

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SABİT VE DEĞİŞKEN KAPASİTELİ KOMPRESÖRLER  
KULLANAN BİR OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN  
SOĞUTUCU AKIŞKAN ŞARJINA BAĞLI OLARAK DENEYSEL  
PERFORMANSI**

**YÜKSEK LİSANS**

**Tek. Öğrt. ERKAN DOĞAN**

**Anabilim Dalı: Makina Eğitimi**

**Danışman: Doç. Dr. Murat HOŞÖZ**

**KOCAELİ, 2010**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SABİT VE DEĞİŞKEN KAPASİTELİ KOMPRESÖRLER  
KULLANAN BİR OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN  
SOĞUTUCU AKIŞKAN ŞARJINA BAĞLI OLARAK DENEYSEL  
PERFORMANSI**

**YÜKSEK LİSANS**

**Tek. Öğrt. ERKAN DOĞAN**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 31 Aralık 2009**

**Tezin Savunulduğu Tarih: 25 Şubat 2010**

**Tez Danışmanı**

Doç. Dr. Murat HOŞÖZ

22/03/2010

(.....)

**Üye**

Prof. Dr. İbrahim KILIÇASLAN

(.....)

**Üye**

Yrd. Doç Dr. Murat KARABEKTAŞ

(.....)

**KOCAELİ, 2010**

## **ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR**

Özellikle son yıllarda çevre kirliliğinin artması sonucu dünyada iklim değişikliği meydana gelmekte bunun sonucu olarak aşırı sıcak ve nemli günler yaşanmaktadır. Bu sebeplerden dolayı iklimlendirme sistemlerine olan ihtiyaç artmaktadır. Yakın tarihe kadar klima sistemleri otomobiller için bir lüks olarak düşünülse de, günümüzde bir ihtiyaç haline gelmiştir. Enerjinin etkin ve verimli kullanımı amacıyla yolcu kabini içindeki ısı konfordan taviz vermeden daha az enerji kullanarak çalışabilen ve çevre üzerinde daha az olumsuz etkilere yol açan taşıt klimaları üzerinde araştırmalar yapılması gerekli hale gelmiştir.

Bu çalışmada, R134a kullanan bir otomobil klima sistemi, sabit ve değişken kapasiteli olmak üzere iki farklı kompresör ve her kompresör tipi için iki farklı soğutucu akışkan şarjına bağlı olarak farklı koşullarda altında test edilmiş ve elde edilen çeşitli performans parametreleri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Bu çalışmayı yapma fikrini veren ve çalışma boyunca her türlü yardımı esirgemeyen danışmanım Sn. Doç. Dr. Murat HOŞÖZ'e, deney sisteminin mekanik kısmının kurulmasında yardımcı olan Sn. Öğr. Gör. İsmail SARI'ya, deneysel test sisteminin elektrik-elektronik kısımlarının kurulumunda yardımcı olan Yüksek Teknik Öğretmen Alpaslan ALKAN'a, Makine Eğitimi Bölümü'nün imkânlarını kullanımına açan Bölüm Başkanı Sn. Prof. Dr. İbrahim KILIÇASLAN'a ve emeği geçen bütün bölüm çalışanlarına teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR .....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iii
TABLolar DİZİNİ .....	vii
SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR.....	viii
ÖZET .....	x
İNGİLİZCE ÖZET .....	xi
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Otomobil Klima Sistemleriyle İlgili Literatür Araştırması .....	2
2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ .....	7
2.1. İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi .....	8
2.2. Gerçek Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi .....	10
2.3. Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri İçin Termodinamik Analiz .....	12
2.4. Gerçek Soğutma Çevrimleri İçin 2. Kanun Uygulaması - Tersinmezliklerden Kaynaklanan Ekserji Kayıpları .....	14
3. OTOMOBİL KLİMALARININ İNCELENMESİ.....	17
3.1. Termostatik Genleşme Valfli Soğutma Çevrimi .....	17
3.2. Orifis Tüp Kullanılan Soğutma Devresi .....	19
3.3. Genel Otomobil Klima Sisteminde Kullanılan Elemanlar .....	20
3.3.1. Kompresör.....	20
3.3.1.1. Pistonlu kompresör .....	21
3.3.1.2. Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresör .....	22
3.3.1.3. Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresör .....	23
3.3.1.4. Paletli kompresör .....	26
3.3.2. Manyetik kavrama.....	27
3.3.3. Kondenser .....	28
3.3.4. Filtre/kurutucu/sıvı tankı.....	29
3.3.5. Akümülatör .....	30
3.3.6. Termostatik genleşme valfi .....	31
3.3.7. Evaporatör.....	32
4. DENEYSEL OTOMOBİL KLİMASI TEST SİSTEMİ.....	33
4.1. Deneysel Sistemin Genel Tanıtımı .....	33
4.2. Deneysel Ekipmanların Özellikleri .....	38
4.3. Deneysel Otomobil Klima Sisteminin Çalıştırılması. ....	38
4.4. Deneysel Çalışmada İzlenen Prosedür .....	39
4.5. Deneysel Otomobil Klima Sisteminde Enerji Analizi Hesaplarında İzlenen Prosedür .....	41
4.6. Deneysel Otomobil Klima Sisteminin Ekserji Analizi .....	45
5. DENEYSEL SONUÇLAR .....	47
6. SONUÇLAR ve ÖNERİLER .....	80
KAYNAKLAR .....	83
ÖZGEÇMİŞ .....	85

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1: İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin genel gösterimi .....	8
Şekil 2.2: İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı .....	8
Şekil 2.3: İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin P-h diyagramı .....	9
Şekil 2.4: Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı .....	11
Şekil 2.5: Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi .....	11
Şekil 3.1: Termostatik genişleme valfli soğutma çevriminin şeması .....	18
Şekil 3.2: Orifis tüp kullanılan soğutma devresi şeması .....	20
Şekil 3.3: Pistonlu kompresörün çalışması parçaları .....	21
Şekil 3.4: Pistonlu kompresörün kesit görünüşü .....	22
Şekil 3.5: Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresörün kesit görünüşü ve parçaları .....	23
Şekil 3.6: Değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün kesit görünüşü ve parçaları .....	23
Şekil 3.7: Değişken kapasiteli kompresörün selenoid valfinin çalışması .....	24
Şekil 3.8: Değişken kapasiteli kompresörün selenoid valfinin çalışması .....	25
Şekil 3.9: Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörün selenoid valfinin kesit görünüşü .....	25
Şekil 3.10: Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörde kullanılan kontrol valfi .....	26
Şekil 3.11: Paletli kompresör şekli ve parçaları .....	26
Şekil 3.12: Paletli kompresörün çalışması .....	27
Şekil 3.13: Elektro-manyetik kavramalı kasnak parçaları .....	27
Şekil 3.14: Lastik formlu kasnağın çalışması .....	28
Şekil 3.15: Kondenserin yeri ve şekli .....	29
Şekil 3.16: Filtre /kurutucu/ sıvı tankı görünümü .....	30
Şekil 3.17: Akümülatör şekli ve kısımları .....	30
Şekil 3.18: Dıştan dengeli termostatik genişleme valfinin görünümü .....	32
Şekil 4.1: Deneysel otomobil klima sisteminin şematik görünümü .....	33
Şekil 4.2: Deneysel otomobil klimasının genel görünüşü .....	34
Şekil 4.3: Bağlantı tablası ve ayakları .....	35
Şekil 4.4: Deneysel otomobil klima sistemi kabin içi ısıtıcıların görünümü .....	36
Şekil 4.5: Frekans dönüştürücü dijital Wattmetre .....	37
Şekil 4.6: Deneysel otomobil klima sistemi bourdon tipi manometreler ve sıcaklık ölçerler görünümü .....	37
Şekil 5.1: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi ( $Q_{evap}=2200W, T_{kond,hg}=25^{\circ}C$ ) .....	48

Şekil 5.2: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ) .....	49
Şekil 5.3: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=25^{\circ}\text{C}$ ) .....	49
Şekil 5.4: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ) .....	50
Şekil 5.5: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre kompresör güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=25^{\circ}\text{C}$ ) .....	51
Şekil 5.6: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre kompresör güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ) .....	51
Şekil 5.7: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre kompresör güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=25^{\circ}\text{C}$ ) .....	52
Şekil 5.8: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre kompresör güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ) .....	52
Şekil 5.9: Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=25^{\circ}\text{C}$ ) .....	54
Şekil 5.10: Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ) .....	54
Şekil 5.11: Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=25^{\circ}\text{C}$ ) .....	55
Şekil 5.12: Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ) .....	55
Şekil 5.13: Kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=25^{\circ}\text{C}$ ) .....	57
Şekil 5.14: Kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ) .....	57
Şekil 5.15: Kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=25^{\circ}\text{C}$ ) .....	58
Şekil 5.16: Kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ) .....	58
Şekil 5.17: Kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=25^{\circ}\text{C}$ ) .....	59
Şekil 5.18: Kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ) .....	60
Şekil 5.19: Kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=25^{\circ}\text{C}$ ) .....	60
Şekil 5.20: Kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}=30^{\circ}\text{C}$ ) .....	61

Şekil 5.21: Buharlaştırma sıcaklığının kompresör devriyle değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}= 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	62
Şekil 5.22: Buharlaştırma sıcaklığının kompresör devriyle değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}= 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	62
Şekil 5.23: Buharlaştırma sıcaklığının kompresör devriyle değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}= 25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	63
Şekil 5.24: Buharlaştırma sıcaklığının kompresör devriyle değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200\text{W}, T_{\text{kond,hg}}= 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	63
Şekil 5.25: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	66
Şekil 5.26: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 3200 W, çevre sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	66
Şekil 5.27: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	67
Şekil 5.28: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	67
Şekil 5.29: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 3200 W, çevre sıcaklığı $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	68
Şekil 5.30: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	68
Şekil 5.31: Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 3200 W çevre sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	69
Şekil 5.32: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	69
Şekil 5.33: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	70
Şekil 5.34: Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	70
Şekil 5.35: Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	71
Şekil 5.36: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).....	71

Şekil 5.37: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı(Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı 30 °C) .....	72
Şekil 5.38: Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 3200 W çevre sıcaklığı 25 °C).....	72
Şekil 5.39: Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı 25 °C).....	73
Şekil 5.40: Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı 30 °C).....	73
Şekil 5.41: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı 25 °C) .....	74
Şekil 5.42: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı 30 °C) .....	74
Şekil 5.43: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı(Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı 25 °C) .....	75
Şekil 5.44: Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı(Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı 30 °C).....	75
Şekil 5.45: Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı(Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 3200 W çevre sıcaklığı 25 °C).....	76
Şekil 5.46: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 3200 W çevre sıcaklığı 25 °C) .....	76
Şekil 5.47: Değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 3200 W çevre sıcaklığı 30 °C) .....	77
Şekil 5.48: Sistem bileşenlerinde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$ , $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ).....	78
Şekil 5.49: Sistem bileşenlerinde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$ , $T_{\text{kond,hg}}= 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ).....	78
Şekil 5.50: Sistem bileşenlerinde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$ , $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ).....	79
Şekil 5.51: Sistem bileşenlerinde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$ , $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ).....	79



## **TABLolar DİZİNİ**

Tablo 2.1: Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması .....	15
Tablo 4.1: Deney şartları .....	40
Tablo 4.2: Termokupl ile sıcaklık ölçümü yapılan noktalar .....	41
Tablo 4.3: Termistör ile sıcaklık ölçümü yapılan noktalar .....	41
Tablo 4.4: Evaporatör hava hızları .....	42

## SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR

$A$	: Kesit alan ( $m^2$ )
CFC	: Kloroflorokarbon
DKK	:Değişken kapasiteli kompresör
$\dot{E}_d$	: Yok edilen ekserji (W)
$h$	: Soğutucu akışkanın özgül entalpisi ( $kJ\ kg^{-1}$ )
$h_a$	: Havanın özgül entalpisi ( $kJ\ kg^{-1}$ )
$h_g$	: Su buharının özgül entalpisi ( $kJ\ kg^{-1}$ )
$h_f$	: Yoğuşan nemin özgül entalpisi ( $kJ\ kg^{-1}$ )
HFC	: Hidroflorokarbon
$\dot{m}$	: Kütlesel debi ( $g\ s^{-1}$ )
$\dot{m}_h$	: Havanın kütlesel debisi ( $g\ s^{-1}$ )
$\dot{m}_r$	: Soğutucu akışkanın kütlesel debisi ( $g\ s^{-1}$ )
$\dot{Q}_{kond}$	: Kondenserden atılan ısı (W)
$\dot{Q}_{evap}$	: Soğutma kapasitesi (W)
Rh	: İzafi nem
$s$	: Özgül entropi ( $kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$ )
SKK	:Sabit kapasiteli kompresör
STK	: Soğutma tesir katsayısı
STKel	: Kompresörün çektiği elektrik gücüne göre soğutma tesir katsayısı
$T$	: Sıcaklık ( $^{\circ}C$ )
$T_0$	: Mutlak çevre sıcaklığı (K)
TXV	: Termostatik genişleme valfi
$V_{ort}$	: Ortalama hava akımı hızı ( $m\ s^{-1}$ )
$\dot{V}_h$	: Havanın hacimsel debisi ( $m^3\ s^{-1}$ )
$w$	: Özgül nem ( $kg\ su\ buharı / kg\ kuru\ hava$ )
$\dot{W}_{komp}$	: Kompresör gücü (W)
$\dot{W}_{kompel}$	: Kompresörün çektiği elektrik gücü (W)
$\rho$	: Yoğunluk ( $kg\ m^{-3}$ )

## **Alt indisler**

evap	: Evaporatör
hg	: Hava girişi
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
r	: Soğutucu akışkan
top	: Toplam
valf	: Genleşme elemanı

# SABİT VE DEĞİŞKEN KAPASİTELİ KOMPRESÖRLER KULLANAN BİR OTOMOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN SOĞUTUCU AKIŞKAN ŞARJINA BAĞLI OLARAK DENEYSSEL PERFORMANSI

Erkan DOĞAN

**Anahtar kelime:** Otomobil kliması, iklimlendirme, soğutma, soğutucu akışkan,

**Özet:** Bu çalışmada, orijinal otomobil klima sisteminin parçalarından oluşturulan ve soğutucu akışkan olarak R134a kullanan deneysel bir otomobil kliması sistemi laboratuvar ortamında kurularak çeşitli mekanik ve elektriksel ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Sistemin soğutma çevrimi, sabit ve değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörler ile lamine tip evaporatör, paralel akımlı-mikro kanallı kondenser, sıvı tankı ve TXV den oluşmaktadır. Sistemin bütün parçaları aynı kalmak şartıyla sadece kompresör tipi değiştirilerek her kompresör tipi için farklı soğutucu akışkan şarjı için değişen farklı koşullar altında sistem test edilerek deneysel veriler elde edilmiştir. Deneysel verilere enerji ve ekserji analizleri uygulanarak çeşitli performans parametreleri belirlenmiş ve grafikler halinde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Deneysel sonuçlarda soğutucu akışkan şarj miktarı, kompresör devri, kondenser girişindeki hava akımı sıcaklığı ve soğutma yükü değerleri artıkça kompresörün çekmiş olduğu güç miktarının arttığı görülmüştür. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan deneylerde kompresörün çekmiş olduğu güç miktarındaki artış oranının, değişken kapasiteliye göre daha fazla olduğu görülmüştür. Artan kompresör devriyle soğutma tesir katsayısı düşmekte ve soğutma çevrimi bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı artmaktadır. Artan kondenser hava akımı giriş sıcaklıklarında ve soğutma yüklerinde, kompresör gücünün artması nedeniyle STK düşmekte ve soğutma çevrimi bileşenlerinde yok edilen ekserji artmaktadır. Kompresör devri artıkça, her iki kompresör tipinde de kondensere atılan ısı miktarı artmaktadır. Ancak, sabit kapasiteli kompresör kullanıldığı durumda kondensere atılan ısının miktarı ve bu ısının devir ile artış oranı, değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda elde edilen değerlerden daha fazladır. Değişken kapasiteli kompresörün kapasite kontrol sistemi, evaporatöre giren hava akımının sıcaklığının düşmesi ya da kompresör devrinin artması sonucu devreye girmekte ve performans parametrelerini etkilemektedir.

# **EXPERIMENTAL PERFORMANCE of an AUTOMOBILE AIR CONDITIONING SYSTEM USING FIXED and VARIABLE CAPACITY COMPRESSORS as a FUNCTION of REFRIGERANT CHARGE**

**Erkan DOĞAN**

**Keywords:** automobile air conditioner, air conditioning, refrigeration, refrigerant

**Abstract:** In this study, an experimental automobile air conditioning (AAC) system consisting of the components of an original R134a AAC system has been set up in the laboratory, and equipped with various instruments for performing mechanical and electrical measurements. The refrigeration circuit of the system has a fixed capacity compressor (FCC), a variable capacity compressor (VCC), a laminated type evaporator, a micro-channel condenser, a liquid receiver/filter/drier and a thermostatic expansion valve. The system has been tested for two different refrigerant charges with each compressor case by varying input conditions. Then, by applying energy and exergy analyses to the system using experimental data, the values of various performance parameters have been determined and presented in comparative graphics. The experiments show that the compressor power increases on rising the refrigerant charge, compressor speed, temperature of the air stream entering the condenser and cooling load. It is seen that the rate of increase in the compressor power of the fixed capacity compressor is higher than that of the variable capacity compressor. It is observed that the coefficient of performance (COP) decreases and the rate of exergy destruction in the components of the refrigeration circuit increases with rising compressor speed. As a result of increasing compressor power with rising air temperature at the condenser inlet and with rising cooling load, the COP decreases and the rate of exergy destruction in the components of the refrigeration circuit increases. The rate of heat rejected at the condenser gets higher on increasing the compressor speed for both compressor operations. However, the amount of condenser heat rejection in the operation with fixed capacity compressor and its rate of increase with the compressor speed are higher than those in the operation with variable capacity compressor. It is observed that the capacity control system of the variable capacity compressor intervenes the operation of the system when the air temperature entering the evaporator is sufficiently low or the compressor speed is sufficiently high, thus affecting the performance parameters of the system.

## 1.GİRİŞ

Teknolojideki büyük ilerlemeler insanların konfor arayışlarına ivme kazandırmıştır. Araçlarda rahatlık ve konforu sağlayan sistemlerden belki de en önemlisi, araç klima sistemidir. İyi bir konsantrasyon ve güvenli bir sürüş için araç iç mekanda rahatlık hissi, en temel şartlardan biridir. Çeşitli bilimsel çalışmalar, stres koşulları sıcaklık ve nem arttıkça insan vücudunda terleme ve kalp atışının arttığını tespit etmiştir. Dış hava sıcaklığının gölgede 30°C olduğu güneşli bir günde 1 saatlik seyir süresinden sonra orta sınıf bir otomobil içindeki sürücü baş bölgesinin sıcaklığı 42°C, göğüs bölgesinin sıcaklığı ise 40°C olabilmektedir. Bu yüksek sıcaklıkta bulunan sürücünün harcamış olduğu efor artarak, sürücünün beynine giden oksijen azalır. Bu etkilerin sonucunda sürücün dikkati azalmakta ve kazalar artmaktadır. Klima, ortamdaki istenmeyen ısıyı dışarıya atarak içerisini serinletir, havanın fazla nemi alır, içeride gerekli hızda hava dolaşımı sağlar ve havayı filtre eder. Açık bir cam, sürgülü tavan veya daha yüksek bir fan devri de rahatlığı artırsa da, araç içi mekânda aşırı ses, hava cereyanı, egzoz gazların, polen ve çiçek tozlarının filtre edilmeden içeri girmesi sorunlarını ortaya çıkarmaktadır. İyi tasarlanmış kalorifer ve havalandırma sistemi ile birlikte kumanda edilen klima sistemi, iç mekân sıcaklığının, havadaki rutubetin ve hava hareketinin dış şartlara göre ayarlanması suretiyle rahatlık hissini hem araç dururken hem de seyir halindeyken artırabilmektedir. Artık araçlarda standart olarak kullanılan bu sistemler, iş makinelerinde de kullanılmaktadır. Değişik mevsim şartlarında çalışan iş makinelerinin kabin sıcaklığı bazen dayanılmaz hal almakta ve çalışma şartlarını aşırı zorlaştırmaktadır. Bu nedenle kabin içi sıcaklığının normal bir düzeyde tutulması ve havalandırılması gerekmektedir. İş makinelerinde konfor sistemlerinin yaygınlaşması aracı kullanan operatörün çalışma şartlarını iyileştirmiş ve böylelikle iş makinelerinin kullanımını kolaylaştırarak iş verimini ve iş güvenliğini artmıştır.

