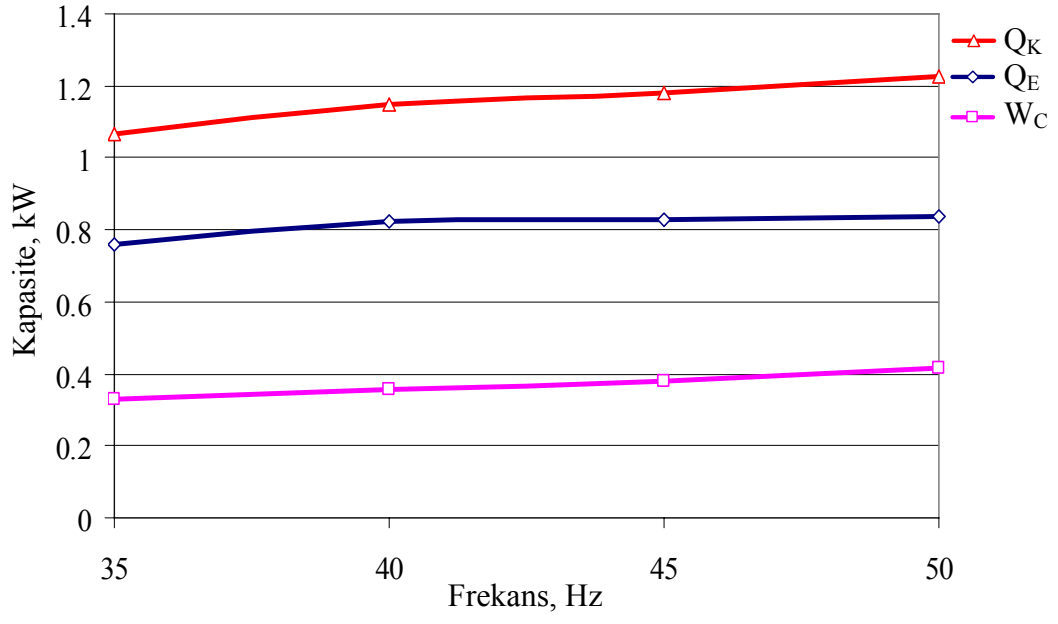
Şekil 4.10. Kompresör frekansı ile kompresör mekanik-elektrik veriminin değişimi

Şekil 4.11’de, evaporatör, kompresör ve kondanser kapasitelerinin frekans ile değişimi gösterilmiştir. Grafikten görüleceği üzere kompresör frekansı arttıkça üç sistem elemanının hepsinin ısı kapasiteleri de artmaktadır. En büyük artış oranının kondanser kapasitesinde olduğu görülmektedir. Kondanserdeki artış oranını kompresör ve evaporatör izlemektedir. Kondanserdeki artışın fazla olmasının nedeni, kapasitesinin kompresör ile evaporatör kapasitelerinin toplamı olmasındandır.

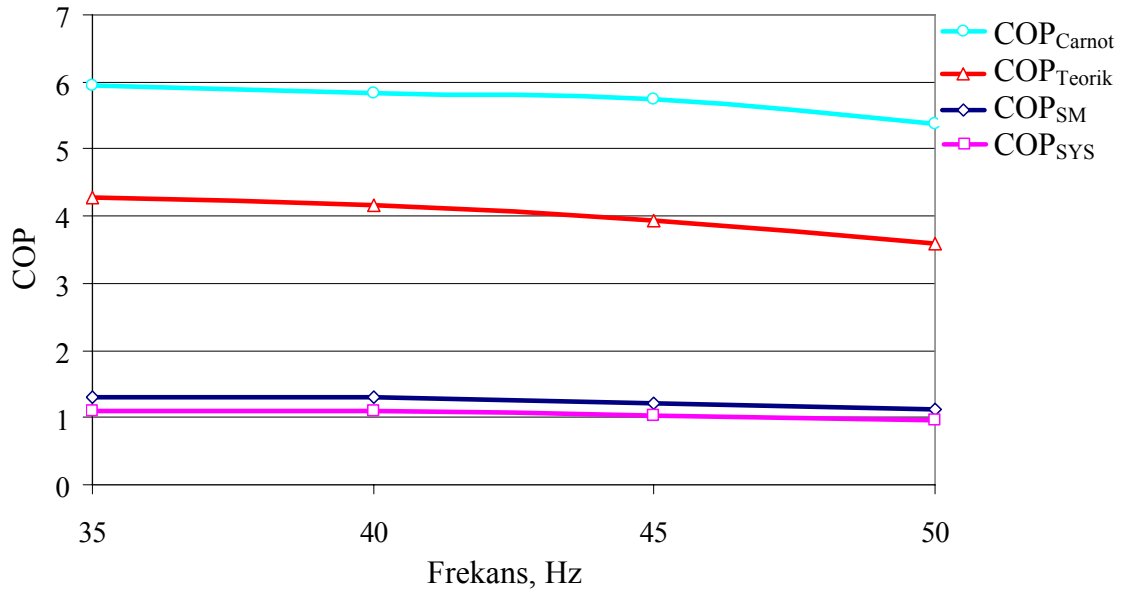
Şekil 4.12’de ise kompresör frekansının değişimiyle hesaplanan dört farklı COP değerinin değişimi verilmiştir. Bu hesaplanan COP değerleri, soğutma makinesinin performans katsayısı, sistemin toplam performans katsayısı, teorik sistemin performans katsayısı ve Carnot performans katsayısıdır. COP_{carnot} değeri deneysel ve teorik sistem çalışma şartlarında elde edilebilecek maksimum performans katsayısı değeridir. Teorik soğutma sisteminin COP_{Teorik} değeri, ısı kayıplarının olmadığı ve kompresördeki sıkıştırma işleminin izentropik olduğu durum için, soğutma makinesi ile toplam sistemin COP değerleri ise deneysel verilerden elde edilen sonuçlara göre hesaplanmıştır. Soğutma makinesi ile toplam sistemin COP değerleri arasındaki fark, soğutma makinesi çevriminde harcanan iş olarak sadece kompresör elektrik gücü göz önüne alınmıştır. Diğerinde ise harcanan iş olarak kondanser ve evaporatör fanlarının harcadıkları elektrik güçleri kompresör elektrik gücüne eklenmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre, kompresör frekansı arttıkça tüm performans katsayısı değerlerinde bir azalma söz konusudur. Bu azalmanın nedeni, harcanan iş miktarının frekans ile birlikte artmasıdır.

Ayrıca beklendiği üzere, COP_{Teorik} değeri, deneysel düzeneğin COP_{SM} ve COP_{SYS} değerlerinden daha yüksektir. Çünkü teorik hesaplamalarda sistem kayıpları ihmal edilmiştir.



Şekil 4.11. Kompresör frekansı ile kapasitelerin değişimi



Şekil 4.12. Kompresör frekansı ile COP değerlerinin değişimi

4.2. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi Sonuçları

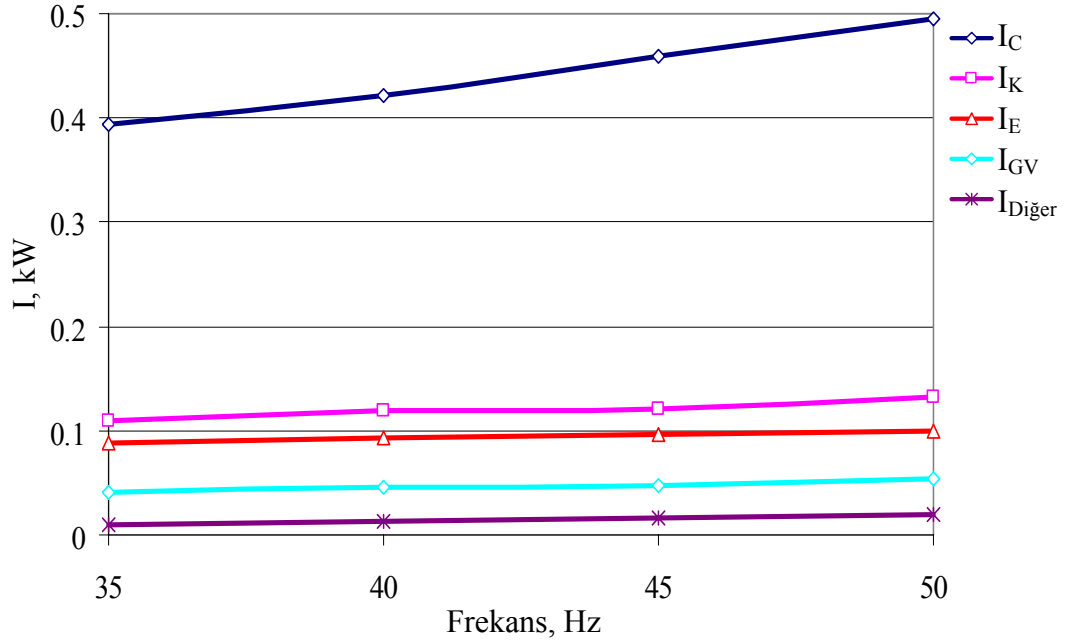
Frekans kontrollü değişken hızlı kompresörlü soğutma sisteminin ikinci kanun analizi tüm sistem elemanları için yapılarak her bir elemanın tersinmezlik değerleri ile ekserji verimleri hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir. Sistemin ikinci kanun analizinde, kondanser tersinmezliği belirlenirken E_7 ve E_8 ile gösterilen kondanserin içerisinde bulunduğu kanalın giriş ve çıkış şartlarındaki havanın ekserjisi Denklem 3.39 ile hesaplanmış ve havanın kanala giriş ve çıkış şartlarındaki ekserjilerin birbirine ihmal edilebilecek kadar yakın olduğu görülmüştür. Bununla birlikte konu ile ilgili hesaplamalar için literatür incelendiğinde, kondanserden dışarı atılan ısının ekserjisinin ihmal edilerek $E_{Q,K} = 0$ kabul edildiği görülmüştür (Hepbaslı, 2007b; Kopac ve Zemher, 2006; Kara vd., 2007; Nikolaidis ve Probert, 1998; Chen ve Prasad, 1999). Bu nedenle kondanser için yapılan analizde havanın kanala giriş ve çıkış ekserjileri ihmal edilerek Denklem 3.40 tekrar düzenlenerek;

$$\dot{I}_K = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 \quad (4.1)$$

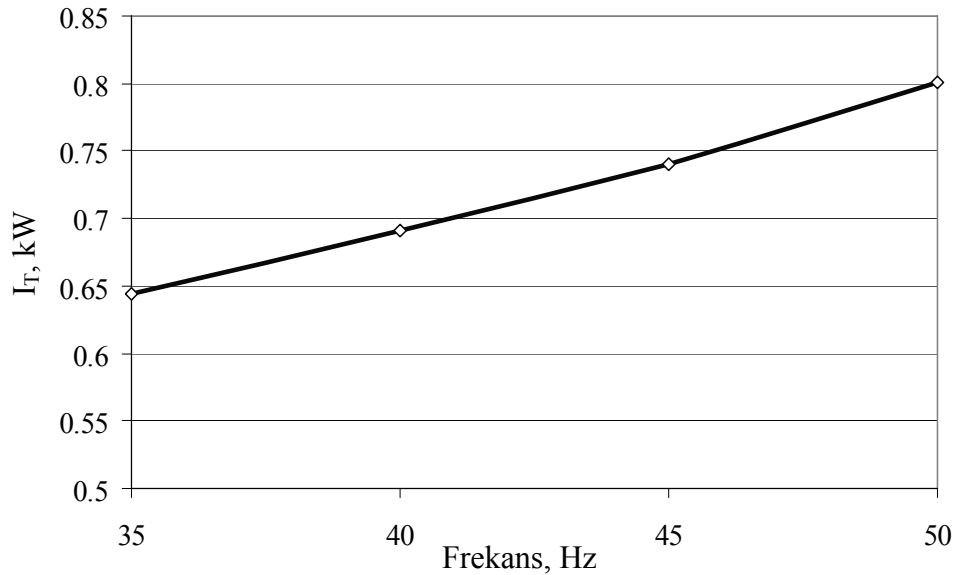
halini almış ve hesaplamalarda bu denklem kullanılmıştır. İkinci kanun analizinde referans sıcaklığı T_0 ve referans basıncı P_0 değeri için literatürde farklı yaklaşımlar mevcuttur. Referans şartlarının değişimi sistem performans değerlerini etkilemesine rağmen eğilimi değiştirmemektedir (Rosen ve Dincer, 2004). Yapılan analizlerde T_0 değeri 20 °C ve P_0 değeri 1 bar alınmıştır.

