

**BİR OTOMOTİV KLİMA SİSTEMİNİN EKSERJİ
ANALİZİ İLE PERFORMANS TESPİTİ**

**2012
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

Fatih ATEŞER

**BİR OTOMOTİV KLİMA SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ İLE
PERFORMANS TESPİTİ**

Fatih ATEŞER

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

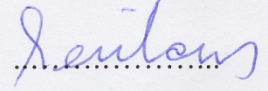
KARABÜK

Ocak 2012

Fatih ATEŞER tarafından hazırlanan “BİR OTOMOTİV KLİMA SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ İLE PERFORMANS TESPİTİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Perihan SEKMEN

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 19/ 01/ 2012

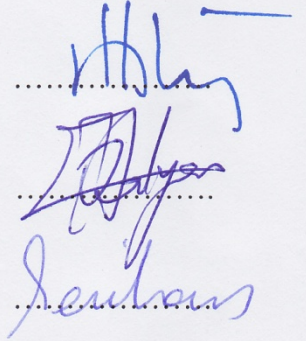
Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Bülent ÖZDALYAN (KBÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Perihan SEKMEN (KBÜ)

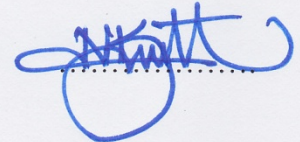


.../.../ 2012

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

Doç. Dr. Nizamettin KAHRAMAN

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.”

Fatih ATEŞER

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR OTOMOTİV KLİMA SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ İLE PERFORMANS ANALİZİ

Fatih ATEŞER

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Yrd. Doç. Dr. Perihan SEKMEN

Ocak 2012, 72 sayfa

Termodinamik sistemler Enerji ve Ekserji Analizleri kullanılarak analiz edilirler. Enerji analizi prosesin yönü ve enerjinin kalitesi konusunda bir fikir beyan etmediği için enerji analizine (enerjinin miktarına) dayalı olarak gerçekleştirilen sistem analizi tek başına güvenilir değildir. Bu sebeplerden dolayı, prosesleri modern bir şekilde analiz etmek için mühendislik sistemlerinin değerlendirilmesinde gelişmiş bir araç ve daha gerçekçi bir bakış sağlayan ekserji analizi kullanılmaktadır. Bu çalışmada, soğutkan olarak R134a ($C_2H_2F_4$ /Tetrafloretan) kullanan buhar sıkıştırımlı bir otomobil klima sisteminin her bileşenine (kompresör, kondenser, evaporator ve genişleme valfi) enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Deneyler, 900 min^{-1} 'den 1800 min^{-1} 'ya 100 min^{-1} 'lık artırımlarla on farklı kompresör hızı ve 200, 300 ve 400 g olmak üzere üç farklı soğutkan yükünde gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın ilk kısmında, kompresör hızı ve soğutkan yüküne göre sistemin soğutma tesir katsayısı (STK), soğutma kapasitesi ve kompresör gücünü değişiminin belirlendiği

Termodinamiğin Birinci Kanun Analizi gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, STK değerleri soğutkan yükü ile artma, kompresör hızı ile azalma göstermiştir. Genel olarak, soğutma kapasitesi değerleri hem soğutkan yükü hem de kompresör hızı ile artmıştır. Bu durumdan farklı olarak, kompresör gücü artan soğutkan yükü ile azalmış, artan kompresör hızı ile artmıştır. Çalışmanın ikinci kısmında ise, AAC sisteminin her bileşeninde birim zamanda meydana gelen ekserji kayıp değerinin belirlendiği sistemin Termodinamiğin İkinci Kanun Analizi yapılmıştır. Soğutma sisteminin tüm bileşenlerindeki kayıp ekserjiler hem artan kompresör hızı ile hem de artan soğutkan yükü ile artmıştır. Kompresör hızı ve soğutkan yüküne göre en yüksek tahrip edilen ekserji değerinin meydana geldiği ünite kompresördür. Daha sonra tahrip edilen ekserji değeri sırasıyla kondenser, evaporatör ve genişleme valfi şeklinde sıralanmıştır.

Anahtar Kelimeler : Ekserji analizi, enerji analizi, soğutucu akışkan, R134a, soğutma çevrimi, soğutma tesir katsayısı.

Bilim Kodu : 708.1.131

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

PERFORMANCE ANALYSIS OF an AUTOMOTIVE CLIMATE SYSTEM USING EXERGY ANALYSIS

Fatih ATEŞER

Karabuk University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Machine Education

Thesis Advisor:

Assist. Prof. Dr. Perihan SEKMEN

January 2012, 72 pages

Thermodynamic systems are analysed using two essential tools named of energy analysis and exergy analysis. However, the analysis done based on the energy law (quantity) alone is deceptive. Because, it is blind for the process direction and is not able to recognize different quality of energies. For these reasons, the modern approach to the process analysis uses the exergy analysis, which provides a more realistic view and an advanced tool for engineering process evaluation. In this study, energy and exergy analysis are applied to the separate components (evaporator, condenser, compressor and expansion valve) of a vapor compressed Automobile Air Conditioning (AAC) system using R134a ($C_2H_2F_4$ /Tetrafloretan) as a refrigerant. The experiments were carried out at ten different compressor speeds starting from 900 min^{-1} to 1800 min^{-1} by 100 min^{-1} increasing rates and three different refrigerant charges at 200, 300, and 400 g. In the first part of the study, the First Law of Thermodynamic analysis of the system that yields the Coefficient Of Performance

(COP), the cooling capacity and the compressor power change with respect to the rotating speed of the compressor and refrigerant charge. The results show that, the COP increases with the increasing refrigerant charge and decreases with the increasing compressor speed. Furthermore, the cooling capacity values generally increase by increasing both the refrigerant charge and compressor speed. Unlike this, compressor power decreases with the refrigerant charge and increases with the increasing compressor speed. On the second part of the study, the Second Law of Thermodynamic analysis of the system that yields the rate of exergy destruction in each component of the AAC system has been found. Exergy destruction values in all components of cooling system increase by increasing both compressor speed and refrigerant charge. The component having the greatest increase in exergy destruction with respect to compressor speed and refrigerant charge is the compressor itself. Then the rest, in exergy destruction is ordered as compressor, condenser, evaporator and expansion valve, respectively.

Key Words : Exergy analysis, energy analysis, refrigerant, R134a, cooling cycle, coefficient of performance.

Science Code : 708.1.131

TEŞEKKÜR

Bu tez alışmasının planlanmasında, araştırılmasında, yrtlmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında Őekillendiren sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Perihan SEKMEN'e sonsuz teŐekkürlerimi sunarım.

Deneysel alışmalar sırasında yardımlarını esirgemeyen, Prof. Dr. Erol ARCAKLIOğLU'na, Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK'a, Doç. Dr. Yakup SEKMEN'e, gerekli olan materyalleri bulmamda yardımlarını gördüğüm Yrd. Doç. Dr. Bülent ÖZDALYAN'a ve Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN'a, deneylerin gerçekleŐmesi sırasında bana destek olan Güven DEMİRTAŐ'a teŐekkürü bir borç bilirim.

Hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini asla esirgemeyen aileme 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 | xv |
| | |
| BÖLÜM 1. | 1 |
| GİRİŞ | 1 |
| 1.1. LİTERATÜR ÇALIŞMASI | 3 |
| | |
| BÖLÜM 2. | 11 |
| TERMODİNAMİK ANALİZLER | 11 |
| 2.1. ENERJİ ANALİZİ | 11 |
| 2.2. EKSERJİ ANALİZİ | 12 |
| 2.2.1. Ekserjiye Dayalı Temel kavramlar | 15 |
| 2.2.2. Ekserjiye sebep olan faktörler | 17 |
| 2.2.2.1. İş Transferine Bağlı Ekserji | 17 |
| 2.2.2.2. Isı Transferine Bağlı Ekserji | 17 |
| 2.2.2.3. Maddenin Kararlı Akışına Bağlı Ekserji | 18 |
| 2.2.3. Ekserjinin Bileşenleri | 18 |
| 2.2.3.1. Kinetik Ekserji | 19 |
| 2.2.3.2. Potansiyel Ekserji | 20 |
| 2.2.3.3. Fiziksel Ekserji | 20 |
| 2.2.3.4. Kimyasal Ekserji | 20 |
| 2.2.4. Kapalı Sistemler İçin Ekserji Analizi | 21 |
| 2.2.5. Ekserjik Verim | 23 |

| | <u>Sayfa</u> |
|---|---------------------|
| BÖLÜM 3. | 24 |
| SOĞUTMA SİSTEMİ | 24 |
| 3.1. SOĞUTMA TEKNİĞİ | 24 |
| 3.2. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ VE ÇEŞİTLERİ | 25 |
| 3.2.1. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma çevrimi..... | 25 |
| 3.2.2. Evaporatif Soğutma Çevrimi..... | 28 |
| 3.2.3. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi | 29 |
| 3.2.4. Ejektörlü Soğutma Çevrimi..... | 30 |
| 3.3. OTOMOTİV SOĞUTMA SİSTEMİ ELEMANLARI | 31 |
| 3.3.1. Klima Kompresörü..... | 31 |
| 3.3.2. Genleşme valfi..... | 33 |
| 3.3.3. Evaporatör | 33 |
| 3.3.4. Kondenser..... | 34 |
| 3.3.5. Nem Tutucu Filtre..... | 35 |
| 3.4. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR..... | 36 |
| 3.4.1. Soğutucu Akışkan R134a | 39 |
| | |
| BÖLÜM 4. | 41 |
| MATERYAL VE METOT..... | 41 |
| 4.1. OTOMOTİV KLİMA SİSTEMİ ELEMANLARINA ENERJİ (BİRİNCİ KANUN) ANALİZİNİN UYGULANMASI..... | 44 |
| 4.1.1. Kompresör Enerji Analizi | 45 |
| 4.1.2. Kondenser Enerji Analizi | 46 |
| 4.1.3. Genleşme Valfi Enerji Analizi..... | 47 |
| 4.1.4. Evaporatör Enerji Analizi..... | 47 |
| 4.1.5. Soğutma Performans Katsayısı (STK) | 48 |
| 4.2. OTOMOTİV KLİMA SİSTEMİ ELEMANLARINA EKSERJİ (İKİNCİ KANUN) ANALİZİNİN UYGULANMASI | 48 |
| 4.2.1. Kompresör Ekserji Analizi | 48 |
| 4.2.2. Kondenser Ekserji Analizi..... | 49 |
| 4.2.3. Genleşme Valfi Ekserji Analizi..... | 50 |
| 4.2.4. Evaporatör Ekserji Analizi | 51 |

| | <u>Sayfa</u> |
|---|---------------------|
| BÖLÜM 5. | 53 |
| SONUÇLAR VE TARTIŞMA..... | 53 |
| 5.1. SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ ANALİZİ..... | 53 |
| 5.2. SOĞUTMA SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ | 56 |
| 5.3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER..... | 63 |
| KAYNAKLAR | 67 |
| ÖZGEÇMİŞ | 72 |

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

| | |
|---|----|
| Şekil 2.1. Toplam enerji dengesi..... | 13 |
| Şekil 2.2. Sistem sınırından girip çıkan madde akışının ekserji bileşenleri | 19 |
| Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı çevrim şeması..... | 26 |
| Şekil 3.2. Basit buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi diyagramları..... | 27 |
| Şekil 3.3. Su ile hava arasındaki termodinamik değişimler..... | 28 |
| Şekil 3.4. Absorpsiyonlu soğutma sistemi..... | 29 |
| Şekil 3.5. Ejektör soğutma çevriminin kısımları..... | 31 |
| Şekil 3.6. Klima kompresörü | 32 |
| Şekil 3.7. Klima kompresörü kesiti | 32 |
| Şekil 3.8. Evaporatör | 34 |
| Şekil 3.9. Kondenserin araç üzerindeki konumu..... | 34 |
| Şekil 3.10. Kondenser | 35 |
| Şekil 3.11. Nem tutucu filtrenin kesiti ve araç üzerindeki konumu | 36 |
| Şekil 4.1. Deney düzeneğinin genel görünüşü..... | 41 |
| Şekil 4.2. Sistem elemanları ve cihazlar | 43 |
| Şekil 4.3. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi..... | 45 |
| Şekil 5.1. Kompresör devri ve soğutkan yükünün soğutma tesir katsayısına etkisi..... | 53 |
| Şekil 5.2. Kompresör devri ve soğutkan yükünün soğutma kapasitesine etkisi | 55 |
| Şekil 5.3. Kompresör devri ve soğutkan yükünün kompresör gücüne etkisi..... | 55 |
| Şekil 5.4. Soğutkan yükü ve kompresör devrinin kütleli debiye etkisi..... | 56 |
| Şekil 5.5. 200 g R134a için ünitelerdeki tersinmezliklere kompresör devrinin etkisi..... | 57 |
| Şekil 5.6. 300 g R134a için ünitelerdeki tersinmezliklere kompresör devrinin etkisi..... | 57 |
| Şekil 5.7. 400 g soğutucu yükü için ünitelerdeki tersinmezliklere kompresör devrinin etkisi | 58 |
| Şekil 5.8. Toplam çevrim tersinmezliğine kompresör devri ve soğutkan yükünün etkisi..... | 60 |
| Şekil 5.9. 200 g R134a soğutkan yükü için ünitelerin ekserjik verim değerleri | 61 |

Sayfa

| | |
|---|----|
| Şekil 5.10. 300 g R134a soğutkan yükü için ünitelerin ekserjik verim değerleri | 61 |
| Şekil 5.11. 400 g R134a soğutkan yükü için ünitelerin ekserjik verim değerleri | 62 |
| Şekil 5.12. Soğutkan yükü ve kompresör devrinin soğutma sisteminin ekserjik verimine etkisi | 63 |
| Şekil 5.13. Ünitelerde meydana gelen kısmi tersinmezlik değerleri | 65 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

| | <u>Sayfa</u> |
|--|---------------------|
| Çizelge 3.1. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri ile yerini alacağı soğutucu akışkanlar | 39 |
| Çizelge 4.1. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri | 42 |

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

| | |
|---------------------|---|
| Q | : Toplam Isıl enerji (kW) |
| Ex | : Toplam ekserji (kW) |
| Ex_Q | : Isı transferine bağlı ekserji (kW) |
| Ex_W | : İş transferine bağlı ekserji (kW) |
| Ex_k | : Kinetik ekserji (kW) |
| Ex_p | : Potansiyel ekserji (kW) |
| I | : Tersinmezlik, yok edilen ekserji (kW) |
| h | : Özgül entalpi (kJ/kg) |
| u | : Özgül iç enerji (kJ/kg) |
| s | : Özgül entropi (kJ/kg.K) |
| $S_{\text{üretim}}$ | : Üretilen entropi (kJ/kg.K) |
| \dot{m} | : Kütlesel debi (kg/sn) |
| $^{\circ}C$ | : Santigrad derece |
| T | : Sıcaklık ($^{\circ}C$, K) |
| T_o | : Çevre sıcaklığı ($^{\circ}C$, K) |
| p | : Basınç (bar, Pa) |
| p_o | : Çevre basıncı (bar, Pa) |
| W | : İş (W, kW) |
| Tr | : İndirgenmiş sıcaklık ($^{\circ}C$, K) |
| V | : Akışkanın hızı (m/s) |
| τ | : Boyutsuz ekserjik sıcaklık ($^{\circ}C$, K) |
| W_{tr} | : Tersinir iş (W, kW) |

| | |
|------------------------|--|
| W_y | : Yararlı iş (W, kW) |
| Φ | : Toplam kapalı sistem kullanılabilirliği (kJ) |
| η_I, η_Q | : Enerji verimi, I. kanun verimi |
| η_{II}, η_{Ex} | : Ekserji verimi, II. kanun verimi |

KISALTMALAR

| | |
|------|---------------------------------|
| STK | : Soğutma Tesir Katsayısı |
| EER | : Enerji Etkinlik Oranı |
| ASS | : Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi |
| TXV | : Termostatik Genleşme Valfi |
| HFC | : Hidroflorokarbon |
| HC | : Hidrokarbon |
| CFC | : Kloroflorokarbon |
| HCFC | : Hidrokloroflorokarbon |
| ODP | : Ozon Tüketim Potansiyeli |
| GWP | : Küresel Tehlike Potansiyeli |
| EPA | : Çevre Koruma Örgütü |

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Gelişen teknoloji ile birlikte yeryüzündeki yenilenemeyen enerji kaynakları bilinçsizce ve hızlı bir şekilde tüketilmektedir. Bunun sonucunda artan enerji ihtiyacının karşılanabilmesi ve bu büyük soruna çözüm bulunabilmesi için araştırmacılar, yeryüzünde ve yeraltında bulunan enerji kaynaklarının daha bilinçli olarak tüketilmesi için, enerji geri kazanım sistemleri konusunda çeşitli çalışmalar yapmaya başlamışlardır. Bu çalışmalar sonucunda bilim adamları ve enerji mühendisleri enerji analizi, ekserji (kullanılabilir enerji) analizi, tersinmezlikler, tersinir iş, kayıp iş, termo ekonomi, ekserji ekonomi kavramları üzerinde önemli çalışmalar yaparak, enerji kullanan sistemlerde daha az enerji sarfiyatı ile daha çok iş üretme ve verim artırma konusunda önemli ölçüde olumlu sonuçlar almışlardır [1].

Termodinamik; enerji, enerjinin madde ile ilgili olan ilişkilerini ve değişimini inceleyen bir bilim dalı olarak tanımlanmaktadır. Termodinamik sistemlerde iki esas kavram olan enerji ve entropi birinci ve ikinci kanunun temelini oluşturmakta olup, termodinamiğin soğutma çevrimlerine uygulanmasında termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu kullanılmaktadır.

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu kanunu olarak da bilinmektedir. Birinci kanun enerjinin niceliği ile ilgilenirken enerjinin niteliği hakkında bir fikir vermemektedir. Birinci kanuna göre sisteme giren, çıkan, sistemde depo edilen ve sistemde üretilen enerji miktarlarının toplamı sıfırdır. Enerjinin kendisi, iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanır ve ısı enerjisinin bir şeklidir. Aynı zamanda enerjinin son şeklidir, çünkü tüm enerji şekilleri eninde sonunda ısıya dönüşür. Bundan başka çok bilinen enerji şekilleri de; mekanik enerji, elektrik enerjisi, kimyasal enerjidir. Bunlar da bir şekilden diğerine kolaylıkla dönüştürebilir. Başka bir deyişle, birinci kanuna

göre, sistemle çevresinin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevre tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır [2,3].

Termodinamiğin ikinci kanunu ise sistemdeki enerjinin niteliğini sorgulamakta ve bu analizleri gerçekleştirmek için gerekli olan araçları içermektedir. İkinci kanun temelinde enerjinin bir türden başka bir türe dönüşümünde birinci kanun gereği enerjinin toplam miktarında değişiklik olmasa bile enerjinin niteliğinde mutlaka bir değişim olacağını savunmaktadır. Termodinamiğin ikinci kanununa göre, “ısı enerjisini iletmek için, bir sıcaklık farkı oluşturmalı ve korunmalıdır.” Isı, yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan düşük sıcaklıktaki bir ortama doğru iletilir ve bu işlem sıcaklık farkı var olduğu sürece devam eder. Çoğunlukla, sıcaklık farkı ne kadar düşük olursa, ısı iletim miktarı da o kadar düşük olur. Buna en güzel ve bilinen örnek dönen mil işidir. Bu örnekte ısının tamamının dönen mil işine dönüştürülmesinin mümkün olmayacağı, ısının bir kısmının dönen mil işine dönüşürken kalan kısmının da düşük sıcaklıktaki ortam tarafından alınacağı termodinamiğin ikinci kanununun bir gereğidir.

İkinci kanun, bir termodinamik sistemde sistem dışından bir iş etkisi uygulanmadığı sürece sistemdeki ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan, yüksek sıcaklıktaki bir ortama geçişinin imkânsız olduğunu bildirmektedir.

İkinci kanuna göre ısının işe dönüştürülmesi için kullanılacak en iyi çevrim teorikte Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi verimi en yüksek olan çevrimdir. Bu çevrimin çalışma prensibi; ısının bir yüksek sıcaklık kaynağından düşük sıcaklık kaynağına geçişini sağlayarak iş üretmektir. Aynı zamanda Carnot çevrimi tersinir bir çevrimdir. Tersine çalışan Carnot çevrimine “Ters Carnot Çevrimi” ya da “İdeal Soğutma Çevrimi” adı verilmektedir. İdeal soğutma çevriminin çalışma prensibi ise; sistem dışından bir iş alarak düşük sıcaklık kaynağından yüksek sıcaklık kaynağına ısının geçişini sağlamaktır. Ters Carnot çevrimi de soğutma çevrimleri arasında verimi en yüksek olan çevrimdir. Ancak bu değerlendirmeler teorikte geçerlidir. Pratikte Ters Carnot çevriminin uygulanması çok zordur ve yüksek bir maliyet gerektirdiğinden ekonomik değildir. Bu nedenle Ters Carnot çevrimi soğutma çevrimlerinin kıyaslanmasında referans olarak kullanılmaktadır [2,3].

Termodinamik sistemlerin analizlerinde birinci kanun analizi ile elde edilecek sonuçların değerlendirilmesi bazı hatalara neden olabilmektedir. Bu nedenle birinci kanun analizi ile birlikte ikinci kanun analizinin de yapılması daha doğru sonuçlara ulaşılmasını sağlamaktadır [4].