Günümüzde yasalar egzoz emisyon değerlerinin düşürülmesini zorunlu kılmaktadır.

Taşıt klima sistemlerinde kompresör hareketini kayış kasnak yardımıyla motordan alır. Taşıt klima sistemini oluşturan kompresör kondenser sıvı tankı filtre TXV ve evaporatörün verimli çalışması, taşıt motorlarının daha az yakıt yakmalarına ve çevreyi daha az kirletmesi anlamına gelir.

Kompresörler otomobil klima sistemin çalıştırılması için gerekli olan enerjinin %80'ini tüketir. Kompresörün verimli çalışması klima sistem performans parametrelerinin iyileşmesinde çok önemli rolü vardır.

Bu çalışmada, orijinal otomobil klima sisteminin parçalarından oluşturulan ve soğutucu akışkan olarak R134a kullanan deneysel bir otomobil kliması sistemi laboratuvar ortamında kurularak çeşitli mekanik ve elektriksel ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Değişken kapasiteli ve sabit kapasiteli kompresörler ve her kompresör tipi için iki farklı soğutucu akışkan şarj miktarı ve değişen koşullar altında deneyler yapılmış, alınan sonuçlara termodinamik analizler uygulanarak sistem performans parametreleri elde edilerek, karşılaştırmalı olarak grafikler oluşturulmuş ve yorumlanmıştır.

### **1.1. Otomobil Klima Sistemleriyle İlgili Literatür Araştırması**

Ronald ve diğ. (1993), bir otomobil ısı pompası/klimasının simülasyonu ve matematiksel modelini gerçekleştirdiler. Bu model üzerinde R12 ve R134a soğutucu akışkanlarını kullanarak soğutma ve ısıtma halleri için soğutma ve ısıtma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarı değişimi, soğutma durumundaki sistem STK değerleri ile ısıtma durumundaki ITK değerini, ayrıca iki farklı durum için kompresör devrinin performans etkisini belirlediler. Soğutma durumunda artan çevre sıcaklığı ile sistem STK değerinin azaldığını, ısıtma durumunda ise ITK değerinin arttığını tespit ettiler. R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının ısıtma ve soğutma durumları için deneysel analizlerinde, birbirine yakın sonuçlar elde ettiler. Otomobil ısı pompası/klimasında, ısıtma durumunda buldukları sistem ITK değerinin, soğutma durumunda buldukları sistem STK'sından daha yüksek olduğunu gözlemlədiler

Kiatsiriroat ve Euakit (1997), bir otomobil yaz klima sistemi için R22/R124/R152a soğutucu akışkanlarından oluşan bir karışımın performans analizini gerçekleştirdiler. Her bir bileşen için matematiksel model geliştirerek R22 soğutucu akışkanının kütleli yoğunluğunun STK değerini düşürdüğünü tespit ettiler.

Jung ve diğ. (1999), R12 soğutucu akışkanıyla çalışan bir otomobil klimasında, soğutucu akışkan olarak R22, R134a, R142b, RE170, R290, R600a gibi soğutucu akışkan karışımlarının kullanılmasının otomobil klima performansına etkilerini deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir.

Brown ve diğ. (2001), soğutucu akışkan olarak R134a kullanan otomobil klima sistemleri için alternatif soğutucu akışkan olabilecek CO<sub>2</sub> akışkanının kullanıldığı çevrim modelleri üzerinde karşılaştırmalar yaptılar. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemi kompresör, kondenser, genişleme cihazı ve evaporatörden oluşmakta olup, CO<sub>2</sub> kullanılan sistemi ise bunlara ek olarak ısı değiştirgeci ilave ederek çalıştırdılar. Yaptıkları analizler sonucu, R134a soğutucu akışkanı kullanılan otomobil kliması değiştirilerek CO<sub>2</sub> kullanılır hale getirildiğinde, ilk R134a'lı çevrimden daha iyi soğutma tesir katsayısı (STK) değerlerine sahip olduğunu tespit ettiler. STK'daki bu farkın kompresör devrine ve çevre sıcaklığına dayalı değiştiğini, kompresör devrinin ve çevre sıcaklığının yükselmesiyle sistem STK değerindeki farkın da yükseldiğini belirlediler. Entropi üretimi karşılaştırmasında ise, CO<sub>2</sub> ihtiva eden sistemin daha yüksek entropi ürettiğini tespit ettiler.

Al-Rabghi ve Niyaz (2002), R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile şarj edilmiş otomobil iklimlendirme sistemlerinin çeşitli kompresör devirlerindeki performans parametrelerini karşılaştırdılar. Ulaştıkları sonuçlar, R134a'nın R12'nin yerini alabilecek en iyi alternatif olduğunu göstermiştir.

Lundberg (2002), R134a kullanılan bir soğutma sistemin performans analizini gerçekleştirip kondenser çapının düşürülmesi ile R134a akışkanının miktarının azaltılabileceğini belirleyerek, R134a akışkanının yerine çevreye daha az zararlı bir akışkan olan CO<sub>2</sub> gazı kullanımının avantajlarını tespit etti.



Kaynaklı and Horuz (2003), bir otomobil kliması sisteminin detaylı deneysel analizini gerçekleştirdiler. Evaporatör, kondenser ve çevre sıcaklıkları ile kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, akışkan debisi, sistem STK'sı, minimum ve maksimum sistem basıncındaki değişimlerini belirlediler. Kondenser sıcaklığı ve kompresör devrinin artmasıyla sistem soğutma kapasitesinin arttığını, fakat bundan dolayı kompresörün soğutucu akışkana verdiği güç değerinin de arttığını, buna karşılık sistem STK'sının düştüğünü, kondenser sıcaklık ve basıncının evaporatör sıcaklık ve basıncına göre daha etkin olduğunu tespit ettiler. Soğutucu akışkan debisinin fonksiyonu olarak kondenser, evaporatör ve çevre sıcaklıklarındaki değişimleri gözlemlədiler. Evaporatöre üflenen hava sıcaklığının artmasıyla ve evaporatör yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki farkın yükselmesiyle, soğutma kapasitesindeki (3.5 kW üstü durumları için) artışın kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarından daha yüksek oranda olmasından dolayı sistemin STK değerinin yükseldiğini tespit ettiler.

Halimic ve diğ. (2003), R12 soğutucu akışkanlı otomobil klima sisteminde R12' ye alternatif soğutucu akışkanlar olan R134a, R290 ve R401a kullanarak STK, soğutma kapasitesi gibi sistem parametrelerini karşılaştırdılar. Bu çalışmaları sonucunda R12' ye en yakın sonucu veren alternatif soğutucu akışkanın R401a, soğutma kapasitesi en yüksek akışkanın R290, en az çevreye zarar veren akışkanın R290 olduğunu buldular.

Tamura ve Yakumaru (2005), soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanan otomobil iklimlendirme sistemi üzerine deneysel çalışma yapmışlardır. Bu çalışma sonucunda orta büyüklükteki araçlar için bir prototip geliştirdiler. Bu prototip üzerinde yapmış oldukları deneylerde, günümüz araçlarının iklimlendirme sistemlerinde kullanılan R134a'nın performansına yakın ve daha iyi sonuçlar elde ettiler.

Esen ve Hoşöz (2006), soğutucu akışkan olarak 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 performans analizi yapmışlardır. Yapmış oldukları bu çalışma sonucunda R134a'nın % 6-7 daha düşük STK değerleri verdiğini; R134a'nın

R12'ye oranla yaklaşık %20-21 daha düşük bir soğutucu akışkan kütleli debisi ile çalıştığını belirlemişlerdir.

Jabardo ve diğ. (2002), değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil iklimlendirme sisteminin sürekli rejimde çalışması için geçerli bir model geliştirmişlerdir. Söz konusu model ile, yoğunlaştırıcıya giren hava sıcaklığı, dönüş havası sıcaklığı ve kompresör devri gibi çalışma parametrelerinin sistem performansına etkisini belirlemişlerdir. Bu amaçla bir bilgisayar simülasyon programı hazırlayıp, deney sonuçlarını simülasyon sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Hoşöz (2005), deneysel bir otomobil klimasına ekserji analizi uygulayıp, sistemin bileşenlerindeki ekserji yıkımlarını sayısal olarak belirlemiştir.

Changqing Tian ve diğ. (2004), otomotiv iklimlendirme sistemlerinde kullanılan değişken kapasiteli kompresörlerin matematik modelini geliştirdiler

Hoşöz ve Ertunç (2006), bir otomobil klimasının performansını, yapay sinir ağları kullanarak modellemiş ve geliştirdikleri modelin başarılı sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir.

Hoşöz ve Direk (2006), ısı pompası olarak çalışabilen bir otomobil klimasının soğutma ve ısıtma modlarındaki performanslarını, deneysel olarak belirlemişlerdir. Deneysel çalışmalar tamamlandıktan sonra, deneysel veriler kullanılarak otomobil ısı pompası/kliması sistemine yaz ve kış çalışma durumları için enerji analizi (Termodinamiğin Birinci Kanunu) uygulamışlardır. Yaz ve kış çalışması durumları için evaporatörden çekilen ısı, kondenserden atılan ısı, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, kompresörde harcanan elektrik miktarı, kütleli debi, kompresör çıkış sıcaklığı, soğutma tesir katsayısı (STK), ısıtma tesir katsayısı (ITK), kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısı (STKel), kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış ısıtma tesir katsayısı (ITKel) gibi performans parametrelerinin değerlerini belirlemişlerdir. Bunların sonucunda, otomobil ısı pompası/kliması sisteminin kış şartlarında ısıtma amaçlı kullanımında, iç ünite çıkışındaki hava akımı

sıcaklıklarının, bu havanın gönderilebileceği otomobil yolcu kabini içinde yeterli konfor sağlayacak değerlere çıkabildiği tespit ettiler. Ancak çok düşük çevre havası sıcaklıklarında yeterli ısıtma kapasitesi sağlanmadığı ve ısıtma tesir katsayısının, STK'ya göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Artan kompresör devriyle birlikte soğutma ve ısıtma kapasitelerinin de arttığı, ancak ısıtma ve soğutma tesir katsayılarının düştüğünü tespit etmişlerdir.

Alkan ve Hoşöz (2008), değişken kapasiteli kompresör kullanılan bir otomobil klima sisteminin iki farklı tipteki genişleme elemanı için deneysel performanslarını karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır. Deneysel sonuçlarında, artan kompresör devriyle birlikte soğutma kapasitesinin genel olarak arttığı, ancak sistemde yok edilen toplam ekserjinin de arttığı ve soğutma tesir katsayısının (STK) düştüğünü tespit etmişlerdir. Kondensere giren hava akımı sıcaklığının artmasıyla, sistemin soğutma kapasitesi ve soğutma tesir katsayısının düştüğünü, sistemde yok edilen toplam ekserjinin ise arttığını belirlemişlerdir.

Alkan ve Hosoz (2009), sabit kapasiteli kompresör kullanılan bir otomobil klima sisteminin iki farklı tipteki genişleme elemanı için deneysel performanslarını karşılaştırmalı olarak belirlemiştir. Bu çalışmada, sabit kapasiteli kompresör kullanan R134a'lı bir otomobil kliması soğutma çevrimi, termostatik genişleme valfi (TXV) ve orifis tüplü genişleme elemanına sahip olacak şekilde kurulmuş ve iki farklı sistemin çeşitli performans parametreleri, karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Literatür araştırmasından görüldüğü gibi, bir taşıt iklimlendirme sisteminin iki farklı kompresör ve her kompresör tipi için farklı soğutucu akışkan şarj miktarıyla test edildiği bir çalışma bulunmamaktadır. Bu yönüyle, yapılan çalışma literatürdeki mevcut çalışmalardan farklılık göstermektedir.

## 2. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

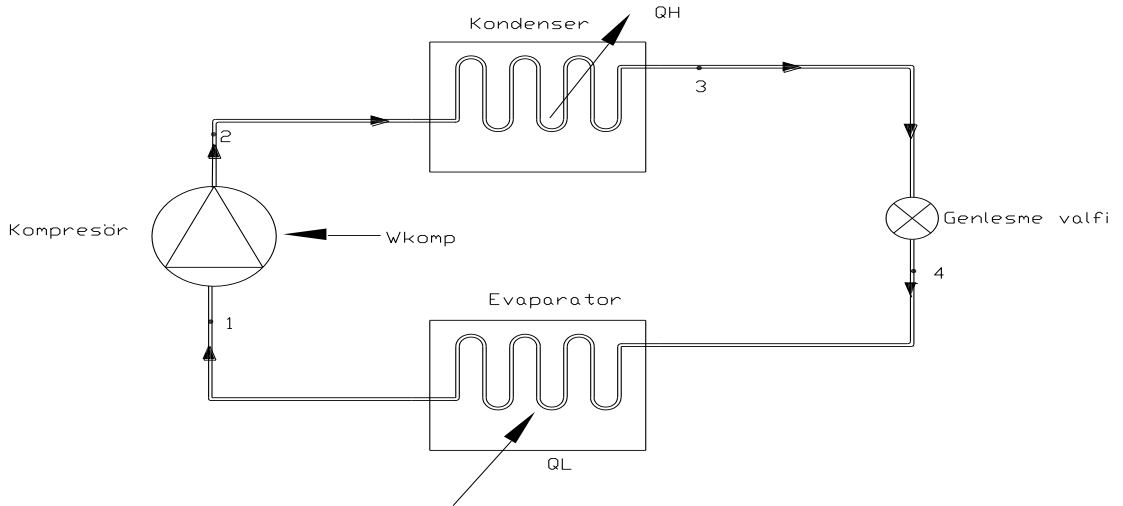
Isı, daima daha sıcak maddeden daha soğuk maddeye akar. Her madde, hareket eden moleküllerin bir topluluğundan oluşur. Daha sıcak bir maddenin hızla hareket eden molekülleri, enerjilerinin bir kısmını daha az ısıya sahip ve daha yavaş hareket eden moleküllere verirler. Bu suretle daha sıcak maddenin molekül hareketi yavaşlar ve daha soğuk olan maddeninki hızlanır. Bu, her iki maddenin molekülleri aynı hızla hareket edene kadar devam eder. Isı, kendiliğinden düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa hiçbir zaman geçmez. Isının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilerek yüksek sıcaklıktaki bir ortama verilmesine soğutma denir. Soğutma işlemi, soğutma makineleri ile gerçekleştirilir. Soğutma makinelerin esas aldığı çevrime soğutma çevrimi denir. Günümüzde en çok kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir.

Bu çevrimde kullanılan akışkana, soğutucu akışkan denir. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatörden oluşur. Soğutucu akışkan evaporatörden düşük basınçta kızgın buhar halinde çıkar ve kompresör tarafından emilerek yüksek basınçta kızgın buhar halinde kondensere gönderilir. Soğutucu akışkan kondenserde ortama ısı vererek yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı halinde basınç düşürücüye (genleşme elemanı) gelir basınç düşürücüde soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı düşer. Soğutucu akışkan sıvı-buhar karışımı halinde evaporatöre girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak buhar halinde tekrar kompresöre döner. Böylece çevrim tamamlanır.

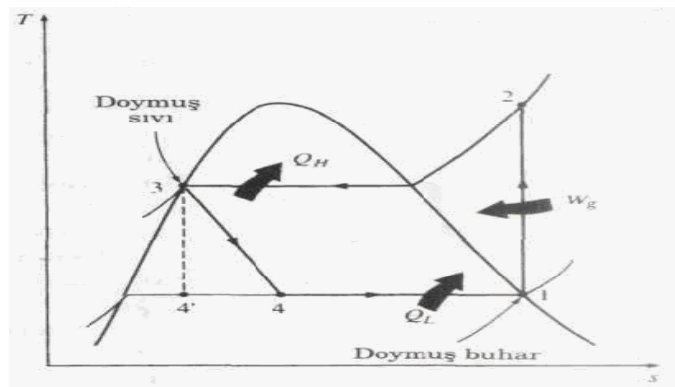
Soğutma sisteminde çevrim, ancak dışarıdan bir iş vermek şartıyla çalıştırılabilir. Bu iş sıkıştırma işlemi için harcanır ve kompresörler tarafından çevrime verilir. Kompresörler, elektrik motorları veya içten yanmalı motorlar ile tahrik edilir

## 2.1. İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırma ideal soğutma çevriminde, soğutucu akışkan evaporatör ve kondenserden geçerken basınç kaybına uğramadığı, kompresörün tersinir adyabatik olduğu, genleşme elemandaki basınç düşmesi (kısılma) işleminin adyabatik olduğu, bu elemanlar arasındaki bağlantı borularında basınç kaybı olmadığı ve bağlantı boruları ile çevre arasında ısı transferinin olmadığı kabul edilir. Ayrıca evaporatör çıkışında soğutucu akışkan doymuş buhar olduğu, kondenser çıkışında ise doymuş sıvı olduğu farz edilir. İdeal buhar sıkıştırma çevrimin genel çizimi ve T-s diyagramı Şekil 2.1’de görülmektedir. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri, Şekil 2.2’nin altında görülmektedir.



Şekil 2.1: İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevrimi

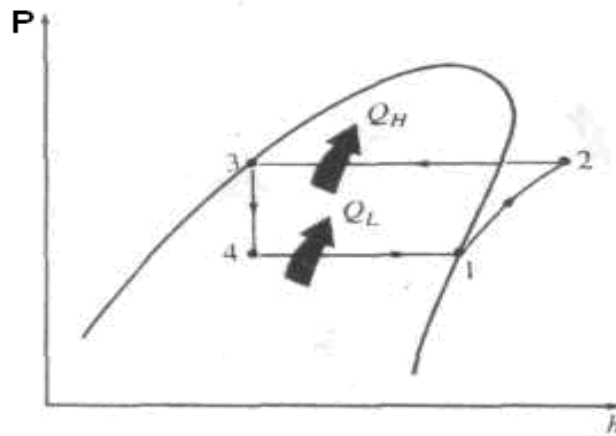


Şekil 2.2: İdeal buhar sıkıştırma T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 1989)

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kondenserden çevreye sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 Kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)
- 4-1 Evaporatörden akışkana sabit basınçta ısı geçişi

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, buharlaştırıcıdan düşük basınç ve düşük sıcaklıkta 1 noktasından çıkan soğutucu akışkan, kompresöre doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak kondenser basıncına kadar sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sonunda, yüksek basınç etkisiyle soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan, 2 durumunda kızgın buhar olarak kondensere girer önce sabit basınçta kızgınlığını atar, sonra yoğuşur ve kondenserden 3 halinde doymuş sıvı olarak çıkar.

Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 durumunda çevre sıcaklığının biraz üzerindedir. Yüksek basınçta doymuş sıvı halindeki akışkan, daha sonra bir genişleme valfi, kılcal boru veya benzer bir basınç düşürücüden geçirilerek basıncı düşürülür. Düşük sıcaklıkta, düşük basınçta ve küçük bir kuruluk derecesinde 4 noktasında genişleme valfinden çıkan soğutucu akışkan, bu noktada sabit basınçta buharlaşma işleminin olduğu buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıda, soğutucu akışkan ortamdaki ısı çekerek tamamen buharlaşır. Soğutucu akışkan, evaporatörden doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.



