



**EV TİPİ SOĞUTMA CİHAZLARINDA SOĞUTMA
YÜKÜ VE SOĞUTUCU AKIŞKAN MİKTARININ
SİSTEM PERFORMANSINA ETKİSİNİN
GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİM YÖNÜNDEN
İNCELENMESİ**

Cihan YILMAZ

**2022
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Prof. Dr. Emrah DENİZ**

**EV TİPİ SOĞUTMA CİHAZLARINDA SOĞUTMA YÜKÜ VE SOĞUTUCU
AKIŞKAN MİKTARININ SİSTEM PERFORMANSINA ETKİSİNİN
GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİM YÖNÜNDEN İNCELENMESİ**

Cihan YILMAZ

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**Tez Danışmanı
Prof. Dr. Emrah DENİZ**

**KARABÜK
Nisan 2022**

Cihan YILMAZ tarafından hazırlanan “EV TİPİ SOĞUTMA CİHAZLARINDA SOĞUTMA YÜKÜ VE SOĞUTUCU AKIŞKAN MİKTARININ SİSTEM PERFORMANSINA ETKİSİNİN GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİM YÖNÜNDEN İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Emrah DENİZ

.....

Tez Danışmanı, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 29/04/2022

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Suat SARIDEMİR (DÜ)

.....

Üye : Prof. Dr. Emrah DENİZ (KBÜ)

.....

Üye : Doç. Dr. Mustafa KARAGÖZ (KBÜ)

.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

.....

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Cihan YILMAZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

EV TİPİ SOĞUTMA CİHAZLARINDA SOĞUTMA YÜKÜ VE SOĞUTUCU AKIŞKAN MİKTARININ SİSTEM PERFORMANSINA ETKİSİNİN GÜRÜLTÜ VE TİTREŞİM YÖNÜNDEN İNCELENMESİ

Cihan YILMAZ

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Emrah DENİZ

Nisan 2022, 78 sayfa

Bir soğutma sisteminin, düşük enerji sarfiyatına, yüksek performans değerine ve düşük titreşim ve gürültü emisyonlarına sahip olması hem çevresel hem de ekonomik nedenlerden ötürü oldukça önemlidir. Soğutma sistemlerini oluşturan malzemelerin ve sisteme şarj edilecek çalışma akışkanının en uygun özellik ve miktarlarda tercih edilmesi ile sistemlerin tüm soğutma yüklerinde verimli bir şekilde çalışması sağlanabilir.

Bu çalışmada, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi esasına göre R600a soğutucu akışkanı ile çalışmakta olan bir ev tipi soğutma cihazına 62, 72, 82, 92 gr soğutucu akışkan şarj edilerek, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140 W soğutma yüklerinde enerji tüketimi, sıcaklık, basınç, gürültü ve titreşim değerleri ölçülmüş ve elde edilen veriler ile sistemin her bir şart altında sahip olduğu soğutma tesir katsayısı (COP), ekserji

verimi, kompresör izantropik verimi, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı kapasiteleri tespit edilmiştir.

Çalışmada, değişken soğutma yükleri altında çalışan ev tipi soğutma sistemlerinde çeşitli sebeplerle meydana gelebilecek soğutucu akışkan miktarındaki değişimin, sistemin çalışma özellikleri ile gürültü ve titreşim emisyonları üzerine etkileri ve aralarındaki ilişki incelenmiştir. Bu yolla, soğutma sistemlerinde gürültü ve titreşim emisyonlarındaki değişimin sistemin çalışma özelliklerinde ne gibi etkiler neticesinde ortaya çıktığının belirlenmesi ve bu etkilerin tespitlerinin yapılabileceği kestirimci bakım sayesinde, arıza teşhisi ve tespitinin kolaylıkla önceden tahmin edilmesi bakımından yol gösterici olacağı grlmştir.

Anahtar Sözcükler : Soğutucu Akışkan, Çalışma Performansı, Gürültü ve Titreşim.

Bilim Kodu : 91408

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF COOLING LOAD AND REFRIGERANT AMOUNT ON SYSTEM PERFORMANCE IN TERMS OF NOISE AND VIBRATION IN DOMESTIC REFRIGERATION DEVICES

Cihan YILMAZ

Karabük University

Institute of Graduate Programs

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Emrah DENİZ

April 2022, 78 pages

It is very important for a cooling system to have low energy consumption, high performance and low vibration and low noise emissions for both environmental and economic reasons. It can be achieved that the systems operate efficiently at all cooling loads by choosing the materials that form the cooling systems and the refrigerant to be charged to the system in the most appropriate properties and quantities.

In this study, 62, 72, 82, 92 gr of refrigerant is charged to a household refrigeration device operating with R600a refrigerant on the basis of vapor compression refrigeration cycle. Energy consumption, temperature, pressure, noise and vibration values were measured at 25, 50, 75, 100, 125 and 140 W cooling loads and the cooling effect coefficient (COP), exegesis efficiency, compressor isentropic efficiency,

condenser and evaporator capacities of the system under each condition were determined with the obtained data.

In this study, the effects of the change in the amount of refrigerant that may occur for various reasons in household cooling systems under variable cooling loads, on the operating characteristics of the system, noise and vibration emissions, and the relationship between them were investigated. In this way, it has been seen that it will be a instructive in terms of determining which operating characteristics affect how on the changes in the noise and vibration emissions in the cooling system and thus easiliy predicting the fault diagnosis and detection thanks to the predictive maintenance in which these effects can be determined.

Keywords: Refrigerant, Operating Performance, Noise and Vibration.

Science Code: 91408

TEŞEKKÜR

Öncelikle bu tez çalışmasında konu seçiminden araőtırılmasına değin tezin her aşamasında ilgi, yönlendirme ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden çokça faydalandığım danıőman hocam Sayın Prof. Dr. Emrah DENİZ'e sonsuz teőekkürlerimi sunarım. Yine beni çalıőmam esnasında sürekli teővik eden çok değer verdiğim çalışma arkadaőım İbrahim KÜTÜK'e őükranlarımı sunarım.

Tez alıőma sürecinde yanımda olan aileme, özellikle hayatımın her anında olduğu gibi tez çalıőmamı hazırlarken de her aşamada bana destek olan sevgili eőim Zennure'ye ve çocuklarıma tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
LİTERATÜR TARAMASI.....	3
BÖLÜM 3	12
GENEL BİLGİLER	12
3.1. SOĞUTMA	12
3.2. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ.....	14
3.2.1. Tersine Carnot Soğutma Çevrimi	14
3.2.2. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	15
3.3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR	16
BÖLÜM 4	19
DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE TEORİK ANALİZLER.....	19
4.1. DENEY SİSTEMİ ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ.....	19
4.2. TEORİK YAKLAŞIMLAR	22
4.2.1. Enerji Analizi.....	22
4.2.2. Ekserji Analizi	23

	<u>Sayfa</u>
4.2.3. Titreşim ve Gürültü Ölçümü.....	24
4.3. HATA ANALİZİ.....	27
BÖLÜM 5	28
SONUÇLAR	28
5.1. 62 GRAM SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILMASI DURUMUNDAKİ ÇALIŞMALAR	28
5.2. 72 GRAM SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILMASI DURUMUNDAKİ ÇALIŞMALAR	33
5.3. 82 GRAM SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILMASI DURUMUNDAKİ ÇALIŞMALAR	37
5.4. 92 GRAM SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILMASI DURUMUNDAKİ ÇALIŞMALAR	42
BÖLÜM 6	47
DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER	47
KAYNAKLAR	60
EK AÇIKLAMALAR A.	64
MULTİMETRE	64
EK AÇIKLAMALAR B.	66
ADAM VERİ TOPLAMA MODÜLÜ	66
EK AÇIKLAMALAR C.	68
GÜRÜLTÜ ÖLÇER	68
EK AÇIKLAMALAR Ç.	70
ÜÇ EKSENLİ İVME ÖLÇER	70
EK AÇIKLAMALAR D.	72
SOĞUTUCU YÜKÜ GÜÇ AYAR CİHAZI	72
EK AÇIKLAMALAR E.	74
SOĞUTUCU YÜKÜ GÖSTERGE CİHAZI	74
EK AÇIKLAMALAR F.	76
SOĞUTUCU AKIŞKAN ŞARJI VE TARTI MEKANİZMASI	76
ÖZGEÇMİŞ	78

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Carnot Soğutma Çevrimi ve T-s diyagramı	14
Şekil 3.2. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı.	15
Şekil 3.3. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı.....	16
Şekil 4.1. Tasarlanan deney sistemi.	19
Şekil 4.2. Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazları ve sensörler.	20
Şekil 4.3. Tasarlanan deney sistemi şematik görüntüsü.....	22
Şekil 4.4. Deney sistemi titreşim ve gürültü veri ölçüm işlemi.	25
Şekil 4.5. Kompresörün titreşim verileri eksen görünümü.	26
Şekil 5.1. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda COP - soğutma yükü değişimi.....	29
Şekil 5.2. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.	29
Şekil 5.3. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.	30
Şekil 5.4. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.....	31
Şekil 5.5. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.	32
Şekil 5.6. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.	32
Şekil 5.7. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda COP - soğutma yükü değişimi.....	33
Şekil 5.8. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.	34
Şekil 5.9. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.	35
Şekil 5.10. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.....	35
Şekil 5.11. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.	36
Şekil 5.12. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.	37

Şekil 5.13. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda COP - soğutma yükü değişimi.....	38
Şekil 5.14. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.	38
Şekil 5.15. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.	39
Şekil 5.16. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.....	40
Şekil 5.17. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.	41
Şekil 5.18. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.	41
Şekil 5.19. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda COP - soğutma yükü değişimi.....	42
Şekil 5.20. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.	43
Şekil 5.21. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.	44
Şekil 5.22. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.....	44
Şekil 5.23. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.	45
Şekil 5.24. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.	46
Şekil 6.1. Farklı miktarlarda soğutucu akışkan kullanılması durumunda COP - soğutma yükü değişimi.	47
Şekil 6.2. Farklı miktarlarda soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.	49
Şekil 6.3. Farklı miktarlarda soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.	50
Şekil 6.4. Soğutucu akışkan miktarına göre ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.	51
Şekil 6.5. Soğutucu akışkan miktarına göre ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.....	52
Şekil 6.6. 25 W Soğutma yükünde CH2 yönünde soğutucu akışkan miktarına bağlı ivmelenme değeri.....	54

Sayfa

Şekil 6.7. 50 W Soğutma yükünde CH2 yönünde soğutucu akışkan miktarına bağlı ivmelenme değeri.....	54
Şekil 6.8. 100 W Soğutma yükünde CH2 yönünde soğutucu akışkan miktarına bağlı ivmelenme değeri.....	55
Şekil 6 9. 140 W Soğutma yükünde CH2 yönünde soğutucu akışkan miktarına bağlı ivmelenme değeri.....	55
Şekil 6.10. Soğutucu akışkan miktarına göre soğutma yükü-ort. gürültü değeri.....	57

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Soğutucu akışkanların bazı özellikleri	17
Çizelge 4.1. Çalışmada kullanılan soğutma cihazına ait teknik özellikler.....	20
Çizelge 4.2. Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların özellikleri.....	21
Çizelge 6.1. COP değişimi.	48
Çizelge 6.2. Kompresör tüketimi değişimi.	49
Çizelge 6.3. Kompresör izantropik verimi değişimi.	50
Çizelge 6.4. Ekserji verimi değişimi.	51
Çizelge 6.5. Ortalama titreşim değeri (m/s^2).....	52
Çizelge 6.6. Soğutma yüküne bağlı olarak soğutucu akışkan miktarı-ivmelenme sinyallerinin ortalama karekökü.....	53
Çizelge 6.7. Ortalama gürültü değeri (dB).....	56
Çizelge Ek A.1. Multimetre.	65
Çizelge Ek B.1. Adam Veri Toplama Modülü.....	67
Çizelge Ek C.1. Gürültü Ölçüm Cihazı.....	69
Çizelge Ek Ç.1. Üç Eksenli İvme Ölçüm Cihazı	71
Çizelge Ek D.1. Soğutucu Yükü Güç Ayar Cihazı	73
Çizelge Ek E.1. Soğutucu Yükü Gösterge Cihazı.....	75
Çizelge Ek F.1. Soğutucu Akışkan Şarjı ve Tartı Mekanizması.....	77

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

CO ₂	: Karbondioksit	
dB	: desibel	
\dot{E}	: ekserji oranı	(W)
h	: özgül entalpi	(kJ kg ⁻¹)
Hz	: hertz	
kHz	: kilohertz	
\dot{m}	: kütleli debi	(g s ⁻¹)
NH ₃	: Amonyak	
o	: ölü durum	
P	: basınç	(bar)
\dot{P}	: güç	(W)
\dot{Q}	: Isı transfer oranı	(W)
S	: özgül entropi	(kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)
T	: sıcaklık	(°C)
W	: soğutma yükü	(W)
\dot{W}	: iş	(W)
η	: verim	(%)
η_{Ex}	: ekserji verimi	
η_{iz}	: kompresör izantropik verimi	
Ψ	: birim kütle enerjisi	

KISALTMALAR

buh	: buharlaştırıcı-evaporatör
COP	: Soğutma Tesir Katsayısı
CFC	: kloroflorokarbon
el	: elektrik
gvalf	: genişleme valfi
GWP	: Global Warming Potential (Küresel Isınma Potansiyeli)
HCFC	: hidrokloroflorokarbon
HFC	: hidroflorokarbon
in	: giriş
is	: izantropik
komp	: kompresör
LCCP	: Life Cycle Climate Performance (Yaşamsal Döngü İklim Performansı)
mek	: mekanik
M.Ö.	: Milattan Önce
ODP	: Ozon Tüketme Potansiyeli
out	: çıkış
PKBA	: Pearson Korelasyon Benzerlik Analizi
r-SVM	: Regresyon Destek Vektör Makinesi
RMS	: İvmelenme Sinyallerinin Ortalama Karekökü
soğ	: soğutucu akışkan
yoğ	: yoğuşturucu-kondenser

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1. GİRİŞ

Teknolojinin geliştiği ve insanların buna ayak uydurmaya çalıştığı günümüzde, hızla artan nüfus ve yaşam standartları ile soğutma sistemlerine olan ihtiyaç ve talep de hızla artmaktadır. Soğutma sistemlerinin bu kadar yaygınlaşması ile bu cihazların başta performansları olmak üzere tüm özelliklerinin iyileştirilmesi kapsamında yapılan çalışmalar günümüzde büyük bir ivme kazanmıştır.

Ekonomik açıdan değerlendirildiğinde bir soğutma sisteminin en yüksek performansı göstererek, en az enerjiyi tüketmesi istenirken, yaşam kalitesi açısından da düşük titreşim ve gürültü oluşturması arzu edilir. Bir soğutma sistemi tasarlanırken, birçok değişkenin göz önünde bulundurulması ve ulaşılabilecek en uygun şartların belirlenerek sistemi oluşturan bütün bileşenlerin bu koşullara uygun özelliklerde seçilmesi gerekmektedir.

Bir soğutma sisteminin tasarımı yapılırken öncelikle sistemin hangi amaçla kullanılacağı, çalışacağı çevre şartları ile soğutma yükü bilgilerine ihtiyaç duyulur ve sistem bileşenlerinden öncelikli olarak belirlenen şartlara en uygun soğutucu akışkanın belirlenmesi işlemi yapılır. Hem çevresel hem de ekonomik nedenlerden ötürü, soğutma sistemlerine uygun miktarda soğutucu akışkan şarjı ile tüm soğutma yüklerinde yüksek performans değerinde çalışması da bir diğer önemli parametredir.

1.2. AMAÇ

Literatürde ev tipi soğutucu sistemlerinin soğutma yükü ve soğutucu akışkan miktarı gibi değişkenler karşısında sistemin çalışma performansı ve sistemin gürültü-titreşimine olan etkisi konusunda tekil bazda çalışmalar mevcutken, bu değişkenlerin

tamamının bir arada incelenmesi, analizlerinin yapılması ve birbirleriyle ilişkilerinin araştırılması konularında literatürde bir boşluk bulunmaktadır.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi esasına göre R600a soğutucu akışkanı ile çalışmakta olan bir ev tipi soğutma cihazının kullanıldığı bu deneysel ve teorik çalışmada, soğutucu akışkan miktarında çeşitli sebeplerle meydana gelebilecek değişimin, soğutma yüküne bağlı olarak sistemin performansına etkilerini tespit etmek amacıyla enerji ve ekserji analizlerinin yanı sıra sistem bileşenlerinin kapasitelerindeki değişim, kompresör tüketimi, kompresör izantropik verimi, titreşim ve gürültü analizleri de gerçekleştirilmiştir. Böylelikle, bu çalışma ile ortam sıcaklığı, soğutma yükü ve soğutucu akışkan miktarı gibi sistemin performansını etkileyen değişkenler karşısında bir ev tipi soğutma cihazının davranışı titreşim ve gürültü yönüyle de deneysel ve teorik olarak incelenmiştir.

Çalışmanın ana hedefleri, soğutma sisteminin farklı soğutucu akışkan miktarı ve soğutma yüklerinde ayrı ayrı yapılan deneyler sonucunda, bu parametrelere bağlı olarak ortaya çıkan sonuçlar kullanılarak, soğutucu akışkan miktarındaki değişimin sistemin çalışma özelliklerine etkilerinin incelenmesi amaçlanmaktadır.

Bu çalışma amaca yönelik olarak;

1. Literatür çalışması,
2. Soğutma sistemleri hakkında genel bilgi verilmesi,
3. Soğutma çevrimleri, soğutucu akışkanlar ve teorik bilgileri,
4. Oluşturulan deney sistem hakkında bilgileri,
5. Deneysel çalışmaları,
6. Yapılan deneysel çalışmalar ile elde edilen veriler ışığında sistemin performansının teorik ve deneysel araştırılması,
7. Çalışmanın değerlendirmesinin yapılması ve ileride yapılacak çalışmalar için önerileri içermektedir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Ergün ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada, R22 soğutucu akışkanı yerine kullanılan R417A ve R438A soğutucu akışkanları termodinamik açıdan incelenmiştir. Bilgisayar ortamında bir simülasyon ile değişken yüklerde (-8°C , 0°C , -25°C ve -31°C) gerçekleştirilen analizlerde, soğutucu akışkanların performansları termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre değerlendirilerek, mukayese edilmiştir. İncelen soğutucu akışkanlar arasında R22 akışkanına en iyi alternatifin R438A olduğu belirlenmiştir [1].

Katırcıoğlu ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, bir soğutma sisteminde meydana gelebilecek soğutucu akışkan kaçaklarının tespit edilebilmesine yönelik kızılötesi görüntü işleme tekniğine dayalı yeni bir yöntem geliştirmişlerdir. Çalışmanın ilk aşamasında, hazırlanan deney düzeneğinde R22 soğutucu akışkan kullanılmış, farklı zamanlarda 7 farklı noktada yapay kaçaklar oluşturulmuştur. Kaçak oluşturulmamış sistemin kızılötesi görüntüsü referans olması için alınmıştır. Yapay kaçak noktalarından test görüntüsü için 12 bölge belirlenerek 4 öznitelik elde edildikten sonra, Pearson Korelasyon Benzerlik Analizi (PKBA) işlemine sokulmuş ve 12 bölgenin referans görüntüsü ile benzerlik değerleri alınmıştır. Bu değerler bir eşik değere tabi tutularak, o bölgede kaçak olup olmadığı araştırılmıştır [2].

Soğutucu akışkan kaçağını ciddi bir dereceye ulaşana kadar tespit ve teşhis etmek zordur. Bu kayıplar nedeniyle sistemin enerji kaybı artar ve sisteme önemli zarar verebilir. Yun ve arkadaşı tarafından yapılan bu çalışmada, regresyon destek vektör makinesi (r-SVM) modeli ile başlangıç deneysel verileri için yoğunlaşma sıcaklığı, aşırı soğutma derecesi, kompresör deşarj sıcaklığı ve güç tüketimi ile dinamik modeller geliştirilmiştir. Soğutucu şarj miktarı için dinamik deneysel verilerle bir tahmin modeli kurulmuştur [3].

R134a ve R513A soğutucu akışkanları Yıldız ve Yıldırım tarafından performanslarına yönelik teorik olarak incelenmiştir. Soğutucu akışkanların çevresel etki değerlendirilmesi Yaşamsal Döngü İklim Performansına- Life Cycle Climate Performance (LCCP) göre de incelenmiştir. Soğutucu akışkanların enerji performansları incelenmesi sonucunda her ikisinin de COP değerlerinin hemen hemen benzer olduğu, Küresel Isınma Potansiyeli-Global Warming Potential (GWP) oranı ise R513A'nın R134a'nın yaklaşık yarısı kadar olduğu ve R513A'nın R134a'ya alternatif olarak kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır [4].

Diğer bir çalışmada Mota-Babiloni ve arkadaşları R513A ve R134a soğutucu akışkanların ekserji analizini incelemek üzere aynı şartlar altında yapılan deneysel çalışma sonucunda, her iki soğutucu akışkan için de en yüksek ekserji kaybının kompresörde olduğunu daha sonra buharlaştırıcıda olduğunu tespit etmişlerdir. R134a'nın ekserji veriminin R513A'dan %0,4 daha az olduğunu ve R513A'nın R134a'nın yerini kullanılabileceğini belirlemişlerdir [5].

Cingiz ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada, sızdırmaz pistonlu bir kompresör sisteminde farklı soğutucu akışkanların gürültü ve titreşim üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Ozon Eritme Potansiyeli (ODP) değeri R22'ye kıyasla daha düşük değerlere sahip soğutucu akışkanlar R438A, R417A, R422D ve R422'nin gürültü ve titreşim performanslarını karşılaştırdı. İki aşamada gerçekleştirilen çalışmaların ilkinde, soğutucu akışkanların performans katsayısı (COP) için testler yapılmıştır. İkinci çalışmada ise, deneysel olarak farklı soğutucu akışkanların titreşim ve gürültü verileri elde edilmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlar, tüm soğutucu akışkanlar için hem COP değerinin hem de titreşim ve gürültü değerlerinin farklı fakat R22'ye yakın olduğunu göstermiştir. Kompresörün titreşim ve gürültü değeri, kullanılan soğutucu akışkanın tipine göre değişebilmektedir. Yapılan analiz sonucu, ortalama titreşim değeri R22 için $0,604 \text{ m/s}^2$, R438A'de $0,603 \text{ m/s}^2$, R417A'de $0,593 \text{ m/s}^2$, R422D için $0,622 \text{ m/s}^2$ ve R422A'de $0,637 \text{ m/s}^2$ olarak belirlenmiştir. Gürültü değerleri ise R22'de 61,327 dB, R438A için 62,913 dB, R417A için 62,187 dB, R422D için 63,715 dB ve R422A için 64,913 dB olarak ölçülmüştür. COP değerleri ise R22'de 4,07, R438A'da 3,98, R417A'da 3,63, R422D'de 3,37 ve R422A'da ise, 3,18 olarak ölçülmüştür [6].

Kızılkın çalışmasında bir soğuk hava deposu için küresel ısınmaya ve ozon tahribatına neden olan akışkanların yerine kullanılacak bazı doğal akışkanların analizlerini termodinamiğin birinci ve ikinci yasasına göre gerçekleştirerek, sonuçlarını karşılaştırmıştır. Yapılan analiz sonucunda R600 soğutucu akışkanın COP değeri 2,5 olarak bulunurken, bu değer R717 için 2,462, R290 için 2,369, R744 için 1,482 ve R170 için 1,463 olarak elde edilmiştir. R600 soğutucu akışkanı en yüksek COP değerine sahipken, R170 en düşük COP değerine sahiptir [7].