İkinci kanun analizinde iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlar entropiye dayalı olan entropi analizi yöntemi diğeri ise kullanılabilir enerjiye dayalı olan ekserji analizi yöntemidir. Entropi analizi yönteminde, entropi değişimi ve üretilen entropi miktarı hesaplanmaktadır. Ancak bu analiz yöntemi çok karışık işlemler gerektirebilir, ayrıca entropi enerjinin sadece niteliğini ve kalitesini ifade ederken, miktarı hakkında bilgi vermemektedir. Ekserji (kullanılabilir enerji) yönteminde ise kontrol hacmi sınırı uygun olarak seçilebilirse işlemler çok basit bir hal alabilmektedir. Bu yöntem entropi analizi yönteminin aksine enerjinin niteliği ile birlikte niceliğini de belirleyebilmektedir [2,3].

1950'li yıllardan sonra kullanılmaya başlanan ekserji analizi yöntemi, sistemdeki kayıp kullanılabilir enerjinin hangi bölgelerde meydana geldiğini tespit ettiği için enerjinin daha verimli kullanılmasına yardımcı olan sonuçlar vererek birçok enerji üretim ve kullanım sisteminde verim değerlerini önemli ölçüde artırdığı gözlemlenmiştir [1].

Bu çalışmada, soğutma sistemlerindeki enerji tüketimini azaltmak için alternatif çözümlerin geliştirilmesine yönelik sistem tasarımı üzerinde durmak ve bu amaçla, buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde kompresör bir elektrik motoruna bağlanarak bir frekans değiştirici sayesinde hızı değiştirilerek farklı soğutma yükleri için sistem performansının ve enerji tüketiminin incelenmesidir. Kompresörün hızının değiştirilmesiyle farklı soğutma yüklerinin karşılanmasına olanak sağlanması ve böylece enerji tasarrufu sağlanması planlanmaktadır.

1.1. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Termodinamiğin birinci yasası, sadece enerjinin korunumu ile ilişkilidir ve sistemin performansının nasıl, nerede ve ne kadar azaltıldığı hakkında hiçbir bilgi vermez.

Buna karşın ekserji analizi, enerji sistemlerinin tasarımı, optimizasyonu ve performansının değerlendirilmesinde, yararlı bir yöntemdir. Ekserji analizi genellikle, sistemin maksimum performansını belirlemek ve kayıpların meydana geldiği ünitelerin yerlerinin tespitinde kullanılmaktadır [5].

Kotas tarafından yazılan ve 1985 yılında İngiltere’de yayınlanan The Exergy Method of Thermal Plant Analysis adlı kitap literatürde ekserji konusundaki en detaylı kaynaktır [6].

1990’ da Kayseri’de yayınlanan uluslararası seminer kitabında ekserji analizi konusunda çeşitli optimizasyon uygulamaları (ısı sistemleri), ısı eşanjörlerinin II. Kanun analizleri, termal sistemlerin tasarımı ve gelişim analizleri ile ilgili makaleler bulunmaktadır [7].

Erduranlı yaptığı çalışmada, mevcut bir enerji santrali üzerinde, gerçek işletme verileri kullanarak enerji ve ekserji analizleri uygulamıştır. Santrale gerekli analizleri ünite ünite uygulayarak, her bir ünitenin giriş ve çıkışındaki toplam ekserjileri (termomekaniksel ve kimyasal) ve kayıp ekserjileri belirlemiştir. Tesisteki kayıpları akış, yanma, ısı transferi ve baca gazlarından olduğunu düşünmüş, her ünitenin enerji ve ekserji kayıplarını belirleyip birbirleri ile kıyaslamıştır. Tesis üzerindeki analizler sonucunda; en büyük enerji kaybının kondenserde, ekserji analizi sonucunda da ise en büyük kaybın kazanda meydana geldiğini tespit etmiştir. Çalışma sonunda en sağlıklı sonucu ekserji analizi metoduyla gerçekleştirdiğini belirten Erduranlı buna bağlı olarak da verim artışı için gerekli işlemlerin kazanda yapılmasının sağlıklı olacağına karar vermiştir [8].

Özkaymak, Bursa’da kurulu BOSEN enerji santrali üzerinde kojenerasyon tesisinden alınan işletme verileri kullanılarak enerji ve ekserji analizleri yapmış ve santralde her ünitenin giriş ve çıkışlarındaki enerji ve ekserji değerlerini hesaplamıştır. Bu değerlere bağlı olarak kayıp enerji ve ekserji değerleri belirlemiş, ekserji kayıpları akış ve ısı transferinden olduğu düşünmüştür. Her bir ünitenin enerji ve ekserji kayıpları birbirleriyle karşılaştırmış. Tesisteki toplam enerji kaybını 3974,34 kW ve toplam ekserji kaybını 18758,03 kW olarak bulmuştur. Tesis üzerinde yapılan enerji

ve ekserji analizi sonucunda en büyük enerji kaybı buhar türbininde (2781,4 kW), ekserji kaybı ise yine buhar türbininde (9034,87 kW) olarak tespit etmiştir. Bu sonuçlara göre, verimliliğin artırılması için iyileştirme çalışmalarının türbinde yapılması gerektiğini belirtmiştir [9].

Sekmen ve Yılbaşı tarafından yapılan çalışmada, dört zamanlı, dört silindirli bir dizel motora, enerji ve ekserji analizleri, yakıt olarak biyodizel ve dizel yakıt No. 2 kullanılarak, farklı motor hızları için uygulanmıştır. Motor momenti, hızı, yakıt ve su debileri ve sıcaklık değerleri belirlenmiştir. Her bir yakıt için performans parametreleri, enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Biyodizel ve dizel yakıtının benzer enerjik performans gösterdiği, buna ek olarak ekserji performans parametrelerinin de enerji parametrelerine benzer eğilimler gösterdiği belirtilmiştir [10].

Koçoğlu çalışmasında ısı pompasının toplam tersinmezliğini, ekserji dengesinden eşanjör etkinliğini kullanılarak hesaplamıştır. Ekserji analizi yapılırken kondenser ve evaporatör etkinliği 0,6 ile 0,8 arasında alınmıştır. Ayrıca evaporatör ısıtma suyu giriş sıcaklığı 15°C, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 25°C kabul edilmiştir. Hesaplamalar sonucunda, kondenser sıcaklığı artarken eşanjör etkinliğinin düştüğü ve tersinmezliğin arttığı; evaporatör sıcaklığı artarken ise tersine durumun gerçekleştiği tespit edilmiştir [11].

Kabul vd. tarafından yapılan çalışmada, gövde borulu bir ısı değiştiricisinin kullanıldığı, soğutucu akışkan olarak R404A ile çalışan soğutma sistemine enerji ve ekserji analizi uygulanarak birinci yasa ve ekserji verimleri ile tersinmezlik değerleri belirlenmiştir. Bu amaçla, sistemde evaporatör olarak gövde borulu ısı değiştiricinin kullanıldığı bir soğutma deney seti kurulmuştur. Deneylerde, evaporatör sıcaklığı 23°C ile -1°C arasında, soğutucu akışkan debisi 0,01 ile 0,04 kg/s ve soğutma suyu debisi 0,1 ile 0,35 kg/s aralıklarında tutulmuştur. Bu aralıklarda yapılan ölçümler sonucu elde edilen değerler ile yapılan termodinamik analizler tablo ve grafikler halinde sunulmuştur. Ekserji analizine göre, en büyük tersinmezliğin kompresörde meydana geldiği bunu sırasıyla kondanser, evaporatör ve genişleme valfinden meydana gelen tersinmezliklerin takip ettiği görülmüştür [12].

Güler tarafından yapılan çalışmada, modelleme ve iyileştirme potansiyelinin belirlenmesi için, soğutucu akışkan olarak R134a ve R600a kullanılan ev tipi buzdolaplarına ekserji analizi uygulanmıştır. Sistem bileşenlerinin her birindeki ekserji kayıpları (tahripleri), deneysel olarak ölçülen parametreler için hesaplanarak sistem bileşenlerinin ekserji verimleri, belirlenmiştir. İncelenen ev tipi buzdolaplarının ekserji verimlilik değerleri, ürün/yakıt bazında, %0,6 ve %87,7 aralığında elde edilirken, STK da 1,20-1,40 aralığında belirlenmiştir. Bu çalışmada R134a ve R600a'lı sistemlerde genel olarak aşırı kızdırma verimi düşük çıkmış olup, buzdolaplarında yüksek verimlilikte ürün elde etmek için R600a soğutucu akışkanının daha uygun olduğu sonucuna varılmıştır [13].

Can yaptığı çalışmada, tasarlamış olduğu soğutma sistemi modelinin sonuçları ile deneysel sonuçları karşılaştırmıştır. Ayrıca, soğutma sisteminin ısı transfer yüzey alanı sabit tutulduğunda kullanılan suyun kütleli debisi artarken çevre ile soğutma elemanı yüzeyi arasındaki sıcaklık farkının düştüğünü, bununla birlikte sonlu sıcaklık farkına bağlı olarak oluşan tersinmezliklerin azaldığını tespit etmiştir. Sonuç olarak, termoeconomik işletme koşullarında tasarımı yapılmış olan soğutma elemanı için, su akış hızının 0,4 m/s, su debisinin 0,025 kg/s ve soğutma amaçlı ısı kazancının 105 W değerlerinde olduğunu belirlenmiştir [14].

Özkaymak tarafından yapılan çalışmada, R12, R22, R502 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı bir soğutma sisteminin aşırı kızdırma ve aşırı soğutma esanjörlerinin termodinamik ve ekonomik yönden analizleri yapılmıştır. Sistemdeki tüm birimlere önce termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları uygulanmış ardından sistemin termoeconomik optimizasyonunu gerçekleştirilmiştir. Sistemin toplam tersinmezlikleri hesaplanmış, tersinmezlik ve ekonomi formülleri birleştirilerek sistemin her bir bileşeni için optimum alan formülleri türetilmiştir. Optimizasyonda her bir soğutucu akışkan için değişik kondenser, evaporatör, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarında uygun esanjör yüzey alanları belirlenmiştir [15].

Akbulut çalışmasında ideal, iki kademeli, aşırı kızdırmalı ve aşırı soğutmalı sistemlere sahip buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde enerji ve ekserji analizleri için kolay kullanılabilir ifadeler türetmiştir. Bu ifadeler tüm proseslerde ekserji

kayıplarının değerlerinin belirlenmesinde kullanılan etkili ve kullanışlı eşitlikler olup her soğutma çevrimi tipinde ikinci yasa verimi, Carnot soğutma etkinlik katsayısı ile o çevrimin soğutma etkinlik katsayısının çarpımı şeklinde bulunmuş ve gösterilmiştir [16].

Arcaklıoğlu ve Erişen tarafından yapılan çalışmada, global kirlenmeyi azaltmak amacıyla emme/sıvı hattı ısı değiştiricili buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde sabit sıcaklığa dayalı yöntem kullanılarak HFC ve HC grubu soğutucu akışkan karışımlarının Termodinamiğin 2. Yasa'sına dayalı olarak Oransal Verim ve Tersinmezlik değerleri açısından CFC akışkanlarıyla karşılaştırılmıştır. Kullanılan soğutucu akışkanlara ait termodinamik özellikler, REFPROP 6.01 yazılımından alınarak bu yazılımın alt programlarının kullanıldığı FORTRAN dilinde hazırlanan yeni yazılımlar ile ilgili performans hesaplamaları gerçekleştirilmiştir [17].

Venkataramanmurthy and Kumar tarafından yapılan çalışmada, R22 ile çalışan buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminde alternatif soğutkan olarak R436b (%52 propan (R290)+%48 izobütan (R600a) denenmiştir. Ayrıca soğutma sisteminin proseslerini ayrı ayrı analiz etmek ve en büyük ekserji kayıp miktarını ve meydana geldiği üniteyi belirlemek için soğutma sistemine ekserji analizi uygulanmış, bulunan değerler grafikler halinde birbiri ile kıyaslanmıştır [18].

Söğüt vd. tarafından yapılan çalışmada, 4 farklı uygulama alanına sahip soğutma sistemleri sabit soğutma yükü ve kullanılan soğutucu akışkanlar dikkate alınarak incelenmiş, sistemlerin ekserjik performanslarının neden olduğu çevresel etkiler araştırılmıştır. Özellikle R12 ve R22 gibi çevresel etkileri oldukça kötü olan gazların yerine yaygın olarak kullanılan başta R134a gibi gazların performanslarının da çevresel etkiler açısından yeterli olmadığı görülmüştür. Ayrıca, sistemlerin performans ölçüsü olarak değerlendirilmesinde STK kavramının yeterli olmadığı, bu değerlendirmenin ekserjik verimi ile ifade edilmesinin daha kabul edilebilir bir yaklaşım olacağı, çevresel performans değerlendirmesinde sistemlerin neden olduğu gerçek salınım oranlarının tespitinin de ekserji ve tersinmezliğe bağlı olarak yapılmasının daha doğru olacağı sonucuna varılmıştır [19].

Akdoğan tarafından yapılan çalışmada; özel olarak tasarlanıp imal edilen, üç farklı kapasitede su soğutmalı kondenseri bulunan buhar sıkıştırımlı bir soğutma sistemine enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Seçilen kompresöre göre evaporatör, kılcal boru ve kondenser kapasiteleri belirlenmiştir. Ekserji analizi uygulamak üzere, tasarlanan kondenslerden bir adet daha büyük ve bir adet daha küçük kondenser imal edilmiş ve vanalar vasıtasıyla sırayla sisteme bağlanarak denenmiştir. Deneyler ve hesaplamalar sonucunda her bir durumun enerji ve ekserji kayıpları birbiri ile karşılaştırılmıştır. Yapılan hesaplamalara göre sistemde kullanılan kondenser kapasitesi düşükçe tersinmezliklere bağılı olarak sistemde ekserji kaybının arttığı belirlenmiştir [1].

Alkan ve Hoşöz, sabit ve değışken kapasiteli kompresörler kullanabilen bir otomobil iklimlendirme sisteminin genleşme elemanı olarak orifis tüp kullanılması durumundaki performansını araştırmışlardır. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanan bir otomobil iklimlendirme sistemi laboratuvar ortamında kurulmuş ve çeşitli mekanik ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Sistem, sabit ve değışken kapasiteli kompresörler ile çalıştırılarak, kompresör devri ile hava akımlarının yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıya giriş sıcaklıkları değıştirilmek suretiyle test edilmiştir. Deneysel veriler yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanarak, her iki kompresör durumu için performans parametreleri sayısal olarak belirlenmiş ve karşılaştırılmıştır. Deneyler sonucunda, her iki durum için kompresör devrinin artması ile soğutma kapasitesi ve çevrimde tahrip edilen toplam ekserjinin genel olarak arttığı, soğutma tesir katsayısının (STK) ise düştüğü görülmüştür. Buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığının artması veya yoğunlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığının azalması sonucu sistemin soğutma kapasitesi ve STK değıerleri artmıştır. Sabit kapasiteli kompresörde değışken kapasiteli kompresöre göre %5–10 daha yüksek soğutma kapasiteleri elde edildiğı ve düşük devirlerde daha yüksek STK değıerleri ile çalışıldığı, ancak artan devirlerde kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi ile değışken kapasiteli kompresörün daha yüksek STK değıerleri sağladığı belirlenmiştir [20].

Kiatsirioat and Euakit çalışmalarında R22/R124/R152a soğutkan karışımını kullanan bir otomobil buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin performansını

incelemişlerdir. Soğutma sisteminin her bileşeninin matematiksel modelini geliştirerek sistem performansını simüle etmişler ve simülasyon sonuçlarının deneysel sonuçlarla uyumlu olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca sistemin performansını farklı çalışma koşulları için de simüle ederek toplam soğutkan karışımı içindeki R22 oranının %30'dan daha az miktarda bulunduğu anda soğutma sistemi performansının yani STK ve EER değerlerinin artmaya başladığını göstermişlerdir [21].

Esen ve Hoşöz yaptıkları çalışmada, R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile şarj edilmiş bir otomobil iklimlendirme sistemini çeşitli kompresör devirlerinde ve ısı yüklerinde çalıştırarak, iki farklı akışkan durumu için karşılaştırmalı bir performans analizi yapmışlardır. Bu amaçla, kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşurucu ve termostatik genişleme valfi (TXV) bileşenlerinden oluşan bir otomobil iklimlendirme sistemi kurulmuştur. Kompresör, asenkron motor sürücü aracılığı ile beslenen üç fazlı bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmiştir. Elektrikli bir ısıtıcı ile 1530–3060 W arasında çeşitli ısı yükleri sisteme sağlanmıştır. Deneyler, her bir ısı yükü için 50 ve 60°C'lik yoğuşma sıcaklıklarında ve her ısı yükü yoğuşma sıcaklığı çifti için 600, 800, 1000, 1200, 1400 1/min kompresör hızlarında gerçekleştirilmiştir. Çeşitli noktalardaki soğutucu akışkan ve hava sıcaklıkları, soğutucu akışkan basınçları, kompresör devri, buharlaştırıcıdan geçen hava akımının hızı ve elektriksel olarak sağlanan ısı yükü ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm değerleri kullanılarak uygulanan enerji analizi sonucunda, aynı soğutma kapasitesi için R134a'nın yaklaşık %6–7 daha düşük soğutma tesir katsayısı (STK) değerleri verdiği görülmüştür. STK'nın, buharlaştırıcı yükü ile arttığı, kompresör devri ve yoğuşma sıcaklığı ile birlikte ise düştüğü belirlenmiştir. Aynı soğutma yükünde, R134a'nın R12'ye oranla yaklaşık %20–21 daha düşük bir kütleli soğutkan debisi ile çalıştığı belirlenmiştir [22].

Aktaş ve Atik tarafından yapılan çalışmada, kompresör hızı ve soğutucu akışkan miktarının otomobil klima sistemi performansına etkisi incelenmiştir. Kurulan deney düzeneği için üretici firma tarafından tavsiye edilen 750 g soğutucu akışkan miktarının yanında kompresör hızına göre performans katsayısı (STK), soğutma kapasitesi ve kompresör gücü değişimini analiz etmek için farklı soğutucu akışkan miktarları ile de deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada sistem için en iyi

soğutma kapasitesinin 500 g soğutucu akışkan durumunda elde edildiğini ve soğutucu akışkan miktarı bu miktardan %40 oranında düşük veya %20 oranında yüksek tutulduğunda ise soğutma kapasitesinin %25'e kadar azaldığı görülmüştür. Ayrıca, her miktar soğutucu akışkan için kompresör hızı arttıkça soğutma sistemi performans katsayısının etkili bir şekilde azaldığı görülmüştür [23].

Koç vd. tarafından yapılan çalışmada araç klimalarında kullanılan soğutucu akışkanlar incelenmiştir. Bu amaçla araç klimalarında kullanılan soğutucu akışkanların evaporatör sıcaklıklarındaki değişimler dikkate alınarak termodinamik parametreler, özellikle ekserji verimlilikleri ve bu akışkanların çevreye yaptığı etkiler ayrıca incelenmiştir. Ayrıca Türkiye'deki binek araç sayıları dikkate alınarak soğutucu akışkan kaynaklı emisyonlarının etkileri de incelenmiştir [24].

Özşar yaptığı çalışmasında, otomobillerde kullanılan klima sisteminin yapısal özelliklerini ve gelişmelerini araştırmıştır. Buhar sıkıştırmalı bir otomobil klima düzeneği kullanılarak otomobil klimasında kullanılan gaz miktarının klima soğutma performansına etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Yapılan deneylerde, klimanın gaz miktarı ve hava giriş sıcaklığı değiştirilmiş; klima gaz miktarındaki artışın klima soğutma performansını arttırdığı görülmüştür. Otomobil klimasına kapasitesinden fazla gaz doldurulduğunda klima kompresöründe sıkışma meydana geldiği ve gaz dolaşımının sağlanamadığı, gazın yetersiz olduğu durumlarda ise klima kompresörünün devreye girmediği tespit edilmiştir [25].

Esen ve Hoşöz tarafından yapılan çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a'nın kullanıldığı bir otomobil klima sistemine enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Ekserji ve enerji analizleri, artan kompresör devri ile sistem performansının azaldığını göstermiştir. Ayrıca, artan kompresör devri ile kompresör, kondenser, evaporatör ve TXV'de ekserji tahriplerinin de arttığı; en büyük artışın kompresör devrinin bir sonucu olarak kompresörün kendisinde meydana geldiği ve bunu kompresör, kondenser, evaporatör ve TXV'de meydana gelen ekserji tahriplerinin izlediği görülmüştür [26].

BÖLÜM 2

TERMODİNAMİK ANALİZLER

2.1. ENERJİ ANALİZİ

Termodinamiğin birinci yasası bir sistemde enerjinin bir şekilden diğerine dönüşümü ile ilgilidir ve bu dönüşümler sonucunda sistemin toplam enerjisinin değişmeyeceğini ifade eder. Bu yasa enerjinin korunumu ilkesi olarak ta adlandırılmaktadır. Bu yasaya göre enerji yoktan var, vardan da yok edilemez, ancak şekil değiştirebilir. Buhar makineleri, diğer ısı üretim makineleri ve yakıtlı motorlar hepsi bu yasanın öngördüğü şekilde enerjinin işe dönüştürülmesinden faydalanarak çalışmaktadır. Termodinamik sistemlerin analizinde sistem sınırlarını belirlemek çok önemlidir, belirlenen sistem sınırına göre, sistem kapalı sistem veya açık sistem olarak incelenebilmektedir. Sistem sınırlarının uygun bir şekilde seçilmesi hesapların basitleştirilmesini sağlamaktadır. Temel olarak, sistem sınırları içerisinde sistem içine veya dışına kütle transferi oluyorsa sistem, "açık sistem" olmuyorsa sistem "kapalı sistem" olarak tanımlanmaktadır [27].

