

**EV TİPİ SOĞUTUCUDA KONDENSER
KAPASİTESİNİN SİSTEM PERFORMANSI
ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ.**

**2015
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

Mehmet ARICIOĞLU

**EV TİPİ SOĞUTUCUDA KONDENSER KAPASİTESİNİN SİSTEM
PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ.**

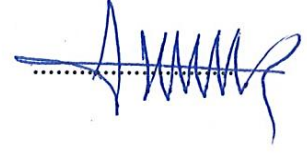
Mehmet ARICIOĞLU

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Haziran 2015**

Mehmet ARICIOĞLU tarafından hazırlanan “EV TİPİ BİR SOĞUTUCUDA KONDENSER KAPASİTESİNİN SİSTEM PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN
Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı



Bu tez jürimiz tarafından oy birliği ile Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak oybirliği ile kabul edilmiştir. 25/06/2015

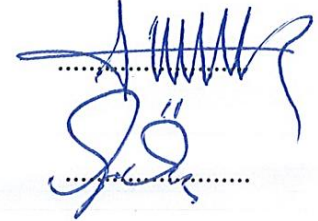
Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

Başkan : Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN (KBÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Engin ÖZBAŞ (OMÜ)

İmzası



..../..../2015

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ
Fen Bilimleri 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.”

Mehmet ARICIOĞLU

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

EV TİPİ SOĞUTUCUDA KONDENSER KAPASİTESİNİN SİSTEM PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ.

Mehmet ARICIOĞLU

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN

Haziran 2015, 93 sayfa

Soğutma ve soğutma teknolojisine olan ihtiyacın hızla arttığı günümüzde soğutma sistemlerinden birçok alanda yararlanılmaktadır. Bununla birlikte günümüzde artan enerji ihtiyacına bağlı olarak soğutma sistemlerinden verimli bir şekilde yararlanma ve enerji tasarrufu sağlamak oldukça önem kazanmaktadır. Enerji kaynaklarının sınırlı olması, yenilenebilir enerji miktarının toplam enerji tüketimindeki payının az olması göz önüne alınırsa soğutma sistemlerinin performanslarının artırılmasının önemi kendiliğinden açığa çıkacaktır. Dünyada elektrik enerjisi tüketiminde ev tipi soğutucuların payı oldukça çoktur, bununla birlikte sağlanacak enerji verimliliği gerek ekonomik ve gerekse de çevresel etkiler açısından çok önemlidir. Bu sebeplerden dolayı insanlar mevcut enerji kaynaklarını daha dikkatli kullanmak zorundadır.

Ev tipi soğutucularda sistemin verimini artırmanın bir yolu da kondenser kapasitesinin artırılmasıdır. Yapılan bu çalışmada kondenser bir haznenin içine

yerleştirilerek haznenin içeresine nebati yağ eritilerek sırasıyla 2.5, 5, 7.5 ve 10 lt doldurularak sistemin performans testleri yüklü ve yüksüz olarak hem sürekli hem de on-off çalışma olarak yapılmıştır. Bu alışma sonucunda, yağ soğutmalı kondenserde yağ miktarı artıkça kondenser kapasitesinin dolayısıyla soğutma kapasitesinin arttığı bununla birlikte enerji tüketiminin azaldığı tespit edilmiştir. Hava soğutmalı kondenser kullanarak yüksüz çalıştırıldığında STK değeri 2,38 ve enerji tüketimi 110 Wh iken, yağ soğutmalı kondenser 10 lt yağ doluyken STK değeri 2,72 ‘ye çıkmış ve enerji tüketimi ise 50 Wh’e inmiştir. Hava soğutmalı kondenser kullanarak yüklü çalıştırıldığında STK değeri 2,13 ve enerji tüketimi 120 Wh iken, yağ soğutmalı kondenser 10 lt yağ doluyken STK değeri 2,58 ‘ye çıkmış ve enerji tüketimi ise 60 Wh’e inmiştir.

On-off çalışmada ise hava soğutmalı kondenserde yüksüz çalışmada enerji tüketimi 90 Wh olurken STK 2,23 olarak gerçekleşmiştir. Yağ soğutmalı kondenser 10 lt yağ doluyken STK değeri 2,81 ‘e çıkmış ve enerji tüketimi ise 35 Wh inmiştir. Hava soğutmalı kondenserde yüklü çalışmada enerji tüketimi 95 Wh olurken STK 2,14 olarak gerçekleşmiştir. Yağ soğutmalı kondenser 10 lt yağ doluyken STK değeri 2,84’e çıkmış ve enerji tüketimi ise 40 Wh inmiştir.

Anahtar Kelimeler : Enerji tasarrufu, ev tipi soğutucu, yağ soğutmalı kondenser, sistem performansı.

Bilim Kodu : 708.03.015

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF A HOUSEHOLD REFRIGERATOR'S CONDENSER CAPACITY ON THE SYSTEM PERFORMANCE.

Mehmet ARICIOĞLU

**Karabük University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Energy Systems Engineering**

Thesis Advisor:

Assist. Prof. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN

June 2015 , 93 pages

Today, the need for cooling and cooling technologies is growing fast and they are used in many areas. On the other hand, saving energy and using the cooling systems more efficiently are major concerns in today's growing energy needs. Limited energy resources and limited use of renewable energy make it even more important to improve the performance of refrigeration systems. Household refrigeration takes an important part of electricity consumption in the world thus the improvement of energy efficiency in these devices would make sense in terms of economy and environment. The world now has to be more careful when using energy.

Increasing the condenser capacity is one of the ways of improving household refrigerator efficiency. In this study, first the performance test of a natural circulation

wire-tube condenser was tested. Then the condenser was placed into a tank and 2.5, 5, 7.5 and 10 liters of melted vegetable oil was filled into the tank. Performance tests of the system were performed at both loaded and unloaded conditions and also under both continuous and on/off operation.

Experimental results showed that as the amount of oil in the oil-cooled condenser increases, the condenser capacity and cooling capacity also increase, and also the energy consumption decreases. The energy consumption in unloaded operation of air-cooled condenser for 1 hour was measured as 110 Wh, and it decreased to 50 Wh for oil-cooled condenser filled with 10 liters of oil. The energy consumption in loaded operation of air-cooled condenser for 1 hour was measured as 120 Wh, and it decreased to 60 Wh for oil-cooled condenser filled with 10 liters of oil. On the other hand the COP of the system in unloaded operation of air-cooled condenser was calculated as 2.38, and it increased to 2.72 for oil-cooled condenser filled with 10 liters of oil. For loaded operation of air-cooled condenser was calculated as 2.13, and it increased to 2.58 for oil-cooled condenser filled with 10 liters of oil.

For on-off operation, the energy consumption in loaded operation of air-cooled condenser for 1 hour was measured as 95 Wh, and it decreased to 40 Wh for oil-cooled condenser filled with 10 liters of oil. On the other hand for on-off operation, the COP of the system in unloaded operation of air-cooled condenser was calculated as 2.14, and it increased to 2.84 for oil-cooled condenser filled with 10 liters of oil. for loaded operation of air-cooled condenser was calculated as 2.23, and it increased to 2.81 for oil-cooled condenser filled with 10 liters of oil.

Key Words : Energy saving, household refrigerators, oil cooled condenser, system performance.

Science Code : 708.3.015

TEŞEKKÜR

Bu tez alıŐmasının planlanmasında, araŐtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, sayın hocam Yrd. Do. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıŐmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocalarım Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK ve Yrd. Doç. Dr. Bahadır ACAR'a teşekkür ederim.

Sevgili aileme ve Murat ÖZTÜRK'e manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
1.1.AMAÇ.....	1
BÖLÜM 2	3
LİTERATÜR TARAMASI.....	3
BÖLÜM 3	11
GENEL BİLGİLER	11
3.1. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ	11
3.1.1. Carnot Soğutma Çevrimi.....	11
3.1.2. Buhar Sıkıştırılmalı İdeal Soğutma Çevrimi.....	12
3.2. SOĞUTUCULARIN GENEL KARAKTERİSTİKLERİ.....	14
3.3. KOMPRESÖRLER.....	15
3.3.1. Pistonlu Tip Kompresör	17
3.3.2. Dönel Kompresör	18
3.3.3. Santrifüj Kompresör	18
3.3.4. Scroll Tipi Kompresör	19
3.4. KONDENSERLER.....	19

	<u>Sayfa</u>
3.4.1. Hava Soğutmalı Kondenserler	20
3.4.2. Tabii Konveksiyonlu Kondenserler	20
3.4.3. Cebri Konveksiyonlu Kondenserler	21
3.4.4 . Su Soğutmalı Kondenserler	21
3.4.5 . Evaporatif Kondenserler	21
3.5. BUHARLAŞTIRICILAR	22
3.6. GENLEŞME ELEMANLARI	24
3.6.1. Kılcal Boru	25
3.6.2. Otomatik Genleşme Valfi	26
3.6.3. Termostatik Genleşme Valfi.....	26
BÖLÜM 4	28
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	28
4.1. DENEY SETİNİN ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ.....	28
4.1.1. Kompresörün Yapısı ve Özellikleri	28
4.1.2. Yoğuşturucunun Yapısı ve Özellikleri	28
4.1.3. Buharlaştırıcının Yapısı ve Özellikleri	29
4.1.4. Termostatın Yapısı ve Özellikleri.....	29
4.1.4. Nebati Yağın Özellikleri.....	29
4.2. DENEY SETİNDE KULLANILAN ÖLÇÜ ALETLERİNİN TANITIMI ...	29
4.2.1. Dijital Termometrenin Tanıtımı ve Özellikleri.....	29
4.2.2. Termoelemanların Tanıtımı ve Özellikleri	30
4.2.3. Elektrik Sayacının Tanıtımı	30
4.3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE ÖLÇÜMLERİN ALINMASI	30
4.4. MODEL SİSTEME AİT VERİLER	34
4.5. DENEY SETİNİN SOĞUTMA VE ISITMA TESİR KATSAYILARI.....	36
4.5.1. Sürekli Çalışmada STK ve ITK değerleri.....	36
4.5.2. On -off Çalışmada STK ve ITK değerleri	43
4.6. DENEYSEL SONUÇLARIN HATA ANALİZİ	51
4.6.1. Deneysel Hata Tipleri ve Nedenleri	51
4.6.2. Sıcaklık Ölçümü Hata Analizi	52
4.6.3. Enerji Tüketimi Ölçümü Hata Analizi.....	52

	<u>Sayfa</u>
4.6.4. Zaman Ölçümü Hata Analizi.....	52
BÖLÜM 5.....	53
5.1. EV TİPİ SOĞUTUCUDA FARKLI KONDENSER DURUMLARINDA SİSTEM PERFORMANSININ ANALİZİ	53
5.1.1. Ev Tipi Soğutucunun Yoğusturucu ve Buharlaştırıcı Basınç Analizi.....	53
5.1.2. Ev Tipi Soğutucunun Enerji Tüketim Analizi.....	58
5.1.3. Ev Tipi Soğutucunun Kondenser Çıkış Sıcaklıkları Analizi.....	60
5.1.4. Ev Tipi Soğutucunun Evaporatör Giriş Sıcaklıkları Analizi.....	61
5.1.5. Ev Tipi Soğutucunun Yağ Haznesi Sıcaklık Analizi.....	63
BÖLÜM 6	67
TARTIŞMA VE DEĞERLENDİRME	67
KAYNAKLAR	69
ÖZGEÇMİŞ.....	75
EK AÇIKLAMALAR A. DENEY SETİNDE ALINAN ÖLÇÜMLERİN SONUÇLARI.....	74

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Carnot soğutma çevrimi t-s diyagramı	11
Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminin t-s diyagramı	13
Şekil 3.3. Bir soğutucu devresi ve ana elemanları	15
Şekil 3.4. Örnek bir kompresörün dış görünümü	17
Şekil 3.5. Açık tip pistonlu kompresör	17
Şekil 3.6. Dönel kompresör	18
Şekil 3.7. Santrifüj kompresör	19
Şekil 3.8. Scrool tipi kompresör	19
Şekil 3.9. Tabi konveksiyonlu kondenser	20
Şekil 3.10. Cebri konveksiyonlu hava soğutmalı kondenserler	21
Şekil 3.11. Evaporatif kondenserler	22
Şekil 3.12. Raf tipi buharlaştırıcı	23
Şekil 3.13. Pleyt tipi buharlaştırıcılar	23
Şekil 3.14. Lamelli buharlaştırıcılar	23
Şekil 3.15. Lamelli, fanlı buharlaştırıcılar	24
Şekil 3.16. Kovan borulu buharlaştırıcılar	24
Şekil 3.17. Kılcal boru	25
Şekil 3.18. Otomatik genişleme valfi	26
Şekil 3.19. Termostatik genişleme valfleri	26
Şekil 4.1. Yağ soğutmalı kondenser ve kondenserin yağ haznesi içindeki konumu.	31
Şekil 4.2. Yağ soğutmalı kondenser ve soğutucu üzerine takılmış hali.....	32
Şekil 4.3. Yağ soğutmalı kondenser ve soğutucuya montajlanmış görünümü.	33
Şekil 4.4. Model sistemin çalışma şeması.....	35
Şekil 4.5. Ev tipi soğutucunun sürekli çalışmada yüklü ve yüksüz STK değişimi.	43
Şekil 4.6. Ev tipi soğutucunun on- off çalışmada yüklü ve yüksüz STK değişimi..	50
Şekil 5.1. Ev tipi soğutucunun sürekli yüksüz çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç değişimi	54

Şekil 5.2.	Ev tipi soğutucunun sürekli yüklü çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç değişimi.....	56
Şekil 5.3.	Ev tipi soğutucunun on-off yüksüz çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç değişimi.....	57
Şekil 5.4.	Ev tipi soğutucunun on-off yüklü çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç değişimi.....	58
Şekil 5.5.	Ev tipi soğutucunun sürekli çalıştırıldığında enerji tüketimi.....	59
Şekil 5.6.	Ev tipi soğutucunun on-off çalıştırıldığında enerji tüketimi.....	60
Şekil 5.7.	Ev tipi soğutucuda sürekli yüksüz çalışmada kondenser çıkış sıcaklıkları değişimi	61
Şekil 5.8.	Ev tipi soğutucuda sürekli yüklü çalışmada kondenser çıkış sıcaklıkları değişimi.....	61
Şekil 5.9.	Ev tipi soğutucuda sürekli yüksüz çalışmada evaporatör giriş sıcaklıkları değişimi... ..	62
Şekil 5.10.	Ev tipi soğutucuda sürekli yüklü çalışmada evaporatör giriş sıcaklıkları değişimi.....	63
Şekil 5.11.	Ev tipi soğutucuda sürekli yüksüz çalışmada yağ haznesindeki nebati yağın zamana göre sıcaklık değişimi.....	64
Şekil 5.12.	Ev tipi soğutucuda sürekli yüklü çalışmada yağ haznesindeki nebati yağın zamana göre sıcaklık değişimi	64
Şekil 5.13.	Ev tipi soğutucuda on-off yüksüz çalışmada yağ haznesindeki nebati yağın zamana göre sıcaklık değişimi	65
Şekil 5.14.	Ev tipi soğutucuda on-off yüklü çalışmada yağ haznesindeki nebati yağın zamana göre sıcaklık değişimi.....	66

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. Sürekli yüksüz çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondensere ait sıcaklık ve entalpi çizelgesi entalpi çizelgesi.....	36
Çizelge 4.2. Sürekli yüklü çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondensere ait basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.....	37
Çizelge 4.3. Sürekli yüksüz çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	38
Çizelge 4.4. Sürekli yüklü çalışmada 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	38
Çizelge 4.5. Sürekli yüksüz çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	39
Çizelge 4.6. Sürekli yüklü çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	40
Çizelge 4.7. Sürekli yüksüz çalışan 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	40
Çizelge 4.8. Sürekli yüklü çalışan 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	41
Çizelge 4.9. Sürekli yüksüz çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	41
Çizelge 4.10. Sürekli yüklü çalışan 10 litre nebati yağlı kondenserle çalıştırılan sisteme ait yüklü sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	42
Çizelge 4.11. On-off yüksüz çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondensere ait sıcaklık ve entalpi çizelgesi entalpi çizelgesi.....	44
Çizelge 4.12. On-off yüklü çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondensere ait sıcaklık ve entalpi çizelgesi entalpi çizelgesi.....	44
Çizelge 4.13. On-off yüksüz çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	45
Çizelge 4.14. On-off yükü 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	46
Çizelge 4.15. On-off yüksüz çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	46
Çizelge 4.16. On-off yüklü çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	47
Çizelge 4.17. On-off yüksüz çalışan 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	47

Çizelge 4.18. On-off yüklü çalışan 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	48
Çizelge 4.19. On-off yüksüz çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	48
Çizelge 4.20. On-off yüklü çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.....	49
Çizelge 5.1. Ev tipi soğutucunun sürekli yüksüz çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç tablosu	54
Çizelge 5.2. Ev tipi soğutucunun sürekli yüklü çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç tablosu	55
Çizelge 5.3. Ev tipi soğutucunun on-off yüksüz çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç tablosu	56
Çizelge 5.4. Ev tipi soğutucunun on-off yüklü çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç tablosu	57
Çizelge 5.5. Ev tipi soğutucunun sürekli çalıştırıldığında enerji tüketim verileri ..	59
Çizelge 5.6. Ev tipi soğutucunun on-off çalıştırıldığında enerji tüketim verileri ...	59
Çizelge Ek A.1. Sürekli yüksüz çalışan hava soğutmalı doğal taşınimli kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	74
Çizelge Ek A.2. Sürekli yüklü çalışan hava soğutmalı doğal taşınimli kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	75
Çizelge Ek A.3. Sürekli yüksüz çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	76
Çizelge Ek A.4. Sürekli yüklü çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	77
Çizelge Ek A.5. Sürekli yüksüz çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	78
Çizelge Ek A.6. Sürekli yüklü çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	79
Çizelge Ek A.7. Sürekli yüksüz çalışan 7, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	80
Çizelge Ek A.8. Sürekli yüklü çalışan 7, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	81
Çizelge Ek A.9. Sürekli yüksüz çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	82
Çizelge Ek A.10. Sürekli yüklü çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	83
Çizelge Ek A.11. On-off yüksüz çalışan hava soğutmalı doğal taşınimli kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	84

Sayfa

Çizelge Ek A.12. On-off yüklü çalışan hava soğutmalı doğal taşınımli kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	85
Çizelge Ek A.13. On-off yüksüz çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	86
Çizelge Ek A.14. On-off yüklü çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	87
Çizelge Ek A.15. On-off yüksüz çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	88
Çizelge Ek A.16. On-off yüklü çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	89
Çizelge Ek A.17. On-off yüksüz çalışan 7, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	90
Çizelge Ek A.18. On-off yüklü çalışan 7, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	91
Çizelge Ek A.19. On-off yüksüz çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	92
Çizelge Ek A.20. On-off yüklü çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.....	93

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- A : Isıtma yüzey alanı, kesit alanı (m^2)
E : Toplam iç enerji, enerji tüketimi (Wh)
F : Kuvvet (N)
K : Toplam ısı geçiş katsayısı ($W/ m^2 K$)
L : Uzunluk (m)
P : Güç (W)
P : Basınç (N/m^2)
Q : Birim zamanda ısı geçiş miktarı (W)
S : Isı iletim biçim katsayısı
T : Sıcaklık (K veya $^{\circ}C$)
V : Hacim (m^3)
c : Özgül ısı ($kJ/kg K$)
cp : Sabit basınçta özgül ısı ($kJ/kg K$)
cv : Sabit hacimde özgül ısı ($kJ/kg K$)
h : Entalpi, ısı taşınım katsayısı (kJ/kg veya W/ m^2K)
k : Isı iletim katsayısı ($W/m K$)
r : Yarıçap (m)
t : Zaman (s)
u : Özgül iç enerji (kJ/kg)
v : Ortalama akış hızı, özgül hacim (m/s , m^3/kg)
() : Denklem numarası
[] : Referans numarası

KISALTMALAR

ACRC	: AIR Condititoning and Refrigeration Center
ACJ	: Automatic Cold Junction
AEV	: Automatic Expansion Valfe
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
DT	: Doğal Taşınım
TEV	: Termostatik Ekspansiyon Valfi
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı
ITK	: Isıtma Tesir Katsayı

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Son yıllarda soğutma teknolojisinin hızlı bir şekilde geliştiği ve birçok alanda soğutma teknolojisine duyulan ihtiyacın arttığı günümüzde soğutma sistemlerinden verimli bir şekilde yararlanmak ve enerji tasarrufu sağlamak büyük ölçüde önem kazanmaktadır. Esas olarak bir soğutma sistemi düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı geçişi sağlamaktadır.

Soğutma teknolojisinde birçok sistem çeşitli amaçlar için çok farklı boyutlarda ve işletme şartları göz önüne alınarak dizayn edilirler. Bu dizayn sonunda sistemin verimli çalışmasının yanında minimum enerji tüketmesi de göz önüne alınmalıdır. Enerji ihtiyacının arttığı ve enerjiye olan ihtiyacın birçok alanda olması enerji tasarrufunu zorunlu kılmakta ve enerji kaynaklarını dikkatli kullanmaya zorlamaktadır.

1.1. AMAÇ

Ev tipi soğutuculara olan ihtiyacın arttığı günümüzde ev tipi soğutuculardan verimli bir şekilde yararlanmak ve enerji tasarrufu sağlamak gittikçe önem kazanmaktadır. Ev tipi soğutucularda özellikle gıda maddelerinin ilk üretildiğindeki tazeliğini ve özelliklerini koruyabilmesi ancak uygun sıcaklık ve nem ortamı oluşturularak saklanabilmesiyle sağlanabilir.

Ozon tabakasının, özellikle kuzey kutbuna yakın bölgelerde zayıflaması ve yer yer delinmesi ile yer küremizin önümüzdeki yıllarda daha da fazla ısınacağı herkesçe bilinen bir gerçek haline gelmiştir. Daha fazla sıcaklığın yol açacağı sorunları günümüz ilim adamları tahmin etmeye çalışmakta ve gerekli tedbirleri almak üzere kolektif bir çalışmanın çarelerini aramaktadırlar.

Küresel ısınmanın tesirlerinden biri de hiç şüphesiz soğutma alanında olacaktır. Soğutmaya olan ihtiyaç gerek endüstride kullanılan soğutuculara gerek ev tipi soğutuculara ve gerekse klimalara olan ihtiyacı bir adım daha öne çıkaracaktır.

Özellikle ev tipi soğutucularda enerji tüketimini azaltmak amacıyla soğutma sistemlerindeki elemanlarının birinin veya bir kaçının performansını artırmaktır. Bunun bir yolu da ev tipi soğutucularda kondenseri bir yağ haznesine yerleştirip bu tanka nebati yağ konularak farklı kondenser kapasitelerinde kondenserdeki ısı transferinin artması gözlenmiş, sistemdeki verimlilik ve enerji tasarrufu incelenmiştir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Soğutma teknolojilerinin iyileştirilmesi ve enerji tüketiminin azaltılması için teorik ve deneysel çok değişik çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların bir kısmı ev tipi ve ticari tip soğutucular, bir kısmı da ısı pompaları üzerine yapılmıştır.

Illinois Üniversitesinde Clausing ve Lum, Petroski ve Clausing tarafından testere biçimi bir yoğuşturucu dizaynı üzerinde yapılan çalışmada soğutucu akışkanın geçişleri düzenlenerek yoğuşturucu alanında % 5'lik bir tasarruf sağlanmıştır [1,2].

Cranfield Üniversitesinden Nikoladis ve Probert tarafından yapılan bir çalışmada, R-22 kullanarak şok ara soğutmada kullanılan iki kademeli birleşik soğutma sisteminin davranışları ekserji metodu kullanılarak tespit edilmiştir. Yoğuşturucunun doygunluk sıcaklığı 298-308 K buharlaştırıcının doygunluk sıcaklığı ise 238 ile 228 arasında değişmektedir. Sistemin tersinmezlik oranları üzerindeki buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki sıcaklık değişimlerinin etkileri belirlenmiştir. Hem yoğuşturucu ile çevresindeki sıcaklık farkının büyüklüğü en yüksek tersinmezlik oranı olarak gerçekleşmiştir. Yoğuşturucu tersinmezlik oranındaki çok az bir azalma bütün setin tersinmezlik oranını 2.40, buharlaştırıcının tersinmezlik oranındaki çok az bir azalma bütün setin tersinmezlik oranını 2.87 defa daha azalmasına neden olmuştur. Çünkü yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıdaki sıcaklıkların değişimleri sistemin toplam tersinmezliğini önemli ölçüde etkilediği tespit edilmiştir [3].

Hong Kong Üniversitesinde Chow ve Lin tarafından yılında yapılan bir çalışmada şu sonuçlara ulaşılmıştır. Çok katlı apartmanlardaki split tip klima cihazlarının yoğuşma ünitesi genellikle kapı girişlerine konmaktadır. Yoğuşma ünitesini terk eden ısı enerjisi apartman boyunca yükselerek devam ederken kuş tüylerini de beraber sürükler. Kuş tüyleri yukarı katlara doğru hareket ederken hem sıcaklığın etkisi hem

de tüylerin yoğuşturucu kanatçıklarını tıkasası sonucu yoğuşturucu kapasitesi düşer ve hatta yüksek sıcaklıktan dolayı klimanın çalışmasını durdurabilir. Dizayn sırasında klima teknikerlerinin grup halinde çalışan yoğuşturucuların performanslarını analiz etmesi oldukça zordur. Yoğuşturucu sargılarındaki sıcaklıkları tahmin etmek için bir hava akış simülasyon-hesaplama sistemi geliştirilmiştir [4].