Choudhari ve Sapali tarafından buhar sıkıştırımlı çevrim esasına göre çalışan bir soğutma sistemi üzerinde yaptıkları çalışmada, R22 soğutucu akışkanı ile düşük GWP değerine sahip, ODP değeri 0 olan R290 soğutucu akışkanın termodinamik performansları karşılaştırılmıştır. Elde edilen veriler ile, R290 soğutucu akışkanı kullanıldığında R22'ye kıyasla sistemin COP değerinin çok az düşük olduğu ve tasarlanacak farklı sistemler ile uygulamada R290'nin R22'ye iyi bir alternatif akışkan olabileceği sonucuna varılmıştır [8].

Demirtekin ve Sarıgül, ileri özellikli altı kapılı buzdolabı modelinde gürültü üzerine yaptıkları çalışmada, ses gücü düzeyi, gürültü kaynaklarını belirleme ve gürültü haritalandırma testleri uygulamış ve gürültüyü azaltma çalışmaları konusunda ürün tasarımında, ürün bileşenlerinin ve kullanılacak yalıtım malzemelerinin özelliklerinin bilinerek seçilmesi gürültü problemlerinin ortaya çıkmadan engelleyeceği sonucuna varmışlardır [9].

Silveira, pistonlu ticari kompresörlerin gürültü ve titreşim kaynaklarının tespiti ile ilgili duyarlılık analizi çalışması yapmış; yeni bir kompresör tasarlayarak bunun gürültü ve titreşimi azalttığını belirlemiştir. Gürültüyü azaltmayı amaçlayan çalışmasında öncelikle kompresördeki titreşime sebep olan enerji akışının araştırılması sonrasında modifikasyon gerektiren ana noktaların belirlenmesinden oluşan bir analiz yapılmıştır. Kompresörün kabuk kısmı, süspansiyonu, emme susturucusu ve deşarj hattı olarak belirlediği noktalarda modifikasyon yaptığı çalışmasında kompresörün titreşim ve gürültüsünün yanında sistemin genel gürültüsünün azaldığı belirlenmiştir. R404, R22 ve R134a soğutucu akışkanları kullanılarak yapılan analizlerde titreşim

seviyelerinde %30'dan fazla, gürültü seviyelerinde ise %8 civarında bir iyileşme sağlanmıştır.

Ev tipi evaporatif soğutucunun soğutma performansı ile ilgili çalışma yapan Bedir ve Akcan, klima ile havası şartlandırılmış bir test odasında sırasıyla beş farklı oda sıcaklığında (24-26-28-30-32 °C) ve dört fan hızı seviyesinde soğutucu performansını test etmişlerdir. Evaporatif soğutucunun 28 °C'den daha yüksek ortam sıcaklıklarında etkinliğini arttırdığı, özellikle 30 °C sıcaklık değerinde buharlaştırma etkisinin en yüksek seviyeye ulaştığı ayrıca cihazın maksimum performansına 3. Kademe fan hızı seviyesinde 0,5 m/s'lik hava hızında ulaştığı sonucuna ulaşılmıştır. [11].

Seçgin ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, bir buzdolabı kompresörünün gürültü karakteristiğini iyileştirmek için, darbe testi ile sönüm ve doğal frekans gibi modal parametreleri çok serbestlik dereceli bir yaklaşımla deneysel modal analizi yaparak sistemin matematiksel modelini çıkarmışlardır. Gerçekleştirilen çalışma ile kullanılan deneysel modal analiz yöntemlerinin basit ve karmaşık sistemlere güvenilir bir şekilde uygulanabilirliği gösterilmiştir [12].

Karagöz ve arkadaşları yaptıkları çalışmada dört silindri bir dizel motoru biyogaz içerisindeki CO₂ oranının, motorun titreşim ve performansı üzerindeki etkisini tespit edebilmek için modifiye etmişlerdir. Deneyler %13 ve %49 CO₂ içeren biyogaz ile 1,5-9 kW arasında 1,5 kW'lık yük artışlarıyla sabit bir 1500 rpm'de gerçekleştirilmiştir. Her üç ekseninde de motor titreşim genliği Biyogazdaki CO₂ ve motor yükünün artmasıyla artmıştır. Tüm yükler için en yüksek motor titreşimi genliği yanal ekseninde gözlemlenmiştir [13].

Lee ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada, tipik bir buzdolabında meydana gelen seslerin frekans karakterleri incelenmiştir. Meydana gelen seslerin en fazla kompresör gürültüsünden ve hava dolaşımını sağlayan fanlardan kaynaklandığı belirtilmiştir. Bu çalışmada farklı ortamlarda buzdolabı sesleri analiz edilmiştir. Buzdolabı seslerinin algısal derecesini ölçmek için iki adet ev tipi buzdolabı seçilmiş, testler yankısız odada ve gerçek hayattaki bir apartman dairesinde analiz edilmiştir. Sesler, farklı duvar ayarlarıyla buzdolabından çeşitli mesafelerde kaydedilerek

değerlendiricilerin algıları ölçülmüştür. Yankısız odadaki ve gerçek hayattaki apartman dairesindeki sesler karşılaştırıldığında, değerlendiriciler açıkça apartmandaki seslerin daha rahatsız edici olduğu sonucuna ulaşmıştır. Hatta gerçek hayattaki bir apartman dairesinde duvar ayarının da gürültü seviyesini etkilediği gözlemlenmiştir. [14].

Akaydın tarafından farklı marka ve model 4 adet buzdolabı üzerinde gerçekleştirdiği çalışma iki aşamalıdır. Birinci aşamada, farklı marka ve model 4 adet buzdolabı ve alt bileşenlerinde çok sayıda titreşim ve ses ölçümü yapılmış, ses ve titreşim seviyelerinin azaltılması için çeşitli iyileştirmeler geliştirilmiş ve geliştirilen çözümler uygulandıktan sonra yapılan iyileştirmelerin verimliliği değerlendirilmiştir. Buzdolaplarında kompresör üst kabuğu üzerine uygun bir sönüm malzemesi uygulanması, fanın gövdeye montajının olabildiğince esnek biçimde yapılması, kompresör-şasi bağlantılarında, bağlantı detayının titreşimin iletilmesine sebep olmayacak şekilde tasarlanması, kompresörün şasinin tam ortasına yerleştirilmemesi gibi bazı iyileştirmeler yapılmıştır. Çalışmanın ikinci aşamasında ise, buzdolaplarının üzerinde “ses kalitesi” çalışması yapılmış, belirli bir buzdolabı üzerinde çeşitli tasarım değişiklikleri uygulanarak, yapılan çalışmanın verimliliği irdelenmiştir [15].

Söylemez ve arkadaşları tarafından yapılan bu çalışmada buhar sıkıştırması ile çalışan iki farklı seri buzdolabına termoelektrik soğutucular farklı bölümlerine ilave edilerek iki farklı hibrit buzdolabı oluşturulmuştur. Sadece buhar sıkıştırması kullanan seri buzdolapları çeşitli ortam sıcaklıklarında ve yükleme koşullarında termoelektrik soğutucular eklenmeden önce ilk olarak karşılaştırmalar için referans verileri toplamak amacıyla enerji tüketimi, soğutma ve donma kapasitesi ve gürültü testleri üç farklı standarda uygun olarak test edilmiş, daha sonra hibrit prototiplere aynı testler uygulanarak performansları üzerine karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmalar neticesinde, hibrit buzdolaplarının seri olanlardan yaklaşık 2 kat daha yüksek gürültü seviyesine sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır [16].

Hartmann ve Melo tarafından yapılan çalışma, buzdolabı kompresörü çalıştırıldıktan yaklaşık 30 s sonra meydana gelen aralıklı gürültünün en olası nedeni olarak görülen yoğuşmaya bağlı şok oluşumunu kontrol altına almak ve ürün performansını

etkilemeden önlemenin yollarını belirlemek amacıyla yapılmıştır. Bu amaçla, filtre kurutucunun çapının ve eğiminin değiştirilmesi, kompresörün yerinin değiştirilmesi ve ek bir ısı eşanjörü yerleştirilmesi gibi bazı tasarımsal değişiklikler yapılarak, termodinamik ve akustik açıdan deneysel olarak incelenmiştir. Filtre kurutucunun yatay eğimde yerleştirilmesi veya ek bir dahili ısı eşanjörü ile gürültü önemli ölçüde giderilmiştir [17].

Kompresör borusundaki basıncının titreşimi, kompresörün emme ve basma işlemleri sırasında ortaya çıkardığı titreşimin ve gürültünün önemli bir nedenidir. Bu çalışmada Oh ve arkadaşlarınca, boru içindeki basınç titreşiminin tahmin edilebilmesi için sayısal analiz modeli oluşturulmuştur. Ayrıca, boru içine elastik bir yapı monte edilerek basınç titreşimini etkileyip etkilemediği araştırılmış, oluşturulan sayısal analiz modeli ve deneyler karşılaştırılmış ve doğrulamalar yapılmıştır [18].

Son yıllarda buzdolaplarında yapılan iyileştirmeler sayesinde genel gürültü seviyelerinin düşmesi, akış kaynaklı gürültünün baskın gürültü kaynağı olmasına neden olmuştur. Soğutucu akışı kompresör kaynaklı titreşimlerin taşınmasında önemli bir rol oynar ve bu durum faz değişimleri sırasında önemli miktarda gürültüye sebep olmaktadır. Ögüç tarafından yapılan tez çalışmasında, akış-kaynaklı gürültü ve titreşimlerin anlaşılmasına yönelik bir deney düzeneği kurulmuş ve bu yönde ölçümler yapılmıştır. Akış kaynaklı gürültünün temel nedenleri arasında bulunan soğutucu şarj seviyesi, aşırı soğutma derecesi, kılcal boru geometrisi, kompresör kapasitesi, eşanjör tipi ve geometrisi, boru hattı geometrileri gibi tasarım değişkenleri sayısal ve deneysel çalışmalarla araştırılmıştır [19].

Bununla birlikte, termodinamik çevrim koşullarında düzensiz olarak meydana gelen soğutucu akışkan kaynaklı seslerin çözülmesi çok zordur ve kök nedenleri genellikle tam olarak tanımlanamaz. Soğutucu akışkan kaynaklı düzensiz gürültünün belirlenmesine yönelik Han ve arkadaşlarınca yapılan bu çalışmada, soğutucu akışkan kaynaklı düzensiz gürültünün temel nedenleri iki fazlı akış ve kabarcık dinamiği teorileri ile tahmin edilmiştir. Bu teoriler temelinde, gürültü ve titreşim testleri yapılarak buzdolabının gürültü ve titreşim karakteristikleri tanımlanmıştır. Çalışmada

- Buzdolabından gelen düzensiz soğutucu akışkandan kaynaklanan gürültünün, evaporatör giriş borusunda, özellikle dikey bir boruda iki fazlı akış bölgesinde meydana geldiği.
- Soğutucu akışkan kaynaklı gürültünün frekans aralıkları, kabarcıkların rezonans frekansı ile tahmin edilebileceği ayrıca soğutucu akışkan tedarik ekipmanı ile yapılacak deneylerle de doğrulanabileceği,
- Evaporatör giriş borusundaki akış düzeni kesintili olduğunda, düzensiz soğutucu akışkan kaynaklı gürültünün artacağı,
- Soğutucu akışkandan gelen düzensiz gürültüyü ortadan kaldırmak için kütle hızı ve kütle kalitesi gibi koşulların dikkate alınması ile evaporatör giriş borusundaki kesintili akışın önlenebileceği sonuçlarına ulaşılmıştır [20].

Buzdolabından yayılan çatlak (defrost) sesleri bir ev sakinlerini rahatsız eder; ancak, bu tür gürültü mekanizmalarının ardındaki nedenler henüz tanımlanmamıştır. Modern ev tipi buzdolaplarındaki çatlak sesleri tanımlandığı bu çalışmada, Koruk ve Arısoy bunların kök nedenlerini araştırmışlardır. Buzdolabının yapısal bileşenlerdeki hızlı sıcaklık değişimlerinin sebep olduğu genleşmeden dolayı malzemelerde oluşan termal gerilimler çatlak seslerinin oluştuğunu göstermektedir. Isıtıcıya çok yakın olan ve ısıtmadan en çok etkilenen parça olan ısıtıcı paneli, çatlakların ana kaynağı olarak tespit edilmiştir. Çalışmada ev tipi buzdolaplarındaki çatlak seslerini en aza indirmeye yönelik ısıtıcı panelinin uygun tasarımı ve hızlı sıcaklık değişimlerini dolayısıyla yapısal bileşenlerde oluşacak termal gerilimleri azaltmayı amaçlayacak ısıtma işleminin optimizasyonu birer çözüm yolu olarak sunulmuştur [21].

Inan ve arkadaşları tarafından yapılan bu çalışmada, ev tipi bir buzdolabının geçici davranışı bir X-ışını sistemi kullanılarak araştırılmıştır. Buzdolabının dinamik davranışını anlamak için, şarj hareketleri ve sıcaklık değişiklikleri aynı anda gözlemlenmiştir. X ışını video görüntüleri ve sıcaklık verileri eşleştirilerek, akış rejimleri, yük envanteri, akümülatör işlevi ve aşırı soğutma derecesinin değişimleri incelenmiştir. Deneyler soğutucu akışkanın R134a olduğu, 435 litre hacimli ve otomatik defrost özelliğine sahip iki kapılı dik dondurucu üzerinde yapılmıştır. Deneysel çalışma boyunca ortam sıcaklığı 25 ± 2 C'de tutulmuştur. Ayrıca akışa bağlı

olası gürültü mekanizmaları tanımlanmıştır. Bu mekanizmalardan bazıları şu şekildedir:

- Off periyod sırasında başlangıçta (start up) gürültü problemlerine neden olabilecek sıvı birikmeleri tespit edilmiştir. Bu durum evaporatör girişindeki borunun hizalanması ile azaltılabilir veya tamamen giderilebilir.
- Akümülatör girişindeki delik, off periyod sırasında sıvı soğutucuyu evaporatör borularına geri tahliye edilmesi için kullanılır. Bu durum başlangıçta (start up) kompresöre sıvı soğutucu akışını azaltmaya yardımcı olur. Ancak döngünün başında akümülatörün doldurulması, sıvı seviyesinin boru girişindekinden daha yüksek bir değere çıkmasına sebep olur ki bu da kaynama sesine benzer gürültü oluşturan sıvı jeti oluşturur [22].

Celik ve Nsofor, yankısız bir odada bulunan bir soğutma sisteminin buharlaştırıcı bölümündeki akışa bağlı gürültünün davranışını araştırmışlardır. Sistemin ilgili tüplerindeki soğutucu akışkan akışını görselleştirmek için bir röntgen sistemi kullanılmıştır. Sistemin geçici ve kararlı durumu akış kaynaklı gürültü, akustik, basınç ve sıcaklık ölçümleri kullanılarak incelenmiştir. Soğutucu akışkanın ürettiği geçici gürültüyü etkileyen faktörler tanımlanmıştır. Çalışmada çevrimin erken aşamalarındaki geçici gürültünün, kompresörün kapalı çevrimi sırasında evaporatörün alt seviyelerinde kümelenen sıvı soğutucu akışkan miktarına bağlı olduğu bulundu. Soğutucu akışkan hem buhar hem de sıvı fazlarında hareket ettiği, ancak akış kaynaklı gürültünün esas olarak sıvı fazdan meydana geldiği sonucuna ulaşıldı [23].

Demirtekin'in yaptığı çalışmada 2 farklı tip buzdolabı kullanılmıştır. Birincisi birçok bileşene sahip olup, bu buzdolabı kompresör ve fan gürültüsünün yanı sıra genel gürültü açısından incelenmiştir. İkinci buzdolabı standart, ev tipi olup, defrost gürültüsü ve akış gürültüsü ile ilgili olarak analizler yapılmıştır. Çalışmada farklı buzdolaplarının vibro-akustik iyileştirilmesine odaklanılmıştır. İncelenen yüksek kapasiteli buzdolapları yüksek genel gürültü seviyesine sahiptir. Gürültü seviyesinin azaltılması için ilk olarak keçe ve talaştan oluşan bir ses yalıtım malzemesi kullanıldı. Buzdolaplarında meydana gelen seslerin ana kaynaklarından biri olan kondenser fanı değiştirilerek yatay silindirik bir fan kullanımı ile gürültü seviyesinde bir azalma elde edilmiştir. Defrost gürültüsünü ve akış gürültüsünü araştırma üzere standart ev tipi no-

frost buzdolabı kullanılmıştır. Defrost gürültüsünü azaltmak için defrostu kaldırma, dondurucu arka plastik parçasının sökülmesi, malzeme değişimi ve vida çaplarının küçültülmesi ve defrost parametrelerinin modifikasyonu şeklinde dört farklı deneme yapılmıştır. Farklı alternatifler çalışılmış olmasına rağmen, tek olumlu sonuç defrost parametrelerinin defrost süresinin azaltılması ve elektrik gücünün artırılması şeklinde modifikasyonunu içeren durum için alındı. Akış gürültüsünün ana nedenlerinden biri olan iki fazlı akışı daha dairesel hale getirmek için kapilerin uç uzunluğu değiştirildi. Bu çalışmalar akış gürültüsünün tamamen ortadan kaldırılması ile sonuçlandı [24].

BÖLÜM 3

GENEL BİLGİLER

3.1. SOĞUTMA

Soğutma, bir ortamın veya bir cismin sıcaklığını, bulunduğu hacmin sıcaklığının altına indirmek ve orada sabit tutmak maksadıyla ısısının uzaklaştırılması işlemidir. En basit ve eski soğutma yöntemi, iklim şartları sebebiyle soğuk bölgelerde meydana gelen buzların ısısının muhafaza edilip, sıcak veya ısısı alınmak istenen yerlere koyarak soğutma işleminin sağlanmasıdır. Bu soğutma işleminin sıcak dönemlerde soğutma maksatları için kullanma usulünün, M.Ö. 1000’li yıllardan beri uygulanmakta olduğu bilinmekte olup, bu uygulama, günümüzde bazı yörelerde halen geçerli ve kullanılan bir soğutma şekli olarak karşımıza çıkmaktadır.

İnsanlık tarihi boyunca soğuşun, buzun ve karın, önemli etkileri biliniyordu. İnsanlar hayatlarını sürdürebilmek maksadıyla bu doğal soğutma imkanlarını kullanmasına ait bilgilere, Çin tarihinde de rastlanılmaktadır. Çinliler donmuş göllerin buzlarını kırarak, geniş kuyulara atıp sıkıştırmışlar ya da saman veya kurutulmuş ot yığınları içinde saklamışlardır. Romalılar ve Yunanlılar da, büyük küplerin içlerine su doldurarak toprağa gömmüşler. Gece havanın soğumasıyla soğuyan toprak yüzeyi küpleri soğutmuş ve bununla soğuk su ihtiyaçlarını karşılamışlardır. İlk Mısırlılar, soğutma işleminde buharlaşmanın etkisinin olabileceğini keşfetmişlerdir. Rüzgârlı havalarda, içeceklerini, saklama kaplarının üzerini ıslatarak dışarıda bekletmişler bu şekilde buharlaşmanın etkisi ile kapların içi soğuk kalmıştır. Ayrıca, Mısırlılar geceleri açık gökyüzünü görecektarзда yerleştirilen toprak kap içindeki sıvıların soğuduğunu tespit etmişlerdir. 1806’da Frederic Tudor tarafından 130 tonluk bir buz kütesinin satışı ticari maksatla ilk büyük buz satışı olarak gerçekleşmiştir. 1850 yıllarında senede 150.000 tona ulaşan bir buz ticareti hacmi geliştirmiştir. 1864 de ise buz sattığı ülkeler arasında Antiller, İran, Hindistan, Güney Amerika ülkeleri bulunuyor ve gemilerinin uğradığı

limanlarının sayısı 53'ü buluyordu. Doğal yollarla temin edilen buz ile gerçekleştirilen soğutmadan 1880'li yıllara gelinceye dek büyük oranda faydalanılmıştır.

Glasgow Üniversitesi'nden Willam Cullen 1775'de tesadüf eseri eline eter sürmesi sonucu elinin serinlediğini fark ederek çalışmalarına başlamış ve bu soğutma yöntemi temelinde bir buz makinası üretmiştir. Bu gelişme ile mekanik soğutmanın ilk temelleri atılmıştır. Cullen ile birlikte birçok bilim adamı da bu prensip ile buz makinaları yapmış ancak, ürünlerinin pahalı ve büyük oluşu buz makinalarının sanayiye girememesine sebep olmuştur. Mekanik soğutma alanında ilk patent 1790'da Thomas Harris ile John Long tarafından alınmıştır. 1810 yılında J. Leslie suyun buharlaşmasını sülfürik asit anhidriti kullanarak kolaylaştırmıştır. 1834 yılında da Jacob Perkins eter ile çalışan pistonlu bir soğutma makinesinin patentini alırken bu makine, bir emme basma tulumaya benzemekteydi. Perkins Londra'da pratik buz yapma makinası geliştirmiştir. Otuz yıl bu prensiple çalışan buz makinaları kullanıma sunulmuştur. Bir tıp doktoru olan John Gorrie (1803–1855) ilk defa, ticari amaç ile çalışan pistonlu bir soğutma makinesi yapmıştır (1844- Apalachicola, Florida, ABD). Uygulama alanında ilk defa 1860 yılında Dr. James Harrison (Avustralya) içecek üretim işlemi sırasında ürünü soğutmak amacıyla mekanik soğutma sistemini kullanmıştır. Sistemde soğutucu akışkan olarak sülfürik eter kullanılmıştır. 1861'de Dr. Alexander Kirk ısının kömürden elde edildiği ilk absorpsiyonlu soğutma cihazını üretmiştir. 1886 yılında Windhusen karbondioksit gazı ile çalışan sistem geliştirmiş ve -80°C'ye kadar soğutma elde etmiştir. Tüm bu çalışmalar sonucunda, tahtadan buzdolapları yapılarak evlerde buzla gıdaların saklanması sağlanmıştır. Mekanik soğutma vasıtasıyla buz üretiminin ticari alana girmesi ise 1890 yıllarına kadar beklemiştir. Klima sahasında büyük çapta ilk uygulama, 1904 yılında New York Ticaret Borsasına bir makine konularak gerçekleştirilmiştir. Konutlarda kullanılması amacıyla buzdolabı yapımı 1910 yılında görüldü. J. M. Larsen 1913'de elle çalışan bir buzdolabı yapmıştır. Otomatik olarak çalışan buzdolapları (termostatlı) 1918'de Kelvinator Company tarafından imal edilmeye başlanmıştır. Absorpsiyon prensibiyle çalışan otomatik buzdolabı ise (Electrolux) 1927 yılında Amerika'da satışa çıkmıştır [29, 32].

1930'da R12 gazı bulunarak CFC soğutucuların temeli atılmıştır. 1935'te R22 soğutucu akışkanı bulunarak HCFC kökenli akışkanlar geliştirildi. 1989'da R134a ve

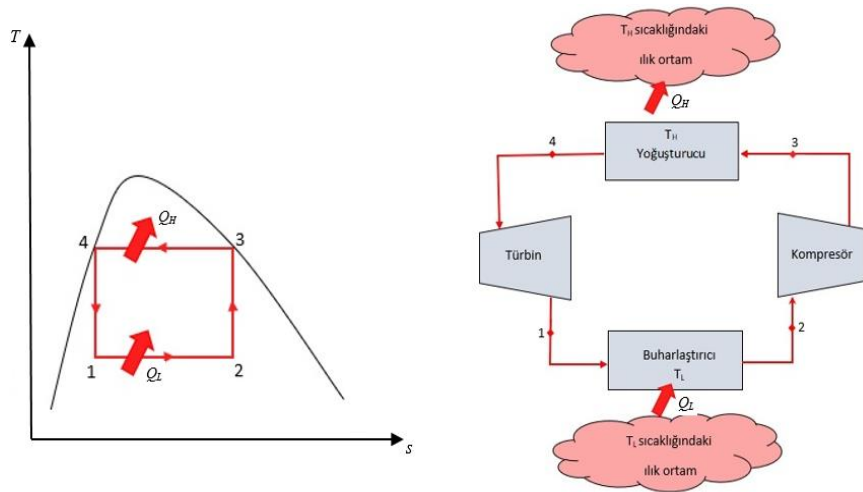
R123 soğutucu akışkanları bulunarak ozon tabakasına zarar vermeyen HFC kökenli akışkanlar geliştirilmiştir. 1990'lı yılların başında R22 ve R502 yerine kullanılmak üzere ikili ve üçlü alternatif soğutucu akışkan karışımları geliştirildi. 1913 yılından itibaren soğutma teknolojisi sürekli gelişerek bugünkü ortamda yaşamın değişmez bir parçası olmuştur [33].