Şekil 4.13'te kompresör frekansı ile her bir sistem elemanının tersinmezliğinin değişimi gösterilmiştir. Grafikte $I_{Diğer}$ ile gösterilen değer, sistem elemanları dışında kalan, kompresör basma hattı ile kondanser, evaporatör çıkışı ile kompresör emiş hattı ve kondanser çıkışı ile genişleme valfi arasındaki hatlarda meydana gelen tersinmezlik miktarının toplamıdır. Kompresör frekansı arttıkça sistem elemanlarının tersinmezlik değerleri de artmaktadır. Tersinmezlik değerlerindeki en büyük artış kompresörde meydana gelmiştir. Kompresörü, kondanser, evaporatör, genişleme valfi

ve diğeri takip etmektedir. Bunların yanında kompresör frekansı ile sistemin toplam tersinmezliğinin değişimi Şekil 4.14'te gösterilmiştir. Tüm sistem elemanlarının tersinmezliklerini ifade eden toplam sistem tersinmezliği frekans arttıkça yükseliş göstermektedir.

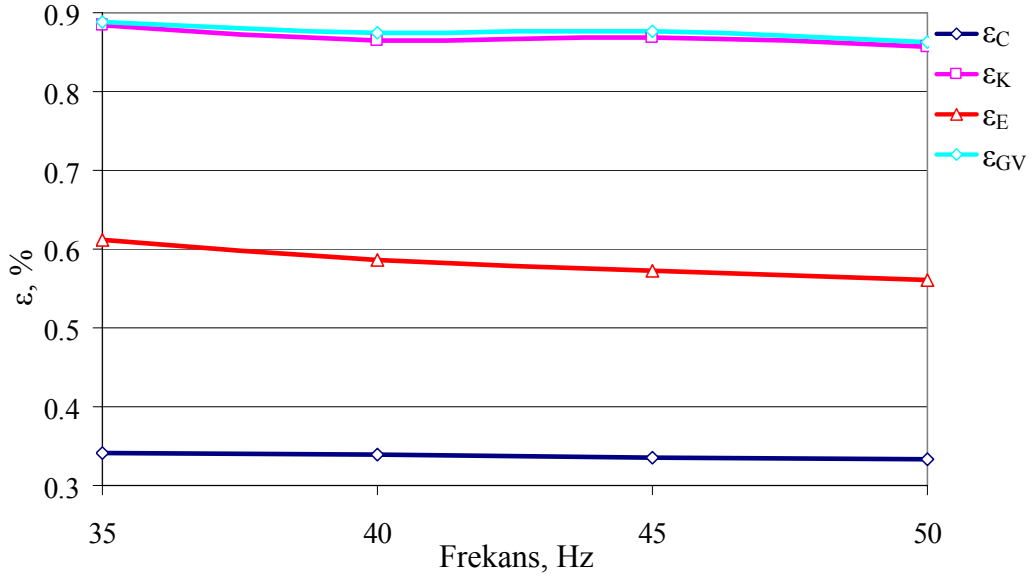


Şekil 4.13. Kompresör frekansı ile sistem elemanlarının tersinmezliklerinin değişimi



Şekil 4.14. Kompresör frekansı ile toplam sistem tersinmezliğinin değişimi

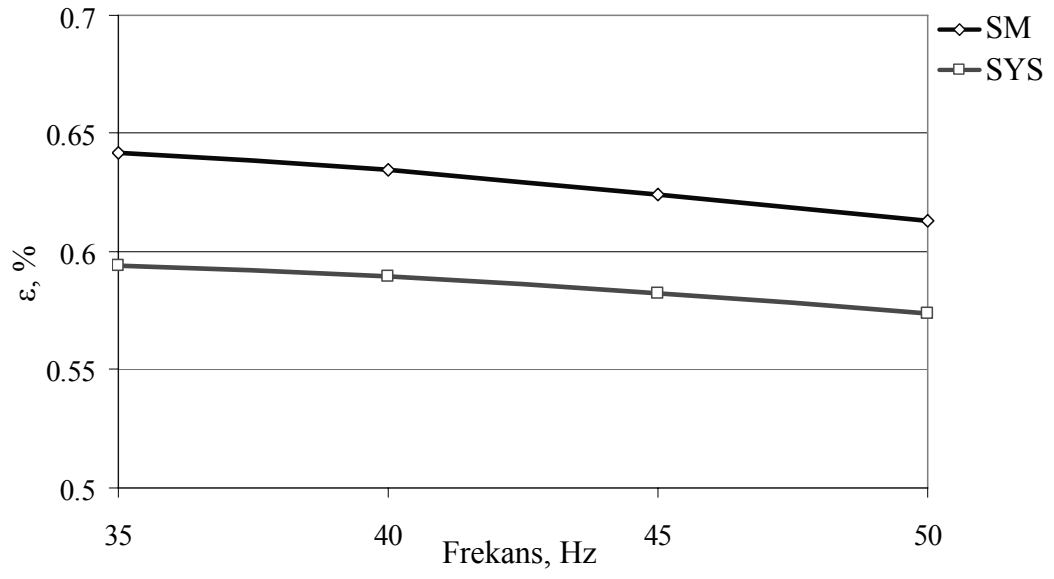
Sistem elemanlarının ekserji verimleri ise yüzde olarak Şekil 4.15'te verilmiştir. Kondanser ve genişleme valfinin ekserji verimleri en büyük, evaporatör ekserji verimi daha küçük ve kompresör ekserji verimi ise en küçüktür. Aynı zamanda kompresör frekansının artışı ile sistem elemanlarının ekserji verimleri azalmaktadır. Bu durum beklendiği üzere tersinmezlik değişimiyle zıt, COP değişimiyle ise paraleldir.



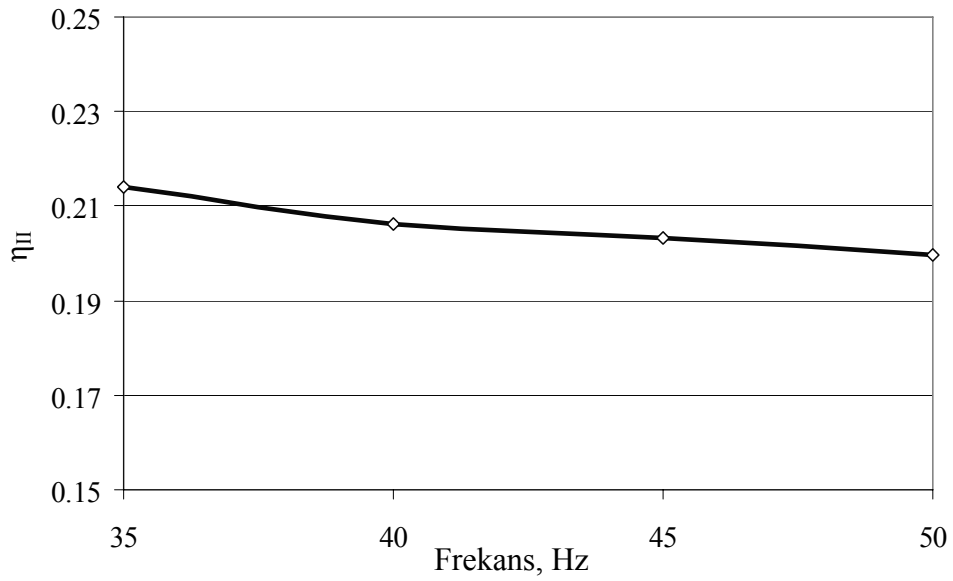
Şekil 4.15. Kompresör frekansı ile sistem elemanlarının ekserji verimlerinin değişimi

Deneysel sistemde soğutma makinesi ve toplam sistemin ekserji verimlerinin kompresör frekansı ile değişimi Şekil 4.16'da verilmiştir. Grafikten tespit edilen bir husus, soğutma makinesi ekserji veriminin toplam sistemin ekserji veriminden daha büyük olmasıdır ki, bu beklenen bir sonuçtur. Çünkü toplam sistemde kondanser ve evaporatör fanları da dikkate alınmaktadır.

Şekil 4.17'de ise kompresör frekansı ile sistemin ikinci kanun veriminin değişimi gösterilmiştir. Görüldüğü üzere ikinci kanun verimi, kompresör frekansı arttıkça düşme eğilimindedir.



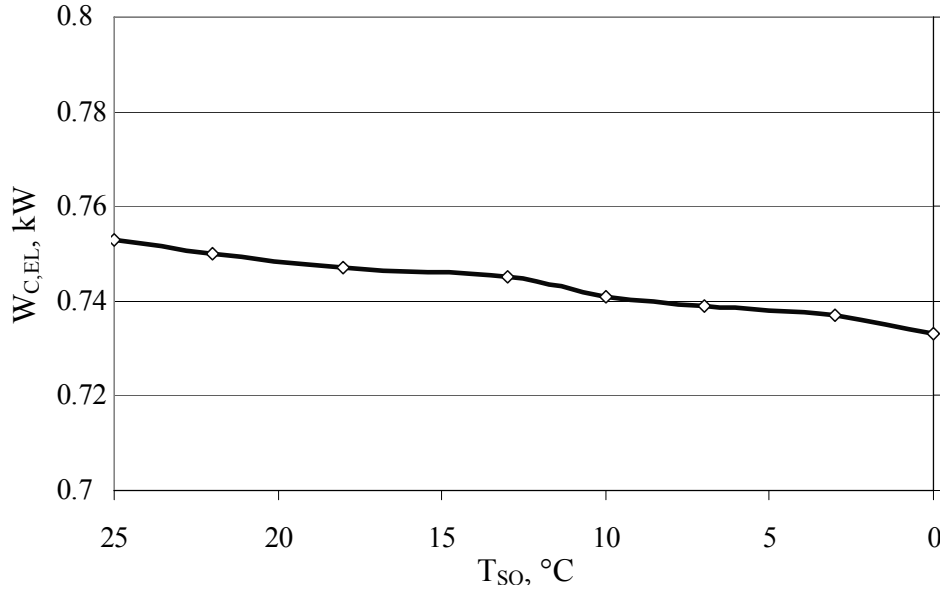
Şekil 4.16. Kompresör frekansı ile soğutma makinesi ve toplam sistemin ekserji veriminin değişimi



Şekil 4.17. Kompresör frekansı ile ikinci kanun veriminin değişimi

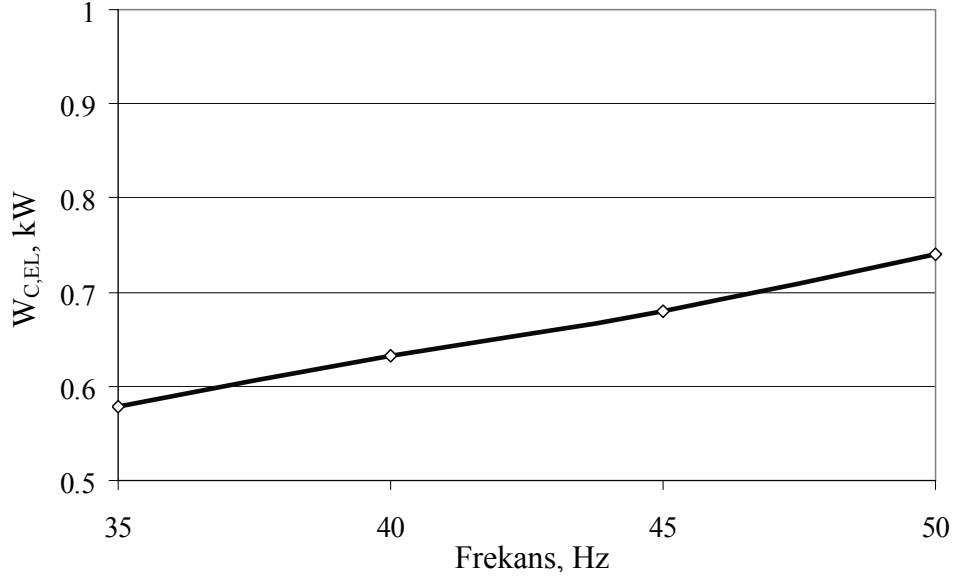
4.3. Değişken Hızlı Kompresörlü Soğutma Sistemi Performans ve Enerji Tüketim Analizi Sonuçları

Yapılan analizlerden elde edilen kompresör elektrik tüketim sonuçlarına göre tüm soğutma yüklerinde, soğuk oda sıcaklığı düştükçe ve dolayısıyla soğutma yükü azaldıkça kompresörün tükettiği elektrik gücünde de azda olsa düşüş gözlenmiştir. Örneğin soğuk oda sıcaklığı 25 °C iken sistem ilk çalıştırılmaya başlandığında, 50 Hz kompresör frekansında ve 0.5 kW ısıtıcı gücünde kompresörün tüketim gücü 0.753 kW iken oda sıcaklığı 0 °C'ye düştüğünde ise bu değer 0.733 kW olmuştur. Bu durum tüm soğutma yükleri için geçerlidir (Şekil 4.18).