Kapalı Sistemler İçin Birinci Yasa Analizi:

1 denge halinden 2 denge haline geçerken herhangi bir kapalı sistem için termodinamiğin birinci yasa ifadesi;

$$\partial Q - \partial W = \Delta E \quad (2.1)$$

$$\int_1^2 \partial Q - \int_1^2 \partial W = E_2 - E_1 \quad (2.2)$$

$$Q_{1,2}-W_{1,2}=(U_2-U_1)+(KE_2-KE_1)+(PE_2-PE_1) \quad (2.3)$$

şeklindedir [27].

Açık Sistemler İçin Birinci Yasa Analizi:

Açık sistemlerde birinci kanun ifadesinin en genel hali;

$$\sum_{giren} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) - \sum \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) + \dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial E}{\partial t} \quad (2.4)$$

şeklindedir. Bu eşitliğin sol tarafı kontrol hacmi içindeki enerji transferini, sağ taraf ise kontrol hacmi içindeki enerji miktarı değişimini ifade eder. Sürekli-akışlı-sürekli-açık sistemlerde kontrol hacmi içerisindeki enerji miktarı değişimi sıfırdır. Buna göre, Sürekli-akışlı-sürekli-açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$\sum_{giren} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) - \sum_{çıkan} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) + Q - W = 0 \quad (2.5)$$

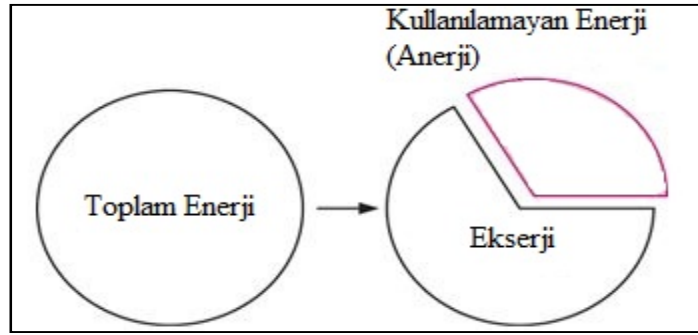
2.2. EKSERJİ ANALİZİ

Termodinamiğin 1. yasası enerjinin korunumu ve sistemlerdeki enerji dengesi ile 2. yasa ise enerjinin yönü ilgilidir [28].

Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin kalitesi olduğunu ve gerçek hal değişimlerinin enerji kalitesinin azalması yönünde olacağını ifade eder. Enerjinin kalitesini veya iş yapma potansiyelini sayısal olarak ifade etme çabaları ekserji adı verilen bir özelliğin tanımlanmasını sağlamıştır. Ekserji, enerjinin işe çevrilebilme potansiyeli olarak tanımlanır ve bir kaynaktan elde edilebilecek maksimum işi ifade eder. Bir hal değişimi sırasında kaybedilen iş potansiyeli tersinmezlik veya ekserji kaybı olarak tanımlanır. Bir hal değişimi sırasında ekserji kayıpları ne kadar az ise üretilen iş o kadar fazladır veya tüketilen iş o kadar azdır. Bir sistemin performansı ekserji kayıplarının en aza indirgenmesi yoluyla maksimize edilebilmektedir. Ekserji

analizi, ikinci yasaya dayanan bir termodinamik analiz olup, enerji sistemlerini ve hal değişimlerini gerçekçi ve anlamlı biçimde değerlendirmeyi ve karşılaştırmayı mümkün kılmaktadır. Ekserji veya ikinci yasa verimleri gerçek sistem performansını maksimum performansla karşılaştırırken, ekserji analizi yardımıyla termodinamik kayıpların yerleri, miktarları ve nedenleri bulunabilmektedir. Sistem performansının iyileştirilmesinde ve daha iyi tasarımların yapılmasında kullanılır [28].

Kısacası ekserji bir sistemin verilen bir durumda sahip olduğu kullanılabilir iş potansiyelini ve herhangi bir termodinamik yasaya aykırı olmaksızın sağlayabileceği maksimum işi ifade eder [28]. Toplam enerji dengesi aştığıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Toplam enerji dengesi [28].

Enerji iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanmaktadır. Oysa bunun yerine, enerji; hareket ya da hareket üretebilme kabiliyeti olarak tanımlanmalıdır. Bunu yanı sıra, ekserji; iş ya da iş yapabilme kabiliyeti olmaktadır. Enerji, bir proseste daima korunabilirken, ekserji ise yalnızca tersinir proseslerde korunabilmekte, gerçek proseslerde ise tersinmezlik nedeniyle tüketilmektedir.

Ekserji genellikle, bir sistemdeki proseslerin daha anlamlı ve gerçekçi bir şekilde analiz edilmesini sağlamaktadır. Bu yüzden ekserji analizi, havalandırma, ısıtma ve soğutma sistemlerinin analizinde önemli bir araçtır. Çünkü bu analiz, mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemleri tasarlanmasının mümkün olup olmayacağını göstermektedir [29].

Kullanılabilir enerji veya ekserji, aynı koşullardaki gerçek bir sistemin karşılaştırılmasına olanak sağlamakta ayrıca bir sistemin enerji niteliğinin yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesine yardım etmektedir [28,30].

İlk olarak Rant tarafından, ekserji, teknik iş kapasitesi olarak tanımlanmıştır. Ekserjinin tam olarak açıklaması ise Baehr tarafından verilmiştir. Baehr ifadesinde “Ekserji, enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmıdır demıştır [31].

Ekserjinin hesaplanabilmesi için, çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal durumlarının kesinlikle belirtilmesi ve tersinir bir sürecin var olduğunun kabul edilmesi gerekmektedir [32].

Tüm termodinamik analizler gibi, ekserji analizi için de tersinir sürecin nasıl gerçekleştiğinin bilinmesi gerekli değildir. Ancak sürecin başlangıç ve bitiş şartlarının bilinmesi yeterli olmaktadır [32].

Kotas’a göre ekserji; referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir halden yararlanılacak azami iştir [30].

Szargut et al.’ye göre ekserji; elde edilebilecek iş miktarıdır [33].

Bu tanımlara uygun olarak ekserjinin hesaplanabilmesi için çevre şartlarının bilinmesi gerekir. Tersinir süreçler yoluyla, bir madde çevrenin temel elemanları ile termodinamik denge durumuna getirildiğinde elde edilebilecek iş miktarı o maddenin ekserjisine eşittir [34].

Bir maddenin sıcaklığı (T) ve basıncı (p), özgül entalpisi (h) ve özgül entropisi (s) olduğunda özgül ekserjisi veya kullanılabilirliği aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir [34].

$$Ex=(h-h_0)-T_0(s-s_0) \quad (2.6)$$

2.2.1. Ekserjiye Dayalı Temel kavramlar

Termodinamiğin ikinci kanunu, hem bir enerji dönüşümünün gerçek termodinamik değerini hem de proses ya da sistemlerden olan kayıpların ve gerçek termodinamik yetersizliklerin hesaplarının yapılabilmesini sağlar. Çevre sıcaklığında çalışan enerji sistemleri için, kullanılabilir enerji olarak da bilinen ekserjiyi, enerjinin faydalı kısmı olarak düşünebiliriz. Enerjinin faydalı kısmı, enerjinin başka enerjiye dönüştürülebilen kısmıdır.

Ekserji kaybı, termodinamiğin ikinci kanun analizi de denilen “ekserji analizi” ile hesaplanır. Ekserji tahribi direk olarak sistem içindeki tersinmezliklerin bir sonucudur. Termal sistemler; petrol, doğal gaz gibi kaynakların yanmasından direk ya da endirek üretilen ekserji girişleri ile beslenir. Ekserji kayıpları ve önlenemez tahripleri bu kaynakların atık olarak ortaya çıkan kısımlarını temsil eder. Bunun gibi kaynakların verimsizliklerini azaltmak için bazı yollar bulunarak, yakıtlar daha verimli şekilde kullanılabilirler. Ekserji dengesi; enerji kaynaklarının atıklarının gerçek büyüklüğünün, türünün ve meydana geldiği yerin tespit edilmesinde kullanılabilmekte ve bundan dolayı da ekserji dengesi, etkin yakıt kullanımı için geliştirilen stratejiler için önemli olmaktadır.

Karmaşık termodinamik sistemlerin optimizasyonu ikinci kanunun analizi ile gerçekleştirilmekte termik makinelerin performansı; kullanılabilirlik, tersinir iş, tersinmezlik ve ikinci kanun verimi ile belirlenebilmektedir.

Kullanılabilirlik: Verilen bir durumdaki sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iş miktarıdır. Sadece iş alış-verisinin sonucu olarak bir tersinir sistemin kullanılabilir enerjisindeki net azalma miktarı şeklinde tanımlandığından işin kullanılabilirliği, işin kendisine eşittir.

Tersinir iş: Belirli iki durum arasında bir proses geçiren sistemden elde edilebilecek maksimum faydalı iştir.

Tersinmezlik: Bir proses sırasında kaybedilen iş potansiyelidir ve bu kayıp iş potansiyeli, tersinmezliklerin sonucu olarak meydana gelir.

Kaynaktan faydalı iş üretebildiğimiz enerji miktarı yani kaynağın iş potansiyeli bir enerji kaynağı için önemlidir. Enerjinin işe dönüştürmede kullanılmayan kısmı da sonunda atık enerji şeklinde atılacaktır. Buna göre, belirli bir durumda verilen bir enerji miktarının hesaplanmasında yeterli olan özelliğe "kullanılabilirlik" denir.

Belirli bir durumdaki sistemin içerdiği enerjinin iş potansiyeli, basit olarak sistemden elde edilebilen maksimum faydalı iştir. Bir süreç sırasında yapılan iş, sistemin başlangıç durumunun, sistemin son durumunun ve proses yolunun bir fonksiyonudur.

Ölü durumdaki bir sistem, çevresi ile termal ve mekanik denge halindedir. Başlangıçta ölü durumda olan bir sistemden iş üretilemez. Atmosfer çok büyük miktarda enerji içeriğine sahip olmasına rağmen ölü durumda olduğundan içerdiği bu enerji, iş potansiyeline sahip değildir. Başka bir ifade ile çok miktarda enerji içeren atmosferin kullanılabilirliği sıfırdır.

Ekserji tanımında temsil edilen çevre ve denge terimleri, bazı açıklamaları gerektirir. Bunlar, sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış denge halleridir.

Sınırlandırılmış denge durumu: Sistemin çevre ile termal ve mekanik denge halinde olduğu zamanki durumudur. Bu koşullar altında sistemin basınç ve sıcaklığı sırasıyla çevrenin basınç ve sıcaklığı olan T_0 ve p_0 'dır. Sınırlandırılmış denge durumunda, sistemin çevre ile kimyasal etkileşim ve karışımını engellemek için fiziksel bir sınırla sistem çevreden ayrı tutulur. Bu nedenle çevrenin kompozisyonu dikkate alınmaz ancak çevrenin durumu uygun ise sistem çevre sıcaklığı ve basıncı ile belirlenir. Bundan dolayı, sınırlandırılmış denge durumunda çevre, ekserjisi sıfır olduğundan sıfır kalitedeki termal enerjiye sahip sonsuz büyüklükteki bir rezervuar olarak göz önüne alınabilir. p_0 çevresel basıncın belirtilmesi, sistem hacminde bir değişiklik olduğunda çevre üzerine sistem tarafından yapılan işin hesaplanması için önemlidir.

Sınırlandırılmamış denge durumu: Ele alınan sistemin çevre ile termal, mekanik ve kimyasal denge halinde olduğu zamanki durumudur. Bu şartlar altında sistem; çevrenin yaygın yapılarının tamamını içermelidir. Bu amaç için, çevre birbirleri ile termodinamik denge içinde bulunan düşük Gibbs fonksiyonuna sahip maddelerden oluşur. Bu durum, çevrenin çeşitli kısımlarının etkileşiminden iş elde edilemez olduğunu söyler. Sınırlandırılmamış denge durumunu ele aldığımız zaman, çevre sıfır kaliteli termal enerji ve sıfır kaliteli maddelerden oluşan bir rezervuar olarak düşünülebilir.

Gerçek çevre, jeotermal enerji formundaki yüksek kaliteli termal enerji ve fosil yakıtlar şeklindeki yüksek kaliteli maddelerden oluşan paketlerden meydana gelir. Bundan dolayı, bunlar yüksek kaliteli termal enerji ve yüksek kaliteli maddeler şeklindeki ayrı rezervuarlar olarak kabul edilmelidir.

Sonuç olarak, sistem başlangıç durumundan ölü duruma getirilirken mümkün olan maksimum işi geliştirecek, bu da belli bir durumdaki sistemin faydalı iş potansiyelini temsil eden kullanılabilirliğidir.

2.2.2. Ekserjiye sebep olan faktörler

2.2.2.1. İş Transferine Bağlı Ekserji

Verilen bir enerji formunun eşdeğer işi, onun ekserjisinin bir ölçüsü olarak tanımlandığından, iş her durumda ekserjiye eşittir. Bundan dolayı ekserji transferi büyüklük ve doğrultu olarak iş transferi ile aynı büyüklük ve doğrultuya sahiptir.

$$\dot{W}_{mak} = \dot{E}x_w \quad (2.7)$$

2.2.2.2. Isı Transferine Bağlı Ekserji

Kontrol yüzeyindeki ısı transferinin ekserjisi; çevrenin sıfır kalitedeki termal enerji rezervuarı olarak kullanılmasından elde edilebilen maksimum işe göre bulunur. \dot{Q}_r birim zamandaki ısı transferi, T_r ısı transferinin meydana geldiği kontrol yüzeyindeki

sıcaklık olarak seçildiğinde termal enerjiden maksimum işe dönüşüm hızı aşağıdaki gibi yazılabilir [6];

$$\dot{E}x_Q = \dot{Q}_r \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_r} \right) \right] \quad (2.8)$$

$$\tau = 1 - \left(\frac{T_0}{T_r} \right) \quad (2.9)$$

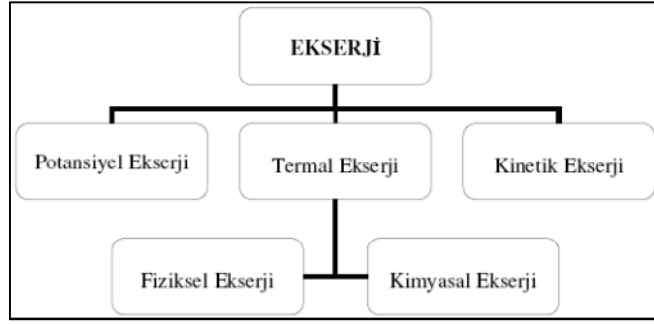
Burada τ 'ya "boyutsuz ekserjik sıcaklık" denir ve T_0 sıcaklığındaki çevrenin termal enerji rezervuarı olarak kullanıldığı özel durumun Carnot verimliliğine eşittir. Birim zamandaki ısı transferine bağlı ekserjiye "termal ekserji akısı" denir ve açık sistem analizinde $\dot{E}x_Q$ ile gösterilir. Eşitlik (2.8)'deki \dot{Q}_r 'ın işareti, ısı transferi sisteme yapıldığı zaman pozitiftir. Yani, ısı transferi çevre sıcaklığından daha yüksek sıcaklıkta meydana gelmiştir ve bu yüzden de τ pozitiftir ve kontrol bölgesinde yapılan ısı transferi kontrol bölgesinin ekserjisini arttırmaktadır.

2.2.2.3. Maddenin Kararlı Akışına Bağlı Ekserji

Kararlı akış halindeki bir maddenin ekserjisi, sadece çevreyle etkileşebilen akış sırasında akışın prosesler vasıtasıyla başlangıç durumundan çevrenin ölü durumuna getirildiği zaman elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir.

2.2.3. Ekserjinin Bileşenleri

Akış halindeki bir maddenin $\dot{E}x_Q$ ile gösterilen ekserjisi başlıca dört gruba ayrılabilir. Bunlar; kinetik ekserji, potansiyel ekserji, fiziksel ekserji ve kimyasal ekserjidir. Ekserjinin bileşenleri şekil (2.1.)'deki gibi gösterilebilir.



Şekil 2.2. Sistem sınırından girip çıkan madde akışının ekserji bileşenleri [8].

Nükleer, magnetizma ve elektrik etkileri ile yüzey geriliminin ihmal edildiği durumda $\dot{E}x$ ekserji toplamı, bu dört bileşenin toplamı şeklinde aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{E}x = \dot{E}x_k + \dot{E}x_p + \dot{E}x_f + \dot{E}x_{kim} \quad (2.10)$$

Burada; $\dot{E}x_k$: kinetik ekserji, $\dot{E}x_p$: potansiyel ekserji, $\dot{E}x_f$: fiziksel ekserji ve $\dot{E}x_{kim}$: kimyasal ekserji olarak ifade etmektedir.

2.2.3.1. Kinetik Ekserji

Bir madde akışının kinetik ekserjisi, düzenli bir enerji formudur ve bundan dolayı da tamamen işe dönüştürülebilir. Kinetik enerji değeri çevresel referans düzeyine göre hesaplanırsa kinetik ekserji değerine eşit olur. Buna göre:

$$\dot{E}x_k = \dot{m} \left(\frac{V^2}{2} \right) \quad (2.11)$$

\dot{m} : Akışkanın kütleli debisi (kg/s)

V: akışkanın hızı (m/s)

2.2.3.2. Potansiyel Ekserji

Kinetik ekserjiye benzer şekilde, akış halindeki maddelerin potansiyel enerjisi düzenli bir enerji formu olduğundan tamamen işe dönüştürülebilir. Potansiyel enerji değeri çevresel referans düzeyine göre hesaplanırsa potansiyel ekserji değerine eşit olur. Buna göre:

$$\dot{E}x_p = \dot{m} \cdot g \cdot z_0 \quad (2.12)$$

\dot{m} : Akış halindeki akışkanın kütleli debisi (kg/s),

g : Yerçekim ivmesi (m/s^2),

z_0 : Deniz seviyesinden olan kot farkı (m) şeklindedir.

2.2.3.3. Fiziksel Ekserji

Fiziksel ekserji; akış halindeki bir madde çevre ile sadece termal etkileşim içeren tersinir fiziksel prosesler ile başlangıç şartlarından, (p_0, T_0) ile belirli çevre şartlarına getirildiği zaman elde edilebilen maksimum iş miktarına eşittir.

2.2.3.4. Kimyasal Ekserji

Fiziksel ekserji tayininde, akışın son durumu (T_0, p_0) ile belirli çevresel durum olup, sıfır kinetik ve sıfır potansiyel ekserjiyle belirlenmiştir. Oysa bu son durum, akış halindeki maddenin kimyasal ekserjisini saptayacak olan tersinir prosesler içinde başlangıç durumu olacaktır. Son durum ise, maddenin çevre ile sınırlandırılmamış denge durumu olan ölü duruma indirgeneceği durum olacaktır. Bundan dolayı, kimyasal ekserji tanımı aşağıdaki gibi ifade edilebilir. Ele alınan maddenin sadece çevre ile madde alış-verişi ve ısı transferi içeren prosesler ile çevresel durumdan ölü duruma getirildiği zaman elde edilebilir maksimum iş miktarına kimyasal ekserji denir. Ya da başka bir ifade ile kimyasal ekserji; (T_0, p_0) parametrelerine sahip olan madde; (T_0, p_0) şartlarındaki çevrenin referans bileşenleri ile dengeye getirildiğinde elde edilen maksimum iş miktarına eşittir [35].

Termodinamik çevreyi, bir termodinamik proses sırasında sistem ve çevre arasında ısı ve madde alış-verişi gerçekleştirildiğinde çevre içindeki kimyasal bileşenlerin (referans maddelerinin ya da çevre içinde sıfırdan farklı konsantrasyona sahip maddeler) kararsız durumun (T_0, p_0) sabit kaldığı büyük bir denge sistemi olarak kabul edilir. Referans maddeler arasında kimyasal reaksiyonlar meydana gelemez. Bu durumda, sadece tam bir termodinamik denge varlığından söz edilir ve çevrenin toplam ekserjisi sıfıra eşittir. Çevrenin verilen basınç ve sıcaklığı ve çevre içinde kapsanan kimyasal elementlerin verilen miktarları için, çevreyi oluşturan kimyasal bileşenlerin kimyasal dengesi hesaplanabilir. Ekserji, teorik açıdan uygun bir çevre için değil, doğal çevremizin göz önüne alınan koşullar için bir sistemden çıkış potansiyelini temsil eder.

2.2.4. Kapalı Sistemler İçin Ekserji Analizi

Sadece çevre ile ısı alış-verişine müsaade edilen, hareketsiz bir kapalı sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasa eşitlikleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

Termodinamiğin birinci kanunu:

$$Q-W=U_2-U_1 \quad (2.13)$$

Termodinamiğin ikinci kanunu:

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1)_{\text{sistem}} + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \quad (2.14)$$

Burada $T_{\text{çevre}}=T_0$, $Q_{\text{çevre}}=-Q$ olup, $S_{\text{üretim}}$ hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimi, başka bir deyişle toplam entropi değişimidir. Bu iki eşitlik arasında ısı geçişi terimi yok edilir ve W çözülürse,

$$W = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (2.15)$$

elde edilir. W , hal değişimi sırasında gerçekleşen toplam iştir. Hal değişimi sırasında sistemin hacmi değişirse, bu işin bir bölümü çevreye karşı (veya tarafından)

yapılacaktır. Bu durumda gerçek işle çevre işinin arasındaki fark olan yararlı iş aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad (2.16)$$

veya

$$W_y = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (2.17)$$

W_y , 1-2 hal değişimi sırasında kapalı sistem tarafından (veya üzerinde) yapılan yararlı iş olup, yukarıdaki eşitlikte ilk ve son hallerdeki sistem özellikleri, çevre özellikleri (p_0 , T_0) ve hal değişimi sırasında üretilen entropiyle ifade edilmiştir [27].