3.2. SOĞUTMA ÇEVİMLERİ

3.2.1. Tersine Carnot Soğutma Çevrimi

Carnot çevrimi, Sadi Carnot tarafından 1820'lerde ortaya konmuş özel bir termodinamik çevrimdir ve Emile Clapeyron tarafından 1830 ve 1840'lı yıllarda geliştirilmiştir.

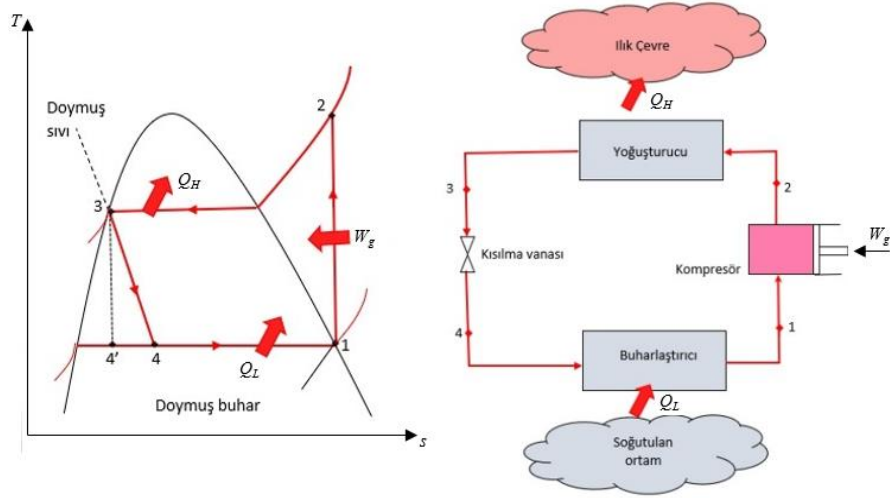
Carnot çevrimi, iki tersinir izotermal proses ve iki izantropik prosesten oluşan tersinir bir çevrimdir. Carnot çevrimi verilen sıcaklık değerlerinde maksimum verime sahiptir. Carnot çevrimi tersinir bir döngü olduğu için çevrimde gerçekleşen 4 proseste tersine çevrilebilir. Bunun sonucunda çevrimdeki ısı ve işin yönü de tersine dönmektedir. Dolayısıyla, sistemin T-s diyagramında saatin tersi yönünde bir işleyiş gerçekleşmektedir. T-s diyagramındaki döngüsel sürecin yönü çevrimin ısı pompası çevrimi ya da soğutma makinesi çevrimi olup olmadığını belirler [34]. Sisteme ait T-s diyagramı ve sistem şeması Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1. Carnot Soğutma Çevrimi ve T-s diyagramı [29].

3.2.2. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Sıkıştırmadan önce soğutucu akışkanın tamamıyla buharlaştırılması ve türbin yerine genişleme valfi veya kılcal boru gibi bir kısılma cihazı kullanılmasıyla tersine carnot çevrimindeki problemler aşılabilir. Böylece ideal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi elde edilir. İdeal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı Şekil 3.2’de gösterilmiştir.

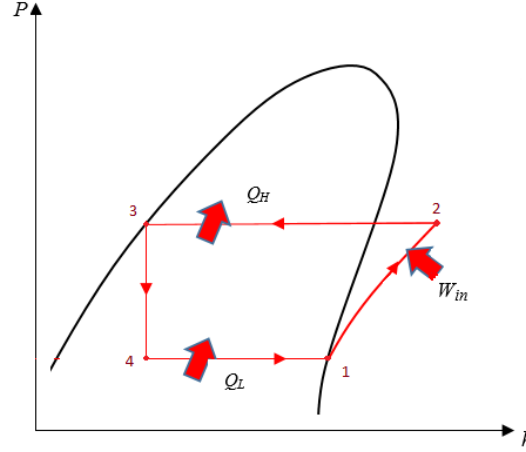


Şekil 3.2. İdeal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı [29].

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi soğutma makinaları için ideal bir çevrimdir. Ters Carnot çevriminin aksine soğutucu akışkan sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştırılır ve türbinini yerini kısılma işlemi alır. İdeal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde tersinmez bir hal değişimi (kısılma) olduğundan içten tersinir bir çevrim değildir. Kısılma vanası yerine bir türbin kullanmak hem daha masraflı olacağı hem de sistemi daha karmaşık yapacağı için uygulanmaz.

İdeal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi 4 hal değişiminden oluşur. 1-2 hal değişiminde 1 halinde doymuş buhar olarak giren soğutucu akışkan kompresörde gerçekleşen izantropik sıkıştırma sonucunda 2 halinde yoğurturucu basıncına ulaşır. Bu noktada soğutucu akışkanın sıcaklığı dış ortam sıcaklığından oldukça yüksek bir değere ulaşır. 2 halinde kızgın buhar olarak yoğurturucuya giren soğutucu akışkan dış ortama ısı vererek doymuş sıvı olarak çıkar. Doymuş sıvı olarak genişleme valfinden geçen soğutucu akışkanın basıncı buharlaştırıcı basıncına düşer. 3 halinden 4 haline

geçen soğutucu akışkanın sıcaklığı dış ortam sıcaklığının altına düşer ve buharlaştırıcıya doymuş sıvı olarak girer. Buharlaştırıcıda dış ortamdan ısı alan soğutucu akışkan doymuş buhar halinde kompresöre girerek çevirimi tamamlar. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevirimi P-h diyagramı Şekil 3.3'te verilmiştir [34].



Şekil 3.3. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevirimi P-h diyagramı.

3.3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Soğutucu akışkanlar, soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası sistemlerinde kullanılan ve ısının bir ortamdan diğer ortama geçişinde ara madde olarak görev alan, sistemin verimini de önemli ölçüde etkileyen maddelerdir. Soğutma cihazının tasarımı tamamen seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır.

Ayrıca, günümüzde küresel ısınmanın etkilerini azaltabilmek, sera etkisini ve ozon tabakasının delinmesini engelleyebilmek amacıyla birçok ülkede endüstrinin sebep olduğu çevresel kirlilik üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalar doğrultusunda soğutma sistemleri de dikkat çekmektedir ve bu sistemlerin çevreye olan etkileri azaltılmak istenmektedir. Küresel ısınmanın önüne geçebilmek için bu konularda çeşitli ülkelerin katılımı ile anlaşmalar yapılmıştır yasaklamalar veya kısıtlamalar getirilmiştir. Bu sebeple son dönemde endüstriyel uygulamalarda küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve ozon yıkım potansiyeli (ODP) değerleri düşük olan soğutucu akışkanlar bilimsel çalışmalarda dikkat çekmekte ve uygulamalarda kullanılmaya çalışılmaktadır [36].

Alternatif olarak kullanılan soğutucu akışkanların seçiminde dikkat edilmesi gereken kriterler; tenim edilebilirlik, termodinamik ve fiziksel özellikler, yanma özellikleri, ODP, GWP değeri, fiyat, zehirlilik özellikleri, malzeme uyumu, yağ değişimi ve yağlarla uyumu olarak söylenilebilir [37].

Ev tipi soğutucularda kullanılan soğutucu akışkanlarda bu gelişmelerle birlikte değişim göstermiştir. 1830-1930 yıllarda ev tipi soğutucu olarak R12 kullanılmış, gelişmeler ışığında 1990-2010'lu yıllarda bu 34 akışkanın yerine R134a kullanılmış son olarak ta 2010 yılından günümüze kadar R600a soğutucu akışkan ev tipi soğutucu sistemlerde kullanılmaktadır [38].

Deney düzeneğinde kullanılan ev tipi soğutma sisteminde de R600a soğutucu akışkan kullanılmıştır. Çizelge 3.1'de soğutma cihazlarında kullanılan bazı soğutucu akışkanlara ait özellikler gösterilmektedir.

Çizelge 3.1. Soğutucu akışkanların bazı özellikleri [39].

Akışkan	Kimyasal Formülü	ODP	GWP	Kritik Basınç (Bar)	Kritik Sıcaklık (°C)
Amonyak (R717)	NH ₃	0	0	114.2	132.4
Karbondiyoksit (R744)	CO ₂	0	1	73.8	31.4
Propan (R290)	C ₃ H ₈	0	3.3	42.5	96.7
İzobütan (R600a)	C ₄ H ₁₀	0	4	36.48	134.7
Propilen (1270)	C ₃ H ₆	0	1.8	46.1	91
Su (R718)	H ₂ O	0	0	217.7	373.9

Soğutucu Akışkan Seçimini Etkileyen Faktörler

Soğutucu akışkanların, bir soğutma sisteminin verimli ve emniyetli çalışabilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olmaları gerekmektedir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarına göre değişebileceği gibi bu özelliklerin hepsini yerine getirmek her zaman mümkün olmayabilir. Bu yüzden soğutucu akışkan seçimlerinde

aşağıda yer alan özelliklerin dikkate alınması soğutma sistemin optimum şartlar altında çalışmasına imkan sağlayacaktır [41].

- Daha az bir enerji ile daha çok soğutma sağlamalı,
- Yüzey gerilimi az, viskozitesi düşük olmalı,
- Yoğuşturucuda basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalı,
- Yoğuşma basıncı düşük olmalı,
- Buharlaşma ısısı yüksek olmalı,
- Emniyetli, güvenilir olmalı,
- Yağlamada kullanılan yağlar ile ve soğutma devresindeki elemanlar ile olumsuz sonuç doğuracak reaksiyonlara girmemeli ve yağlama yağında çözülebilmeli,
 - Soğutma devresinde bulunması muhtemel nem ile bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemeli,
 - Sistemden kaçak olması durumunda, bilhassa gıda üzerinde zararlı etki yapmamalı,
 - Sistemden kaçması halinde kolay fark edilebilmeli,
 - Gerektiğinde sistemden geri toplanıp tekrar kullanılabilmesi,
 - Sistemden kaçarak havaya karışması halinde canlılara zarar vermemeli,
 - Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemesi, kararlı olmalı ve bütün özelliklerini muhafaza etmeli,
 - Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmamalı,
 - Nakli, depolanması, sisteme şarjı kolay olmalı,
 - Temini kolay ve fiyatı düşük olmalı,
 - Elektriksel özellikleri, bilhassa hermetik ve yarı-hermetik tip kompresörler için uygun olmalı,
 - Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısıl iletkenliği yüksek, molar buhar ısınma ısısı ise düşük olmalı.

Tüm bu özelliklerin hepsinin birden her koşulda yerine getirebilecek bir soğutucu akışkan halen mevcut değildir. Ancak, bu özelliklerin bazıları uygulamadaki şartlara göre aranmayabilir. Uygulamanın durumuna göre bu özelliklerin gerekli olanlarını sağlayabilen pek çok soğutucu akışkan hali hazırda mevcut olup bunlar geniş ölçüde kullanılmaktadır [40].

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE TEORİK ANALİZLER

4.1. DENEY SİSTEMİ ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi esasına göre tasarlanan deney düzeneğinde, R600a soğutucu akışkan ile çalışmakta olan bir ev tipi soğutma cihazı kullanılmıştır. Kullanılan deney sistemi üzerine, tespit edilmesi planlanan özelliklerin hedefler doğrultusunda belirlenebilmesi amacıyla uygun yerlere sensör ve cihazlar yerleştirilmiştir. Şekil 4.1’de tasarlanan sistem görülmektedir.



Şekil 4.1. Tasarlanan deney sistemi.

Yapılan deneysel çalışmada, sistemde kullanılan soğutucu akışkan miktarının çeşitli sebeplerle değişmesi durumunda soğutma yüküne bağlı olarak soğutma sisteminin titreşim, gürültü, sıcaklık, basınç ve enerji tüketim değerlerinde oluşan etkiler incelenmiştir. Şekil 4.2’de tasarlanan deney sistemi üzerinde yer alan titreşim, gürültü, basınç ve sıcaklık sensörleri ve ölçüm cihazlarının yerleşimleri görülmektedir.



Şekil 4.2. Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazları ve sensörler.

Kullanılan sensör ve cihazlar yardımıyla, kompresör giriş-çıkış, yoğuşturucu giriş-çıkış ve genişleme valfi girişindeki sıcaklık ve basınç değerleri, sistemin enerji tüketimi ile kompresörün titreşim ve gürültü değerleri tespit edilmiştir. Tespit edilen veriler, başta sistemin soğutma performans katsayısı olmak üzere (COP), kompresör izantropik (η_{iz}) verimi, ekserji verimi (η_{Ex}), titreşim ve gürültü değerlerinin analiz edilmesi amacıyla kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan sistemin teknik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

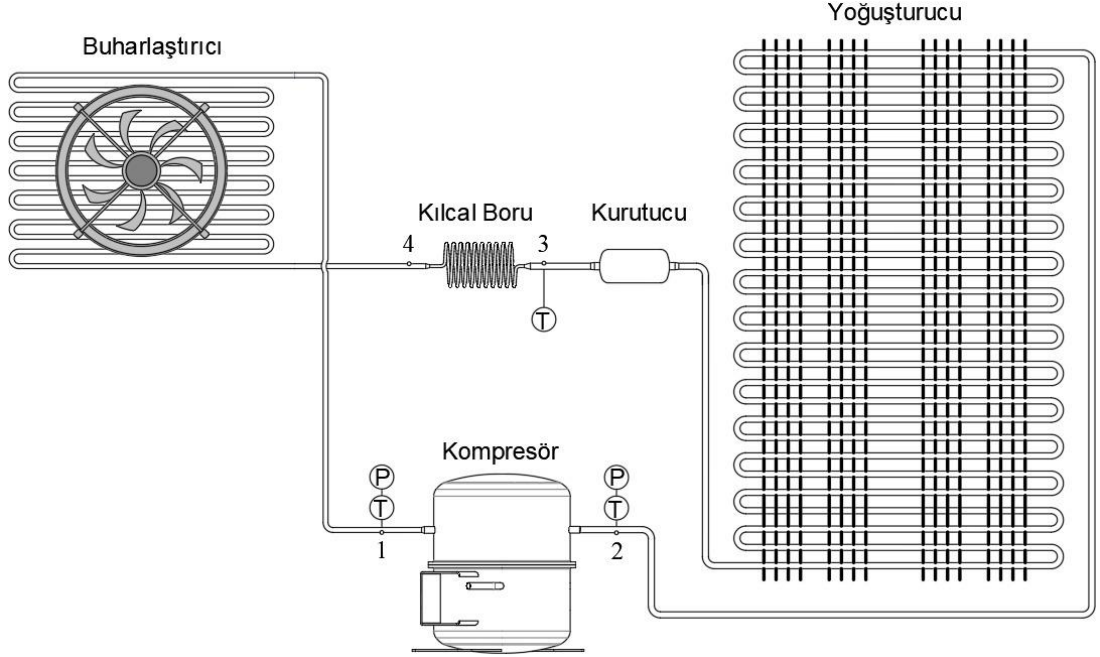
Çizelge 4.1. Çalışmada kullanılan deney cihazının teknik özellikleri.

Soğutma Cihazı Parametreleri	Değerler	Soğutma Cihazı Parametreleri	Değerler
Enerji Tüketimi (kWh/24h)	0,968	Güç (W)	161
Toplam Brüt Hacim (lt)	430	Akım (A)	0,7
Gerilim (V-AC)	220-240	Soğutucu Akışkan	R600a
Frekans (Hz)	50	Soğutucu Akışkan Miktarı (gr)	82

Çizelge 4.2. Deneysel düzeneğinde kullanılan ekipmanların özellikleri.

Deneysel Ekipmanları	Voltaj	Akım	Güç	Teknik Özellikler
<i>Enerji analizörü</i>	220Vac	50mA-6 Amp AC	Besleme Güç Tük. <6VA Ölçme Giriş. Güç Tük. <1VA	Multimet 01-96, İşletme Frekansı:50 Hz, Koruma Sınıfı: IP20, Çalışma Ort. Sıcaklığı: -5°C. +50°C, Ölçme Hassasiyeti: %1±1 dijital
<i>Isıl çift ve veri kaydedici</i>	20MΩ	120Ω	10-30 VDC	ADAM 4019+, Ölçüm Kanalı Sayısı:8, Uygulama Sıcaklığı: -10~70 °C, Doğruluk: % ±0.1
<i>Basınç sensörü</i>		4-20 mA	8 ... 32 VDC	KELLER PR-21Y, Basınç Ölçme Aralığı: 0-30bar, Sens. Tekn.: Piezorezistif Transmitter Sıcaklık Aralığı: -40°C ... 100°C Doğruluk: <±1 % Koruma Sınıfı: IP65
<i>Gürültü Ölçer</i>				Svantek SV 104, Ölçüm aralığı:55dBA RMS-140.1 dBA Frekans aralığı:30 Hz-8 kHz Dinamik aralık: 95 dB Hafıza:8 GB
<i>Titreşim ölçüm cihazı</i>				VIBROTEST 80 Brüel & Kjaer 4527 Frekans Aralığı:0.3-10000 Hz Hassasiyet:10 mV/g Çalışma Aralığı: -60-180 °C Elektrik Bağlantısı:1-4 28 UNF Rezonans Frekansı:30 kHz
<i>Soğutma yükü güç ayar cihazı</i>	220-240 V	2,5 A (maks)	450 W (maks)	Vortice C 2,5 Çalışma Frekansı:50 Hz Koruma Sınıfı: IP 20 Çalışma Sıcaklığı:0-50 °C
<i>Soğutucu akışkan şarj ve tartı mekanizması</i>				Vista SF-400D Maksimum Kapasite:500 gr Hassasiyet:0,01 gr Çalışma birimleri: g/ct/gn/T/oz
<i>Soğutucu yükü gösterge cihazı</i>	200-250 V	16 A (maks)	3680 W (maks)	Çalışma Frekansı:50 Hz Çalışma Sıcaklığı:0-50 °C

Çizelge 4.2’de deney sisteminde kullanılan bileşenler ve teknik özellikleri verilmiştir. Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazları ve sensörleri, ölçüm hatalarını minimize etmek için amacına uygun seçilmiş ve sisteme uygun olarak yerleşimleri yapılmıştır. Deney sisteminin şematik görüntüsü Şekil 4.3’te görülmektedir.



Şekil 4.3. Tasarlanan deney sistemi şematik görüntüsü.

4.2. TEORİK YAKLAŞIMLAR

Deneysel çalışmada elde edilen basınç, sıcaklık, titreşim, gürültü ve enerji tüketim değerleri çalışmalar esnasında sürekli kayıt altına alınmış ve bu veriler yardımıyla bütün sistemin ve sistem bileşenlerinin çalışma özelliklerindeki değişimleri tespit etmek amacıyla enerji ve ekserji analizlerinin yanı sıra titreşim ve gürültü analizleri de gerçekleştirilmiştir.

4.2.1. Enerji Analizi

Sistemin performans analizi birinci ve ikinci kanununa dayalı olarak gerçekleştirilmiştir. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine ait Şekil 4.3’teki çevrim noktaları göz önüne alınarak termodinamiğin birinci kanun analizinde, yoğuşturucu

($\dot{Q}_{yoğ.}$), buharlaştırıcı ($\dot{Q}_{buh.}$) ve kompresör kapasiteleri ($\dot{W}_{komp.}$) hesaplanmıştır. Kompresör kapasitesi Eşitlik 4.1 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.1)$$

Kompresör gücünün, elektrik ve mekanik verimlere bölünmesi ile de kompresöre uygulanan elektrik gücü elde edilmektedir.

$$\dot{W}_{komp,el} = \frac{\dot{W}_{komp}}{\eta_{el} \times \eta_{mek}} \quad (4.2)$$

Yoğuşturucuda, soğutucu akışkandan çevreye olan birim zamandaki ısı geçişi Eşitlik 3 kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{yoğ.} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (4.3)$$

Soğutulan ortamdaki birim zamanda çekilen ısı ise Eşitlik 4.4 yardımıyla bulunabilir.

$$\dot{Q}_{buh.} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4.4)$$

Soğutma çevriminin Soğutma Etkinlik Katsayısı (COP) değeri ise, Eşitlik 4.5 kullanılarak hesaplanır [25].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{buh.}}{\dot{W}_{komp,el}} \quad (4.5)$$

4.2.2. Ekserji Analizi

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu ile ilgilidir ve sistem performansını tespit etmekte tek başına yetersiz kalmaktadır. İkinci kanun analizi ise enerjinin kullanılabilirliği ile ilgili olup, sistemin gerçek performansını belirlemek için oldukça önemlidir. Akış halindeki bir sistemde, kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edilmesi durumunda birim kütle için ekserji Eşitlik 4.6 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\Psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (4.6)$$

Her bir nokta soğutucu akışkan kütleli debi miktarı ile çarpıldığında ise Eşitlik 4.6, Eşitlik 4.7'deki hali almaktadır.

$$\dot{E}_x = \dot{m}_{soğ}[(h - h_o) - T_o(s - s_o)] \quad (4.7)$$

Bu eşitlikte, ölü hal şartları olarak referans sıcaklık T_o , 25 °C ve P_o , 1 atm olarak alınmıştır. İncelenen sisteme ait ikinci kanun analizi için kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genişleme valfindeki ekserji yıkımları Eşitlik 4.8 ile Eşitlik 4.12 arasındaki eşitlikler kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{E}_{x,yık,komp.} = \dot{E}_{x,1} - \dot{E}_{x,2} + \dot{W}_{komp.,el} \quad (4.8)$$

$$\dot{E}_{x,yık,yoğ.} = \dot{E}_{x,2} - \dot{E}_{x,3} - \dot{Q}_{yoğ.} \left(1 - \frac{T_o}{T_{yoğ.}}\right) \quad (4.9)$$

$$\dot{E}_{x,yık,buh.} = \dot{E}_{x,4} - \dot{E}_{x,1} + \dot{Q}_{buh.} \left(1 - \frac{T_o}{T_{buh.}}\right) \quad (4.10)$$

$$\dot{E}_{x,yık,gvalf.} = \dot{E}_{x,3} - \dot{E}_{x,4} \quad (4.11)$$

$$\dot{E}_{x,yık,toplam} = \dot{E}_{x,yık,komp.} + \dot{E}_{x,yık,yoğ.} + \dot{E}_{x,yık,buh.} + \dot{E}_{x,yık,gvalf.} \quad (4.12)$$

Sistemin ekserji verimi ise Eşitlik 4.13 yardımı ile hesaplanmıştır [26].

$$\eta_{E_x} = \frac{\dot{E}_{x,4} - \dot{E}_{x,1}}{\dot{W}_{komp.,el}} \quad (4.13)$$

4.2.3. Titreşim ve Gürültü Ölçümü

Yaşam kalitesi ve müşteri memnuniyetine etkisi sebebiyle ev aletlerinin titreşimi ve akustik davranışı gittikçe önem kazanmaktadır. Ayrıca, tüketiciler tarafından algılanan

gürültü ve titreşim seviyeleri ev aletlerinin genel kalitesinin bir ölçüsü olarak kabul edilmektedir.