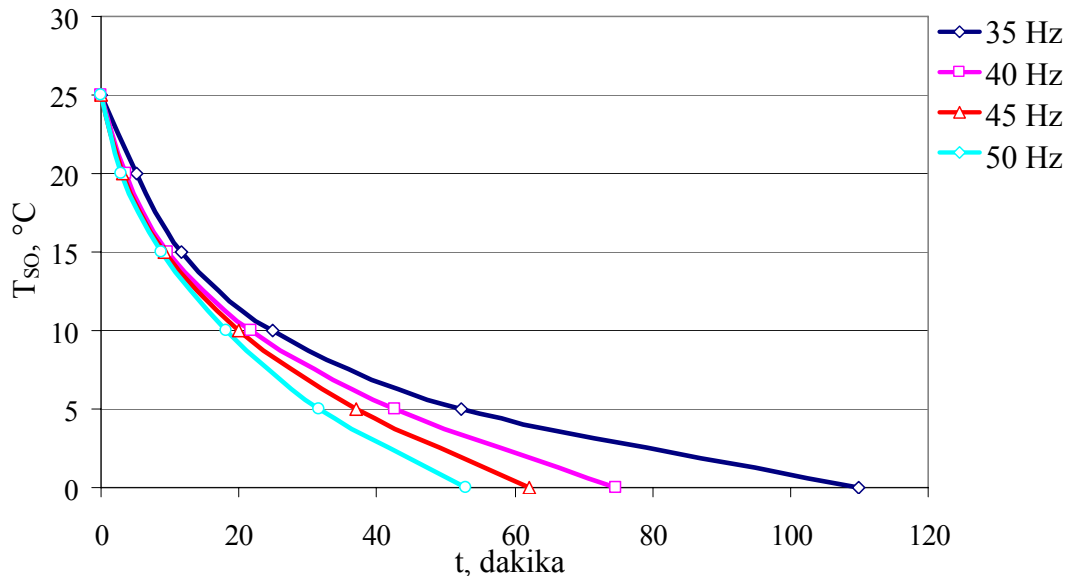
Şekil 4.18. Soğuk oda sıcaklığı ile göre kompresörün güç tüketiminin değişimi

Şekil 4.19'da ise bu küçük düşüş ihmal edilip farklı kompresör frekanslarında kompresörün çektiği güç gösterilmiştir. Diyagramda gösterilen değerler, her bir frekans için ortalama tüketilen güç değerleridir. Görüldüğü üzere, kompresör frekansı arttıkça tüketilen güç de artmaktadır.

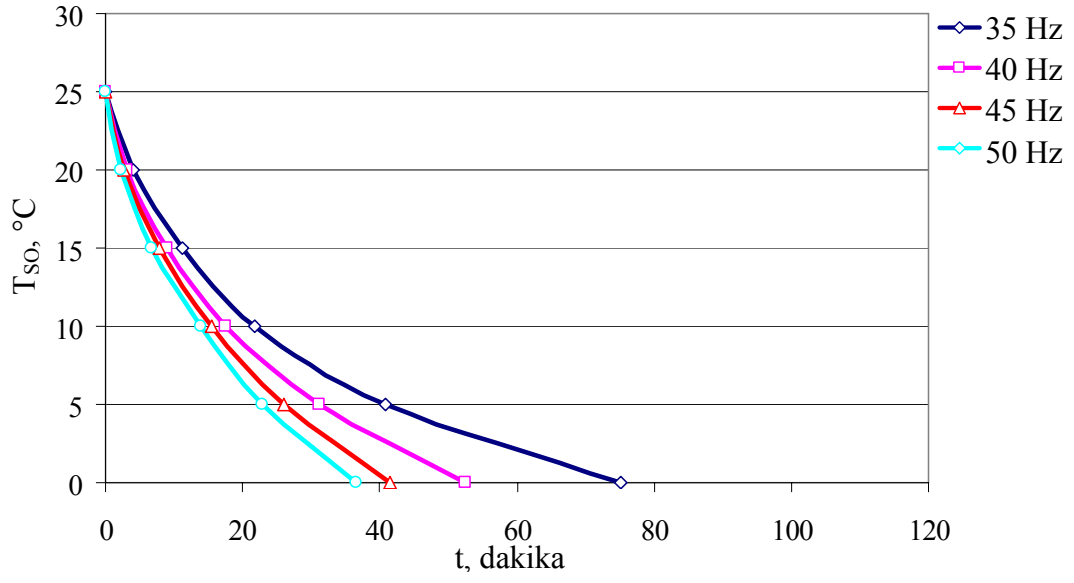


Şekil 4.19. Kompresör frekansı ile kompresör güç tüketiminin değişimi

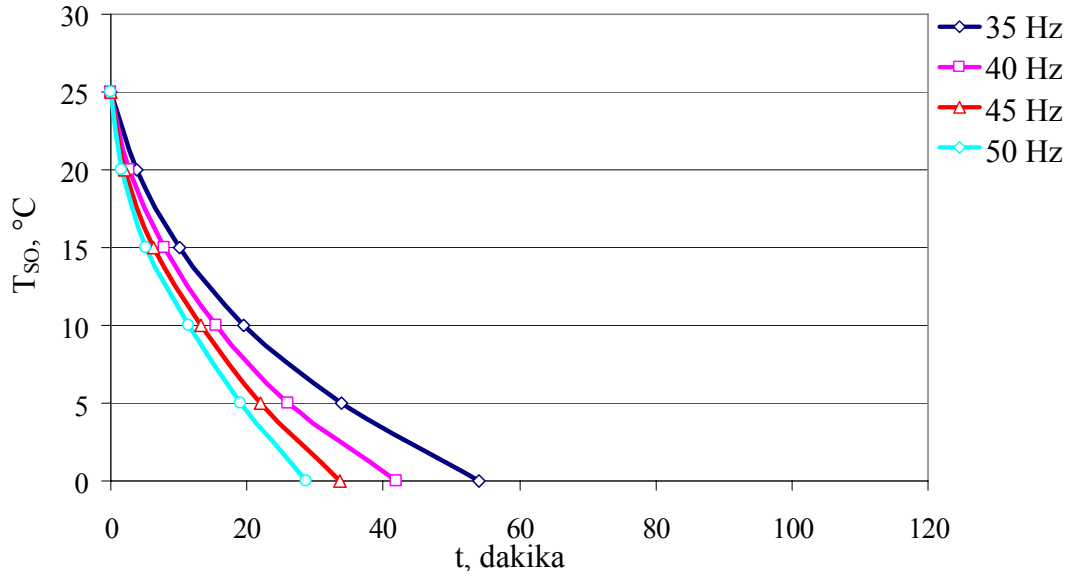
Deneysel çalışmada elde edilen bir diğer önemli sonuç ise soğutma süresinin belirlenmesidir. Farklı kompresör frekanslarında ve farklı soğutma yüklerinde sistemin soğutma sürelerinin değişimi Şekil 4.20, 4.21, 4.22 ve 4.23'te verilmiştir. Kompresör frekansı arttıkça, soğutma süresinde beklendiği üzere azalma gözlenmiştir. Buna karşılık ısıtıcı yükü arttığında ise soğutma süresi artmaktadır.



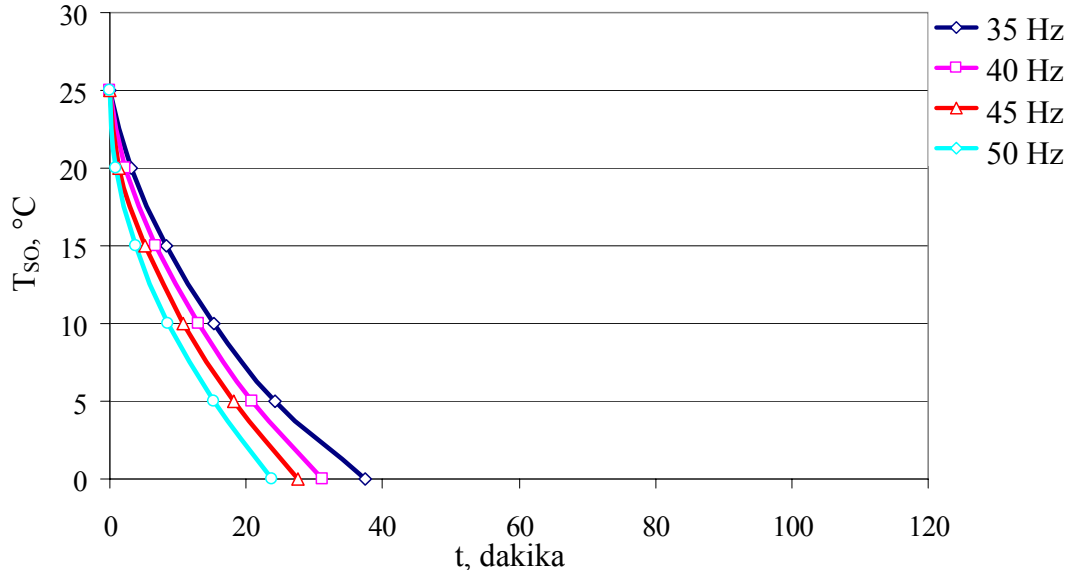
Şekil 4.20. Isıtıcı gücü 0.7 kW iken kompresör frekansı ile soğutma süresi değişimi



Şekil 4.21. Isıtıcı gücü 0.5 kW iken kompresör frekansı ile soğutma süresi değişimi

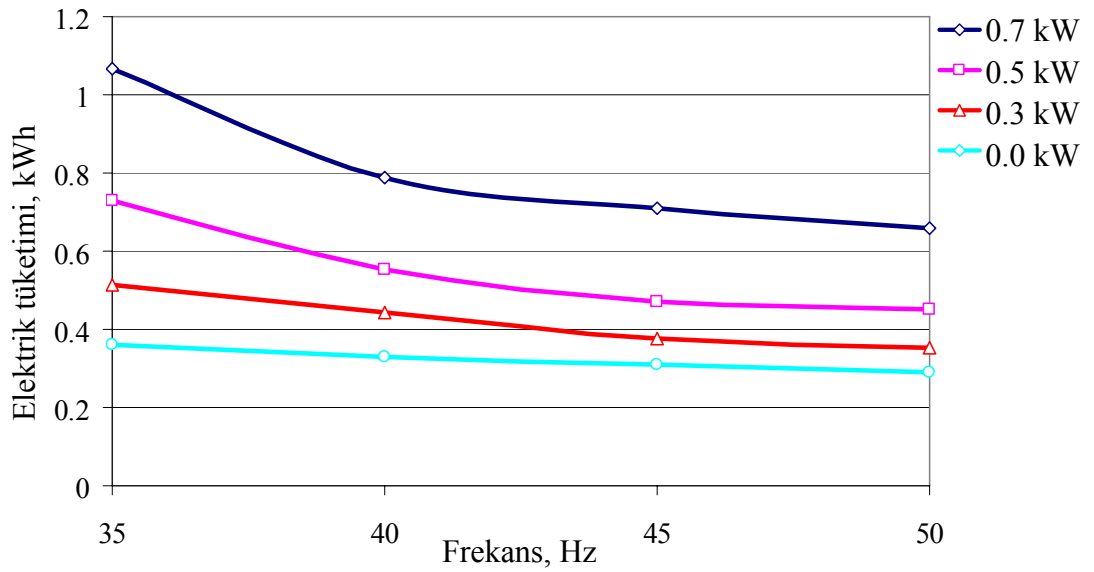


Şekil 4.22. Isıtıcı gücü 0.3 kW iken kompresör frekansı ile soğutma süresi değişimi



Şekil 4.23. Isıtıcı gücü 0 kW iken kompresör frekansı ile soğutma süresi değişimi

Yapılan deneylerde soğuk oda sıcaklığının 25 °C'den 0 °C'ye düşürülmesi için tüketilen elektrik sarfiyatı Şekil 4.24'te gösterilmiştir. Tüm şartlarda frekans arttıkça enerji tüketiminde bir azalma söz konusudur. Fakat şekilden görüldüğü üzere ısıtıcı gücü düştükçe eğrilerin eğimi de azalmaktadır. Bunun anlamı ısıtıcı gücü düştükçe, soğutma işlemi esnasında tüketilen güç değerleri arasındaki fark ta azalmaktadır.