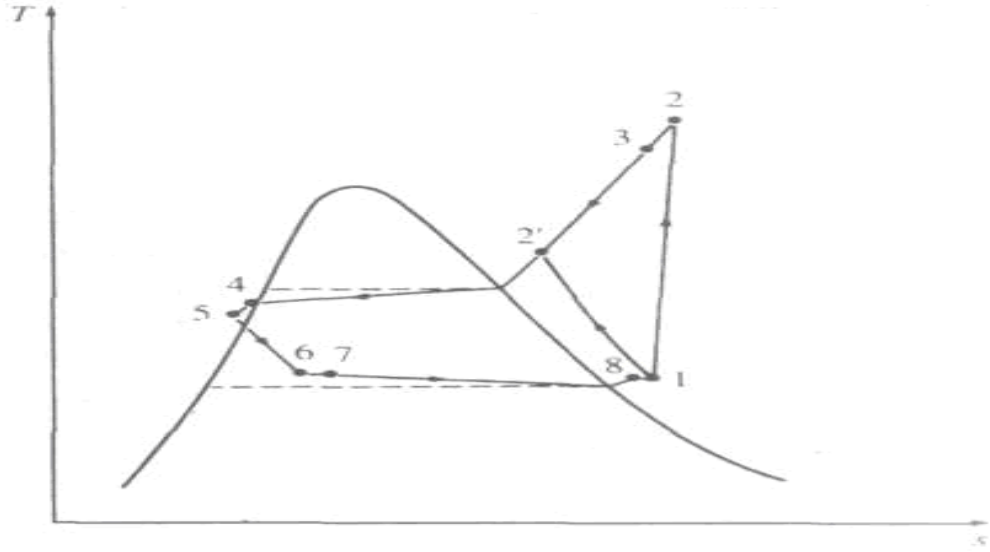
Şekil 2.3: İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin P-h diyagramı. (Çengel ve Boles 1989)

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin anlaşılmasında kullanılan bir başka diyagram da Şekil 2.3'de gösterilen P-h diyagramıdır. Bu diyagramda dört hal değişiminden üçü birer doğru olarak görünmektedir. Ayrıca evaporatörde ve kondenserde olan ısı geçişleri, bu hal değişimlerini gösteren doğruların uzunluklarıyla orantılıdır. (Çengel ve Boles 1989)

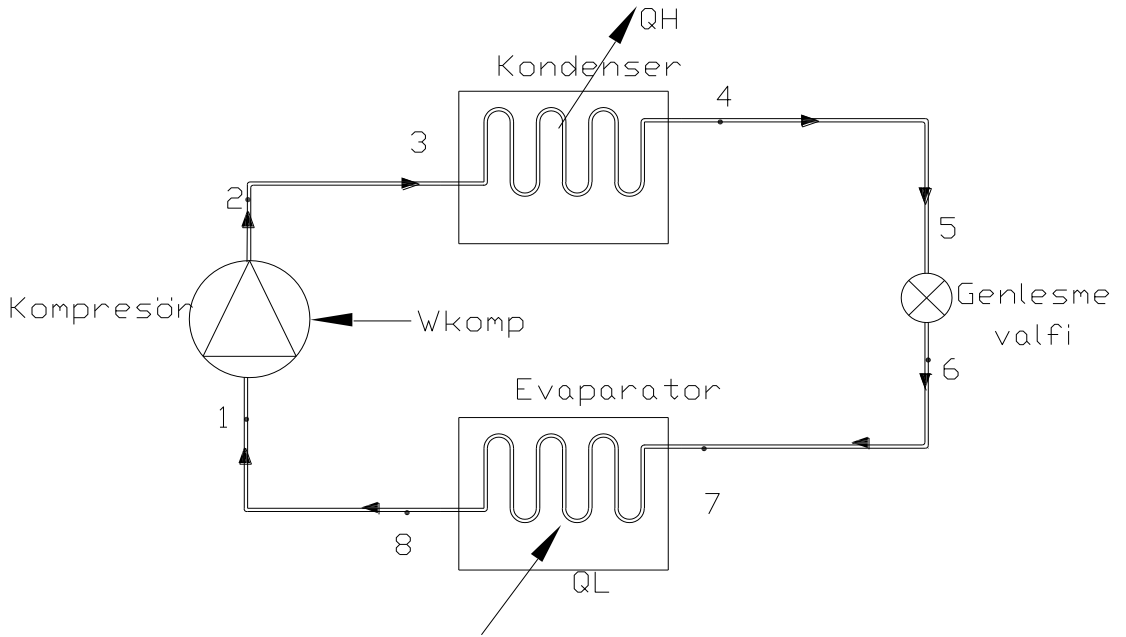
## 2.2. Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek soğutma sistemleri, ideal soğutma sistemlerinden biraz farklılık gösterirler. Bunun nedeni, ideal çevrimlerde, gerçek çevrimler için geçerli olmayan belirli kabuller yapılması ve çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Örneğin, ideal soğutma çevrimlerinde, soğutucu akışkanın evaporatör ve kondenserden geçişi esnasındaki sürtünmelerden kaynaklanan basınç düşmeleri ihmal edilir. Bundan başka, sıvı soğutucu akışkanı aşırı soğutmak ve buhar halindeki akışkanı evaporatörde aşırı kızdırmak çoğu zaman göz önüne alınmaz. Aynı zamanda kompresördeki sıkıştırma işlemi izentropik olarak kabul edilir. İdeal çevrimde, evaporatörden çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu durum gerçekte uygulanamamaktadır. Bunun nedeni, soğutucu akışkanın halinin hassas bir biçimde kontrol edilememesidir. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Böylece, akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olması sağlanmaktadır. Ayrıca, evaporatör ile kompresör arasındaki bağlantılar çoğunlukla uzun olup, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı transferi artmaktadır. Bunların sonucu olarak, soğutucu akışkanın özgül hacmi ve buna bağlı olarak kompresör işi artar.

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, yani izentropiktir. Gerçek çevrimdeki sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı transferleri vardır. Şekil 2.4'de görüldüğü gibi, sürtünme entropiyi artırır. Isı transferi ise geçiş yönüne göre entropiyi artırır veya azaltır. Soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artar. Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin T-s diyagramı Şekil 2.4'de görülmektedir.



Şekil 2.4: Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi için T-s diyagramı (Çengel ve Boles, 1989)



Şekil 2.5: Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

İdeal çevrimde kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan, kompresör basma basıncında doymuş sıvı halindedir. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla genişleme elemanı arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın genişleme elemanına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini gerçek çevrimde tam bir hassasiyet ile gerçekleştirmek zor olduğundan, kondenser çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Soğutucu



akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur; başka bir deyişle aşırı soğutulur. Bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdan daha çok ısı çekebilir. Genleşme elemanı ile evaporatör birbirine çok yakın olduğundan, aradaki basınç düşmesi küçüktür. (Çengel ve Boles, 1989)

### 2.3. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimleri İçin Termodinamik Analiz

Sistemle çevresinin etkileşimi sırasında sistem tarafından kazanılan enerji, çevresi tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır. Enerji kapalı bir sistemin sınırlarından birbirinden farklı iki biçimde geçebilir ve bunlar ısı ile iştir. Buhar sıkıştırılmalı bir soğutma çevriminin her bir elemanına sürekli rejim durumu için termodinamiğin birinci kanunu uygulandığında, denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir. (Çengel ve Boles, 1989)

Kompresörde 1-2 arası yapılan iş:

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

Burada  $\dot{m}$ , çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisidir.

Kondenserde 2-3 arası atılan ısı:

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.2)$$

Genleşme elemanında 3-4 arası entalpiler:

$$h_3 = h_4 \quad (2.3)$$

Evaporatörde 4-1 arası çekilen ısı:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.4)$$

Akışkan hızlarının ve soğutucu elemanlar arasındaki yükseklik farkının küçük olması nedeniyle, sürekli rejim halinde yazılan bu denklemlerde kinetik enerji ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmiştir. Sistem bir çevrim boyunca çalıştığından, yoğuşturucuda atılan ısı miktarı, buharlaştırıcıda çekilen ısı ile kompresörde verilen iş miktarına eşit olmalıdır. Bu durum,

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{komp} = \dot{Q}_{kond} \quad (2.5)$$

şeklinde yazılabilir.

Soğutma sistemlerinde birinci kanunun etkinlik parametresi, soğutma tesir katsayısıdır. Soğutma sistemlerinde etkinlik parametresi soğutma etkisinin net iş girişine oranı şeklinde tanımlanır. Bu durumda ideal bir soğutma çevrimi için soğutma tesir katsayısı,

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.6)$$

şeklinde yazılabilir.

## 2.4. Gerçek Soğutma Çevrimleri İçin 2. Kanun Uygulaması-Tersinmezliklerden Kaynaklanan Ekserji Kayıpları

Bir kova kömür izoleli bir sistem içerisinde yakıldığında, ilk ve son durumlar arasında enerji korunur. Ancak ilk durumdaki kömürün ekonomik değeri son durumdakinden yüksektir. Mesela bu kömür suyu ısıtarak kızgın buhar elde etmek ve kızgın buhar yardımıyla buhar türbini çevirerek elektrik üretimi için kullanılabilirdi. Ancak son durumda sadece yanma ürünleri elde bulunmaktadır. Sistem, başlangıçta daha büyük kullanılabilirlik potansiyeline sahipti. Fakat bu potansiyel, tersinmezlik içeren süreçten dolayı kaybedilmiştir. İlk ve son durumda enerji korunur fakat ekserji korunmaz. Ekserji, tersinmezliklerden dolayı yok edilebilir ve ısı transferine eşlik ederek sisteme girebilir veya sistemden çıkabilir. Enerjiyi verimli kullanmak için ekserji analizi yapılarak ekserjinin yok edildiği veya kaybedildiği yerleri belirlemek gerekir. İki sistem farklı hallerde olsun. Bunlardan birisi referans çevre, diğeri de ekserjisi belirlenecek sistem olsun. Ekserji, iki sistemin başlangıç durumundan denge haline ulaşana kadar ilgilenilen sistemden alınabilecek maksimum teorik iştir. Buradaki referans çevrenin P, T gibi özelliklerin ilgilenilen sistemden etkilenmediği kabul edilir. Tablo 2.1’de enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması görülmektedir.

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

Ekserji analizi, bir sistemin enerji analizinden farklıdır. Ekserji analizinin sonuçları, genellikle, bir sistemdeki proseslerin daha fazla anlamlı ve duyarlı gösterilmesini sağlamak için göz önüne alınmaktadır. Bu yüzden, ekserji analizi, bu çalışmada ele alınan değişken ve sabit kapasiteli kompresör sistemlerinin analizinde önemli bir araçtır. Çünkü, bu analiz,

mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemleri tasarlamann mümkün olup olmayacağını açığa kavuşturacaktır.” (Dincer,2002)

Tablo 2.1: Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması (Dincer 2002)

Enerji	Ekserji
Sadece madde ya da enerji akış parametrelerine bağlıdır. Çevresel parametrelere bağlı değildir.	Madde veya enerji akışı ve çevresel parametrelerin her ikisine bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerleri vardır (Einstein'ın bağıntısına göre, $mc^2$ ye eşittir).	Sıfıra eşittir (Çevreyle dengede olarak ölü durumda)
Tüm prosesler için termodinamiğin 1. yasasıyla gösterilir	Sadece tersinir prosesler için termodinamiğin birinci yasasıyla gösterilir (Tersinmez proseslerde, kısmen ya da tamamen yok olur).
Tüm prosesler için termodinamiğin 2. yasasıyla sınırlıdır. (tersininir olanlar da dahil)	Termodinamiğin ikinci yasası nedeniyle tersinir prosesler için sınırlı değildir
Hareket ya da hareketi üretme kabiliyetidir.	İş ya da iş üretme kabiliyetidir.
Bir proseste her zaman korunur; ne vardan yok olur, ne de yoktan var edilir.	Tersinir proseslerde her zaman korunur, ama tersinmez proseslerde her zaman tüketilir.
Miktarın (niceliğin) bir ölçüsüdür.	Niceliğin ve entropi nedeniyle niteliğin (kalitenin) bir ölçüsüdür.

Enerji ile ekserji kıyaslandıktan sonra, ekserji analizi yapmanın önemini aşağıdaki şekilde sıralanabilir. (Dincer, I. 2002)

- Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin en iyi şekilde belirlenmesinde ana bir araçtır.
- Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
- Daha fazla verimli kaynak kullanılma amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.
- Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlamann nasıl mümkün olup olamayacağını gösteren etkin bir tekniktir.

Sistemdeki tersinmezliklerden dolayı yok edilen ekserji miktarları çeşitli çevrim elemanları için denklemler,

Kompresörde yok edilen ekserji:

Kompresörde yok edilen ekserji miktarı kompresör giriş ve çıkış basınç farkı, kompresörün sevk ettiği soğutucu akışkan miktarı arttıkça, kompresörde yok edilen ekserji miktarı artar.

$$\dot{E}d_{komp} = \dot{m}T_0(s_2 - s_1) \quad (2.7)$$

Kondenserde yok edilen ekserji:

Kondenserde yok edilen ekserji miktarı, soğutucu akışkan sıcaklığı ile çevre hava sıcaklık farkı arttıkça artar. Kondensere geçen hava akım hızı düştükçe, yok edilen ekserji miktarı artar.

$$\dot{E}d_{kond} = \dot{m}T_0 \left[ (s_3 - s_2) - \frac{h_2 - h_3}{T_0} \right] \quad (2.8)$$

Genleşme valfinde yok edilen ekserji:

Genleşme elemanında yok edilen ekserji miktarı, giriş ve çıkış basınç farkı arttıkça artar.

$$\dot{E}d_{valf} = \dot{m}T_0(s_4 - s_3) \quad (2.9)$$

Evaporatörde yok edilen ekserji:

Evaporatörde yok edilen ekserji miktarı, soğutucu akışkan sıcaklığı ile evaporatör giriş hava sıcaklığı farkı arttıkça ve evaporatör fan hızı azaldıkça artar.

$$\dot{E}d_{evap} = \dot{m}T_0 \left[ (s_1 - s_4) - \frac{h_1 - h_4}{T_e} \right] \quad (2.10)$$

şeklinde yazılabilir. (Shamsul and Syed, 1992)

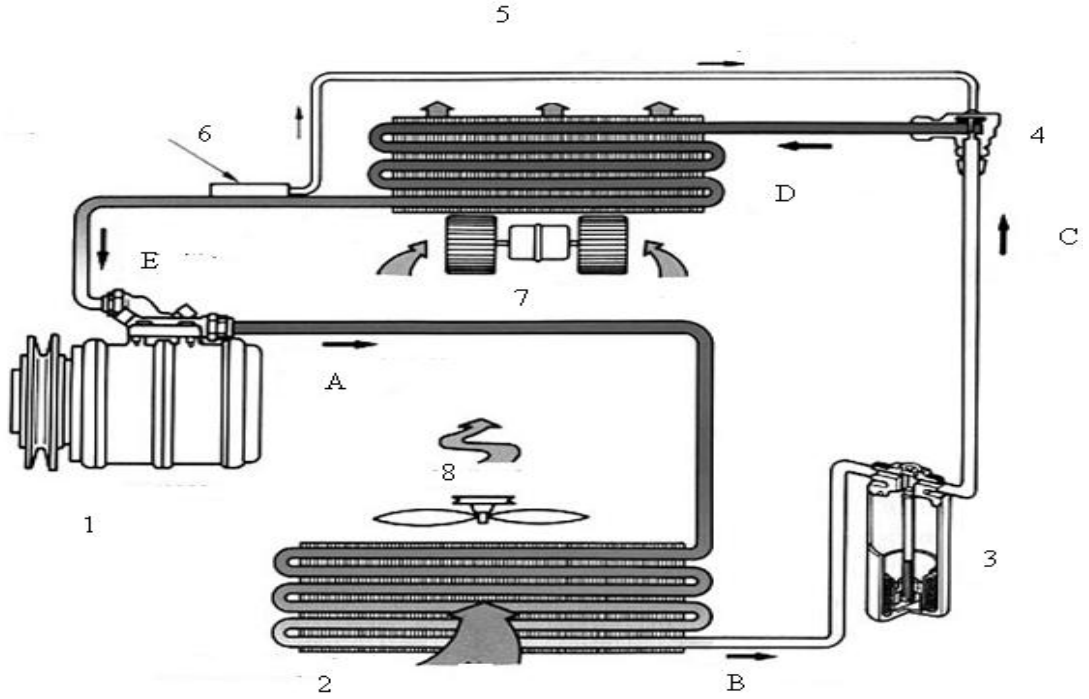
### **3.OTOMOBİL KLİMALARININ İNCELENMESİ**

Taşıma sistemlerinin tarihi, atlı arabalar ile başlar. İlk otomobiller üstü açık olarak yapılmıştı ve yolcular kıyafetlerini hava şartlarına göre belirlerlerdi. Kapalı kabinler yapıldıktan sonra havalandırma ısıtma ve soğutma ihtiyaç haline geldi. İlk kapalı devre klima, 1939 tarihinde yapıldı

Klima, rahatlık veren bir ortam sıcaklığı sağlayabilmek için aracın içindeki havayı soğutan veya nemini alan bir ünedir. Kabin havasının sıcaklığı yüksek olduğu zaman, havanın ısısı alınarak (soğutularak) ve havanın içerisindeki nem miktarı fazla ise havanın nemi alınarak (kurutularak) araçta bulunan kullanıcıya büyük konfor sağlanır. Bir araç için klima sistemi temel olarak, kompresör, kondenser, nem tutucu filtre, genleşme valfi ve evaporatörden oluşur. Normal oda sıcaklığına yakın şartlara ulaşmanın tek yolu, klimadır. Klima, ev tipi buzdolabına benzer şekilde çalışır. Motor tarafından tahrik edilen bir kompresör, buhar halindeki soğutma maddesini yoğunlaştırıcıya (kondenser) gönderir. Soğutucu madde, kondenserde soğutulur ve sıvı haline dönüşür. Daha sonra, sıvı haline gelen soğutucu madde bir genleşme valfi üzerinden buharlaştırıcıya (Evaporatör) sıvı buhar karışımı olarak püskürtülür. Evaporatördeki soğutucu, sıvı halden gaz haline geçer ve evaporatör petekleri arasındaki havayı soğutur, sonra bu soğuk hava, elektrofandan aracın içine verilir. Klima sistemi, kullanılan genleşme elemanına göre termostatik genleşme elemanlı ve orifis tüplü olmak üzere ikiye ayrılır.

#### **3.1. Termostatik Genleşme Valfli Soğutma Çevrimi**

Termostatik genleşme valfli otomobil klima sistemi, Şekil 3.1'de görüldüğü gibi 5 temel parçadan meydana gelir. Motor tarafından tahrik edilen kompresör, aracın ön tarafında radyatörün önüne yerleştirilen kondenser, motor parçalarının içersine yerleştirilen kurutucu filtre sıvı tankı, evaporatöre eklenmiş genleşme valfi ve otomobil içersine yerleştirilen evaporatörden meydana gelir.



Şekil 3.1: Termostatik genleşme valfli soğutma çevriminin şeması. (Steven Daly, 2006)

(1:Kompresör, 2:Kondenser, 3:Filtre-kurutucu-sıvı tankı, 4:Termostatik genleşme valfi, 5:Evaporatör, 6:Bulb 7:Evaporatör fanı, 8:Kondenser fanı A:Yüksek basınçta kızgın buhar B:Yüksek basınç sıkıştırılmış sıvı, C:Yüksek basınç sıkıştırılmış sıvı, D: Düşük basınç düşük sıcaklık sıvı buhar karışımı E: Düşük basınç buhar

Evaporatörden düşük basınç ve kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkan, kompresöre gelir. Kompresör, sistem gereksinimine göre soğutucu akışkanın basıncını 30 psi den yaklaşık 210 psi'ya çıkartır ve kompresörden çıkan soğutucu akışkan yüksek basınçlı kızgın buhar halinde kondensere gönderilir. Kondenser fanı yardımıyla ısısını atan soğutucu akışkan, yüksek basınç kızgın buhar durumundan, yüksek basınç sıvı durumuna geçer. Yüksek basınçlı sıvı durumundaki soğutucu akışkan, sıvı tankı-filtre-kurutucuya ulaşır burada temizlenerek nemi alınır. Sıvı tankı, soğutucu akışkan için bir hazne vazifesi görerek TXV'nin kısıldığı durumlarda kullanılmayan soğutucu akışkanı depolar. Sıvı haldeki soğutucu akışkan, genleşme valfinin içinden geçerek düşük basınç ve düşük sıcaklıkta sıvı-buhar karışımı halinde evaporatöre püskürtülür. Bu işlem sonucu basınç düşmesi ile buharlaşma sıcaklığı düşen akışkan buhar fazına geçmek ister ve evaporatörden ısı çekerek buharlaşır.

TXV'nin kızgınlık ayarına göre belirli bir kızgınlıkta buhar olarak evaporatörü terk ederek tekrar kompresöre döner.

TXV, soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığını ve evaporatör basıncını sezer. Evaporatör basıncına karşılık gelen sıcaklığa, doyma sıcaklığı adı verilir. Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığı ile evaporatördeki doyma sıcaklığı arasındaki farka ise kızgınlık (superheat) derecesi adı verilir.