Günümüzde gelişen teknolojiyle buzdolabı gibi özellikle küçük kapalı alanlarda sıklıkla kullanılan ev tipi soğutucuların düşük enerji tüketimi, ergonomik kullanım, malzeme kalitesi gibi özelliklerinin yanında, gürültüsüz çalışması da kullanıcılar tarafından tercih edilen bir başka özellik olmaya başlamıştır. Çünkü diğer ev aletlerinin aksine, tüm gün çalışan buzdolaplarının neden olduğu gürültüye karşı kullanıcılar daha duyarlıdır [21]. Özellikle gece saatlerinde ortam sessizleştiğinde, buzdolabı kaynaklı gürültü oldukça rahatsız edici bir durum olabilmektedir. Bu nedenle bu makinelerin gürültü ve titreşim özellikleri yaşam kalitesi açısından önem taşımaktadır [9].

Bununla birlikte soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörler en önemli titreşim ve gürültü kaynaklarından biridir. Kompresörlerin ürettiği titreşim ve gürültü, ortaya çıktığı andan itibaren kompresör dış kasasına iletilir ve buradan kompresörün bulunduğu ortam veya sistem elemanları vasıtasıyla gürültü ve/veya titreşim şeklinde ortama geçer.

Bu çalışma kapsamında, soğutucu akışkan miktarı ve soğutma yükü değişimine bağlı olarak titreşim ve gürültünün ana kaynağı olan kompresör üzerinden soğutma sisteminin gürültü ve titreşim değişimleri analiz edilmiştir. Deney sisteminden titreşim ve gürültü veri ölçüm işlemi Şekil 4.4'te gösterilmektedir.



Şekil 4.4. Deney sistemi titreşim ve gürültü veri ölçüm işlemi.

Şekil 4.5’de görüldüğü gibi ivme ölçerin eksenleri sırasıyla x, y, z olacak şekilde yanal (CH1), aksenal (CH2) ve dikey (CH3) ile gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Kompresörün titreşim verileri eksen görünümü.

Titreşim sinyallerini ölçmek üzere ivme ölçer, kompresörün üzerine bağlanmıştır. Her test için 60 saniye boyunca 5 kHz’e kadar olan titreşim sinyalleri alınmıştır. Zaman bölgesi titreşim sinyalleri belirtilen örnekleme frekansında 1,28 saniye veri alma süresinde alınmıştır. Ölçümler Hanning penceresinde 6400 çözünürlükte alınarak yapılmıştır. Her bir ölçüm için toplam 16384 veri alınmıştır.

Kompresörün titreşim genlik değerlerinin karşılaştırmalı olarak incelenmesi için, her bir eksenenden alınan verilerin ortalama karekökü (RMS) aşağıdaki Eşitlik 4.14’e göre hesaplanmaktadır.

$$a_{RMS} = \sqrt{1/N \sum_{k=1}^N a_k^2} \quad (4.14)$$

Eşitlik 14’te “ a_{RMS} ” ivmelenme sinyallerinin ortalama karekökünü (g), “ a_k ” zaman bölgesi sinyalleri için k’ıncı ivme değerini ve “ N ” her bir ölçüm için alınan veri sayısını (N=16384) ifade etmektedir.

Kompresörde meydana gelen titreşim ve gürültü değişimleri x, y ve z eksenlerinden elde edilen veriler analiz edilerek tüm eksenler için ortalama titreşim değerleri aşağıdaki Eşitlik 4.15 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$a_t = \sqrt{a_{dikey(z)}^2 + a_{yanal(x)}^2 + a_{eksenel(y)}^2} \quad (4.15)$$

Eşitlik 4.15'te " a_t " ortalama titreşim değerini, " $a_{dikey(z)}$ " dikey yöndeki RMS değerini, " $a_{yanal(x)}$ " yanal yöndeki RMS değerini ve " $a_{eksenel(y)}$ " Eksenel yöndeki RMS değerini ifade etmektedir.

Yapılan analizler için gürültü verileri, Svantek marka SV 104 model gürültü ölçüm cihazı ile alınmıştır. Gürültü ölçüm cihazları insanların gürültüye maruz kalma düzeyini belirlemek için kullanılır. Gürültülü cihazların olduğu bir ortamda aynı zamanda bu cihazlar gürültünün en yüksek olduğu seviyeyi tespit eder [6]. Gürültü ölçümü cihazı, ISO 362-1:2007 standardına uygun olarak tasarlanan soğutma sistemine yerleştirilmiştir.

Çalışmada kompresörün titreşim verileri, kompresör üzerinde sabitlenen üç eksenli ölçüm yapabilen Brüel & Kjaer 4527 marka piezoelektrik ivme ölçer kullanılarak elde edilmiştir. İvmeölçer, FFT analizi yapabilen dört kanallı Bruel & Kjaer yazılım ve donanım sistemine sahip olan VIBROTEST 80 model veri toplama cihazına bağlanmıştır. Kullanılan cihaz ile 0,3-10000 Hz Frekans aralığında ve 10 mV/g hassasiyetinde ölçümler yapılabilir.

4.3. HATA ANALİZİ

Bu çalışmada, deneysel süreçte kullanılan tüm cihazların belirsizlik değerleri aşağıdaki eşitlik ile yardımıyla hesaplanmıştır. Bu eşitlik Gauss hata yayılım yasası olarak bilinmektedir. Bu yasaya göre R , $R = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ şeklinde bir fonksiyondur:

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.16)$$

Burada, W_R , çalışmanın toplam belirsizliğini (%), R ve w sırasıyla belirsizlik fonksiyonu ve boyut faktörünü ifade eder. Aynı denklemde w_n , n'inci dereceden bağımsız değişkendeki belirsizliktir [27, 28, 29]

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

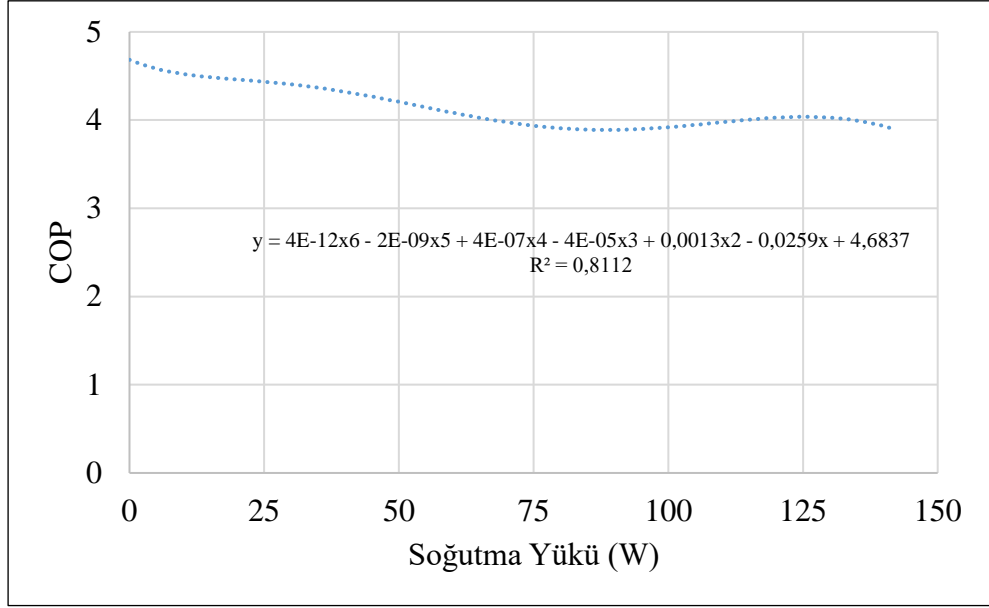
Gerçekleştirilen çalışmada, farklı soğutucu akışkan miktarları ve soğutma yüklerinin sistemin çalışma özelliklerine etkileri incelenmiş, soğutma tesir katsayısı (COP), ekserji verimi, kompresörün enerji tüketimi, kompresör izantropik verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde gerçekleşen değişimler tespit edilmiştir.

Farklı soğutucu akışkan miktarları ve soğutma yükü değeri için ayrı ayrı yapılan deneyler sonucunda, bu parametrelere bağlı olarak ortaya çıkan sonuçlar kullanılarak, soğutucu akışkan miktarındaki değişimin sistemin çalışma performansına nasıl etki edeceği analiz edilmiştir.

5.1. 62 GRAM SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILMASI DURUMUNDAKİ ÇALIŞMALAR

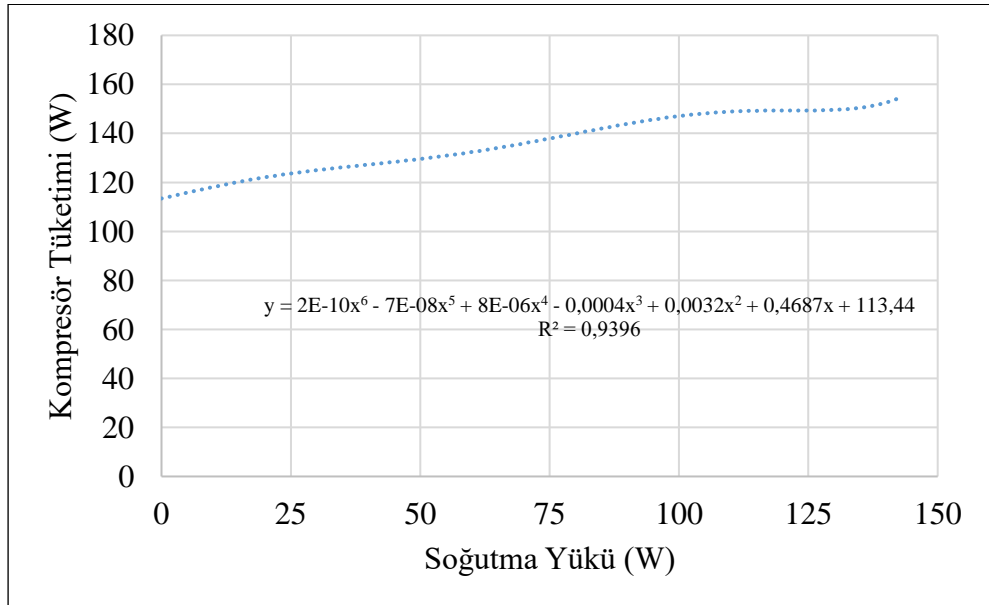
Bu bölümde, 62 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP, ekserji verimi, kompresörün enerji tüketimi, kompresör izantropik verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde göstermiş olduğu değişimler grafikler halinde sunulmaktadır.

62 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP değerindeki değişim Şekil 5.1’de verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin COP değeri 4,68 seviyesinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer azaldığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer 3,87 seviyesine düştüğü görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin COP değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %17,3 düşüş gösterdiği belirlenmiştir.



Şekil 5.1. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda COP - soğutma yükü değişimi.

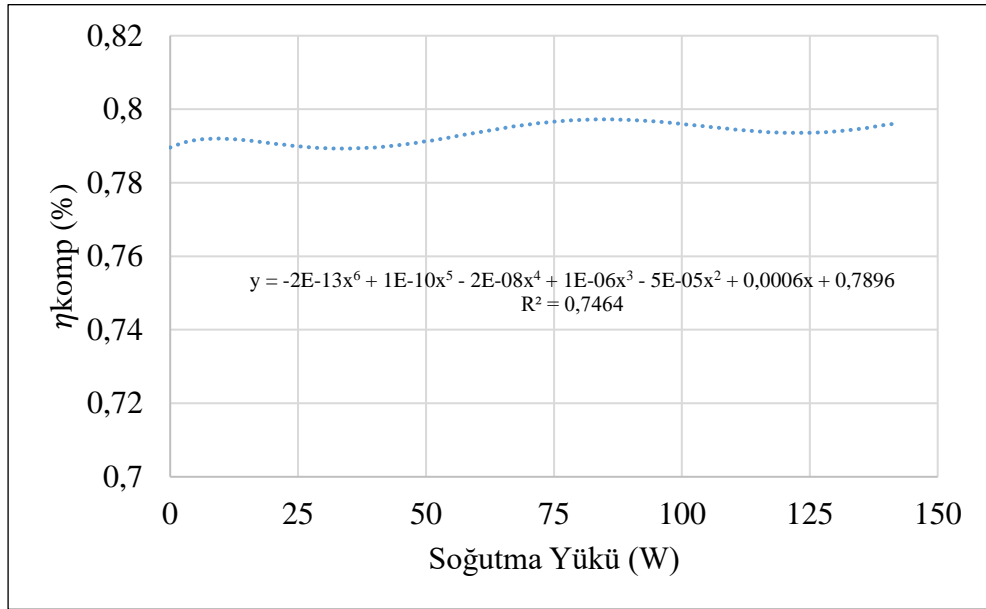
62 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin kompresör enerji tüketimi değerindeki değişim Şekil 5.2'de verilmiştir.



Şekil 5.2. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.

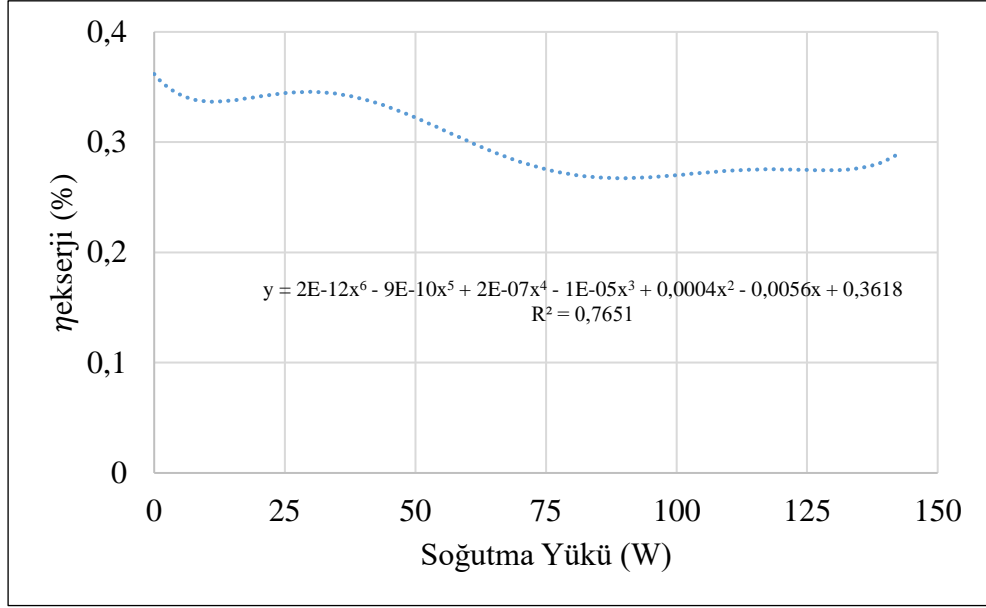
Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin kompresör enerji tüketimi değeri 113,5 W seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değerin arttığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140 W değerinde ise bu değerin 153,6 W seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin kompresör enerji tüketimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %35,3 yükseldiği belirlenmiştir.

62 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin kompresör izantropik verimi değerindeki değişim Şekil 5.3'te verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin kompresör izantropik verimi değeri %79 seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değerin bir miktar arttığı ancak kullanılan soğutma yükü değer aralığında kompresör izantropik verimi değerinde anlamlı bir değişim göstermediği belirlenmiştir.



Şekil 5.3. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.

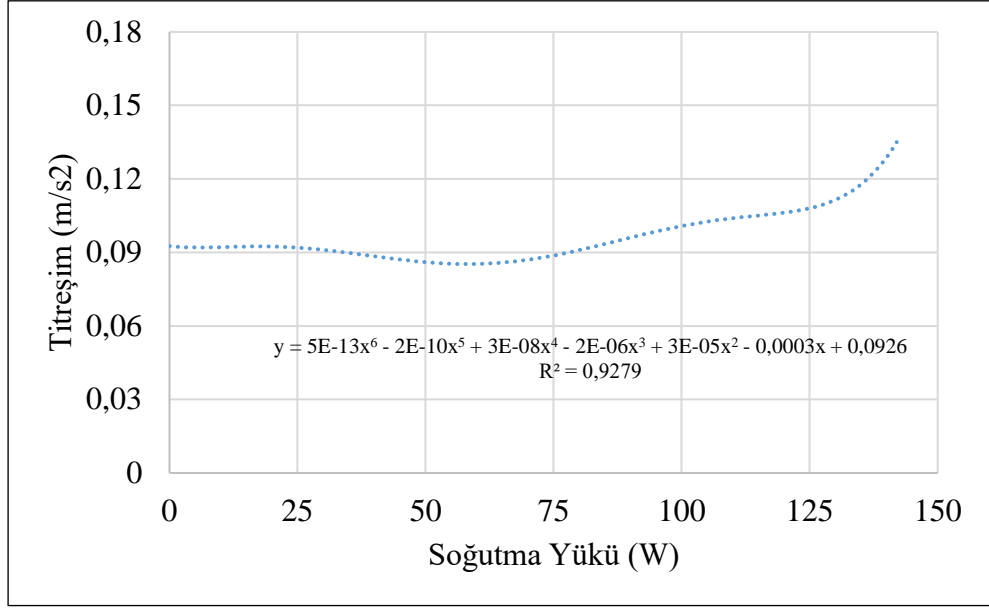
62 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin ekserji verimi değerindeki değişim Şekil 5.4'te verilmiştir.



Şekil 5.4. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.

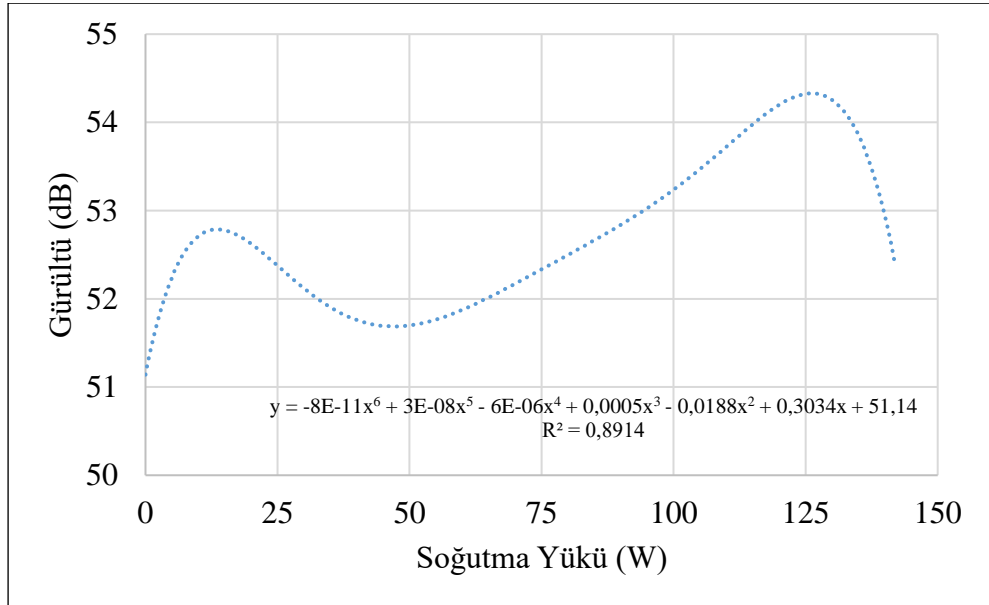
Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin ekserji verimi değeri %36 seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değerin azaldığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değerin %28 seviyesine düştüğü görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin ekserji verimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %22,2 azaldığı belirlenmiştir.

62 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin titreşim değerindeki değişim Şekil 5.5'te verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin titreşim değeri 0,074 m/s² seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değerin arttığı, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değerin 0,093 m/s² seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin titreşim değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %26 artış gösterdiği belirlenmiştir.



Şekil 5.5. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.

62 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin gürültü değerindeki değişim Şekil 5.6'da verilmiştir.



Şekil 5.6. 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.

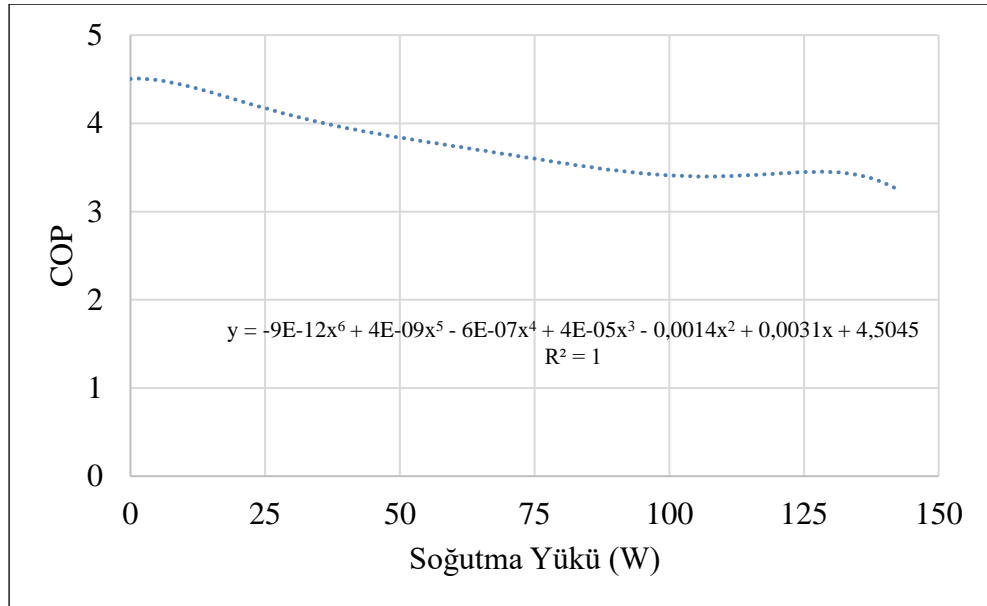
Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin gürültü değeri 52,6 dB seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer arttığı,

soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer 53,5 dB seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin gürültü değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %1,63 artış gösterdiği belirlenmiştir.

5.2. 72 GRAM SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILMASI DURUMUNDAKİ ÇALIŞMALAR

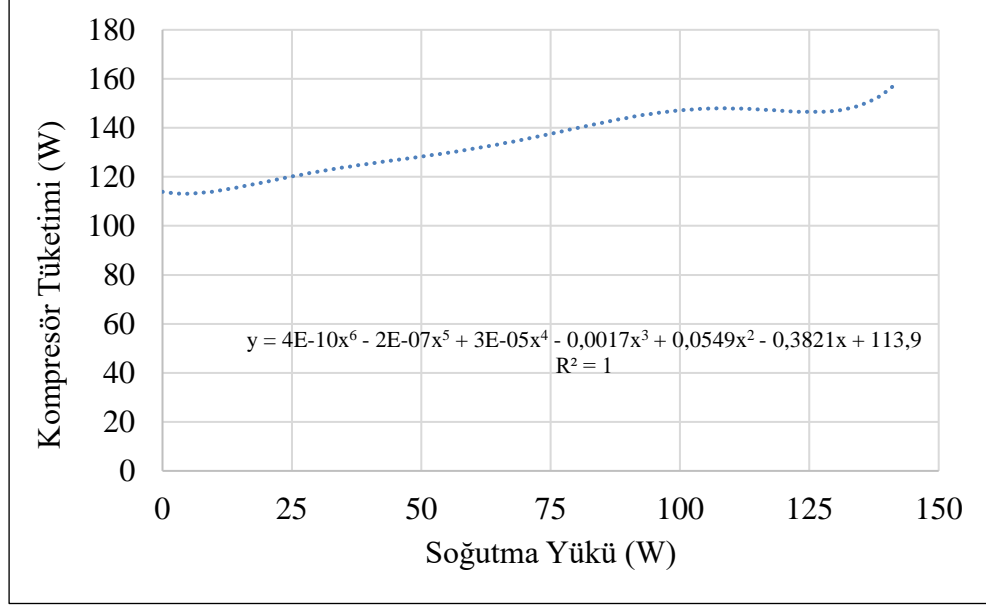
Bu bölümde, 72 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP, ekserji verimi, kompresörün enerji tüketimi, kompresör izantropik verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde göstermiş olduğu değişimler grafikler halinde sunulmaktadır.