Şekil 4.24. Kompresör frekansı ile elektrik tüketiminin değişimi

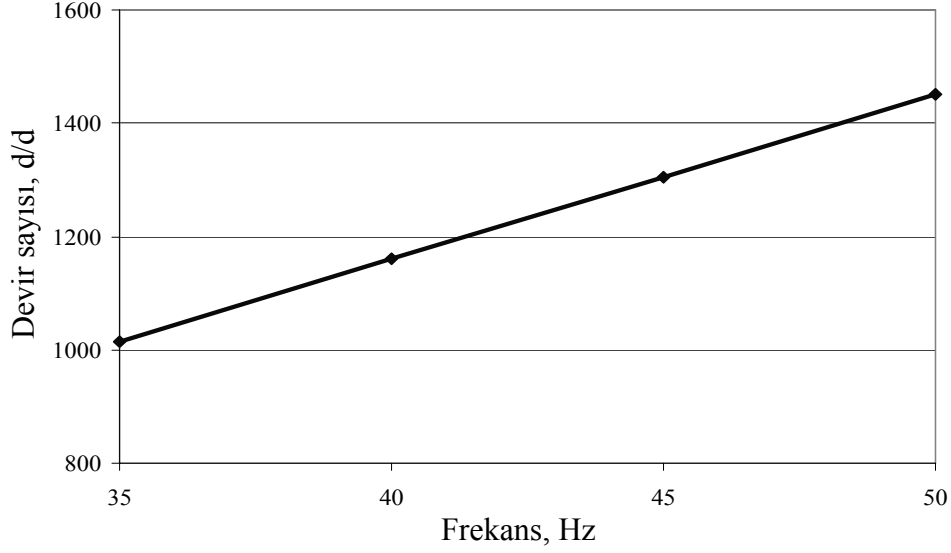
5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Kompresörlü soğutma sistemleri, soğutma uygulamalarında en çok kullanılan sistemlerdir. Bu tür sistemler çoğunlukla tam kapasitede çalışacak şekilde tasarlanırlar. Ancak ömürlerinin büyük kısmında kısmi yüklerde çalışırlar. Bu durum tam veya kısmi kapasitelerde sistemin enerji tüketiminin hep tam yüke göre olacağı anlamına gelmektedir. Yapılan bu çalışmada, kompresörlü bir soğutma sisteminin enerji tüketimini azaltmak amacıyla deneysel bir düzenek kurulmuş ve kompresörün elektrik motoru bir frekans değıştiricisi sayesinde tahrik edilerek kompresör hızı değıştirilmiştir. Böylece farklı soğutma yükleri için sistem performansı ve enerji tüketimi incelenmiştir. Deneylerde kompresör frekansı 35, 40, 45 ve 50 Hz olarak seçilmiş ve soğuk oda içerisindeki ısıtıcıların kapasitesi 0 (ısıtıcılar kapalı), 0.3, 0.5 ve 0.7 kW olarak ayarlanmıştır. Frekans değeri en düşük 35 Hz olarak belirlenmiştir. Bunun nedeni düşük frekanslarda kompresör hızı düşmesiyle yağ dolaşımının yavaşlaması ve bu sebeple yetersiz yağlanma problemidir. Aynı zamanda hızın düşmesi titreşimleri ve gürültüyü de artırmaktadır. Deneysel çalışmada çevresel zararlarından dolayı kullanımı durdurulacak eski nesil soğutucu akışkanlar yerine bunların alternatiflerinden birisi olan R404A soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri için Solkane Software 5.0 bilgisayar paket programı kullanılmıştır. Elde edilen deneysel çalışma sonuçları grafikler halinde verilmiştir.

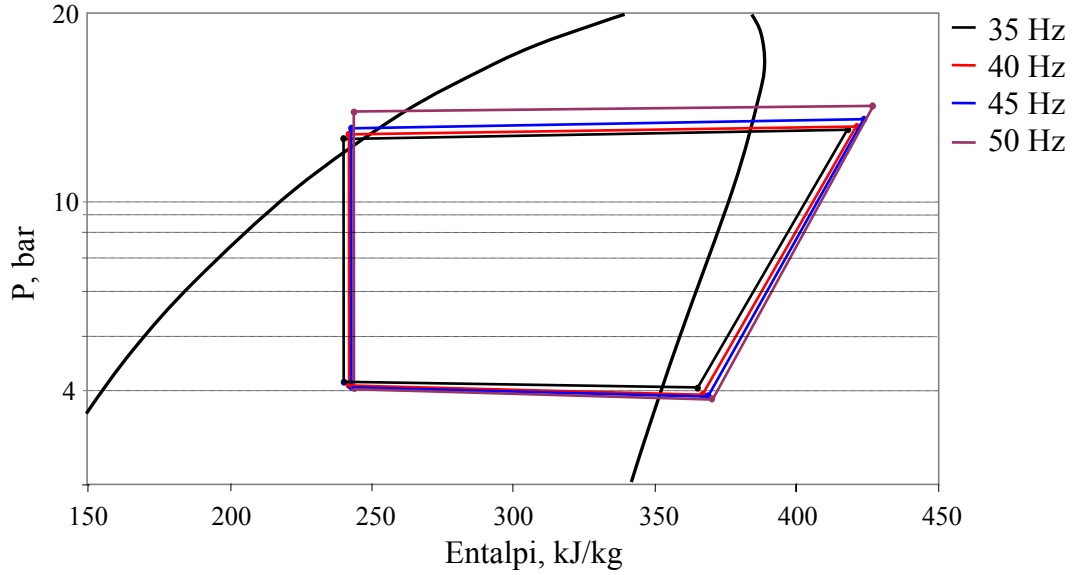
Çalışmada ilk olarak, deneysel soğutma sisteminin birinci kanun analizi yapılmıştır. Bu analizde farklı kompresör frekanslarında, basma ve emme basınçları ile sıcaklıkları, evaporatör kapasitesi, kompresör kapasitesi, kondanser kapasitesi, COP, volümetrik verim, izentropik verim, toplam mekanik ve elektrik verim ve soğutucu akışkan debisi gibi sistem parametrelerinin değışimi incelenmiştir.

Kompresör frekansının değışmesi, kompresör hızını değıştirmektedir. Kompresör hızının frekans ile değışimi Şekil 5.1’de gösterilmiştir. 50 Hz frekans değerinde 1450 d/d olan kompresör hızı, 35 Hz frekans değerinde 1015 d/d’ya düşmüştür. Kompresör hızının artması ile basma basıncı artmış, emme basıncı düşmüştür.

Dolayısıyla kompresör basınç oranı da artış göstermiştir. Farklı kompresör frekansları için değişken hızlı soğutma sisteminin P-h diyagramı Şekil 5.2’de gösterilmiştir. Şekilde farklı frekans değerleri için soğutma çevrimi farklı renklerde gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Kompresör frekansı ile kompresör hızının değişimi



Şekil 5.2. Farklı kompresör frekansları için soğutma sisteminin P-h diyagramı

Kompresör hızının artmasıyla basma ve emme sıcaklığı artmış fakat emme sıcaklığındaki artış miktarı nispeten daha küçük olmuştur. Esasen emme sıcaklığında kompresör hızının artmasıyla beraber bir düşüş beklenmiştir. Zaten bu duruma

paralel olarak hız ile beraber yoğuşma sıcaklığı artmış ve buharlaşma sıcaklığı da düşmüştür. Emme sıcaklığının az da olsa artmasının nedeni kompresör hızı ile beraber aşırı kızdırma sıcaklığının artmasıdır. Kompresör hızının artması, soğutucu akışkan debisinin artmasına ve dolayısıyla soğutma kapasitesinin artmasıyla ortam havasının daha hızlı soğumasına sebep olmaktadır. Bunun neticesinde aşırı kızdırma sıcaklığı artmaktadır.

Kompresör hızının artmasıyla soğutucu akışkan debisinde artış gözlemlenmiştir. Örneğin kompresör frekansı 35 Hz'den 50 Hz'ye çıkarıldığında akışkan debisi % 10 oranında artış göstermiştir. Buna paralel olarak kompresör süpürme hacmi de artış göstermiştir. Bunların yanında volümetrik verim, izentropik verim ve mekanik ve elektrik verim değerlerinde hız ile beraber azalma söz konusudur. Volümetrik verimin düşmesi, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın kompresöre girerken basılmadan önce bir miktar ısınmasına ve dolayısıyla gazın özgül hacminin artmasına bağlıdır. Volümetrik verimi etkileyen diğer faktörler, emme ve basma hattındaki basınç düşmeleri, piston sekmanlarında ve emme ile basma hattında meydana gelen kaçaklardır (Tassou ve Qureshi, 1998; Stouffs vd., 2001). Benamer ve Clodic (1999b), volümetrik verimdeki düşmenin nedenlerinden birisinin de polyster yağda oluşan küçük yüzeysel gerilimler olabileceğini belirtmiştir.

Kompresör hızı arttıkça basma sıcaklığında da artış olduğu için izentropik verim değeri azalmıştır. İzentropik verimdeki düşüş, yüksek basma sıcaklığı ve yüksek emiş hattı aşırı kızdırmasına bağlıdır. Bunun yanında piston çeperlerindeki kaçakların hız ile beraber artması izentropik verimin düşmesinde etkili olan bir başka parametredir. Yüksek frekanslardaki mekanik ve elektrik verimin düşmesi, kompresörün hareketli parçalarındaki sürtünme kayıplarının artmasından kaynaklanmaktadır (Park vd., 2002).

Tüm soğutma yüklerinde, kompresör frekansı arttıkça kondanser, evaporatör ve kompresör kapasitelerde artmıştır. Teorik hesaplamalarda kondanser kapasitesi kompresör ve evaporatör kapasitelerinin toplamı olarak kabul edilmektedir. Fakat deneysel sonuçlara göre kompresör ve evaporatör kapasitelerinin toplamı kondanser

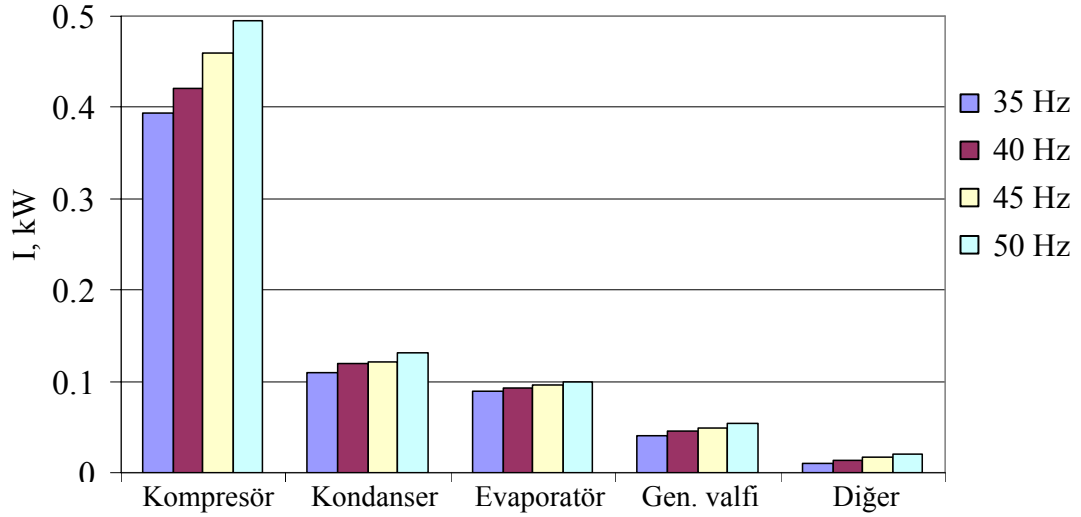
kapasitesinden büyük çıkmıştır. Aradaki bu fark ise sistem elemanlarında ve borularda meydana gelen ısı kayıplardan dolayıdır.

Her ne kadar kompresör hızıyla beraber soğutma kapasitesi artsa da, kompresör güç tüketimindeki artış, soğutma kapasitesi artışından daha yüksektir. Bu sebeple yüksek kompresör hızlarında COP değeri düşmüştür. Bunun tersi olarak kompresör hızı düştükçe COP değeri de artmıştır. Düşük kompresör hızlarında COP değerinin artması, değişken hızlı kompresörlü sistemlerde beklenen bir durumdur. Bu sonuç literatürdeki çalışmalarla paralellik arz etmektedir. Aprea vd. (2003), Park vd. (2002), Cho vd. (2007), Miller (1998) ve Koury vd. (2001) yapmış oldukları çalışmalarda benzer sonuçlar elde etmişlerdir.