Sistemle çevre arasında ısı alışverişinin tersinir olarak gerçekleştiği ve sistem içinde sürtünme ve benzeri tersinmezliklerin olmadığı durumda; entropi üretimi yoktur, bu nedenle $S_{\text{üretim}}=0$ 'dır. Bu hal değişimi sırasında yapılan yararlı iş, tersinir iştir ve (2.17) numaralı eşitlikden;

$$W_{tr} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad (2.18)$$

Bu denklem, T_0 sıcaklık ve p_0 basınçta bulunan çevresiyle ısı alışverişi olan kapalı sistemin 1 ve 2 halleri arasındaki hal değişimi sırasında yapabileceği en çok yararlı işi vermektedir.

Kapalı sistem kullanılabilirliği Φ ise (2.18) numaralı eşitlikde 1 halini verilen hal (indissiz) ile 2 halini de ölü hal (0 indisi) ile değiştirerek aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\Phi = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \quad (2.19)$$

Bu eşitliklerden, kapalı sistemin ölü haldeki ($u=u_0$, $s=s_0$, $v=v_0$) kullanılabilirliği sıfırdır. Başka bir deyişle, çevresiyle dengede bulunan bir sistemden iş elde etmek olanaksızdır [27].

1 ve 2 halleri arasındaki bir hal değişimi için tersinir iş, kullanılabilirlikle Φ aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$W_{tr} = \Phi_1 - \Phi_2 \quad (2.20)$$

Yani, kapalı bir sistemle ilgili tersinir iş, kapalı sistemin kullanılabilirliğindeki azalma (veya sıkıştırma durumunda artma) olmaktadır. Bunun için (2.20) numaralı eşitliği ilk ve son haller için yazıp, bulunan iki eşitliğin farkını alarak göstermek olasıdır. Son halin ölü olması durumunda ($\Phi_2=0$), kapalı sistemin ilk haldeki kullanılabilirliği (Φ_1) ve hal değişimi sırasındaki tersinir iş (W_{tr}) eşit olurlar. Kullanılabilirliğin hal ile, tersinir işin ise hal değişimi ile ilişkili olduğu vurgulanmalıdır [27]. Kapalı bir sistemin hal değişimiyle ilişkili tersinmezlik aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{üretim} \quad (2.21)$$

2.2.5. Ekserjik Verim

Isı makineleri, soğutma makineleri, ısı pompaları gibi makinelerin çalışma etkinliklerinin bir ölçüsü ısıl verim olarak etkinlik katsayısı tanımlanmıştır. Bu tanım, yalnız termodinamiğin birinci kanunu göz önüne alınarak tanımlanmış olup birinci kanun verimi olarak da bilinmektedir.

Birinci yasa verimi mühendislik yaklaşımlarında her zaman doğru sonuç vermemekte, bazen yanlış değerlendirmeler yapmamıza neden olabilmektedir. Bu nedenle birinci yasa veriminin mühendislik problemlerinde tek başına bir ölçü olamayacağı anlaşılmaktadır. Bu yanlışları önleyebilmek için ikinci yasa veriminin tanımlanması öngörülmüş olup; ikinci yasa verimi, sistemdeki gerçek ısıl verimin, aynı şartlarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısıl verime oranı olarak tanımlanmıştır.

$$\eta = \frac{\text{sistemden elde edilen ekserji}}{\text{sisteme sağlanan ekserji}} \quad (2.22)$$

BÖLÜM 3

SOĞUTMA SİSTEMİ

3.1. SOĞUTMA TEKNİĞİ

Termodinamik kanunları gereğince, ısı daima sıcak ortamdaki daha soğuk ortama doğru hareket eder; her iki ortamdaki sıcaklık seviyesi aynı değere ulaştığında durur.

Termodinamiğin II. Kanunu gereğince; bir sıvıyı buhar haline dönüştürmek için ısı enerjisi gereklidir. Buharlaşma sırasında kendi sıcaklığını değiştirmeden büyük miktarda ısı yutar. Tersine, buhardan ısı çekildiğinde ise buhar su haline dönüşür yani yoğuşur. Suyun kaynama sıcaklığı (doyma sıcaklığı), üzerine uygulanan basınca bağlı olmakta; basınç arttıkça, bu sıcaklık değeri de artmaktadır. Gazın sıkıştırılması sırasında sıcaklığı ve basıncı artmaktadır. Örneğin; bir bisiklet pompasının hava çıkış deliği kapatılıp pompalama işlemine devam edildiğinde, pompanın ısındığı görülmektedir. Basıncın artması da pistonun geriye doğru hareket etmesinden anlaşılmaktadır [36].

Soğutma; kapalı bir ortamda, çevre sıcaklığının altında sıcaklıklar elde etmek ve bu düşük sıcaklığı sürekli olarak muhafaza etmektir. Bu amaçla kullanılan sistemler, soğutma sistemleri olarak adlandırılırlar. Soğutma, soğutulacak ortamdaki ısı çekilmesiyle gerçekleştirilir. Bu amaçla soğutma maddesi olarak genellikle soğutucu akışkanlar kullanılır. Soğutma için kullanılan soğutma prensipleri üç gruba ayrılmaktadır.

- Kimyasal yolla soğutma: Bu yöntemde soğutulacak ortam etrafında ısı çeken (endotermik) bir kimyasal reaksiyon oluşturulur.

- Direk veya dolaylı temas yoluyla soğutma: Bu yöntemde soğutucu madde (soğuk su, buz, vb.) soğutulan ortamla temas ettirilerek soğutma sağlanır.
- İş veya ısı enerjisi şeklinde, enerji vererek soğutma.

Klima ve iklimlendirme sistemlerinde, iş veya ısı enerjisi şeklinde enerji vererek soğutma yapılmaktadır [37].

3.2. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ VE ÇEŞİTLERİ

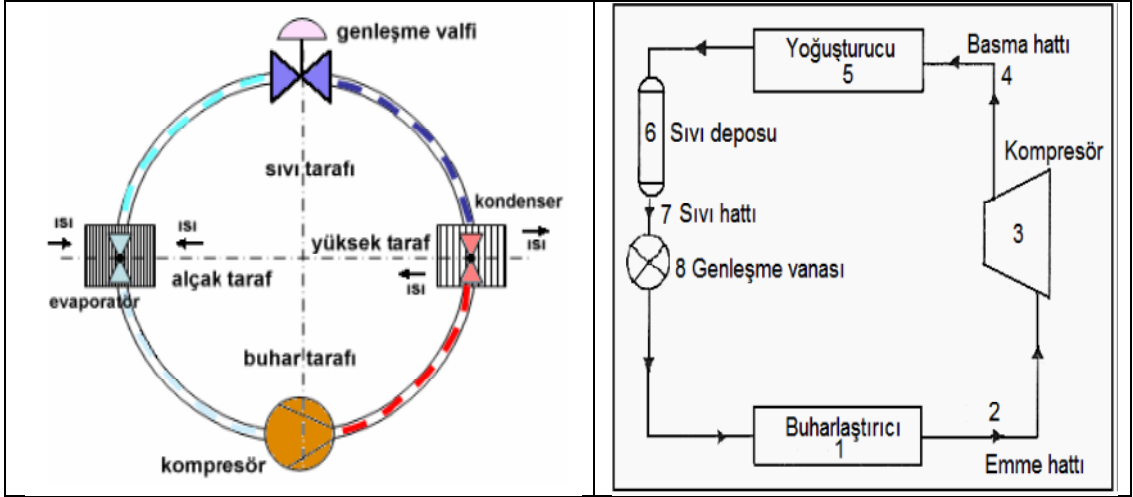
Bir soğutma sisteminde soğutucu akışkan, çeşitli hal değişimlerine uğrar. Her bir hal değişimine bir termodinamik süreç karşılık gelir. Başlangıçtaki hal ile çeşitli süreçler sonunda ulaşılan hal aynı ise, bir çevrim meydana gelir [37].

Mevcut otomobil klima sistemleri, buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimi ile çalışmaktadır. Bu sistemdeki ana elemanlardan biri olan kompresör, hareketini motordan aldığından bu işlem, güç kaybına ve daha fazla yakıt sarfiyatına sebep olmaktadır.

Otomobillerde yakıtın yanması sonucunda elde edilen ısı enerjisinin, yaklaşık %30-35'lik bir bölümü egzoz gazı yoluyla çevreye atılmaktadır. Motordaki diğer ısı kayıpları da dikkate alındığında akla en yakın çözüm, bu kadar yüksek miktardaki atık ısılarından yararlanmaktır. Bunun için de Absorpsiyonlu soğutma çevriminin kullanılması uygun olacaktır. Çünkü ASS'nin çalışabilmesi için harici mekanik enerjiye gerek olmayıp sadece ısı enerjisi yeterli olmaktadır [38].

3.2.1. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma çevrimi

Buhar sıkıştırırmalı çevrimler uygulamada en çok kullanılan soğutma çevrimleridir. Şekil 3.1.'de buhar sıkıştırırmalı çevrim elemanları şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Buhar sıkıştırımlı çevrim şeması [25].

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi, soğutucu akışkanın basıncına göre alçak basınç kısmı ve yüksek basınç kısmı olmak üzere iki kısımda ele alınır. Alçak basınç kısmı genleşme vanası, buharlaştırıcı ve emme hattından meydana gelir. Bu kısımda uygulanan basınç, soğutucu akışkanın buharlaştığı alçak basınçtır. Yüksek basınç tarafı ise kompresör, boşaltma hattı, yoğuşturucu, sıvı deposu ve sıvı hattından meydana gelir. Bu kısımda uygulanan basınç soğutucu akışkanın yoğuştuğu yüksek basınçtır.

Bu çevrimde buharlaştırıcının görevi, soğutulan ortamdan ısı çekmektir. Burada yüksek basınçlı soğutucu akışkan genleşme vanasından geçerek alçak basınçlı buharlaştırıcıya girer ve buharlaştırıcı üzerinden geçen dış ortam havasından ısı çekerek buharlaşır. Böylece ortam havası soğutulmuş olur. Yeterince soğuma sağlanması durumunda hava içerisinde bulunan nem yoğuşmaktadır.

Emme hattı, buharı buharlaştırıcıdan kompresöre taşır. Kompresör, soğutma çevriminde soğutucu akışkanın dolaştırılması ve basıncının yoğuşturucu basıncına yükseltilmesini sağlar. Kompresör çıkışında soğutucu akışkan kızgın buhar halindedir.

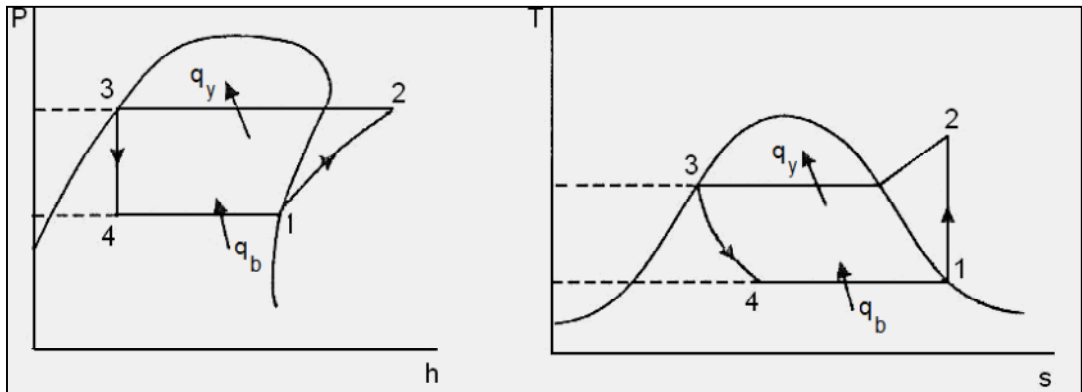
Basma hattı, yüksek basınçtaki soğutucu akışkanı kompresörden yoğuşturucuya taşır. Yoğuşturucuda ısı çekilmek suretiyle, soğuyan ve yoğuşan sıvı haldeki soğutucu akışkan sıvı deposunda depolanır.

Sıvı hattı, sıvıyı sıvı deposundan alarak genişleme vanasına taşır. Genleşme vanasında soğutucu akışkanın basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülür. Soğutucu akışkanın buharlaşması buharlaştırıcıda gerçekleşir. Buharlaştırıcıyı terk eden buhar genellikle doymuş buhar halindedir. Sıcaklık ve basıncı ise buharlaştırıcıdaki sıvı ile aynıdır.

Buharlaştırma sonucunda ortaya çıkan buhar kompresör ile emme hattından emilir. Emme hattından akarken soğutucu akışkan dışarıdan ısı alarak kızgın hale gelir. Bunun sonucunda, kızgın buharın sıcaklığı artarken, basıncı sabit kalır.

Kompresörde sıkıştırma sonucu, sıcaklık ve basıncı yükselen buhar kompresörden çıkar. Yoğuşma sonucunda sıvı, yoğuşturucunun alt tarafında toplanır ve ortama ısı vermeye devam eder. Yoğuşturucuyu terk eden sıvının sıcaklığı yoğuşturucu sıcaklığından daha düşüktür. Bu durumdaki sıvıya, aşırı soğutulmuş sıvı denir [25].

Şekil 3.2.'de basit buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminde ideal şartlarda, elde edilen basınç-entalpi (p-h) ve sıcaklık-entropi (T-s) diyagramları görülmektedir.



Şekil 3.2. Basit buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine ait p-h, T-s diyagramları [25].

Bu diyagramda;

1-2 arası; Tersinir adyabatik sıkıştırma

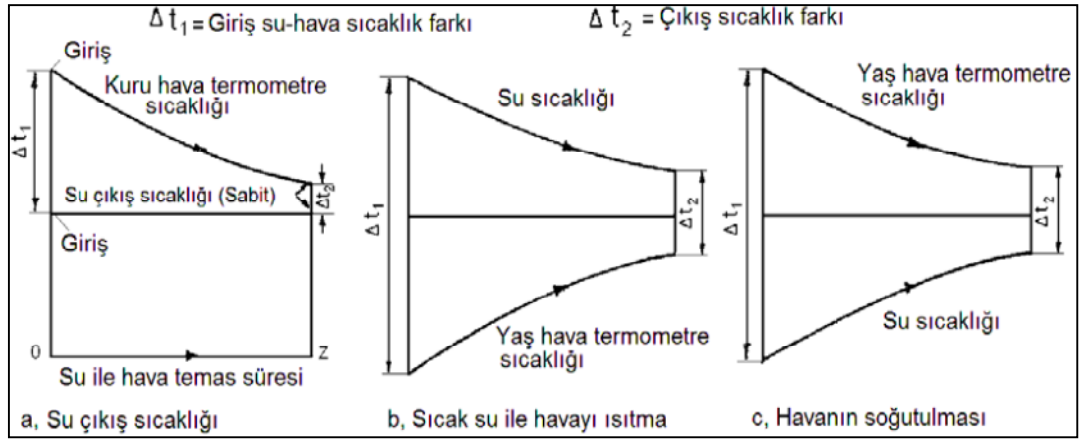
2-3 arası; Sabit basınçta ısı çekilerek yoğuşma, $q_y = h_2 - h_3$

3-4 arası; sabit entalpide kısılma ($h=sbt$),

4-1 arası; Sabit basınçta ısı alma ve buharlaşma, $q_b = h_1 - h_4$

3.2.2. Evaporatif Soğutma Çevrimi

Evaporatif soğutmada havanın, buharlaşan suyun buharlaşma ısısını içine alması sonucunda soğuması ile elde edilir. Soğutma kuleleri, evaporatif kondenserler, vakumla soğutma apareyleri, hava yıkayıcılar gibi cihazlar bu prensibe göre çalışırlar. Şekil 3.3.'de havanın evaporatif olarak ısıtılması ve soğutulması esnasında, su ile hava arasında meydana gelen termodinamik değişimler görülmektedir.



LiBr-Su akışkan çifti kullanılan soğutma sistemlerinde uygulanan ısı enerjisi, kaynatıcı ünitesinde suyu LiBr'den ayrıştırmak için kullanılır. Su, uygulanan ısı enerjisi ile buharlaşır. Buharlaşan su kaynatıcıdan ayrılarak yoğuşturucuya girer ve burada yoğuşur. Yoğuşan su kısılma vanasından geçirilirken basıncı düşer ve ıslak su buharı halinde buharlaştırıcıya girer. Bu noktada, su ortamdan ısı çekerek düşük basınçta buharlaşır ve buharlaşan su absorbere girer.

Absorberde su buharı, kaynatıcıdan dönen LiBr bakımından zengin eriyik tarafından yutulur ve bu işlem esnasında ısı ortaya çıkar. Su buharını yutarak fakir hale dönüşen eriyik, küçük bir eriyik pompası vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir.

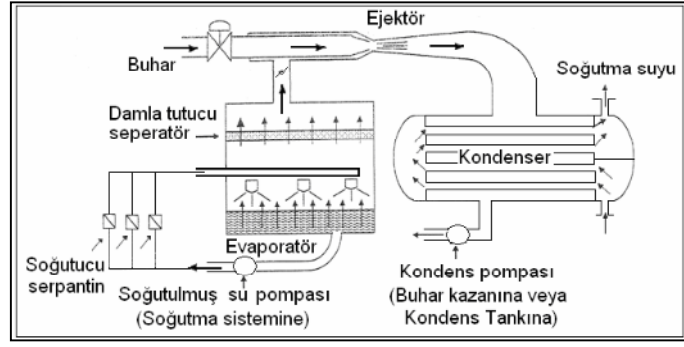
Çoğunlukla kaynatıcı ile absorber arasında bir ısı eşanjörü kullanılır. Böylece zengin eriyiğin ısı, kaynatıcıya gönderilen fakir eriyiğe aktarılmış olur. Kademe sayısı arttırılmak suretiyle ASS'nin STK değeri arttırılabilir. Su buharının ayrıştırılması veya absorpsiyon işlemi birkaç kademede yapılabilir [41].

3.2.4. Ejektörlü Soğutma Çevrimi

Esasında bir kompresyon çevrimi olan ejektör çevriminde, evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkan buharları bir ejektör ile sürüklenerek buharlaşma basıncının muhafazası ve kontrolü sağlanır.

Böyle bir sistemde, ejektördeki sürükleme etkisini meydana getiren akışkan ile evaporatörde buharlaşan ve sürüklenen buhar karışmaktadır. Bu nedenle her ikisinin de aynı maddeden olması sistemin çizim tasarımını oldukça kolaylaştırmaktadır.

Sürükleyici akışkanı buhar, soğutucu akışkan maddesi ise su olan bu uygulamada kullanılan akışkanlar, ejektör soğutma çevriminde en çok uygulanan akışkan maddelerdir. Bu sistem, Buhar-jet soğutma sistemi olarak da adlandırılmaktadır [42]. Şekil 3.5.'de Ejektör soğutma çevriminin ana kısımları görülmektedir.



Şekil 3.5. Ejektör soğutma çevriminin kısımları [42].

Ejektörlü soğutma makinesi, büyük hacim gerektirecek kompresör yerine ejektörün kullanıldığı sistemdir. Su ile çalıştırılan bir sistem olduğu için, sıcaklığın 0°C'nin altına düşmemesi gereklidir. Sıcaklık 4–10°C arasında tutulduğunda özellikle iklimlendirme sistemlerinde kullanılabilir [42].

3.3. OTOMOTİV SOĞUTMA SİSTEMİ ELEMANLARI

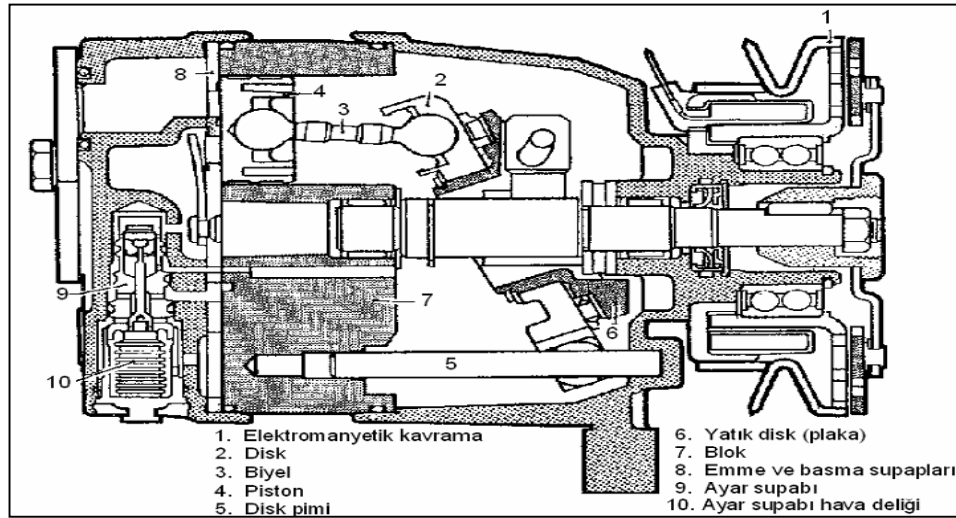
3.3.1. Klima Kompresörü

Kompresörün görevi, evaporatörden aldığı alçak basınçlı buhar halindeki soğutucu akışkanı (gaz), yüksek basınç altında sıkıştırmak ve pompalamaktır. Kompresörün sıkıştırma işlemini gerçekleştirebilmesi için, elektromanyetik kavrama ve kayış aracılığı ile taşıt motoru tarafından hareket ettirilmesi gerekmektedir. Kompresör dönme hareketi ile çalışan bir sistem olduğu için, gerekli kalitede yağ kullanılarak çalıştırılması zorunludur. Değişken silindir hacimli kompresörün, salınlı bir tablası vardır. Bu salınlı tabla kompresör milinden hareket almakta olup, pistonların çevrimini değiştirerek klima gazının alçak basınçta emilmesini sağlar [25].