72 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP değerindeki değişim Şekil 5.7’de verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin COP değeri 4,5 seviyesinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer azaldığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W seviyesinde ise bu değer 3,26 seviyesine düştüğü görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin COP değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %27,6 düşüş gösterdiği belirlenmiştir.



Şekil 5.7. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda COP - soğutma yükü değişimi.

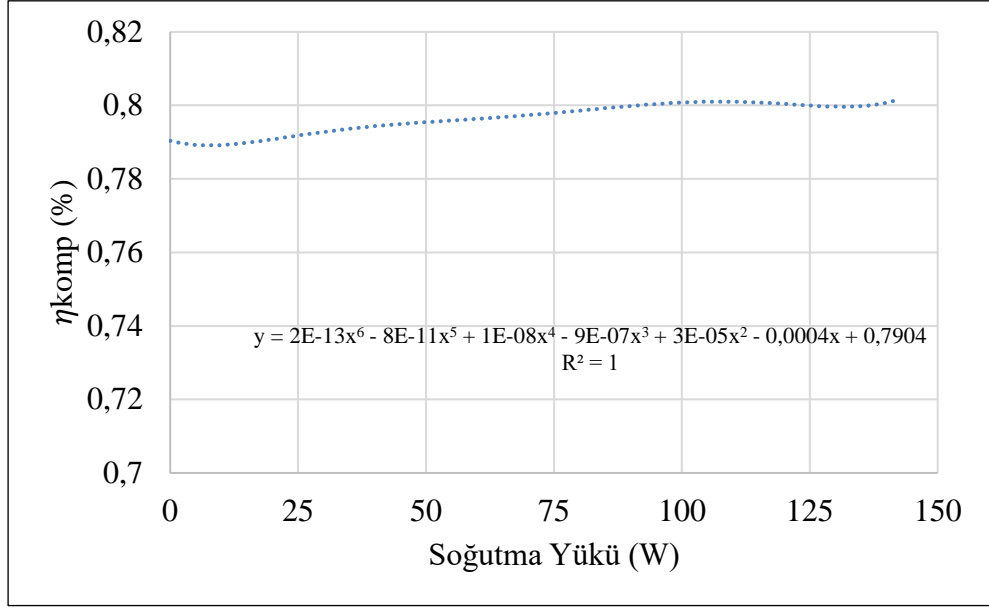
72 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin kompresör enerji tüketimi değerindeki değişim Şekil 5.8'de verilmiştir.



Şekil 5.8. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.

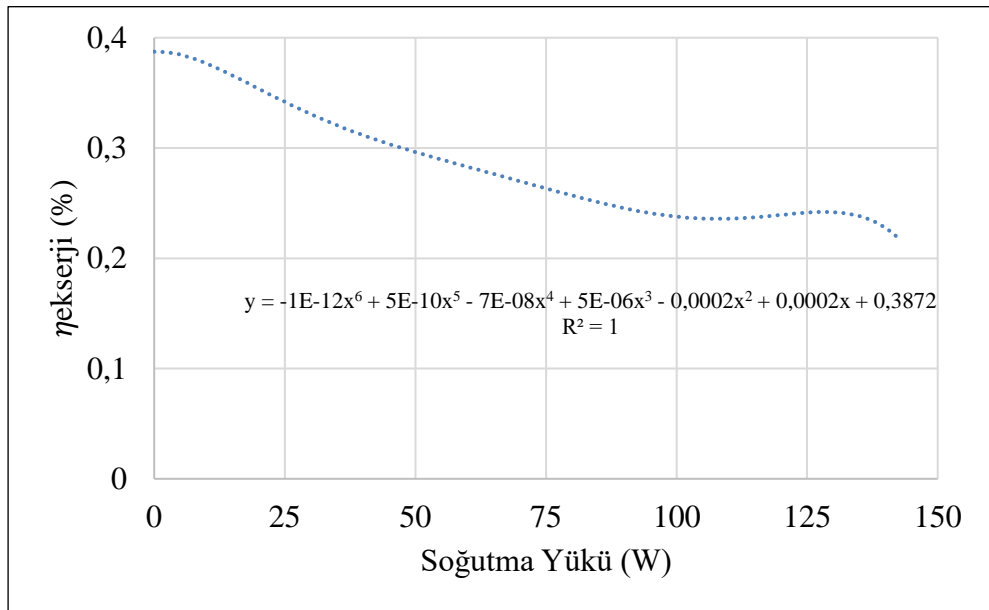
Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin kompresör enerji tüketimi değeri 113,9W seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değerin arttığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değerin 158,5W seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin kompresör enerji tüketimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %39 yükseldiği belirlenmiştir.

72 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin kompresör izantropik verimi değerindeki değişim Şekil 5.9'da verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda kompresör izantropik verimi değerinin %79 seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değerin arttığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değerin %80 seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin kompresör izantropik verimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %1,26 yükseldiği belirlenmiştir.



Şekil 5.9. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.

72 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin ekserji verimi değerindeki değişim Şekil 5.10'da verilmiştir.

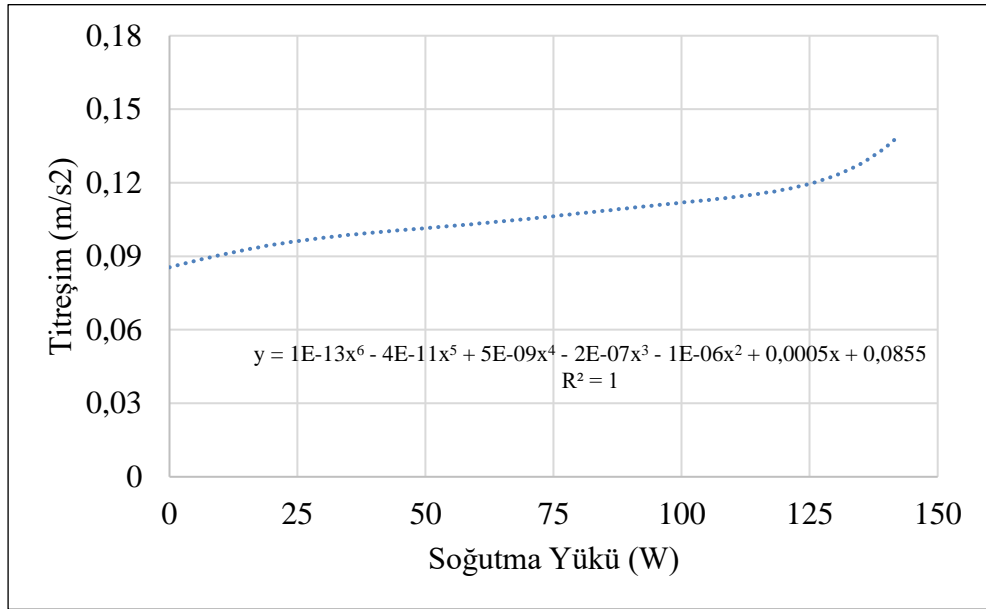


Şekil 5.10. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.

Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin ekserji verimi değeri %38,7 seviyesinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer azaldığı

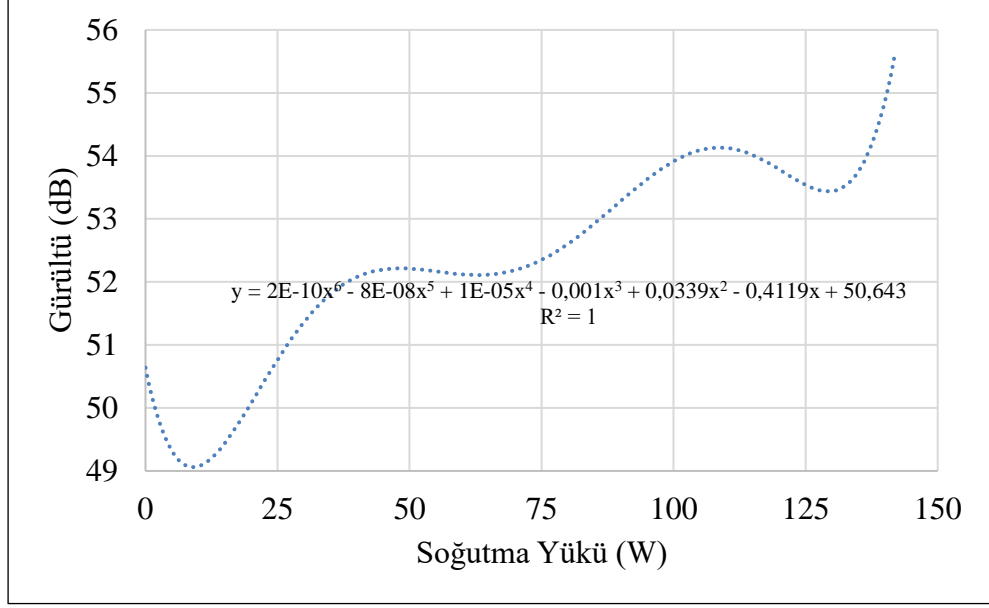
görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer %22 seviyesine düştüğü görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin ekserji verimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %43 azaldığı belirlenmiştir.

72 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin titreşim değerindeki değişim Şekil 5.11’de verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin titreşim değeri 0,085 m/s² seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer arttığı, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer 0,138 m/s² seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin titreşim değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %61,7 artış gösterdiği belirlenmiştir.



Şekil 5.11. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.

72 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin gürültü değerindeki değişim Şekil 5.12’de verilmiştir.



Şekil 5.12. 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.

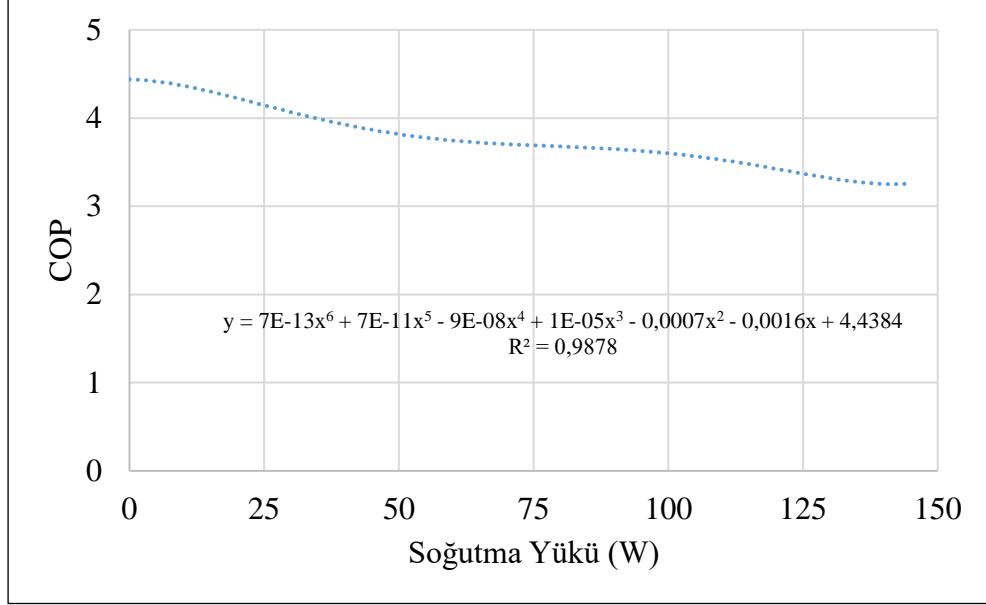
Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin gürültü değeri 50,6 dB seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer arttığı, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer 55,6 dB seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin gürültü değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %9,9 artış gösterdiği belirlenmiştir.

5.3. 82 GRAM SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILMASI DURUMUNDAKİ ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, 82 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP, ekserji verimi, kompresörün enerji tüketimi, kompresör izantropik verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde göstermiş olduğu değişimler grafikler halinde sunulmaktadır.

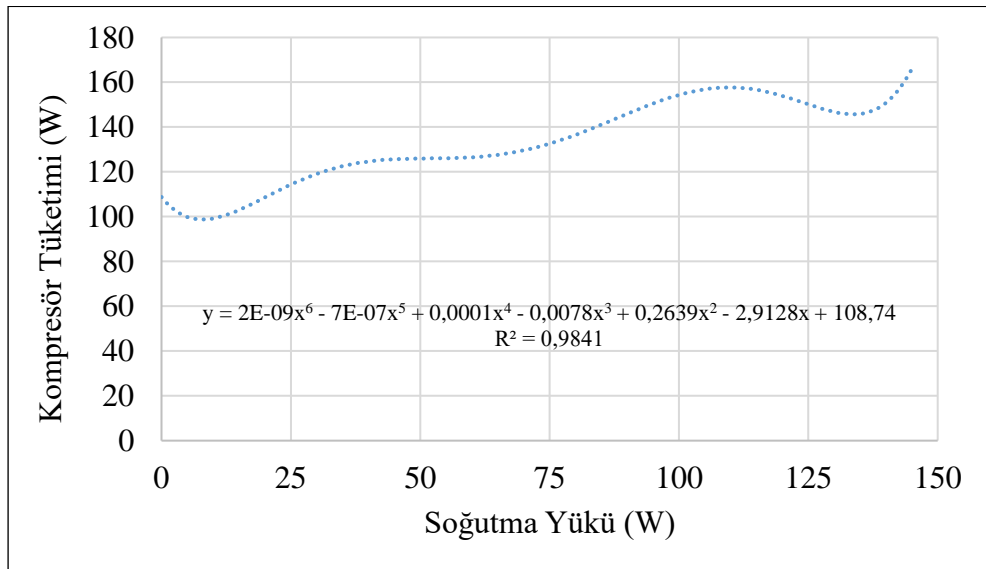
82 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP değerindeki değişim Şekil 5.13'te verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin COP değeri 4,44 seviyesinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer azaldığı görülmüş, soğutma yükünün

en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer 3,25 seviyesine düştüğü görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin COP değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %26,8 düşüş gösterdiği belirlenmiştir.



Şekil 5.13. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda COP - soğutma yükü değişimi.

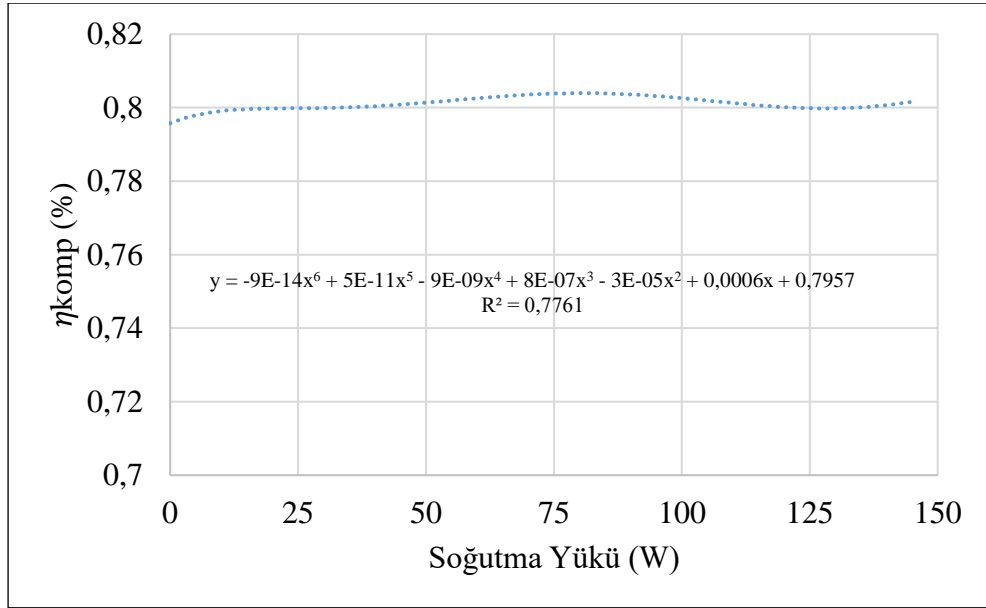
82 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin kompresör enerji tüketimi değerindeki değişim Şekil 5.14'te verilmiştir.



Şekil 5.14. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.

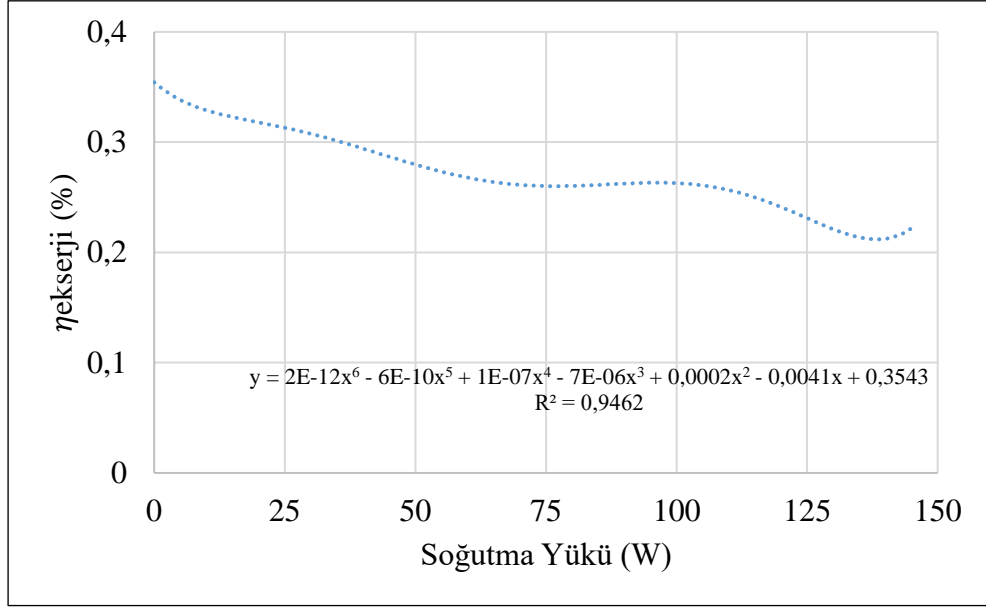
Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin kompresör enerji tüketimi değeri 108,8 W seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değerin arttığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değerin 164,8W seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin kompresör enerji tüketimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %51,5 yükseldiği belirlenmiştir.

82 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin kompresör izantropik verimi değerindeki değişim Şekil 5.15'te verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin kompresör izantropik verimi değeri %79,5 seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değerin arttığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değerin %80 seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin kompresör izantropik verimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %0,63 yükseldiği belirlenmiştir.



Şekil 5.15. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.

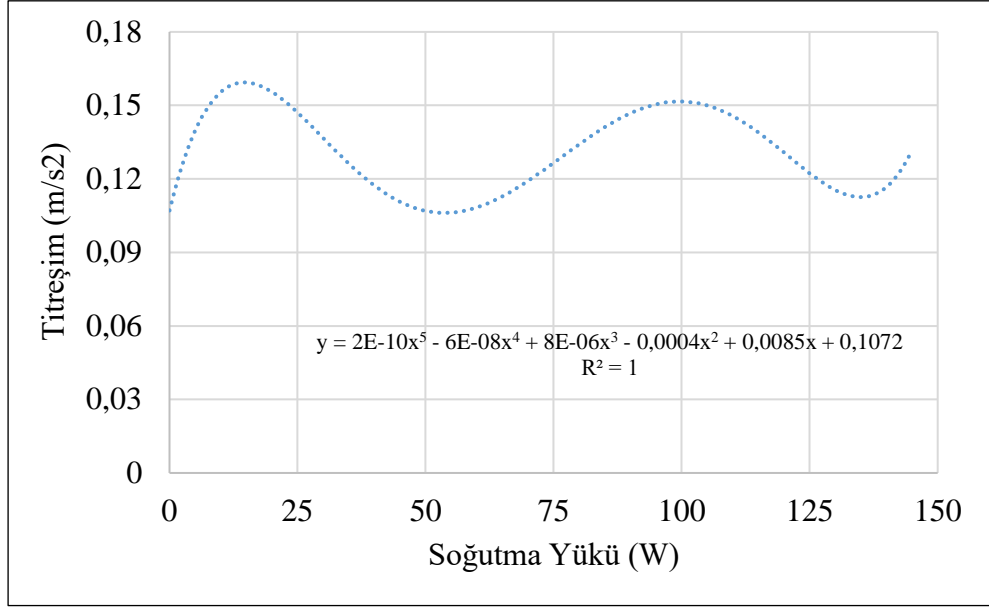
82 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin ekserji verimi değerindeki değişim Şekil 5.16'da verilmiştir.



Şekil 5.16. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.

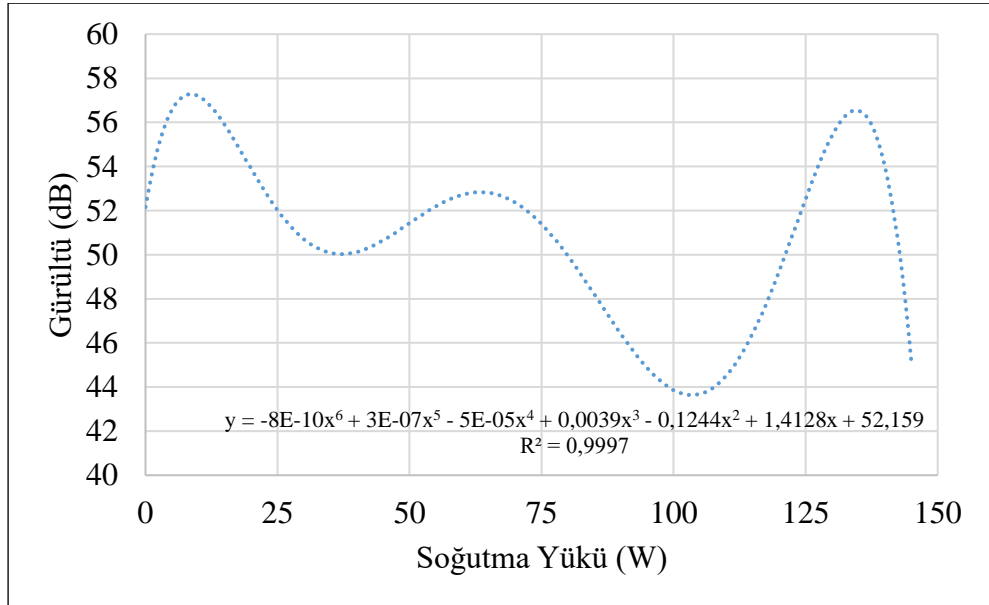
Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin ekserji verimi değeri %35,5 seviyesinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer azaldığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer %22 seviyesine düştüğü görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin ekserji verimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %38 azaldığı belirlenmiştir.

82 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin titreşim değerindeki değişim Şekil 5.17’de verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin titreşim değeri $0,107 \text{ m/s}^2$ seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer arttığı, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer $0,116 \text{ m/s}^2$ seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin titreşim değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %8,9 artış gösterdiği belirlenmiştir.



Şekil 5.17. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.

82 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin gürültü değerindeki değişim Şekil 5.18’de verilmiştir.



Şekil 5.18. 82 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.