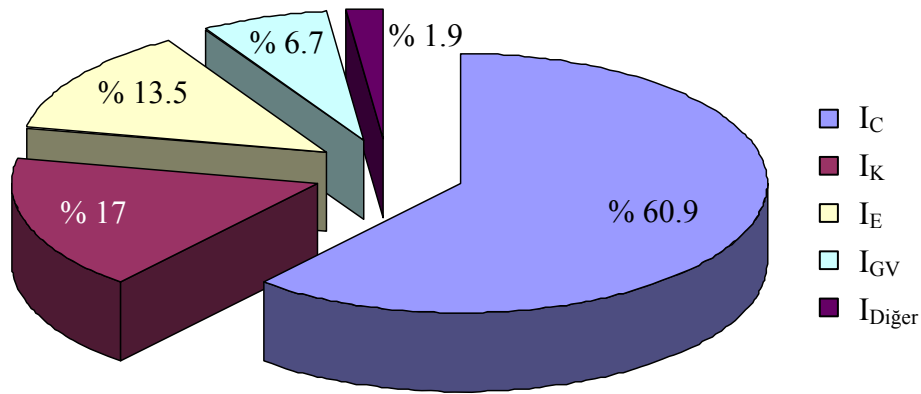
Termodinamiğin ikinci kanun analizlerinde sistem parametrelerinin değişimiyle, sistemin toplam tersinmezliği de değişim göstermiştir. Kompresör frekansı arttığında sistemin toplam tersinmezliği de artmıştır. Şekil 5.3'te sistemin her bir elemanın farklı kompresör frekanslarındaki tersinmezliklerinin değişimi kıyaslamalı olarak verilmiştir. Görüldüğü üzere tüm sistem elemanlarının tersinmezliği frekans ile beraber artmıştır. En büyük artış oranı kompresördedir. Kompresörü kondanser, evaporatör, genişleme valfi ve diğer kayıplar takip etmektedir. Şekil 5.4'te ise sistem elemanlarının tersinmezliklerinin toplam tersinmezliğe oranı verilmiştir. Şekilde belirtildiği üzere kompresör % 60.9 ile en büyük tersinmezlik oranına sahiptir. Kondanser % 17, evaporatör % 13.5, genişleme valfi % 6.7 ve diğer kayıplar ise toplam tersinmezliğin % 1.9'unu oluşturmaktadır.

Kompresördeki ekserji kayıpları elektriksel, mekanik ve izentropik verimin frekans ile beraber düşmesinden kaynaklanmaktadır. Kondanserdeki tersinmezliğin nedeni kısmen, kompresör çıkışındaki kızgın buhar sıcaklığının frekans ile beraber artması ve dolayısıyla hava ile kondanserdeki akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının artmasından kaynaklanmaktadır. Kompresör frekansı arttıkça soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı azalmakta ve dolayısıyla soğutulan ortamdaki hava ile akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkı artmaktadır. Bunun sonucu evaporatör tersinmezliği artış göstermektedir. Genişleme valfindeki tersinmezlik ise büyük

oranda soğutucu akışkanın buradan geçmesi esnasındaki basınç düşmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.3. Kompresör frekansı ile sistem elemanlarının tersinmezlikleri



Şekil 5.4. Sistem elemanlarının tersinmezlik oranları

Literatür incelendiğinde, ikinci kanun analizi için Aprea vd. (2003), Aprea ve Renno (2004), Ozgener ve Hepbasli (2005), Ozgener vd. (2005), benzer sonuçlar bulmuşlardır. Bunların yanında Aprea ve Renno (2004) yapmış olduğu değişken hızlı kompresörlü deneysel çalışmasında yarı hermetik kompresör kullanmış ve tersinmezlik oranlarını kompresörde % 37, kondanserde % 27, evaporatörde % 23 ve genişleme valfinden % 13 olarak hesaplamıştır.

İkinci kanun analizinde elde edilen bir diğer sonuç ise ekserji verimidir. Elde edilen sonuçlara göre soğutma makinesinin ve toplam sistemin ekserji verimi, kompresör frekansı arttıkça düşmektedir. Bu durum beklendiği üzere COP değerinkiyle aynı eğilimde, tersinmezlik değeriyle ters eğilimdedir. Sistem elemanları bireysel olarak incelendiğinde ise en yüksek ekserji verimine kondanser ve genişleme valfi sahiptir. Evaporatörün ekserji verimi nispeten daha düşük olup kompresör en düşük ekserji verimine sahiptir.

Yapılan ikinci kanun analiz sonuçlarına göre en büyük tersinmezlik kaynağı olan kompresörde, güç büyük oranda giriş ve çıkış basınçlarına bağlı olduğundan, bu sıcaklık farkını azaltabilecek herhangi bir ısı değiştiricisinin geliştirilmesi kompresör gücünü de azaltabilecektir. Bu da kondanser ve evaporatör sıcaklık farkının azalması anlamına gelmektedir. (Ozgener ve Hepbasli, 2005). Ayrıca sistemin düşük yüklerde düşük kompresör hızlarında çalışması da tersinmezliğin azalmasına katkıda bulunmaktadır.

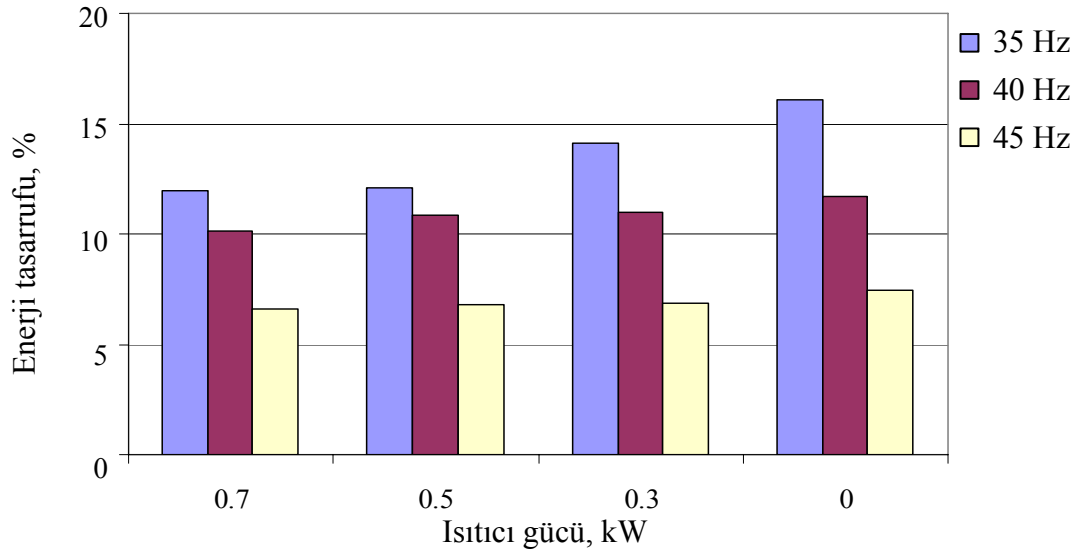
Sistemin güç tüketimi tüm frekanslarda soğuk oda sıcaklığı düştükçe bir miktar azalma göstermiştir. Bu sonuç, odanın soğutma yükünün azalmasından kaynaklanmaktadır. Fakat farklı frekansların karşılaştırılması için tüm çalışma şartlarında ortalama tüketilen güç göz önüne alınmıştır. Bu şekilde yapılan analizlerde kompresör frekansı arttıkça soğutma süresinin kısaldığı gözlemlenmiştir. Bu beklenen bir sonuçtur ve Renno ve Aprea (2007), Li ve Deng (2007a, b), Park vd. (2001), Tassou ve Qureshi (1998)'nin sonuçlarıyla benzerlikler göstermektedir.

Soğuk odanın 25 °C'den 0 °C'ye soğutulması için yapılan analizlerde tüm soğutma yüklerinde 50 Hz kompresör hızının en ekonomik olduğu belirlenmiştir. Yani sistem belirli bir sıcaklıktan muhafaza sıcaklığına getirilinceye kadar her durumda yüksek kompresör hızları daha ekonomiktir. Bunun yanında soğuk oda içerisindeki ısıtıcı gücü düştükçe, farklı frekanslardaki tüketim oranları arasındaki fark azalmaktadır. Örneğin ısıtıcı gücü 0.7 kW iken soğuk odanın soğutulması için harcanan elektrik gücü 35 Hz kompresör hızında 1.06 kWh, 50 Hz kompresör hızında ise 0.65 kWh'dır. Isıtıcı gücü 0 kW (kapalı) iken harcanan elektrik gücü 35 Hz kompresör

hızında 0.35 kWh, 50 Hz kompresör hızında ise 0.29 kWh'dır. Görüldüğü üzere soğutma yükü düştükçe farklı kompresör frekanslarındaki enerji tüketimi arasındaki fark ta düşmektedir.

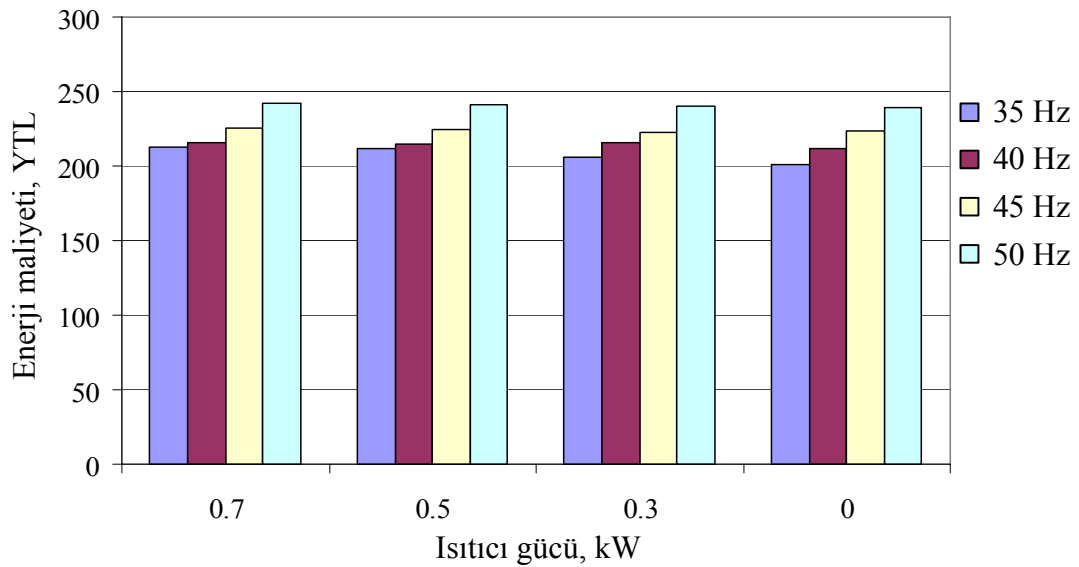
Sistemin, yüksek kompresör frekanslarda daha az enerji tüketmesi sadece odanın yüksek sıcaklıktan belirli bir sıcaklığa indirilmesi sırasındadır. Fakat sistem belli bir zaman sonra istenen sıcaklık değerinde duracak ve bundan sonra ise muhafaza işlemi başlayacaktır. Klasik aç/kapa türü sistemlerde bu durumda kompresör durma halinden maksimum hıza çıkar soğutma işlemi belirli sıcaklık değerine gelince durdurulur. Bu şekilde kompresör defalarca açılır ve kapanır. Fakat muhafaza için kompresörün her defasında açılıp tam yükte çalışması yerine bir frekans değiştirici ile hızı ayarlanıp düşük hızda çalışması ekonomiklik sağlar. Soğuk oda muhafazası için yapılan hesaplamalarda 50 Hz çalışma frekansına kıyasla % 16'lara varan tasarruf sağlanmıştır (Şekil 5.5). Örneğin soğuk oda içerisindeki ısıtıcı gücü 0 kW iken, 35 Hz'de % 16, 40 Hz'de % 11, 45 Hz'de % 7'lik bir tasarruf sağlanmıştır. Isıtıcı gücü 0.7 kW iken 35 Hz'de % 11, 40 Hz'de % 10 ve 45 Hz'de % 6 tasarruf sağlanmıştır. Şekil 5.5'den de görüleceği üzere soğutma yükü azaldıkça tasarruf oranı da artmaktadır.

Yapılan çalışmaların birçoğunda sadece frekans ile tüketilen gücün ve COP gibi performans değerlerinin analizleri bulunmakla beraber, çok azında ekonomiklik analizi bulunmaktadır. Bunlardan Renno ve Aprea (2007), R407c soğutucu akışkanı ile çalışan ve yarı hermetik kompresör kullanılan değişken hızlı soğutma sisteminde kompresör frekansı 30 Hz iken % 15, 40 Hz iken ise % 9'luk bir enerji tasarrufu sağlamış olup bu kıyaslamayı 50 Hz değerine göre yapmıştır. Buzelin vd. (2005), soğutucu akışkan ve kompresör tipini belirtmediği çalışmasında ise aç/kapa sisteme kıyasla % 35.24'lük bir enerji tasarrufu sağladığını belirtmiştir. Wicks (2000), R12 ile çalışan soğutma sisteminde sarmal (scroll) kompresör kullanmış ve aç/kapa sisteme oranla % 41'lik enerji tasarrufu sağladığını belirtmiştir.