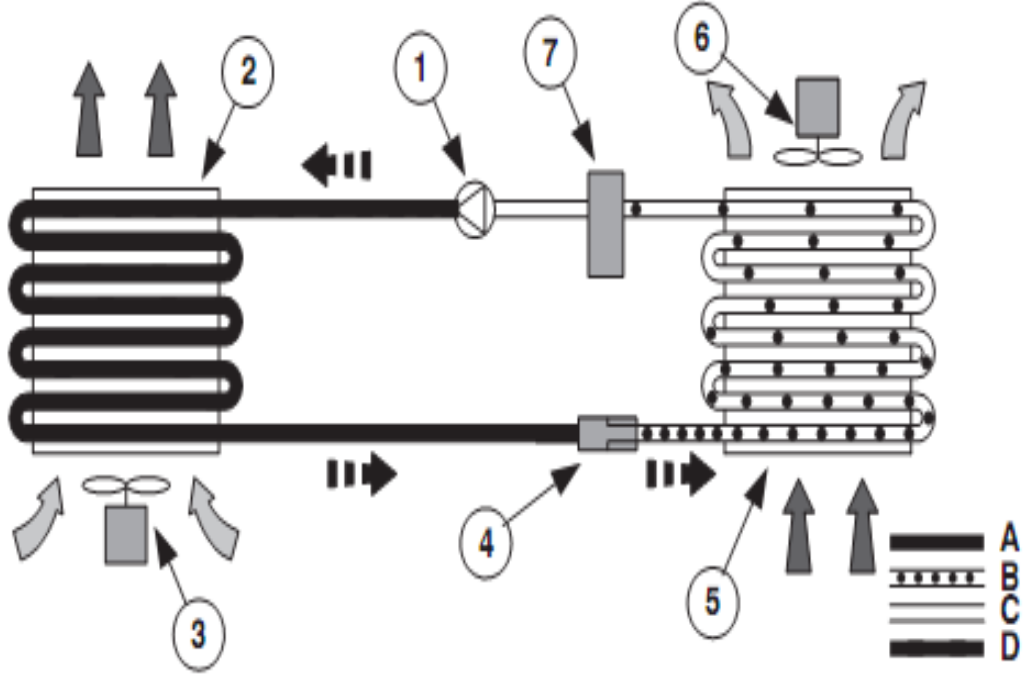
TXV, evaporatör üzerindeki ısı yük ne olursa olsun, soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit bir değerde kalacak şekilde evaporatör içine soğutucu akışkan bırakır. Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı yükselip bunun sonucunda kızgınlık biraz artarsa, TXV daha fazla açılarak daha büyük debide soğutucu akışkanın evaporatöre gitmesine izin verilir. Bunun sonucunda akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı normal değerlere düşer. Evaporatör üzerindeki ısı yük azalır ve bunun sonucu olarak kızgınlık düşerse, TXV kısılarak içinden geçen akışkanın debisini azaltır. Bu ise evaporatör çıkışındaki kızgınlığı tekrar normal değerine getirir.

### **3.2.Orifis Tüplü Soğutma Çevrimi**

Orifis tüplü otomobil klima sistemi, Şekil 3.2'de gösterildiği gibi 5 temel parçadan meydana gelir. Bu elemanlar, motor tarafından tahrik edilen kompresör, aracın ön tarafında radyatörün önüne yerleştirilen kondenser, motor parçalarının içersine yerleştirilen kurutucu filtre sıvı tankı, soğutma hattına veya evaporatör içersine yerleştirilmiş olan orifis tüp ve otomobil içersine yerleştirilen evaporatördür. Kompresör, soğutucu akışkanı düşük basınçtan yüksek basınca sıkıştırır yüksek basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan kondensere gönderilir. Burada, soğutucu akışkan çevre havasına ısı atarak soğur yüksek basınçta sıvı haline gelir. Yüksek basınçta ve sıvı halindeki soğutucu akışkan orifis tüpe gelir. Burada basıncı düşürülen soğutucu akışkan, orifis tüp çıkışında sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşma işleminin gerçekleştiği evaporatöre girer. Burada, ortama gönderilecek hava akımından ısı çekerek buharlaşan akışkan, tam bir çevrimi tamamlamış olur. Soğutulmuş ve kurutulmuş hava, fan yardımı ile klima dağıtım sisteminden aracın



içine üflenir. Buhar halindeki soğutucu akışkan, akümülatörden geçer. Bu işlem kompresöre sıvı soğutucu akışkan girmesini engeller.



Şekil 3.2: Orifis tüplü soğutma çevriminin şeması. (Steven Daly, 2006)

(1:Kompresör, 2:Kondenser, 3:Yardımcı fan, 4:Orifis tüp, 5:Evaporatör, 6:Fan  
7:Akümülatör-filtre-kurutucu, A: Yüksek basınçta sıkıştırılmış sıvı, B: Düşük basınçta doymuş buhar- doymuş sıvı karışımı, C: Düşük basınçta kızgın buhar, D: Yüksek basınçta kızgın buhar )

### 3.3. Genel Otomobil Klima Sisteminde Kullanılan Elemanlar

#### 3.3.1 Kompresör

Kompresör, klima gazının basıncını yükseltmek için tasarlanmış bir pompadır. Çok değişik büyüklükte, dizaynda ve dönme hızında kompresörler vardır. Kompresörler, mekanik veya elektrikli olarak tahrik edilir. Bazı kompresörler değişken kapasiteli,

bazıları ise sabit kapasitelidir. Kompresörler otomobil klima sistemin çalıştırılması için gerekli olan enerjinin %80'ini tüketir. Sistemde kullanılan kompresör, yakıt tüketimi sistem verimliliği ve çevreyi korumak için çıkartılan yasalar için büyük önem teşkil etmektedir.

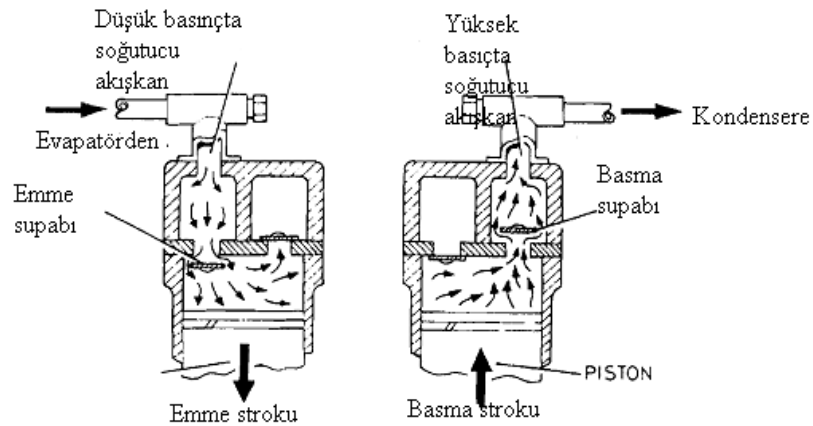
İdeal şartlar altında kompresör, soğutucu akışkanın basıncını yaklaşık 2 bardan 12 – 18 bara kadar artırır. Bu işlem esnasında 0°C den yaklaşık 70 – 110°C'ye kadar akışkanın sıcaklığı artmış olur.

Otomobil klima sistemlerinde, aşağıda belirtilen türlerde klima kompresörleri kullanılmıştır:

- a. Pistonlu kompresör
- b. Yalpalı plakalı kompresör
- c. Paletli kompresör
- d. Sarmal kompresör
- e. Kanatlı kompresör

Günümüz otomobil klima sistemlerinde ise, bu kompresör tiplerinden en yaygın olarak yalpalı plakalı tip kompresör kullanılmaktadır. Bunların, sabit ve değişken kapasiteli olmak üzere iki çeşidi bulunmaktadır.

### 3.3.1.1. Pistonlu kompresör



Şekil 3.3: Pistonlu kompresörün çalışması ve parçaları (Stubblefield and H Haynes, 2000)

Şekil 3.3 ve 3.4 de görüldüğü gibi, pistonlu kompresör, piston biyel mekanizması ve krank milinden oluşmaktadır. Piston alt ölü noktaya indiği zaman emme supabı açılır. Piston üst ölü noktaya doğru hareket ettiği zaman ise emme subabı kapanır ve basma supabı açılarak soğutucu akışkan yüksek basıçta kondensere gönderilir.

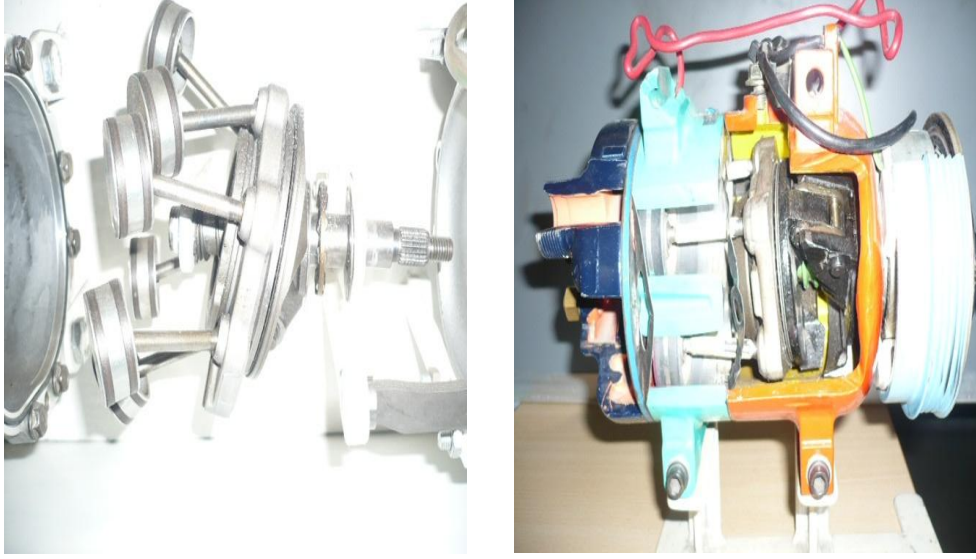


Şekil 3.4: Pistonlu kompresörün kesit görünüşü

### 3.3.1.2. Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresör

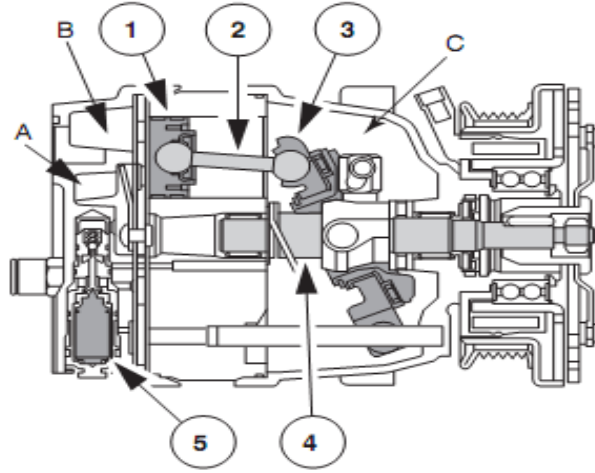
Bu tip kompresör, araç klima sistemlerinde en çok kullanılan kompresördür. Şekil 3.5 de görüldüğü gibi, kompresör mili üzerine belli bir açıda monte edilen bir yalpalı plaka, birkaç tane hareketli pistonu geri ve ileriye doğru aksnel yönde hareket ettirir. Bu hareket soğutucu akışkanı toplayıp sıkıştırır. Soğutucu akışkanın toplanması ve dışarı atılması, tümleşik disk valfli madeni plakalar tarafından kontrol edilir.

Kompresörün hareket mili çok yivli hareket kasnağı üzerinden "V" kayışı ile krank mili tarafından çevrilir. Genel olarak 5 bazen de 7 adet piston hareket mili çevresinde 5 ya da 7 silindire aksnel olarak yerleştirilmiştir. Pistonlar hareket mili üzerine sabitlenmiş yalpalı plaka tarafından hareket ettirilir. Yalpalı plakalının dönüşü pistonların silindirler içinde ileri ve geri hareket etmesini sağlar. Bu disk, valflerden içeri veya dışarı akan soğutucu akışkanı toplar veya dışarı atar.



Şekil 3.5: Yalpalı plakalı sabit kapasiteli kompresörün kesit görünüşü ve parçaları

### 3.3.1.3. Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresör

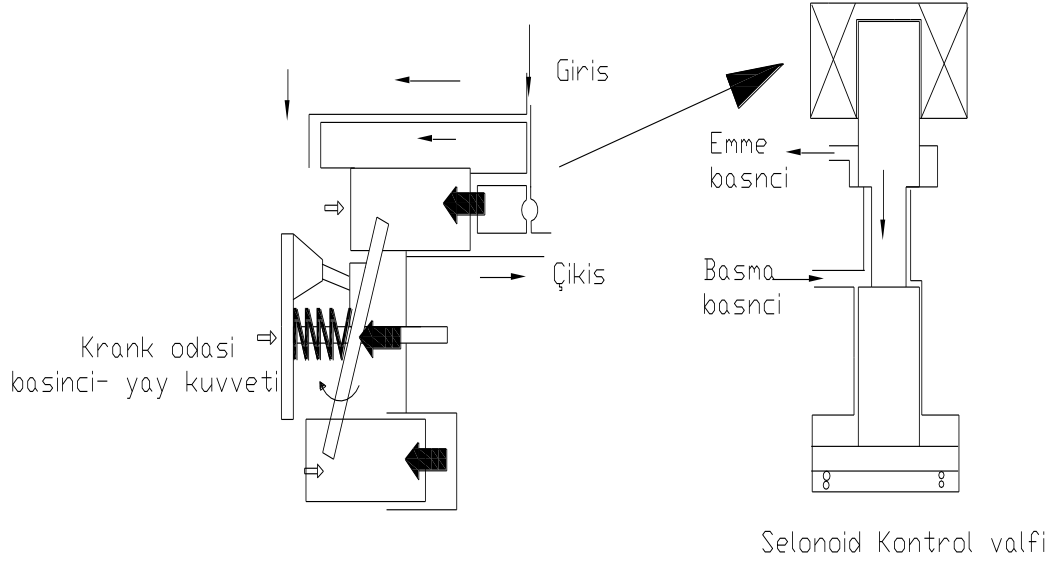


Şekil 3.6: Değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün kesit görünüşü ve parçaları (Steven Daly, 2006)

1: Piston, 2:Piston Kolu, 3:Eğik plaka 4:Tahrik mili 5:Kontrol valfi, A: Basma portu, B:Emme portu

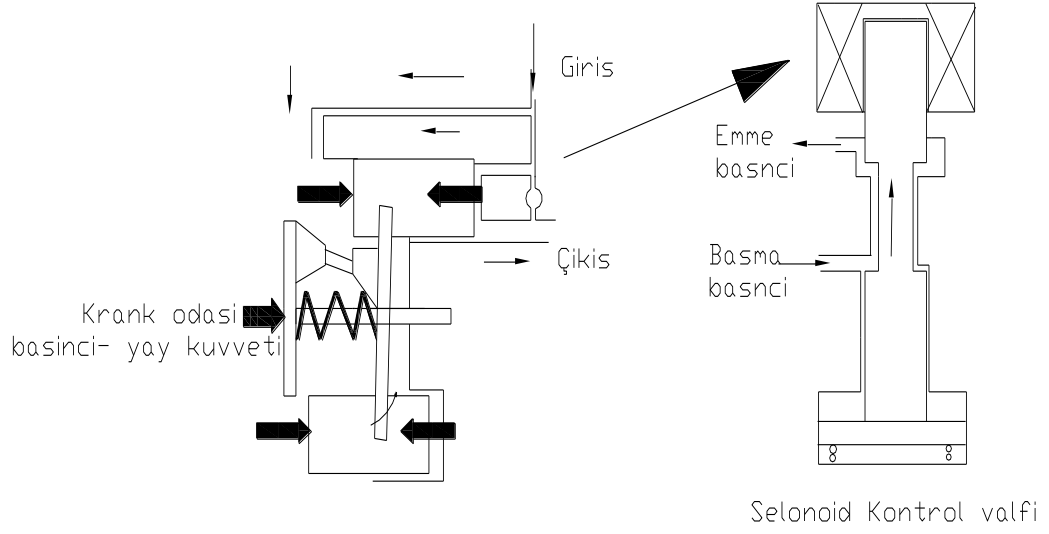
Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörler, bilinen yalpalı plakalı kompresörlerle aynı ilkelere göre çalışırlar. Bu tip kompresörlerin farkı, açısı değişebilen yalpalı plaka sayesinde piston hareketinin değişken olmasıdır.

Piston hareket mesafesi, evaporatör basıncını sezen valf sayesinde pistonların ön ve arka basınç oranı ile sağlanır. Değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörün kesit görünüşü ve parçaları Şekil 3.6’da görülmektedir.

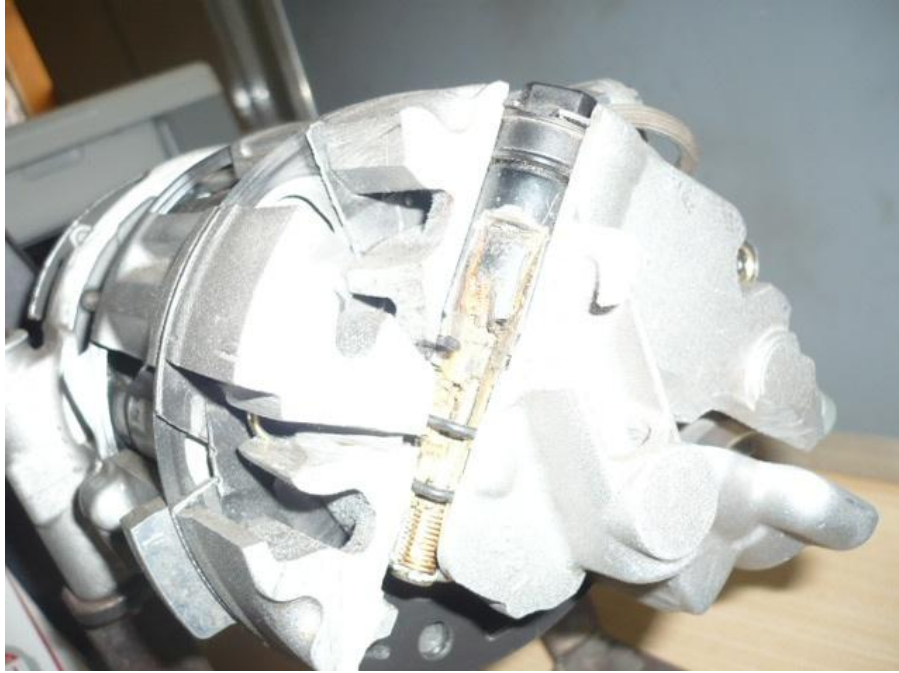


Şekil 3.7: Değişken kapasiteli kompresörün selenoid valfinin çalışması

Şekil 3.7’de görüldüğü gibi krank odası, emme kanalına bağlıdır. Emme ve basma kanalının arasına bir selenoid kontrol valfi yerleştirilmiştir. Selenoid valf, klima amplifikatöründen gelen devrede kalma kontrolü sinyaliyle çalışır. Selenoid kontrol valfi kapalıyken (selenoide elektrik gelirken) bir basınç farkı oluşur ve krank odasındaki basınç düşer. Sonuçta pistonun sağ tarafına uygulanan basınç, sol tarafından büyük olur. Bu durum yayı sıkıştırır ve taşıma plakasını eğer böylece piston kursu ve basma kapasitesi artar. Şekil 3.8 de ise selenoid kontrol valfi açıldığında (selenoide elektrik gelmezken) basınçta değişiklik görülür. Sonra pistonun sağ ve solundaki basınçlar eşitlenir. Böylece yay uzar ve taşıma plakası düz duruma gelir. Sonuç olarak piston hareket etmez ve basma kapasitesi sıfır olur. Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörde kullanılan kontrol valfinin kesit görünüşü ve kendisi Şekil 3.9 ve 3.10 da görülmektedir



Şekil 3.8: Değişken kapasiteli kompresörün selenoid valfinin çalışması



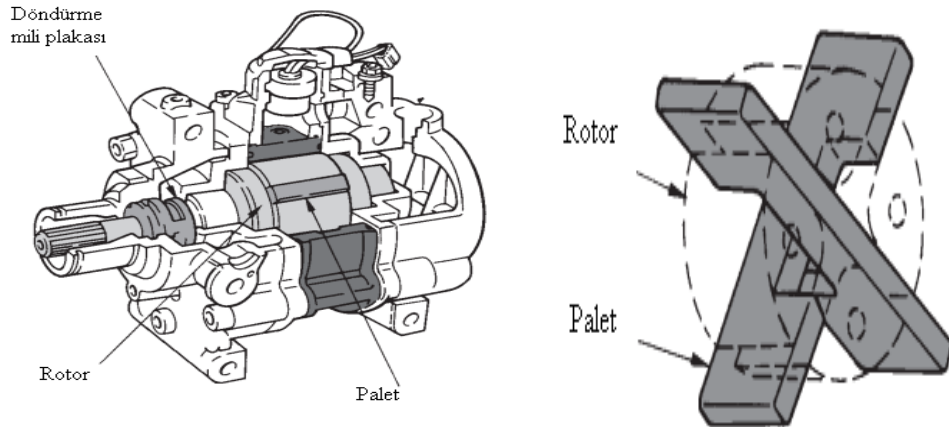
Şekil 3.9: Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörde kullanılan kontrol valfinin kesit görünüşü



Şekil 3.10: Yalpalı plakalı değişken kapasiteli kompresörde kullanılan kontrol valfi

### 3.3.1.4. Paletli tip kompresör

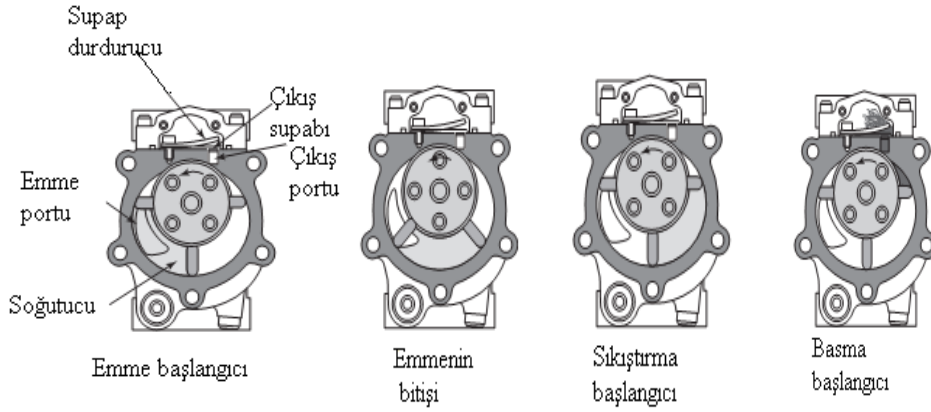
Şekil 3.11’de görülen paletli kompresör diğer kompresör çeşitlerine göre parça sayısı az ve sessiz çalışmaktadır. Bu kompresör, rotor içersine takılmış Şekil 3.11’de görülen iki adet paletin radyal olarak dönmesiyle çalışır.