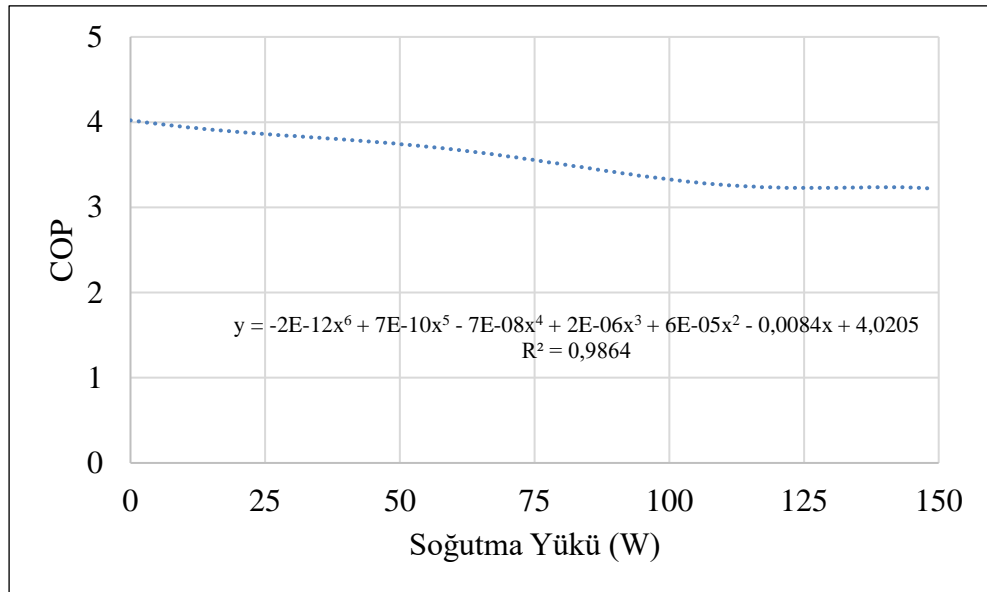
Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin gürültü değeri 52,2 dB seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer arttığı,

soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer 54,01 dB seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin gürültü değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %3,54 artış gösterdiği belirlenmiştir.

5.4. 92 GRAM SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILMASI DURUMUNDAKİ ÇALIŞMALAR

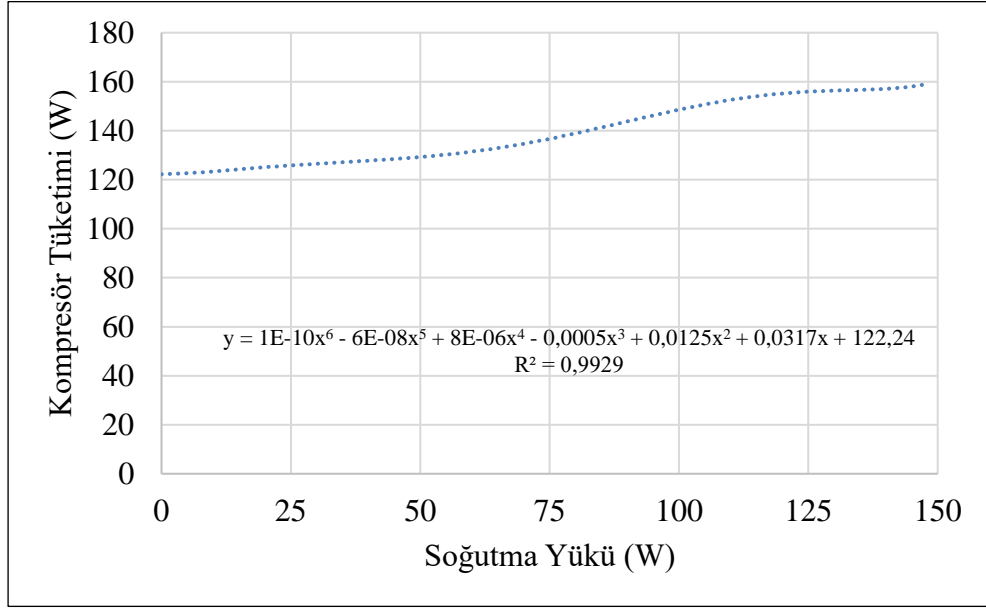
Bu bölümde, 92 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP, ekserji verimi, kompresörün enerji tüketimi, kompresör izantropik verimi, titreşim ve gürültü değerlerinde göstermiş olduğu değişimler grafikler halinde sunulmaktadır.

92 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin COP değerindeki değişim Şekil 5.19'da verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin COP değeri 4,02 seviyesinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer azaldığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer 3,21 seviyesine düştüğü görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin COP değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %20,1 düşüş gösterdiği belirlenmiştir.



Şekil 5.19. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda COP - soğutma yükü değişimi.

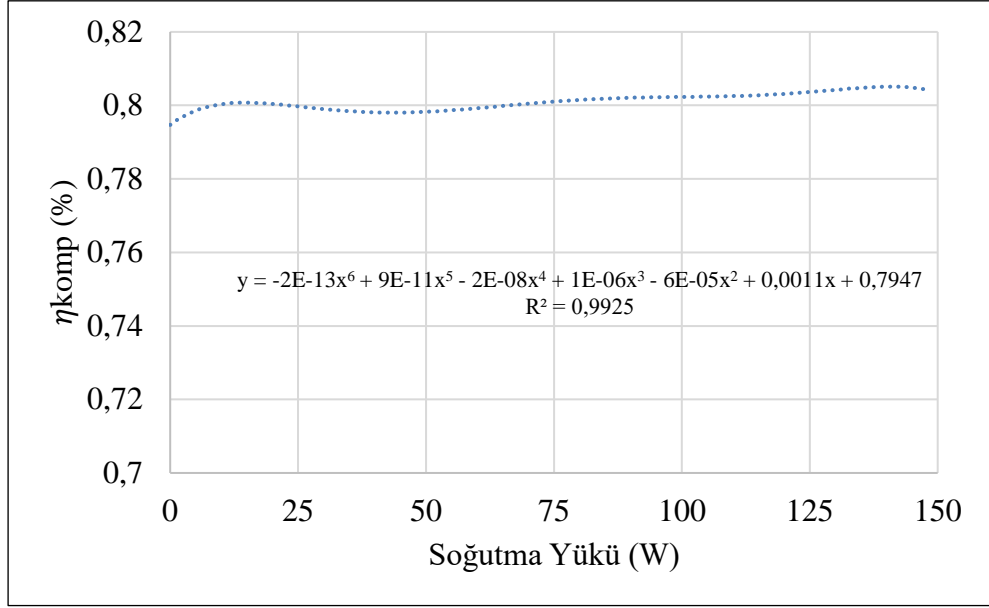
92 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin kompresör enerji tüketimi değerindeki değişim Şekil 5.20’de verilmiştir.



Şekil 5.20. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.

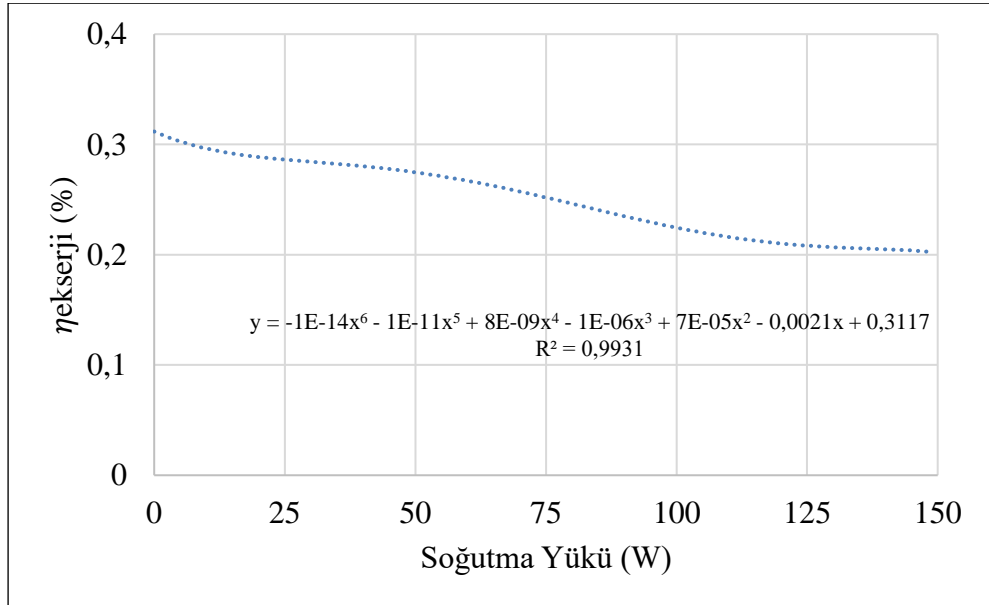
Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin kompresör enerji tüketimi değeri 122,3W seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer arttığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer 157,3W seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin kompresör enerji tüketimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %28,6 yükseldiği belirlenmiştir.

92 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin kompresör izantropik verimi değerindeki değişim Şekil 5.21’de verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin kompresör izantropik verimi değeri %79,5 seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer arttığı görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer %80,5 seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin kompresör izantropik verimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %1,26 yükseldiği belirlenmiştir.



Şekil 5.21. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.

92 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin ekserji verimi değerindeki değişim Şekil 5.22’de verilmiştir.

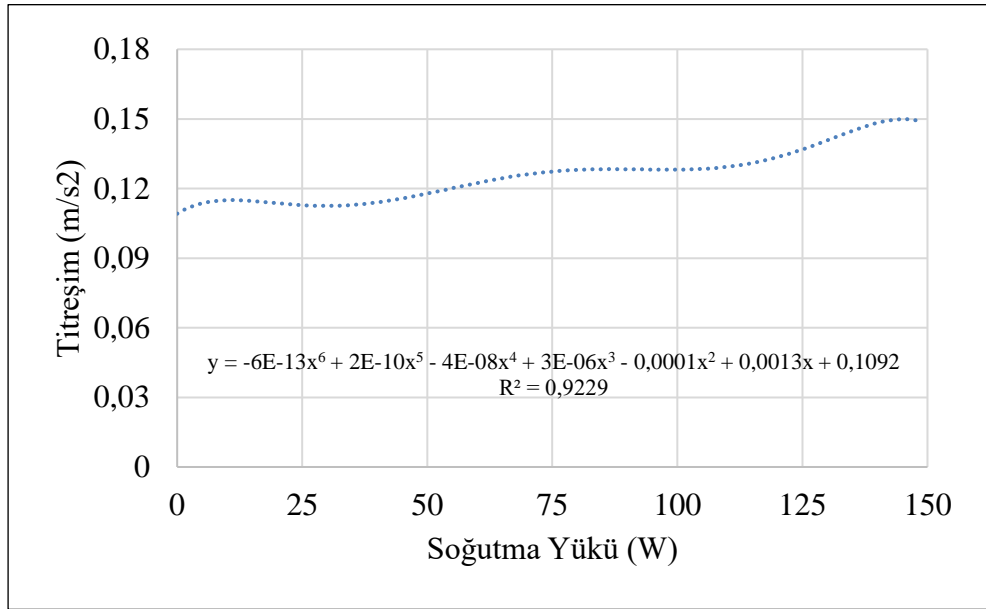


Şekil 5.22. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.

Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin ekserji verimi değeri %31,2 seviyesinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer azaldığı

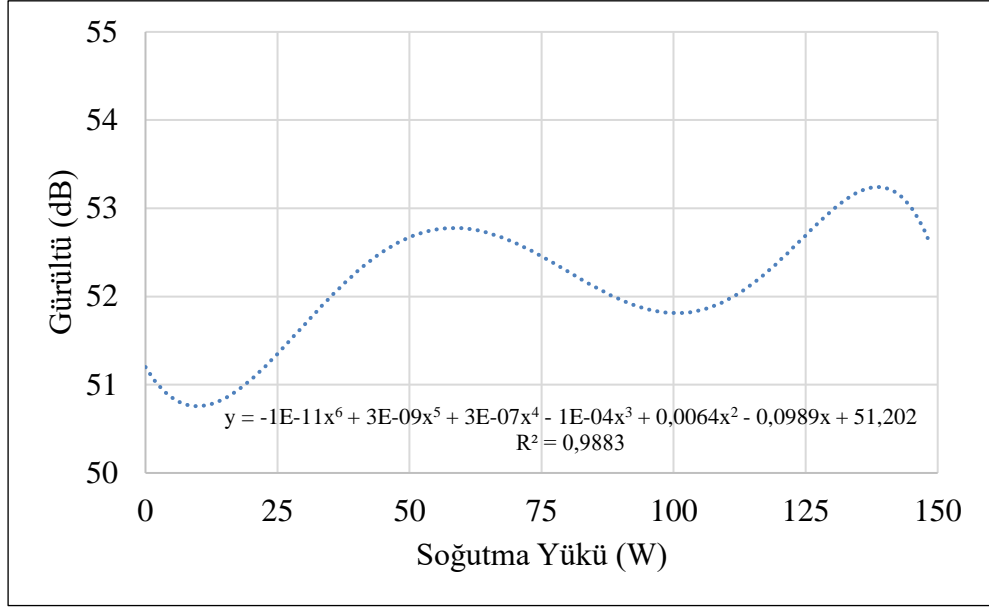
görülmüş, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer %20,5 seviyesine düştüğü görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin ekserji verimi değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %34,3 azaldığı belirlenmiştir.

92 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin titreşim değerindeki değişim Şekil 5.23'te verilmiştir. Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin titreşim değeri 0,110 m/s² seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer arttığı, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değer 0,146 m/s² seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin titreşim değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %32,9 artış gösterdiği belirlenmiştir.



Şekil 5.23. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.

92 gr soğutucu akışkan ve 0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W soğutma yükleri altında soğutma sisteminin gürültü değerindeki değişim Şekil 5.24'te verilmiştir.



Şekil 5.24. 92 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda ortalama gürültü değeri - soğutma yükü değişimi.

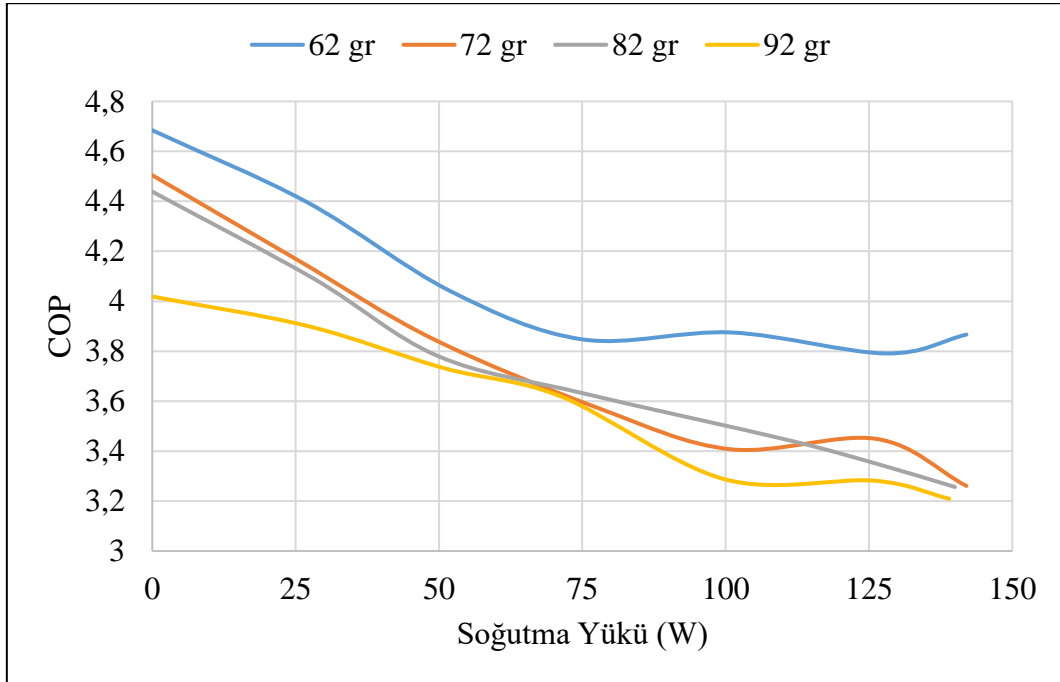
Soğutma yükünün kullanılmadığı durumda sistemin gürültü değeri 51,99 dB seviyelerinde olduğu ve soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değerin arttığı, soğutma yükünün en büyük değeri olan 140W değerinde ise bu değerin 53,2 dB seviyesine yükseldiği görülmüştür. Bununla birlikte, sistemin gürültü değerinin soğutma sisteminde kullanılan soğutma yükü değer aralığında yaklaşık %2,33 artış gösterdiği belirlenmiştir.

BÖLÜM 6

DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Çalışmada, bir ev tipi soğutma cihazının farklı soğutucu akışkan miktarları (62, 72, 82 ve 92 gr) ve soğutma yükleri (0, 25, 50, 75, 100, 125 ve 140W) altında sistemin performansı ile titreşim ve gürültü değerlerinde gerçekleşen değişimler deneysel ve teorik incelenmiştir. Analizler sonucu elde edilen veriler kullanılarak hazırlanan grafikler, Şekil 6.1 ile Şekil 6.10 arasında yer almaktadır.

Şekil 6.1’de farklı miktarlardaki soğutucu akışkan ile soğutma yüküne bağlı olarak COP değerlerinde meydana gelen değişim görülmektedir. COP, soğutma sisteminin çok önemli bir göstergesi olup, COP değeri ne kadar yüksekse, soğutma sisteminin verimliliği o kadar yüksektir.



Şekil 6.1. Farklı miktarlarda soğutucu akışkan kullanılması durumunda COP - soğutma yükü değişimi.

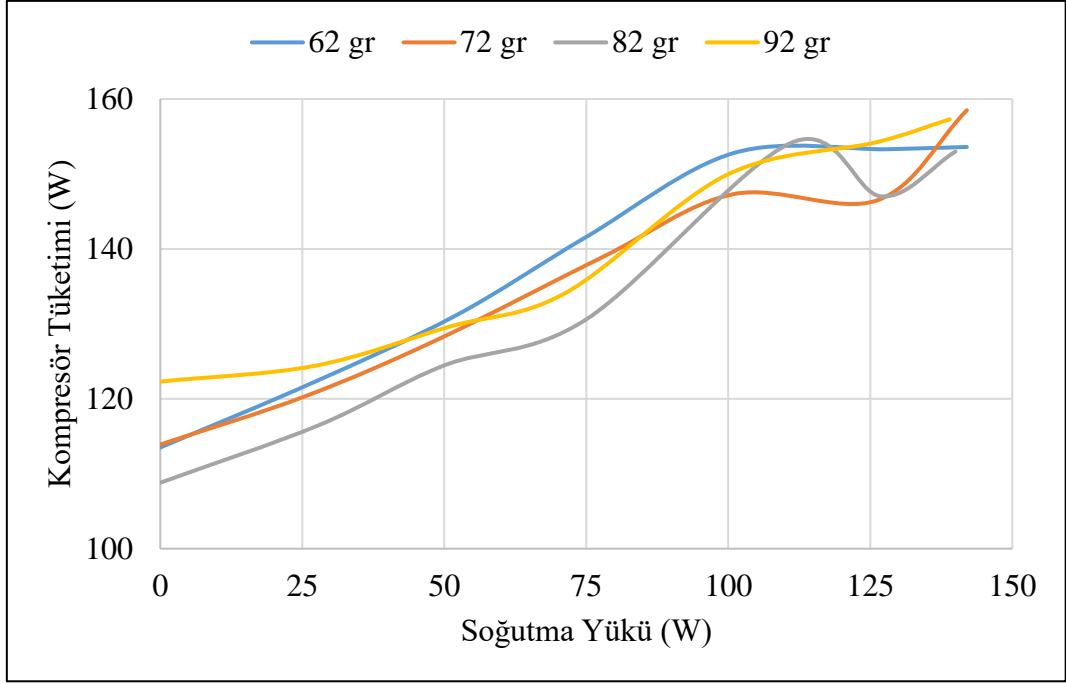
COP değerlerine bakıldığında hem kullanılan soğutucu akışkan miktarının hem de soğutma yükünün artmasıyla bu değer azaldığı görülmektedir. Soğutma yükünün 0 W olduğu durumda, 62 gr soğutucu akışkan için COP değeri en yüksek değere sahip olurken, sisteme maksimum soğutma yükü uygulandığında bu değerdeki en fazla değişim Çizelge 6.1’de görüldüğü gibi, soğutucu akışkan miktarının 72 gr olduğu durumda gözlemlenmiştir.

Çizelge 6.1. COP değişimi.

Soğutma Yüğü (W)	Soğutucu Akışkan Miktarı (gr)			
	62	72	82	92
0	4,6844	4,5044	4,4388	4,0189
~140	3,8664	3,2605	3,2564	3,2093
Değişim (%)	-17,5	-27,6	-26,8	-20,1

Sisteme farklı soğutma yükleri uygulandığında COP değerlerindeki değişim Çizelge 6.1’de görülmektedir. Buna göre COP değerleri, soğutucu akışkan miktarı 62 gr olduğunda 3,86-4,68 arasında, 72 gr olduğunda 3,26-4,50 arasında, 82 gr olduğunda 3,26-4,44 arasında, 92 gr olduğunda 3,21-4,02 arasında değişim göstermektedir. 62 gr soğutucu akışkan miktarındaki COP değerlerinin, tüm soğutma yükü uygulama aralıkları için incelenen farklı akışkan ağırlıklarındaki COP değerlerinden daha yüksek olduğu görülmekteyken, 92 gr için ise tam tersi bir durum ortaya çıkmıştır. Bu açıdan değerlendirildiğinde, çeşitli sebeplerle soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan miktarındaki değişim (artma veya azalma), COP değerlerinde istenmeyen değişimlere sebep olabilecektir.

Şekil 6.2’de farklı miktarlardaki soğutucu akışkan ile soğutma yüküne bağlı olarak kompresör tüketim değerlerinde meydana gelen değişim görülmektedir.



Şekil 6.2. Farklı miktarlarda soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör tüketimi - soğutma yükü değişimi.

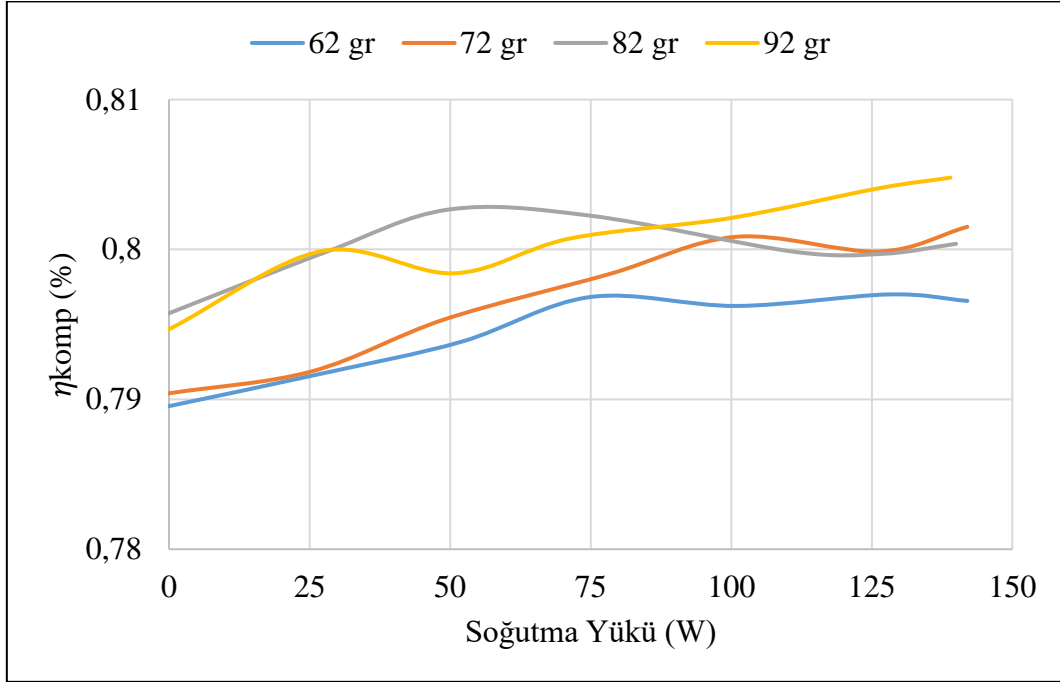
Buna göre, kompresör tüketim değerlerine bakıldığında hem kullanılan soğutucu akışkanın miktarının hem de soğutma yükünün artmasıyla bu değer de arttığı görülmektedir. Çizelge 6.2'den de görüleceği üzere soğutma yükünün 0 W olduğu durumda kompresör tüketim değerine göre, en ideal soğutucu akışkan miktarının 82 gr olduğu, ancak bu değer tüm soğutma yükü uygulama aralıklarında diğer incelenen farklı akışkan miktarlarında da arttığı ve soğutma yükünün 140 W seviyesine ulaştığında yaklaşık olarak aynı seviyelere ulaştığı görülmüştür.