Arçelik Eskişehir buzdolabı fabrikasında Dinge ve İleri, basit soğutucuların termo ekonomik optimizasyonunun formüle edildiği bir çalışmadan bu formüller özel bir deneyle uygulanmıştır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı alanları ile kompresör verimliliği sistem bölümlerinin bağımsız dizayn değişkenleri olarak seçilmiştir. Enerji analizleri toplam ve bölgesel tersinmezliği bulmak için uygulanmıştır. Enerji kayıpları için ayrılan birleşik değerler ve geri kazanım birleştirilmiş ve bölümlerin optimum termo ekonomik eşitlikleri açığa çıkarılmıştır. Sonuçta  zel soğutma yükleri ve çalışma sıcaklıklarının belirlendiği bir ev tipi soğutucunun optimum soğutma sisteminin termo ekonomisini belirlemek için denklemler geliştirilmiştir [5].

Nonyang Teknik  niversitesinde Wong, Liang ve Nathan tarafından yapılan çalışmada hava soğutmalı yoğuşturucuların birçok modeli, yoğuşturucu performansını araştırmak için denenmiş, oluşturulan modelde soğutucu akışkan ve havanın özellikleri ile beraber tersinmezliğin farklı kaynaklarıyla beraber altı ekserji sınırı, sargı boyunca sayısız kontrol volümleri hesaplanmıştır. Bir kontrol verimi için ana denklemler bir sargı için bütün kontrol volümlerini bağlayan bir bilgisayar simülasyon programıyla beraber sunulmuştur. Bu modeli kullanarak ısı transferindeki sargı karakteristikleri, sıvı akışı ve ekserji sınırları soğutma devreleri araştırmaları üzerine önemli bir analiz gerçekleştirilmiştir. alışmalar soğutucu tarafının termal direnci hava tarafının termal direnci ile karşılaştırılabileceğini ve sargı performansının soğutucu akışkanın akış boyunca kütle akışını değiştirerek yükseltebileceğini göstermiştir. Sıradan bir sargı ile karşılaştırıldığında, kompleks bir soğutucu devresinde soğutucu akışkan çok iyi bir Şekilde dağıtılıp toplanabilirse sargıların ısı transfer alanında % 5 lik bir azalma olabilmektedir [6].

Lee ve Yoo tarafından Seoul National Üniversitesinde yapılan çalışmada, laminat tipi buharlaştırıcı, pistonlu kompresör, paralel akışlı yoğuşturucu bir risivir-kurutucu ve bir dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfinden meydana gelen bir otomobil klimasının ayrı bölümlerinin performans analizi değişik çalışma şartları altında yapılmıştır. Laminat tip buharlaştırıcı performans analizi için bir bilgisayar programı tam ısı transfer katsayısı ve deneysel olarak bulunan basınç düşümü üzerine geliştirilmiştir. Bir bilgisayar programı da paralel akışlı tip soğutucu performans analizi ısı transfer katsayısı için bir ampirik eşitliğin kullanılmasıyla geliştirilmiştir. Son olarak entegre otomobil klima sisteminin performansı üzerine yoğuşturucu ölçülerinin ve soğutucu akışkan şarjının etkileri tartışılmıştır [7].

Inha Üniversitesinde Jung, Lee, Park ve Kang tarafından yapılan çalışmada, çok kademeli yoğuşma ünitesi bulunan ısı pompaları için bilgisayar simülasyon programı geliştirilmiş ve aynı şartlar altında R-11, R-123 ve R-141b soğutucu akışkanları için sistemin performansı incelenmiştir. Sonuçlar split olmayan üç kademeli yoğuşma üniteleri bulunan ısı pompasına göre % 25-42 daha yüksek olduğunu göstermiştir. Tesir katsayısındaki bu yükselme kullanılan soğutucu akışkanlar arasında da gözlenmiştir. Tesir katsayısındaki bu iyileşme çoğunlukla yoğuşturucudaki su ile soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının düşmesinin gereğidir ki termodinamik tersinmezliğin düşmesini netice vermiştir [8].

Wisconsin Üniversitesinde Klein, Reindl ve Brownell tarafından yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar şöyledir. Birçok soğutma uygulamasında yoğuşturucudan çıkan sıcak sıvı soğutucu akışkan ile buharlaştırıcıdan çıkan soğuk gaz akışkan arasında enerji değişiminin olduğu bilinmektedir. Bu sıvı emiş veya emiş hattı ısı değiştiricileri bazı durumlarda bunu sağlayamazlar önceki araştırmalar emiş hattı ısı değiştiricilerinin performansını iyileştirdiğini keşfetmelerine rağmen bu çalışma önceki çalışmalardan üç yönden farklılık arz eder. Birincisi, emiş hattı ısı değiştiricilerinin performans etkilerini iyileştiren yeni bir boyutsuz düzeltme grubu belirlenmiştir. İkinci olarak yeni soğutucu akışkanları da içine alan önceki çalışmaları da kapsar. Üçüncüsü analizler sistem performansı üzerinde emiş hattı ısı değiştiricilerindeki basınç düşmelerinin etkilerini içine alır. Sonuç olarak sistemde

R-507a, R-134a, R-12, R-32, ve R-717 soğutucu akışkanları kullanıldığından sistem performansı oldukça etkilenmiştir [9].

Kore Üniversitesinde Choi, Y.Kim ve J.Kim tarafından yapılan çalışmada, bir inverter ısı pompasından soğutucu akışkanın daha hassas kontrolü için uygun geometride ekonomik bir bay-pas geçişi oluşturulmuştur. Bay-pas geçişinin akış karakteristiklerinin çalışma şartlarının geçiş geometrisinin bir fonksiyonu olarak geliştirilmiştir. Bay-pas geçişinin deneysel sonuçları kılcal borunun sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bay-pas geçişi bir frekansın bir fonksiyonu olarak en iyi bir akış trendi göstermiştir. Frekans dikkate alındığında bay-pas geçişinin akış düzeni diğer bay-pas geçişleri ve kılcallar arasında en iyileri olduğu görülmüştür. Bay-pas geçişli bir inverter ısı pompasının performansı ve sonra kılcal borununki değişen frekanslarda bir fizyometrik kalorimetre ile ölçülmüş sonuç olarak bay-pas geçişli bir inverter ısı pompasının performansı kılcal borununkinden daha iyi olduğu görülmüştür. Düşük çalışma frekanslarında ise kılcal boru ile bay-pas geçişi arasında kayda değer bir fark tespit edilememiştir [10].

Shizupka Üniversitesinde Dutta, Yanagisawa ve Fukuta tarafından yapılan çalışmada, bir scroll kompresörün performansı sıvı soğutucu akışkan püskürterek incelenmiş püskürtmenin pratik etkileri ve temelleri deneysel ve teorik olarak analiz edilmiştir. Teorik analizden bir sıvı-buhar karışımının sıkıştırma modeli ısı transferinin silindir cidarından emişi, sıkışması ve püskürtülmesi hesaba katılarak geliştirilmiştir. Yapılan deneylerden birinde yağ sıcaklığı sabit tutularak kompresör performansı üzerinde sıvı soğutucu akışkan püskürtülmesinin etkileri incelenmiş ve sonuçlar teorik olanlarla karşılaştırılmıştır. Ana prensip olarak püskürtme işlemi kompresörün gücüne bağlı olarak değişmekte, buna bağlı olarak ta ısı transferi etkilenmektedir. Yağ sıcaklığını kontrol etmeksizin pratik çalışma şartları altındaki kompresöre soğutucu akışkan püskürtmenin performansa etkileri incelenmiştir. Bu şartlar altında kompresörün toparlandığı ve performansın iyileştiği yağ ve silindir sıcaklıklarının düştüğü görülmüştür. Bunun yanında soğutucu akışkan püskürtmenin yağ viskozitesine etkisi ve soğutucu akışkanın yağda çözünürlüğü tartışılmıştır [11].

Stuttgart Üniversitesi'nden Cizungu, Groll ve Mani tarafından yapılan bir çalışmada, R-123, R-134a, R-152a ve R-717 soğutucu akışkanlar kullanılarak buhar jet soğutma sistemlerinin performans analizleri yapılmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki farklı kaynama noktaları için sistem verimliliği temel olarak püskürtme geometrisi ve sıkıştırma oranına bağlıdır [12].

Hong Kong Üniversitesi'nde Chow, Lin ve Wong tarafından yapılan çalışma şöyledir. Çok katlı otellerde split klima uygulaması gittikçe yaygın hale gelmektedir. Yoğuşturucu üniteleri geçmişte bina girişlerine konulurdu. Bu da ısının yayılmasını engellediğinden yoğuşturucu performansını bozmakta olduğu görülmüştür. Bu durum özellikle yüksek katlarda oluşmaktadır. Bu problemin çözümü için önerilen yol, yoğuşturucu ünitelerini ayrı bir odaya veya aydınlatma boşluğuna yerleştirmektir. Bu durumda aydınlatma boşluğunun baca etkisinden faydalanarak yoğuşturucu performansı da artırmaktır [13].

Jiaotong Üniversitesi'nde Dai, Wong, Zhang ve Yu tarafından yapılan bir çalışmada, kuru nem alıcı bölmesi bulunan evaporatif soğutma ve buhar sıkıştırımlı klima cihazından oluşmuş bir karma klima sistemi kurulmuştur. Deneysel bulgular soğutma işlemini ve yeni karma sisteminin tesir katsayısını kayda değer seviyede yükseltebileceği buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığında görülmüştür [14].

Lundberg yaptığı çalışmada R134a kullanılan bir soğutma sisteminin performans analizini gerçekleştirip, kondenser çapının düşürülmesi ile R134a akışkanının miktarının azaltılabileceğini belirleyerek, R134a akışkanının yerine çevreye daha az zararlı bir akışkan olan CO₂ gazı kullanımının avantajlarını tespit etmiştir [15].

Akdoğan A. 2007 yılında yaptığı çalışmada özel olarak tasarlanıp imal edilen, üç farklı kapasitede su soğutmalı kondenseri bulunan buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimi için enerji ve ekserji analizlerini yapmış, kondenser kapasitesi düşürüldükçe tersinmezliklere bağlı olarak sistemde ekserji kaybı arttığını ve enerji analizlerinde en fazla kaybın kondenserde olduğunu tespit etmiştir [16].

Acül H. yaptığı çalışmada kanatlı borulu tip hava soğutmalı kondenserler ve sistem enerji verimliliğine etkisi konulu çalışmada, hava soğutmalı kondenserlerde enerji verimliliğini artırıcı uygulamalar hakkında detaylı ve karşılaştırmalı bilgiler bu alanda uygulanan en son standartlar ışığında aktarmış soğutma tesisatında enerji verimliliği üzerinde durmuştur [17].

Sukamongkol vd. yaptığı çalışmada tropikal iklim meteorolojik şartları altında bir iklimlendirme odasının enerji tüketimini azaltmak amacıyla ısı geri kazanımlı bir fotovoltaik/termal sistem geliştirmişlerdir. Sistemde bulunan kondenserin dinamik performansını belirlemek için geliştirilen benzetim modelinin doğruluğunu belirlemek üzere deneysel çalışmalar yapmışlardır. Sistemde üretilen kuru hava 53°C sıcaklığa ve % 23 bağıl nem oranına ulaşmıştır. Ayrıca çalışmada fotovoltaik/termal sistem ile günlük toplam % 6 civarında elektrik elde edilebileceği belirlenmiştir [18].

Hajidavilio vd. tarafından yapılan bir çalışmada bir iklimlendirme cihazında kondenser kapasitesini artırmak için hava soğutmalı kondenser yerine evaporatif kondenser kullanılmıştır. Enerji tüketiminde % 20 ye kadar azalma STK da ise % 50 civarında bir iyileşme gerçekleşmiştir [19].

Tosun E. Yaptığı çalışmada kondenser boyutlarının otomobil klima sisteminin performansına etkisinin deneysel analizi çalışmasında farklı boyutlarda iki kondenser kullanılarak oluşturulan iki sistem için kondenser hava giriş sıcaklığı, sistemin soğutma kapasitesi ve kompresör devri değiştirilerek testler yapmıştır. Deneysel sistemin şematik resmi üzerinde gösterilen noktalardan alınan ölçüm değerleri ve çeşitli yardımcı programlar kullanılarak entalpi ve entropi değerleri bulmuş ve her iki sistem için enerji ve ekserji denklemleri uygulanarak iki farklı sistemin çeşitli performans parametreleri elde etmiştir [20].

Wen-Long vd. tarafından yapılan çalışmada bir soğutma sisteminin kondenser borularını faz değiştiren bir malzeme içerisine yerleştirerek yaptığı çalışmada soğutma tesir katsayısı 19 % artarken soğutucunun tükettiği enerji 12% azalmıştır [21].

Guangcai vd. tarafından yapılan çalışmada bir otelin su soğutma ünitesinin kondenserinden atılan ısı ile otelin sıcak su ihtiyacını karşılamak için deneysel ve teorik bir çalışma yapmıştır. Çalışma sonucunda hem su soğutma ünitesinin performansı artmış hem de sıcak su temininde enerji tasarrufu sağlanmıştır [22].

Patil P.A yaptığı çalışmada soğutma performansını artırmak için iki farklı tip kondenser ile değişik çalışmalar yapmıştır. Mikro telli kondenser kullanıldığında U tip kondensere göre soğutma kapasitesinin % 10 STK sınırına ise % 17 arttığı görülmüştür [23].

Tissot vd. tarafından yapılan çalışmada bir buzdolabının kondenserine su spreyi uygulaması yapılarak enerji performansının iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Çalışma sonunda sprey uygulanan kondenserde soğutucunun STK değeri % 28,9 yükselmiştir [24].

Ataer ve Karabulut V-tipi Stirling çevrimine göre çalışan bir buzdolabı sisteminin birinci ve ikinci yasa analizini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak ısı transferi katsayıları ve yüzeylerindeki artışın sistemin etkinlik katsayısının artmasına neden olduğu gösterilmiştir [25].

Hepbaşı tarafından yapılan ev tipi buzdolabının termoekonomik analizinde ekserji, enerji, tüketim ve kütle miktarına dayanan EXCEM metodu R-314a kullanan ev tipi buzdolabına uygulanmıştır. Buzdolabının performans değerlendirmesi 0 °C ila 20 °C arasında değişen çeşitli referans noktalarını temel alan ekonomik hususlar açısından yapılmıştır. Sistemini oluşturan her bir elemanın ekserji yok oluşu deneysel olarak ölçülmüş parametrelerin ortalama değerleri için belirlenmiştir. Sistem bileşenlerinin ekserji etkinliği, sistem elemanlarının performansına değer biçmek ve gelişim potansiyelini açıklamak için belirlenmiştir. Her bir eleman için termodinamik ve maliyet kayıpları araştırılmıştır. Termo ekonomik analiz değerlerinin $2,949 \times 10^{-4}$ ile $3,468 \times 10^{-4}$ kW USS-1 arasında değiştiği saptanmıştır. Ekserjik verimin %13,68 ile % 28 ve %58 ile %68 arasında değiştiği bulunmuştur [26].

Esen, yaptığı çalışmada soğutma sisteminin genel tasarımını büyük ölçüde şekillendiren evaporatör ve kondenser sıcaklıkları ile ısı kaynağının sıcaklıkları olduğunu söylemiştir. Bunun dışında özel ilgi isteyen diğer bileşen ise adsorbent yatağı olup bu birimde ısı ve kütle transfer hızlarının optimum şartlarının sağlanması gerektiğini tespit etmiştir [27].

Kadayıfçı, yapmış olduğu çalışmada ev tipi soğutucuda bacalı kondenser kullanarak, farklı baca boylarında kondensere atılan ısının artışı ve bacalı kondenserin doğal taşınımı kondensere göre enerji tasarrufu sağladığını tespit etmiştir [28].

Yapılan bu tez çalışmasında ise; yağ soğutmalı kondenserde yağ miktarı artıkça kondenser kapasitesinin dolayısıyla soğutma kapasitesinin arttığı bununla birlikte enerji tüketiminin azaldığı tespit edilmiştir. Sürekli çalışmada hava soğutmalı kondenserde yüksüz çalışmada enerji tüketiminin 110 Wh olarak gerçekleşirken yağ soğutmalı kondenser 10 lt yağ ile doluyken 50 Wh 'e inmiştir. On-off çalışmada ise hava soğutmalı kondenserde yüksüz çalışmada enerji tüketimi 90 Wh olmuştur. Yağ soğutmalı kondenser 10 litre yağ ile doluyken 35 Wh 'e indiği görülmüştür.

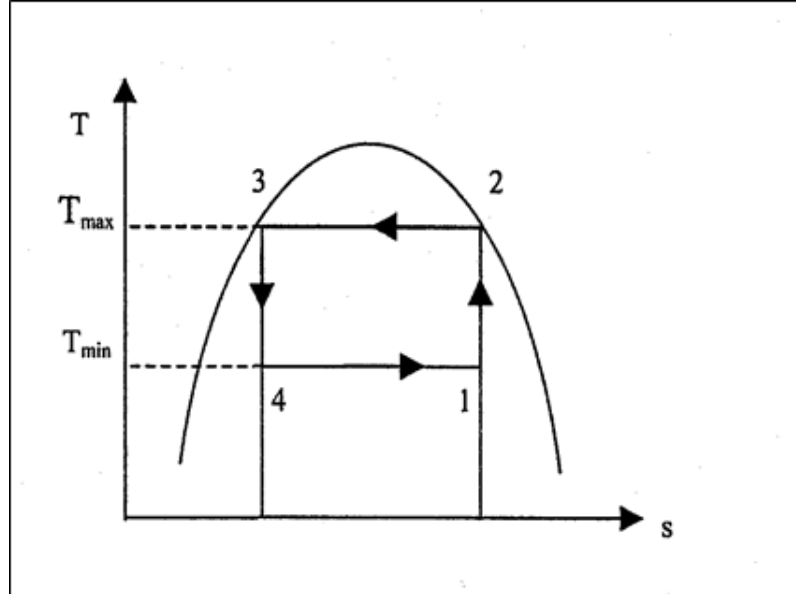
BÖLÜM 3

GENEL BİLGİLER

3.1. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

3.1.1. Carnot Soğutma Çevrimi

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısı deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Şekil 3.1 doymuş buharla çalışan Carnot soğutma çevriminin T-s diyagramını göstermektedir. Şekil 3.1 de görüldüğü gibi Carnot çevrimi iki izantropik ve iki sabit sıcaklık işleminden meydana gelmektedir. 1 noktasından kompresöre giren ıslak buhar 2 noktasına kadar izantropik olarak sıkıştırıldıktan sonra, yoğuşturucuda soğutma suyu veya havasına sabit sıcaklıkta ısı vererek yoğuşmakta ve 3 noktasında doymuş sıvı elde edilmektedir [29].



Şekil 3.1. Carnot soğutma çevrimi t-s diyagramı.

3 noktasından itibaren izantropik olarak genişleyerek iş yapan akışkan 4 noktasından 1 noktasına kadar buharlaştırıcıda sabit sıcaklıkta buharlaşarak çevreden ısı atmakta ve böylece çevrim tamamlanmaktadır.

İzantropik sıkıştırma işi;

$$W_C = h_2 - h_1 \quad (3.1)$$

Verilen ısı:

$$q_{23} = h_2 - h_3 \quad (3.2)$$

olur. Benzer şekilde genişleme elemanındaki izantropik genişleme işi;

$$W_T = h_3 - h_4 \quad (3.3)$$

ve buharlaştırıcı ile soğutulacak ortamdan alınan ısı da;

$$q_{14} = h_1 - h_4 \quad (3.4)$$

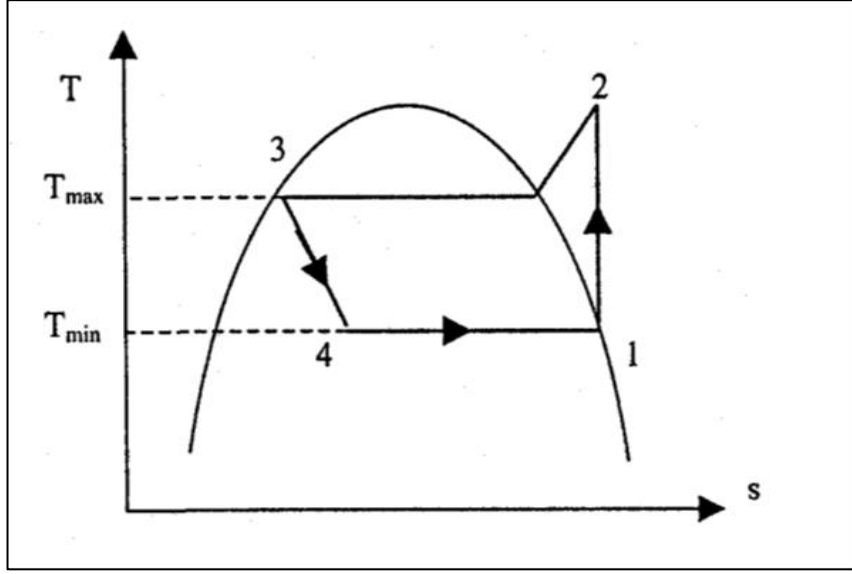
eşitlikleriyle hesaplanabilir. Sıkıştırma ve genişleme işlerindeki akışkanın iki fazlı olması nedeniyle Carnot soğutma veya ısıtma çevrimini uygulamada gerçekleştirmek mümkün değildir [30].

3.1.2. Buhar Sıkıştırırmalı İdeal Soğutma Çevrimi

Carnot soğutma çevrimindeki güçlükler 4-1 durum değişiminin buharın sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştığı bir kısılma işlemiyle değiştirilerek aşılmaktadır. Carnot soğutma çevrimi, genişletme makinesi yerine basınç düşürücü bir genişleme valfi kullanıldığında ideal soğutma çevrimine dönüşür. Genleşme valfi soğutucu akışkanı kontrol etmekte; valfe giren yüksek basınçlı sıvı soğutucu, iğne valften geçerek düşük basınç tarafına akarken bir kısmı da hızla buharlaşmaktadır [31].

İdeal soğutma sisteminin T-s diyagramı şekil 3.2 de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi 1 noktasından 2 noktasına kadar kompresörde izantropik olarak sıkıştırılan akışkan, 2 noktasından 3 noktasına kadar yoğunlaştırıcıda yoğunlaşırken çevreye ısı verir ve 3-4 noktaları arasında sabit entalpide bir genişleme valfinden

geçirildikten sonra, 4 noktasından 1 noktasına kadar sabit sıcaklıkta buharlaştırıcıdan geçerken ısı alır ve böylece çevrim tamamlanmış olur. İdeal soğutma çevriminde ısının çevrime daha yüksek sıcaklıklarda verebilmesi ve genişleme sonucunda buharın içerdiği nem oranlarının azaltılabilmesi için buharın kızdırılması gerekmektedir.



Şekil 3.2. Buhar sıkıştırmalı ideal soğutma çevriminin t-s diyagramı.

İzantropik sıkıştırma işi:

$$W_C = h_2 - h_1$$

Yoğuşturucuda sistemden atılan ısı;

$$q_h = q_{23} = h_2 - h_3$$

ve buharlaştırıcıda soğutulacak ortamdaki alınan ısı da;

$$q_L = q_{14} = h_1 - h_4$$

eşitlikleriyle hesaplanabilir. Genleşme valfindeki kısılma süresince entalpi sabit kaldığından; $h_3 = h_4$ ve bu durumda net iş;

$$W_{net} = W_C = h_2 - h_1 \text{ olur.}$$

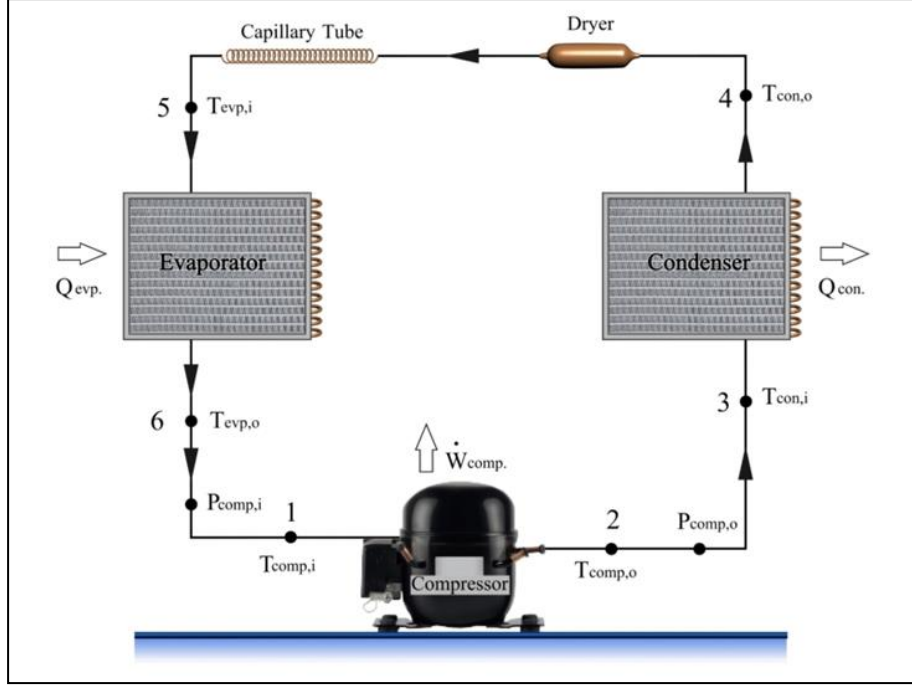
3.2. SOĞUTUCULARIN GENEL KARAKTERİSTİKLERİ

Bir ev tipi soğutucuyu iki ana kısma ayırarak inceleyebiliriz. Bunlardan birincisi mekanik kısım ikincisi ise elektriksel kısımdır. Elektriksel kısım bu çalışmanın amaçları dışında kaldığından detaylı olarak incelenmeyecektir. Mekanik kısım ise beş ana elemandan oluşmuştur. Bunlar; kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, genişleme elemanı ve kabindir [32].