Şekil 3.11: Paletli kompresör şekli ve parçaları (Steven Daly, 2006)

Şekil 3.12’de paletli kompresörün çalışması görülmektedir. Kompresör milinden tahrik edilen döndürme plakasına, oradan da rotora hareket verilir. Rotor emme portunu geçerek soğutucu akışkanın girmesi son bulur. Rotorun hareketini devam ettirmesi sonucu soğutucu akışkan, hacim daralması ile sıkıştırılmaya başlanır. Bunun sonucunda,

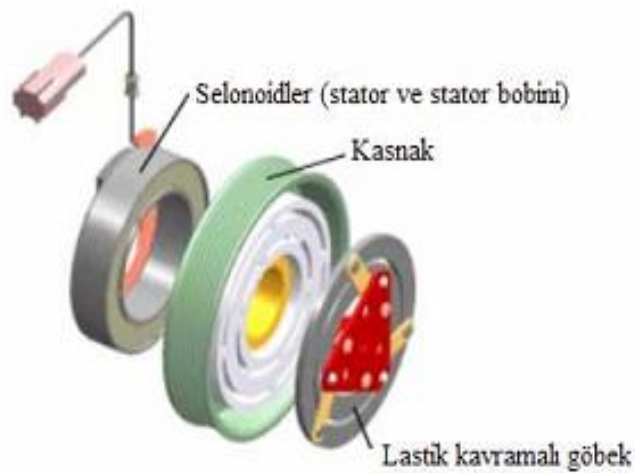
soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığı artar. Rotorun devam eden hareketiyle çıkış supabı açılır buradan yüksek basınçlı kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan kondensere gönderilir.



Şekil 3.12: Paletli kompresörün çalışması (Steven Daly, 2006)

### 3.3.2. Manyetik kavrama

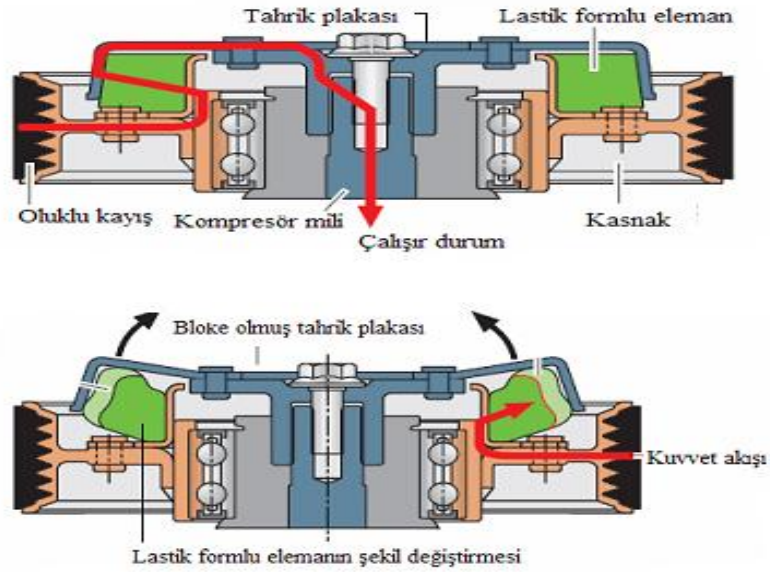
Şeki 3.13’de görülen manyetik kavramanın çalışması şu şekildedir. Kompresör kasnağı motorun çalışması ile birlikte dönmeye başlar. Ancak, kompresör hareketini motordan almasına rağmen, kasnak kompresörün hareket veren miline kavraştırılmadığı müddetçe çalışmaz.



Şekil 3.13: Elektro-manyetik Kavramalı Kasnak Parçaları (Megep, 2006 )



Bu halde klima sistemi devrede değildir ve kompresörün kasnağı yataklar üzerinde boşa döner. Kasnak üzerindeki dönme hareketi kompresöre manyetik kavrama düzeneği ile iletilir. Klima çalıştırıldığında, elektro-manyetik kavramanın içerisindeki stator sargılarına elektrik akımı gönderilir ve güçlü bir manyetik alan oluşur. Bu manyetik kuvvet ile baskı plakası çekilerek kasnak ile mil mekanik olarak bağlanır. Bu durumda hareket kasnaktan kompresöre iletilir. Lastik formlu eleman, elektro-manyetik kavramadan farklı şekilde çalışır. Şekil 3.14 de Lastik formlu kasnağın çalışması görülmektedir.

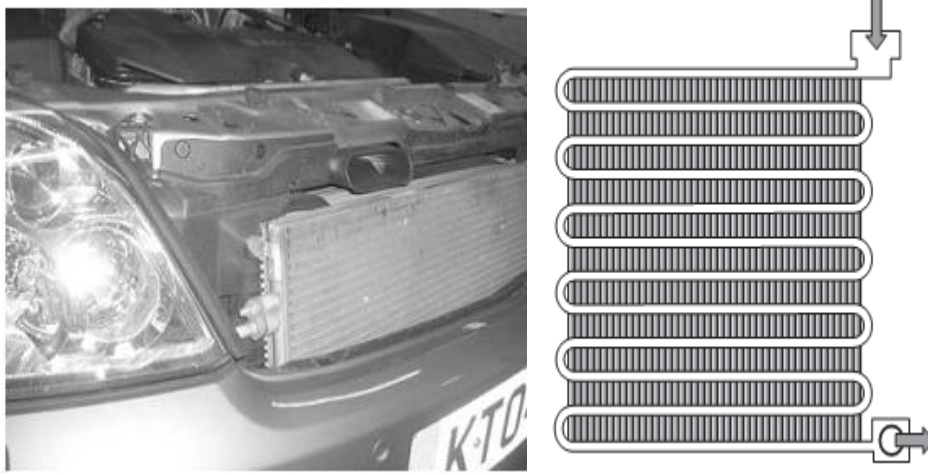


Şekil 3.14: Lastik formlu kasnağın çalışması (Megep, 2006)

### 3.3.3. Kondenser

Kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan kondenserin üstünden girerek üzerindeki ısıyı kondensere çarpan havaya verir ve yoğunlaşır. Soğutucu akışkan kondenserin altından sıvı olarak kondenseri terk eder. Kondenser, ısı iletkenliği yüksek alüminyum kanatçıkları olan bakır veya alüminyum borulardan oluşur. Kondenserde oluşan yetersiz bir ısı değişikliği sistemde basıncın yükselmesine neden olacağı gibi soğutucu gazın yoğuşmamasına neden olur ve genleşme valfine gelen soğutucu akışkan içinde buhar olabileceğinden sistemin soğutma kapasitesi düşürür. Kondenserde soğutucu akışkan tarafından atılan ısı, evaporatörden çekilen ısı ile

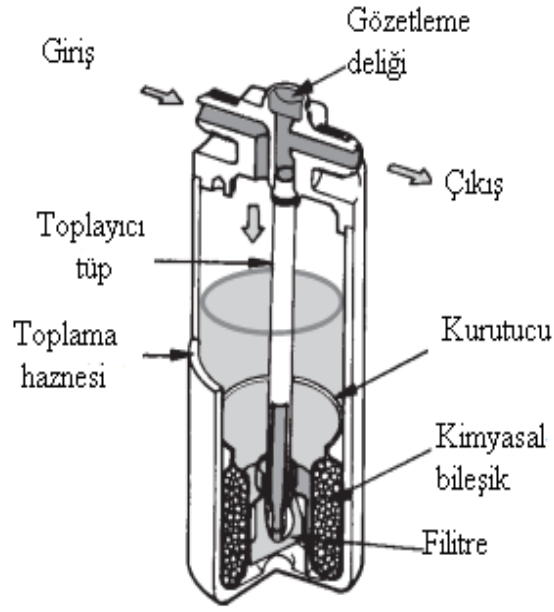
kompresörün akışkanı sıkıştırması için yapılan işin sonucu doğan ısının toplamına eşittir. Kondenserde atılan ısı miktarının daha fazla olması, evaporatör tarafından oluşturulan soğutma etkisinin daha büyük olmasını sağlayacaktır. Bu nedenle kondenser, daha etkili bir şekilde soğutulmasını sağlamak için, elektrofanın oluşturduğu hava sirkülasyonuna ek olarak aracın hareketi sırasında oluşan hava akışı sonucu doğan soğutma etkisini kullanabilmek amacıyla Şekil 3.15 görüldüğü gibi aracın önüne yerleştirilmiştir.



Şekil 3.15: Kondenserin yeri ve şekli (Steven Daly, 2006 )

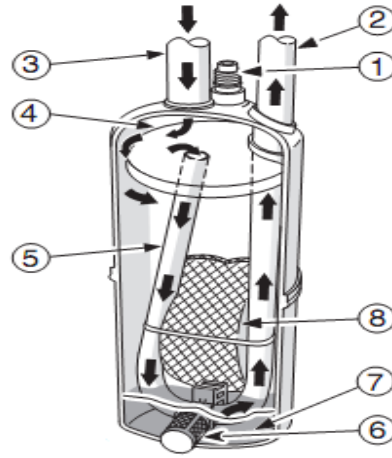
### 3.3.4. Filtre/kurutucu/ sıvı tankı

Şekil 3.16 görülen filtre/kurutucu/sıvı tankı, kondenser ile evaporatör arasında yerleştirilmiştir. Bazı sistemlerde biri kurutucunun içinde olmak üzere iki filtre bulunabilir. Soğutucu akışkan, sıvı tankından çıktıktan sonra mutlaka filtreden geçmek zorundadır. Kondenser tarafından sıvı hale getirilmiş soğutucu akışkanı, soğutma yüküne uygun olarak gerektiğinde kullanılmak üzere geçici olarak saklamak amacıyla aynı zamanda sisteme zararlı olan pislik ve nemi filtre etmek için kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanın sisteme dağılmadan filtreden ve süzgeçten muhakkak geçmesi gerekir. Gözetleme deliği sistemin çalışmasına dikkat etmek amacıyla kullanılır. Gözetleme deliği nem tutucu filtrenin üst kısmında bulunur. Soğutucu akışkan sıvı halde ise cam temiz görünür. Akışkan miktarı yeterli değilse veya yoğuşma problemleri sebebiyle sıvı halde değilse hava kabarcıkları veya köpükler görülebilir. Gözetleme deliğinin normal çalışması çevre sıcaklığı 21 °C olduğunda mümkündür.



Şekil 3.16: Filtre-kurutucu-sıvı tankı (Steven Daly, 2006)

### 3.3.5. Akümülatör



Şekil 3.17: Akümülatör şekli ve kısımları (Steven Daly, 2006)

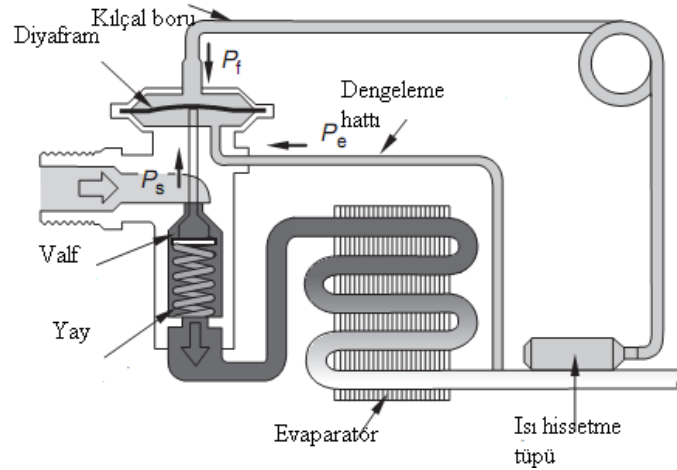
1: Düşük basınç anahtarı bağlantısı 2:Çıkış , 3: Giriş, 4: Kap, 5: Tüp, 6: Gözetleme deliği, 7: Yağ, 8: Kimyasal bileşik

Şekil 3.17’de görülen akümülatör, evaporatör ile kompresör arasında bağlanır. Kompresörden gelen nemi engelleyerek parçalar üzerinde korozyona ve buzlanmaya

engel olur. Ayrıca farklı çalışma koşullarında sisteme ek rezervuar sağlar ve sistem için gerekli olan yağın ilave edilmesine imkân verir.

### **3.3.6. Termostatik genişleme valfi (TXV)**

Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki ısınma miktarına bağlı olarak evaporatöre soğutucu akışkan girişini ayarlar. TXV sayesinde, evaporatörün ısı transfer yüzeyinden en iyi şekilde yararlanmak üzere, o anki işletme şartlarında buharlaştırabileceği miktarda soğutucu akışkan sevk edilir. TXV, soğutma devresindeki yüksek ve alçak basınç bölümlerinin ayırım noktalarından birisi olup evaporatörden önce monte edilmiştir. TXV, soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığını ve evaporatör basıncını sezer. Evaporatör basıncına karşılık gelen sıcaklığa doyma sıcaklığı adı verilir. Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığı ile evaporatördeki doyma sıcaklığı arasındaki farka ise kızgınlık (superheat) derecesi adı verilir. TXV, evaporatör üzerindeki ısı yük ne olursa olsun, soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit bir değerde kalacak şekilde evaporatör içine soğutucu akışkan bırakır. Evaporatörde optimum soğutma kapasitesine ulaşmak için soğutucu akışkan debisi sıcaklığa bağlı olarak genişleme valfi tarafından ayarlanır. Evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı yükseldiğinde, genişleme valfinin bulbundaki soğutucu madde genişir ve evaporatöre giden soğutucu akışkan debisini artırır. Evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı düştüğünde, bulbdaki soğutucu akışkanın hacmi azalır ve evaporatöre giden soğutucu akışkan debisi azalır. Termostatik genişleme valfine, üç kuvvetin kombinasyonu vasıtasıyla kumanda edilir. Aşırı ısınmış soğutucu akışkan sıcaklığına bağlı olan sensör hattındaki basınç, sensör doldurma yerinden açma kuvveti olarak diyaframa etki eder ( $P_1$ ); evaporatör basıncı, diyaframa ters yönde etki eder ( $P_e$ ); ayar yayınının baskı kuvveti ( $P_s$ ) de buhar basıncı ile aynı yönde etki eder. TXV'nin iki çeşiti bulunmaktadır. Bunlar normal ve H tip valfler olarak isimlendirilir. Bunların da kullanın yerlerine göre iki tipi vardır. Bunlar; İçten dengeli ve dıştan dengeli termostatik genişleme valfleri olup, Şekil 3.18 dıştan dengeli TXV nin şekli görülmektedir.



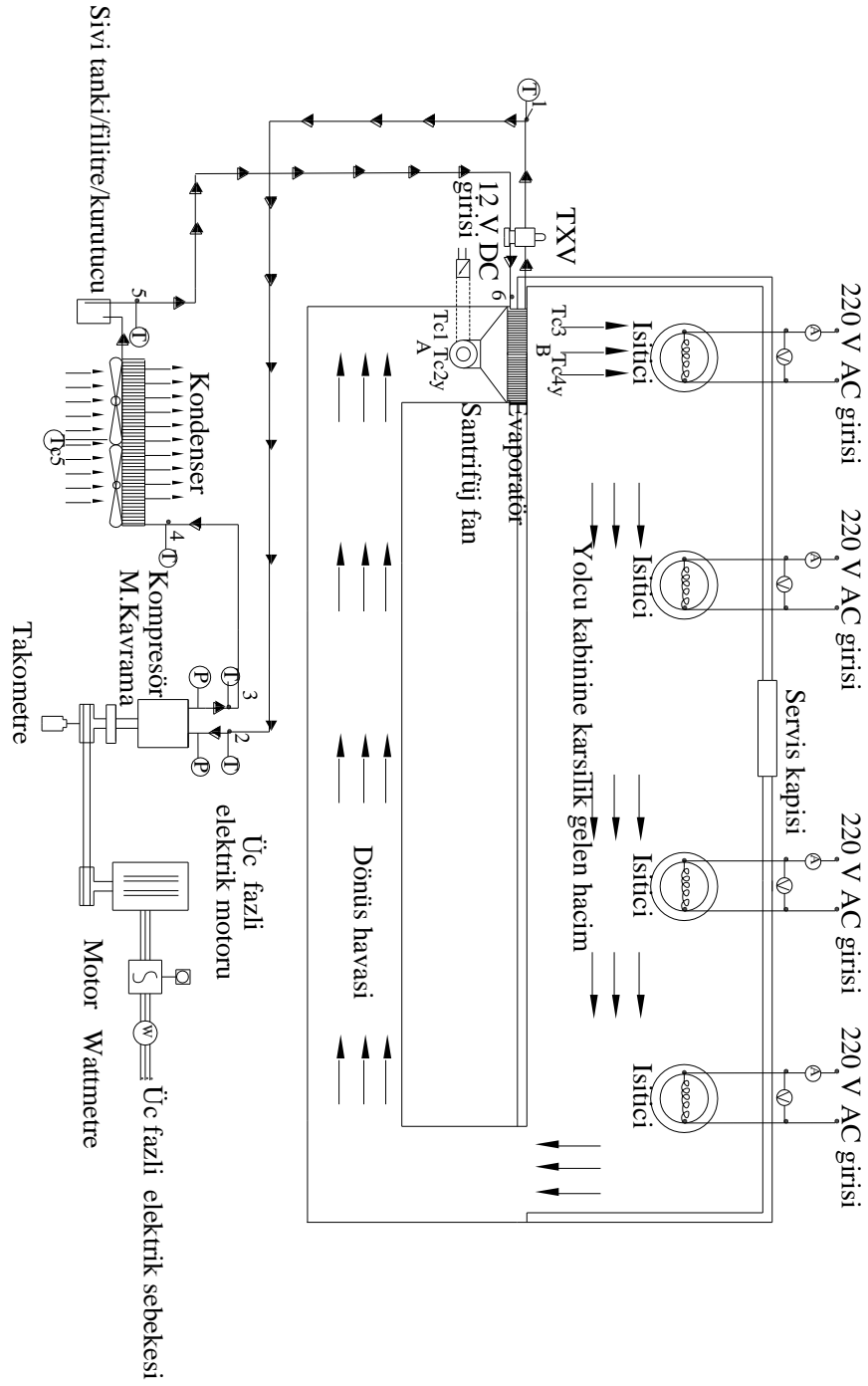
Şekil 3.18: Dıştan dengeli termostatik genişleme valfi (Steven Daly, 2006)

### 3.3.7. Evaporatör

Evaporatörün amacı, kondenserin amacıyla terstir. Evaporatör, sistemin soğutma elemanıdır. Soğutma akışkanın genişleme valfinden hemen öncesindeki durumu %100 sıvıdır. Basıncı yüksek sıvı haldeki soğutucu akışkan, genişleme valfinden, geniş bir hacme geçer ve basıncı düşer. Sıvı halindeki soğutucu akışkan, evaporatör içerisinde buharlaşır ve çevresindeki ısıyı alarak havayı soğutur. Evaporatör yüzeyi ve çevresi  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  'ye kadar soğur. Evaporatör etrafındaki soğuk hava, evaporatör fanı tarafından aracın içine üflenir. Evaporatör, alüminyum kanatçıklı bakır borulardan yapılmıştır. Evaporatör kanatçıkları arasına giren hava soğutulur, nemi alınır ve bu hava aracın içine verilir. Havanın içerisinde bulunan fazla nem evaporatörün kanatçıklarına çarpınca yoğunlaşır ve yoğunlaşan nem, bir su toplama kabıyla toplanarak sistemden atılır. Evaporatörün çalışma sıcaklığı, yaklaşık olarak  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  arasında değişir. Sıcaklığın  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altına düşmesi durumunda kanatçıklar arasında aşırı yoğunlaşan su buz haline geçerek kanatçıkların arasını kapatır ve kanatçıklar arasından hava akımı engellendiğinden soğutma verimi düşer. Evaporatör yüzeyindeki buzlanmayı önlemek için evaporatör üzerine duyarlı termik sıcaklık algılayıcısı yerleştirilmiştir. Evaporatör sıcaklığı belirli bir değere düşünce algılayıcı klima kontrol ünitesine bilgi göndererek kompresörün manyetik kavramasına giden akımın kesilmesini sağlar. Böylece kompresör devre dışı kalarak evaporatör yüzeyinin buzlanması önlenmiş olur.