Çizelge 6.2. Kompresör tüketimi değişimi.

Soğutma Yüğü (W)	Soğutucu Akışkan Miktarı (gr)			
	62	72	82	92
0	113,5	113,9	108,8	122,3
~140	153,6	158,5	153	157,3
Değişim (%)	+35,33	+39,16	+40,63	+28,62

Enerji tüketimi ile doğrudan ilişkili olan kompresör tüketim değerindeki en büyük değişim sırasıyla 82, 72, 62 ve 92 gr soğutucu akışkan kütleleri için gerçekleşmiştir.

Kompresörün izantropik verimi bir kompresörün gerçek enerji tüketiminin ideal bir kompresörün aynı işi gerçekleştirmek için ihtiyaç duyacağı teorik enerji tüketimine oranıdır. Farklı miktarlardaki soğutucu akışkan ile soğutma yüküne bağlı olarak kompresör izantropik verimi değerindeki değişim Şekil 6.3'te verilmiştir.



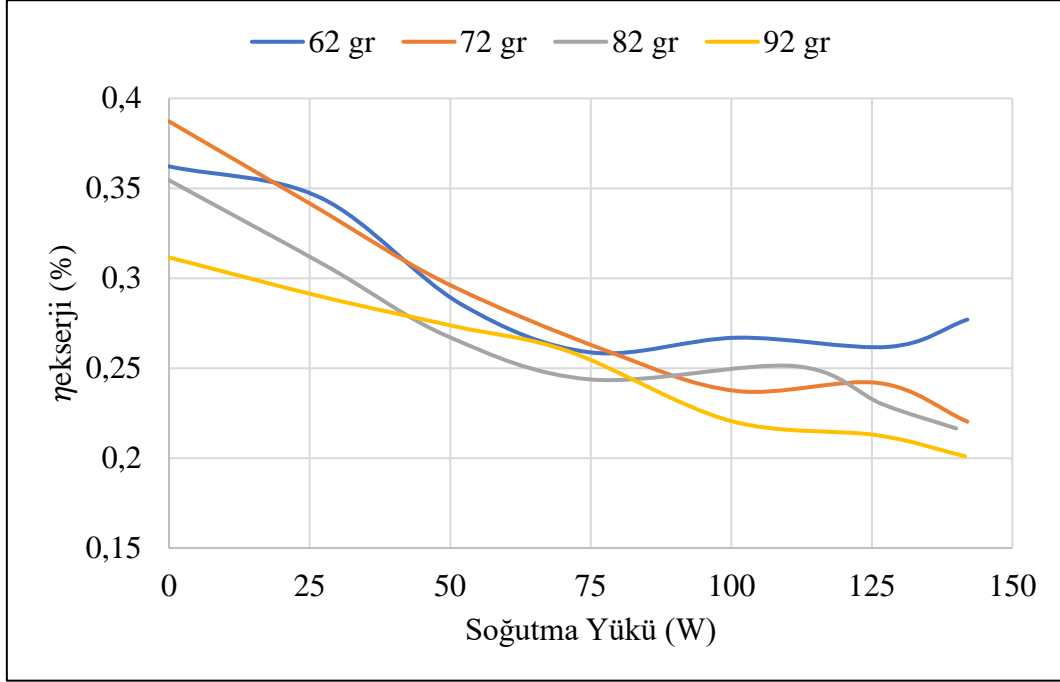
Şekil 6.3. Farklı miktarlarda soğutucu akışkan kullanılması durumunda kompresör izantropik verimi - soğutma yükü değişimi.

Soğutma sistemine yapılan tüm soğutucu akışkan şarj miktarları için; soğutma yükünün kullanılmadığı durumlarda sistemin kompresör izantropik verimi değeri %79 seviyelerinde olduğu ve Çizelge 6.3'te görüldüğü gibi soğutma yükündeki artışa bağlı olarak bu değer bir miktar arttığı görülmüş ancak kullanılan soğutma yükü değer aralığında kompresör izantropik verim değerinde anlamlı bir değişim görülmemiştir.

Çizelge 6.3. Kompresör izantropik verimi değişimi.

Soğutma Yüğü (W)	Soğutucu Akışkan Miktarı (gr)			
	62	72	82	92
0	%79	%79,1	%79,6	%79,5
~140	%79,6	%80,2	%80	%80,5
Değişim (%)	+0,76	+1,39	+0,63	+1,26

Sistemin gerçek performansını belirleme parametresi olan ekserji verimindeki değişim Şekil 6.4'te görülmektedir. Soğutma yükündeki artış ile ekserji veriminin tüm soğutucu akışkan miktarları için azaldığı görülmektedir.



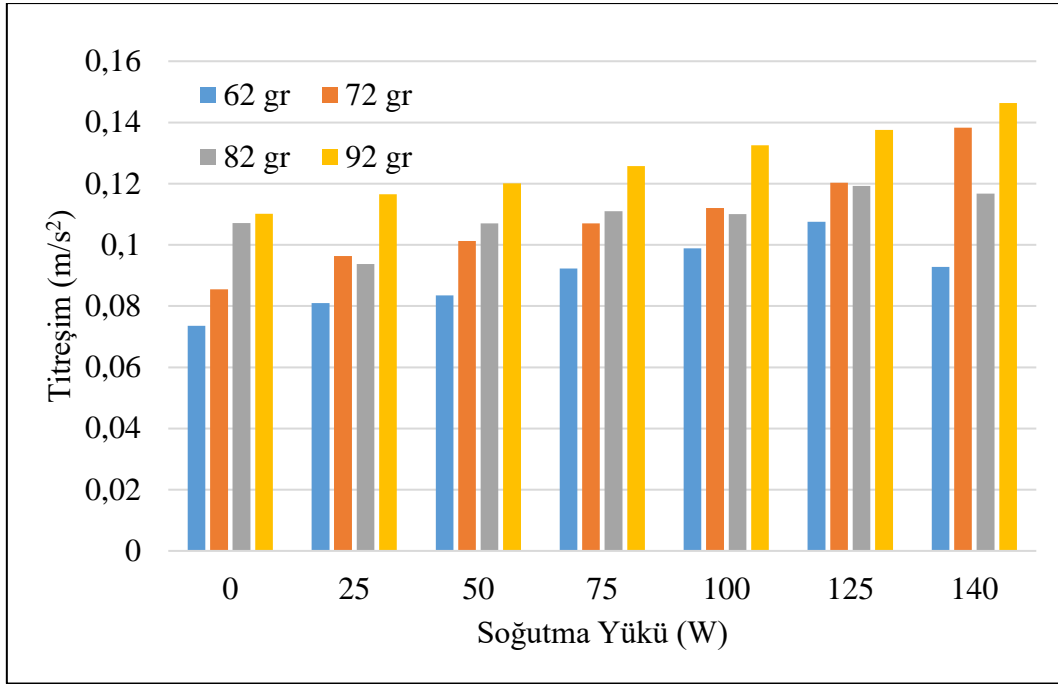
Şekil 6.4. Soğutucu akışkan miktarına göre ekserji verimi - soğutma yükü değişimi.

Çizelge 6.4'te görüldüğü üzere en yüksek ekserji verimi 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda tespit edilmiştir. Soğutma yükünün olmadığı bu durumda 72 gramın ardından sırasıyla 62, 82 ve 92 gr gelmektedir. Soğutma yükünün maksimum olduğu durumda bu sıralama 62, 72, 82 ve 92 gr şeklinde olmaktadır. Tüm soğutma yükü uygulama aralıkları incelendiğinde, ekserji verimindeki en büyük değişim 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda tespit edilmiştir.

Çizelge 6.4. Ekserji verimi değişimi.

Soğutma Yükü (W)	Soğutucu Akışkan Miktarı (gr)			
	62	72	82	92
0	%36,2	%38,7	%35,5	%31,2
~140	%27,7	%22	%21,6	%20,1
Değişim (%)	-23,5	-43,2	-39,2	-35,6

Şekil 6.5 ve Çizelge 6.5'te farklı miktarlardaki soğutucu akışkan ile soğutma yüküne bağlı olarak ortalama titreşim değerlerinde meydana gelen değişim görülmektedir.



Şekil 6.5. Soğutucu akışkan miktarına göre ortalama titreşim değeri - soğutma yükü değişimi.

Çizelge 6.5'te görüldüğü üzere ortalama titreşim değerleri soğutma yüküne ve soğutucu akışkan miktarına bağlı olarak artmaktadır.

Çizelge 6.5. Ortalama titreşim değeri (m/s²).

Soğutma Yüğü (W)	Soğutucu Akışkan Miktarı (gr)			
	62	72	82	92
0	0,073542	0,085491	0,107153	0,110103
25	0,080982	0,096307	0,093757	0,116572
50	0,083476	0,101312	0,10705	0,120052
75	0,092277	0,107048	0,110952	0,125745
100	0,098863	0,112058	0,110031	0,132544
125	0,107575	0,120338	0,119278	0,137507
140	0,092745	0,138277	0,116734	0,146357
Değişim (%) (0-140 W)	+26,11	+61,74	+8,94	+32,93

Soğutma yükünün olmadığı durumda en düşük değerin 62 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda olduğu görülürken, soğutma yükü maksimum olduğunda yine

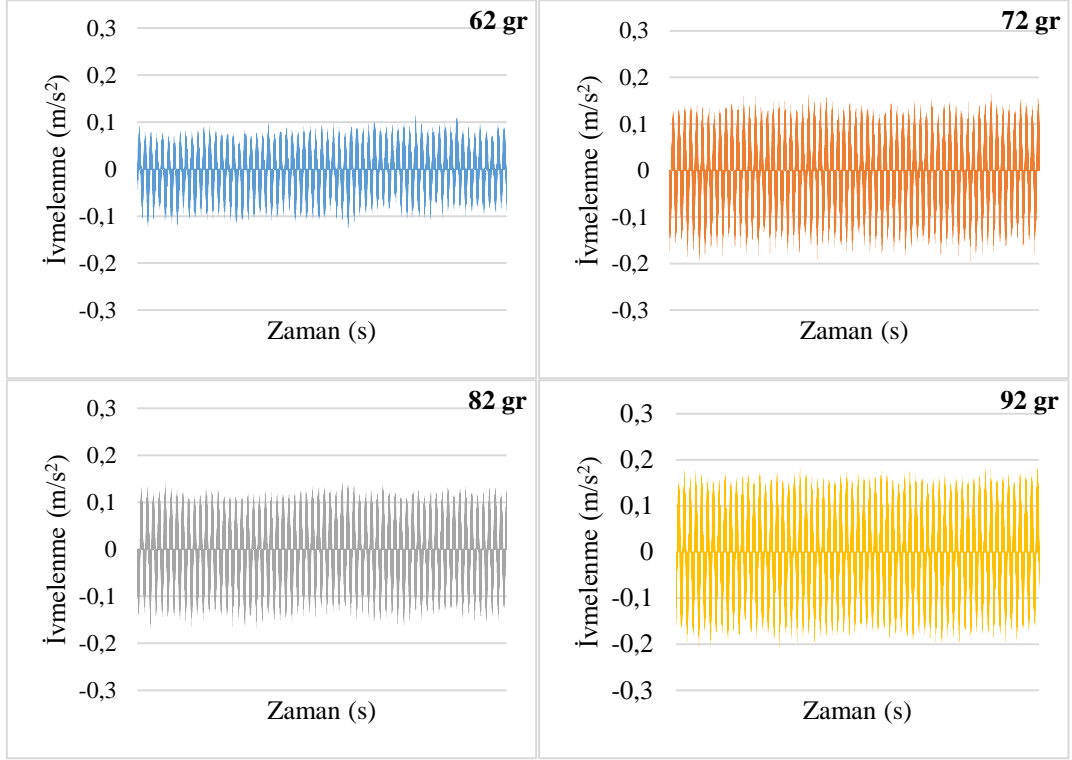
bu değerin en dk olduğu tespit edilmiştir. Tüm soğutma yükü uygulama aralıkları incelendiğinde, en büyük değişimin 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda olduğu, 82 gr soğutucu akışkan için ise bu değerin en az değişim gösterdiği grlmştir. Ortalama titreşim değerindeki sıralamanın, soğutma yükünün olmadığı durumda 62, 72, 82 ve 92 gr şeklinde olduğu görülürken, soğutma yükünün maksimum olduğu durumda bu sıralama; 62, 82, 72 ve 92 gr şeklinde olmaktadır.

Her bir eksenenden alınan verilerin ortalama karekökü (RMS) değeri ve bu değerlere bağlı olarak hesaplanan ortalama titreşim değeri izelge 6.6'da görülmektedir. Tüm eksenler için RMS değerleri soğutma yüküne bağlı olarak artmaktadır. Minimum titreşim değeri soğutma yükünün ve soğutucu akışkan miktarının en az olduğu durumdadır. Kompresörün eksenel yönde hareketi fazla olduğundan dolayı, soğutma yükü ve soğutucu akışkan miktarları için en büyük titreşim değeri, eksenel yönde (CH2-y eksenini) elde edilmiştir. Minimum titreşim değeri ise yanal yönde (CH1-x eksenini) elde edilmiştir.

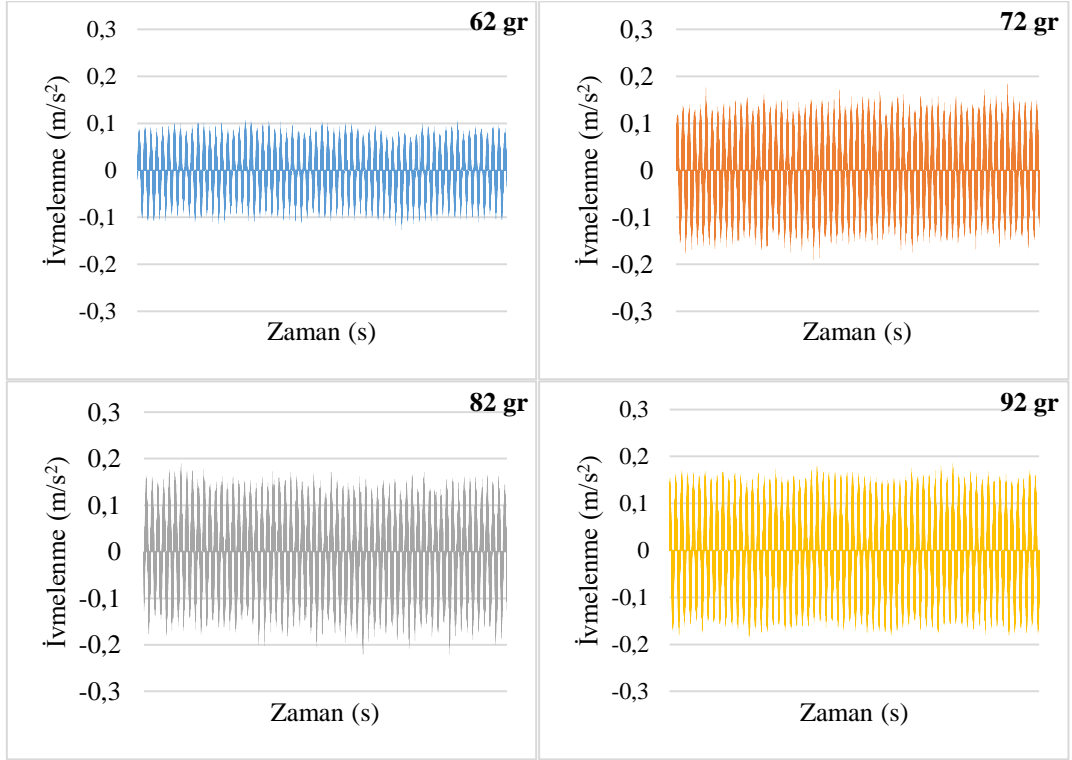
Çizelge 6.6. Soğutma yüküne bağlı olarak soğutucu akışkan miktarı-ivmelenme sinyallerinin ortalama karekökü.

Soğutma Yükü (W)	CH1 (X Eksenini RMS)	CH2 (Y Eksenini RMS)	CH3 (Z Eksenini RMS)	Ortalama Titreşim Değeri (m/s ²)	Soğutucu Akışkan Miktarı (gr)
0	0,027684012	0,041007297	0,054409718	0,073541963	62
	0,023956274	0,063205281	0,052344758	0,085491428	72
	0,024603142	0,089725015	0,053159346	0,107153204	82
	0,028202504	0,089223108	0,05802085	0,110102512	92
75	0,029785699	0,067591195	0,055310288	0,092276679	62
	0,028627395	0,089130804	0,051916875	0,107047606	72
	0,029851243	0,088621816	0,059710306	0,110951537	82
	0,029115515	0,103497148	0,06521117	0,125745256	92
140	0,040916798	0,059697628	0,057996569	0,092744775	62
	0,034241149	0,098047522	0,091294321	0,138276629	72
	0,033758376	0,08790341	0,068994574	0,116734266	82
	0,03026115	0,117290668	0,082143965	0,146357333	92

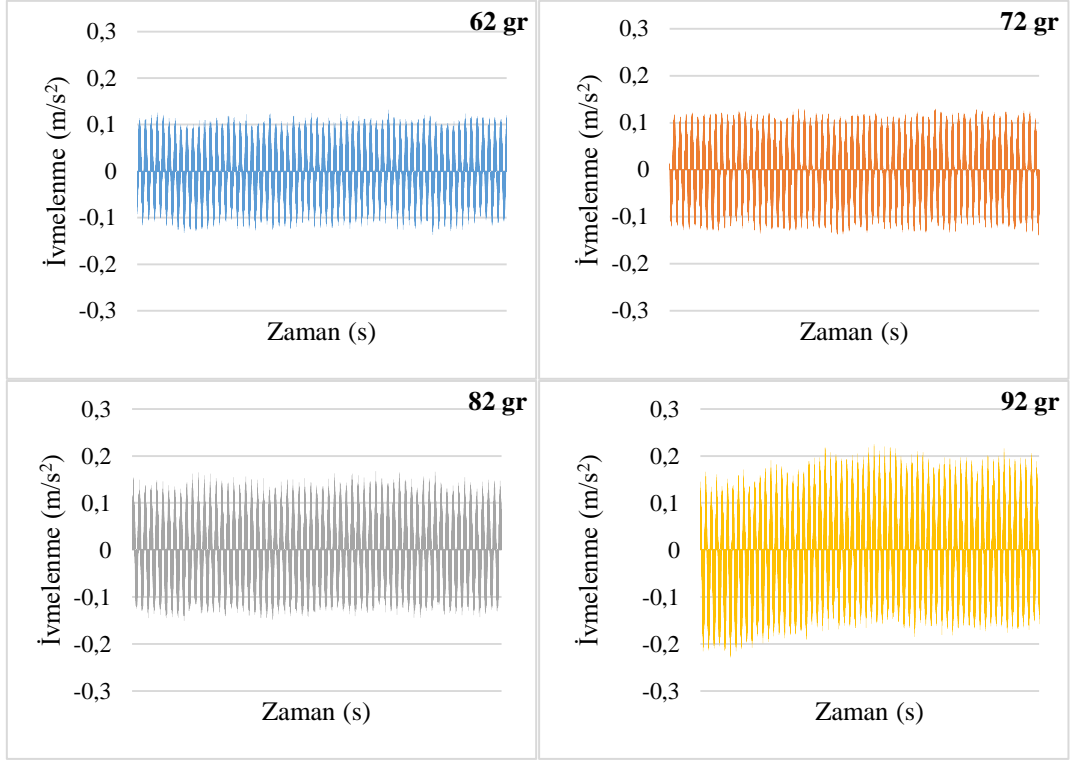
25, 50, 100 ve 140 W soğutma yüklerinde maksimum titreşim değerinin olduğu eksenel yönde soğutucu akışkan miktarına bağlı ivmelenme değerleri şekil 6.6-6.9 aralığında verilmiştir.



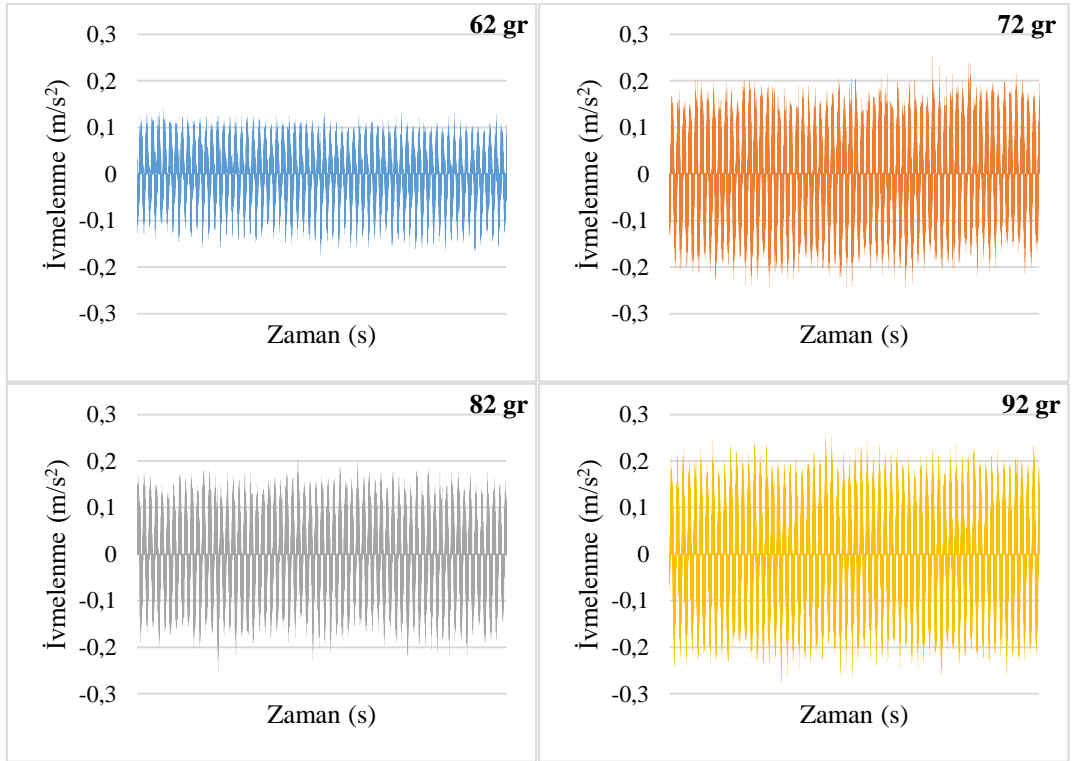
Şekil 6.6. 25 W Soğutma yükünde CH2 yönünde soğutucu akışkan miktarına bağlı ivmelenme değeri.



Şekil 6.7. 50 W Soğutma yükünde CH2 yönünde soğutucu akışkan miktarına bağlı ivmelenme değeri.



Şekil 6.8. 100 W Soğutma yükünde CH2 yönünde soğutucu akışkan miktarına bağlı ivmelenme değeri.



Şekil 6.9. 140 W Soğutma yükünde CH2 yönünde soğutucu akışkan miktarına bağlı ivmelenme değeri.

Tüm soğutma yüklerinde soğutucu akışkan miktarındaki artışa bağlı olarak ortalama titreşim değerleri ile paralel bir şekilde ortalama gürültü değerlerinde de artış görülmektedir.