Şekil 5.5. Farklı ısıtıcı güçlerinde enerji tasarrufu

Soğutma sisteminin yıllık enerji tüketim maliyeti ise, 6 saat/gün çalışma süresinde, yılda 365 gün çalıştığı kabulü ile hesaplanmıştır. Hesaplama, 1 kWh enerji tüketim bedeli 14.830 YKrş olarak Tedaş (2008)'ın elektrik birim fiyatı kullanılmıştır. Hesaplama sonucunda kompresör hızı arttıkça, soğuk oda muhafazası için harcanan maliyette artmaktadır. Dolayısıyla daha düşük soğutma yüklerinde, sistemi düşük hızlarda çalıştırmak ekonomiklik sağlamaktadır (Şekil 5.6).



Şekil 5.6. Farklı ısıtıcı güçlerinde yıllık enerji maliyeti

Tüm bu analizler ışığında değişken hızlı soğutma sistemi için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Frekans değiştiricisindeki % 5'lik bir kayba rağmen, değişken hızlı sistem, sabit hızlı sisteme oranla daha verimli olduğu gözlemlenmiştir.
- Değişken frekanslı kompresörlü sistemin ömrü aç/kapa sisteme oranla, daha az açılıp kapanacağı için daha uzun olması beklenmektedir.
- Değişken hızlı kompresörlü sistemde frekans azaldıkça COP değeri artmış, tersinmezlikler azalmıştır.
- Kompresör frekansı düştükçe mekanik, elektrik, volümetrik verim kayıpları azalmıştır.
- Düşük soğutma yüklerinde, kompresör düşük frekanslarda çalışırken daha yüksek verim sağlamıştır.
- Kompresör daha yumuşak kalkış sergilemiştir.
- Aprea vd. (2006)'ne göre sarmal (scroll) kompresörlerde frekans değeri 15 Hz'lere kadar düşebilmesine rağmen yarı hermetik kompresörde bu değerlere inmek yağlama, gürültü ve titreşim problemleri ortaya çıkarmaktadır. Aynı zamanda Shao vd., (2004), Benamer ve Clodic, (1999a, b), Sarntichartsak vd., (2006) düşük frekanslarda yarı hermetik kompresörler için 30 Hz'nin altına inmenin yağlama problemlerine sebep olacağını belirtmişlerdir. Bu nedenle, değişken hızlı kompresörlü sistemlerde, kompresör çalışma frekansı belirli bir sınır değerinin altına inmemelidir. Yapılan çalışmada bu değer 35 Hz olarak seçilmiştir.
- Kompresörün ilk kalkış momentini yenmesi ve ilk kalkış anında kompresörün piston yataklarının daha hızlı yağlanması için kompresörün ayarlanan frekans değerine kısa bir zaman diliminde çıkması gerekmektedir. Çünkü kompresör durgun halde iken yağ dibe toplanmış vaziyette olur ve kalkış süresi ne kadar uzarsa yağlanma da o kadar geç gerçekleşir. Bunun için frekans değiştiricisinin ilk kalkış adımının (kalkış süresi) doğru seçilmesi gerekmektedir. Yapılan deneysel çalışmada bu süre 1 saniye alınmıştır.
- Yüksek verimli kompresörler ve daha iyi kontrol algoritmaları kullanılarak bu tip sistemlerin performansları daha çok artırılabilir.

- Frekans değiştiricilerin, soğutma kompresörlerinde kullanımının çok yaygın olmayışı sebebiyle maliyeti biraz fazladır. Bu nedenle ilk kurulumun çok iyi şekilde tasarlanıp kompresör yapısına göre en uygun frekans değiştiricisinin seçilmesi gereklidir.
- Enerji tüketiminin sadece frekans değiştirici ile azaltılması beklenmemelidir. Bunun yanında sistem elemanlarının verim kayıplarının tespit edilip iyileştirilmesiyle de aynı zamanda enerji tasarrufu sağlanabilir. Bu amaçla yapılan ekserji analizleri, verim kayıplarının en çok hangi elemanlarda olduğunun belirlenmesine olanak sağlar. Böyle bir analiz ile hangi elemanların iyileştirilmesi gerektiği belirlenebilir. Yapılan çalışmada sistem elemanlarının tersinmezlik değerleri belirlenmiş ve en büyük tersinmezlik oranının kompresörde olduğu tespit edilmiştir. Kompresörü, kondanser, evaporatör ve genleşme valfi takip etmektedir (şekil 5.4).

Sonuç olarak soğutma uygulamalarında kullanılan kompresörlerin tükettiği elektriğin verimsiz kullanılması, dünyamızın en önemli sorunlarının başında gelen enerjinin fazla tüketilmesine ve enerji üretiminde kullanılan teknolojilerden kaynaklanan atmosferdeki sera gazı emisyonuna bir katkı olarak düşünölmektedir. Bu etkiler, bu tip sistemlerin enerji dönüşüm verimlerinin iyileştirilmesiyle azaltılabilir. Bu amaç için, kompresörleri çok daha verimli olarak düzenlemek çok önemlidir. Değişken hızlı sistemler enerji tasarrufu açısından en uygun yöntemlerin başında gelmektedir. Böyle bir sistemle büyük oranda enerji tasarrufu sağlanabilir. Bu çalışma, değişken hızlı kompresörlü soğutma sistemlerinin performanslarının ve potansiyel enerji tasarruflarına etkisinin belirlenmesi konusunda ileride yapılacak diğer uygulamalara önemli ölçüde katkı sağlayacaktır. Ayrıca, R404A gibi ozon tabakasına zarar vermeyen ve çevre dostu yeni soğutucu akışkanlar kullanılan sistemlerde, farklı kompresör hızlarındaki performansların incelenmesi ve yeni soğutucu akışkanlar için ekonomik yönden optimum sistem yapılarının oluşturulması gerekmektedir. Bu çalışmadaki analizlerin, bu incelemelere ışık tutması beklenmektedir.

6. KAYNAKLAR

- Akpınar, E.K., Hepbaslı, A., 2007. A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications. *Building and Environment*, 42(5), 2004-2013.
- Almeida, A.T., Fonseca, P., Falkner, H., Bertoldi, P., 2003. Market transformation of energy-efficient motor Technologies in the EU. *Energy Policy*, 31(6), 563-575.
- Apra, C., Rossi, F., Greco, A., Renno, C., 2003. Refrigeration plant exergetic analysis varying the compressor capacity. *International Journal of Energy Research*, 27(7), 653-669.
- Apra, C., Renno, C., 2004. An experimental analysis of a thermodynamic model of a vapour compression refrigeration plant on varying the compressor speed. *International Journal of Energy Research*, 28(6), 537-549.
- Apra, C., Mastrullo, R., Renno, C., Vanoli, G.P., 2004a. An evaluation of R22 substitutes performances regulating continuously the compressor refrigeration capacity. *Applied Thermal Engineering*, 24(1), 127-139.
- Apra, C., Mastrullo, R., Renno, C., 2004b. Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant. *International Journal of Refrigeration*, 27(6), 639-648.
- Apra, C., Mastrullo, R., Renno, C., 2006. Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed. *Applied Thermal Engineering*, 26(10), 983-992.
- Arıkol, M., 1985. Ekserji Analizine Giriş. Tübitak Projesi, Proje No: 0630048401, Gebze.
- Arkema, 2007. İnternet Sitesi. <http://www.arkema-inc.com>. Erişim Tarihi : 26.12.2007.
- Bejan, A., Dan, N., Cacuci, D.G., Schütz, W., 1998. Exergy analysis of energy conversion during the thermal interaction between hot particles and water. *Energy*, 23(11), 913-928.
- Bejan, A., 2001. Thermodynamic optimization of geometry in engineering flow systems. *Exergy, An International Journal*, 1(4), 269-277.
- Bejan, A., 2002. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *International Journal of Energy Research*, 26(7), 545-565.

- Benamer, A., Clodic, D., 1999a. Test Bench for Comparative Measurement of Energy Efficiency of Variable and Fixed Speed Scroll Compressor. 20th International Congress of Refrigeration, Sydney.
http://www.e2ltd.com/download/Publication_Sidney.pdf Erişim Tarihi: 30.12.2007.
- Benamer, A., Clodic, D., 1999b. Comparison of Energy Efficiency between Variable and Fixed Speed Scroll Compressors in Refrigerating Systems. Technological innovations in refrigeration, in air conditioning and in the food industry into third millennium. http://e2ltd.com/download/Publication_Milan.pdf. Erişim Tarihi: 30.12.2007.
- Beşer, E., 1997. Soğutucu Maddelerle İlgili Dünyada Ve Türkiye'deki Gelişmeler. III.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, Bildiriler Kitabı, Cilt II, 678-697, İzmir.
- Bingöl, O., 2005. Yapay sinir ağları ile modellenen alan yönlendirmeli bir asenkron motorun üç seviyeli evirici ile hız denetimi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 160s, Ankara.
- Buzelin, L.O.S., Amico, S.C., Vargas, J.V.C., Parise, J.A.R., 2005. Experimental development of an intelligent refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 28(2), 165-175.
- Cabello, R., Navarro, J., Torrella, E., 2005. Simplified steady-state modelling of a single stage vapour compression plant. Model development and validation. Applied Thermal Engineering, 25(11-12), 1740-1752.
- Calm J.M., 2002a. Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems. International Journal of Refrigeration, 25(3), 293-305.
- Calm J.M., 2002b. Options and outlook for chiller refrigerants. International Journal of Refrigeration. 25(6), 705-715.
- Camoirano, R., Dellepiane, G., 2005. Variable frequency drives for MSF desalination plant and associated pumping stations. Desalination, 182(1-3), 53-65.
- Celik, A., 2004. Performance of Two-Stage CO2 Refrigeration Cycles. Faculty of the Graduate School of the University of Maryland, College Park, Master of Science Thesis, 123s, Maryland.
- Cengel, A.Y., Boles, A.M, 1994. Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill, 987s. New York.
- Cengel, A.Y., Wood, B., Dincer, I., 2002. Is bigger thermodynamically better?. Exergy, an International Journal, 2(2), 62-68.

- Chaturvedi, S.K., Chen D.T., Kheireddine, A., 1998. Thermal Performance of A Variable Capacity Direct Expansion Solar-Assisted Heat Pump. *Energy Conversion Management*, 39(3-4), 181-191.
- Chen, Q., Prasad, R.C., 1999. Simulation of a vapour-compression refrigeration cycles using HFC134a and CFC12. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 26(4), 513-521.
- Chengqin, R., Nianping, L., Guangfa, T., 2002. Principles of exergy analysis in HVAC and evaluation of evaporative cooling schemes. *Building and Environment*, 37(11), 1045-1055.
- Cho, H., Chung, J.T., Kim, Y., 2003. Influence of liquid refrigerant injection on the performance of an inverter-driven scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 26(1), 87-94.
- Cho, H., Ryu, C., Kim, Y., 2007. Cooling performance of a variable speed CO2 cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 30(4), 664-671.
- Çolak, İ., 2001. *Asenkron Motorlar*. Nobel Yayın Dağıtım, 208s.
- Çolak, İ., Bayındır, R., 2004. *Elektrik Kumanda Devreleri*. Seçkin Yayıncılık, 208s, Ankara.
- Çomaklı, K., Karşlı, K., Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., 2007. Termal Sistemlerde Ekserji Verimi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 4(2), 25-34.
- Dincer, I., 2002. The role of exergy in energy policy making. *Energy Policy*, 30(2), 37-49.
- Dingeç, H., 1996. *Thermoeconomic Optimization of Simple Refrigerators*. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 89s, Ankara.
- Dossat, R.J., 1997. *Principles of Refrigeration*. Prentice Hall, 512p. New Jersey.
- Dupont, 2007. İnternet Sitesi. <http://www.dupont.com/suva>. Erişim Tarihi: 26.01.2007.
- Esbri, J.N., Berbegall, V., Verdu, G., Cabello, R., Llopis, R., 2007. A low data requirement model of a variable-speed vapour compression refrigeration system based on neural Networks. *International Journal of Refrigeration*, 30(8), 1452-1459.
- Esen, D.Ö., 2005. R12 ve R134a Soğutucu Akışkanlarının Bilgisayar Programı Yardımıyla Teorik Çevrim Performans Analizi. II. Mühendislik Bilimleri Genç Araştırmacılar Kongresi, 279-285, İstanbul.