Şekil 3.6. Klima kompresörü [25].

Günümüzdeki otomobil klimaların da, değişken hacimli kompresör, paletli tip kompresör ve sarmal kompresör olmak üzere üç tip klima kompresörü kullanılmaktadır. Değişken hacimli kompresörler, farklı çalışma koşullarına uyum sağlayabildikleri için, otomobil klima sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.



Şekil 3.7. Klima kompresörü kesiti [43].

Pistonların silindir içerisindeki çalışması, rotatif olarak yatık diskin tahrikiyle oluşmaktadır. Yatık diske, disk pimi aracılığıyla kumanda edilmektedir. Pim, biyelerin bağlı olduğu diskin pozisyonunu ayarlayarak pistonların çalışmasını sağlar. Disk pimine kumanda eden supap üzerinde, bir hava deliği vardır. Bu delik kompresörün emme basıncını artırır. Piston, silindir kapağından uzaklaştığı anda

oluşan basınç değişikliği emme supabını açarak gaz durumunda olan soğutucu akışkanın silindir içine dolmasını sağlar. Piston silindir kapağına doğru çıkmaya başladığında emme supabı kapanarak, soğutucu akışkan sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi basma supabının açılması için gerekli olan basınç değerine ulaşıncaya kadar devam eder. Daha sonra soğutucu akışkan hortum vasıtasıyla kondensere geçer [25].

3.3.2. Genleşme valfi

Genleşme valfi, evaporatör giriş kanalı üzerinde bulunmaktadır. Alçak basınç ve yüksek basınç devrelerini birbirinden ayırır. Genleşme valfinden sonra soğutucu gazın basıncı yükselir. Kondenserden gelen bu sıvının genleşmesi esnasında basınç ve ısı değişikliği meydana gelir. Fakat soğutucu akışkan sıvı formunu muhafaza eder. Kompresör devre dışı olduğunda (klima sistemi çalışmazken) sistemin yüksek basınç devresindeki soğutma etkisi, genleşme valf borusundan alçak basınç borusuna geçer.

Bu basınçlar eşitlendiğinde, kompresör devreye girer. Tasarımından dolayı kesiti ayarlı delik ismi de kullanılmaktadır. Genleşme valfi değiştirilemez bir parça olduğundan, arızalı ise kondenser evaporatör borusu değiştirilir [25].

3.3.3. Evaporatör

Evaporatörün görevi; araç içindeki havayı kurutmak ve havanın soğutulmasını sağlamaktır. Soğutucu akışkan, evaporatörde sıvı halden gaz haline dönüşmektedir. Evaporatör, klima gazı tarafından soğutulmaktadır. İçinde yoğunlaşan nem, tahliye hortumu aracılığıyla dışarı atıldığı için park halindeki araçların altında su birikintisi oluşabilir. Bağlantı kanalları takviyeli esnek hortumlardan ve alüminyum borulardan yapılmıştır [25].

Soğutucu akışkan evaporatör tarafından, alçak basınçlı sıvı halden alçak basınçlı buhar haline dönüştürülür. Evaporatör peteklerine giren soğutucu akışkan, soğutulduktan ve nemi alındıktan sonra gaz halinde araç kabinine gönderilir. Bu işlem sonucunda ısıyı emerek yolcu kabininin serinlemesini sağlar. Bazı evaporatör

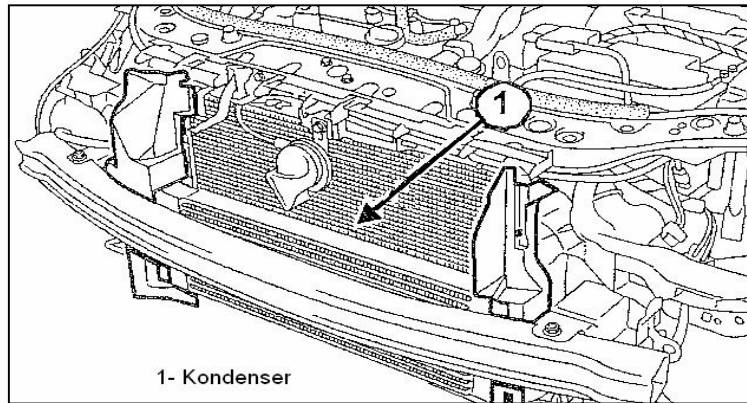
gruplarında, sıvı halde olan soğutucunun depolanması için akümülatör kullanılmaktadır [25].



Şekil 3.8. Evaporatör [25].

3.3.4. Kondenser

Kondenser, motor radyatörünün önüne yerleştirilmiş olup klima devresi üzerinde kompresörden sonra yer almaktadır. Kondenserin görevi; gazın kompresörde sıkıştırılması esnasında oluşan yüksek sıcaklığını, ısı almak suretiyle düşürmektir. Gaz, soğutulduktan sonra sıvı hale dönüşür ve yüksek basıncın etkisinde kalır [44].

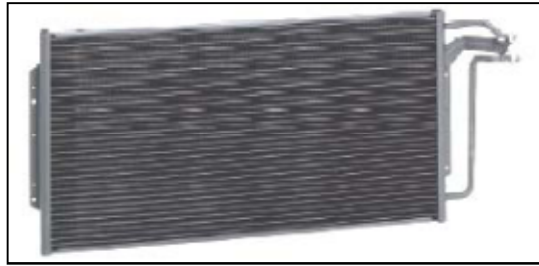


Şekil 3.9. Kondenserin araç üzerindeki konumu [44].

Kondenserde klima gazından atılan ısı; evaporatörde çekilen ısı ile, kompresörün gazı sıkıştırması için yapılan iş sonucunda oluşan ısının toplamına eşittir. Kondenserde atılan ısı miktarı ne kadar fazla olursa, evaporatör tarafından oluşturulan soğutma etkisi de o oranda büyük olacaktır. Bu nedenle kondenser, motor

radyatörünün soğutma fanlarından gelen hava akımı ve aracın hareketi esnasında oluşan hava akımının doğurduğu soğutma etkisini kullanabilmek için, aracın ön kısmına yerleştirilmiştir.

Kondenserdeki ısı alışverişi; kızgınlığın alınması, soğutucu akışkanın yoğuşması ve aşırı soğutma olmak üzere üç safhadan oluşmaktadır. Soğutucu akışkanın, kondenserde kat ettiği yol süresince sıcaklığı azalır ve kondenser çıkışında istenilen sıcaklık değerine ulaşır [45].



Şekil 3.10. Kondenser [45].

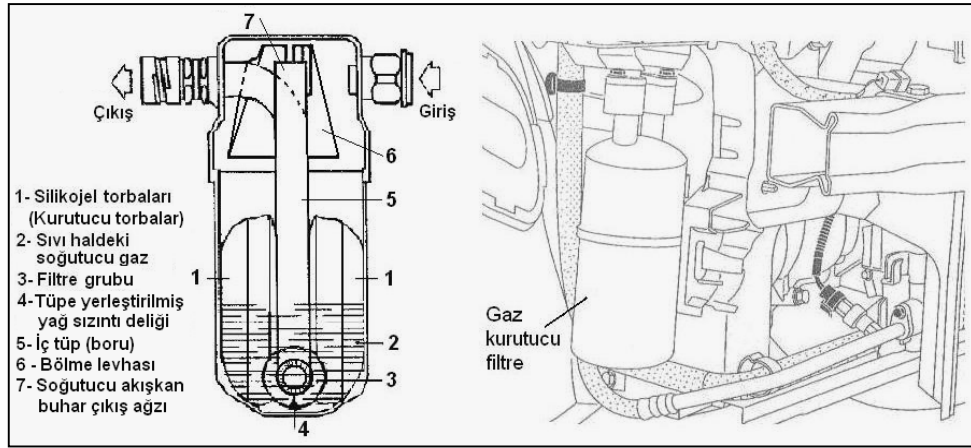
3.3.5. Nem Tutucu Filtre

Nem tutucu (kurutucu) filtre, klima sisteminde üç önemli fonksiyonu yerine getirmektedir. Birinci fonksiyonu, sistem devrede iken sıvı haldeki soğutucu akışkanın büyük bir kısmını depolamaktır. Diğer fonksiyonları ise, genleşme valfinin tıkanmasına sebep olabilecek her türlü yabancı maddeyi filtrelemek ve nemi gidermektir. Nemin alınması için, moleküler süzgeç veya silika jel adıyla bilinen kimyasal bir bileşik tarafından gerçekleştirilir. Donanıma göre değişmekle birlikte nem tutucu filtre 12–16 g su toplayabilmektedir.

Nem tutucu filtreler, gaz kurutucu ve sıvı kurutucu olmak üzere iki çeşittir. Sistemin özelliğine göre ya sıvı kurutucu filtre ya da gaz kurutucu filtre kullanılmaktadır. Sıvı kurutucu filtre kullanılıyorsa, filtre konum olarak akışkanın sıvı halde bulunduğu kondenser evaporatör arasındadır.

Gaz kurutucu filtre kullanılıyorsa, nem tutucu filtre akışkanın gaz halinde bulunduğu evaporatör-kompresör arasına yerleştirilmiştir. Böylece klima kompresörü emiş sırasında olası rutubet etkisine karşı korunabilmektedir.

Prensip olarak iki filtrenin de esas amacı, sistemdeki nemi almaktır. Soğutucu akışkan içindeki nem, genişleme valfi çıkışında donarak valfin tıkanmasına ve sistemin çalışma düzeninin bozulmasına sebep olacaktır [46].



Şekil 3.11. Nem tutucu filtrenin kesiti ve araç üzerindeki konumu [25].

3.4. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

1900'lü yılların başlarında soğutma endüstrisinde yaygın olarak kullanılan Metil Klorid, Sülfür Dioksit ve Amonyak keskin kokuları nedeniyle her ne kadar sızıntıların anlaşılmasını kolaylaştırırsa da konutsal soğutma için problem teşkil ediyordu. Bu nedenle hidrokarbonlara alternatif olabilecek soğutucu akışkanlar üzerine çalışmalar yapıldı. 1930'lu yılların başlarında Migley ve Henne, klor ve flor atomlarının hidrokarbonların kaynama noktası, yanma ve zehirlilik özellikleri üzerine etkilerini incelemişler, bu atomların hidrokarbonların istenmeyen özelliklerini büyük oranda düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. Bu çalışmalarını takiben ilk CFC (kloroflorokarbon) üretimi ticari olarak R12 ile 1931 yılında gerçekleşmiştir. R12'yi takiben 1932 yılında R11 üretimi başlamış ve 1950'li yıllarda HCFC (hidrokloroflorokarbon)'ların üretimi ve yaygın olarak kullanımı başlamıştır [47].

Bir soğutma sisteminin tasarlanması, sistemde kullanılacak soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerine bağlıdır. Seçilen soğutucu akışkanın özelliği gereği soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı basıncının yüksek, yoğuşurucu basıncının ise düşük olması tercih edilir. Soğutma çevrimlerinde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama aktarılmasında aracı olarak kullanılan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini sıvı halden buhar haline ve buhar halden sıvı haline dönüşerek gerçekleştirirler. Bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan aldıkları ısıyı, diğer bir ortama aktarırlar. Soğutucu akışkanların, ısı geçiş kabiliyetleri ile doğrudan ilgili olmayan, birçok koşulu da yerine getirmeleri istenir. Kullanma şartlarındaki kimyasal kararlılık soğutucu akışkanlardan istenen en önemli özelliklerden biridir. Ayrıca bir soğutma sisteminden atmosfere sızan veya boşaltılan soğutucu akışkanın çevrede meydana getireceği etkiler de dikkate alınmalıdır.

1974 yılında Molina ve Rowland, yaptıkları Nobel ödüllü çalışmaları sonucunda masum görünen CFC ve HCFC'lerin ozonu tükettiğini bildirmişlerdir. CFC (Chloroflorocarbon) olarak bilinen halojenli bileşenler, yıllarca atmosferde kalabilmekte ve zamanla strotosfer tabakası içine yayılmaktadır. CFC molekülleri sadece karbon ile halojen klorin, florin ve bromin içerir. Atmosferin üst kısımlarına ulaştığında, soğutucu akışkan molekülleri parçalanarak, ozon tabakasını tahrip eden klorini açığa çıkarır. Atmosferin alt tabakasında ise bu moleküller, yeryüzünün ısınmasına yardım eden, kızıl ötesi ısınları yutar. CFC moleküllerindeki bir veya daha fazla halojen yerine bir hidrojen atomunun konulması ile HCFC bileşenleri ortaya çıkar. Bu bileşendeki hidrojen varlığı, bunların atmosferdeki ömrünü ve çevreye olan olumsuz etkilerini büyük ölçüde azaltmaktadır [1,47].

Moleküler açıdan, birbirine yakın kaynama noktalarına sahip soğutucu akışkanlarının gizli buharlaşma ısıları da birbirine çok yakındır. Üretiminin ve kullanımının azaltılması yönündeki çalışmalarla birlikte bu soğutucu akışkanların yerine yeni soğutkanların bulunması ve yaygınlaştırılması gereksinimi artmaktadır. Emniyetli, güvenilir ve ayrıca iyi bir ısı özelliğe sahip olan soğutucu akışkanlar kullanmak için yapılan çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar sonucunda, 1920'li yıllarda FC (Floracarbon) türü soğutucu akışkanlara; metan (CH₄) veya etan (C₂H₆) içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor, flor veya brom

atomları yerleştirilmek suretiyle elde edilmiştir. Ayrıca, uluslararası Montreal Protokolü ile klor ve brom içeren soğutucu akışkanlar da olmak üzere ozon tabakasına etki eden bileşenlerin üretimi kontrol altına alınmıştır. CFC tipi (R11, R12, R113, R114 gibi) soğutucu akışkanların üretimi 01/ 01/ 1996 tarihinde tamamen durdurulmuştur. HCFC tipi soğutucu akışkanlardan R22 üretimi 01/ 01/ 1996 tarihli üretim sayesinde sabit tutulmuştur. Bu akışkanın 01/ 01/ 2004 tarihinde üretimi %65, 01/ 01/ 2010 tarihinde %35, 01/ 01/ 2015 tarihinde %10, 01/ 01/ 2020 tarihinde %0,5 seviyelerine indirilecek ve 01/ 01/ 2030 tarihinde de tamamen durdurulması ön görülmesine rağmen; uluslararası soğutma ve iklimlendirme kuruluşları tarafından bir anlamsa sağlanamaması nedeniyle herhangi bir kısıtlama yoktur [1].

Soğutucu akışkanların ozon tabakasına olan zararları ODP (Ozone Depletion Potential, Ozon Tüketme Potansiyeli) değeri ile belirlenir. ODP değeri, R12 soğutucu akışkanı baz alınarak belirlenmektedir ve bu değer, akışkan için 1'dir. Soğutucu akışkanların karbon monoksit içerikleri ise CO₂ değeri 1 alınarak, GWP (Global Warning Potential, Küresel Tehlike Potansiyeli) değerleri ile tespit edilir. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri ile yakın zamanda yerine kullanılması düşünölen soğutucu akışkanlar Çizelge 3.1.'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri ile yerini alacağı soğutucu akışkanlar [1].

| Soğutucu akışkan | Yerini alacağı akışkan | ODP | GWP |
|---|------------------------|-------|-------|
| R123 | R11 | 0.02 | 93 |
| R11 | Ü.D. | 1 | 4000 |
| R134a | R12 | 0 | 1300 |
| R401a | R12 | 0.03 | 973 |
| R401b | R12, R500 | 0.035 | 1062 |
| R409a | R12 | 0.05 | 1288 |
| R12 | Ü.D. | 1 | 8500 |
| R500 | Ü.D. | 0.738 | 6310 |
| R402a | R502 | 0.02 | 2250 |
| R402b | R502 | 0.03 | 1964 |
| R408a | R502 | 0.026 | 2649 |
| R404a | R502, R22 | 0 | 3260 |
| R507 | R502, R22 | 0 | 3300 |
| R502 | Ü.D. | 0.307 | 5494 |
| R407c | R22 | 0 | 1526 |
| R410a | R22 | 0 | 1725 |
| R22 | Ü.D. | 0.5 | 1500 |
| R508b | R13, R503, R23 | 0 | 10350 |
| R23 | R13, R503 | 0 | 11700 |
| R13 | Ü.D. | 1 | 11700 |
| R503 | Ü.D. | 0.6 | 11700 |
| R124 | R114 | 0.02 | 470 |
| R717 | - | 0 | 0 |
| Ü.D. : Üretimi durdurulacak ODP değeri R12 için 1 alınarak baz kabul edilmiştir. GWP değeri CO ₂ için 1 alınarak baz kabul edilmiştir. | | | |

3.4.1. Soğutucu Akışkan R134a

R134a (CH₂FCF₃–Tetrafloraetan) soğutucu akışkanının, tespit edilen ODP’si sıfırdır. Çizelge 3.1.’de R134a’nın fiziksel özelliklerinde görüldüğü gibi GWP sınır değeri, yüzyıllık bir süreç için 1300’dür. R134a gazının yanıcı özellikte olmaması, kullanım alanını arttırmaktadır.

R134a soğutucu akışkanı fiziksel ve termodinamik özellikleri bakımından, R12 soğutucu akışkanı ile çok yakın özellikler göstermektedir. Saf bir soğutucu akışkandır. Ev tipi ve araç tipi soğutucularda kullanılabilir, en uygun soğutucu

akışkan R134a'dır. Ancak düşük evaporatör sıcaklıklarında çift kademe sıkıştırma gerektirmektedir.

R134a mineral yağlarla uyumlu olmadığından, polyester veya poliakalinglikol bazlı yağlarla kullanılması önerilmektedir. R134a'nın dezavantajlı yönü ise ısı aktarım performansının düşük olması ve özgül hacminin küçük olmasıdır [48].

HFC R134a'nın "ozon dostu" bir soğutucu olduğu ve çevreye hiçbir zararı olmadığı kabul edilmesine rağmen, EPA (çevre koruma örgütü) bu soğutucunun da iyileştirilmesi gerektiğini belirtmektedir [49].

BÖLÜM 4

MATERYAL VE METOT



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin genel görünüşü.

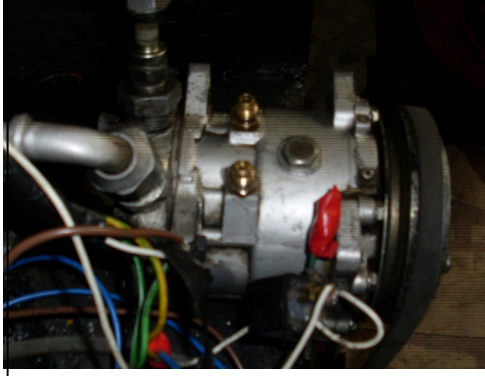
Bu çalışmada kullanılan düzenek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi esasına göre çalışmaktadır. Mevcut çalışmada kullanılan otomotiv klima sistemi 200 g, 300 g ve 400 g R134a soğutkan yükleri için 900-1800 1/min hız aralığında 100 1/min'lık adımlar halinde 10 farklı kompresör hızında çalıştırılmıştır. Düzeneğin kuruluş amacı, soğutma çevriminde yer alan evaporatör üzerinden geçen hava akımından soğutucu akışkan yardımıyla ısı çekilerek, ortamın istenilen oranda soğutulmasını sağlamaktır. Deney süresince okunan verilerin kaydedilmesi için kompresör, evaporatör ve kondenser giriş, çıkışlarına t tipi ısıl çiftler (thermocouple) yerleştirilmiştir. Bu ısıl çiftler sayesinde soğutucu akışkanın evaporatör, kompresör ve kondenser giriş-çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir. Deney süresince ısıl çiftler aracılığı ile okunan bu veriler “data logger” adı verilen bir cihaz sayesinde Excel dosyası halinde bilgisayara aktarılmıştır. Deney düzeneğinde 138 cc/rev süpürme

hacmine sahip, piston çapı 35 mm ve strok uzunluğu 28,6 mm olan, 5 pistonlu kompresör bulunmaktadır.

Kompresör (ve/veya elektrik motoru), 3,7 kW güç ve 3900 1/min nominal devirli 3 fazlı Delta VFD-M serili bir motor sürücü (invertör) ile tahrik edilerek 900-1800 1/min hız aralıklarında sabitlenmiştir. İlgili noktalardaki soğutkan basınçları da analog manometre kullanılarak ölçülmüştür. Buna ilaveten, kompresörün elektrik motorunun çektiği gücün yanında evaporatör ve kondenserdeki hava hızları da ölçülmüştür. Üç farklı soğutkan yükü ve 10 farklı kompresör devri için belirlenen deneysel veriler kullanılarak enerji ve ekserji analizleri mevcut soğutma çevrimine uygulanmıştır. Deney sistemi üzerinde kullanılan ölçüm cihazının özellikleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 4.1. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri.