Günümüzde kullanılan ev tipi soğutucuların çok çeşitleri ve modelleri olmakla birlikte genellikle kabinleri iki kısımdan oluşmuştur. Üstteki bölüm genellikle donmuş gıdaların saklandığı bölüm olup diğer bölüme göre daha küçüktür. Bu bölümün sıcaklığı yaklaşık olarak -18°C civarındadır. Alttaki bölüm ise günlük ve taze yiyeceklerin saklandığı bölüm olup sıcaklığı $2-7^{\circ}\text{C}$ arasında değişmektedir. Bu bölümlerin her birisinin ayrı bir kapısı vardır. Yoğuşturucu bazı dizaynlarda tamamen tabanda yer alırken bazı dizaynlarda bir kısmı tabanda bir kısmı ise kabinin arkasında olabilir. Kapakların iç yüzeyinde ise küçük paketler ve içeceklerin konabileceği raflar mevcuttur [33,34].

Kabin duvarları saçtan yapılmış olup arası izolasyon maddesi ile doldurulmuştur. Kabinin iç kısımlarına motor kontrol mekanizması (termostat), aydınlatma anahtarı ve rafların yerleştirilebilmesi için çıkıntılar yapılmıştır. Bu soğutucularda kullanılan kompresör genellikle hermetik (kapalı) tip kompresör olup tabana yerleştirilmiştir. Buharlaştırıcı ise bazı dizaynlarda iki bazı dizaynlarda ise üç parçadan oluşur. Birinci parçası dondurucu kısmındadır. İkinci ve üçüncü kısımlar ise taze yiyeceklerin saklandığı bölümdedir. Buharlaştırıcının çıkışına ise kompresöre sıvı halde soğutucu akışkanın gitmesini önlemek amacıyla oldukça büyük bir akümülatör konmuştur. Şekil 3.3 bir soğutucu devresini ve ana elemanlarını göstermektedir [35].

Bir soğutma sisteminin çalışmasını kısaca şöyle açıklayabiliriz. Kompresör buharlaştırıcıda buharlaşan düşük basınç ve düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkanı emer ve sıkıştırır. Sıkışan bu akışkanın basıncı ve sıcaklığı yükselmiştir. Yoğuşturucuya giren akışkan burada ısısının büyük bir kısmını ortamdaki havaya doğal taşınım yoluyla atar. Sıcaklığı düşen akışkan sıvılaşmaya başlar.



Şekil 3.3. Bir soğutucu devresi ve ana elemanları.

Bu soğutucularda yoğuşturucunun çok küçük bir kısmı kompresörün içindeki yağın içinden geçirilerek yağın ısınması ve soğutucu akışkanın da daha iyi soğuması sağlanır. Yoğuşturucunun çıkışında akışkan tamamen sıvı haldedir. Sıvı haldeki akışkanın içinde bulunabilecek olan nem, kir, pas, tortu ve benzeri şeyleri temizlemek amacıyla bir kurutucu-filtreden geçirilir. Akışkan bundan sonra kısılma valfine (kılcal boru) gelir. Kılcal borunun diğer ucu ise buharlaştırıcıya bağlıdır. Soğutucu akışkan kompresörün emiş etkisiyle basıncı düşürülen buharlaştırıcıya girer girmez buharlaşmaya başlar ve buzdolabının içinden ısı çeker. Soğutucu akışkan tekrar kompresör tarafında emilerek soğutucu içindeki sıcaklık istenen seviyeye gelinceye kadar bu şekilde çalışmaya devam eder.

3.3. KOMPRESÖRLER

Kompresörler alçak basınçta ve buhar halinde buharlaştırıcılardan çıkan akışkanı yoğuşma sıcaklığına daha kolay gelebilmesi için sıkıştıran elemanlardır. Bir kompresörün hacimsel verimliliği pompalandığı gazın gerçek hacminin hesaplanan hacme bölünmesiyle bulunur. Etkili bir çalışma için volümetrik verimlilik mümkün olduğunca yüksek olmalıdır. Bu verimliliği etkileyen birçok sebep vardır. Bunlardan

birisi, eğer kompresör kafasındaki basınç yükselirse pistonun her kurs sonunda pompalayacağı miktar azalır. Bunun sebebi sıkıştırma hacminde bulunan sıkıştırılmış gaz piston alt ölü noktaya doğru giderken genişir ve taze soğutucu akışkan yeterince silindir boşluğuna giremez. Çünkü silindir içindeki basınç emiş hattındaki basınçtan yüksektir. İkinci sebep ise emiş basıncının düşmesidir. Emiş basıncı düşük olursa akışkanın silindire girmesi zorlaşır ve her kurs sonunda pompalanan miktar azalır. Üçüncüsü, eğer sıkıştırma hacmi çok olursa her defasında pompalanan akışkan miktarı da azalacaktır. Kompresörün verimliliği aynı zamanda valflerin açılma miktarına bağlıdır. Eğer emiş valfi az açılırsa silindire az gaz gireceğinden pompalanan miktar da azalacaktır. Aynı zamanda basma valfi az açılır veya basma hattında bir daralma söz konusu olursa bu silindirde ekstra basınç meydana getirecek dolayısı ile kompresörün hacimsel verimliliğini düşürecektir. Bir kompresörün sıkıştırma oranı silindir hacminin sıkıştırma hacmine oranıdır. Bir soğutma sisteminde bu ilişki yüksek basınç tarafının mutlak değerinin alçak basınç tarafının mutlak değerine oranıdır. Bu oran tek kademeli kompresörler için 1 ile 10 arasında değişebilir. Eğer oran bundan fazla ise iki kademeli kompresör kullanılmalıdır.

Dört tip kompresör vardır:

- 1) Pistonlu kompresörler
- 2) Rotatif (dönel) kompresörler
- 3) Turbo (santrifüj) kompresörler
- 4) Scroll (Sarmal) Tipi Kompresör

Kompresörler genellikle elektrik motoru yardımıyla tahrik edilmektedir.



Şekil 3.4. Örnek bir kompresörün dış görünümü.

3.3.1. Pistonlu Tip Kompresör

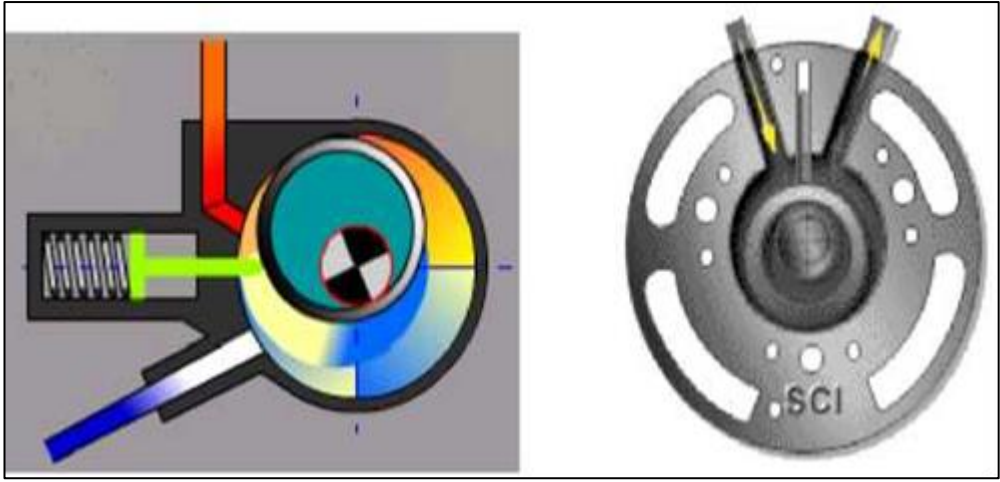
Bu tip kompresörler bazen dıştan tahrikli olarak da bilinir. Kompresör gövdesi, silindir başlığı, pistonlar, piston kolları ve ana (krank) mili cıvatalarla birleştirilmiştir. Kompresör ana milin ucundan ayrı bir elektrik motoru ile tahrik edilir. Bu, kayış-kasnak sistemi ile veya doğrudan kavrama ile bağlanarak yapılabilir. Bu tip kompresörler ticari soğutma uygulamalarında ve soğuk depolama tesislerinde kullanılır. Motor çıkış kademesi 3 kW ile 250 kW arasında değişmektedir. Kasnaklı tiplerde kasnak çapı değiştirilerek kompresör devir sayısı değişebilir. Sökülüp tamir edilebilir. Olumsuz yönleri; ana mil körüğünün zamanla yıpranıp gaz ve yağ kaçaıklarına neden olması, fazla yer kaplayıp kompakt tasarıma uygun olmayışıdır.



Şekil 3.5. Açık tip pistonlu kompresör.

3.3.2. Dönel (Rotorlu) Kompresör

Bu kompresör bir rotora sahip silindirik gövdeden oluşur. Rotor üzerinde gövde içine temas eden hareketli kanatçıklar mevcuttur. Rotor gövde içine eksenden kaçık yerleştirildiğinden dönme hareketi sonucunda soğutucu akışkan buharı genişleyen hacimden emilir, daralan hacimden sıkıştırılır. Motor çıkış güçleri 0.6-200 kW arasındadır. Büyük kompresörler ondan fazla kanata sahiptir. Bu kompresörler büyük tesisler için (booster) ve küçük ev tipi soğutucu ve klima uygulamalarında kullanılmaktadır. Dönel kompresörlerin bir değişik biçimi sabit tek kanatlı tipler olup standart vakum pompalarında kullanılır.



Şekil 3.6. Dönel kompresörün çalışması.

3.3.3. Santrifüj Kompresör

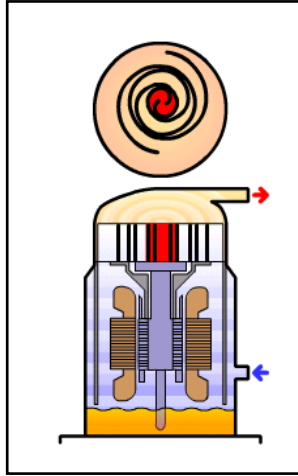
Bu tip kompresör genellikle büyük klima santrallerinde kullanılır. Açık ve yarı hermetik tipleri mevcuttur ve soğuk su üretirler. Buhar yüksek devirde dönen çarkın merkezinden emilir ve merkezkaç kuvveti ile çıkış tarafına atılır. Çarkın dışında salyangoz biçimindeki zarf yardımıyla buhar basınçlı olarak basma tarafına yönlendirilir. Bu kompresörlerin sıkıştırma oranı yüksek değildir ancak buhar debisi yüksektir.



Şekil 3.7. Santrifüj kompresör.

3.3.4. Scroll (Sarmal) Tipi Kompresör

Bu oldukça yeni bir kompresör tipi olup daha çok küçük tip split iklimlendirme cihazlarında kullanılır. Her biri spiral (scroll) şeklinde olan iki metal levhadan oluşur. Levhanın biri sabit diğeri ise dönme hareketi yapar. İki spiral alın altına dönerken buhar spiralin merkezine doğru sıkıştırılır.



Şekil 3.8. Scrol tipi kompresör.

3.4. KONDENSERLER

Soğutma sistemlerinde sıkıştırma kademesin (kompresör) den sonra gelen diğeri ana eleman kondenserlerdir. Soğutucu akışkan tarafından evaporatörden alınan ısı ile sıkıştırma kademesinde kompresör tarafından eklenen ısıyla kızgın buhar haline gelen soğutucu akışkanı tekrar kullanılmak üzere sıvı haline getiren yoğuşurma

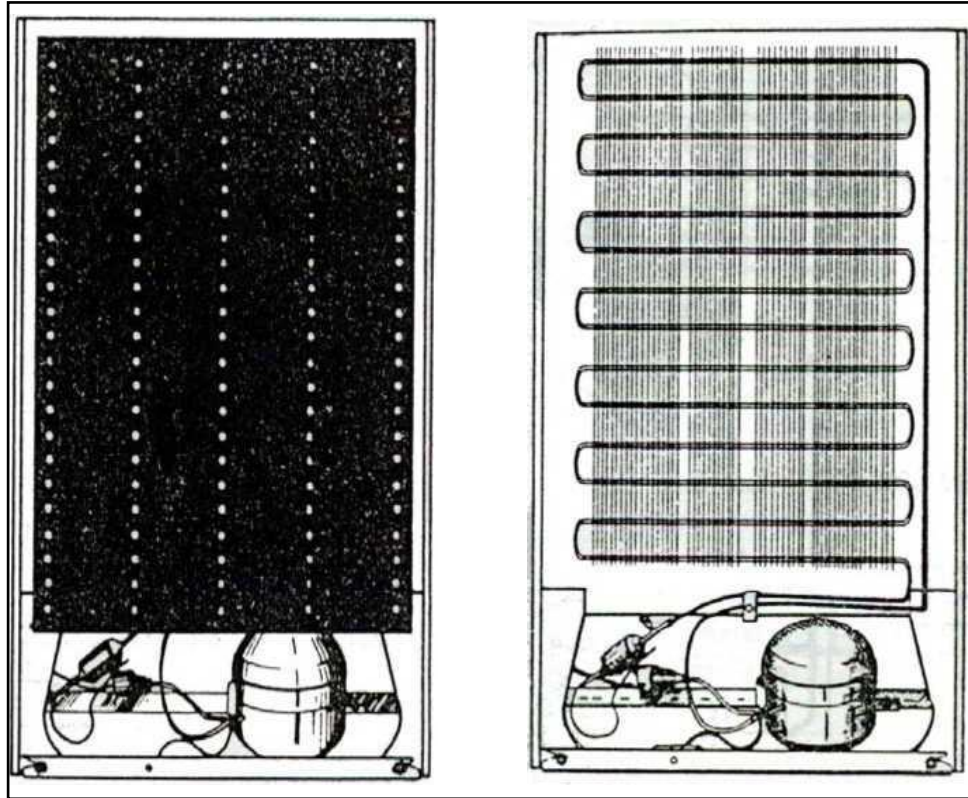
elemanıdır. Yoğuşturma ortamına transfer edilen ısının, kondenser ısı transfer yüzeyinde değişik oranlarda üç hal değişiminden oluştuğu söylenebilir.

3.4.1.Hava Soğutmalı Kondenserler

Bu tip kondenserlerin basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının az olması, bakım ve tamirlerinin kolaylığı gibi olumlu yönleri küçük kapasitedeki soğutma sistemlerinde istisnasız denecek kadar kullanılabilen bu kondenserler ayrıca her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek karakterdedir. Hava soğutmalı kondenserleri iki gruba ayırmak mümkündür.

3.4.2. Tabii Konveksiyonlu Kondenserler

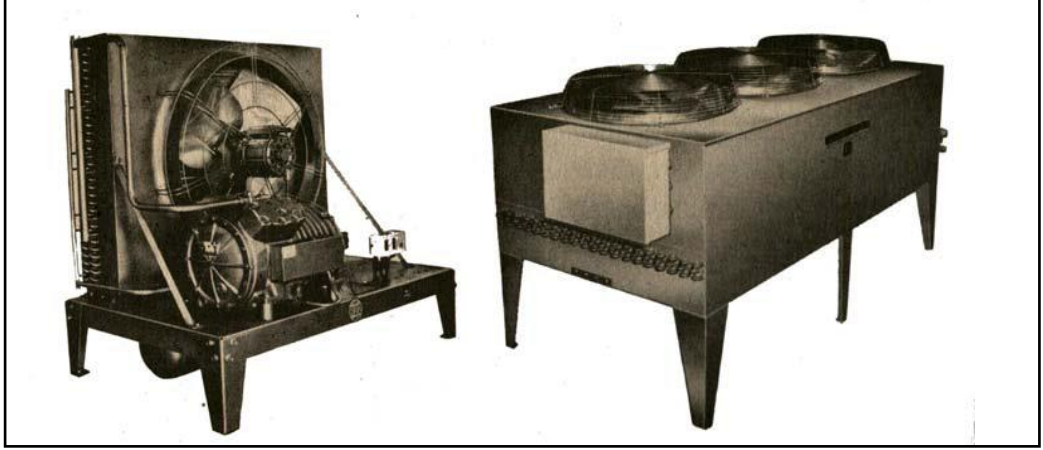
Küçük kapasitedeki ve ev tipi soğutma sistemlerinde yoğuşturma ortamına transfer edilecek ısı için bir enerji harcanmaması hava sirkülasyonunun tabii olması nedeniyle yaygın olarak kullanılan bir kondenser çeşididir.



Şekil 3.9. Tabii konveksiyonlu kondenser.

3.4.3. Cebri Konveksiyonlu Kondenserler

Kondenser ısı transfer yüzeyinin aynı kapasitede tabi konveksiyonlu kondensere göre çok küçük olması ticari tip soğutucularda tercih edilen bir kondenser çeşididir. Bu tip kondenserlerde fanların devir sayısını istenilen yoğuşma basıncına göre kontrolü mümkündür.



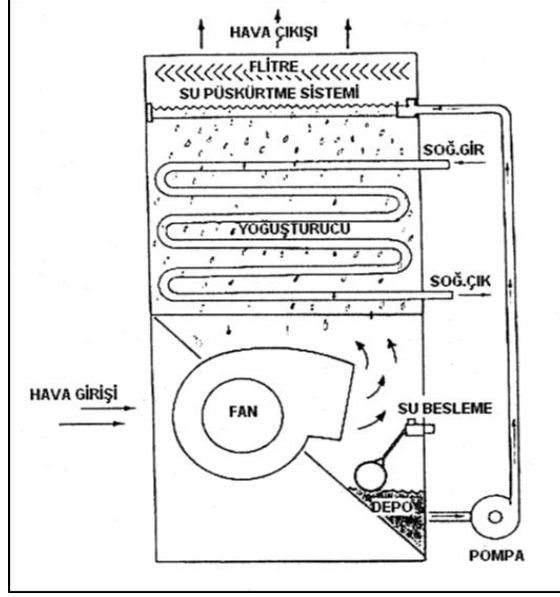
Şekil 3.10. Cebri konveksiyonlu hava soğutmalı kondenserler.

3.4.4. Su Soğutmalı Kondenserler

Büyük ticari tip soğutucularda ve endüstriyel soğutma uygulamalarında kullanılan bir kondenser tipidir. Kondenser ısı transfer yüzeyinin küçük olması, su kaynağının düşük sıcaklıkta bol ve sert su olmaması durumunda kuruluş ve işletme masrafları yönünden en ideal bir yoğuşurma ünitesi olarak kabul edilebilir

3.4.5. Evaporatif Kondenserler

Hava ve suyun soğutma etkisinden yararlanılarak dizayn edilen bu tip kondenserlerin yüksek verimli olmaları ve su soğutma kulelerine ihtiyaç göstermemeleri gibi olumlu yönlerine rağmen bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri, sık, sık arızalanma ihtimali gibi olumsuz faktörler bu kondenserlerin kullanımını cazip kılmamaktadır.



Şekil 3.11. Evaporatif kondenserler.

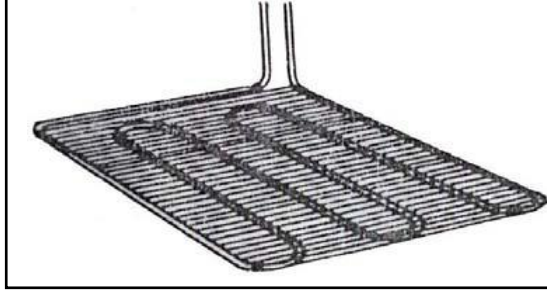
3.5. BUHARLAŞTIRICILAR

Buharlaştırıcılar soğutulması istenilen ortamdan ısı çekerek ortamın istenilen şartlara ulaşmasını sağlayan elemanlardır. Bu işlem yapılırken ortamdan ısı çeken akışkan burada buharlaşmaya başlar. Soğutucu akışkanın cinsine göre muhtelif malzemelerden yapılır. Genellikle bakır ve çelik borular kullanılır. Buharlaştırıcı şekillerine göre; gövde borulu buharlaştırıcılar, koaksiyal buharlaştırıcılar ve kanatlı buharlaştırıcılar olarak gruplara ayrılırlar. Buharlaştırıcı tipleri;

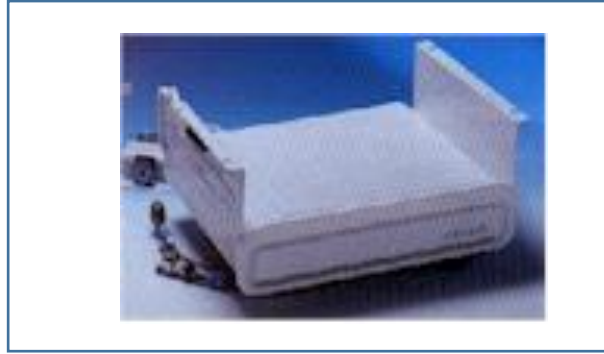
- Raf Tipi Buharlaştırıcılar (Not: Bu tip evaporatörler ev tipi ve ticari tip soğutucu ve dondurucularda bulunur.) Yüzey (pleyt) Tipi buharlaştırıcı (Not: Pleyt (levha) tipi buharlaştırıcılar ev tipi ve ticari soğutucularda ve ticari dondurucularda bulunur.)
- Lamelli Tip buharlaştırıcılar (Not: Lamelli tip buharlaştırıcılar ev tipi ve ticari tip soğutucu dondurucularda ve klimalarda kullanılır.)

Sıvı Soğutan Buharlaştırıcılar: Kuru genişmeli (akışkan borulu) veya taşmalı (sıvı borulu) tip de olabilirler;

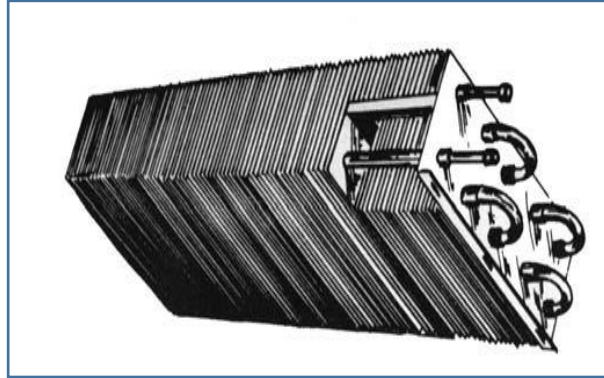
- Kovan borulu (yüzey ve boru tipi)(shell and tube)
- Kangal borulu (yüzey ve kangal tipi) (shell and coil)



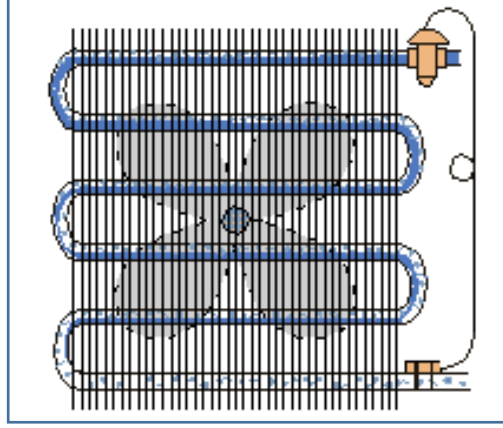
Şekil 3.12. Raf tipi buharlaştırıcı.



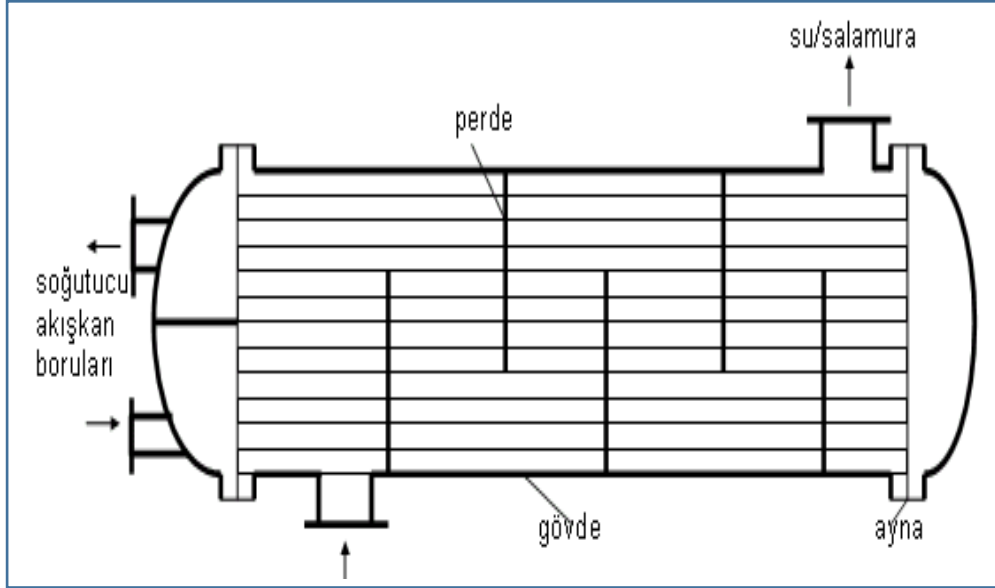
Şekil 3.13. Pleyt tipi buharlaştırıcılar.



Şekil 3.14.Lamelli buharlaştırıcılar.



Şekil 3.15. Lamelli, fanlı buharlaştırıcılar.



Şekil 3.16. Kovan borulu buharlaştırıcı.