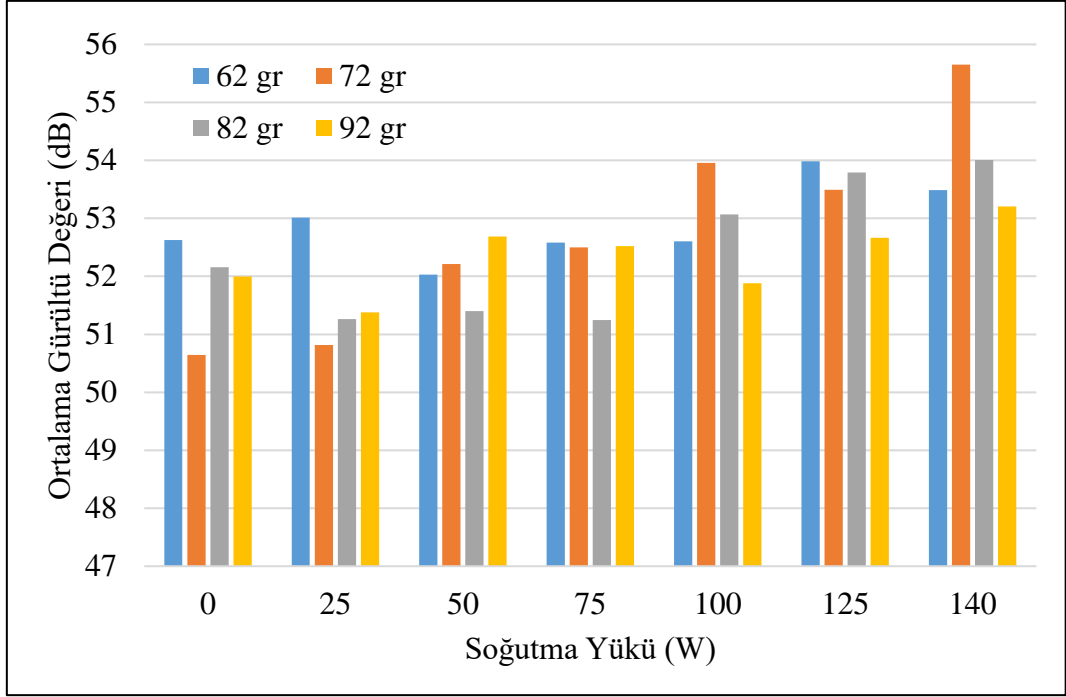
Şekil 6.10 ve Çizelge 6.7’de farklı miktarlardaki soğutucu akışkan ile soğutma yüküne bağlı olarak ortalama gürültü değerlerinde meydana gelen değişim görülmektedir. Çizelge 6.7’de yer alan soğutma sisteminin gürültü değerlerindeki değişim incelendiğinde, en fazla değişimin ortalama titreşim değerinde de olduğu gibi 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda olduğu görülmüştür. Tüm soğutma yükü uygulama aralıkları incelendiğinde, en büyük değişimin 72 gr soğutucu akışkan kullanılması durumunda olduğu, 62 gr soğutucu akışkan için ise bu değer en az değişim gösterdiği görülmüştür.

Çizelge 6.7. Ortalama gürültü değeri (dB).

Soğutma Yüğü (W)	Soğutucu Akışkan Miktarı (gr)			
	62	72	82	92
0	52,62816901	50,64268293	52,15903614	51,99565217
25	53,01515152	50,815625	51,26	51,37868852
50	52,02941176	52,21375	51,3984127	52,68846154
75	52,58148148	52,49705882	51,24375	52,52368421
100	52,60666667	53,95544554	53,06716418	51,88163265
125	53,98533333	53,49032258	53,78857143	52,66493506
140	53,48607595	55,65	54,0056338	53,20769231
Değişim (%) (0-140 W)	+1,63	+9,89	+3,54	+2,33

Sistemin 0~140W soğutma yükü aralığında, soğutma sisteminin ortalama gürültü değerinde meydana gelen artış, 82 gr değerinde % 3,54, 62 gr değerinde % 1,63, 92 gr değerinde % 2,33 ve 72 gr değerinde % 9,89 olmaktadır.

Genel itibariyle ortalama gürültü değerleri, soğutma yüküne ve soğutucu akışkan miktarına bağlı olarak bir miktar artış göstermekle birlikte bu değişim ortalama titreşim değeri ile orantılı değildir. Bunun sebebi, ortalama titreşim değerleri hesabı için gerekli olan verilerin, kompresörün direk üzerine bağlanan ivmeölçer kanalları vasıtasıyla alınırken, ortalama gürültü değerine kompresörün gürültüsünün yanında ortamda yer alan diğer etmenlerin de etkisinin var olmasıdır.



Şekil 6.10. Soğutucu akışkan miktarına göre soğutma yükü-ortalama gürültü değeri.

Bununla birlikte, minimum ve maksimum soğutma yükleri sistemin ekstrem çalışma şartlarını göstermektedir. Buralarda bazı verilerin normalden çok düşük ya da yüksek çıkması sebebiyle bu koşullar altında hangi soğutucu akışkan miktarının diğerlerine göre daha avantajlı olduğunu belirlemek kolay değildir. Ancak sistemin çalışmasının tam olarak oturduğu, en kararlı olduğu durumlardaki (25, 50 ve 75 W) gürültü ve titreşim değerlerine bakılacak olunursa 82 gr soğutucu akışkan miktarının diğerlerine göre daha avantajlı olduğu söylenebilir.

Bir soğutma sisteminin en yüksek performans, en az güç tüketimi, düşük titreşim ve gürültü oluşturması hem çevresel hem de ekonomik nedenlerden ötürü kayıp kaçak olmadan en az soğutucu akışkan şarjı ile tüm yüklerde sistemin verimli bir şekilde çalışması arzulanır. Buradaki taleplerin hepsinin birden karşılanması imkansızdır. Bu yüzden bir sistem tasarlarken, optimum kabul edilebilir şartların belirlenmesi çok önemlidir.

Bunun yanında, soğutma sistemlerinden soğutucu akışkan kaçağı çevreyi hem küresel ısınma potansiyeli nedeniyle doğrudan etkilemekte hem de enerji tüketiminin artmasına yol açarak soğutma sisteminin verimliliğinin azaltması (sistemde kullanılan

soğutucu akışkan miktarının çeşitli sebeplerden dolayı değişmesi) sebebiyle dolaylı şekilde etkilemektedir [30]

Bu çalışmada, soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan miktarının değişmesi durumunda soğutma yüküne bağlı olarak sistemin performansı ve titreşim-gürültü değerlerinde meydana gelen değişimler analiz edilmiştir.

Yapılan çalışmada elde edilen veriler, test edilen farklı ağırlıktaki soğutucu akışkanların tümünde, soğutma yükünün artmasıyla;

- COP değerinin azaldığını,
- Kompresör tüketimi değerinin arttığını,
- Kompresör izantropik veriminin arttığını,
- Ekserji veriminin azaldığını,
- Gürültü ve titreşim değerlerinin arttığını göstermektedir.

Ancak, bu değişimler her bir soğutucu akışkan miktarı değişikliği ile doğru orantılı olarak artma veya azalma şeklinde değildir. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan miktarının değişmesiyle sistemin çıktıları farklılık göstermektedir. Zira, soğutma sistemlerinin bakımı, onarımında soğutucu akışkanın yenilenmesi veya değiştirilmesi sırasında fazla veya eksik akışkan şarjı ve sistem elemanlarındaki kusurlar sebebiyle oluşan kayıp, kaçak ve sızıntılardan kaynaklı sistemin soğutucu akışkan miktarında değişiklik olabilmektedir.

Çalışma, çeşitli sebeplerle soğutucu sistemlerinde kullanılan akışkan miktarında ortaya çıkabilecek artışın veya azalmanın, soğutma sisteminde ne gibi sonuçlara neden olabileceğinin önceden tahmin edilmesi bakımından yol gösterici olacaktır. Çalışmanın sağlayacağı kestirimci bakım sayesinde, arıza teşhisi ve tespiti önceden yapılabilecektir. Örneğin, üreticisi tarafından belirli bir sıcaklığa kadar soğutma yapabilecek şekilde tasarlanan bir sistemin istenilen soğutma kapasitesine ulaşamaması, gürültü ve titreşim değerlerinin artması, fazla güç tüketimi gibi problemler karşısında sistemden soğutucu akışkan kaybı olup olmadığı, sisteme şarj

edilen soğutucu akışkan miktarının doğru olup olmadığı soruları, arızanın önceden teşhisi ve tespitinde önemli rol oynayacaktır.

Bununla birlikte, yapılacak yeni çalışmalarla ilgili olarak;

Çeşitli soğutma kapasitelerine ve soğutucu akışkan tiplerine sahip soğutma sistemlerinde, sistemlere şarj edilen soğutucu akışkan miktarlarıda değiştirilerek sistemlerin performans vb. özelliklerindeki değişimin gürültü ve titreşim emisyonlarına etkileri ve bunların arasındaki ilişkiler incelenebilir.

Soğutma sistemlerinde farklı kompresör kapasiteleri ve tipleri için de benzer çalışmalar yapılarak, sistemlerin gürültü ve titreşim emisyonları ile bu emisyonların kompresör tip ve kapasitelerine bağlı değişimleri tespit edilebilir.

Soğutma sistemleri değişken çevre koşullarında işlevlerini sorunsuz yerine getirmeleri beklenen sistemlerdir ve özellikle çevre koşullarının sistemlerin çalışma özelliklerine ve bunlara bağlı olarak da gürültü ve titreşim emisyonlarına etkileri incelenebilir.

Soğutma sistemlerinde ortaya çıkan değişimlerin hızla tespit edilebilmesi için kompresör yağ sıcaklığı gibi kolaylıkla ölçümü yapılabilecek yöntemler uygulanarak soğutucu akışkan miktarındaki değişimin etkileri hızla tespit edilebilir ve gerekli önlemler alınabilir.

Deneysel olarak tespit edilemeyen durumlar için sistemin performans ve çalışma özelliklerini belirlemek amacıyla yapay sinir ağları, regresyon analizi gibi metotlar kullanılabilir ve bu metotlar karşılaştırılabilir.

KAYNAKLAR

1. Ergün, A., Gürel, A.E., Ceylan, İ., “Ticari Soğutma Sistemlerinde R22 Akışkanının Alternatifi Olarak R438a ve R417a Akışkanlarının Performansının İncelenmesi”, GU J Sci, Part C, 6(4): 824-833, (2018).
2. Katırcıoğlu, F., Cingiz, Z., Çay, Y., Gürel, A. E., Kolip, A., “Soğutma Sistemlerindeki Soğutucu Akışkan Kaçak Tespiti İçin Kızılötesi Görüntüler Üzerinde Pearson Korelasyon Benzerlik Analiz Yönteminin Kullanılması”, Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi Özel Sayı, S. 28-36, (2020).
3. Yun, Y., Chang, Y., “Refrigerant Charge Prediction of Vapor Compression Air Conditioner Based on Start-Up Characteristics”, 17 February 2021, Materials Science Applied Sciences, (2021).
4. Yıldız, A., Yıldırım, R., “R134a'ya Alternatif Bir Soğutucu Akışkan (R513A) Kullanan Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinin Enerji ve Çevresel Analizi”, Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 8, 1817-1828, (2020).
5. A. Mota-Babiloni, J. M. Belman-Flores, P. Makhnatch, J. Navarro-Esbri, and J. M. Barroso Maldonado, “Experimental exergy analysis of R513A to replace R134a in a small capacity refrigeration system” Energy, vol. 162, pp. 99–110, Nov.,(2018).
6. Cingiz, Z., Katırcıoğlu, F., Sarıdemir, S., Yıldız, G., Çay, Y., “Experimental investigation of the effects of different refrigerants used in the refrigeration system on compressor vibrations and noise”, International Advanced Researches and Engineering Journal 05(02): 152-162, (2021).
7. Kızılkın, Ö., A., “Comparative Investigation of Natural Refrigerants: A Case Study For Cold Storage Application”, SDU International Journal of Technological Science, vol. 7(3) December, (2015).
8. Choudhari, C.S. and Sapali, S.N., “Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 As A Substitute To R22 in Refrigeration Systems”, Energy Procedia, vol. 109, pp. 346-352, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.084, (2017).
9. Demirtekin, B. ve Sarıgül, A.S., “Kompresör kompartımanı üstte olan buzdolaplarının gürültü açısından incelenmesi”, Uluslararası Katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, İzmir, s.726, (2015).
10. Silveira M. “Noise and vibration reduction in compressors for commercial applications”, International Compressor Engineering Conference. S:1662, Purdue University, USA, (2004).

11. Bedir, O.T., Akcan, N., “Ev tipi bir evaporatif soğutucunun farklı ortam sıcaklıklarında soğutma performanslarının karşılaştırılması”, Teskon Soğutma Teknolojileri Sempozyumu, s.1799-1808, Balıkesir, (2017).
12. Seçgin, A., Ertunç, S., Özütürk, B., Yıldırım, K., Sarıgül, A.S., “Bir buzdolabı kompresörünün deneysel modal analizi”, 14. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Orta Doğu Teknik Üniversitesi Kuzey Kıbrıs Kampusu, (2009).
13. Karagöz, M., Sarıdemir, S., Deniz, E., Çiftçi, B., “The effect of the CO2 ratio in biogas on the vibration and performance of a spark ignited engine”, Fuel 214, 634–639), (2018).
14. Lee, C., Cho, Y., Baek, B., Lee, S., Hwang, D. ve Jo, K., “Analyses of refrigerator noises”, Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics 2005 ISIE (C. 3, ss. 1179–1184). Dubrovnik, Croatia, (2005).
15. Akaydın O. “Buzdolabında ses kalitesinin iyileştirilmesi ve ses gücü düzeyinin azaltılması”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, (2013).
16. Söylemez, E., Alpman, E., Onat, A., “Experimental analysis of hybrid household refrigerators including thermoelectric and vapour compression cooling systems”, International Journal of Refrigeration Volume 95, November 2018, Pages 93-107, (2018).
17. Hartmann, D., Melo, C., “Popping noise in household refrigerators: Fundamentals and practical solutions”, Elsevier Applied Thermal Engineering Volume 51, Issues 1–2, March 2013, Pages 40-47 Applied Thermal Engineering, (2013).
18. H.E.Oh., D.J.Park W.B.Jeong, “Numerical and experimental study on the reduction of refrigerant pressure pulsation within compressor pipes”, Journal of Sound and Vibration Volume 438, 6 January 2019, Pages 506-519, (2019).
19. Ögüç, M., “Experimental investigation of the influence of refrigerant flow on refrigerator noise”, Yüksek Lisans Tezi, Yeditepe University, (2011).
20. Han, H.S., Jeong, W.B., Kim, M.S., Kim, T.H., “Analysis of the root causes of refrigerant-induced noise in refrigerators”, Journal of Mechanical Science and Technology 23, 3245~3256, (2009).
21. Koruk, H., Arısoy, A., “Identification of crack noises in household refrigerators”, Applied Acoustics, 89, 234–243, (2015).
22. Inan, C., Gonul, T., Tanes, M.Y., “X-ray investigation of a domestic refrigerator Observations at 25°C ambient temperature”, International Journal of Refrigeration Volume 26, Issue 2, March, Pages 205-213. (2003).
23. Celik, S., Nsofor, E.C., “Studies on the flow-induced noise at the evaporator of a refrigerating system”, Applied Thermal Engineering Volume 31, Issues 14–15, October, Pages 2485-2493, (2011).

24. Demirtekin, B., “Vibro-acoustic analysis and improvement of refrigerators with different types”, August, İzmir Dokuz Eylül University, (2016).
25. Cingiz, Z., Katırcıoğlu, F., Çay, Y., Kolip, A., “Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde R22 Alternatifi Soğutucu Akışkanların Termodinamik Analizi”, Politeknik Dergisi, 23(4) : 1205-1212, (2020).
26. Ergün, A., Gürel, A. E. and Ceylan, İ., “Ticari Soğutma Sistemlerinde R22 Akışkanının Alternatifi Olarak R438a ve R417a Akışkanlarının Performansının İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C, 5:1, (2018).
27. M.O. A. Abdullah, E. Deniz, M. Karagöz, and G. Gürüf, “An experimental study on a novel defrosting method for cold room”, Applied Thermal Engineering, vol. 188, no. January, p. 116573, (2021).
28. Ağbulut, Ü., A. E. Gürel, and Sarıdemir S., “Experimental investigation and prediction of performance and emission responses of a CI engine fuelled with different metal-oxide based nanoparticles–diesel blends using different machine learning algorithms.” Energy, 2021. 215: 119076, (2021).
29. Turhal, A., “Ev tipi soğutma sistemi performansına yoğunlaştırıcı bacası etkilerinin teorik ve deneysel incelenmesi”, Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makina Mühendisliği, Yüksek Lisans Tezi (2021).
30. Grace, I. D., “Sensitivity of refrigeration system performance to charge levels and parameters for online leak detection”, Appl. Therm. Eng., 25(4), 557-566, (2005).
31. Yılmaz, H., “Ev tipi buzdolabı kondenserinin kabindibi performansının sayısal araştırılması”, Ekim, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, (2012).
32. Özkol, N. “Soğutma uygulamaları” Uygulamalı Soğutma Tekniği, 115(6), Makine mühendisleri odası, İzmir, 681-694, (2007).
33. Bulut, H., “Soğutma ve klima tekniği ders notu”, Harran Üniversitesi, Şanlıurfa, (2017).
34. İnal, Can, A., “Soğutma Sistemlerinde Kondenser Kapasite Kaybının Sistem Performansı Üzerine Etkilerinin Deneysel ve Teorik İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi, Kasım, (2018).
35. Pınarbaşı A., “Soğutma Çevrimleri”, Ders Notu, Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla 5. Baskı Ders Kitabı Çevirisi, Bölüm 11.
36. Yılmaz, İ., “R-744/R-717 kaskad bir soğutma çevriminin termodinamik analizi” Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta, Yüksek Lisans Tezi, (2018).

37. Demirci, E., Özkaymak, M., Koçan, M., Akkoç, A. E., Aktaç, M., “Doğal soğutucu akışkan kullanımında gelişmeler”, Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi, Ankara, Türkiye, 6(3) 184-199, (2020).
38. Qureshi, M. A., Bhatt, S., “Comparative analysis of cop using R134a & R600a refrigerant in domestic refrigerator at steady state condition”, International Journal of Science and Research, 3(12), 935-939, (2014).
39. Onat, A., İmal, M., İnan, A.T., “Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar”, K.S.Ü. Fen ve Mühendislik Dergisi, Kahramanmaraş, (2004).
40. Alpsoy, H., “R134a/R152a Soğutucu akışkan karışımlarının ısı pompasında deneysel incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Haziran, (2009).
41. Başer, A., “İklimlendirme sistemlerinde enerji taşıma yöntemlerinin karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, (2006).

EK AÇIKLAMALAR A.

MULTİMETRE

Çizelge Ek A.1. Multimetre.



Parametre	Özellik
İşletme Gerilimi (Un)	220Vac
İşletme Aralığı	(0,8-1,1) x Un
İşletme Frekansı	50 Hz
Besleme Güç Tüketimi	< 6VA
Ölçme Girişleri Güç Tüketimi	< 1VA
Gerilim ölçme Aralığı	(Faz-Nötr) 30 - 300 Vac, 45-90 Hz
Akım ölçme Aralığı	50mA - 6 Amp AC
Gösterim Aralığı	0 - 999,9 kV 0 - 999,9 M (W, VAr, VA) (CosΦ) 0,00 -1,00 ind.ve kap.
Minimum ölçüm Değerleri	50 mA, 25 V
Ölçme Hassasiyeti	%1±1 dijit
Ortam Sıcaklığı	- 5°C + 50°C
Koruma Sınıfı	IP 20
Boyutlar	96x96x80 mm

EK AÇIKLAMALAR B.

ADAM VERİ TOPLAMA MODÜLÜ

Çizelge Ek B.1. Adam Veri Toplama Modülü.



Parametre	Özellik
Güç Tüketimi	1.0 W@24 V _{DC}
Doğruluk	% ±0.1
Ölçüm Kanalı Sayısı	8
Çözünürlük	16 bit
Girdi Tipleri	T/C, mV, V, mA
İzolasyon Koruması	3000 V _{DC}
Boyutlar	70x122x30 mm
Ölçüm Aralıkları	±1 V, ±2.5 V, ±5 V, ±10 V, ±100 mV, ±500 mV, ±20 mA, 4 ~ 20 mA J, K, T, E, R, S, B Tipi Isıl Çiftler.
Çevre Şartları	
Nem	% 5~95 RH
Uygulama Sıcaklığı	-10~70 °C (14~158 °F)
Depolama Sıcaklığı	-25~85 °C (-13~185 °F)

EK AÇIKLAMALAR C.

GÜRÜLTÜ ÖLÇER

Çizelge Ek C.1 Gürültü Ölçüm Cihazı.



Gürültü Ölçüm Cihazı Teknik Özellikleri	
Markası	Svantek SV 104
Filtreler	A, C ve Z
Zaman sabitleri	Yavaş, Hızlı, Impulse
Ölçüm aralığı	55 dBA RMS ÷ 140.1 dBA Pik
Frekans aralığı	30 Hz ÷ 8 kHz
Dinamik aralık	95 dB
Hafıza	8 GB

EK AÇIKLAMALAR Ç.

ÜÇ EKSENLİ İVME ÖLÇER

Çizelge Ek Ç.1. Üç Eksenli İvme Ölçüm Cihazı.



Üç Eksenli İvme Ölçerin Özellikleri	
İvmeölçer Tipi	VIBROTEST 80 Brüel & Kjaer 4527
Frekans Aralığı	0.3 - 10000 Hz
Hassasiyet	10 mV/g
Çalışma Aralığı	-60 - 180 °C
Maksimum Çalışma Seviyesi (pik)	710 g
Ağırlık	6 gr
Elektrik Bağlantısı	1-4 28 UNF
Rezonans Frekansı	30 kHz

EK AÇIKLAMALAR D.

SOĞUTUCU YÜKÜ GÜÇ AYAR CİHAZI

Çizelge Ek D.1. Soğutucu Yüğü Güç Ayar Cihazı.



C 1,5 HIZ ANAHTARI

Soğutma Yüğü Güç Ayar Mekanizması Özellikleri	
Marka Model	Vortice C 2,5
Çalışma Gerilimi	220- 240 V 50 Hz
Koruma Sınıfı	IP 20
Maksimum Güç	450 W
Maksimum Akım	2,5 A
Çalışma Sıcaklığı	0-50°C

EK AÇIKLAMALAR E.

SOĞUTUCU YÜKÜ GÖSTERGE CİHAZI

Çizelge Ek E.1. Soğutucu Yüğü Gösterge Cihazı



Soğutma Yüğü Gösterge Cihazının Özellikleri	
Çalışma Gerilimi	200- 250 V 50 Hz
Maksimum Güç	3680 W
Maksimum Akım	16 A
Çalışma Sıcaklığı	0-50°C

EK AÇIKLAMALAR F.

SOĞUTUCU AKIŞKAN ŞARJI VE TARTI MEKANİZMASI

Çizelge Ek F.1. Soğutucu Akışkan Şarjı ve Tartı Mekanizması.



Soğutma Akışkan Şarjı ve Tartı Mekanizmasının Özellikleri	
Çalışma	2*1.5V AAA pil
Maksimum Kapasite	500 gr
Hassasiyet	0,01 gr
Çalışma birimleri	g/ct/gn/T/oz

ÖZGEÇMİŞ

Cihan YILMAZ, Bolu'nun Gerede ilçesinde dünyaya geldi. İlk, orta ve lise eğitimini Ankara'da tamamladıktan sonra, 2004 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde öğrenime başlayıp, 2009 yılında mezun oldu. 2010 yılında aynı zamanda Anadolu Üniversitesi İşletme Bölümünü de bitirdi. Evli ve 2 çocuk babasıdır. Halen Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'nda Sanayi ve Teknoloji Uzmanı olarak çalışmaktadır.