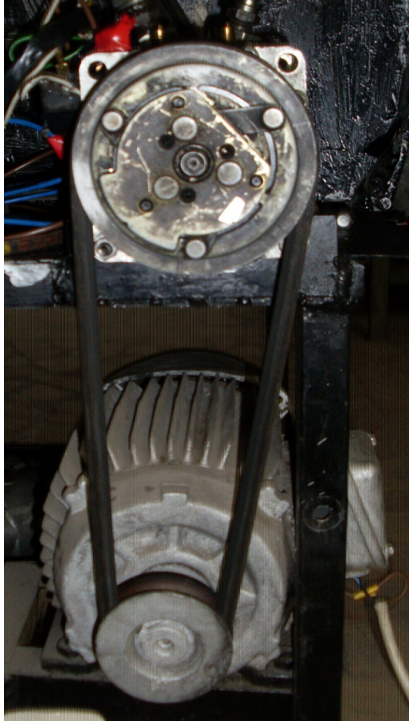
| Ölçülen Değişken | Ölçüm Cihazı | Ölçüm Aralığı | Hassasiyet |
|------------------|-----------------------------|-----------------|-------------|
| Sıcaklık | Type-T Termokupl (Cu-Const) | -200-400 °C | 0,1 °C |
| Basınç | Analog Manometre | -1-10 Bar | 0,1-0,5 Bar |
| Kompresör Devri | Motor Sürücüsü | 10-100000 1/min | %2 |
| Voltaj | Voltmetre | 0-400 V | %1 |
| Akım | Ampermetre | 0-20 A | %1 |



Klima kompresörü



Elektirik motoru



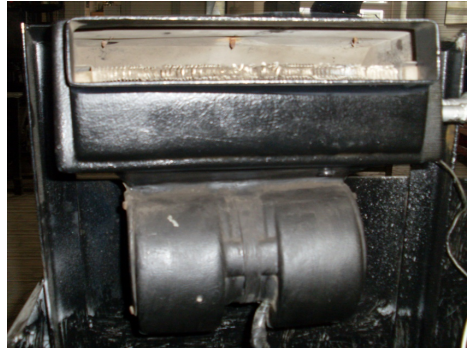
Kompresör-motor hareket iletimi



Nem tutucu filtre

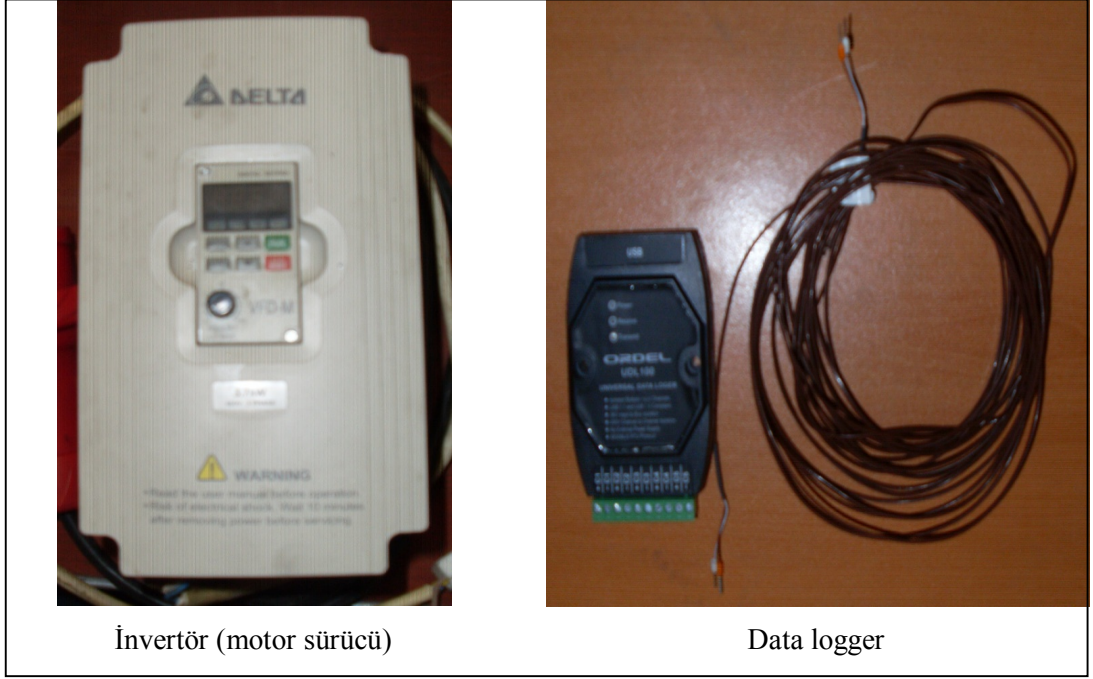


Kondenser



Evaporatör

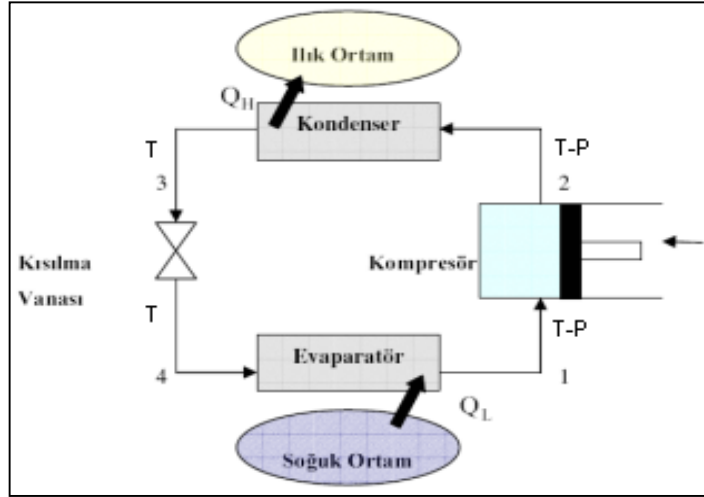
Şekil 4.2. Sistem elemanları ve cihazlar.



Şekil 4.2. (Devam ediyor).

4.1. OTOMOTİV KLİMA SİSTEMİ ELEMANLARINA ENERJİ (BİRİNCİ KANUN) ANALİZİNİN UYGULANMASI

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin birinci kanun analizinin yapılmasındaki amaç, evaporatör sıcaklığı, kondenser sıcaklığı ve kompresör verimi gibi sistem performansını etkileyen değişken parametreler ile STK'nın değişiminin incelenmesidir. Bu maksatla sistemin her bir elemanına termodinamiğin birinci kanun analizi uygulanmıştır. Deney düzenğinde ölçüm alınan noktalar şekil 4.3.'de gösterilmiştir.

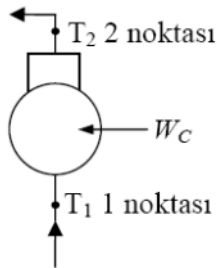


Şekil 4.3. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi [16].

Ayrıca soğutma sisteminin çalışması esnasında aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

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

4.1.1. Kompresör Enerji Analizi



a)Kütlenin korunumu:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (4.1)$$

\dot{m}_r : Akışkanın kütleli debisi

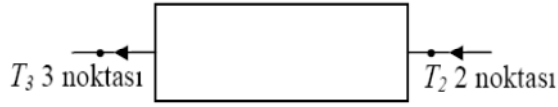
b) Enerjinin korunumu:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (4.2)$$

\dot{W}_c : Kompresör gücü

h : Özgül entalpi

4.1.2. Kondenser Enerji Analizi



a) Kütlenin korunumu:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r \quad (4.3)$$

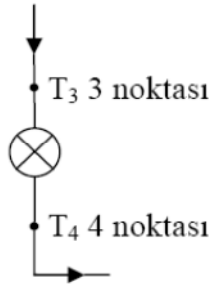
b) Enerjinin korunumu:

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (4.5)$$

\dot{Q}_K : Çevreye atılan ısı

4.1.3. Genleşme Valfi Enerji Analizi



a)Kütlenin korunumu:

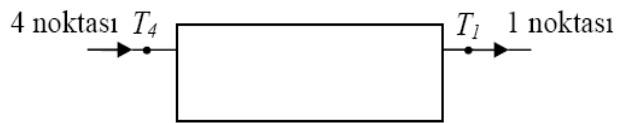
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (4.6)$$

b)Enerjinin korunumu:

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (4.7)$$

$$h_3 = h_4 \quad (4.8)$$

4.1.4. Evaporatör Enerji Analizi



a)Kütlenin korunumu:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r \quad (4.9)$$

b)Enerjinin korunumu:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (4.10)$$

\dot{Q}_E : Ortamdan çekilen ısı

4.1.5. Soğutma Performans Katsayısı (STK)

Bu analizler ışığında birinci kanun analizinde, kondenser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı ve kompresör verimi değişimleri için STK değerinin hesaplanması gereklidir. Eşitlik (4.11)'den soğutma performans katsayısı elde edilir.

$$STK = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (4.11)$$

4.2. OTOMOTİV KLİMA SİSTEMİ ELEMANLARINA EKSERJİ (İKİNCİ KANUN) ANALİZİNİN UYGULANMASI

Bu bölümde soğutma sistemi elemanlarının ekserji analizi yapılarak tersinmezlikleri ve ekserjik verimleri belirlenmiştir. Toplam sistem tersinmezliği ve ikinci kanun verimi hesaplanarak değişken sistem parametreleriyle tersinmezliğin ve ikinci kanun veriminin nasıl değiştiği incelenmiştir.

4.2.1. Kompresör Ekserji Analizi

$$\dot{m}_r \cdot ex_1 + \dot{W}_c = \dot{E}x_{Q,C} + \dot{m}_r \cdot ex_2 + I_c \quad (4.12)$$

Kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edildiğinden, burada $\dot{E}x_{Q,C} = 0$ alınarak ihmal edilmiştir. Buna göre eşitlik (4.12) düzenlenirse;

$$I_c = \dot{m}_r \cdot ex_1 - \dot{m}_r \cdot ex_2 + \dot{W}_c \quad (4.13)$$

I_c : Kompresördeki tersinmezlik, yok edilen ekserji

ex_1 : Giren ekserji

ex_2 : Çıkan ekserji

Kompresör için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ex_1 = (h_1 - T_0 \cdot s_1) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (4.14)$$

$$ex_2 = (h_2 - T_0 \cdot s_2) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (4.15)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (4.16)$$

T_0 : Çevre sıcaklığı

s : Özgül entropi

Eşitlik (4.14), (4.15) ve (4.16) eşitlik (4.13)'de yerine konular düzenlenirse;

$$I_c = \dot{m}_r \cdot T_0(s_2 - s_1) \quad (4.17)$$

Elde edilir. Elde edilen bu eşitlik kompresördeki tersinmezlik miktarını verir.

Kompresör ekserji verimi eşitlik (4.18)'de verilmiştir.

$$\eta_c = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_c} \quad (4.18)$$

4.2.2. Kondenser Ekserji Analizi

$$\dot{m}_r \cdot ex = \dot{E}x_{Q,K} + \dot{m}_r \cdot ex_3 + I_K \quad (4.19)$$

Kondenserden dış ortama transfer edilen ısı dikkate alınmadığından, burada $\dot{E}x_{Q,K} = 0$ alınarak ihmal edilmiştir. Buna göre eşitlik düzenlenirse;

$$I_K = \dot{m}_r \cdot ex_2 - \dot{m}_r \cdot ex_3 \quad (4.20)$$

Kondenser için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ex_2 = (h_2 - T_0 \cdot s_2) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (4.21)$$

$$ex_3 = (h_3 - T_0 \cdot s_3) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (4.22)$$

Eşitlik (4.21) ve (4.22) düzenlenerek (4.20) numaralı eşitlikde yerine yazılır düzenlenirse;

$$I_K = \dot{m}_r [(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)] \quad (4.23)$$

elde edilir. Elde edilen bu eşitlik kondenserin tersinmezlik miktarıdır.

Kondenser ekserji verimi eşitlik (4.24)'de verilmiştir.

$$\eta_K = \frac{\dot{E}x_3}{\dot{E}x_2} \quad (4.24)$$

4.2.3. Genleşme Valfi Ekserji Analizi

$$\dot{m}_r \cdot ex_3 = \dot{m}_r \cdot ex_4 + I_{GV} \quad (4.25)$$

Genleşme valfi için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ex_3 = (h_3 - T_0 \cdot s_3) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (4.26)$$

$$ex_4 = (h_4 - T_0 \cdot s_4) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (4.27)$$

Eşitlik (4.26) ve (4.27) düzenlenir ve eşitlik (4.25)'de yerine konursa;

$$I_{GV} = \dot{m}_r \cdot T_0 (s_4 - s_3) \quad (4.28)$$

elde edilir. Elde edilen bu eşitlik genişleme valfi tersinmezlik miktarıdır.

Genleşme valfi ekserji verimi eşitlik (4.29)'de verilmiştir.

$$\eta_{GV} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3} \quad (4.29)$$

4.2.4. Evaporatör Ekserji Analizi

$$I_E = \dot{m}_r \cdot ex_4 - \dot{m}_r \cdot ex_1 - Ex_{Q,E} \quad (4.30)$$

$$Ex_{Q,E} = -Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \quad (4.31)$$

Evaporatör için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$ex_4 = (h_4 - T_0 \cdot s_4) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (4.32)$$

$$ex_1 = (h_1 - T_0 \cdot s_1) - (h_0 - T_0 \cdot s_0) \quad (4.33)$$

Eşitlik (4,31), (4.32) ve (4.33) düzenlenir ve eşitlik (4.30)'de yerine konursa;

$$I_E = \dot{m}[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)] - \left[-Q_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right)\right] \quad (4.34)$$

elde edilir. Elde edilen bu eşitlik evaporatör tersinmezlik miktarıdır.

Evaporatör ekserji verimi eşitlik (4.35)'de verilmiştir.

$$\eta_E = \frac{\dot{E}x_{Q,E}}{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_4} \quad (4.35)$$

Soğutma sisteminin her bir elemanı için tersinmezlik değerleri belirlendikten sonra sistemin toplam tersinmezliği aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$I_T = I_C + I_K + I_{GV} + I_E \quad (4.36)$$

Ekserjetik verimin tarifi ile ilgili literatürde detaylı olarak farklı yollar görmek mümkündür. Bunların arasında Kotas tarafından elde edilmek istenen ekserjinin kullanılan ekserjiye oranı olarak tarif edilen ekserjetik verim aşağıda verilmiştir [6].

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{Q,E}}{\dot{W}_C} \quad (4.37)$$

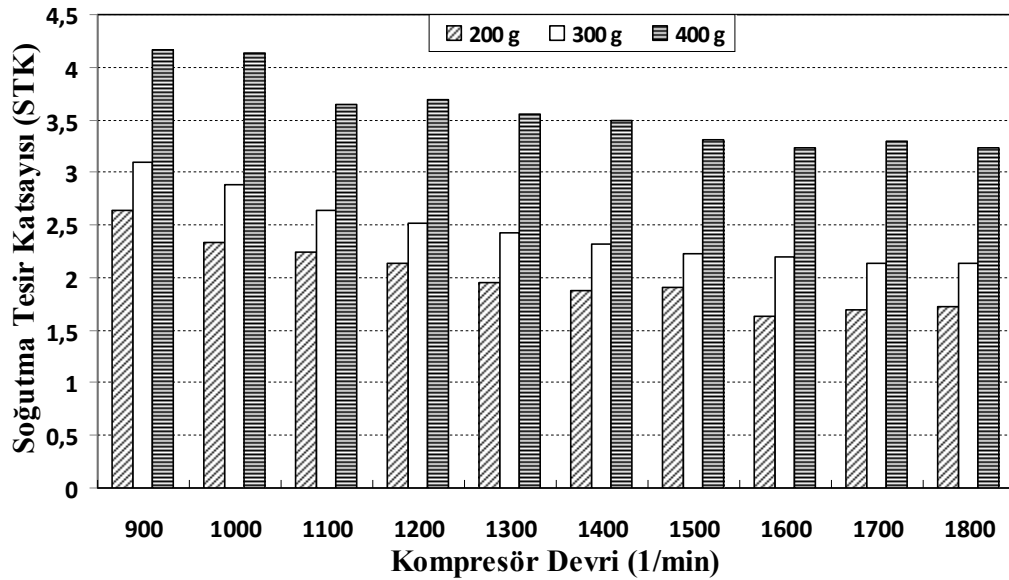
BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a kullanan bir otomotiv klima sisteminin performansı üzerinde soğutucu akışkan yükü ve kompresör devrinin etkileri birinci ve ikinci kanun analizleri ile incelenmiştir. Mevcut klima sisteminde, 200 g, 300 g ve 400 g R134a soğutucu akışkan yük durumları için kompresör devri 900 1/min'den 1800 1/min'e 100 1/min'lık adımlarla değiştirilmiştir.

5.1. SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ ANALİZİ

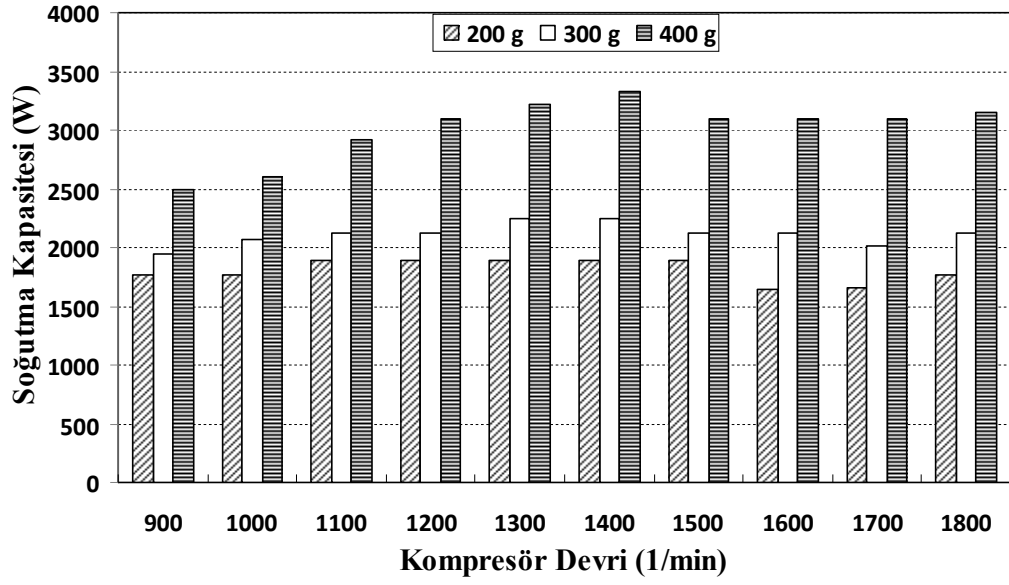
Kompresör devri ile soğutma tesir katsayısının (STK) değişimi farklı akışkan yükleri için, Şekil 5.1. ile verilmektedir.



Şekil 5.1. Kompresör devri ve soğutkan yükünün soğutma tesir katsayısına etkisi.

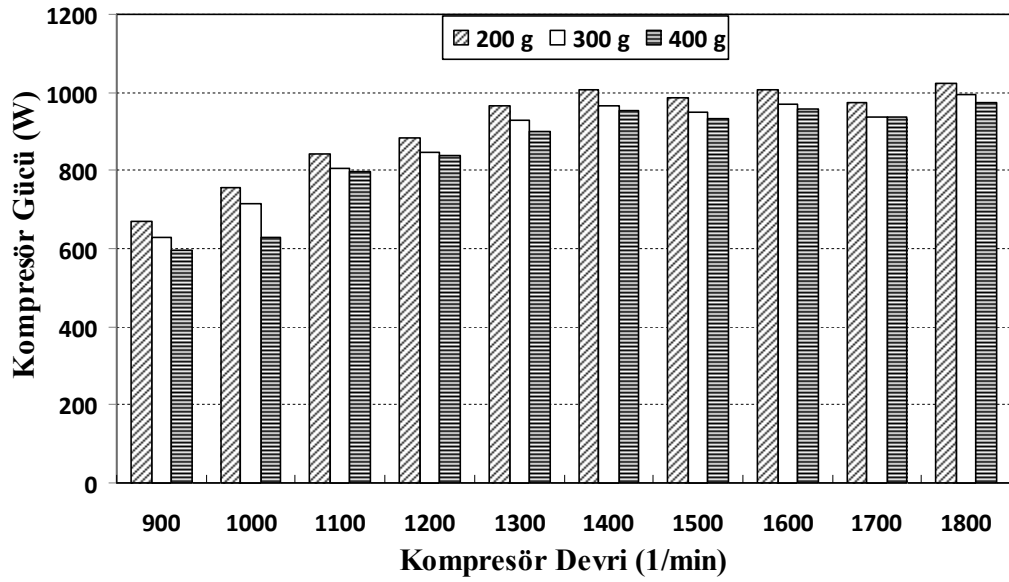
STK değerleri, artan kompresör hızı ile azalma, artan yük ile artma eğilimi göstermektedir. STK değerlerindeki bu azalma, soğutma kapasitesindeki artışa bağlı olarak kompresör gücünde meydana gelen artıştan (harcanan iş miktarı) kaynaklanmaktadır [20,23,26,50,51]. Ayrıca, akışkan kütlesindeki artış, sistemin STK değerinde de artışla sonuçlanmaktadır. Mevcut çalışmada elde edilen en yüksek STK değeri 900 1/min kompresör hızı ve 400 g 134a için 4,16 olarak belirlenmiştir. Kompresör hızı 1800 1/min'e artarken STK değeri de bu maksimum değerinden 3,23 en düşük STK değerine doğru azalma eğilimi göstermiştir. Ayrıca her üç yük için de en yüksek STK değerlerinin elde edildiği kompresör hızında (900 1/min) kompresör yükünün 200 g'dan 400 g'a artırılması maksimum STK değerinde yaklaşık olarak %36,5'lik bir artış sağlamıştır. Sonuç olarak bu çalışmadan elde edilen test sonuçlarının literatürle uyum gösterdiği belirlenmiştir [23].

Soğutma kapasitesi, her üç soğutkan yükü için de 1400 1/min kompresör devrine kadar artmış, daha sonra soğutucu akışkan kütleli debisinde meydana gelen değişime paralel bir azalma eğilimi göstermiştir, Şekil 5.2. Ayrıca en yüksek soğutma kapasitesi, 1400 1/min kompresör hızı ve 400 g R134a soğutkan yükü şartlarında yaklaşık olarak 3,3 kW olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak, akışkan yükü artırıldığında değerlerde kayda değer bir değişim elde edilemediğinden soğutucu akışkan yükü 400 g ile sınırlandırılmış olup mevcut çalışmadan elde edilen soğutma kapasitesinin kompresör devri ve soğutkan yükü ile değişiminin literatürle uyumlu olduğu sonucuna varılmıştır [20, 23].