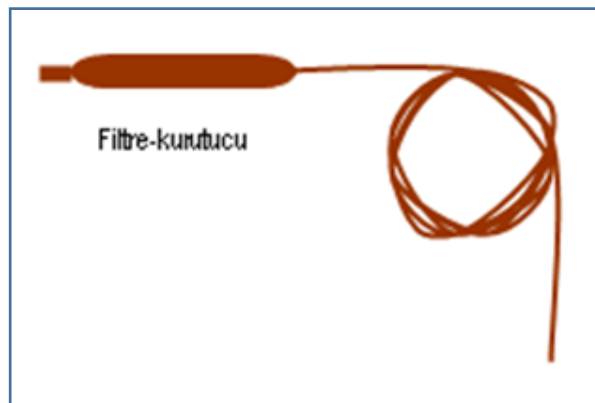
3.6. GENLEŞME ELEMANLARI

Carnot soğutma çevrimi, ilkesine göre çalışan buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerinde maddenin halini değiştirerek soğutma elde edildiği tekrar hatırlanırsa kompresör girişinde doymuş buhar, kompresör çıkışında kızgın buhar halinde olan soğutucu akışkan kondenserde yoğunlaşarak sıvı halini alır. Sıvı soğutucu akışkanın çevrim başlangıcındaki doymuş buhar haline gelebilmesi için evaporatörde buharlaşma basıncına düşürülmesi gerekir. Kondenser çıkışındaki sıvı soğutucu

akışkanı evaporatörde buharlaşma basıncına düşürerek akışkanın buharlaşmasını sağlayan elemanlara direkt genişmeli sistemlerde genişleme valfi, sıvı taşmalı sistemlerde ise seviye kontrollü valf olarak adlandırabiliriz. Her iki sistemde de sıvı kontrol elemanlarından beklenen husus, evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkan buharı kadar sıvı soğutucu akışkanın evaporatöre geçişini sağlamaktır.

3.6.1. Kılcal Boru

Sabit basınç ve izotermik sıkıştırma işlemiyle kondenser çıkışında sıvı hale gelen soğutucu akışkanın, yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına sıvı soğutucu akışkan geçişini (evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkan miktarı kadar) kontrol altına alan soğutma sistemin önemli elemanıdır. Kılcal boru prensibine göre sıvı soğutucu akışkan gaz halindeki soğutucu akışkana göre daha kolay ve çabuk hareket eder. Soğutma yüküne göre evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkan kadar evaporatörde sıvı geçişi kılcal boru ile gerçekleştirilir. Soğutma yükü azaldığı zaman evaporatöre taşınan soğutucu akışkan miktarının da azaltılması gerekecektir aksi takdirde evaporatörde sıvı yığılması olacak ve emme hattına sıvı yürümesi söz konusu olacaktır. Evaporatörde buharlaşan akışkan miktarı azaldığı zaman kılcal boru çıkışında buharlaşma meydana gelerek sıvı soğutucu akışkanın geçişine direnç oluşturulduğundan akış kontrollü olarak sağlanmış olacaktır. Kılcal borulu soğutma sistemleri ev tipi soğutucularda, klima cihazları gibi küçük soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Kılcal boru kondenserin çıkışı ile evaporatörün girişi arasına filtre kurutucu ile birlikte bağlanır.



Şekil 3.17. Kılcal boru.

3.6.2. Otomatik Genleşme Valfi

Soğutma yükünün çok fazla değişmediği soğutma uygulamalarında kullanılan bu genleşme valfi sabit buharlaşma basıncını sağladığı gibi sabit bir buharlaşma sıcaklığında sağlamaya çalışır.



Şekil 3.18. Otomatik genleşme valfi.

3.6.3. Termostatik Genleşme Valfi

Bu tip valflerde evaporatör çıkışına bağlanan kuyruk (bulb) basıncına göre sıvı soğutucu akışkanın evaporatöre taşınması, değişken yüklü soğutma sistemlerinde başarı ile uygulanmaktadır.



Şekil 3. 19. Termostatik genleşme valfi.

Evaporatör çıkışında soğutucu akışkanın sıcaklığı (kızgınlık) arttıkça termistörün direnci düşüp ısıtıcının direnci arttığında diyafram üzerindeki basınçta artacaktır. diyagram üzerindeki basıncın artması valf milini aşağı ittireceğinden, sisteme buharlaşan akışkan miktarı kadar sıvı geçişi sağlanmış olacaktır. Topuz sağa çevrildiğinde evaporatör basıncı artar, kızgınlık azalır. Sola çevrildiğinde ise evaporatör basıncı azalır, kızgınlık artmış olur.

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 DENEY SETİNİN ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ

Deney seti olarak AEG marka ev tipi buzdolabı kullanılmıştır. Söz konusu soğutma ünitesinde soğutucu akışkan olarak R-12 kullanılması soğutma seti üzerinde bazı değişikliklerin yapılmasını zorunlu kılmıştır. Bu sebepten soğutma ünitesinin kompresörü değiştirilerek R-134a soğutucu akışkanı ile 147 gram şarj edilmiştir.

4.1.1. Kompresörün Yapısı ve Özellikleri

Ev tipi soğutucu kompresörünün özelliklerini şu şekilde sıralayabiliriz.

Üretici firma	: HUAYI COMPRESSOR CO LTD
Çalışma voltajı	: 220 V AC
Gücü	: 123 W
Piston sayısı	: 1

4.1.2. Yoğuşturucunun Yapısı ve Özellikleri

Ev tipi soğutucuda kullanılan yoğuşturucu orijinal olup şu özelliklere sahiptir.

Üretici firma	: AEG
Ebatları	: 0.55 X 0.87 m
Boru dış çapı	: 0.0048 m
Boru iç çapı	: 0.0038 m
Boru boyu	: 10.8 m
Kanat tipi	: Telli tip

4.1.3. Buharlaştırıcının Yapısı ve Özellikleri

Ev tipi soğutucuda kullanılan buharlaştırıcı orijinal olup şu özelliklere sahiptir.

Üretici firma : AEG

Ebatları : 0.22 X 0.5 m

Tipi : Kabartma Tip

4.1.4. Termostatın Yapısı ve Özellikleri

Soğutma ünitesinde Ranco marka termostat kullanılmıştır. Termostatın çalışma sıcaklık aralığı 10 °C ile -30 °C arasında değişmektedir.

4.1.5. Nebati Yağın Özellikleri

Yağ haznesi içeresine eritilerek konulan nebati yağ erime ve katı hale gelme noktası 35 °C 'dir. İçindeki maddeler; sitrik asit, doğal özdeş aroma, saf bitkisel yağlar bulunmaktadır. Yoğunluğu 0,90 gr/cm³ , özgül ısısı 2,09 kJ/ kg ve erime ısısı 54,62 kJ/ kg 'dır. [36].

4.2 DENEY SETİNDE KULLANILAN ÖLÇÜ ALETLERİNİN TANITIMI

Deney setinde sıcaklık ölçümleri dijital termometreler ve termoelemanlar kullanılarak bilgisayar ortamında ölçülmüştür.

4.2.1. Dijital Termometrenin Tanıtımı ve Özellikleri

Digi-Sense firmasınca üretilen termo elemanlı termometre 9 V DC ile çalışan J, K, T üç ayrı tip termo eleman sensor bağlanabilen özelliğe sahiptir. Ölçme hassasiyeti ± 0.1 °C olan termometre °F ve °C olmak üzere iki ayrı tip sıcaklık ölçmekle beraber ölçülen en yüksek sıcaklığı gösterme, ölçülen sıcaklığı herhangi bir noktada geçici olarak hafızaya kaydetme, sıcaklık farkı okuma gibi özelliklerle donatılmıştır. Termo elemanlı termometre kullanılmaya başlamadan önce kalibrasyonu yapılarak

kullanılmaya başlanmıştır. Termometre ile birlikte K tip HKMTSS-020 nolu çok amaçlı ölçümler için kullanılan prob kullanılmıştır [37].

4.2.2. Termo elemanların Tanıtımı ve Özellikleri

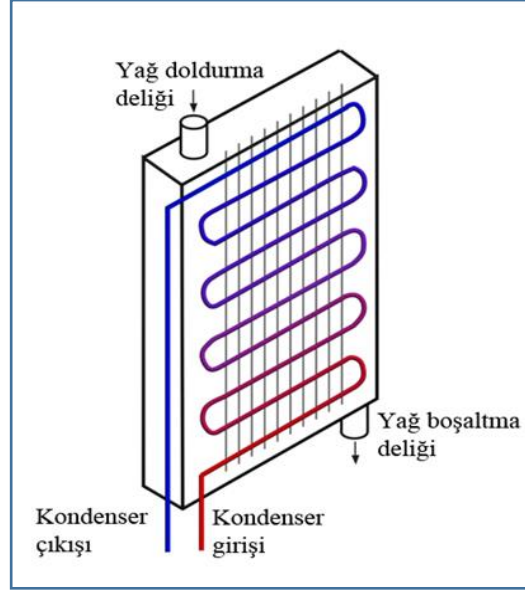
Deney setinin altı değişik noktasındaki sıcaklık ölçümlerinin alınmasında 0.25 mm çapındaki K tipi termokopül kullanılmıştır. Termokopüllerin her birinin boyu 100 cm olarak hazırlanmıştır. Termokopüllerin uçları sıcaklığı ölçülecek noktalara iyi bir temas sağlayacak şekilde tespit edilip üzeri hava sıcaklığından ve akımlardan etkilenmemesi için izole bantla yalıtılmıştır. Termoelemanların her birine, sıcaklık ölçümüne başlamadan önce kalibrasyon yapılmıştır [38].

4.2.3. Elektrik Sayacının Tanıtımı

Deneylede Makel marka 1 fazlı 2 telli elektronik elektrik sayacı kullanılmıştır. Tüketilen elektrik enerjisi miktarını, devrelerdeki üretilen veya tüketilen işi doğrudan ölçen ölçü aleti ya da sayaçtır. Tüketilen enerji kilowatt-saat (kWh) olarak gösterilmektedir.

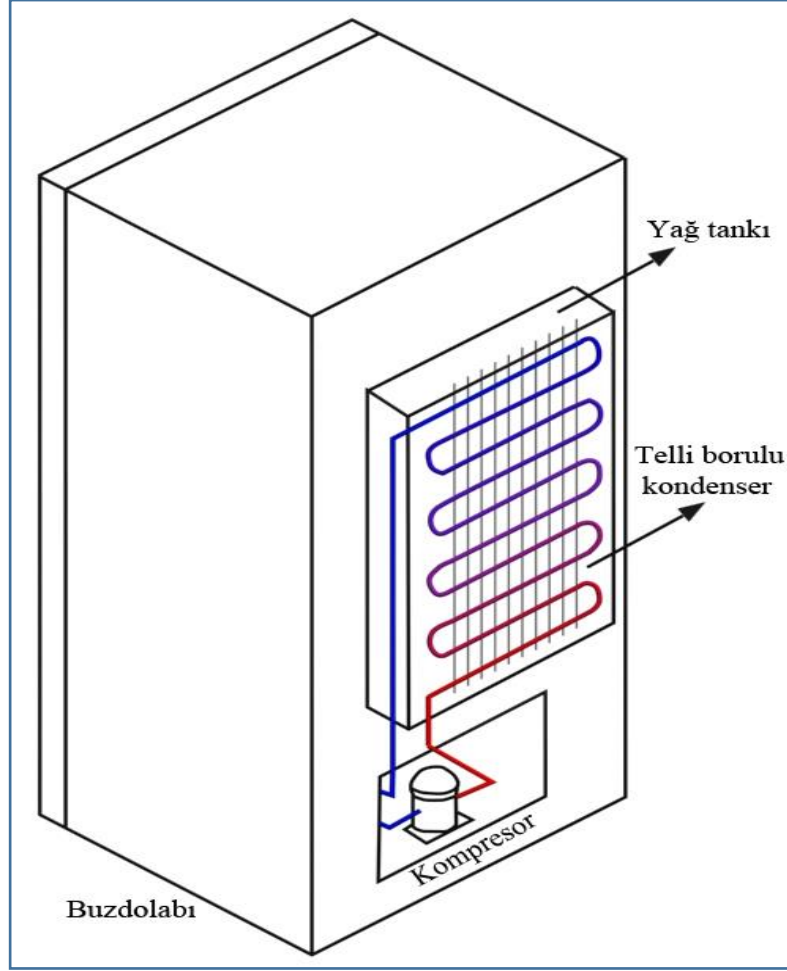
4.3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE ÖLÇÜMLERİN ALINMASI

Deneysel çalışmada, ev tipi buzdolabının kondenser verimini artırmak için kondenser kapalı bir ortamda muhafaza edildi. Öncelikle kullanılan malzeme olarak profil çerçeve ve galvanizli sac kullanılmıştır. Kondenser boyutlarına göre kesilen profil elektrik ark kaynak ile birleştirilmiştir. Daha sonra profilin üst kısmına katı yağ doldurmak için 8 mm çapında matkapla delik açılmış ve ucuna somun kaynatılmıştır. Profilin alt kısmına da aynı şekilde kondenser giriş hattı, kondenser çıkış hattı ve yağ boşaltımı için üç adet delik açılmıştır. Aşağıdaki Şekil 4.1'de yağ soğutmalı kondenser ve kondenserin yağ haznesi içindeki konumu görülmektedir.



Şekil 4. 1 Yağ soğutmalı kondenser ve kondenserin yağ haznesi içindeki konumu.

Daha sonra yapılan profil çerçevemizin ölçülerine uygun olarak sac kesilmiş ve yağ sızdırmazlığının sağlanabilmesi için sac ile profil çerçevenin birleştirilmesinde silikon kullanılmıştır. Profilde açılan delik yerlerinde ise sızdırmazlığın sağlanabilmesi için çelik yapıştırıcı kullanılmıştır. Yağ haznesini oluşturmak için, 4 köşe profil çerçevenin bir yüzü galvanizli sac ile birleştirilmiştir. İlk olarak profil çerçeve üzerine soğuk silikon sürülüp sonra galvanizli sac üzerine yapıştırılmış ve sıkıştırma işlemi akıllı vidalar ile sağlanmıştır. Bir tarafı kapatılan profil çerçevenin içine kondenser yerleştirildikten sonra açık olan yüzünü kapatıp sızdırmazlığı sağlamak için çerçeve üzerine silikon uygulanıp yine akıllı vidalar kullanılarak diğer sacın montajı yapılmıştır. Böylece Şekil 4.1 deki yağ hazneli kondenser düzeneği oluşturulmuştur. Yağ haznesine nebati yağ eritilip doldurularak kaçak kontrolü yapıldıktan sonra yapılan yağ soğutmalı kondenser düzeneği soğutma sistemine özel aparatlar yardımıyla takılmıştır. Şekil 4.2’de yağ soğutmalı kondenser ve soğutucu üzerine takılmış hali görülmektedir.



Şekil 4.2. Yağ soğutmalı kondenser ve soğutucu üzerine takılmış hali.

Yapılan bu montajlama sonunda, kondenserin giriş hattını kompresöre, çıkış hattını ise dryere kaynak yaparak soğutma sistemi tamamlanmıştır. Daha sonra sistemde basınçları okumak için gerekli manometrelerin yerleri kaynak yardımıyla yapılmıştır. Sistem derin vakum ve üçlü vakum yöntemiyle içindeki hava boşaltılmış ve 147 gram R.134a gazı ile şarj edilerek bir gün boyunca yüksüz test edilmiştir. Testlerin olumlu sonuçlanmasıyla birlikte termostat ayarları yapıp manometreler yerlerine yerleştirildikten sonra sıcaklık değerlerini okumak için termokopüller yerleştirilmiştir. Deney setinin enerji tüketimini ölçmek üzere bir elektrik sayacı deney setine monte edilmiştir. Şekil 4.3'te yağ soğutmalı kondenser ve soğutucuya montajlanmış hali görülmektedir.



Şekil 4.3. Yağ soğutmalı kondenser ve soğutucuya montajlanmış görünümü.

Deney seti çalışırken, harcanan enerji (Wh), atmosfer sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$), kompresör, kondenser ve evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları ($^{\circ}\text{C}$), basınç (bar) ve elektrik sayacı ilk ve son okuma değerlerinin kaydedilmesine karar verilmiştir. Deneme çalışmaları sırasında oda sıcaklığının çok fazla değişmediği gözlenmiştir. Deneyler sırasında kapı ve pencereleri zorunlu haller dışında kapalı tutulmasına gayret edilmiştir. Termokopül ile yapılan bütün sıcaklık ölçümlerinde aynı noktadan ölçümler alınmıştır. Sıcaklık ölçümleri sırasıyla önce yağ haznesi boş iken yüklü ve yüksüz daha sonra 2,5 litre, 5 litre, 7,5 litre, 10 litre nebati yağ ile doldurularak yüklü ve yüksüz olarak yapılmıştır. Bütün ölçümler bir saat boyunca beş dakika aralıkla kaydedilmiştir. Daha sonra soğutma sistemi on-off olarak çalıştırılmış ve aynı ölçümler tekrarlanmıştır. Fakat soğutma sistemi on-off çalışmada iki saatlik süreyle çalıştırılmıştır. Atmosfer sıcaklığı ölçümünde deney setinin bulunduğu ortamın civarındaki sıcaklık ölçülerek kaydedilmiştir.

Termokopül ile yapılan sıcaklık ölçümlerinde kompresör giriş ve çıkış, yoğuşturucu giriş ve çıkış, buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklıkları ortam sıcaklığı ve yağ haznesi sıcaklığı olmak üzere sekiz ayrı noktadan ölçüm yapılmıştır. Bütün basınç ve sıcaklık ölçümleri 5 dakika aralıklarla kaydedilmiştir. Deney setinin buharlaştırıcısı içerisine 15w gücünde bir yük (ampul) yerleştirilerek yüklü deneyler gerçekleştirilmiştir. Buharlaştırıcı içerisine bir dijital termometre yerleştirilerek 1 saat boyunca 5 er dakikalık aralıklarla değerler kaydedilmiştir. Ayrıca kompresöre giren ve çıkan soğutucu akışkanın basınç dataları yine 5 dakika aralıkla kaydedilmiştir. Deneyler yüklü ve yüksüz olmak üzere sürekli ve on-off olarak; boş, 2,5 litre, 5 litre 7,5 litre, 10 litre olarak toplam 20 adet deney yapıldı. Deney seti ilk olarak doğal taşınımli olarak çalıştırılıp yukarıdaki datalar kaydedildi, daha sonra sırasıyla 2,5 litre, 5 litre, 7,5 litre, 10 litre nebati yağ eritilerek yağ tankına doldurularak gerekli tüm ölçümler alınmıştır.

4.4. MODEL SİSTEME AİT VERİLER

$T_{Kom,g}$ = Soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı

$T_{Kom,ç}$ = Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı

$P_{Kom,g}$ = Kompresör giriş basıncı

$P_{Kom,ç}$ = Kompresör çıkış basıncı

$T_{Yoğ,g}$ = Soğutucu akışkanın yoğuşturucuya giriş sıcaklığı

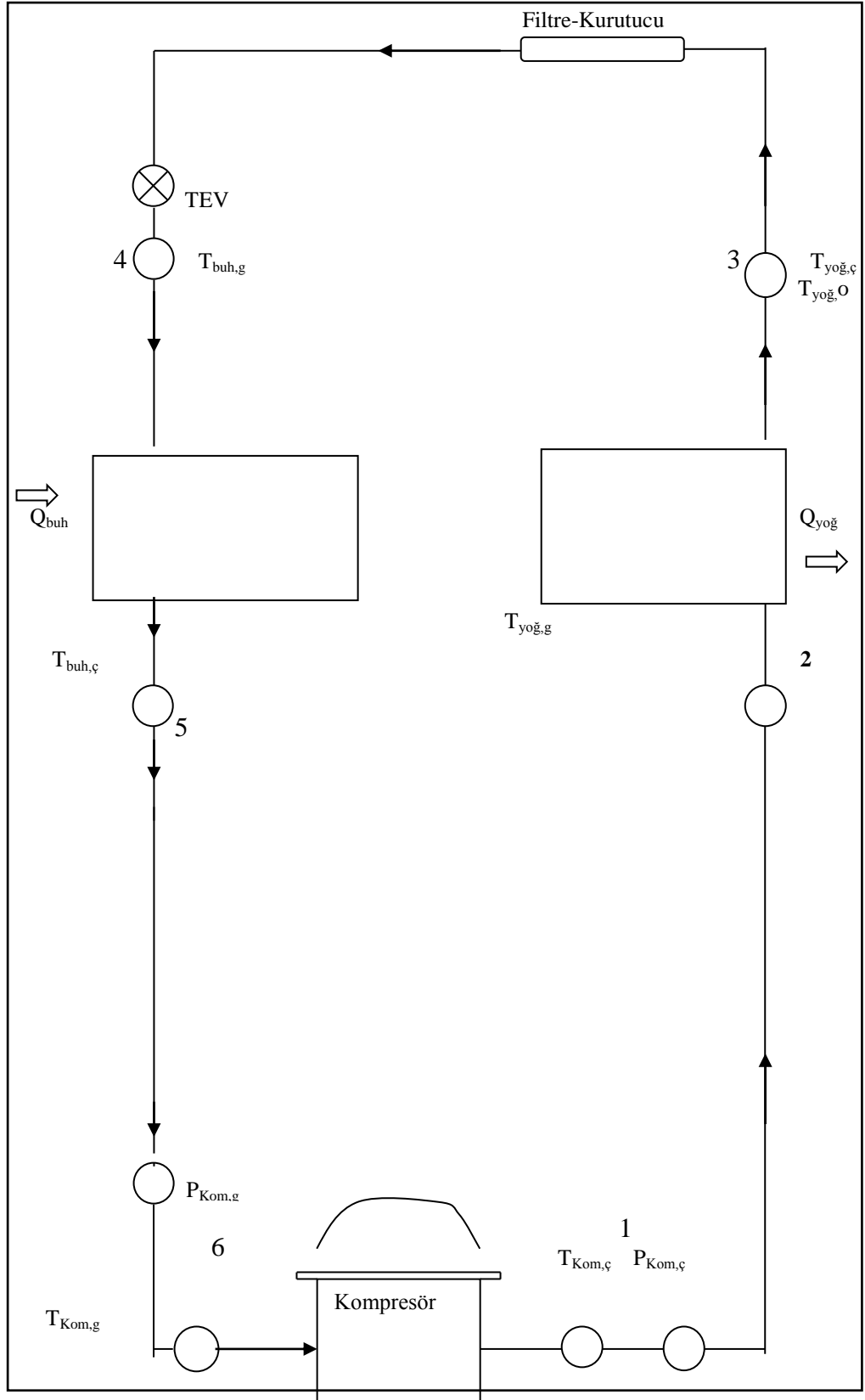
$T_{Yoğ,ç}$ = Soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı

$T_{Buh,g}$ = Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı

$T_{Buh,ç}$ = Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı

$T_{yağ}$ = Nebati yağın sıcaklığı

Şekil 4.4 'de model sistemin şeması görülmektedir. Model sistem olarak kullanılan soğutucu dört ana elemandan meydana gelmektedir.



Şekil 4.4. Model sistemin çalışma şeması.

Soğutucu akışkanın düşük basınçta çevreden ısı alarak buharlaşmasını sağlayan eleman evaporatördür. Evaporatörden alınan buharı yüksek basınçlı kondensere basan eleman kompresördür. Kompresörden gelen sıcak kızgın gazın ısını alarak onun yoğunlaşmasını sağlayan eleman kondenserdir. Sıvı soğutucu akışkanın geçişini çeşitli metotlarla kısıtlayarak evaporatörde düşük basınç oluşmasını, dolayısıyla soğutucu akışkanın buharlaşacak hale gelmesini sağlayan eleman genişleme valfidir. Şekil 4.4’de ev tipi soğutucunun temel elemanları ve çalışma şeması gösterilmiştir.