## 4.DENEYSSEL OTOMOBİL KLİMASI TEST SİSTEMİ

### 4.1. Deneysel Sistemin Genel Tanıtımı



Şekil 4.1: Deneysel otomobil klima sisteminin şematik görünümü.

Deneysel çalışmalar, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi bölümüne ait bir laboratuarda kurulan deneysel otomobil iklimlendirme sistemi üzerinde yapılmıştır. Deneysel sistemin şematik resmi, Şekil 4.1’de verilmiştir. Deneysel otomobil klima sistemi Şekil 4.2’de görüldüğü gibi orijinal otomobil kliması parçalarından, sistemi istenilen şartlarda test etmeye yarayan çeşitli yardımcı elemanlardan ve ölçüm cihazlarından oluşmaktadır.



Şekil 4.2: Deneysel otomobil klimasının genel görünüşü

Kurulan otomobil kliması test sisteminin çevrimi elemanları, paralel akımlı ve mikro kanallı kondenser, orifis tüp, TXV, lamine tip evaporatör, akümülatör, sıvı tankı – filtre kurutucu, yalpalı plakalı (swash-plate) tipte 5 pistonlu ve 138 cc/rev süpürme hacmine sahip Sanden SD5H14 model sabit kapasiteli kompresör ile yalpalı plakalı tipte 5 pistonlu 9.8-158 cc/rev süpürme hacmine sahip Delphi Harrison V5/1135309 model değişken kapasiteli kompresörden oluşmaktadır. Sistemde yolcu kabnine



karşılık gelen 0.945 m<sup>3</sup> lük bir bölüm bulunmaktadır. Evaporatör ve yolcu kabine karşılık gelen bölüm, bir hava kanalıyla bağlantılı hale getirilmiştir. Deney düzeneğinin soğutma çevrimi bileşenleri, orijinal hortumlar ve bakır borular kullanılarak birleştirilmiştir. Bakır boru ve hortum dış yüzeyleri elastomerik, boru yalıtım malzemesiyle yalıtıldı. Yolcu kabine karşılık gelen bölüm ve bağlantı kanalı, cam yünü ve 5 cm kalınlıkta strafor ile yalıtılmıştır. Değişken ve sabit kapasiteli kompresörlerin sisteme ayrı ayrı bağlanabilmesi için, Şekil 4.3'de görülen bağlantı ayağı ve parçaları yapılmıştır



Şekil 4.3: Bağlantı tablası ve ayakları

Yolcu kabine karşılık gelen hacmin tabanına, Şekil 4.4'de görülen 4 adet elektrik ocağı konulmuştur. Bu elektrik ocakları 796W, 1010W, 172W, 1268W gücündedir. 2200W soğutma yükünü elde etmek için 1, 3 ve 4 nolu ısıtıcılar çalıştırılmıştır. 3200 W soğutma yükü elde etmek için ise 1, 2, 3 ve 4 nolu elektrikli ısıtıcılar çalıştırılmıştır.

Deney düzeneğinde kompresörün çalıştırılması, kayış-kasnak mekanizması aracılığıyla 3 fazlı akımla çalışan 4 kW gücünde asenkron elektrik motoru tarafından sağlanmıştır. Devreye bağlanan Şekil 4.5'de görülen frekans dönüştürücü ile motor hızı ve dolayısıyla kompresör devrinin, gerçek çalışma koşullarındaki devirlerle aynı olması sağlanmıştır. Kompresör devri, frekans



dönüştürücüsüne bağlı potansiyometre devresi aracılığı ile istenilen herhangi bir değere ayarlanmıştır. Sistemi sürekli rejimde test etmek amacıyla, deney tesisatında kompresörlerin çalışmasını durduran termostat kullanılmamıştır.



Şekil 4.4: Kabin içersindeki ısıtıcılar

Kondenser, 12 V DC akımla beslenen 2 adet fan ile soğutulmaktadır. Deneysel sisteme, 700 g ve 900 g R134a soğutucu akışkanı şarj edilmiştir. Deney tesisatı üzerinde, Şekil 4.1'de gösterilen çeşitli noktalardan K tipi termokupllar ile havanın kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, termistörler ile soğutucu akışkan sıcaklıkları ölçümleri yapılmıştır. Şekil 4.1'de belirtilen noktalardaki sıcaklık verileri, termokupllar için oniki kanallı sıcaklık göstergesi ve termistörler için 4 kanallı sıcaklı göstergesi kullanarak okunmuştur. Evaporatör çıkışındaki hava hızı, anemometre ile dokuz değişik noktadan ölçülerek, ortalamaları alınmıştır. Evaporatör ve kondenser basınçları, Şekil 4.6'da görülen Bourdon tipi manometrelerden okunmuştur. Kompresör devri, fotoelektrik takometre ile ölçülmüştür. Kompresörün çekmiş olduğu elektriksel güç, dijital Wattmetre ve kronometre ile ölçülmüştür. Sistemdeki aşırı basınç yükselmesi durumunda

kompresörlerin elektromanyetik kavramalarının enerjilerini kesmek amacı ile panoya bir yüksek basınç anahtarı monte edilmiştir.



Şekil 4.5: Frekans dönüştürücü ve dijital Wattmetre



Şekil 4.6: Bourdon tipi manometreler ve sıcaklık ölçerler

## 4.2. Deneysel Ekipmanların Özellikleri

Kompresör: 9.8-151 cm<sup>3</sup>/dönüş süpürme hacimli Delphi Harrison V5/1135309 model değişken kapasiteli kompresör kullanılmıştır. Kütlesel debi kontrol valfi (MFCV) bileşeni ile kompresör emiş hattı basıncının belirli bir değerin altına inmesi engellenerek, evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkan sıcaklığının belirli bir değerden sonra sabit kalması sağlanmıştır. Evaporatördeki buharlaşma sıcaklığı, kapasite kontrol sistemi tarafından -2.5 °C değerinin altına düşürülmemiş, böylece evaporatör yüzeyini üzerinde oluşacak buzlanma önlenmiştir. Diğer kompresör ise 138 cm<sup>3</sup>/dönüş süpürme hacimli SD5H14 Sanden marka sabit kapasiteli kompresördür.

Elektrik Motoru: Sistemdeki kompresörün kayış kasnak mekanizması vasıtasıyla tahrikinde Gamak marka 3 fazlı elektrik motoru kullanılmıştır. 4 kW güç ve 2850 d/d nominal devirde olup 380 V ile çalışmaktadır.

Frekans Değiştirici: Elektrik motoru hız kontrolü için kullanılmıştır. Micromaster marka olup 4 kW güç ve 380 V voltaja sahiptir.

Wattmetre: Sistemdeki birim zamandaki elektrik tüketimini hesaplamak için Köhler marka AEL.TF.04 tipinde dijital Wattmetre kullanılmıştır.

Basınç Ölçerler: Evaporatör ve kondenserde oluşan basınç ve buharlaşma/yoğuşma sıcaklıklarını ölçmek için Refco marka Bourdon tüpü manometreler kullanılmıştır.

Termokupl: K tipi termokupllar ile belirlenen 5 ayrı noktadan havanın sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Termokupllar ile ölçülen sıcaklıklara ek olarak, 5 noktadan termistör kullanılarak soğutucu akışkan ve kondenserden geçen hava sıcaklıkları ölçülmüştür.

Termistör: DT4 tipindedir ve ölçüm aralığı -45 + 140°C

Takometre: Prova marka fotoelektrik takometre kullanılmış olup ölçüm aralığı 10-100000 d/d, doğruluk %2 dir.

## 4.3. Deneysel Otomobil Klima Sisteminin Çalıştırılması

Deneysel otomobil klima sisteminde, öncelikle kontrol panosundaki şalterler kaldırılarak kondenser ve evaporatör fanı çalıştırılmıştır. Kompresöre kayış kasnak tertibatıyla hareket veren elektrik motoru çalıştırılmış ve kompresör devri frekans

dönüştürücüsüne bağlı potansiyometre devresi aracılığı ile istenilen herhangi bir değere ayarlanmıştır. Daha sonra, kompresörün manyetik kavramasına 12 V DC akımla enerji uygulanarak, elektromanyetik kavrama bobininin alan sargısından akım geçirilmiş ve manyetik alan oluşturulmuştur. Bunun sonucunda, kompresör hareket miline sıkıca bağlanmış hareket plakası kayış kasnağına doğru çekilir. Bu durumda kavrama kapanır ve kompresör, elektrik motor hızına bağlı olarak hızlanır. Soğutucu akışkan, kompresör tarafından soğutma çevriminde dolaştırılmaya başlanır. İstenen soğutma yüküne göre elektrik ocakları çalıştırılır. Sistem basınçları dengeye ulaşıldıktan sonra, takometre ile kompresör devri kontrol edilir. Sistemdeki ölçüm cihazları açılarak sistem denge haline gelene kadar beklenmektedir. Sistemden ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri üç dakika süre boyunca değişmez hale geldiğinde, sistemin denge haline geldiği kabul edilmekte ve ölçüm alınacak noktalardaki değerler kaydedilmektedir.

#### **4.4. Deneysel Çalışmada İzlenen Prosedür**

Tablo 4.1’de belirtilen deney şartlarında, deneysel otomobil klima sistemindeki iki farklı sistemin çeşitli performans parametrelerinin karşılaştırmalı olarak elde edilebilmesi için deneysel veriler toplanarak bunlar yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır.

Deneysel veriler, Şekil 4.1’deki deneysel otomobil klima sisteminin şematik resminde gösterilen noktalardan alınmıştır. Tablo 4.2 ve Tablo 4.3’de Termokupl ve Termistör ile sıcaklık ölçümü yapılan noktalar gösterilmiştir. Bu veriler, içinden soğutucu akışkanın geçtiği bakır boruların dış yüzeylerindeki belirtilen noktalardan termokupllar ile alınan soğutucu akışkan sıcaklıkları, alçak basınç ve yüksek basınç hatlarına bağlı manometreler ile alınan evaporatörde buharlaşma ve kondenserde yoğunlaşma basınçları (dolayısıyla sıcaklıkları)’dır. Hava içindeki su buharı ve güneş ışınımının etkisi olmadan, haznesi kuru bir termometre ile gölgede yapılan ölçüm sonucu bulunan sıcaklığa kuru termometre sıcaklığı denir. Haznesine ıslak pamuk fitili sarılan ve havanın yeterli hızda aktığı bir ortama yerleştirilen bir termometreden okunan değere yaş termometre sıcaklığı denir.

Tablo 4.1: Deney şartları

<b>Kompresör tipi</b>	<b>Kompresör devri</b>	<b>Soğutucu akışkan miktarı</b>	<b>Soğutma yükü</b>	<b>Çevre sıcaklığı</b>
Sabit kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	700 g	2200 W	25 °C
Sabit kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	700 g	2200 W	30 °C
Sabit kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	700 g	3200 W	25 °C
Sabit kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	700 g	3200 W	30 °C
Sabit kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	900 g	2200 W	25 °C
Sabit kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	900 g	2200 W	30 °C
Sabit kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	900 g	3200 W	25 °C
Sabit kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	900 g	3200 W	30 °C
Değişken kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	700 g	2200 W	25 °C
Değişken kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	700 g	2200 W	30 °C
Değişken kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	700 g	3200 W	25 °C
Değişken kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	700 g	3200 W	30 °C
Değişken kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	900 g	2200 W	25 °C
Değişken kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	900 g	2200 W	30 °C
Değişken kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	900 g	3200 W	25 °C
Değişken kapasiteli	800,1200,1600,2000,2400,2800 d/d	900 g	3200 W	30 °C

Ortamdaki havanın izafi nemi oranı bu fitildeki buharlaşma (soğuma) hızını etkilediğinden, kuru termometre ile yaş termometre sıcaklıkları arasındaki farktan, bir cetvel yardımıyla ortamın bağıl nemi bulunabilir. Evaporatör giriş-çıkışına bağlanan termokupllar ile havanın kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ölçülmüştür. Her bir deney için sonuçlar toplanarak Excel tablosuna kaydedildikten sonra, yardımcı programlar sayesinde işlenerek entalpi ve entropi değerleri elde edilmiştir. Daha sonra, aşağıda belirtilen analiz prosedürleri kullanılarak sistemlerin çeşitli

performans parametrelerinin değerleri belirlenmiş ve bunlar grafik ortamına aktarılarak sistemler arasında karşılaştırmalar yapılmıştır.

Tablo 4.2: Termokupl ile sıcaklık ölçümü yapılan noktalar

Termokupl no	Ölçüm noktası	Ölçülen özellik
TC1	Evaporatör giriş (A noktası )	Hava YTS
TC2	Evaporatör giriş (A noktası)	Hava KTS
TC3	Evaporatör çıkış (B noktası)	Hava KTS
TC4	Evaporatör çıkış (B noktası)	Hava YTS
TC5	Kondenser giriş	Çevre hava sıcaklığı

Tablo 4.3: Termistör ile sıcaklık ölçümü yapılan noktalar

Termistör no	Ölçüm noktası	Ölçülen özellik
TM1	Evaporatör çıkış	Soğutucu akışkan sıcaklığı
TM2	Kompresör giriş	Soğutucu akışkan sıcaklığı
TM3	Kompresör çıkış	Soğutucu akışkan sıcaklığı
TM4	Kondenser giriş	Soğutucu akışkan sıcaklığı
TM5	Sıvı tankı çıkış	Soğutucu akışkan sıcaklığı

Deney düzeneği alçak basınç ve yüksek basınç hatlarında bulunan manometrelerde, evaporatördeki buharlaşma basıncına karşılık gelen buharlaşma sıcaklığı ( $T_{evap}$ ) ve kondenserdeki yoğuşma basıncına karşılık gelen yoğuşma sıcaklığı ( $T_{kond}$ ) değerleri, manometreden ölçülen basınçlara karşılık gelen doyma sıcaklıkları olarak yine manometre üzerine işlenmiş sıcaklık skalasından elde edilmiştir.

#### 4.5. Deneysel Otomobil Klima Sistemin Enerji Analizi Hesaplamalarında İzlenen Prosedür

İki farklı kompresör kullanan sistemin iki farklı soğutucu akışkan şarjı ve iki farklı soğutma yükü ile test edildiği deneysel otomobil klima sisteminde, evaporatör

çıkışındaki dokuz noktadan anemometre kullanılarak hava hızı ölçülmüştür. Daha sonra bu hızlarının ortalaması alınmış ve kanaldan geçen hava akımının ortalama hızı bulunmuştur okunan hızlar , Tablo 4.4’de gösterilmiştir.

Tablo 4.4: Evaporatör hava hızları

0,18 m	1,6 m/s	1,8 m/s	1,5 m/s
	2,1 m/s	2,6 m/s	2,1 m/s
	3 m/s	3,6 m/s	2,7 m/s
	0,23 m		

Evaporatör çıkışındaki kesit alanı

$$A = 0,18 \times 0,23 = 0,0414 \text{ m}^2$$

olup, ortalama hava hızı,

$$V_{ort, evap} = \frac{1,6 + 1,8 + 1,5 + 2,1 + 2,6 + 2,1 + 3 + 3,6 + 2,7}{9} = 2,33 \text{ m/s} \quad (4.1)$$

olmaktadır.

Evaporatörden geçen havanın akımının hacimsel debisi ise, ortalama hızın evaporatör hava akış alanı ile çarpılmasıyla aşağıdaki denklemden bulunmuştur.

$$\dot{V}_{h, evap} = A \times V_{ort, evap} \quad (4.2)$$

$$\dot{V}_{h, evap} = 0,0414 \times V_{ort, evap}$$

$$\dot{V}_{h, evap} = 0,096462 \text{ m}^3/\text{s}$$

Evaporatörden geçen havanın kütleli debisini bulmak için, B noktasındaki sıcaklığın (TC4) ve izafi nemin fonksiyonu olarak, ‘Fridgetech Ahu Cooling Performance Calculator’ psikrometrik programından havanın B noktasındaki

yoğunluğu ( $\rho_{B,evap}$ ) bulundu. Sonrada aşağıdaki denklemden havanın kütleli debisi elde edilmiştir.

$$\dot{m}_{h,evap} = \dot{V}_{h,evap} \times \rho_{B,evap} \quad (4.3)$$

Evaporatörden geçen havanın burada kaybettiği ısıya göre soğutma kapasitesi,

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_h (h_A - h_B) \quad (4.4)$$

denklemden bulunmuştur.

Yolcu kabini ve hava kanalları çok iyi bir şekilde yalıtıldığı için elektrikli ısıtıcılar ile kabin içine uygulanan ısının tamamı, evaporatörde soğutucu akışkan tarafından alınmaktadır. Bu durumda ısıtıcılar ile uygulanan ısı soğutma kapasitesine eşit kabul edilebilir. İki farklı yöntemden bulunan soğutma kapasiteleri arasında %5 kadar fark olabilmektedir. Bu çalışmada soğutma yükünün ısıtıcılar ile verilen ısıya eşit olduğu kabul edilmiştir.

Soğutucu akışkan debisini bulmak için öncelikle manometreden okunan evaporatördeki buharlaşma sıcaklığı  $T_{evap}$ 'ın fonksiyonu olarak, 'Coolpack' programından evaporatördeki buharlaşma basıncı  $P_{evap}$  bulunmuştur.  $P_{evap}$  basıncı ve evaporatör giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığının fonksiyonu olarak 'Coolpack' programından evaporatör giriş ve çıkış entalpileri bulundu. Bulunan değerler aşağıdaki denklemlere taşınarak, soğutucu akışkanın kütleli debisi hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_1 - h_5)} \quad (4.5)$$



Kondenserde atılan ısıyı bulmak için, kondenserdeki yoğuşma basıncı ( $P_{kond}$ ) ve soğutucu akışkanın kondensere girişindeki TM4 sıcaklığının fonksiyonu olarak ‘Coolpack’ programından  $h_4$  entalpisi bulunmuştur. Kondenser çıkışında TM5 sıcaklığındaki doymuş sıvının entalpisi, ‘Coolpack’ programından  $h_5$  entalpisi olarak elde edildi. Bu durumda kondenserde atılan ısı,

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r (h_4 - h_5) \quad (4.6)$$

denkleminde bulunmuştur.

Evaporatördeki buharlaşma basıncı  $P_{evap}$  ve soğutucu akışkanın kompresörler girişindeki TM1 sıcaklıklarının fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından kompresör giriş entalpileri  $h_1$  bulunmuştur. Kondenserdeki yoğuşma basıncı  $P_{kond}$  ve soğutucu akışkanın kompresörler çıkışındaki sıcaklıkların fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından  $h_4$  entalpileri bulunmuştur. Bulunan değerler aşağıdaki denklemde yerlerine yazılarak kompresörden soğutucu akışkana verilen güç hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r (h_4 - h_1) \quad (4.7)$$

Sistemlerin soğutma tesir katsayısı, evaporatörde çekilen ısı miktarının kompresörlerde soğutucu akışkana verilen güce bölünmesiyle bulunmuştur.