Şekil 5.2. Kompresör devri ve soğutkan yükünün soğutma kapasitesine etkisi.

Şekil 5.3.'de kompresör devri ile kompresör gücünün değişimi farklı akışkan yükleri için verilmektedir.

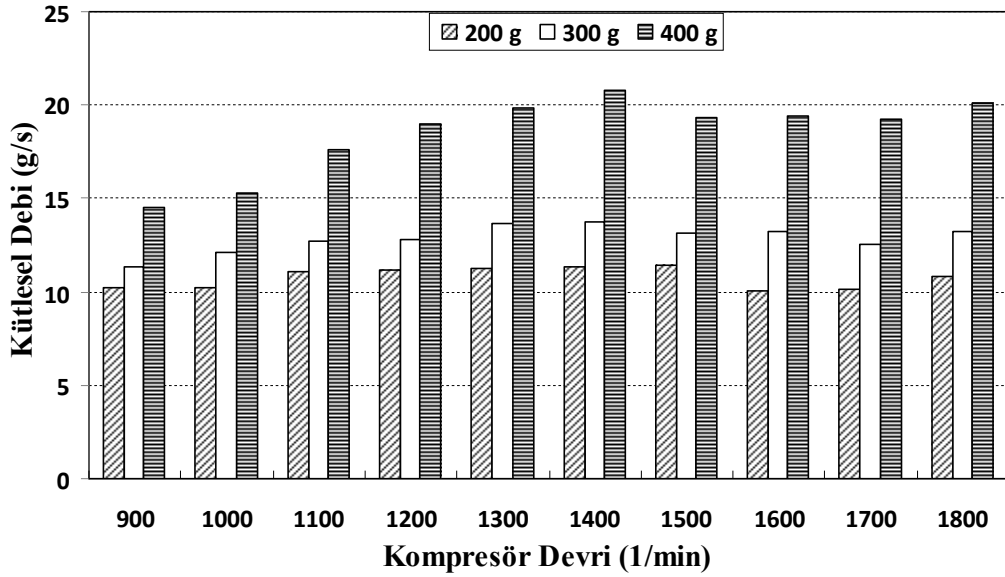


Şekil 5.3. Kompresör devri ve soğutkan yükünün kompresör gücüne etkisi.

Kompresör hızı arttıkça ile sistemde birim dolaşan soğutucu akışkan kütlesi artmakta ve buna bağlı olarak da soğutma kapasitesi, kondenserde atılan ısı ve kompresör gücü yükselmektedir [22,23].

Şekil 5.3.'e göre; maksimum kompresör gücü, 1400 1/min kompresör hızı ve 200 g soğutucu yükü şartlarında ve yaklaşık olarak 1 kW olarak belirlenmiştir.

Üç farklı soğutucu (R134a) yük durumu için kompresör devri ile kütleli soğutucu debisinin değişimi Şekil 5.4.'de görülmektedir.



Şekil 5.4. Soğutucu yükü ve kompresör devrinin kütleli debiye etkisi.

Genel olarak hem artan kompresör devri ile hem de artan soğutucu yükü ile soğutucu kütleli debilerinde artış belirlenmiştir. Kompresör devri 900 1/min'den 1800 1/min'e değiştirilirken çevrimde dolaşan en yüksek soğutucu akışkan (400 g R134a) kütleli debisinde yaklaşık olarak %28; en yüksek kompresör devrinde soğutucu yükünün 200 g'dan 400 g'a artırılması durumunda ise yaklaşık olarak %45'lik bir artış belirlenmiştir. Elde edilen sonucun literatürle uyumlu olduğu görülmüştür [22].

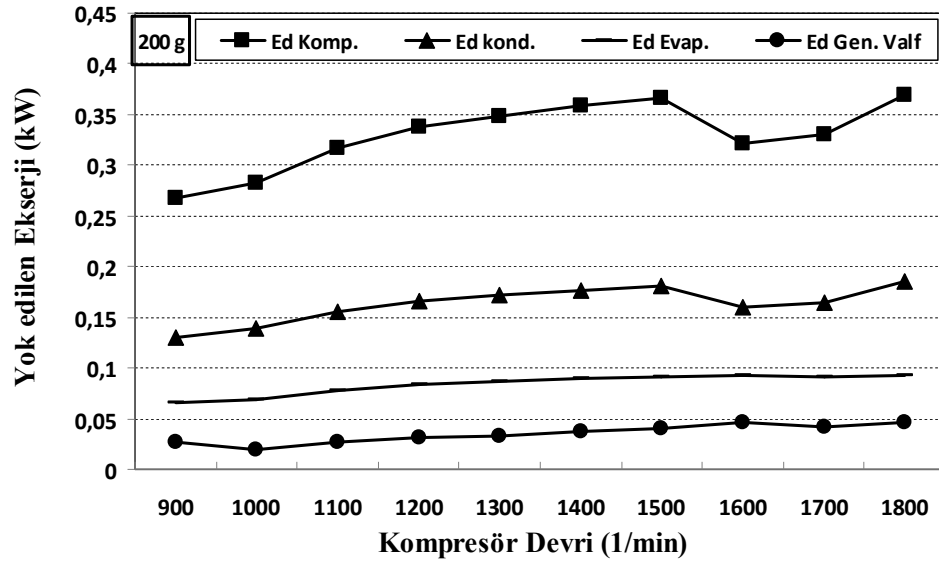
5.2. SOĞUTMA SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ

Mevcut soğutma sisteminde kompresör devri 900 1/min'den 1800 1/min'e, soğutucu yükü 200 g'dan 400 g'a değiştirilerek; tüm sistem elemanlarına ikinci kanun analizi uygulanmış ve her bir elemanın tersinmezlik değerleri ile ekserji verimleri hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar aşağıdaki grafiklerle verilmiştir.

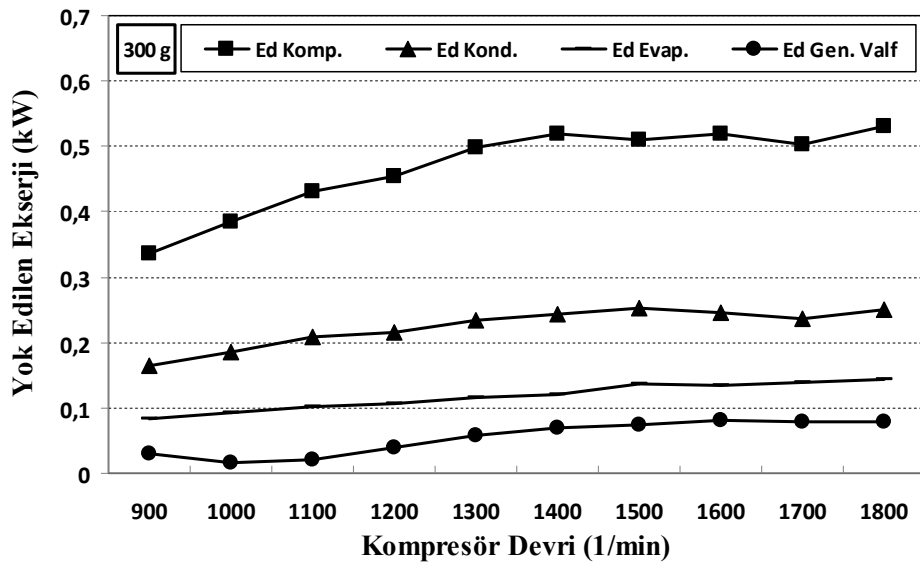
Ünitelerin Tersinmezlikleri:

Sırasıyla 200 g, 300 g ve 400 g sabit soğutkan yükleri için ünitelerde yok edilen ekserjilerin (tersinmezlik) kompresör devri ile değişimi Şekil 5.5., 5.6., ve 5.7.'de gösterilmektedir.

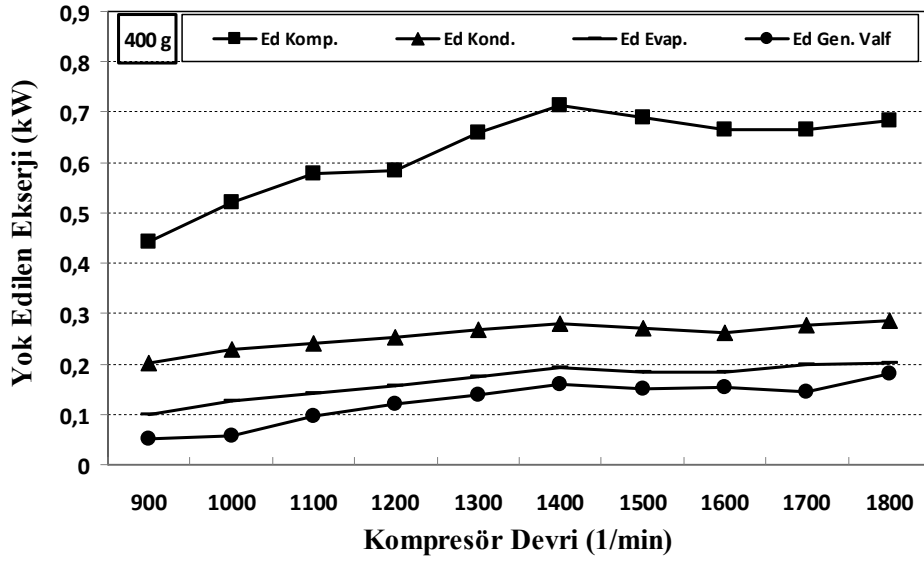
Üç farklı soğutucu akışkan yükü için;



Şekil 5.5. 200 g R134a için ünitelerdeki tersinmezliklere kompresör devrinin etkisi.



Şekil 5.6. 300 g R134a için ünitelerdeki tersinmezliklere kompresör devrinin etkisi.



Şekil 5.7. 400 g soğutucu yükü için ünitelerdeki tersinmezliklere kompresör devrinin etkisi.

Üç ayrı yük durumu için kompresör devrine göre soğutma sistemini oluşturan her elemanın tersinmezliği ayrı ayrı hesaplanarak Şekil 5.5., 5.6. ve 5.7.'da verilmiştir. Soğutma sistemini oluşturan her ünite için tersinmezlik değerleri hem artan yük ile hem de artan kompresör hızı ile artış göstermiştir. Soğutma sistemindeki en büyük tersinmezlik, 1400 1/min kompresör hızı ve 400 g soğutucu akışkan yükü şartlarında 713 W olarak kompresörde meydana gelmiştir [20, 26,52].

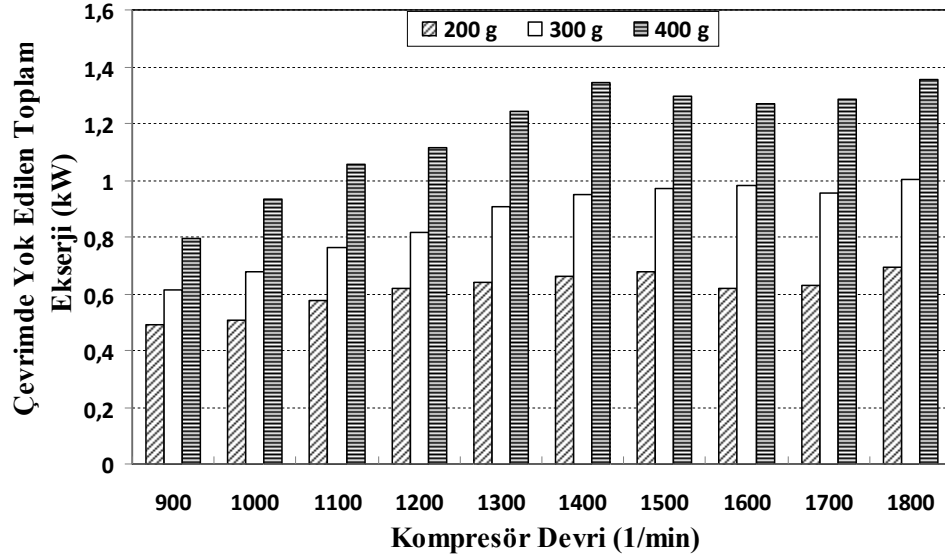
Piston ile silindir arasındaki contanın kusurlu olması, soğutucu akışkanın silindir girişinde ısınması ve kompresör supaplarında meydana gelen kaçaklar vb. leri kompresördeki tersinmezliğin (yok edilen ekserji) en belirgin sebeplerindedir. Yukarıda bahsi geçen kaynaklara bağlı olarak meydana gelen kompresördeki tersinmezlik derecesi, evaporatör yükü, yoğuşma sıcaklığı ve kompresör hızının fonksiyonudur. Sonuç olarak, yoğuşma sıcaklığı, evaporatör yükü ve kompresör hızı arttıkça yok edilen ekserji de artmaktadır [26]. Bunlardan başka kompresördeki tersinmezliğin yüksek çıkmasının diğer sebepleri elektrik, mekanik ve izentropik verimden kaynaklanmakta olup tüm sistemin performansını dikkate değer bir şekilde azaltmakta olduğundan bu tip cihazlar üzerinde daha detaylı çalışmalar yapılması gerekmektedir [52].

İkinci büyük tersinmezlik yine 1800 1/min kompresör hızı ve 400 g soğutucu akışkan yükü şartlarında 287 W olarak kondenserde meydana gelmiştir. Genleşme valfi hariç soğutma çevrimi bileşenlerinin hiç birisinde çevrim esnasında herhangi bir basınç düşmesinin meydana gelmediği kabul edilmekte olup; kondenserdeki tersinmezliğin, sıkıştırma işleminin sonunda soğutucu akışkanın aşırı kızgınlığının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan ile hava akımı arasında meydana gelen ısı transferinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Soğutma sistemi içindeki tersinmezlik sıralamasında 3. sırayı 1800 1/min kompresör hızı ve 400 g soğutucu akışkan yükü şartlarında 203 W olarak evaporatör almıştır. Evaporatördeki tersinmezliğin ise, soğutucu akışkan ile hava arasında meydana gelen ısı transferi ve basınç düşümünden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Son olarak soğutma sistemindeki en düşük tersinmezlik değeri 1800 1/min hız ve 400 g yük şartlarında 180 W olarak genleşme valfinden meydana gelmiştir. Genleşme valfinden çevreye ya da çevreden genleşme valfine ısı transferinin gerçekleşmediği kabul edilmektedir. Buna göre, genleşme valfinden birim zamanda meydana gelen tersinmezliğe ise; soğutucu akışkanın genleşme valfi boyunca genişlemesi esnasında meydana gelen sürtünme ve basınç düşmesi sebep olabilmekte ve artan kompresör devri ile de tersinmezlik değeri artış göstermektedir [26,51,52].

Ayrıca, tüm sistem elemanlarının tersinmezliklerini ifade eden toplam sistem tersinmezliğinin kompresör devri ile değişimine soğutucu akışkan yükünün etkisi ise Şekil 5.8.'de gösterilmiştir.

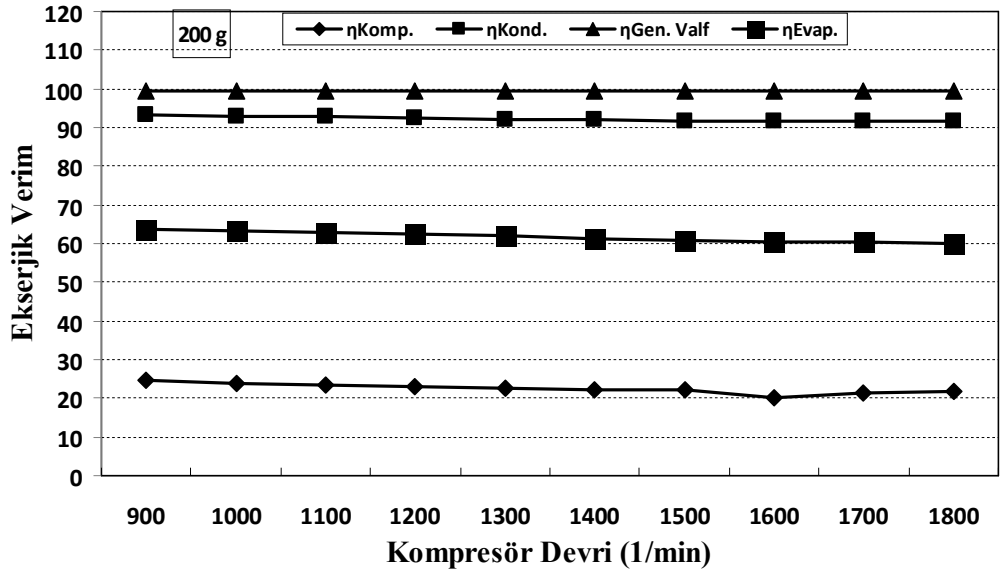


Şekil 5.8. Toplam çevrim tersinmezliğine kompresör devri ve soğutkan yükünün etkisi.

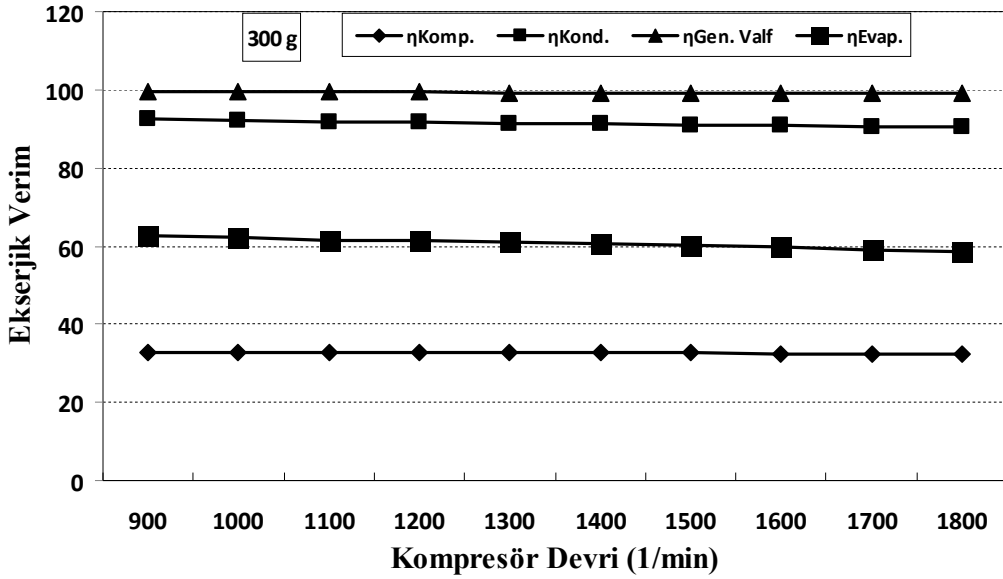
Ünitelerde meydana gelen tersinmezliklerin (yok edilen ekserji) değişimine paralel olarak sistem tersinmezliği de yine hem soğutkan yükü hem de artan kompresör devri ile artma eğilimi göstermiştir. Genel olarak, kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesine bağlı olarak yok edilen ekserji artmaktadır [20,51].

Ünitelerin Ekserjik verimleri:

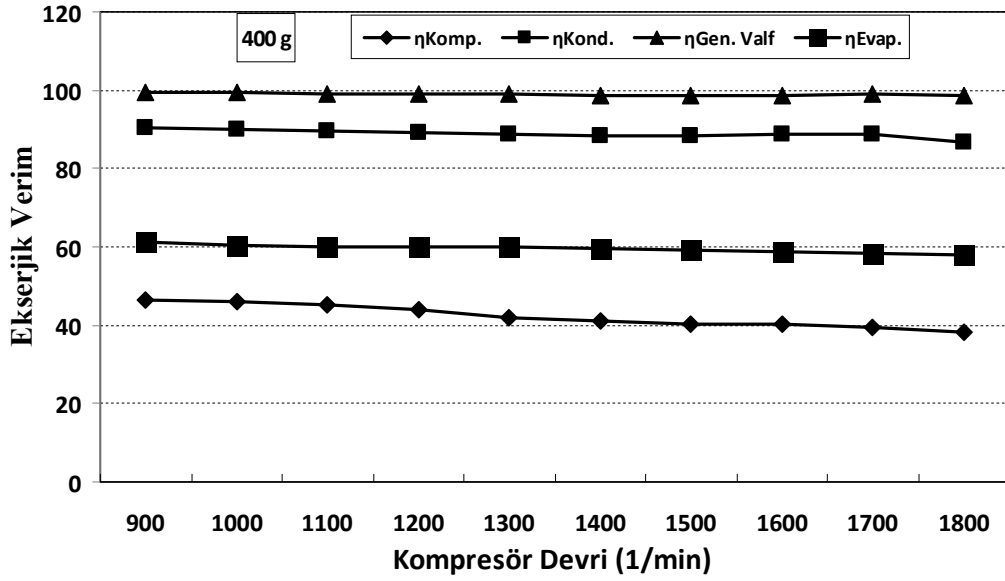
Soğutma sistemini oluşturan ünitelerin ikinci kanun verimlerinin üç farklı soğutucu akışkan yükü için kompresör devri ile değişimi Şekil 5.9., 5.10. ve 5.11.'de ayrı ayrı gösterilmiştir.



Şekil 5.9. 200 g R134a soğutkan yükü için ünitelerin ekserjik verim değerleri.