4.5. DENEY SETİNİN SOĞUTMA VE ISITMA TESİR KATSAYILARI

4.5.1. Sürekli Çalışmaya ait STK ve ITK değerleri

Yapılan hesaplamada alınan değerler, deneyin son 10 dakikasında alınan değerlerin ortalamasına göre alınmıştır. Alınan bu değerlerden 1 nolu ölçüm noktasında gösterilen kompresör çıkış sıcaklığı ve basınç değerleri, 3 nolu ölçüm noktasında gösterilen kondenser çıkış sıcaklığı ve basınç değerleri, 6 nolu ölçüm noktasında gösterilen kompresör giriş sıcaklığı ve emme basıncı değerleri gösterilmiştir. Basınç ve sıcaklık değerlerine göre Solkane programından entalpi değerleri bulunmuştur. Bu entalpi değerlerine göre STK ve ITK değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge 4.1. Sürekli yüksüz çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondensere ait basınç sıcaklık ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	23,5	90,5	452,55
3		69	302,44
6	0,8	5	408,17

Sürekli yüksüz çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{408,17 - 302,44}{452,55 - 408,17} = 2,38$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,38 = 3,38$$

Çizelge 4.2. Sürekli yüklü çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondensere ait basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	22,5	91,5	455,86
3		69,5	303,43
6	0,7	3,5	407,18

Sürekli yüklü çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondenser için soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{407,18 - 303,43}{455,86 - 407,18} = 2,13$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,13 = 3,13$$

Çizelge 4.3. Sürekli yüksüz çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	16,65	83,5	456,05
3		53,5	276,91
6	0,5	2	406,44

Sürekli yüksüz çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{406,44 - 276,91}{456,05 - 406,44} = 2,61$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,61 = 3,61$$

Çizelge 4.4. Sürekli yüklü çalışan, 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	16,9	85,5	457,98
3		56	280,90
6	0,5	3	407,25

Sürekli yüklü çalışan, 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{407,25 - 280,90}{457,98 - 407,25} = 2,49$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,49 = 3,49$$

Çizelge 4.5. Sürekli yüksüz çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	14,6	80	455,38
3		50,5	272,19
6	0,4	2	407,15

Sürekli yüksüz çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{407,15 - 272,19}{455,38 - 407,15} = 2,79$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,79 = 3,79$$

Çizelge 4.6. Sürekli yüklü çalışan, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	16	79,5	455,38
3		51,5	274,44
6	0,5	2	406,44

Sürekli yüklü çalışan, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{406,44 - 274,44}{455,38 - 406,44} = 2,69$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,69 = 3,69$$

Çizelge 4.7. Sürekli yüksüz çalışan 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	11,25	71,5	451,44
3		50	271,52
6	0,2	2	407,15

Sürekli yüksüz çalışan 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{407,15 - 271,52}{451,44 - 407,15} = 2,86$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,86 = 3,86$$

Çizelge 4.8. Sürekli yüklü çalışan, 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	11,9	78,5	458,48
3		49	269,8
6	0,4	2	406,68

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{406,68 - 268,80}{458,48 - 406,68} = 2,64$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,64 = 3,64$$

Çizelge 4.9. Sürekli yüksüz çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	9,3	73,5	456,55
3		47,5	267,54
6	0,1	0	405,80

Sürekli yüksüz çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{405,80 - 277,74}{456,55 - 405,80} = 2,72$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,72 = 3,72$$

Çizelge 4.10. Sürekli yüklü çalışan, 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	9,8	75	458,41
3		48,5	269,08
6	0,2	0	405,56

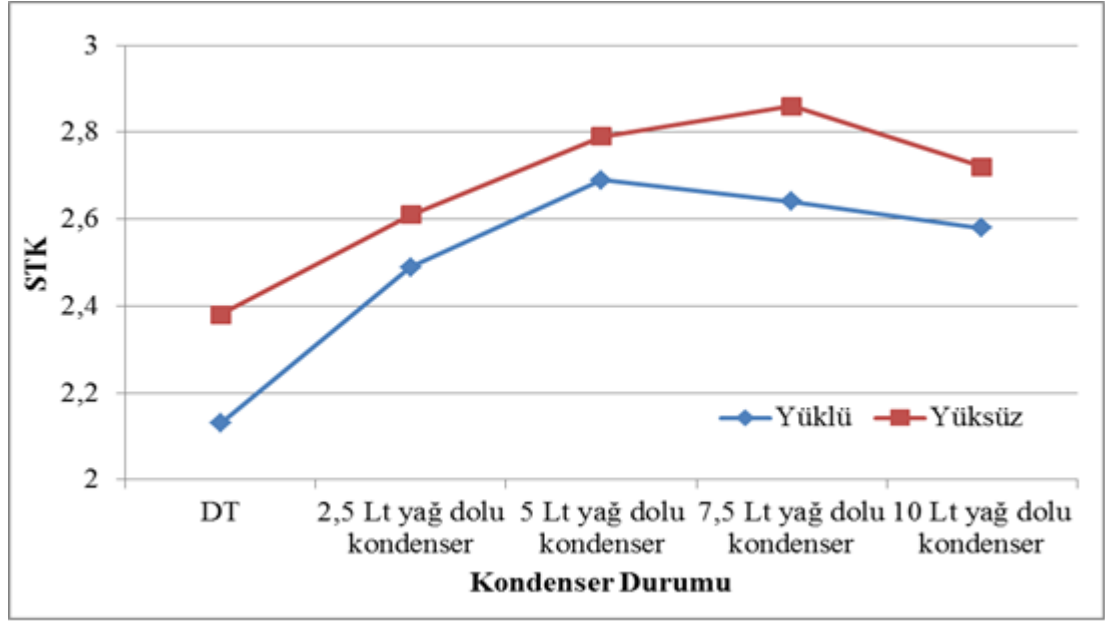
Sürekli yüklü çalışan, 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{405,56 - 269,08}{458,41 - 405,56} = 2,58$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,58 = 3,58$$

Aşağıdaki Şekil 4.5 incelendiğinde hem sürekli yüksüz hem de sürekli yüklü çalışmada en düşük STK doğal taşınımlı kondenserde sırasıyla 2,13 ve 2,38 olarak gerçekleşmiştir. Kondenser 2,5 lt ile doldurulduktan sonra soğutucunun performansı artarak sürekli yüksüz çalışmada 2,61'e sürekli yüklü çalışmada 2,49'e ulaşmıştır. Kondenserdeki yağ doluluk oranı arttıkça soğutucunun performansı da artmıştır. En yüksek STK kondenser 7,5 lt yağ ile doluyken sürekli yüksüz çalışmada 2,86 olarak sürekli yüklü çalışmada ise kondenser 5 lt yağ doluyken 2,69 olarak gerçekleşmiştir. Sürekli yüksüz çalışmada STK hazne 10 lt yağ dolu iken biraz azalarak 2,72

olmuştur. Bu azalmanın sebebi haznedeki yağ miktarının 7,5 lt olduğu durumda yeterli ısı transferi olduğunu göstermektedir. Yağ haznesi 7,5 lt yağ doluyken yüksüz çalışırken STK doğal taşınımına göre % 17 yüklü çalışırken % 20 artmıştır.



Şekil 4.5. Ev tipi soğutucunun sürekli çalışmada yüklü ve yüksüz STK değişimi.

4.5.2. On - Off Çalışmaya ait STK ve ITK değerleri

Yapılan hesaplamada alınan değerler, en yüksek basınç değerlerine göre alınmıştır. Alınan bu değerlerden 1 nolu ölçüm noktasında gösterilen kompresör çıkış sıcaklığı ve basınç değerleri, 3 nolu ölçüm noktasında gösterilen kondenser çıkış sıcaklığı ve basınç değerleri, 6 nolu ölçüm noktasında gösterilen kompresör giriş sıcaklığı ve emme basıncı değerleri gösterilmiştir. Basınç ve sıcaklık değerlerine göre Solkane programından entalpi değerleri bulunmuştur. Bu entalpi değerlerine göre STK ve ITK değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge 4.11. On-off yüksüz çalışan hava soğutmalı doğal taşınimli kondensere ait basınç sıcaklık ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	15,8	85	459,15
3		67	295,66
6	0,6	5	408,64

On-Off yüksüz çalışan hava soğutmalı doğal taşınimli kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{408,64 - 295,66}{459,15 - 408,64} = 2,23$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,23 = 3,23$$

Çizelge 4.12. On-off yüklü çalışan hava soğutmalı doğal taşınimli kondensere ait basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	16,6	87	460,20
3		69	302,44
6	0,7	7	410,04

On-off yüklü çalışan hava soğutmalı doğal taşınımli kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{410,04 - 302,44}{460,20 - 410,04} = 2,14$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,14 = 3,14$$

Çizelge 4.13. On-off yüksüz çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm Noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	12,5	80	458,66
3		60	287,33
6	0,5	4	408,06

On-off yüksüz çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{408,06 - 287,33}{458,66 - 408,06} = 2,41$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,41 = 3,41$$

Çizelge 4.14. On-off yükü çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	13,2	82	459,79
3		62	290,68
6	0,6	5	408,64

On-off yüklü çalışan, 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{408,64 - 290,68}{459,15 - 408,64} = 2,30$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,30 = 3,30$$

Çizelge 4.15. On-off yüksüz çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	10	76	458,11
3		55	279,32
6	0,3	3	407,72

On-off yüksüz çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{407,72 - 279,32}{458,11 - 407,72} = 2,54$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,54 = 3,54$$

Çizelge 4.16 On-off yüklü çalışan, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	11	79	459,81
3		57	282,49
6	0,4	3	407,48

On-off yüklü çalışan, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{407,72 - 282,49}{459,81 - 407,72} = 2,38$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,38 = 3,38$$

Çizelge 4.17. On-off yüksüz çalışan 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	9,5	73	455,73
3		51	272,97
6	0,3	1	406,12

On-off yüksüz çalışan 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{406,12 - 272,97}{455,73 - 406,12} = 2,68$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,68 = 3,68$$

Çizelge 4.18. On-off yüklü çalışan 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi.

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	10,5	75	456,32
3		52	274,62
6	0,3	2	406,92

On-off yüklü çalışan 7,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{406,92 - 274,62}{456,32 - 406,92} = 2,67$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,67 = 3,67$$

Çizelge 4.19. On-off yüksüz çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	8,6	70	454
3		49	269,98
6	0,1	0	405,80

On-off yüksüz çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{405,80 - 269,98}{454 - 405,80} = 2,81$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,81 = 3,81$$

Çizelge 4.20. On-off yüklü çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait sıcaklık, basınç ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (bar)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	9,2	71	454,12
3		50	271,52
6	0,1	1	406,59

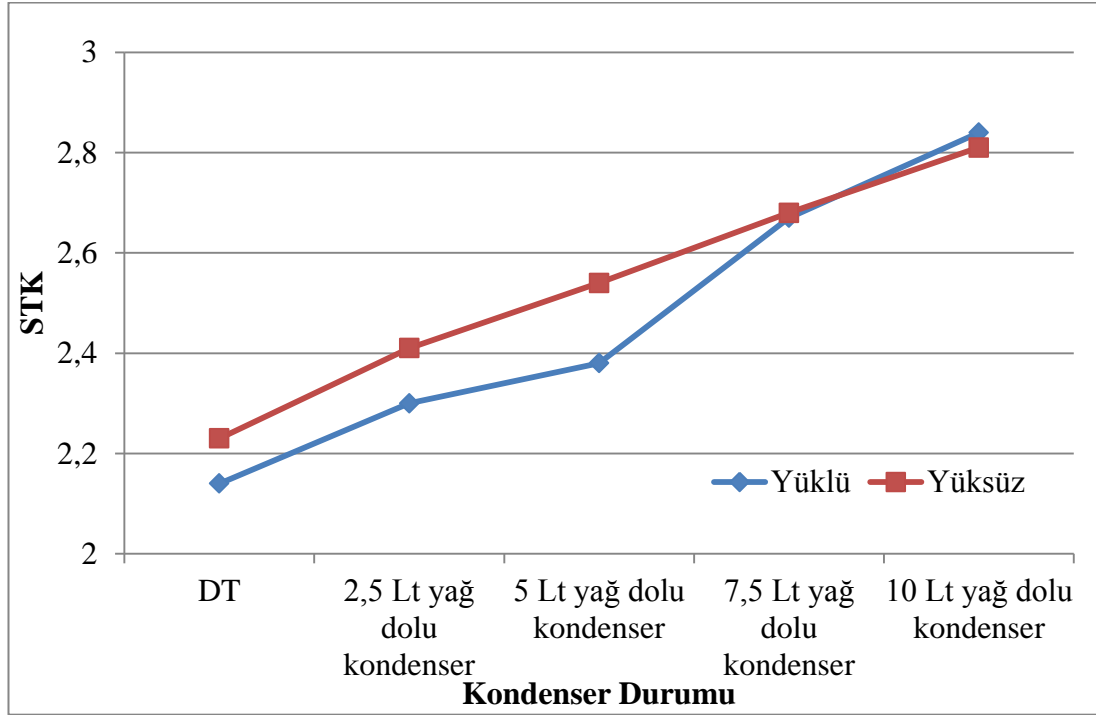
On-off yüklü çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondensere ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$STK = \frac{h_6 - h_3}{h_1 - h_6} = \frac{406,59 - 271,52}{454,12 - 406,59} = 2,84$$

$$ITK = 1 + STK = 1 + 2,84 = 3,84$$

Aşağıdaki Şekil 4.6. incelendiğinde hem on-off yüksüz hem de on-off yüklü çalışmada en düşük STK doğal taşınımlı kondenserde sırasıyla 2,23 ve 2,14 olarak gerçekleşmiştir. Kondenser 2,5 lt ile doldurulduktan sonra soğutucunun performansı artarak on-off yüksüz çalışmada 2,54'e on-off yüklü çalışmada 2,38'e ulaşmıştır. Kondenserdeki yağ doluluk oranı arttıkça soğutucunun performansı da artmıştır. En yüksek STK kondenser 10 lt yağ ile doluyken on-off yüksüz çalışmada 2,81 olarak on-off yüklü çalışmada ise 2,84 olarak gerçekleşmiştir. On-off çalışmada sürekli çalışmada olduğu gibi yağ haznesinin doluluk oranı arttıkça sistem performansı

artmıştır. Yağ haznesi 10 lt yağ doluyken yüksüz çalışırken STK doğal taşınımına göre % 21 yüklü çalışırken % 25 artmıştır.



Şekil 4.6. Ev tipi soğutucunun on- off çalışmada yüklü ve yüksüz STK değişimi.

Yukarıdaki Şekil 4.5. ve 4.6. 'dan de görüleceği üzere yüklü veya yüksüz her iki çalışma durumunda da soğutma ve ısıtma performansı kondenser durumuna, sürekli çalışma ve on-off çalışma durumuna göre değişmektedir. Soğutma tesir katsayısının yükselmesi sistem performansının arttığını göstermektedir. Başka bir deyişle kondenserin ısı atma kapasitesinin arttığını göstermektedir. Genel olarak değerlendirme yapacak olursak en düşük STK değerleri doğal taşınımlı kondenserde görülmekte ve en yüksek performans ise sürekli çalışmada 7,5 litre yağ ile dolu kondenserde 2,86 olarak görülmektedir. On-off çalışmada ise en yüksek STK değeri kondenser 10 litre yağ ile doluyken yüklü çalışmada 2,84 olarak gerçekleşmiştir. Yağ soğutmalı kondenserdeki yağ miktarı arttıkça sistem performansının artışı görülmüştür.

4.6. DENEYSEL SONUÇLARIN HATA ANALİZİ

4.6.1. Deneysel Hata Tipleri ve Nedenleri

Deneysel bir çalışmada elde edilen sonuçların geçerliliğın gösterilmesi, yapılan deneylerden elde edilen sonuçların güvenilirliğini artırır. Bu nedenle, deneylerden elde edilen sonuçların belirli bir şekilde analiz edilmesi gerekir. Bu analizler bazen çok kolay olmasına rağmen, bazen de sonuçların temel fizik kurallarına uymasını sağlayabilmek için çok karmaşık olabilmektedir. Deneylerde yapılan ölçümlerin hassasiyeti incelenerek, ölçümlerde yapılan ve yapılabilecek hatalar analiz edilebilir. Deneylerde, hataların bazıları rastgele karakterde olurken, bazıları da deneyi yapan kişinin dikkatsizliği nedeni ile ortaya çıkan ve çoğunlukla normal dağılımdan aşırı farklılıklar gösteren karakterde olabilir. Genel olarak deneysel hatalar üç grupta toplanabilir. Bunlardan en önemlisi dikkatsizlik ve tecrübesizlikten kaynaklanan hatalardır. İkinci grup hatalar, sabit ve sistematik olarak adlandırılan hatalar olup, genelde tekrar edilen okumalarda görülen ve nedenleri çoğunlukla bilinmeyen hatalardır. Üçüncü grup hatalar ise, rasgele hatalar olup, deneyi yapan kişinin değişmesinden, dikkatlerin zamanla azalmasından, elektrik geriliminin değişmesinden, cihazların ısınmasıyla ortaya çıkan elektronik ölçme aletlerindeki salınımlardan veya ölçme aletlerindeki histerezis olaylardan kaynaklanan hatalardır. Pratikte özellikle sistematik hataların tespiti için bazı teorik modeller geliştirilmiştir. Belirli sayıda deneye ait hata oranları, geliştirilen hata analiz modelleriyle tespit edilebilir. Bunlardan en çok kullanılan bir tanesi akılcı yaklaşım (cooensense basis), diğeri ise belirsizlik analizi (uncertanity analysis) yöntemleridir. Akılcı yaklaşım yönteminde, ölçme sisteminde bulunan bütün aletlerin aynı anda maksimum hatayı yaptığı kabul edilir. Belirsizlik analizinde ise, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük ve bu büyüklüğe etki eden bağımsız değişkenlerin neden olduğu hatalar ayrı ayrı belirlenmek suretiyle hata analizi yapılmaktadır. Bu analizin en belirgin özelliği, en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesidir. En büyük hataya neden olan değişken yanında diğeri değişkenler ihmal edilerek, inceleme bu hatayı yapan cihaz üzerine yoğunlaştırılmak suretiyle hata oranı azaltılabilir [38].

4.6.2. Sıcaklık Ölçümü Hata Analizi

Deneylerde buharlaştırıcı sıcaklık değerleri $^{\circ}\text{C}$ cinsinden ölçülmüştür. -50 ile 200 $^{\circ}\text{C}$ aralığında ölçüm yapabilen termometrenin hassasiyeti $\pm \%1$ $^{\circ}\text{C}$ 'dir. Ölçüme başlamadan önce termometre probu, 0 $^{\circ}\text{C}$ buz banyosunda kalibre edilerek doğru ölçüm yapıp yapmadığı kontrol edilmiştir.

4.6.3. Enerji Tüketimi Ölçümü Hata Analizi

Deney setinin enerji tüketimi Makel marka tek fazlı bir sayaç yardımıyla yapıldı. Elektrik sayacının enerji ölçüm hassasiyeti $\pm \%3$ Wh olarak katalog datalarından belirlenmiştir. Elektrik saatiyle ölçülen en yüksek değer 190 en küçük değer olarak 5 Wh'tir.

4.6.4. Zaman Ölçümü Hata Analizi

Yapılan deneyler sırasında zaman değerleri dijital bir saat yardımıyla ölçülmüştür. Ölçülen zaman değerleri deney setinin enerji tüketiminde ve çalışma sürelerinin belirlenmesinde kullanıldığı için önem arz etmektedir. Ortaya çıkabilecek hatalar; zaman ölçerin titreşiminden kaynaklanan hatalar = $\pm \%0,0003$ dakika, sıcaklık değerlerinin alınmasında yapılabilecek ortalama hata = $\pm \%0.10$ dakika şeklinde sıralanabilir.

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

5.1. EV TİPİ SOĞUTUCUDA FARKLI KONDENSER DURUMLARINDA SİSTEM PERFORMANSININ ANALİZİ

Ev tipi soğutucu önce doğal taşınımlı sonra da 2,5 litre, 5 litre, 7,5 litre ve 10 litre yağlı kondenserde; sürekli ve on-off olarak çalıştırılmıştır. Deneyler yapılırken her bir deney arasında iki saatlik bir ara verilmiştir. Bu ara verme sürecinde soğutucunun iç ortam sıcaklığı dış ortam sıcaklığına gelmesi sağlanmıştır.

5.1.1. Ev Tipi Soğutucunun Yoğusturucu ve Buharlaştırıcı Basınç Analizi

Ev tipi soğutucunun iki noktasından basınç ölçümü yapılmıştır. Bu noktalar sırasıyla yoğusturucu girişi ve buharlaştırıcı çıkışıdır. Basınçlar analog manometre ile ölçülmüştür. Ölçümler deney seti sürekli ve on-off çalışırken alınmıştır. Ölçümler sonucunda elde edilen datalar aşağıdaki şekillerde verilmiştir.

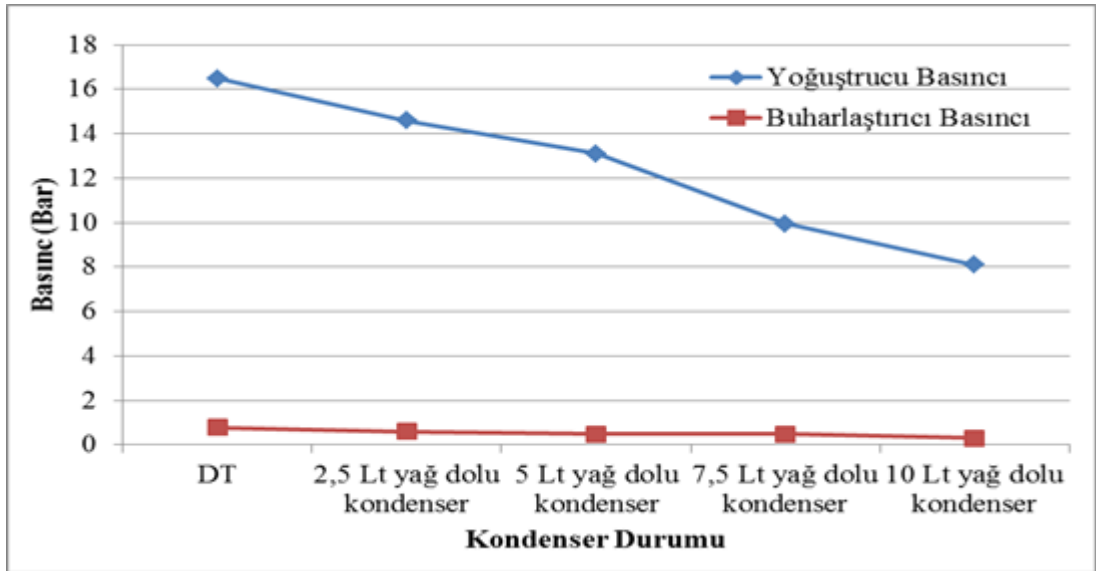
Aşağıdaki çizelge 5.1 ve şekil 5.1 birlikte incelendiğinde sürekli doğal taşınımlı hava soğutmalı kondenser ile yüksüz çalıştırıldığında en yüksek yoğuşma basıncı 16,5 bar olarak gerçekleşmiştir. Bunu nedeni kondenserin dışarı ısı atarken zorlanmasıdır. Deney seti kondenseri 2,5 lt yağ ile doldurularak çalıştırıldığında kondenser basıncının 14,6 bara düştüğü görülmektedir. Bu yaklaşık olarak 2 barlık düşüşün nedeni kondenserin ısısının bir kısmını hızlı bir şekilde katı halde bulunan yağ tarafından tutulmasıdır. Kondenserde yağ miktarı artıkça kondenser basıncının düştüğü görülmektedir. En düşük yoğuşma basıncı kondenser 10 litre yağ ile dolu iken 8,1 bar olarak gerçekleşmiştir. Doğal taşınımlı kondenser ile karşılaştırılacak olursa % 51'lik bir basınç düşümü gerçekleşmiştir. Bunun en önemli nedeni kondenserin yağ soğutmalı olmasıdır. Kondenserin attığı ısı yağ tarafından absorbe

edilmektedir. Bunun sonucu olarak kompresörün enerji tüketimi azalacak ve sistemin performansı yükselecektir.

Buharlaştırıcı basıncı incelenecek olursa en yüksek buharlaşma basıncının doğal taşınımlı kondenser kullanıldığında 0,79 bar olarak gerçekleştiği görülmektedir. Kondenserdeki yağ doluluğu arttıkça buharlaşma basıncının azaldığı görülmektedir. En düşük buharlaşma basıncı kondenser 10 lt yağ dolu iken 0,3 bar olarak gerçekleşmiştir. Buharlaşma basıncının düşmesi yoğuşma basıncının düşmesine bağlanabilir.

Çizelge 5.1. Ev tipi soğutucunun sürekli yüksüz çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç tablosu.

Kondenserin Durumu	Yoğuşturucu basıncı	Buharlaştırıcı basıncı
Doğal taşınımlı kondenser	16,5	0,79
2,5 lt yağ dolu kondenser	14,6	0,6
5 lt yağ dolu kondenser	13,1	0,5
7,5 lt yağ dolu kondenser	9,95	0,5
10 lt yağ dolu kondenser	8,1	0,3



Şekil 5.1. Ev tipi soğutucunun sürekli yüksüz çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç değişimi.

Aşağıdaki çizelge 5.2 ve şekil 5.2 birlikte incelendiğinde sürekli doğal taşınımlı hava soğutmalı kondenser ile yüklü çalıştırıldığında en yüksek yoğuşma basıncı 17,1 bar olarak gerçekleşmiştir. Bunu nedeni kondenserin dışarı ısı atarken zorlanmasıdır.

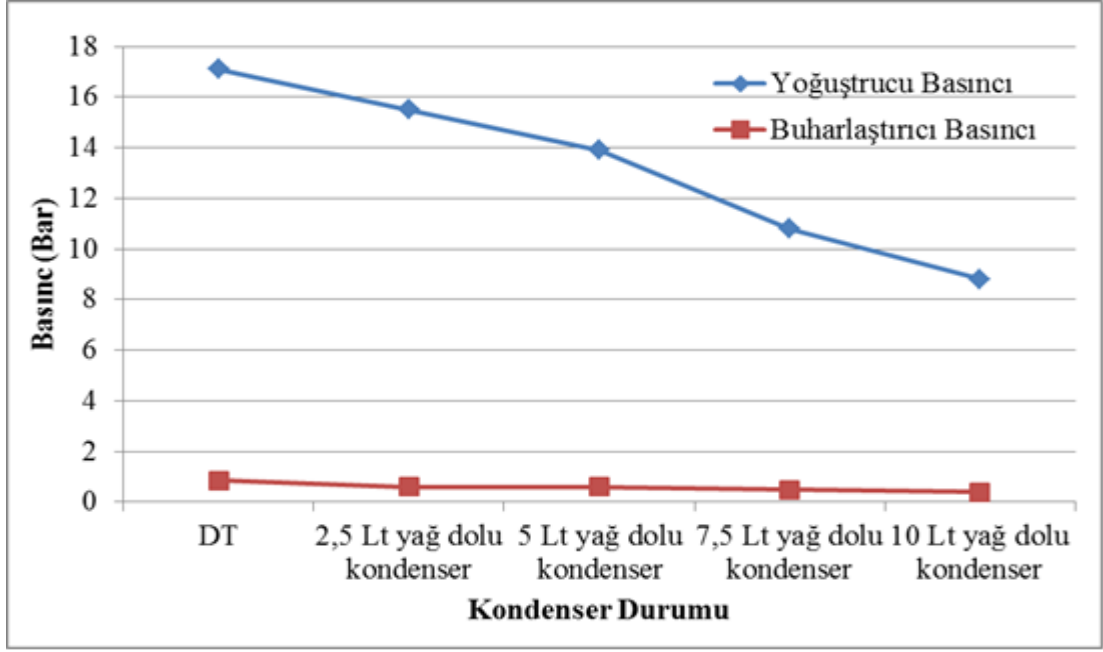
Deney seti kondenseri 2,5 lt yağ ile doldurularak çalıştırıldığında kondenser basıncının 15,5 bara düştüğü görülmektedir. Kondenserde yağ miktarı artıkça kondenser basıncının düştüğü görülmektedir. En düşük yoğuşma basıncı kondenser 10 litre yağ ile dolu iken 8,8 bar olarak gerçekleşmiştir. Doğal taşınımlı kondenser ile karşılaştırılacak olursa % 49'luk bir basınç düşümü gerçekleşmiştir. Bunun en önemli nedeni kondenserin yağ soğutmalı olmasıdır. Kondenserin attığı ısı yağ tarafından absorbe edilmektedir.