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \quad (4.8)$$

Kompresörü çalıştıran elektrik motorunun çektiği gücü, ( $\dot{W}_{kompel}$ ) bulmak için, 0.030 kWh enerjinin ne kadar süre içerisinde harcandığı kronometre ile belirlenmiş, daha sonra aşağıdaki denklemden kompresörün çektiği elektriksel güç bulunmuştur.

$$\dot{W}_{kompel} = \frac{0.03 * 3600}{t} \quad (4.9)$$

Elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısı, aşağıdaki denklemden bulunmuştur.

$$STK_{el} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{kompel}} \quad (4.10)$$

#### 4.6. Deneysel Otomobil Klima Sistemin Ekserji Analizi

Sistemin sürekli rejim halinde çalıştığı kabul edilmiş olup kinetik ve potansiyel enerji etkileri ihmal edilmiştir. Kondenserdeki yoğuşma basıncı  $P_{kond}$  ve soğutucu akışkanın kompresörler çıkışındaki sıcaklıkların fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından kompresörlerin çıkış noktalarındaki soğutucu akışkanın  $s_4$  entropi değerleri bulundu. Evaporatördeki buharlaşma basıncı  $P_{evap}$  ve soğutucu akışkanın kompresörlerin girişindeki sıcaklıkların fonksiyonu olarak, ‘Coolpack’ programından kompresör girişindeki soğutucu akışkan  $s_2$  entropi değerleri bulundu. Bu durumda kompresörlerdeki yok edilen ekserji, aşağıdaki denklemden belirlenmiştir.

$$\dot{E}d_{komp} = \dot{m}_r T_0 (s_4 - s_2) \quad (4.11)$$

Kondenserde yok edilen ekserjiyi bulmak için ise yoğuşma basıncı  $P_{kond}$  ve kondenser giriş sıcaklığının fonksiyonu olarak, kondenser giriş noktasında soğutucu akışkan için entropi  $s_4$  değeri ile  $h_4$  entalpi değeri Coolpack’ programından bulunmuştur.  $P_{kond}$  ve kondenser çıkış sıcaklığının fonksiyonu olarak, soğutucu akışkan için entropi  $s_5$  değeri ile  $h_5$  entalpi değeri Coolpack’ programından bulunmuştur. Bu durumda kondenserde yok edilen ekserji, aşağıdaki denklemden elde edilmiştir.

$$\dot{E}_{d,kond} = \dot{m}_r T_0 \left[ (s_5 - s_3) - \left( \frac{h_5 - h_3}{T_E} \right) \right] \quad (4.12)$$

Genleşme elemanındaki yok edilen ekserji miktarının belirlemek için, 6 noktasındaki doymuş buhar – doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkanın entropisi, ‘Coolpack’ programı yardımıyla hesaplanmıştır. Genleşme valfinde yok edilen ekserji, aşağıdaki denklemden bulunmuştur.

$$\dot{E}_{d,valf} = \dot{m}_r T_0 (s_6 - s_5) \quad (4.13)$$

Evaporatörde yok edilen ekserjiyi belirlemek için, buharlaşma basıncı  $P_{evap}$  ve evaporatör çıkış sıcaklığının fonksiyonu olarak soğutucu akışkan evaporatör çıkış entropisi  $s_6$  ve entalpisi  $h_6$  yine Coolpack programı ile bulunmuş ve aşağıdaki denklemden evaporatörde, yok edilen ekserji belirlenmiştir.

$$\dot{E}_{d,evap} = \dot{m}_r T_0 \left[ (s_2 - s_6) - \frac{(h_2 - h_6)}{T_A} \right] \quad (4.14)$$

Sistemde yok edilen toplam ekserji miktarı, sistemdeki her bir elemanda yok edilen ekserji miktarı hesaplandıktan sonra bunların toplanması ile belirlenmiştir.

$$\dot{E}_{d,top} = \dot{E}_{d,komp} + \dot{E}_{d,kond} + \dot{E}_{d,valf} + \dot{E}_{d,evap} \quad (4.15)$$

## 5. DENEYSEL SONUÇLAR

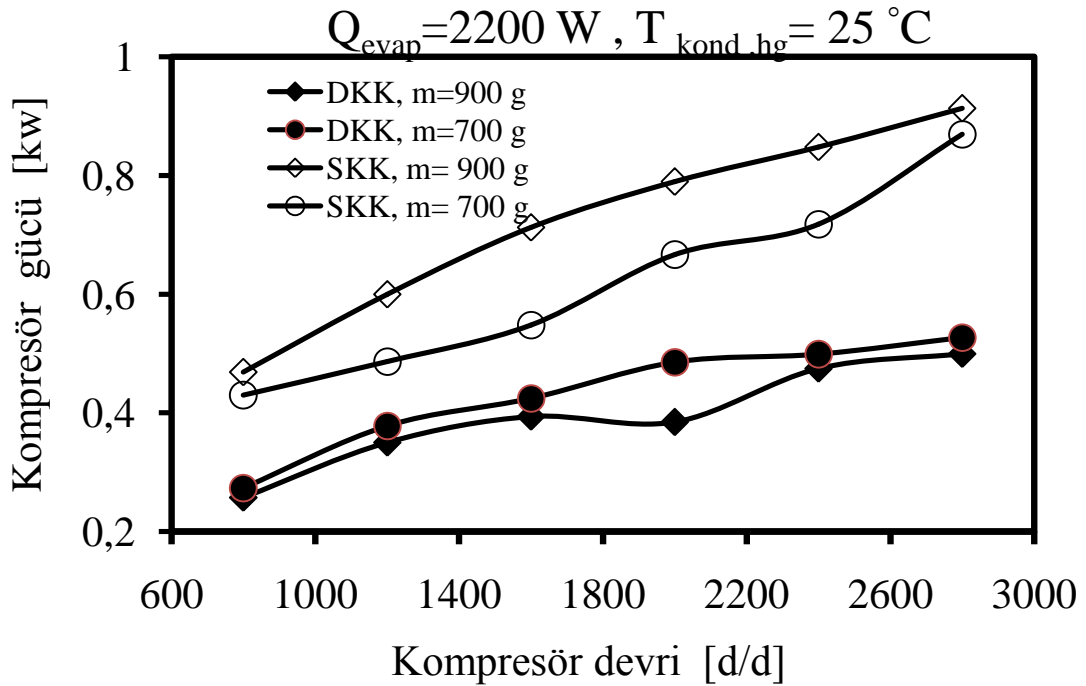
Bu bölümde, test sisteminden alınan değerler doğrudan veya AHU ve Coolpack programları yardımıyla değerlendirilerek 4. kısımdaki denklemlerde yerlerine taşınmış; böylece sistemin çeşitli parametreleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, grafikler ile gösterilmiştir. Grafiklerde, sabit ve değişken kapasiteli kompresörler için her kompresör durumunda soğutucu akışkan şarj miktarı 700 ve 900 g, soğutma yükü 2200 ve 3200 W, kondensere giren çevre havası sıcaklığı 25 ve 30°C olacak şekilde çeşitli performans parametreleri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Değişken kapasiteli ve sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumları için soğutucu akışkan şarj miktarı 700 ve 900 g, soğutma yükü 2200 ve 3200 W, kondensere giren çevre havası sıcaklığı 25 ve 30°C değerlerinde kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi, Şekil 5.1-5.4'de gösterilmiştir.

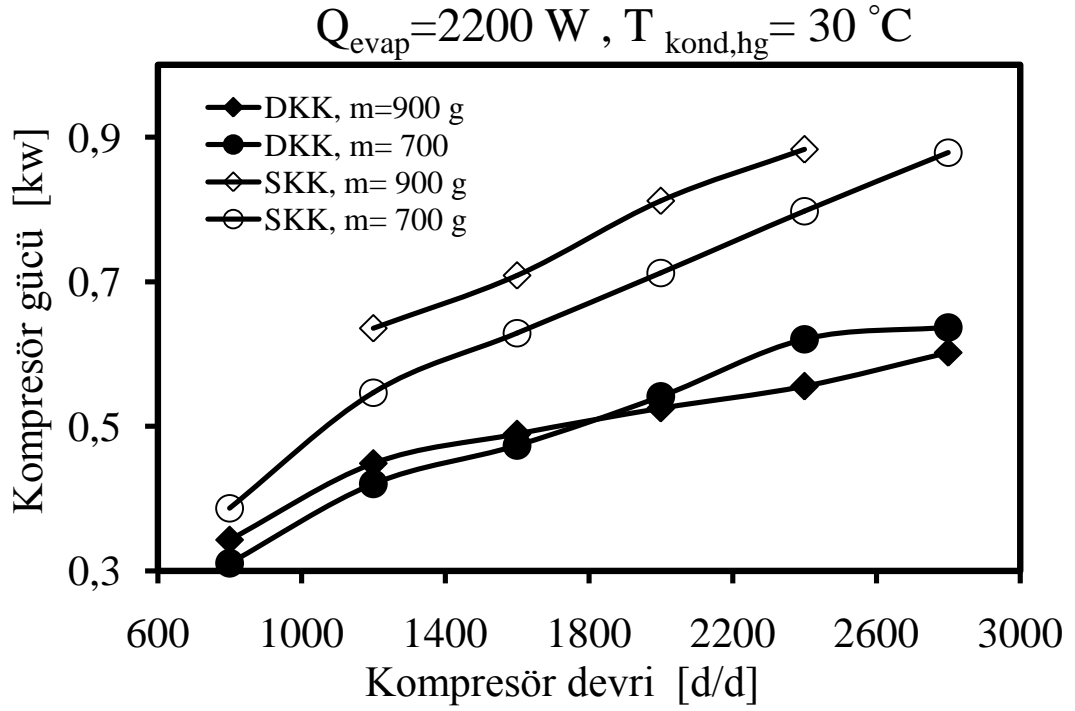
Bütün deney şartlarında sabit kapasiteli kompresörün değişken kapasiteli kompresörden daha fazla miktarda gücü soğutucu akışkana verdiği görüldü. Soğutucu akışkana verilen güç miktarını etkileyen en önemli faktör, soğutucu akışkanın kütleli debisidir. Kompresörün sevk ettiği soğutucu akışkan miktarı arttıkça kompresörün gücü artmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör, soğutucu akışkan miktarının 900 g olması durumunda, 700 g'a göre daha fazla güç çekmektedir.

Değişken kapasiteli kompresörün sabit kapasiteli kompresöre göre daha az güç çekmesinin nedeni değişken kapasiteli kompresörün sevk ettiği soğutucu akışkan miktarının, evaporatör basıncına göre değişmesidir. Değişken kapasiteli kompresörlerin farkı, değişken yalpalı plakanın açısının değişebilmesi sonucu piston kursunun değişken olmasıdır. Piston hareket mesafesi evaporatör basıncını sezen valf sayesinde pistonların ön ve arka basınç oranı ile sağlanır. Evaporatör basıncı 2 bar

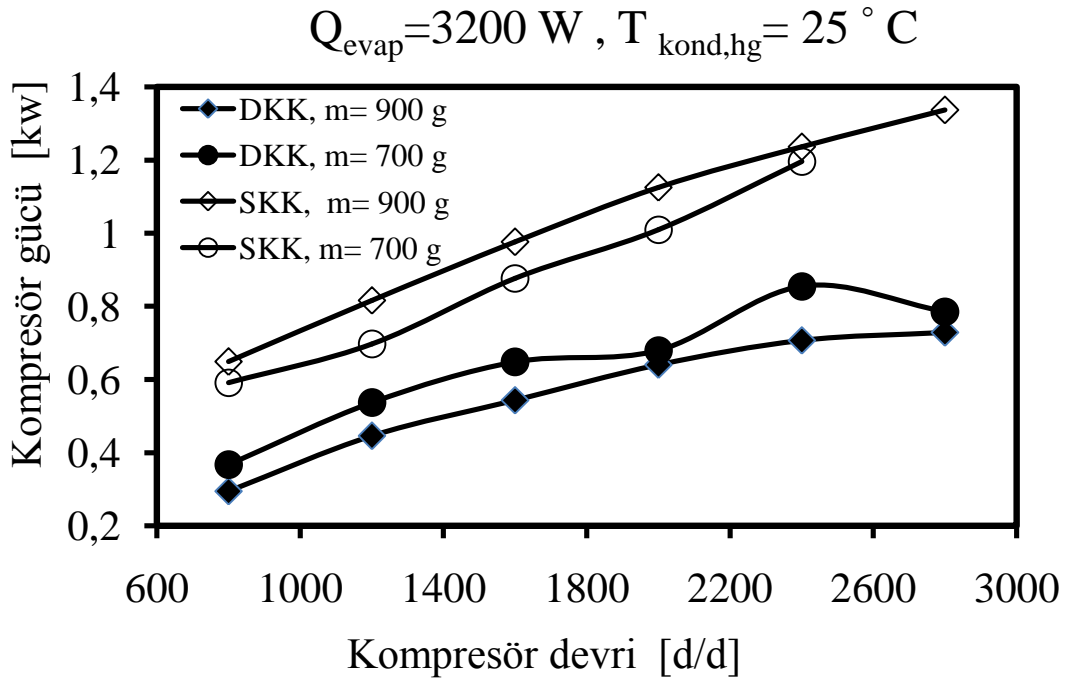
altına düşme eğilimi gösterince, kontrol valfi pistonun arka yüzeyine belli bir basıncın tesirine imkan tanır. Böylece, pistonun daha fazla aşağıya doğru inmesi önlenerek daha fazla soğutucu akışkan emmesi engellenir ve evaporatör yüzeyindeki buzlanma önlenerek, kompresörün daha uzun süre devrede kalması sağlanır. Kondensere giriş yapan hava sıcaklığının artması, kompresörün soğutucu akışkana verdiği güç miktarını artırmıştır. Bunun nedeni, kondensere giren hava sıcaklığı arttığında kondenser basıncının artmasıdır. Değişken kapasiteli kompresörün çekmiş olduğu güç de artmaktadır. Kondenser basıncı artınca evaporatör basıncı artmakta ve kapasite kontrol sistemi geç devreye girmektedir. Yani, sisteme sevk edilen soğutucu akışkan miktarı, kondenser hava akım sıcaklığı  $T_{kond} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  göre daha fazladır. Bundan dolayı soğutucu akışkana verilen güç miktarı artmaktadır. Diğer tespit edilen sonuçta şudur. Kondenser hava akım sıcaklığı  $T_{kond} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  den  $T_{kond} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  çıkartılınca, kondenser basıncı ile evaporatör arasındaki basınç farkı artmaktadır. Bu durumda sabit kapasiteli kompresörün sıkıştırma oranını artırmaktadır. Sıkıştırma oranının artması, kompresör gücünün artması anlamına gelmektedir. Soğutma yükü artınca kompresörün soğutucu akışkana vermiş olduğu güç miktarı da artmıştır. Bunu artıran neden soğutucu akışkanın evaporatör giriş-çıkış arasındaki entalpi farkının, 3200 W soğutma yükü durumunda 2200 W durumuna göre daha büyük olmasından kaynaklanmaktadır.



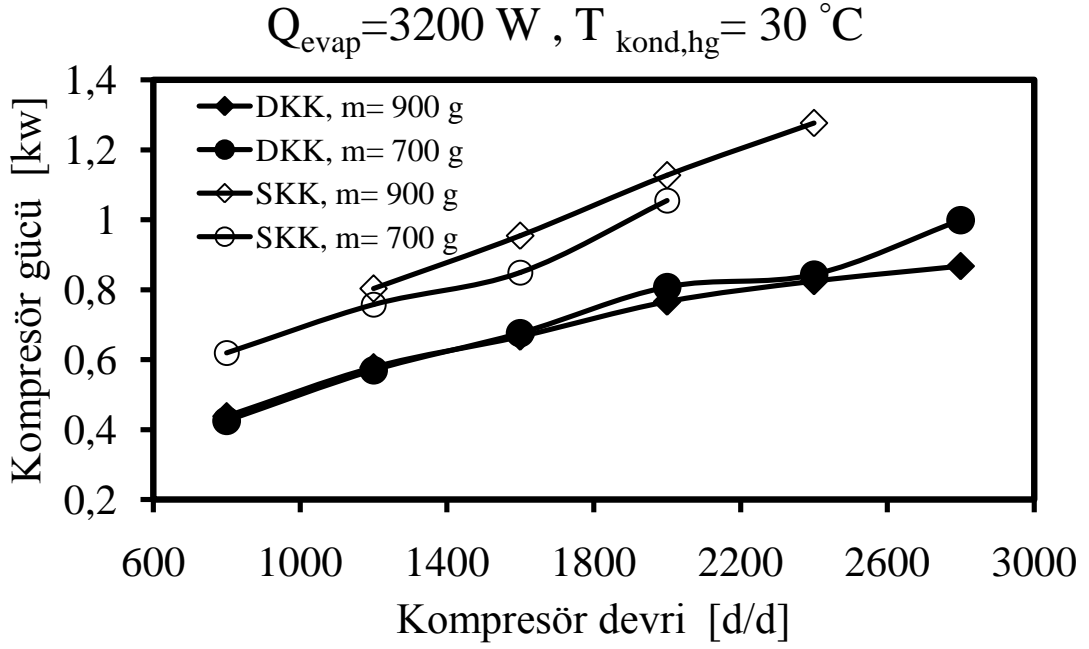
Şekil 5.1: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi ( $Q_{evap} = 2200 \text{ W}, T_{kond, hg} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ )



Şekil 5.2: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$  ,  $T_{\text{kond,hg}}= 30 \text{ }^\circ\text{C}$  )



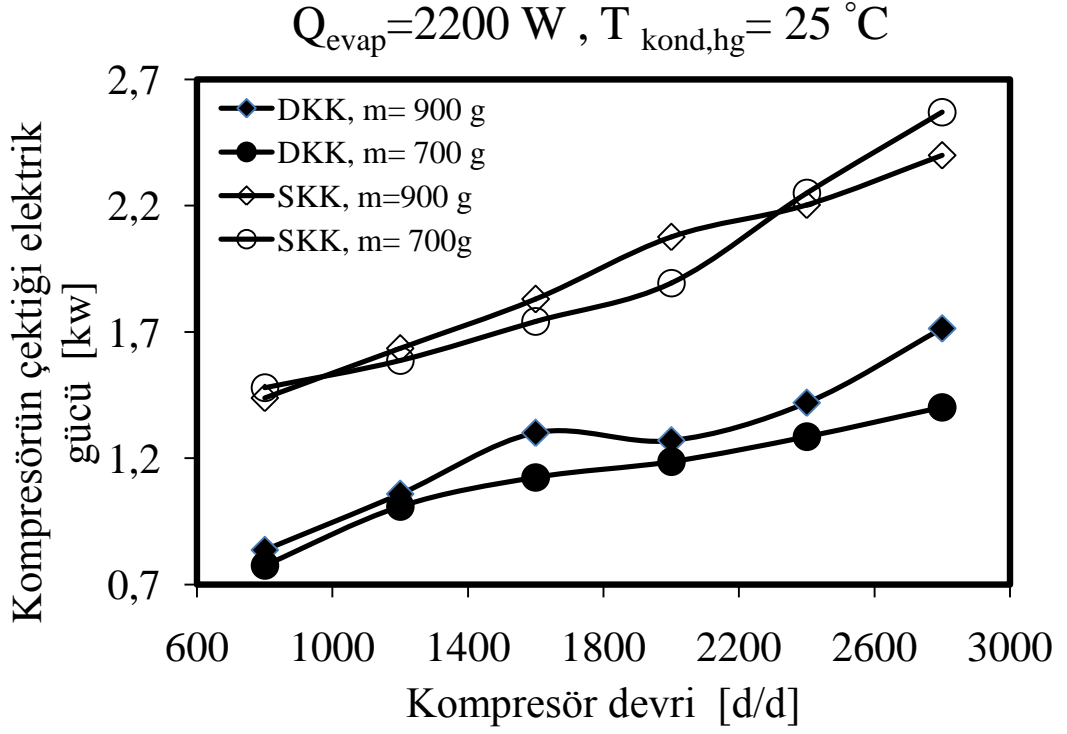
Şekil 5.3: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$  ,  $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^\circ\text{C}$  )