- Europomp, 2006. Değişken Hızlı Pompalama, Başarılı uygulamalar için bir klavuz. Europomp ve Hidrolik Enstitüsü, 172s.
- Gong, M., Wall, G., 2001. On exergy and sustainable development-Part 2: Indicators and methods. *Exergy, An International Journal*, 1(4), 217-233.
- Göktun, S., 1998. An overview of ozone-safe alternatives for R502. *Energy*, 23(5), 379-381.
- Haberschill, P., Gay, L., Aubouin, P., Lallemand, M., 2002. Performance prediction of a refrigerating machine using R-407C: the effect of the circulating composition on system performance. *International Journal of Energy Research*, 26(15), 1295-1311.
- Halimic, E., Ross, D., Agnew, B., Anderson, A., Potts, I., 2003. A comparison of the operating performance of alternative refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 23(12), 1441-1451.
- Hepbasli, A., Akdemir, O., 2004. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45(5), 737-753.
- Hepbasli, A., Dincer, I., Rosen, M.A., 2006. Exergy analysis of heat pump systems for residential applications. CD-Proceedings of 7th International HVAC+R Technology Symposium, Istanbul, Turkey.
- Hepbasli, A., 2007a. Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences. *Energy and Buildings*, 39(12), 1211-1217.
- Hepbasli, A., 2007b. Thermoeconomic analysis of household refrigerators. *International Journal of Energy Research*, 31(10), 947-959.
- Hepbasli, A., 2007c. A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews (Basımda)*.
- Hepbasli, A., 2008. A study on estimating the energetic and exergetic prices of various residential energy sources. *Energy and Buildings*, 40(3), 308-315.
- Honeywell, 2007. İnternet Sitesi. <http://www51.honeywell.com/sm/genetron>. Erişim Tarihi: 27.12.2007.
- Isısan, 1997. Klima Havalandırma Tesisatı. Isısan Çalışmaları, No:158, 383s.
- Jørgensen, S.E., Nielsen, S.N., 2007. Application of exergy as thermodynamic indicator in ecology. *Energy*, 32(5), 673-685.

- Kanoglu, M., Dincer, I., Rosen, M.A., 2007. Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants. *Energy Policy*, 35(7), 3967-3978.
- Kara, O., Ulgen, K., Hepbasli, A., 2007. Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews (Basımda)*.
- Khan, J.R., Zubair, S.M., 1999. Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 22(3), 235-243.
- Kilic, M., Kaynakli, Ö., 2007. Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system. *Energy*, 32(8), 1505-1512.
- Kim, M., Kim, M.S., 2005. Performance investigation of a variable speed vapor compression system for fault detection and diagnosis. *International Journal of Refrigeration*, 28(4), 481-488.
- Kırmacı V., Özdemir, M.B., 2005. Soğuk Depolar İçin R-404a Alternatif Soğutucu Akışkanlı Buhar Şıkıştırılmalı Soğutma Sistem Eleman Kapasitelerinin Bilgisayar Programıyla Belirlenmesi. *BAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 7(2), 66-76.
- Koçoğlu, A., 1993. Thermo-economic Optimization of a Single State Heat Pump. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 117s, Ankara.
- Li, Z., Deng, S., 2007a. A DDC-based capacity controller of a direct expansion (DX) air conditioning (A/C) unit for simultaneous indoor air temperature and humidity control e Part I: Control algorithms and preliminary controllability tests. *International Journal of Refrigeration*, 30(1), 113-123
- Li, Z., Deng, S., 2007b. An experimental study on the inherent operational characteristics of a direct expansion (DX) air conditioning (A/C) unit. *Building and Environment*, 42(1), 1-10.
- Little, A.,D., 1999. Opportunities for Energy Savings in the Residential and Commercial Sectors with High-Efficiency Electric Motors. Final Report, Prepared for: U.S. Department of Energy. http://www.eere.energy.gov/buildings/info/documents/pdfs/doemotor2_2_00.pdf. Erişim Tarihi: 21.12.2007.
- Karlsson, F., Fahlén, P., 2007. Capacity-controlled ground source heat pumps in hydronic heating systems. *International Journal of Refrigeration*, 30(2), 221-229.
- Kopac, M., Zemher, B., 2006. Effect of saturation-temperature on the performance of a vapour-compression refrigeration-cycle working on different refrigerants using exergy method, Short communication. *International Journal of Energy Research*, 30(9), 729-740.

- Koury, R.,N.,N., Machado, L., Ismail, K.,A.,R., 2001. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 24(2), 192-200.
- Kotas, T.,J., 1985. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Butter-Worths, 299s, London.
- McQuay,2007. *McQuay Air Conditioning, Application Guide*.
http://www.mcquay.com/mcquaybiz/literature/lit_corporate/AppGuide/AG31-007.pdf. Erişim Tarihi: 27.01.2007.
- Miller, W.A., 1988. Laboratory Capacity Modulation Experiments, Analyses, and Validation. *Proceedings of the 2nd DOE/ORNL Heat Pump Conference: Research and Development on Heat Pumps for Space Conditioning Applications*, CONF-8804100, 7-21, Washington.
- Nasution, H., Hassan, M.N.W., 2006. Potential electricity savings by variable speed control of compressor for air conditioning systems. *Clean Technologies and Environmental Policy*, 8(2), 105-111.
- Navarro, E., Granryd, E., Urchueguía, J.F., Corberán, J.M., 2007. A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration*, 30(7), 1254-1265.
- Nikolaidis, C., Probert, D., 1998. Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compression refrigeration-plants performance. *Applied Energy*, 60(4), 241-256.
- Onat, A., İmal, M., İnan, A.T., 2004. Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar. *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7(1), 32-38.
- Ors, A., 2006. *Investigation Of Two Performance Improvement Options For Household Refrigerators*. Faculty of the Graduate School of the University of Maryland, College Park, Master of Science Thesis, 132s, Maryland.
- Outtagarts, A., Haberschill, P., Lallemand, M., 1997. The Transient Response Of An Evaporator Fed Through An Electronic Expansion Valve. *International Journal of Energy Research*, 21(9), 793-807.
- Ozgener, L., Hepbasli, A., Dincer, I., 2005. Energy and exergy analysis of geothermal district heating systems: an application. *Building and Environment*, 40(10), 1309-1322.
- Ozgener, O., Hepbasli, A., 2005. Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system. *Energy and Buildings*, 37(1), 101-110.
- Ozgener, O., Hepbasli, A., 2007. Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems. *Energy and Buildings*, 39(1), 66-75.

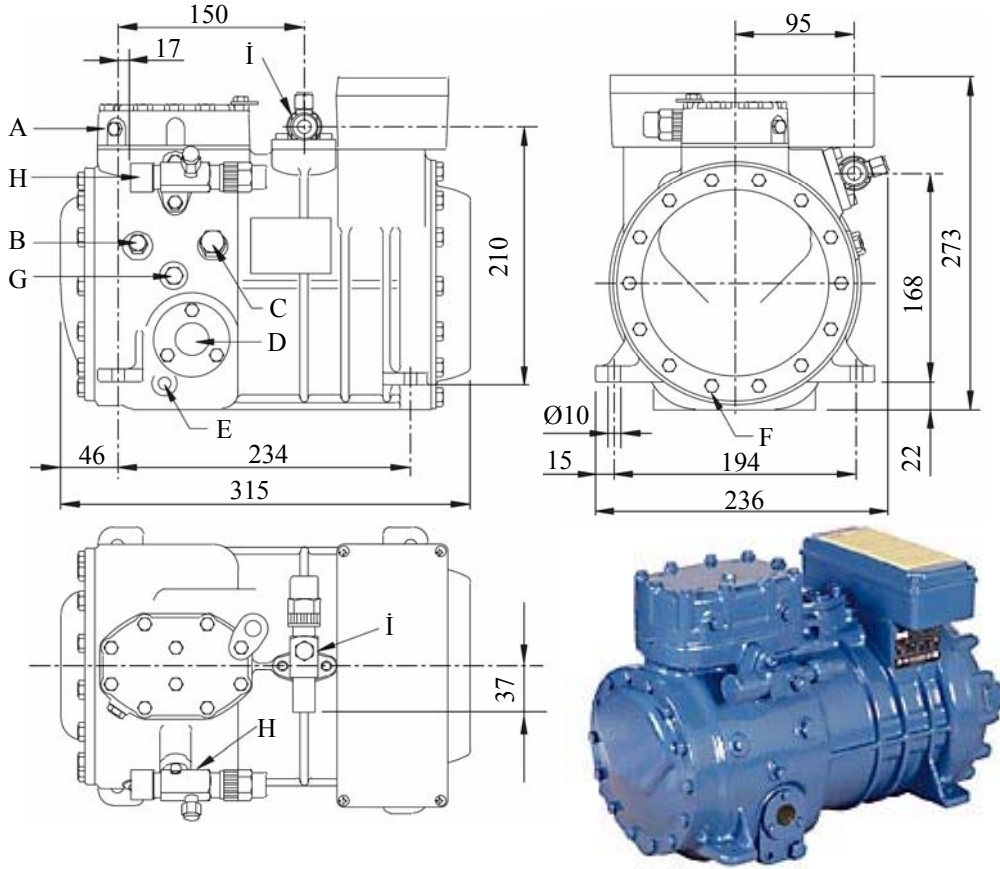
- Özdemir, M.B., Kırmacı, V., 2006. Soğuk depo soğutma sisteminde kullanılan R-134a alternatif soğutucu akışkanına göre sistem eleman kapasitelerinin bilgisayar programıyla belirlenmesi. *Teknoloji*, 9(2), 91-100.
- Özkol, N., 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği. TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Yayın No: 115, 714s. Ankara.
- Park, Y.C., Kim, Y.C., Min, M.K., 2001. Performance analysis on a multi-type inverter air conditioner. *Energy Conversion and Management*, 42(13), 1607-1621.
- Park, Y.C., Kim, Y., Cho, H., 2002. Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection. *International Journal of Refrigeration*, 25(8), 1072-1082.
- Park, K.J., Jung, D., 2007. Thermodynamic performance of HCFC22 alternative refrigerants for residential air-conditioning applications. *Energy and Buildings*, 39(6), 675-680.
- Perreira, E.P., Parise, J.A.R., 1993. Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors. 13(5), 451-461.
- Rasmussen, C.B., Ritchie, E., Arkkio, A., 1997. Variable Speed Induction Motor Drive for Household Refrigerator Compressor. *Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics*, 655-659, Guimarães-Portugal, July 7-11.
- Rasmussen, C.B., Ritchie, E., 1997. Variable speed brushless DC motor drive for household refrigerator compressor. *Electrical Machines and Drives*, Eighth International Conference on, 128-132, 1-3 September.
- Renno, C., Aprea, C., 2007. Variable speed compressor experimental modelling. *Proceedings of 3rd International Energy, Exergy and Environment Symposium*, 1-5 July 2007 Évora, Portugal (2007)
- Rice, C.K., 1988a. Efficiency Characteristics of Speed Modulated Drives at Predicted Torque Conditions for Air-to-Air Heat Pumps. *ASHRAE Transactions*, 94(1), 892-921.
- Rice, C.K., 1988b. Capacity Modulation Component Characterization and Design Tool Development. *Proceedings of the 2nd DOE/ORNL Heat Pump Conference: Research and Development on Heat Pumps for Space Conditioning Applications*, CONF-8804100, 23-33, Washington.
- Rosen, M.A., Dincer, I, 2004. Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(2), 121-133.

- Segarra, C.D.P., Rigola, J., S3ria, M., Oliva, A., 2005. Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration*, 28(4), 579-593.
- Saleh, B., Wendland, M., 2006. Screening of pure fluids as alternative refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 29(2), 260-269.
- Sarntichartsak, P., Monyakul, V., Thepa, S., Nathakaranakule, A., 2006. Simulation and experimental evaluation of the effects of oil circulation in an inverter air conditioning system using R-22 and R-407C. *Applied Thermal Engineering*, 26(14-15), 1481-1491.
- Savaş, S., 1987. Soğuk Depoculuk ve Soğutma Sistemlerine Giriş. Uludağ Üniversitesi Basımevi, Cilt 1, 183s, Bursa.
- Sciubba, E., Bastianoni, S., Tiezzi, E., 2008. Exergy and extended exergy accounting of very large complex systems with an application to the province of Siena, Italy. *Journal of Environmental Management*, 86(2), 372-382.
- Shao, S., Shi, Li, X., Chen, H., 2004. Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data. *International Journal of Refrigeration*, 27(8), 805-815.
- Sincar, S., 1999. R134a Soğutucu akışkan ile alışan ticari soğutucu tasarımı, imalatı ve performans deneyleri. Niğde Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 74s, Niğde.
- Solvay, 2007. İnternet Sitesi. <http://www.solvay-fluor.com>. Erişim Tarihi : 25.12.2007.
- Spatz, M.W., Motta, S.F.Y., 2004. An evaluation of options for replacing HCFC-22 in medium temperature refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 27(5), 475-483.
- Stouffs, P., Tazerout M., Wauters, P., 2001. Thermodynamic analysis of reciprocating compressors. *International Journal of Thermal Sciences*, 40(1), 52-66.
- Tassou, S.A., Qureshi, T.Q., 1997. Dynamic Mode Performance Evaluation Andenergy Analysis of Mains and Inverter Drivenrefrigeration Compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Power & Energy*, 211(4), 339-346.
- Tassou, S.A., Qureshi, T.Q., 1998. Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications. *International Journal of Refrigeration*, 21(1), 29-41.
- Tedaş, 2008. İnternet Sitesi. http://www.tedas.gov.tr/tarifeler_xls/2008_trf/2008%20tarifesi.xls Erişim Tarihi : 10.01.2008.