Buharlaştırıcı basıncı incelenecek olursa en yüksek buharlaşma basıncının doğal taşınımlı kondenser kullanıldığında 0,85 bar olarak gerçekleştiği görülmektedir. Kondenserdeki yağ doluluğu arttıkça buharlaşma basıncının azaldığı görülmektedir. En düşük buharlaşma basıncı kondenser 10 lt yağ dolu iken 0,4 bar olarak gerçekleşmiştir.

Çizelge 5.1, 5.2, Şekil 5.1 ve 5.2 birlikte incelenecek olursa soğutma sisteminin kondenseri bütün durumlar için yüklü çalıştırıldığında yüksüz çalışmaya göre hem yoğuşma hem de buharlaşma basınçlarında çok az bir yükselme olduğu görülmektedir. Doğal taşınımlı kondenser yüksüz çalıştırıldığında yoğuşma basıncı 16,5 bar iken yüklü çalıştırıldığında 17,1 bara yükselmiştir. Yoğuşma basıncında meydana gelen bu % 4'lük artış soğutma sisteminin yüklü çalıştırılmasından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 5.2. Ev tipi soğutucunun sürekli yüklü çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç tablosu.

Kondenserin Durumu	Yoğuşturucu basıncı	Buharlaştırıcı basıncı
Doğal taşınımlı kondenser	17,1	0,85
2,5 lt yağ dolu kondenser	15,5	0,6
5 lt yağ dolu kondenser	13,9	0,6
7,5 lt yağ dolu kondenser	10,8	0,5
10 lt yağ dolu kondenser	8,8	0,4

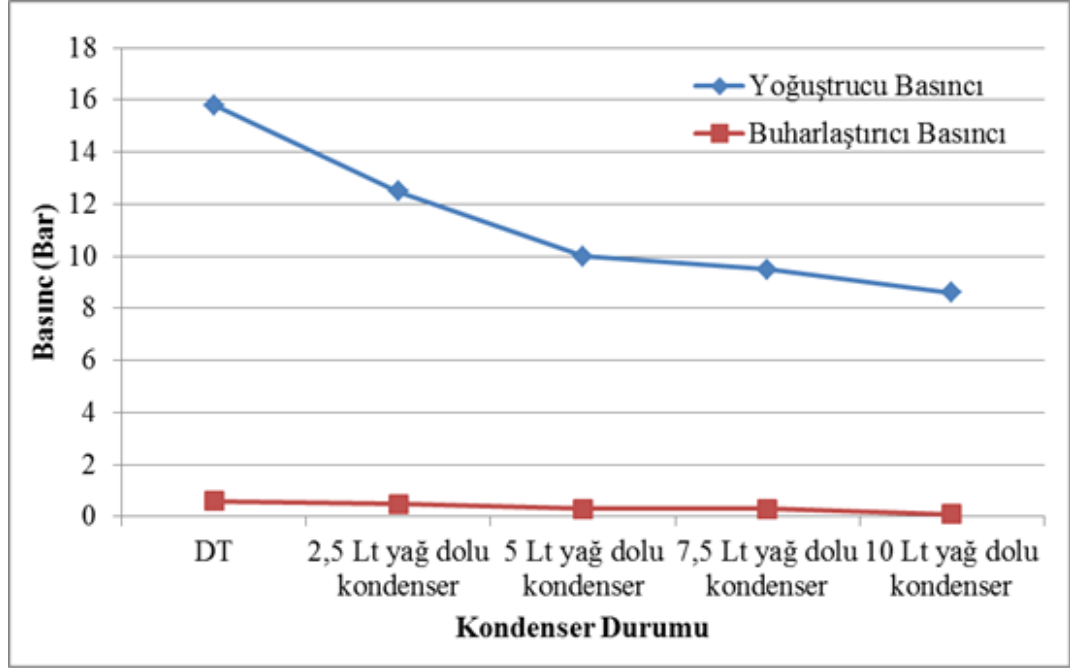


Şekil 5.2. Ev tipi soğutucunun sürekli yüklü çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç değişimi.

Aşağıdaki çizelge 5.3 ve şekil 5.3 incelendiğinde soğutma sistemi on-off doğal taşınımlı hava soğutmalı kondenser ile yüksüz çalıştırıldığında en yüksek yoğuşma basıncı 15,8 bar olarak gerçekleşmiştir. Bunu nedeni kondenserin dışarı ısı atarken zorlanmasıdır. Deney setinin kondenseri 2,5 lt yağ ile doldurularak çalıştırıldığında kondenser basıncının 12,5 bara düştüğü görülmektedir. Kondenserin yağ doluluk oranı arttıkça yoğuşturucu basıncının da buna paralel olarak azalmıştır. En düşük yoğuşma basıncının 8,6 bar ile kondenser 10 lt yağ doluyken gerçekleştiği görülmektedir. Buharlaştırıcı basıncı ise en yüksek 0,6 bar olarak doğal taşınımlı kondenserde gerçekleşmiş olup kondenserin yağ doluluk oranı arttıkça buharlaştırıcı basıncı azalmış en düşük yağ haznesi 10 lt yağ dolu iken 0,1 bar olarak gerçekleşmiştir.

Çizelge 5.3. Ev tipi soğutucunun on-off yüksüz çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç tablosu.

Kondenserin Durumu	Yoğuşturucu basıncı	Buharlaştırıcı basıncı
Doğal taşınımlı kondenser	15,8	0,6
2,5 lt yağ dolu kondenser	12,5	0,5
5 lt yağ dolu kondenser	10	0,3
7,5 lt yağ dolu kondenser	9,5	0,3
10 lt yağ dolu kondenser	8,6	0,1

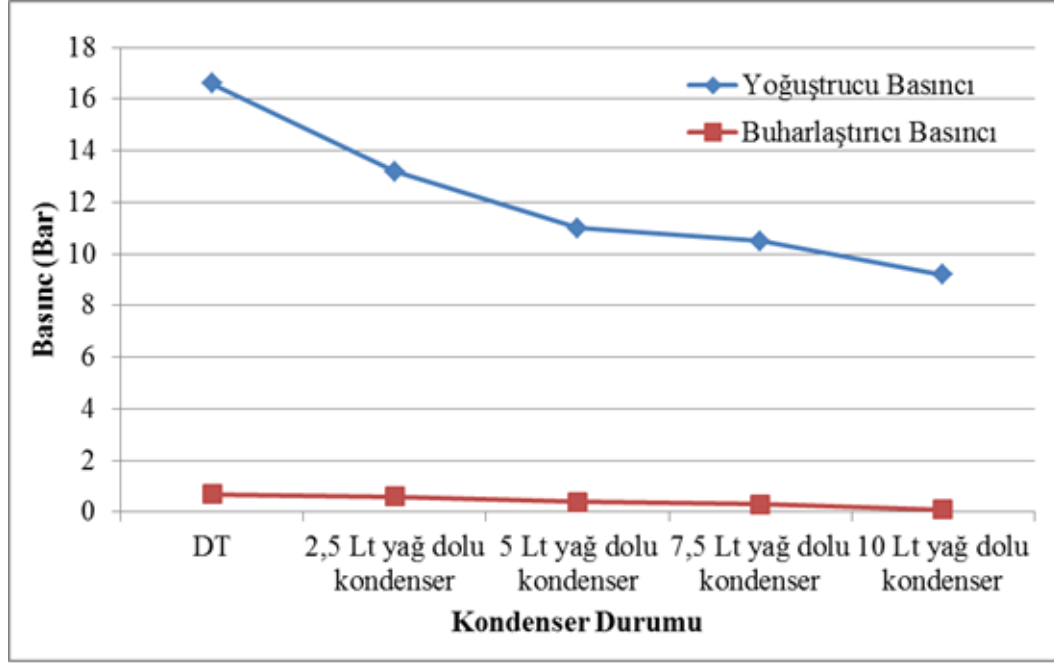


Şekil 5.3. Ev tipi soğutucunun on-off yüksüz çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç değişimi.

Aşağıdaki çizelge 5.4 ve şekil 5.4 incelendiğinde soğutma sistemi on-off doğal taşınımlı hava soğutmalı kondenser ile yüklü çalıştırıldığında yüksüz çalıştırmayla karşılaştırılacak olursak hem yoğuştrucu hem de buharlaştırıcı basıncının bir miktar yükseldiği görülmektedir. Bunun sebebi ise soğutma sisteminin yüklü çalışmasıdır. Aynı durum soğutma sistemi yağ soğutmalı kondenser ile çalıştırıldığında da geçerlidir.

Çizelge 5.4. Ev tipi soğutucunun on-off yüklü çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç tablosu.

Kondenserin Durumu	Yoğuştrucu basıncı	Buharlaştırıcı basıncı
Doğal taşınımlı kondenser	16,6	0,7
2,5 lt yağ dolu kondenser	13,2	0,6
5 lt yağ dolu kondenser	11	0,4
7,5 lt yağ dolu kondenser	10,5	0,3
10 lt yağ dolu kondenser	9,2	0,1



Şekil 5.4. Ev tipi soğutucunun on-off yüklü çalışırken kondenser ve buharlaştırıcı basınç değişimi.

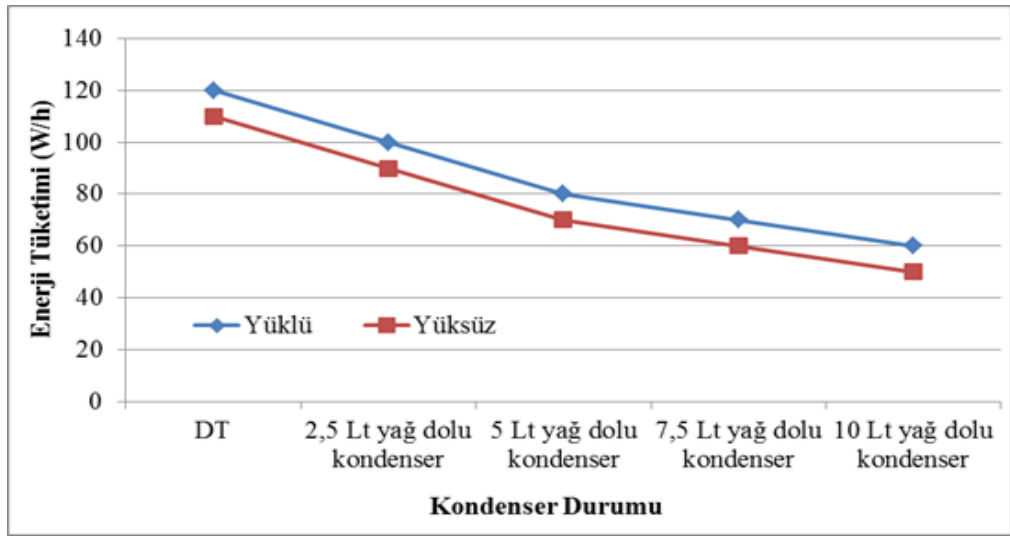
5.1.2. Ev Tipi Soğutucunun Enerji Tüketim Analizi

Ev tipi soğutucuda enerji tüketimi tek fazlı elektrik sayacıyla ölçülmüştür. Sürekli çalışmada 1 er saatlik ölçüm alınmış on- off çalışmada ise 2 saat boyunca ölçüm alınmış ancak çizelgeye bir saatlik elektrik enerjisi tüketim miktarı yazılmıştır. Yüklü çalışmada ise 15 W'lık ampul sayaca bağlı olmayan başka bir enerji kaynağından alınarak enerji tüketimi ölçülmüştür. Ölçüm sonucu alınan veriler farklı kondenser durumları için aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.

Aşağıdaki çizelge 5.5 ve şekil 5.6 de görüldüğü gibi en yüksek enerji tüketimi, soğutma sistemi sürekli doğal taşınimli kondenser ile yüklü çalıştırıldığında 120 Wh olarak gerçekleşmiştir. En az enerji tüketimi ise soğutma sisteminin kondenseri 10 lt yağ ile dolu iken yüksüz çalıştırıldığında 50 Wh olmuştur. Çizelgede de görüldüğü gibi hem yüklü hem yüksüz durumda, soğutma sisteminin kondenseri yağ doluluk oranı arttıkça enerji tüketimi azalmıştır. Bu durumda şu söylenebilir. Yağ soğutmalı kondenseri yağ doluluk oranını düşürerek kompresörün enerji tüketimini azaltmasına sebep olmuştur.

Çizelge 5.5. Ev tipi soğutucunun sürekli çalıştırıldığında enerji tüketim verileri.

Kondenserin Durumu	Enerji Tüketimi Yüklü (Wh)	Enerji Tüketimi Yüksüz(Wh)
Doğal taşınimli kondenser	120	110
2,5 lt yağ dolu kondenser	100	90
5 lt yağ dolu kondenser	80	70
7,5 lt yağ dolu kondenser	70	60
10 lt yağ dolu kondenser	60	50

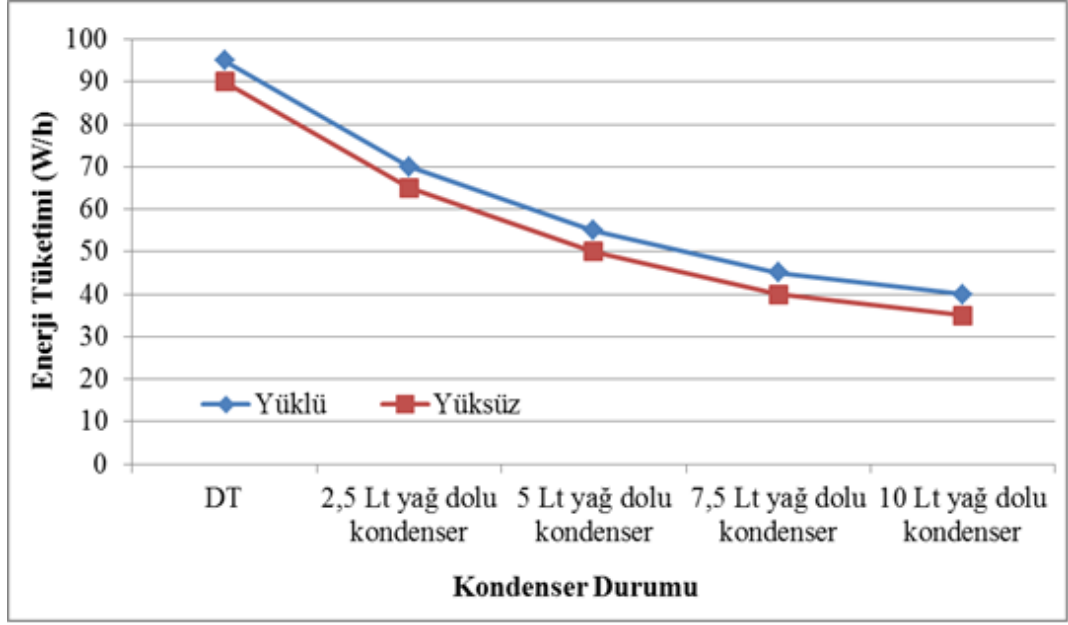


Şekil 5.5. Ev tipi soğutucunun sürekli çalıştırıldığında enerji tüketimi.

Aşağıdaki çizelge 5.5 ve şekil 5.6 incelendiğinde en yüksek enerji tüketimi, soğutma sistemi on-off olarak doğal taşınimli kondenser ile yüklü çalıştırıldığında 95 Wh olarak gerçekleşmiştir. En az enerji tüketimi ise soğutma sisteminin kondenseri 10 lt yağ ile dolu iken yüksüz çalıştırılırken 35 Wh olmuştur. Soğutma sistemi On-off çalışırken sürekli çalışmaya göre daha az enerji tüketmiştir. Bunun sebebi soğutma sisteminin kesikli çalışmasıdır. Yani soğutma sistemi termostatın devreye girmesiyle birlikte çalışmasına ara vermiştir.

Çizelge 5.6. Ev tipi soğutucunun on-off çalıştırıldığında enerji tüketim verileri.

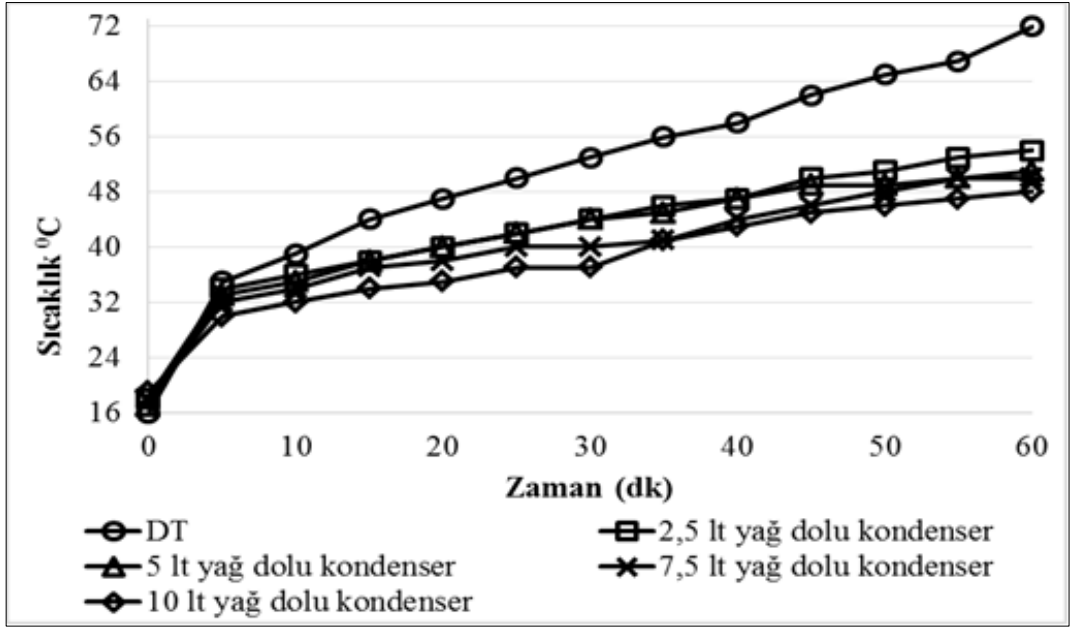
Kondenserin Durumu	Yüklü (Wh)	Yüksüz(Wh)
Doğal taşınimli kondenser	95	90
2,5 lt yağ dolu kondenser	70	65
5 lt yağ dolu kondenser	55	50
7,5 lt yağ dolu kondenser	45	40
10 lt yağ dolu kondenser	40	35



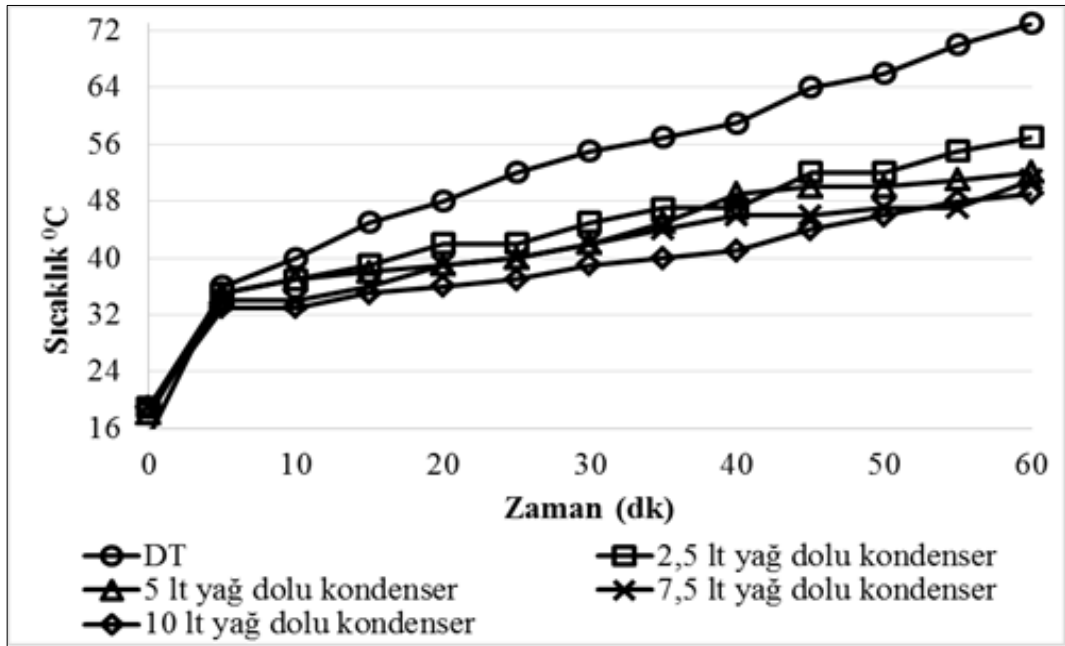
Şekil 5.6. Ev tipi soğutucunun on-off çalıştırıldığında enerji tüketimi.

5.1.3. Ev Tipi Soğutucunun Kondenser Çıkış Sıcaklıkları Analizi

Ev tipi soğutucu önce doğal taşınimli sonrada 2,5 litre, 5 litre, 7,5 litre ve 10 litre yağ ile dolu kondenserle sürekli ve on-off olarak çalıştırılmıştır. Deney setinden ölçümler alınmadan önce set yaklaşık iki saat dinlendirilmiştir. Dinlenme sırasında kondenserin içinde bulunduğu hazne içindeki nebati yağın çevre sıcaklığına gelerek donması sağlanmıştır. Aşağıdaki Şekil 5.7. ve 5.8. birlikte incelendiğinde sürekli yüksüz çalışmada kondenser doğal taşınimli olarak çalıştırıldığı zaman kondenser çıkış sıcaklığı 72 ° C yüklü çalıştırıldığı zaman kondenser çıkış sıcaklığı 73 ° C olarak gerçekleşmiştir. Kondenserde yağ miktarı artıkça kondenser çıkış sıcaklığı hem yüklü hem yüksüz çalışmada düşmüştür. 10 litre yağ ile dolu kondenser yüksüz çalıştığında 48 ° C, yüklü çalıştığında ise 49 ° C olmuştur. Bu düşüşün nedeni nebati yağın kondenserdeki ısıyı absorbe etmesidir. Kondenser çıkış sıcaklığı azaldıkça kondenser basıncı azalmış buna bağlı olarak kompresörde gürültülü çalışma, aşırı ısınma ve enerji tüketimi azalmıştır ve ev tipi soğutucunun soğutma performansı artmıştır. Kondenser 10 lt yağ ile doluyken doğal taşınıma göre kondenser çıkış sıcaklıkları yaklaşık % 33 yüklü çalışırken % 32 azalmıştır.



Şekil 5.7. Ev tipi soğutucuda sürekli yüksüz çalışmada kondenser çıkış sıcaklıkları değişimi.

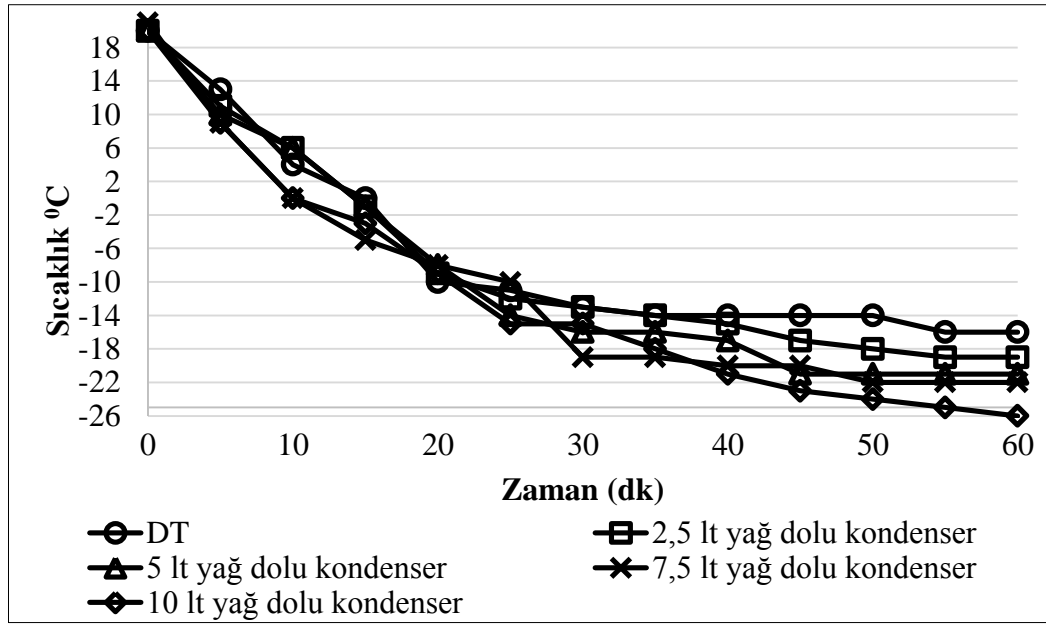


Şekil 5.8. Ev tipi soğutucuda sürekli yüklü çalışmada kondenser çıkış sıcaklıkları değişimi.