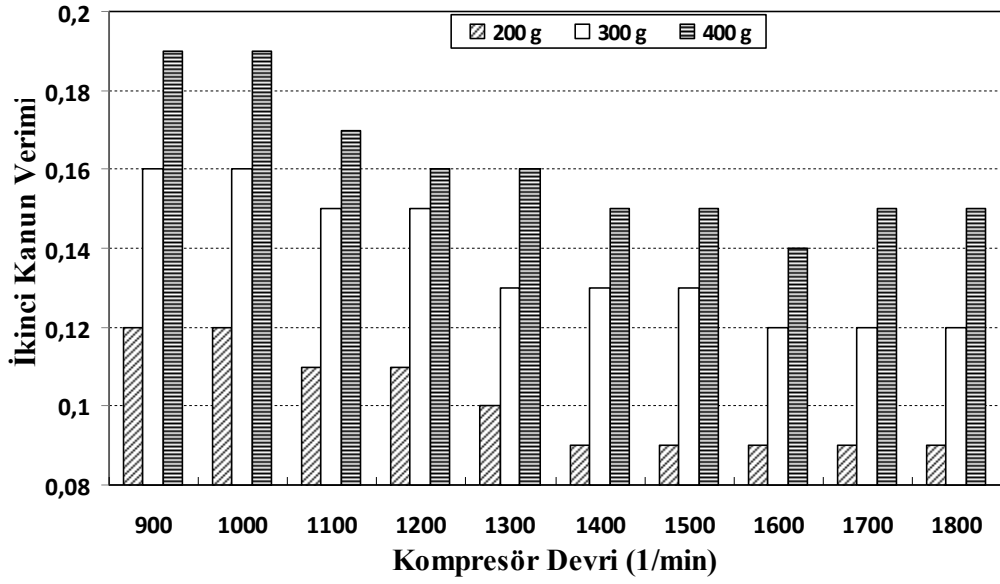
Şekil 5.10. 300 g R134a soğutkan yükü için ünitelerin ekserjik verim değerleri.



Şekil 5.11. 400 g R134a soğutkan yükü için ünitelerin ekserjik verim değerleri.

Sistem elemanlarının maksimum ekserjik verim değerleri genişleme valfi, kondanser ve evaporatör için 200 g soğutkan yükü ve 900 1/min kompresör hızı şartlarında, sırasıyla %99,5; %93,3 ve %63,8 olarak belirlenmiştir. Bu ünitelerden farklı olarak kompresörün en yüksek ekserjik verim değeri ise 400 g soğutucu akışkan yükü ve yine 900 1/min kompresör hızı şartlarında %46,5 olarak belirlenmiştir. Aynı zamanda kompresör devrinin artışı ile sistem elemanlarının artan tersinmezliklerine bağlı olarak ekserji verimleri azalmaktadır. Yani bu durum, tersinmezlik değişimiyle zıt, STK değişimiyle aynı eğilim göstermiştir ve literatürle uyumludur [51].

Soğutkan yükü ve kompresör devri ile soğutma sisteminin ekserjik verim değişimi, Şekil 5.12.'da gösterilmiştir.



Şekil 5.12. Soğutkan yükü ve kompresör devrinin soğutma sisteminin ekserjik verimine etkisi.

Görüldüğü üzere ikinci kanun verimi (ekserjik verim), artan soğutkan yükü ile artma, artan kompresör devri ile düşme eğilimi göstermiştir. II. Yasa verimindeki bu azalma, sistemden elde edilen ekserjideki artışa bağlı olarak sisteme sağlanan ekserjide meydana gelen artıştan kaynaklanmaktadır.

$$\eta = \frac{\text{sistemden elde edilen ekserji}}{\text{sisteme sağlanan ekserji}}$$

5.3. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma, bir otomotiv klima sisteminin performansına soğutkan yükü ve kompresör devrinin etkisi birinci ve ikinci kanun analizleri yapılarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen analiz sonuçları, aşağıda maddeler halinde verildiği üzere soğutma sisteminin performansında literatürle uyumlu olarak kompresör devri kadar soğutkan yükünün de etkili olduğunu göstermiştir.

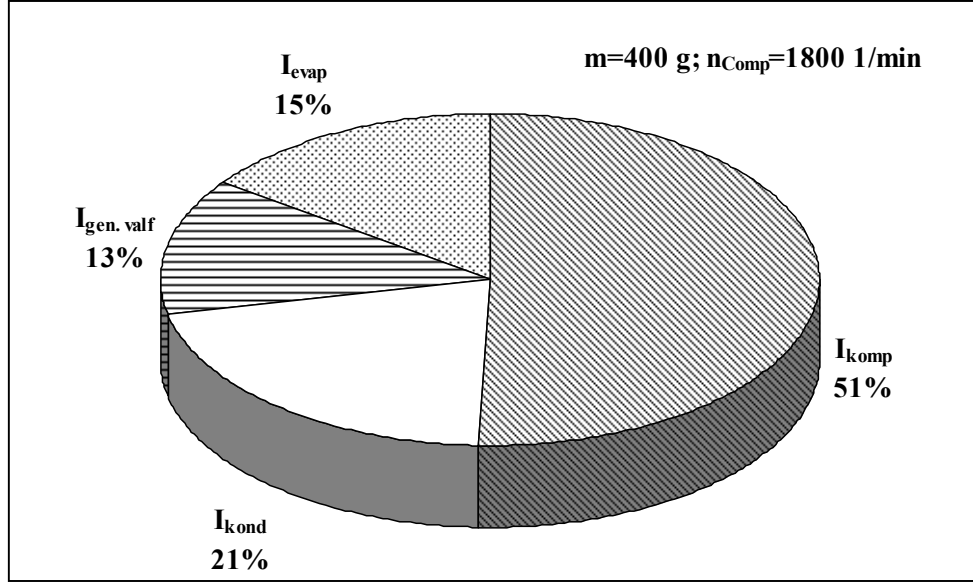
- Birinci kanun analizine göre belirlenen soğutma kapasitesi üzerinde soğutucu akışkan miktarının kompresör devrinden daha etkili olduğunu görülmüştür. En yüksek soğutma kapasitesinin elde edildiği 1400 1/min

sabit kompresör devrinde soğutucu akışkan miktarının 200 g'dan 400 g'a artırılması durumunda soğutma kapasitesinde yaklaşık %43'lük bir artış belirlenmiştir. Kompresör hızının artmasıyla soğutucu akışkan debisinde artış gözlemlenmiştir. Örneğin 400 g R134a soğutkan yükü için kompresör devri 900 1/min'den 1400 1/min'e çıkarıldığında akışkan debisi %30 oranında artış göstermiştir. Kompresör hızı ve soğutkan yükünün artmasıyla soğutkan debisi ve buna bağlı olarak soğutma kapasitesi artış gösterdiğinden; ortam havasının daha kısa sürede soğuması sağlanabilecektir.

- Mevcut çalışmada kullanılan soğutma sisteminin kompresör gücünde, tüm soğutkan yükü şartları için artan kompresör devri ile doğrusal bir artma (en yüksek yaklaşık olarak %37); artan soğutucu yükü ile ise azalma (%4,7) eğilimi görülmüştür.
- Artan kompresör hızıyla soğutma kapasitesinin artmasına rağmen; kompresörün çektiği güçteki (kompresör gücü) artış soğutma kapasitesindeki artıştan daha büyük olduğundan STK değerinde azalmalar meydana gelmiştir. Sonuç olarak kullanılan klima sisteminin STK değerlerinin artan hız ile azalma, artan soğutkan yükü ile artma eğilimi gösterdiği belirlenmiştir.
- Her soğutucu yükü için kompresör devrinin artması ile genel olarak sistemin soğutma kapasitesinde artma; STK'da düşme eğilimi görülmüştür. Sonuç olarak, R134a'nın gerek ısıl performans açısından gerekse soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısı açısından literatürle uyumlu olduğu görülmüştür.

Soğutkan olarak R134a kullanılan mevcut klima sisteminde sürekli şartlarda çalıştırılan deney düzeneğinden alınan veriler kullanılarak uygulanan ekserji analizi sonuçlarına göre;

- En yüksek tersinmezlik değeri elde edildiği 400 g R134a soğutucu yükü ve 1800 1/min kompresör devri şartları için ünitelerde meydana gelen kısmi tersinmezlik değerleri şekil 5.13'den de görüleceği üzere sırasıyla kompresör (%51), kondenser (%21), evaporatör (%15) ve genişleme valfi (%13) şeklinde sıralanmıştır.



Şekil 5.13. Ünitelerde meydana gelen kısmi tersinmezlik değerleri.

- Kompresördeki ekserji kayıpları elektriksel, mekanik ve izentropik verimin devir ile düşmesinden kaynaklanmaktadır. Kondanserdeki tersinmezliğin nedeni kısmen, kompresör çıkışındaki kızgın buhar sıcaklığının devir ile artması ve dolayısıyla hava ile kondanserdeki akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının artmasından kaynaklanmaktadır. Kompresör devri arttıkça soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı azalmakta ve dolayısıyla soğutulan ortamdaki hava ile akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkı artmakta bunun sonucu olarak da evaporatör tersinmezliği artış göstermektedir. Genleşme valfindeki tersinmezlik ise büyük oranda soğutucu akışkanın buradan geçmesi esnasındaki basınç düşmesinden kaynaklanmaktadır.
- İkinci kanun analizinden elde edilen bir diğer sonuç ise ekserji verimidir. Elde edilen sonuçlara göre soğutma makinesinin ekserjik verim değeri, artan kompresör devri ile literatüre uyumlu şekilde azalan bir eğilim göstermiştir.

Bu durum beklendiği üzere STK değeri ile aynı eğilimde olup, tersinmezlik değeriyle ters eğilimdedir. Sistem elemanları ayrı ayrı incelendiğinde ise en yüksek ekserji verimine tersinmezliklerin en düşük olduğu genleşme valfi ve kondanser sahiptir. Evaporatörün ekserji verimi nispeten daha düşük olup kompresör ise en düşük ekserji verimine sahiptir.

Yapılan ikinci kanun analiz sonuçlarına göre en büyük tersinmezlik kaynağı olan kompresörde, güç büyük oranda giriş ve çıkış basınçlarının farkından kaynaklanan sıcaklık artmasına bağlı olduğundan, bu sıcaklık farkını azaltabilecek herhangi bir ısı değiştiricisinin geliştirilmesi sayesinde kompresör gücü ve buna bağlı olarak da kondanser ve evaporatör sıcaklık farkının azalması sağlanacaktır. Ayrıca sistemin düşük yüklerde düşük kompresör hızlarında çalışması da tersinmezliğin azalmasına katkıda bulunmaktadır.

Sonuç olarak otomotiv soğutma uygulamalarında kullanılan kompresörlerin taşıt motorundan çektiği enerjiyi verimsiz kullanılması, araç performansında düşme, yakıt sarfiyatında ve egzoz emisyonlarında artma şeklinde sonuçlanmaktadır. Bu etkiler, bu tip sistemlerin enerji dönüşüm verimlerinin iyileştirilmesiyle azaltılabilir. Bu amaçla, kompresörlerin daha verimli hale getirilmesi önemlidir. Değişken hızlı sistemler enerji tasarrufu açısından en uygun yöntemlerin başında gelmekte böyle bir sistemle büyük oranda enerji tasarrufu sağlanabilmektedir. Bu çalışmanın, değişken hızlı kompresörlü soğutma sistemlerinin performanslarının ve potansiyel enerji tasarruflarına etkisinin belirlenmesi konusunda ileride yapılacak diğer çalışmalara önemli ölçüde katkı sağlayacağı düşünölmektedir.

Ayrıca, ozon tabakasına zarar vermeyen ve çevre dostu soğutucu akışkanlar (HC, CO₂) kullanılan sistemlerin, farklı kompresör hızları için performanslarının incelenmesi ile farklı soğutucu akışkanlar için ekonomik yönden optimum sistem yapılarının oluşturulması sağlanabilecektir. Bu çalışmanın, bu alanda yapılacak ilerideki çalışmalara ışık tutması beklenmektedir.

KAYNAKLAR

1. Akdoğan, A., “Bir soğutma sistemindeki kondenser kapasitesinin değiştirilmesinin enerji ve ekserji analizleri ile incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Zonguldak, 1-2 (2007).
2. Olcayer, A., “İki kademeli NH₃-H₂O akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde performans ve ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1-3 (2005).
3. Gürsürer, S.M., “Çevre sıcaklığının Li-Br+H₂O akışkanlı tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimine etkisinin ekserji analizi temelinde irdelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1-3 (2005).
4. Paşa, Ç., “Otomotivde boyama teknolojisi ve boya kurutma fırınının ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 2 (2006).
5. Yumrutas, R., Kunduz, M. ve Kanoglu, M., “Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems”, *Exergy An International Journal*, 2 (4): 266-272 (2002).
6. Ergün, A., “80.000 m²'lik ısıtma soğutma ihtiyacı olan bir alışveriş merkezinin enerji ve ekserji analizi”, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 38-40 (1985).
7. Rathore, N. and Shukla, S.K., “Experimental investigations and comparison of energy and exergy efficiencies of the box type and solar parabolic cooker”, *International Journal of Energy Technology and policy*, 7 (2): 201-212 (2009).
8. Erduranlı, P., “Enerji santraline ekserji analizinin uygulanması”, Yüksek Lisans Tezi, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Zonguldak, 69-79 (1997).
9. Özkaymak, M. “Bir termik santralde kojenerasyon tesisinin ekserji analizi” *Teknoloji Dergisi* 10 (1): 61-65 (2007).
10. Sekmen, P. ve Yılbaşı, Z., “Application of energy and exergy analyses to a ci engine using biodiesel fuel”, *Mathematical and Coputational Applications*, 16 (4): 797-808 (2011).

11. Koçoğlu, A., “Thermo-economic optimization of a single stage heat pump”, Master Thesis, *METU*, Ankara, 1-5 (1993).
12. Kabul, A., Kızıllkan, Ö. ve Yakut, A. K., “Gövde borulu ısı değiştiricili R404a kullanılan bir soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30 (2): 85-93 (2010).
13. Gürleri, S., “R134a ve R600a soğutucu akışkanlı ev tipi buzdolaplarında ekserji analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 1-5 (2006).
14. Can, A., “Soğutma elemanlarının ekserji analizinin deneysel verilere göre yapılması” *VII. Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, 1: 161-175 (2005).
15. Özkaymak, M., “Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma esanjörlerinin termo-ekonomik optimizasyonu”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 55-64 (1998).
16. Akbulut, U. ve Kıncay, O., “Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde enerji ve ekserji analizi”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, (94): 24-32 (2006).
17. Arcaklıoğlu, E. ve Erişen, A., “R12, R22, R502 soğutucu akışkanları ve alternatif karışımlarının buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde ekserji analizi”, *Teknoloji Dergisi*, 5 (3-4) 55-64 (2002).
18. Venkataramanmurthy, V. P. and Kumar, P. S., “Experimental comparative energy, exergy flow and second law efficiency analysis of R22, R436b vapour compression refrigeration cycles”, *International Journal of Engineering Science and Technology*, 2 (5): 1399-1412 (2010).
19. Sogut, M. Z., Karakoç, H. ve Kılış, B., “Soğutucu akışkanların ekserji verimine bağlı çevresel performanslarının incelenmesi”, *6. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Elazığ, 95-101 (2011).
20. Alkan, A. ve Hoşöz, M., “Orifis tüp kullanan bir otomobil klimasının sabit ve değişken kapasiteli kompresörler için deneysel performansı”, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 25 (2): 415-421 (2010).
21. Kiatsiriroat, T. and Euakit, T., “Performance analyses of an automobile air-conditioning system with R22/R124/R152a refrigerant”, *Applied Thermal Engineering*, 17 (1): 1085-1097 (1997).
22. Esen, D. Ö. ve Hoşöz, M., “R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin deneysel performans analizi”, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.* 21 (4) 703-709 (2006).

23. Atik, K. ve Aktaş, A., “An experimental investigation of the effect of refrigerant charge level on an automotive air conditioning system”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 31 (1): 11-17 (2011).
24. Koç, E., Soğut, M. Z. ve Oktay, Z., “Araç klimalarında kullanılan soğutucu akışkanlara bağlı ekserji verimliliklerinin ve çevresel etkilerinin incelenmesi” 6. *Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Elazığ, 51-56 (2011).
25. Özşar, İ., “Otomobil klima sistemlerinde kullanılan gaz miktarının soğutma performansına etkilerinin deneysel analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-5 (2010).
26. Esen, D. Ö. ve Hoşöz, M., “Energy and exergy analysis of an automobile air conditioning system using refrigerant R134a”, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi* 23 (1-2): 188-203 (2007).
27. Çengel, Y.A. and Boles, M.A., ”Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik” Darbentli, T., *Literatür Yayıncılık*, İstanbul, 20, 162-163, 529 (1996).
28. Demircioğlu, A., ”R22 ve alternatifleri R407C ile R410A soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki performanslarının teorik olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 40-41 (2010).
29. Oflaz, R. D., “Enerji verimliliği ve özellikli binalarda sistem dizaynı”, *Türk Tesisat Mühendisliği Derneği Dergisi*, (50): 23-25 (2007).
30. Kotas, T.J., “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis” *Butter-Worths*, London, 296 (1985).
31. Wall, G., “Exergy-a useful concept within resource accounting”, *Institute of Theoretical Physics*, Göteborg, (77): 42-59 (1977).
32. Kızıllıkan, Ö., “Kompresörlü soğutma sistemlerinde farklı soğutucu akışkanlar için aşırı kızdırma ve aşırı soğutma etkisinin termodinamik yönden incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 13-14 (2004).
33. Çomaklı, K., Şimşek, F., Özyurt, Ö. ve Bakırcı, K., “Soğutma/ısıtma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve alternatifleri”, *MMO Mühendis ve Makine Dergisi*, 47(562): 36-39 (2006).
34. Şahin, H. M., Acır, A., Baysal, E. ve Koçyiğit, E., “Enerji ve ekserji analizi metoduyla kayseri şeker fabrikasında enerji verimliliğinin değerlendirilmesi”, *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi* 22 (1): 111-119 (2007).

35. Dazlak, S., “Bir doğalgaz santralinde atık ısı kazanım tesisinin enerji ve ekserji analizi”, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Zonguldak, 17-25 (2006).
36. Gülenç, M. , “Otomobil ve otobüslerde uygulanan klima sistemlerinin etüdü ile proje esaslarının tespiti“, Yüksek Lisans Tezi, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Balıkesir, 5, 6, 22, 23 (1999).
37. Sivrioğlu, M. ve Pırasacı, T., "Isıl Çevre Mühendisliği Esasları ve Uygulamaları", *Alp Yayınevi*, Ankara, 71-76, 83, 84, 88 (2005).
38. Kaynaklı, Ö., “Alternatif bir otomobil kliması”, Yüksek Lisans Tezi, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa, 1, 2, 4 (2000).
39. Özkol, N., "İklimlendirme", *Yüksek Teknik Öğretmen Okulu Yayınları*, Ankara, 1, 293-295 (1981).
40. Yiğit, A. ve Horuz, İ., “Jeotermal enerji ile absorpsiyonlu soğutma sistemleri”, *Termodinamik Dergisi*, 4 (48): 88-90 (1996).
41. Schwarzer, B. P. and Le G. P., “Multi state structures for absorption heat pumps.”, *Heat Recovery Systems*, 14 (3): 297-305 (1994).
42. Özkol, N., "Uygulamalı Soğutma Tekniği", *Makine Mühendisleri Odası Yayınları*, Ankara, 9-11, 25, 293-295, (1992).
43. Sevinecek, B. Ö., “Absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanan bir otomobil kliması projelendirilmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa, 27, 28, 75 (1998).
44. Renault Eğitim Merkezi, “Megane klima servis kataloğu”, *Renault Eğitim Merkezi*, İstanbul, 62A-1, 2, 9-13, 28, 43 (2000).
45. Cengiz, A., “Klima sistemi” , *Renault Eğitim Merkezi*, İstanbul, 30-32, 37-44 (1996).
46. Korubük,G.,“Binek otolarda gaz miktarının taşıt klimasının performansına etkisinin incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 27, 30, 31, 59, 69 (2005).
47. Özcan, H. ve Arcaklıoğlu, E., “Alternatif soğutucu akışkanlar olarak çevre dostu hidrokarbonların kullanılması üzerine bir değerlendirme”, **6. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu**, Elazığ, 66-71 (2011).
48. Polat, F., “Bazı parametrelerin ve alternatif soğutucu akışkanların soğutma sisteminin performansına ve sistem elemanlarının kapasitelerine etkilerinin analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 29-30 (2001).

49. SAE J1991, "Standard of purity for use in mobile air-conditioning systems, highway vehicle recommended practice", *Society of Automotive Engineers Inc.*, U.S.A., 477 (1989).
50. Direk, M. ve Hoşöz, M., "Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system", *Energy Conversion and Management*, (47): 545-599 (2006).
51. Kızıllkan, Ö., "Alternatif soğutucu akışkanlı değişken hızlı kompresörlü bir soğutma sisteminin teorik ve deneysel incelenmesi", Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 13-70 (2008).
52. Kabul, A., "Alternatif soğutucu akışkan kullanılan bir soğutma sisteminde termodinamik ve ısı transferinin teorik ve deneysel olarak incelenmesi", Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 28-76 (2008).

ÖZGEÇMİŞ

Fatih ATEŞER 1987 yılında Bursa'da doğdu; ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. 2004 yılında Çelebi Mehmet Lisesi'nden mezun oldu. 2005 yılında Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nde öğrenime başlayıp 2009 yılında mezun oldu. 2010 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı ve hazırlayıp sunduğu bu tez ile yüksek lisans öğrenimini tamamladı.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Teyyareci Mehmet Ali Cad.
No:275 Kat:4
Yıldırım/BURSA

Tel : (535) 586 56 87
E-posta : ateserfatih@gmail.com