- Tian, C., Dou, C., Yang, X., Li, X., 2004. A mathematical model of variable displacement wobble plate compressor for automotive air conditioning system. *Applied Thermal Engineering*, 24(17-18), 2467-2486.
- Tian, C., Li, X., 2005a. Transient behavior evaluation of an automotive air conditioning system with a variable displacement compressor. *Applied Thermal Engineering*, 25(13), 1922-1948.
- Tian, C., Li, X., 2005b. Numerical simulation on performance band of automotive air conditioning system with a variable displacement compressor. *Energy Conversion and Management*, 46(17), 2718-2738.
- Tian, C., Li, X., Dou, C., 2005. Experimental investigation and numerical simulation on the hysteresis zone of a variable displacement wobble plate compressor. *International Journal of Refrigeration*, 28(7), 988-996.
- Tian, C., Liao, Y., Li, X., 2006. A mathematical model of variable displacement swash plate compressor for automotive air conditioning system. *International Journal of Refrigeration*, 29(2), 270-280.
- Tsatsaronis, G., 2007. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy*, 32(4), 249-253.
- Wall, G., 1977. Exergy-A Useful Concept Within resource Accounting. Institute of Theoretical Physics, Report no. 77-42, 59p. Göteborg.
<http://www.exergy.se/ftp/paper1.pdf>. Erişim Tarihi: 28.03.2006
- Wall, G., Gong, M., 2001. On exergy and sustainable development-Part 1: Conditions and concepts. *Exergy, An International Journal*, 1(3), 128-145.
- Wang, F.Q., Maidment, G.G., Missenden, J.F., Tozer, R.M., 2007a. A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation. *International Journal of Refrigeration*, 30(5), 887-903.
- Wang, F.Q., Maidment, G.G., Missenden, J.F., Tozer, R.M., 2007b. The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 1: Experimental investigation. *Applied Thermal Engineering*, 27(17-18), 2893-2901.
- Wicks, F., 2000. 2nd law analysis of on/off vs frequency modulation control of a refrigerator. 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit, 1, 340-344.
- Xiang, J.Y., Calí, M., Santarelli, M., 2004. Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC plant. *International Journal of Energy Research*, 28(2), 101-115.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. VİPAŐ A.Ő., 608s. Bursa.

EKLER

EK - 1. DENEY DÜZENEGİNDE KULLANILAN SİSTEM ELEMANLARI



A- Yüksek basınç tıkaçı, B- Alçak basınç tıkaçı, C- Yağ doldurma vanası, D- Yağ seviyesi gösterge camı, E- Karter ısıtıcı yuvası, F- Yağ boşaltma vanası, G- Yağ dönüş ağzı, H- Basma valfi, İ- Emme valfi

Marka	Frascold
Model	A 0.5 4 Y
Elektrik motoru	0.5 HP (0.37 kW)
Yer değiştirme	3.95 m ³ /h
Silindir hacmi	22.7 cm ³
Silindir sayısı	2
Silindir çapı	34 mm
Silindir stroku	25 mm
Yağ hacmi	1.2 lt
Ağırlık	36 kg
Devir hızı	1450 d/d, 50 Hz
Soğutucu akışkanlar	R404A, R507A, R407C, R22, R134A
Güç kaynağı	230V/3/50 Δ 400V/3/50 Y
Emiş hattı bağlantısı	5/8"
Basma hattı bağlantısı	1/2"

EK 1.1. Deney düzeneğinde kullanılan kompresör



Marka	Friterm
Model	FEM 30.12 E1
Yüzey alanı	6.60 m ²
Kanatçık aralığı	8 mm
Giriş borusu çapı	1/2 " inch
Çıkış borusu çapı	5/8 " inch
Maksimum çalışma basıncı	21 Bar
Ağırlık	26 kg
Boru hacmi	1.08 dm ³
Fan devir hızı	1390 d/d
Fan hava debisi	1.625 m ³ /h
Fan gücü	1×74 W
Fan çapı	300 mm
Defrost ısıtıcı Gücü	4×250 W
En	290 mm
Boy	720 mm
Yükseklik	430 mm

EK 1.2. Deney düzeneğinde kullanılan evaporatör



Marka	Friterm
Model	TT 100
Yüzey alanı	6 m ²
Fan çapı	300 mm
Giriş borusu çapı	5/8"
Çıkış borusu çapı	5/8"
Ağırlık	4.7 kg
En	140 mm
Boy	415 mm
Yükseklik	330 mm

EK 1.3. Deney düzeneğinde kullanılan kondanser



Marka	Danfoss
Model	TES 2 068Z3403
Ağırlık	0.328 Kg
Orifis no	01
Kılcal boru uzunluğu	1500 mm
Giriş bağlantı çapı	3/8 in
Çıkış bağlantı çapı	1/2 in
Dış denge bağlantı çapı	1/4 in
Maksimum çalışma basıncı	34.0 bar
Soğutucu akışkanlar	R404A, R507
Sıcaklık aralığı	-40 / 10 °C

EK 1.4. Deney düzeneğinde kullanılan genleşme valfi



Marka	Henry Technologies Ltd.
Model	S-5185-CE
Kapasite	2.3 Litre
Soğutucu akışkan	R22, R134A, R404A, R507
Sıcaklık aralığı	0 / +130 °C
Maksimum çalışma basıncı	31 Bar
Ağırlık	3.9 kg

EK 1.5. Deney düzeneğinde kullanılan yağ ayırıcı



Marka	Güven Soğutma
Model	LA - 3/4
Tip	Dikey
Kapasite	2.5 lt
Soğutucu akışkan	R22, R502, R134A, R404A, R407C
İşletme Basıncı	15-25 Bar
Test Basıncı	35 Bar
Ağırlık	4.62 kg

EK 1.6. Deney düzeneğinde kullanılan emiş hattı akümülatörü



Marka	Teknicold
Model	VLR-02
Tip	DD1
Kapasite	2 lt
Soğutucu akışkan	R22, R502, R134A, R404A, R407C, R507
Çalışma Basıncı	32 Bar
Test Basıncı	35 Bar
Giriş çapı	3/8 inch
Çıkış çapı	1/4 inch

EK 1.7. Deney düzeneğinde kullanılan likit deposu



Marka	Carly
Model	DCY32
Kapasite	0.2 Litre
Soğutucu akışkan	R22, R134A, R404A, R507, R407C, R410A

EK 1.8. Deney düzeneğinde kullanılan filtre-kurutucu



EK 1.9. Deney düzeneğinde kullanılan alçak ve yüksek basınç prosestatı



EK 1.10. Deney düzeneğinde kullanılan soğuk oda ve sandviç panel



EK 1.11. Deney düzeneğinde kullanılan soğuk oda ısıtıcıları



Marka	Moeller
Model	DF51-322-075
Giriş voltajı	220 V
Motor gücü	0.75 kW / 1 HP
Sigorta	15 A
Tork	1.2 Nm
Ağırlık	0.45 kg

EK 1.12. Deney düzeneğinde kullanılan frekans değıştiricisi

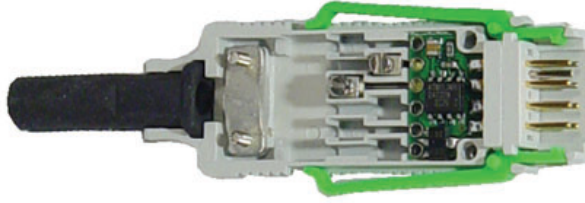


EK 1.13. Deney düzeneğinde kullanılan varyak

EK - 2. DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANILAN ÖLÇÜM CİHAZLARI



EK 2.1. K tipi termokupul



EK 2.2. Konnektör



Marka	Ahlborn
Model	FD A602-L7A
Mutlak basınç	0 bar
Maksimum basınç	30 bar
Çıkış sinyali	0.2 ... 2.2V
Güç kaynağı	6 to 15VDC, <4 mA
Çalışma sıcaklığı	-20 – +80°C
Bağlantısı ucu	Paslanmaz çelik 1.4435
Ağırlık	75g

EK 2.3. Basınç Sensörü



EK 2.4. Veri toplama ünitesi



Marka	Testo
Model	625
Çalışma sıcaklığı	-20 to +50 °C
Ağırlık	195 g
Boyut	182 x 64 x 40 mm
Prob tipi	Kapasitif nem sensörü
Ölçüm aralığı	0 to +100 %RH
Hassasiyet	±2.5 %RH (+5 to +95 %RH)
Çözünürlük	0.1 %RH

EK 2.5. Nem sensörü



Marka	Krohne
Tip	H250 RR M10
Akışkan	R404A
Maksimum sıcaklık	80 °C
Maksimum basınç	40 bar
Maksimum yoğunluk	200 kg/m ³
Maksimum viskozite	20 mPa.s
Hassasiyet	1.6
Ölçüm aralığı	5 gr/s.... 50 gr/s

EK 2.6. Debimetre



EK 2.7. Güçmetre

ÖZGEÇMİŞ



Adı Soyadı : Önder KIZILKAN

Doğum Yeri ve Yılı: Isparta 1978

Medeni Hali : Evli

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise	: Adıyaman Anadolu Lisesi	1993-1994
Lise	: Çankaya Mehmet Emin Resulzade Anadolu Lisesi	1994-1996
Lisans	: Süleyman Demirel Üniversitesi	1997-2001
Yüksek Lisans:	Süleyman Demirel Üniversitesi	2002-2004

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl

IYAŞ Selçuklu İlköğretim Okulu	2001-2002
Süleyman Demirel Üniversitesi	2002-.....

Yayınları (SCI ve diğer makaleler)

- 1- Şencan, A., Selbaş, R., Kızıllkan, Ö., Kalogirou, S.A., 2006. Thermodynamic Analysis of Subcooling and Superheating Effects of Alternative Refrigerants for Vapor Compression Refrigeration Cycles. International Journal of Energy Research, 30(5), 323-347.
- 2- Selbaş, R., Kızıllkan, Ö., Reppich, M., 2006. A New Design Approach for Shell-and-Tube Heat Exchangers Using Genetic Algorithms from Economic Point of View. Chemical Engineering and Processing, 45(4), 268-275.

- 3- Selbaş, R., Kızıllkan, Ö., Şencan, A., 2006. Thermoeconomic Optimization of Subcooled and Superheated Vapor Compression Refrigeration Cycle. *Energy*, 31(12), 1772-1792.
- 4- Şencan, A., Kızıllkan, Ö., Bezir, N. C., Kalogirou, S. A., 2007. Different Methods for Modeling Absorption Heat Transformer Powered by Solar Pond. *Energy Conversion and Management*, 48(3), 724-735.
- 5- Kızıllkan, Ö., Şencan, A., Kalogirou, S. A., 2006. Thermoeconomic Optimization of a LiBr Absorption Refrigeration System. *Chemical Engineering & Processing*, 46(12), 1376-1384.
- 6- Kabul, A., Kızıllkan, Ö., Yakut, A.K., 2008. Performance and exergetic analysis of vapor compression refrigeration system with an internal heat exchanger using a hydrocarbon, isobutane (R600a). *International Journal of Energy Research*, in press.
- 7- Kızıllkan, Ö., Selbaş, R., Şencan, A., 2006. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinde Aşırı Soğutma ve Aşırı Kızdırma Etkisinin Isıl Ekonomik Açından İncelenmesi. *Gazi üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 21(2), 387-393.
- 8- Kızıllkan, Ö., Şencan, A., Yakut, A., K., 2006. R410a Soğutucu Akışkanının Termodinamik Özelliklerinin Yapay Sinir Ağları Metoduyla Modellenmesi. *Gazi üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 21(2), 395-400.
- 9- Selbaş, R., Kızıllkan, Ö., Şencan, A., Akalan, O. B., 2005. Soğutma Yüğü Hesaplamaları İçin Alternatif Bir Yazılım. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 87, 43-48.
- 10- Yakut, A.K., Dikmen, E., Kabul, A., Şencan, A., Kızıllkan, Ö., 2006. Konutlarda Optimum İzalasyon Malzemesi ve Kalınlığının Belirlenmesi. *Enerji Teknolojileri ve Mekanik Tesisat Dergisi*, 128, 158-162.
- 11- Kızıllkan, Ö., 2007. Gövde Borulu Bir Isı Değiştiricisinde Şaşırtma Levhasının Isı Taşınım Katsayısına ve Basınç Düşümüne Etkisinin İncelenmesi. *Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, basımda.