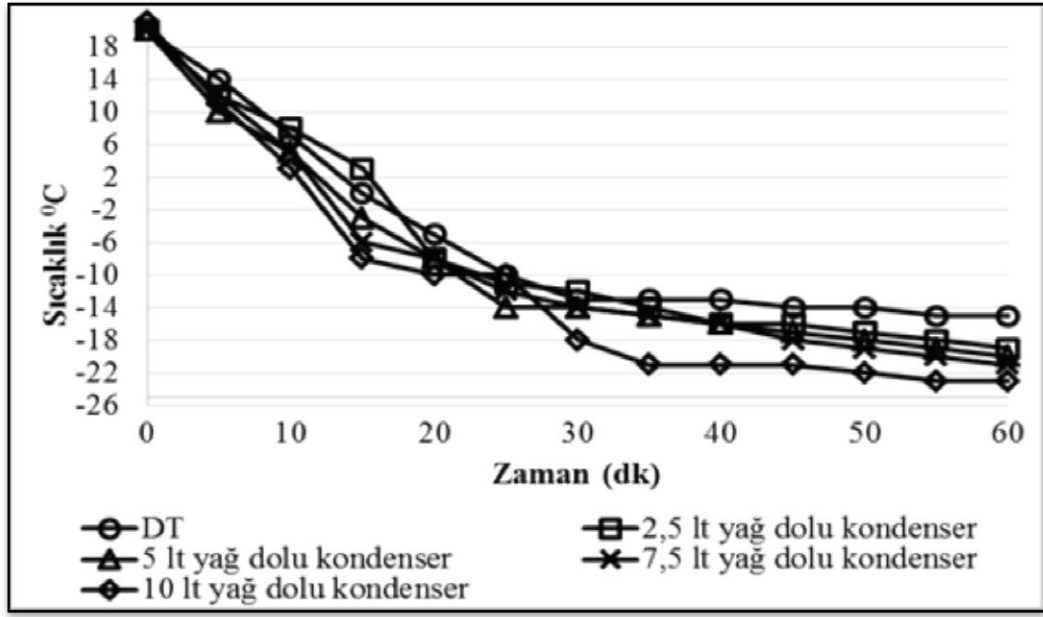
5.1.4. Ev Tipi Soğutucunun Evaporatör Giriş Sıcaklıkları Analizi

Ev tipi soğutucu önce doğal taşınımlı sonrada 2,5 litre, 5 litre ,7,5 litre ve 10 litre yağ ile dolu kondenserle sürekli ve on-off olarak çalıştırılmıştır. Deney setinden

ölçümler alınmadan önce soğutucu yaklaşık iki saat dinlendirilmiştir. Aşağıdaki Şekil 5.9. Şekil 5.10. birlikte incelendiğinde sürekli çalışmada kondenser doğal taşımimli yüksüz çalıştırıldığında evaporatör giriş sıcaklığı -16°C yüklü çalıştırıldığında evaporatör giriş sıcaklığı -15°C olmuştur. Kondenser haznesinde yağ miktarı arttıkça evaporatör giriş sıcaklığı azalmış yağ haznesi 10 litre yağ ile dolu iken yüksüz çalıştığında -26°C , yüklü çalıştığında ise -23°C olarak gerçekleşmiştir. Evaporatör sıcaklığındaki bu düşüşün nedeni kondenserdeki ısının nebati yağda aracılığı ile hızlı bir şekilde atılmasıdır. Evaporatör giriş sıcaklığı azaldıkça emme basıncı azalmış buna bağlı olarak kompresörün enerji tüketimi azalmış ve ev tipi soğutucunun sistem performansı artmıştır. Yağ haznesi 10 lt yağ ile doluyken evaporatör giriş sıcaklığı doğal taşımıma göre yüksüz çalışırken yaklaşık % 38 yüklü çalışırken % 34 azalmıştır.



Şekil 5.9. Ev tipi soğutucuda sürekli yüksüz çalışmada evaporatör giriş sıcaklıkları değişimi.



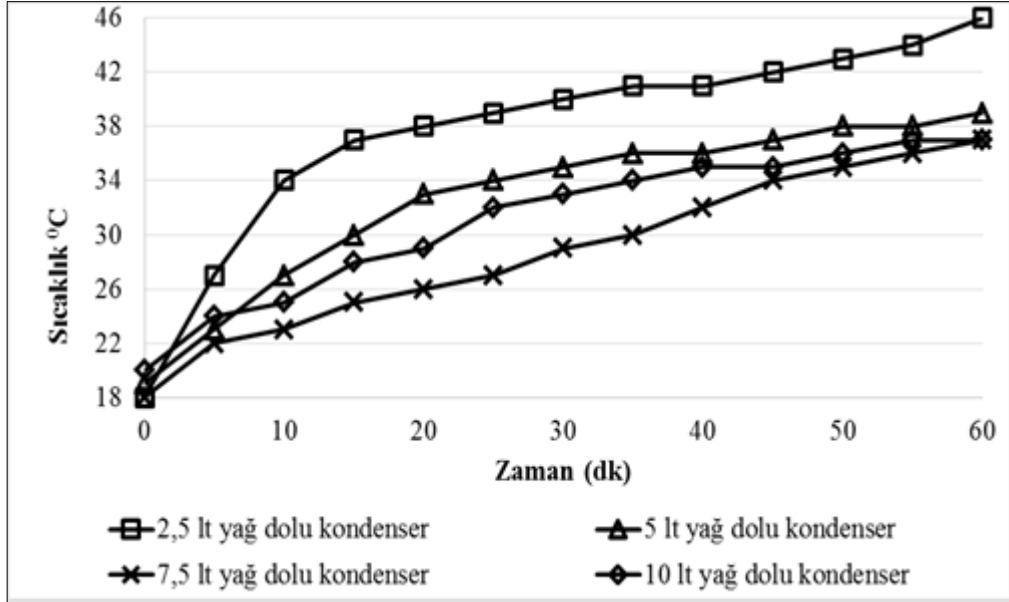
Şekil 5.10. Ev tipi soğutucuda sürekli yüklü çalışmada evaporatör giriş sıcaklıkları değişimi.

5.1.5. Ev Tipi Soğutucunun Yağ Haznesi Sıcaklık Analizi

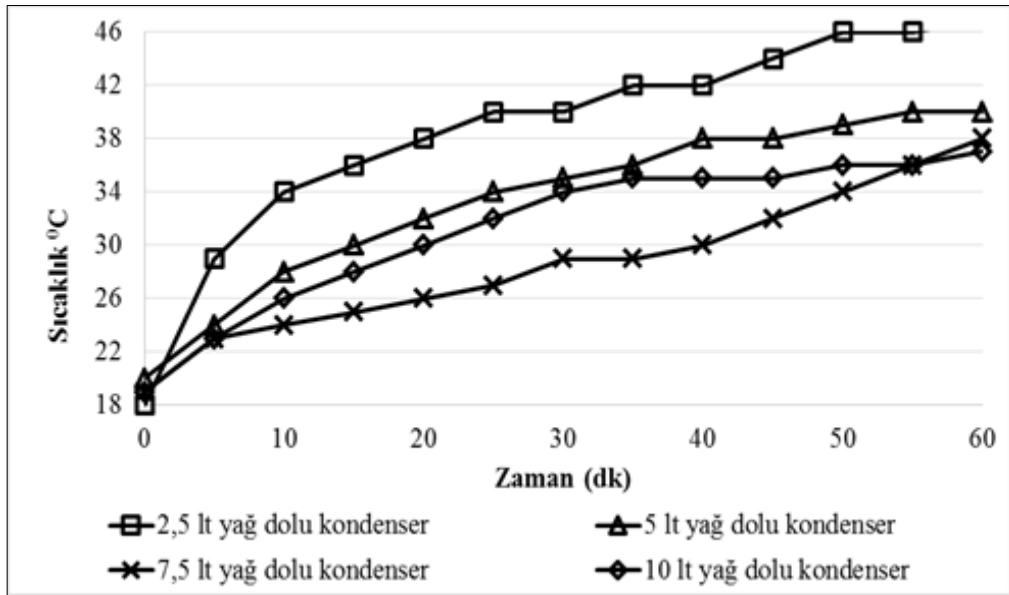
Deney seti olarak kullanılan ev tipi soğutucunun kondenserinin içinde bulunduğu yağ haznesinin sıcaklık analizi hem sürekli yüklü-yüksüz hem de on-off yüklü ve yüksüz çalışma durumları için yapılacaktır. Hazne içindeki yağın sıcaklığı bir noktadan bir K tipi termokopül aracılığı ile ölçülmüş ve 5 dakika aralıklarla kaydedilmiştir. Deneylere başlamadan önce hazne içindeki nebati yağın sıcaklığı ortam sıcaklığına gelene kadar beklenmiştir.

Aşağıdaki Şekil 5.11 ve 5.12 birlikte incelendiğinde soğutma sistemi gerek yüklü gerekse yüksüz sürekli çalıştırıldığında hazne içindeki yağın miktarı arttıkça sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Sürekli yüksüz çalışmada yağ haznesi 2,5 litre yağ ile doluyken başlangıçta yağ sıcaklığı 18 °C iken 60 dakikalık çalışma periyodunun sonunda 46 °C'ye yükselmiştir. Yağ haznesi doluluk oranı arttıkça nebati yağın sıcaklığı azalmaya devam etmiş, hazne 10 litre yağ ile doluyken başlangıç sıcaklığı 20 °C'de olmasına rağmen 60 dakika sonra 37 °C olarak ölçülmüştür. Görüldüğü gibi 9 °C' lik bir azalma gerçekleşmiştir. Haznenin 10 litre yağ ile dolu olması durumunda nebati yağın ergime derecesi 35 °C olduğundan

kondenserden atılan ısının büyük bir kısmı nebati yağ tarafından tutulmuştur denilebilir. Benzer durum sürekli yüklü çalışma içinde söz konusudur. Soğutma sistemi 15 W'lık küçük bir yükte çalıştırıldığından sıcaklık değişimlerinde önemli bir fark oluşmadığı gözlemlenmiştir.

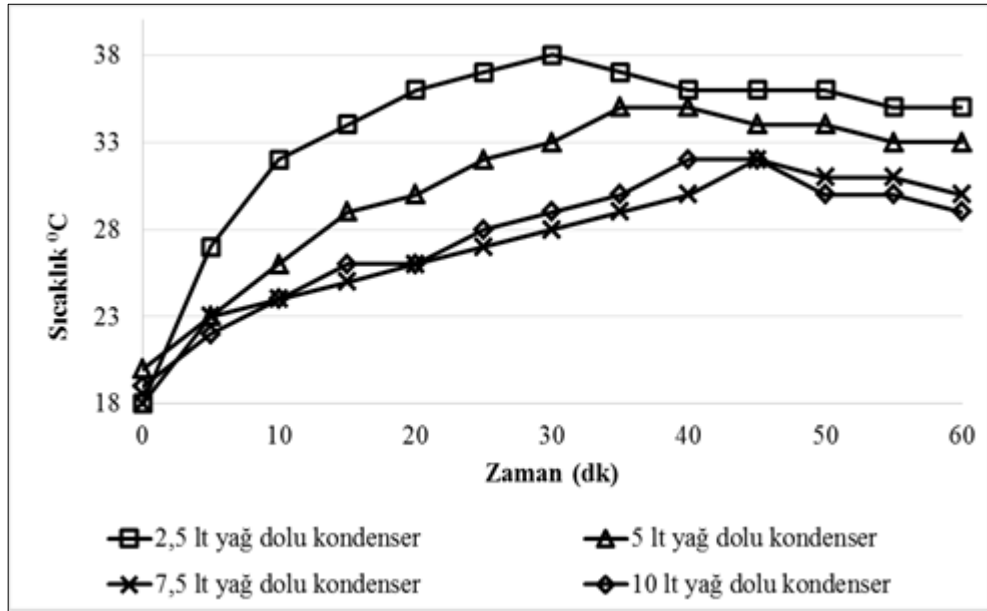


Şekil 5.11. Ev tipi soğutucuda sürekli yüksüz çalışmada yağ haznesindeki nebati yağın zamana göre sıcaklık değişimi.

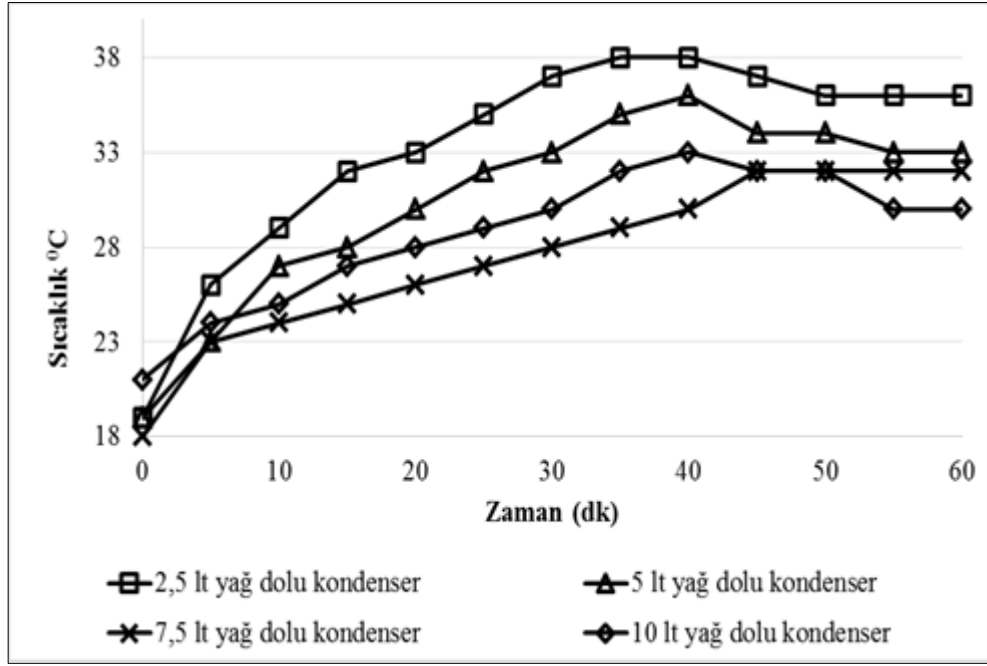


Şekil 5.12. Ev tipi soğutucuda sürekli yüklü çalışmada yağ haznesindeki nebati yağın zamana göre sıcaklık değişimi.

Aşağıdaki Şekil 5.13 ve 5.14 birlikte incelendiğinde soğutma sistemi gerek yüklü gerekse yüksüz on-off çalıştırıldığında hazne içindeki yağın miktarı arttıkça yağ sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Sürekli yüksüz çalışmada yağ haznesi 2,5 litre yağ ile doluyken başlangıçta yağ sıcaklığı 18 °C iken 60 dakikalık çalışma periyodunun 30'uncu dakikasında 38 °C'ye yükselmiştir. Bu esnada termostat soğutma sistemini durdurmuş ve yağ sıcaklığı azalmaya başlamıştır. Yağ haznesi doluluk oranı arttıkça nebati yağın sıcaklığı azalmaya devam etmiş, hazne 10 litre yağ ile doluyken başlangıç sıcaklığı 19 °C'de olmasına rağmen 60 dakikalık çalışma periyodunun 45'inci dakikasında 32 dereceye ulaşmış ve bu esnada termostat soğutma sistemini durdurmuştur. Haznenin 10 litre yağ ile dolu olması durumunda nebati yağın ergime derecesi 35 °C olduğundan kondenserdan atılan ısının büyük bir kısmı nebati yağ tarafından tutulmuştur denilebilir. Benzer durum sürekli yüklü çalışma içinde söz konusudur. Soğutma sistemi 15 W'lık küçük bir yükte çalıştırıldığından sıcaklık değişimlerinde önemli bir fark oluşmadığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5.13. Ev tipi soğutucuda on-off yüksüz çalışmada yağ haznesindeki nebati yağın zamana göre sıcaklık değişimi.



Şekil 5.14. Ev tipi soğutucuda on-off yüklü çalışmada yağ haznesindeki nebati yağın zamana göre sıcaklık değişimi.

BÖLÜM 6

TARTIŞMA VE DEĞERLENDİRME

Ev tipi soğutucularda farklı kondenser kapasitelerinin uygulanabilirliği ve maliyetinin uygun olup olmadığı, yağlı kondenserin yeni imalatlarda nasıl kullanılacağı ve projelendirme esasları, halen kullanılmakta olan milyonlarca ev tipi ve küçük ticari soğutucularda yağ soğutmalı kondenserin uygulanabilirliği araştırılmalıdır. Ev tipi soğutucuda yağ soğutmalı kondenserin imalat zorluğu ve ağırlığı en büyük problemlerden birisidir. Yeni üretimlerde soğutucularda kondenser kapasitesinin artırıp soğutucudan maksimum verim alınmak istenmektedir. Yağ soğutmalı kondenserde, yağ haznesinin imalatı ve montajı projelendirme esnasında incelenmelidir.

Yapılan deneyler ev tipi soğutucunun kondenseri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kondenser metal bir hazne içerisine yerleştirilip, metal hazne içerisine nebati yağ eritilip farklı miktarlarda konularak farklı kondenser kapasitelerinde sistem performansı ve enerji tüketimi üzerine etkisi incelenmiştir. İnceleme sonunda nebati yağ kondenser ısısını absorbe ederek ısı transferini hızlandırmış ayrıca yoğuşma basıncını düşürmüştür. Bunun sonucu olarak soğutma sisteminin enerji tüketimi önemli ölçüde azalmıştır.

Soğutma sistemi sürekli yüklü çalıştırıldığında kondenser 10 lt yağ ile doluyken doğal taşınimli kondensere göre % 50 yüksüz çalıştırıldığında ise % 55 daha az enerji tüketmiştir. Soğutma sistemi on-off yüklü çalıştırıldığında kondenser 10 lt yağ ile doluyken doğal taşınimli kondensere göre % 58 yüksüz çalıştırıldığında ise % 62 daha az enerji tüketmiştir. Soğutma sisteminin STK değerleri sürekli yüklü çalıştırıldığında kondenser 10 litre yağ ile doluyken doğal taşınimli kondensere göre % 9 yüksüz çalıştırıldığında ise % 16 artmıştır. Soğutma sistemi on-off yüklü çalıştırıldığında kondenser 10 litre yağ ile doluyken doğal taşınimli kondensere göre

% 24 yüksüz çalıştırıldığında ise % 20 artmıştır. STK değerleri artıkça sistem verimliliği artacak daha fazla soğutma kapasitesine ulaşacaktır.

Yağ haznesine konulan nebati yağın miktarı artıkça kondenserin yoğuşma basıncı ve sıcaklığı düşmüş buna bağlı olarak buharlaştırıcının soğutma kapasitesi artmıştır. Kondenserin kapasitesi attıkça soğutma sisteminin kapasitesi de artacaktır. Kompresör daha az çalışacak ve kompresörün ömrü uzayacaktır. Ayrıca kondenser kapasitesi arttığında yoğuşma basıncı düştüğü için kompresörün çektiği akım azalacak ve aşırı gürültü ve ısınma gibi problemlerin önüne geçilmiş olacaktır.

Bu tip çalışmalar değişik türden ev tipi soğutucularda denenerek buradaki sonuçlarla karşılaştırılabilir. Kondenser farklı sıvılarla ve faz değiştiren maddelerle denenerek uygun özellikteki maddeler belirlenebilir. Ayrıca yağ haznesi farklı metallerden yapılarak performansa etkileri araştırılabilir. Yaptığımız çalışma doğal taşınım ile gerçekleştirilmiştir. Aynı sistem zorlanmış taşınım olarak tasarlanıp buradaki sonuçlarla karşılaştırılabilir.

KAYNAKLAR

1. Lum, J. M. And Clausing, A. M., “An investigation of the air-side forced convection heat transfer from saw-tooth shaped, multi layer, wire-on-tube condensers”, *University of Illinois at Urbana-Chapaing*, 127: 1-35 (1997).
2. Petroski, S. J. and Clausing, A. M., “An investigation of the performance of confined heat transfer from saw-tooth shaped, multi-layer, wire-on-tube condensers”, *University of Illinois at Urbana-Chapaing*, 153: 1-43 (1999).
3. Nikolaidis, C. and Probert, S. D., “Exergy-Method anlysis of a two-stage vapour-compressionrefrigeration-plants performance”, *Applied Energy*, 60(4): 241-256 (1998)
4. Chow, T. T. and Lin, Z., “Prediction of on-coil temperature of condensers installed at tall building rerentrant”, *Applied Thermal Engineering*, 19(2): 117-132 (1999).
5. Dingeç, H. and İleri, A., “Thermoeconomic optimization of simple refrigerators”, *Intrenational Journal of Energy Research*, 23(11): 949-962 (1999).
6. Wong, T. N., Liang, S. Y. and Nathan, G. K., “Study on refrigeration circurity of condenser coils with exergy destruction analysis”, *Applied Thermal Engineering*, 20(6): 559-577 (2000).
7. Lee, G. H. and Yoo, J. Y., “Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system”, *Intrenational Journal of Refrigeration*, 23(3): 243-254 (2000).
8. Jung, D., Lee, Y., Park, B. and Kang, B., “A study on the performance of multi-stage condensation heat pumps”, *Intrenational Journal of Refrigeration*, 23(7): 528-539 (2000).
9. Klein. S. A., Reindl, D. T. and Brownell, K., “Refrigeration system performance using liqud-suction heat exchangers”, *Intrenational Journal of Refrigeration*, 23(8): 588-596 (2000).
10. Choi, J., Kim, Y. and Kim, J., “Experimental study on the performance of an inverter heat pump with a bypass orifice”, *Intrenational Journal of Refrigeration*, 24(5): 417-427 (2001).
11. Dutta, A. K., Yanagisawa, T. and Fukuta, M., “An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection”, *Intrenational Journal of Refrigeration*, 24(6): 577-587 (2001).

12. Cizungu, K., Mani, A. and Croll, M., “Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids”, *Applied Thermal Engineering*, 21(5): 585-598 (2001).
13. Chow, T. T., Lin, Z. And Wang, Q. W., “Analysis of condenser cooling air delivery via building light well”, *Applied Thermal Engineering*, 21(8): 831-843 (2001).
14. Dai, Y. J., Wang, R. Z., Zhang, H. F. and Yu, D. J., “Use of liquid desiccant cooling to improve the performance of vapour compression air conditioning”, *Applied Thermal Engineering*, 21(12): 1185-1202 (2001).
15. Lundberg, “An Enhanced R-134a Climate System.” **Automotive Alternative Refrigerant System Symposium**. SAE. USA.,(2002).
16. Akdoğan A .”**Bir soğutma sistemindeki kondenser kapasitesinin değiştirilmesinin enerji ve ekserji analizleri ile incelenmesi.**” Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (2007).
17. Acül H., “**Kanathı Borulu Tip Hava Soğutmalı Kondenserler ve Sistem Enerji Verimliliğine Etkileri**”, *Friterm A.Ş. teknik dökümanları ve uygulamaları*, Cilt 12 Syf: 477-488 (2008).
18. Sukamongkol Y., Chungpaibulpatana S., Limmeechokchai B., Sripadungtham P., “**Condenser heat recovery with a PV/T air heating collector to regenerate desiccant for reducing energy use of an air conditioning room**”, *Energy and Buildings* 42: 315–325, (2010).
19. Hajidavalloo, E.; Eghtedari, H. “ **Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser** ” *International Journal Of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*’ 33(5) 982-988 (2010).
20. Tosun E. “ **Kondenser boyutlarının otomobil klima sisteminin performansına etkisinin deneysel analizi.** ” Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (2010).
21. Wen-Long C., Bao-Jun M., Yi-Ning L., Yong-Hua H., Xu-Dong Y., A., “**Novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (Phase ChangeMaterial) heat storage condensers: An experimental investigation**”, *Energy*, 36: 5797-5804, (2011).
22. Guangcai G., Feihu C., Huan S., Jianyong Z., “ **Thermodynamic simulation of condensation heat recovery characteristics of a single stage centrifugal chiller in a hotel**”, *Applied Energy*, 91: 326–333, (2012).
23. Patil, P. A. “ **Performance analysis of hfc-404a vapor compression refrigeration system using shell and u-tube smooth and micro-fin tube condensers**”, *Experimental Heat Transfer* 25 (2) 77-91 (2012)

24. Tissot,J.;Boulet,P.;Trinquet,F.; et al. “ **Improved energy performance of a refrigerating machine using water spray upstream of the condenser** ” International Journal Of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid Volume: 38 Pages: 93-105 Published: FEB 2014
25. Ataer, Ö. E.,and Karabulut H., “Thermodynamic analysis of the v-type stirling-cycle refrigerator”, *International Journal of Refrigeration*, 28: 183-189 (2005).
26. Hepbaşlı,A., “Thermoeconomic analysis of household refrigerators”, *International Journal of Energy Research Int. J. Energy Res.* 31: 947-959 (2007).
27. Esen, D.Ö., “Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinin motorlu taşıtlarda kullanılabilirliği”. *Mühendis ve Makine Dergisi*, 49: 22-25 (2007).
28. Kadayıfçı ,M.C. Bacalı doğal taşınımli yoğuşturucunun ev tipi soğutucuların performansına etkisi Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü (2011)
29. Çetinkaya, S., “Termodinamik”, *Nobel Yayın Dağıtım*, Ankara, Türkiye 64-79 (1999).
30. Dağsöz, A. K., “Soğutma tekniği, ısı pompaları, ısı boruları”, *Meta Basın Yayın Dağıtım*, İstanbul, Türkiye 95-108 (1990).
31. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moron, M., “Thermal design and optimization”, *Wiley C.O*, New York, USA, 57-72 (1996).
32. Althouse, A. D., Turnquist, C. H. and Bracciono, A. F., “Modern refrigeration and air conditioning”, *The Goodheart-Willcox Company*, Illinois, USA 82-89 (1992).
33. Özkol, N., “Soğutma tekniği”, *Makine Mühendisleri Odası*, Ankara, Türkiye 86-97 (1999).
34. Trott, A. R., “Refrigeration and air conditioning”, *Buuterworths*, London, U.K 60-72 (1989).
35. TS-EN-1861., “Soğutma sistemleri ve ısı pompaları”, *Türk Standartları Enstitüsü*,Ankara, Türkiye (1999).
36. P.C. Narváez, S.M. Rincón, L.Z. Castañeda and F.J. Sánchez “**Determination of some physical and transportproperties of palm oil and of its methyl esters**” Universidad Nacional de Colombia, Ciudad Universitaria (2008).

37. TS-7452., “Ticari tip buz dolapların teknik özellikleri”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1989).
38. Genceli, O. F., “Ölçme Tekniği”, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, Türkiye 48-69 (1995).

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet ARICIOĞLU 1989 yılında Aydın'da doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. Nazilli Anadolu Meslek Lisesi Bilgisayar Bölümü'nden 2008 yılında mezun oldu. 2008 yılında Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Öğretmenliği Programında öğrenime başlayıp 2012 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2014 yılında C sınıfı İş güvenliği uzmanı oldu. 2014 yılında Patnos Mesleki Eğitim Merkezine Tesisat Teknolojisi ve İklimlendirme öğretmeni olarak atandı ve hala görevine devam etmektedir. 2013 yılında Karabük Üniversitesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümünde Yüksek lisansa başladı ve hala devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Patnos Mesleki Eğitim Merkezi Sanayi Mahallesi TOKİ okul binası
Ağrı/PATNOS
Tel : (544) 3129075
E-posta : mehmet09tes@gmail.com

EK AÇIKLAMALAR A.

DENEY SETİNDE ALINAN ÖLÇÜMLERİN SONUÇLARI

Çizelge Ek A.1. Sürekli yüksüz çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)
0	19	17	20	18	18	16	4	2,8
5	15	48	13	15	46	27	9	1,2
10	12	58	4	6	57	36	11	1,2
15	10	65	0	4	64	44	13	0,8
20	9	70	-10	0	68	47	14	0,7
25	8	74	-11	-1	72	50	14,8	0,7
30	8	77	-13	-2	75	53	15,5	0,7
35	6	79	-14	-3	77	56	16,5	0,7
40	6	84	-14	-4	79	58	17,8	0,7
45	5	86	-14	-8	84	62	20	0,7
50	4	89	-14	-8	88	65	21	0,7
55	4	90	-16	-8	89	67	22,5	0,7
60	3	93	-16	-9	90	72	23,8	0,7
Ortalama	7,5	76,08	-8,75	-1,5	74	53	16,5	0,79

Çizelge Ek A.2. Sürekli yüklü çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)
0	18	16	20	18	15	15	3,2	2,9
5	15	49	14	15	48	29	9	1,3
10	12	59	7	6	57	36	13	1
15	10	67	0	4	65	45	14	0,8
20	9	71	-5	0	69	48	15	0,8
25	8	75	-10	-1	73	52	16	0,8
30	8	78	-13	-2	76	55	16,2	0,8
35	6	82	-13	-2	79	57	16,5	0,8
40	6	84	-13	-3	82	59	17,5	0,8
45	6	87	-14	-7	85	64	19,5	0,8
50	5	89	-14	-7	88	66	21,5	0,8
55	5	91	-15	-8	90	70	23	0,8
60	5	93	-15	-8	92	73	24,5	0,8
Ortalama	7,9	77	-7,5	-1	75,3	54,5	17,1	0,85

Çizelge Ek A.3. Sürekli yüksüz çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	19	19	20	19	19	18	4	3,4	18
5	14	45	11	13	44	24	11	1,2	27
10	11	50	6	4	48	27	13	0,7	35
15	10	58	-1	2	55	34	13,4	0,7	37
20	8	60	-9	-1	57	35	13,8	0,7	38
25	5	66	-12	-2	64	42	14	0,7	40
30	5	68	-13	-3	66	44	14,5	0,7	40
35	5	72	-14	-3	69	46	15	0,5	41
40	5	74	-15	-5	71	47	15,8	0,5	42
45	3	78	-17	-7	75	50	16	0,5	45
50	3	80	-18	-7	78	51	16,3	0,5	46
55	2	82	-19	-8	79	53	16,5	0,5	47
60	2	85	-19	-8	82	54	16,8	0,5	48
Ortalama	6	68,1	-10	-2	65,6	42,25	14,6	0,6	40,5

Çizelge Ek A.4. Sürekli yüklü çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	19	19	20	19	19	19	4,2	3,2	18
5	14	48	12	14	46	25	12	1,1	26
10	12	52	8	6	48	27	14,5	0,9	33
15	11	59	3	4	55	33	14,6	0,9	34
20	7	62	-8	-1	59	38	15	0,8	38
25	6	66	-11	-2	64	42	15,5	0,8	39
30	6	70	-12	-4	68	45	15,8	0,6	40
35	5	73	-14	-4	71	47	16	0,5	42
40	4	76	-16	-5	74	47	16,2	0,5	42
45	4	79	-16	-7	75	52	16,5	0,5	43
50	3	84	-17	-7	78	52	16,5	0,5	45
55	3	85	-18	-7	82	55	16,8	0,5	47
60	3	86	-19	-7	84	57	17	0,5	48
Ortalama	6,5	70	-9	-1,6	67	43,3	15,5	0,6	39,75

Çizelge Ek A.5. Sürekli yüksüz çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	17	18	20	19	19	17	4,8	4	19
5	10	45	10	14	44	23	10	1,2	23
10	8	48	6	8	47	25	11	1	27
15	8	53	-1	5	50	29	12	0,8	30
20	5	58	-8	-3	55	35	13	0,6	33
25	4	62	-14	-3	59	39	13,2	0,6	34
30	4	65	-16	-6	61	41	13,5	0,4	35
35	3	70	-16	-6	66	45	13,8	0,4	36
40	2	71	-17	-6	68	47	14	0,4	38
45	2	73	-21	-8	71	49	14	0,4	39
50	2	76	-21	-8	73	49	14,2	0,4	40
55	1	79	-21	-8	75	50	14,4	0,4	41
60	1	81	-21	-8	78	51	14,8	0,4	42
Ortalama	4	65	-11,6	-2,4	62,2	40,25	13,1	0,5	34,8

Çizelge Ek A.6. Sürekli yüklü çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	19	19	20	20	19	18	5	4,5	20
5	12	47	10	13	45	25	11	1	24
10	9	51	5	8	49	27	11,5	0,8	28
15	9	53	-3	7	51	30	12	0,8	30
20	6	57	-8	-4	55	34	12,5	0,6	32
25	5	64	-14	-4	60	39	13,5	0,6	34
30	5	67	-14	-5	64	42	14	0,6	35
35	5	70	-15	-5	66	45	14,5	0,5	36
40	5	72	-16	-5	69	49	15,5	0,5	39
45	3	75	-17	-5	72	50	15,5	0,5	40
50	3	77	-18	-7	75	50	15,5	0,5	41
55	2	79	-19	-7	76	51	15,8	0,5	42
60	2	80	-20	-7	78	51	16	0,5	43
Ortalama	5,5	66	-10,7	-1,7	63,3	41	13,9	0,6	35,3

Çizelge Ek A.7. Sürekli yüksüz çalışan 7, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	19	19	21	20	19	18	3,2	2,8	18
5	10	44	9	13	42	22	8	0,8	22
10	5	47	0	6	45	24	9	0,8	24
15	3	54	-5	0	51	30	9,2	0,8	26
20	3	57	-8	-5	56	32	9,5	0,8	28
25	3	59	-10	-6	58	36	9,8	0,8	29
30	3	61	-19	-6	59	37	10	0,4	30
35	2	64	-19	-6	63	41	10	0,4	32
40	2	71	-20	-8	69	44	10,1	0,4	33
45	2	73	-20	-8	71	46	10,5	0,4	35
50	2	74	-22	-8	72	48	10,8	0,4	36
55	1	75	-22	-8	73	50	11	0,2	38
60	1	78	-22	-8	77	50	11,5	0,2	40
Ortalama	3	63	-13,1	-3,6	61,3	38,3	9,95	0,5	31,08

Çizelge Ek A.8. Sürekli yüklü çalışan 7, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	18	19	20	20	19	19	4,8	4	19
5	8	46	12	15	44	23	9	1	23
10	5	49	5	8	47	24	10	1	24
15	4	55	-6	3	53	30	10	0,6	25
20	4	59	-8	-4	56	34	10,5	0,6	27
25	4	60	-12	-5	57	37	10,8	0,6	28
30	4	60	-14	-5	58	38	10,8	0,5	29
35	4	65	-15	-5	63	41	11	0,5	30
40	3	71	-16	-6	70	45	11	0,4	32
45	3	73	-18	-6	71	46	11,2	0,4	33
50	3	75	-19	-6	73	47	11,5	0,4	34
55	2	78	-20	-6	75	47	11,8	0,4	38
60	2	79	-21	-6	77	50	12	0,4	39
Ortalama	3,8	64	-11	-1,9	62	38,5	10,8	0,5	30,1

Çizelge Ek A.9. Sürekli yüksüz çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	19	18	20	20	19	19	4	3,2	20
5	9	41	9	13	40	21	6	0,6	23
10	5	47	0	6	46	23	7	0,6	25
15	2	51	-3	1	50	26	7,2	0,6	27
20	2	55	-9	-6	53	30	7,5	0,6	28
25	2	59	-15	-6	57	34	8	0,6	29
30	1	63	-15	-7	62	37	8,2	0,4	30
35	1	65	-18	-7	64	41	8,5	0,1	32
40	1	69	-21	-8	67	43	8,8	0,1	33
45	1	69	-23	-8	68	45	9	0,1	34
50	0	70	-24	-8	68	46	9	0,1	35
55	0	73	-25	-8	72	47	9,2	0,1	36
60	0	74	-26	-8	73	48	9,5	0,1	37
Ortalama	2	61,3	-14,1	-3,8	60	36,7	8,1	0,3	30,75

Çizelge Ek A.10. Sürekli yüklü çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	18	19	21	20	19	19	3,8	3	19
5	11	45	11	13	43	23	7	0,8	22
10	6	49	3	6	47	25	8	0,8	23
15	6	51	-8	1	50	30	8,2	0,6	27
20	2	55	-10	-3	54	32	8,8	0,6	28
25	2	57	-10	-4	59	35	8,8	0,6	30
30	1	65	-18	-5	64	39	9	0,6	31
35	1	68	-15	-6	65	40	9	0,4	32
40	1	69	-21	-7	67	41	9,2	0,4	33
45	0	71	-21	-7	70	44	9,4	0,4	34
50	0	73	-22	-7	70	46	9,5	0,2	35
55	0	75	-23	-7	74	48	9,8	0,2	36
60	0	75	-23	-8	73	49	9,8	0,2	37
Ortalama	2,5	62,7	-13	-2,8	61,3	37,6	8,8	0,4	30,6

Çizelge Ek A.11. On-off yüksüz çalışan hava soğutmalı doğal taşınımli kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)
0	19	17	20	21	18	17	3,2	2
5	17	48	13	16	47	27	5	1
10	11	58	6	9	56	35	8,5	1
15	9	65	3	6	63	40	10,5	0,6
20	7	70	0	2	69	45	11	0,6
25	6	74	-4	-1	72	48	12,5	0,6
30	6	77	-9	-3	75	55	13,5	0,6
35	5	81	-11	-4	80	63	14,5	0,6
40	5	85	-13	-5	84	67	15,8	0,6
45	7	70	-9	-5	68	60	6	1,5
50	8	68	-8	-5	66	55	5,5	1,5
55	10	65	-8	-4	62	53	5	1,5
60	11	61	-8	-4	58	50	5	2
65	11	58	-8	-4	56	47	4	2
70	12	57	-7	-3	55	44	4	2
75	13	55	-7	-3	52	39	4	1,5
80	12	63	-8	-3	60	40	5	1
85	10	66	-8	-4	64	42	5,8	0,8
90	9	69	-10	-4	67	43	7,5	0,8
95	8	72	-11	-4	70	44	9	0,8
100	7	75	-11	-4	73	47	10,5	0,6
105	6	77	-12	-4	75	50	12	0,6
110	6	79	-13	-4	78	55	13	0,6
115	6	80	-13	-4	79	59	14,5	0,6
120	6	82	-13	-5	80	63	15	0,6

Çizelge Ek A.12. On-off yüklü çalışan hava soğutmalı doğal taşınımlı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)
0	19	17	20	21	18	17	4	2,8
5	17	48	14	16	47	28	5,8	1
10	12	59	8	10	56	36	9	1
15	11	67	5	7	63	43	11	0,8
20	10	72	1	3	69	47	11,5	0,8
25	7	76	-2	-1	72	51	12,8	0,7
30	7	79	-5	-3	75	58	13	0,7
35	7	83	-9	-4	80	64	14,5	0,7
40	7	84	-10	-5	84	65	15,5	0,7
45	7	87	-12	-5	86	69	16,6	0,7
50	8	73	-8	-5	66	55	6	1,5
55	10	68	-8	-4	62	53	5	1,5
60	11	62	-8	-4	58	50	5	2
65	11	59	-8	-4	56	47	4	2
70	12	57	-7	-3	55	44	3,5	2
75	13	54	-7	-3	52	40	3,5	1,5
80	12	63	-8	-3	60	41	5,8	1
85	10	66	-8	-3	64	43	6,5	0,8
90	9	70	-10	-3	67	45	7,5	0,8
95	8	74	-11	-3	70	45	9	0,8
100	7	76	-11	-4	73	48	10,5	0,6
105	6	78	-12	-4	75	51	12	0,6
110	6	80	-13	-4	78	57	13	0,6
115	6	81	-13	-4	79	60	14,5	0,6
120	6	83	-13	-4	82	65	15,5	0,6

Çizelge Ek A.13.On-off yüksüz çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	18	17	20	20	18	18	3,5	2,8	18
5	14	45	14	15	44	23	5	0,8	27
10	10	56	5	7	56	33	7	1,2	32
15	8	64	0	0	65	44	9	0,8	34
20	6	73	-8	-4	72	48	10	0,5	36
25	5	76	-11	-5	76	51	11	0,5	37
30	4	80	-13	-5	79	60	12,5	0,5	38
35	6	74	-9	-5	71	51	7	1,2	37
40	7	70	-8	-5	65	48	6	1,2	36
45	9	67	-8	-4	59	45	4	1,2	36
50	11	61	-7	-4	54	41	3,8	1,5	36
55	11	58	-7	-4	50	40	3,5	1,5	35
60	12	57	-6	-4	48	39	3,5	1,8	35
65	13	55	-6	-3	47	37	3,5	1,8	35
70	13	61	-7	-4	61	40	8,5	0,7	36
75	11	68	-8	-4	66	43	9,5	0,7	38
80	11	70	-8	-4	69	48	10	0,7	39
85	10	73	-9	-4	71	49	10,5	0,7	40
90	9	75	-11	-4	74	50	11	0,7	41
95	9	78	-11	-4	76	51	11,5	0,5	42
100	8	79	-11	-5	77	53	12	0,5	43
105	7	74	-11	-5	71	50	5	0,5	42
110	7	71	-10	-4	70	49	3,8	1,2	41
115	8	68	-8	-4	64	47	3,8	1,5	41
120	8	65	-7	-4	61	44	3,5	1,5	41

Çizelge Ek A.14.On-off yüklü çalışan 2,5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	18	17	20	20	18	18	3,5	2,8	19
5	14	44	14	15	44	22	5	0,8	26
10	10	55	6	8	56	34	7	1,2	29
15	8	64	0	0	65	44	9	0,8	32
20	6	74	-6	-4	72	48	10	0,6	33
25	5	77	-10	-5	76	51	11	0,6	35
30	5	81	-11	-5	79	57	12,5	0,6	37
35	5	82	-9	-5	81	61	13,2	0,6	38
40	7	72	-8	-5	65	48	7	1,2	38
45	9	67	-8	-4	59	45	5	1,2	37
50	11	61	-7	-4	54	41	3,8	1,5	36
55	11	58	-7	-4	50	40	3,5	1,5	36
60	12	59	-6	-4	48	59	6	1,8	36
65	13	60	-6	-3	57	59	7	1,8	37
70	13	61	-7	-4	61	40	8,5	0,7	37
75	11	68	-8	-4	66	43	9,5	0,7	38
80	11	70	-8	-4	69	48	10	0,7	38
85	10	73	-9	-4	71	49	10,5	0,7	39
90	9	75	-11	-4	74	50	11,2	0,7	40
95	9	78	-13	-4	76	51	12	0,5	40
100	8	79	-13	-5	77	53	12,5	0,5	41
105	7	76	-13	-5	78	54	4	0,5	40
110	7	71	-10	-4	70	49	3,8	1,2	40
115	8	68	-8	-4	64	47	3,5	1,8	39
120	8	65	-7	-4	61	44	3,2	1,8	39

Çizelge Ek A.15.On-off yüksüz çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	17	18	20	19	19	17	3,2	2	20
5	9	48	10	14	47	28	4	1,2	23
10	7	54	6	8	50	30	5,5	1	26
15	7	59	-1	0	56	34	7	0,8	29
20	4	65	-8	-3	62	45	7,5	0,6	30
25	3	72	-14	-4	69	47	8,5	0,6	32
30	3	73	-16	-5	71	51	9,2	0,4	33
35	3	76	-16	-5	75	55	10	0,8	35
40	4	71	-15	-4	68	47	7	1,5	35
45	5	69	-13	-4	61	41	5	1,5	34
50	5	65	-11	-4	58	40	4	1,5	34
55	6	60	-10	-4	55	38	4	1,5	33
60	6	58	-9	-4	51	35	3,5	1,5	33
65	7	56	-9	-3	50	33	3,5	1,8	33
70	8	53	-8	-3	48	30	3	1,8	33
75	9	50	-8	-3	45	29	3	1,8	32
80	7	55	-10	-4	54	34	4	0,8	30
85	7	59	-10	-4	58	36	5,2	0,8	32
90	7	63	-10	-4	62	37	6	0,8	33
95	5	66	-11	-4	65	41	6,5	0,8	34
100	4	69	-11	-4	67	42	7,5	0,8	34
105	4	70	-11	-5	69	46	8	0,6	35
110	4	72	-12	-5	70	47	8,5	0,6	35
115	4	73	-12	-5	73	50	8,5	0,6	36
120	4	75	-14	-5	75	53	9	0,6	37

Çizelge Ek A.16.On-off yüklü çalışan 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	18	18	20	19	19	17	3,2	2	19
5	10	48	10	14	47	26	4	1,2	23
10	8	55	6	8	50	30	5,5	1	27
15	8	62	-1	0	56	34	7	0,8	28
20	7	67	-8	-3	62	44	7,5	0,6	30
25	5	74	-14	-4	69	48	8,5	0,6	32
30	3	75	-14	-5	71	49	9,2	0,4	33
35	3	77	-14	-5	75	51	10	0,4	35
40	3	79	-14	-4	78	57	11	0,4	36
45	5	68	-12	-4	61	41	5	1,5	34
50	5	64	-10	-4	58	40	4	1,5	34
55	6	59	-9	-4	55	38	4	1,5	33
60	6	57	-8	-4	51	35	3,5	1,5	33
65	7	55	-7	-3	50	33	3,5	1,8	33
70	8	50	-6	-3	48	30	3	1,8	33
75	9	49	-6	-3	45	29	3	1,8	32
80	7	55	-10	-4	54	34	4	0,8	31
85	7	59	-10	-4	58	36	5,2	0,8	31
90	7	63	-10	-4	62	37	6	0,8	33
95	5	66	-11	-4	65	41	6,5	0,8	34
100	4	69	-11	-4	67	42	7,5	0,8	34
105	4	70	-11	-5	69	46	8	0,6	36
110	4	72	-12	-5	70	47	8,5	0,6	36
115	4	73	-12	-5	73	50	8,5	0,6	37
120	4	76	-14	-5	75	53	9	0,6	38

Çizelge Ek A.17.On-off yüksüz çalışan 7, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	19	19	21	20	19	18	3	2,5	18
5	10	44	9	13	42	21	5	0,8	23
10	5	47	0	6	45	26	5,8	0,8	24
15	4	54	-5	0	51	30	6,5	0,8	25
20	3	57	-8	0	56	36	7	0,8	26
25	2	59	-10	-3	58	37	8	0,8	27
30	2	61	-14	-3	59	39	8,5	0,4	28
35	2	64	-14	-4	63	41	9	0,4	29
40	1	71	-14	-5	69	45	9,2	0,4	30
45	1	75	-16	-5	73	51	9,5	0,3	32
50	2	70	-14	-4	68	48	7	1	32
55	3	68	-13	-4	64	50	5	1	32
60	4	64	-12	-4	60	50	4	1,5	32
65	5	60	-11	-4	56	44	4	1,5	30
70	5	58	-11	-3	52	38	4	1,5	30
75	6	52	-11	-3	48	36	4	1,5	29
80	7	50	-10	-3	44	30	3	1,5	28
85	8	48	-9	-3	40	29	3	1,5	28
90	10	44	-9	-3	37	26	3	1,5	28
95	9	49	-10	-4	48	28	5	0,8	30
100	8	54	-11	-4	53	29	6,5	0,8	30
105	8	57	-11	-4	55	32	7	0,8	32
110	7	63	-11	-4	62	33	7,8	0,8	33
115	5	67	-11	-5	66	35	8	0,8	34
120	4	70	-11	-5	69	36	8,5	0,8	35

Çizelge Ek A.18.On-off yüklü çalışan 7, 5 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	19	19	21	20	19	18	3	2,5	18
5	10	44	9	13	42	22	5	0,8	23
10	5	47	0	6	45	24	6	0,8	24
15	4	54	-5	0	51	30	6,5	0,8	25
20	3	57	-8	0	56	35	7	0,8	26
25	2	59	-10	-3	58	37	8,2	0,8	27
30	2	61	-14	-3	59	38	8,5	0,4	28
35	2	67	-14	-4	63	41	9,5	0,4	29
40	1	73	-14	-5	69	46	10	0,4	30
45	1	75	-16	-5	74	52	10,5	0,3	32
50	2	70	-14	-4	68	48	7	1	32
55	3	68	-13	-4	64	50	5	1	32
60	4	64	-12	-4	60	50	4	1,5	32
65	5	60	-11	-4	56	44	4	1,5	30
70	5	58	-11	-3	52	38	4	1,5	30
75	6	52	-11	-3	48	36	4	1,5	29
80	7	50	-10	-3	44	30	3	1,5	28
85	8	48	-9	-3	40	29	3	1,5	28
90	10	44	-9	-3	37	26	3	1,5	28
95	9	49	-10	-4	48	28	5	0,8	30
100	8	55	-11	-4	54	29	6,5	0,8	30
105	8	57	-11	-4	55	32	7	0,8	32
110	7	63	-11	-4	62	33	7,8	0,8	33
115	5	69	-11	-5	67	35	8,5	0,8	34
120	4	73	-11	-5	71	36	9	0,8	35

Çizelge Ek A.19.On-off yüksüz çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	19	17	20	20	19	19	4	3,2	19
5	9	42	9	13	42	21	5	0,6	22
10	5	46	0	6	47	26	5,5	0,6	24
15	2	50	-3	1	51	30	6	0,6	26
20	1	54	-9	-3	54	33	6,5	0,6	26
25	1	57	-15	-3	56	34	7	0,6	28
30	1	63	-15	-4	61	36	7,5	0,4	29
35	0	66	-15	-5	62	41	8	0,1	30
40	0	70	-15	-5	69	49	8,6	0,1	32
45	1	65	-14	-4	60	40	6	1	32
50	1	60	-13	-4	54	37	5	1	30
55	2	54	-12	-4	50	35	5	1	30
60	2	50	-12	-4	44	30	4	1	29
65	2	48	-10	-4	40	28	4	1,5	29
70	3	44	-10	-4	37	25	4	1,5	29
75	4	40	-10	-3	35	22	3,5	1,5	29
80	6	38	-9	-3	32	20	3,5	1,5	28
85	7	33	-8	-3	30	20	3,5	1,5	27
90	5	45	-9	-4	44	24	4,8	0,8	28
95	3	48	-9	-4	46	25	5,5	0,8	30
100	3	52	-9	-4	50	28	6	0,8	30
105	2	56	-10	-4	54	30	6,5	0,3	32
110	1	60	-11	-5	58	34	7	0,3	33
115	1	64	-12	-5	61	36	7,5	0,3	33
120	1	66	-13	-5	64	40	8	0,3	34

Çizelge Ek A.20.On-off yüklü çalışan 10 litre nebati yağ ile dolu yağ soğutmalı kondenser ile yapılan deneye ait veriler.

Zaman (dk)	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş sıcaklığı (°C)	Kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	Kondenser giriş basıncı (Bar)	Emme basıncı (Bar)	Yağ sıcaklığı (°C)
0	20	17	20	20	18	19	3,5	2,5	21
5	10	42	10	14	42	22	5	1	24
10	7	46	1	7	47	25	5,8	0,4	25
15	3	50	-2	3	51	29	6,5	0,4	27
20	3	54	-7	-2	54	34	7	0,4	28
25	2	57	-13	-3	56	35	7,5	0,1	29
30	2	63	-13	-4	61	38	8	0,1	30
35	1	66	-13	-4	62	42	8,5	0,1	32
40	1	71	-14	-5	70	50	9,2	0,1	33
45	2	66	-13	-5	64	43	5	1,5	32
50	2	57	-13	-5	53	36	5	1,8	32
55	3	51	-12	-4	47	32	4	1,8	30
60	4	50	-12	-4	44	28	4	1,8	30
65	4	45	-10	-4	38	25	4	1,8	30
70	5	40	-10	-4	35	24	4	1,8	28
75	6	37	-10	-4	32	22	3,5	1,8	28
80	7	34	-6	-3	30	22	3,5	1,8	28
85	8	30	-6	-3	29	21	3,5	1,8	28
90	5	41	-7	-3	28	21	3,5	1,8	27
95	3	45	-8	-3	44	24	5	0,5	29
100	3	49	-8	-3	48	26	5,5	0,5	32
105	2	53	-9	-4	52	30	6,5	0,2	32
110	1	57	-10	-4	55	32	7	0,2	33
115	1	62	-10	-4	60	36	8,2	0,2	34
120	1	67	-11	-5	65	42	9	0,2	35