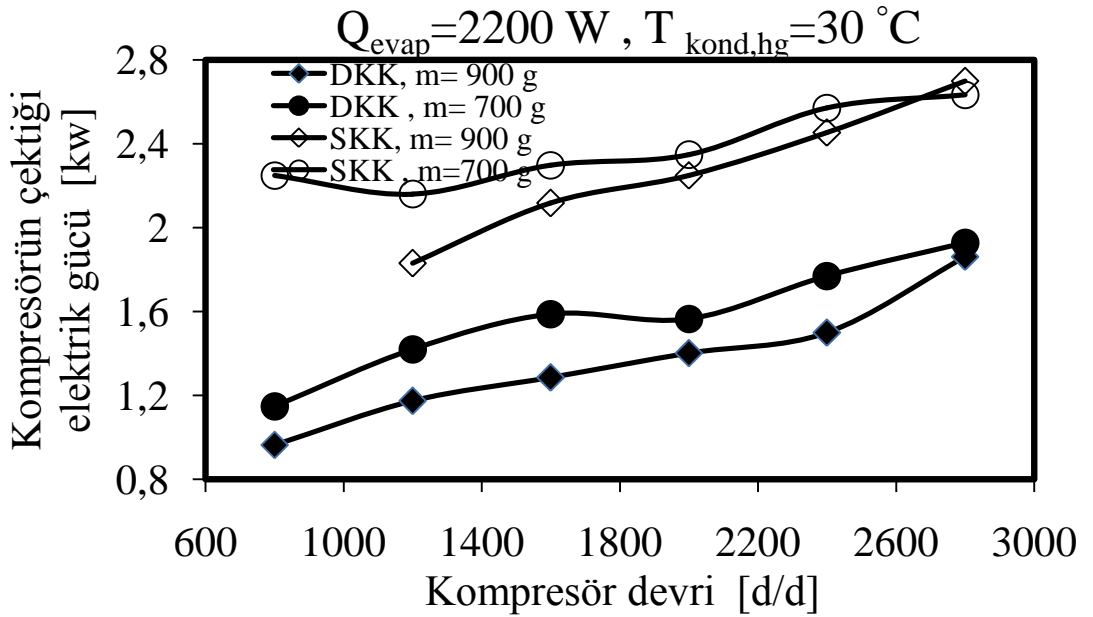
Şekil 5.4: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Kompresör motorunun çektiği elektrik gücünün kompresör devriyle değişimi Şekil 5.5-5.8'de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi, kompresör devri arttıkça kompresörü çalıştıran elektrik motoru daha fazla elektrik gücü çekmektedir. Kompresör motorunun çektiği elektrik gücü, sabit kapasiteli kompresör durumunda değişken kapasiteli kompresörden daha fazladır. Bunun nedeni, değişken kapasiteli kompresörde bulunan kapasite kontrol sistemidir. Kapasite kontrol sistemi, evaporatör basıncına bağlı olarak soğutucu akışkanın kütleli debisini azalmaktadır. Bu nedenle kompresörü çalıştıran motor daha az elektrik gücü çekmektedir. Soğutucu akışkanın miktarına göre mukayese yapıldığında, kompresörü çalıştıran elektrik motoru soğutucu akışkanı şarj miktarı fazla olan deneylerde kompresör daha çok elektrik harcamaktadır. Bu sebeple, motorun çektiği elektrik gücüne göre kompresör gücü, soğutucu akışkan şarj miktarı 900 g olan durumda 700 g'dan daha fazladır. Soğutma yükü arttıkça, kompresör giriş ve çıkış basıncı farkı artmaktadır. Bu faktör, kompresörün sıkıştırma oranını artırır ve sonuçta kompresör pistonları soğutucu akışkanı pompalamak için daha fazla güç harcayacaktır. Bu durum, Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'de görülmektedir. Kondensere giren hava sıcaklığı arttıkça

kondenser basıncı artmakta bu durumda kompresör giriş ve çıkış basıncını artırmaktadır. Bu sebeple, kompresörü çalıştıran motorun çektiği elektrik gücüne göre kompresör gücü daha yüksektir.

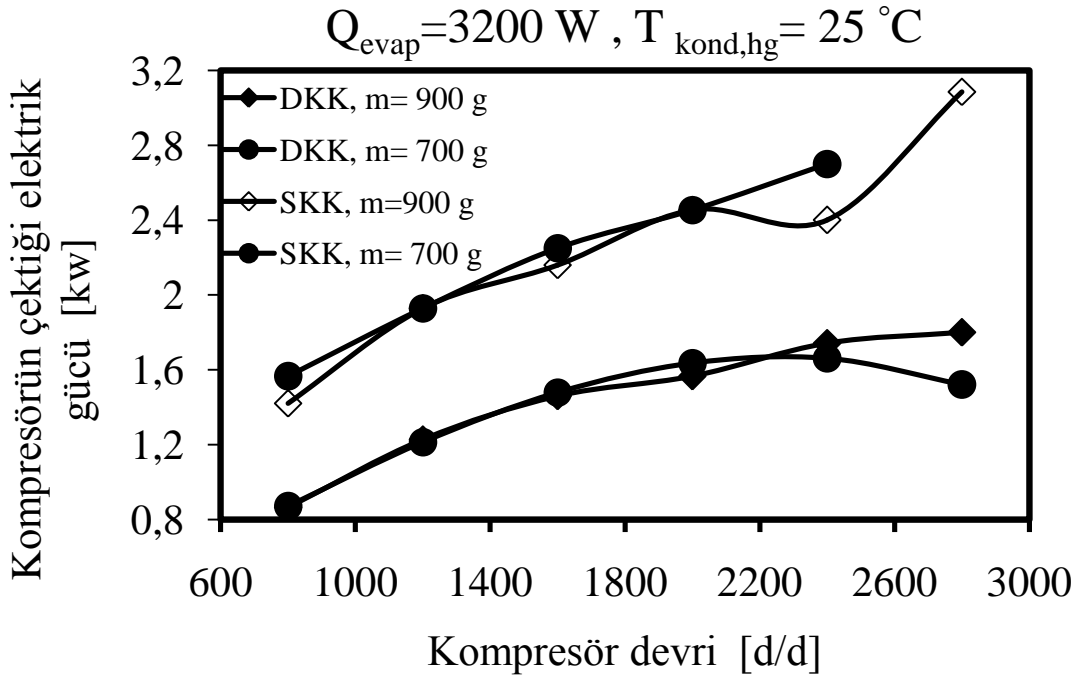


Şekil 5.5: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre kompresör güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

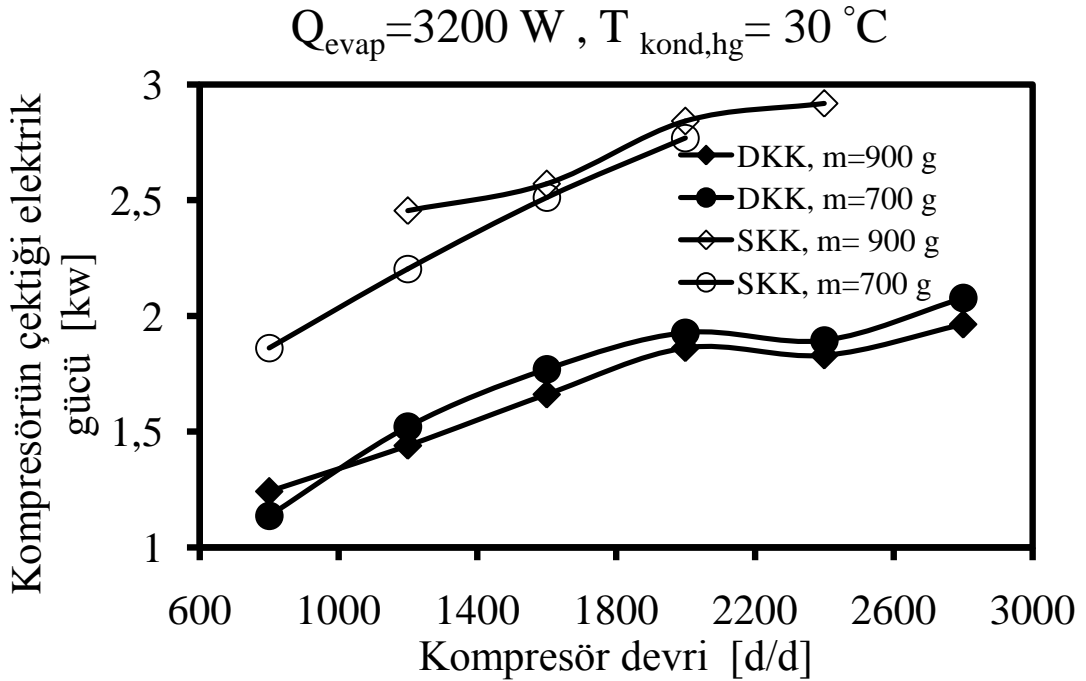


Şekil 5.6: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre kompresör güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}=30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )





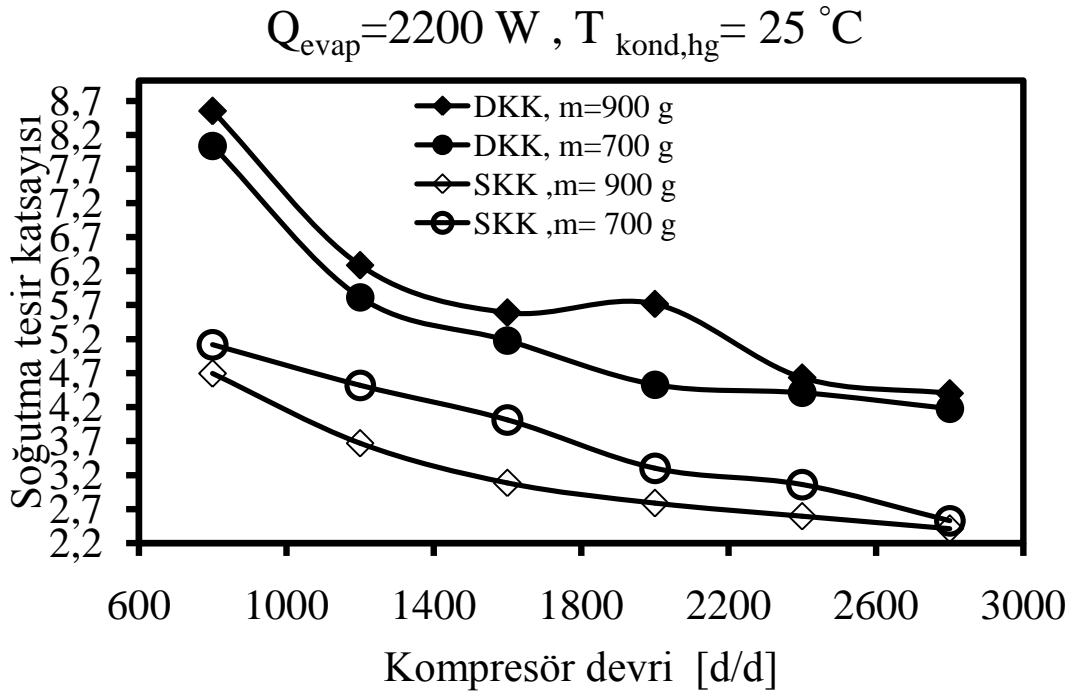
Şekil 5.7: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre kompresör güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W} , T_{\text{kond,hg}}=25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )



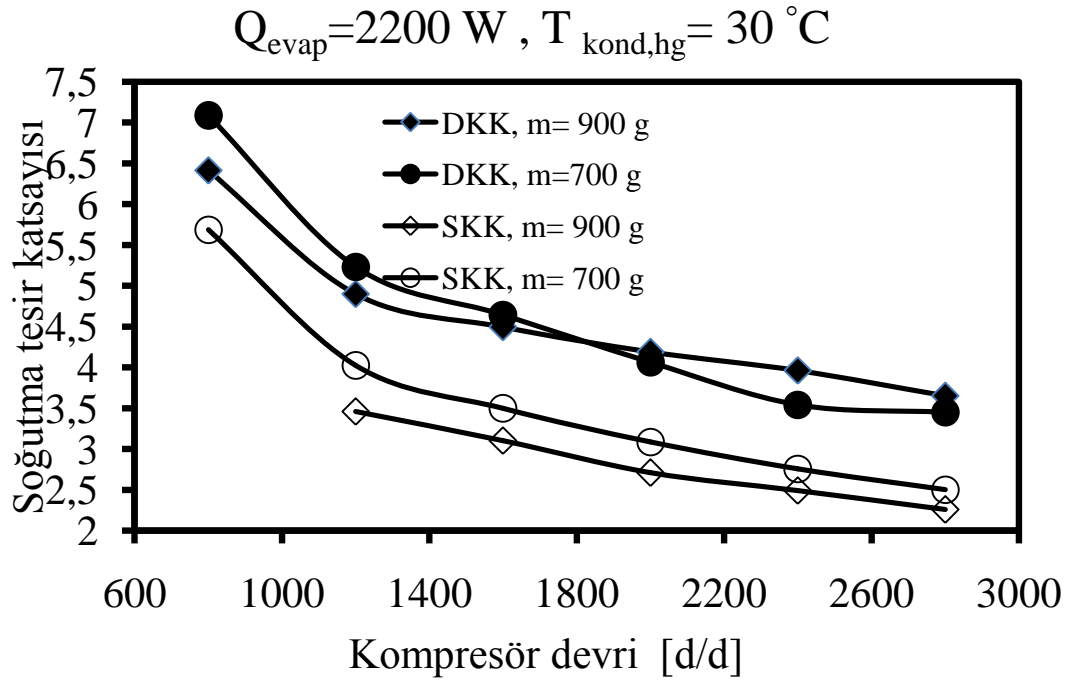
Şekil 5.8: Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre kompresör güç miktarının değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W} , T_{\text{kond,hg}}=30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Soğutma sistemlerinde sistemin harcadığı birim enerji başına yaptığı soğutmaya soğutma tesir katsayısı denir. Sistemin soğutma performansının bir ölçütüdür. Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi Şekil 5.9-5.12’de görülmektedir. Devir arttıkça her iki kompresör tipinde de soğutma tesir katsayısı azalmaktadır. Bunun sebebi, kompresör devriyle kompresör gücündeki artış soğutma kapasitesi artışından daha büyük olduğu içindir.

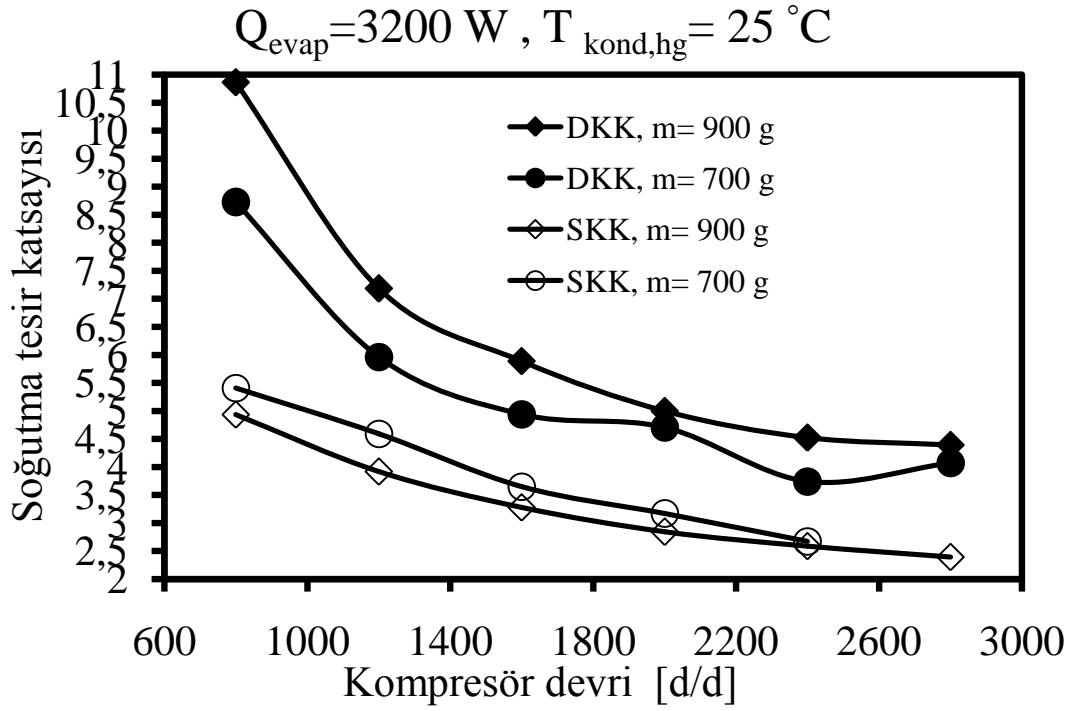
Sabit kapasiteli kompresörde devir ile soğutma tesir katsayısının düşme hızı, değişken kapasiteliden daha büyüktür. Bunun nedeni, değişken kapasiteli kompresörün evaporatör basıncına bağımlı olarak kompresörün basmış olduğu soğutucu akışkan debisinin azaltmasıdır. Bu azalma, kompresörün soğutucu akışkana vermiş olduğu gücü azaltır. Değişken kapasiteli kompresörde kompresör gücünün devir ile artışı sınırlar. Bu sebeple, değişken kapasiteli kompresörün soğutma tesir katsayısı, sabit kapasiteli kompresörden daha büyüktür. Soğutma yükü ve kondensere giren hava sıcaklığı arttıkça kompresörün daha fazla güç çekmesinden dolayı soğutma tesir katsayısı azalmaktadır. Soğutucu akışkan şarj miktarına göre karşılaştırıldığında, sabit kapasiteli kompresörde soğutucu akışkan miktarı  $m=700$  g olması durumunda,  $m=900$  g’a göre soğutma tesir katsayısı daha büyüktür. Bunun nedeni, soğutucu akışkan şarj miktarı arttıkça kompresör gücünün artmasıdır. Değişken kapasiteli kompresör durumunda ise sonuçlar birbirine yakın çıkmakta ya da değişiklik göstermektedir. Bu durumun en önemli sebebi, kapasite kontrol sistemidir.



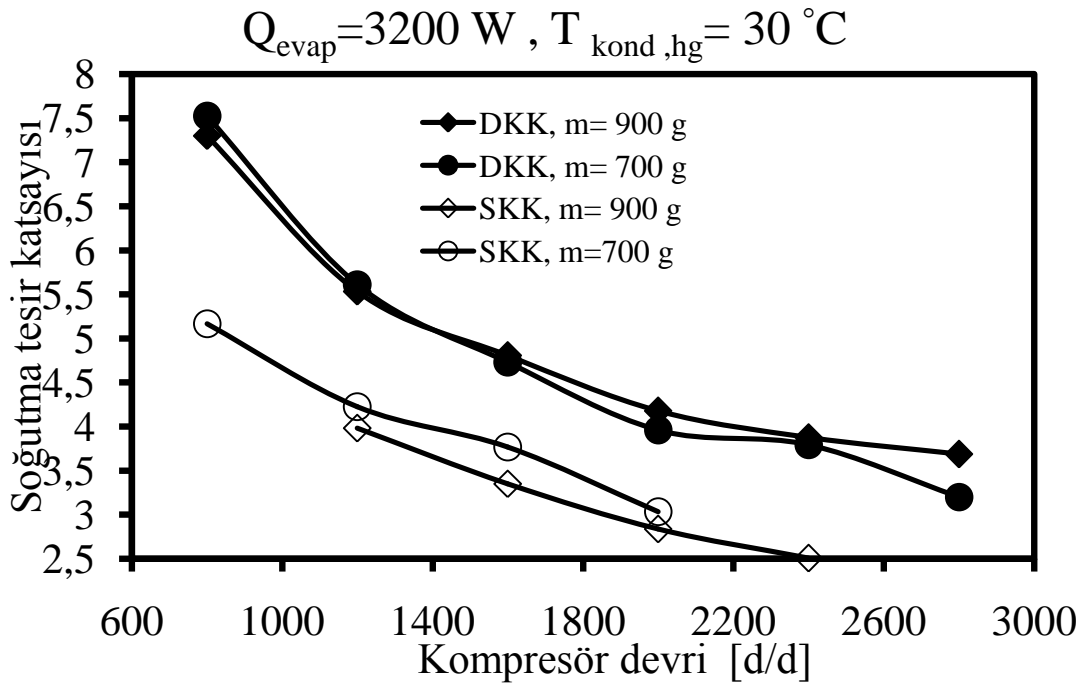
Şekil 5.9: Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  )



Şekil 5.10: Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$  )

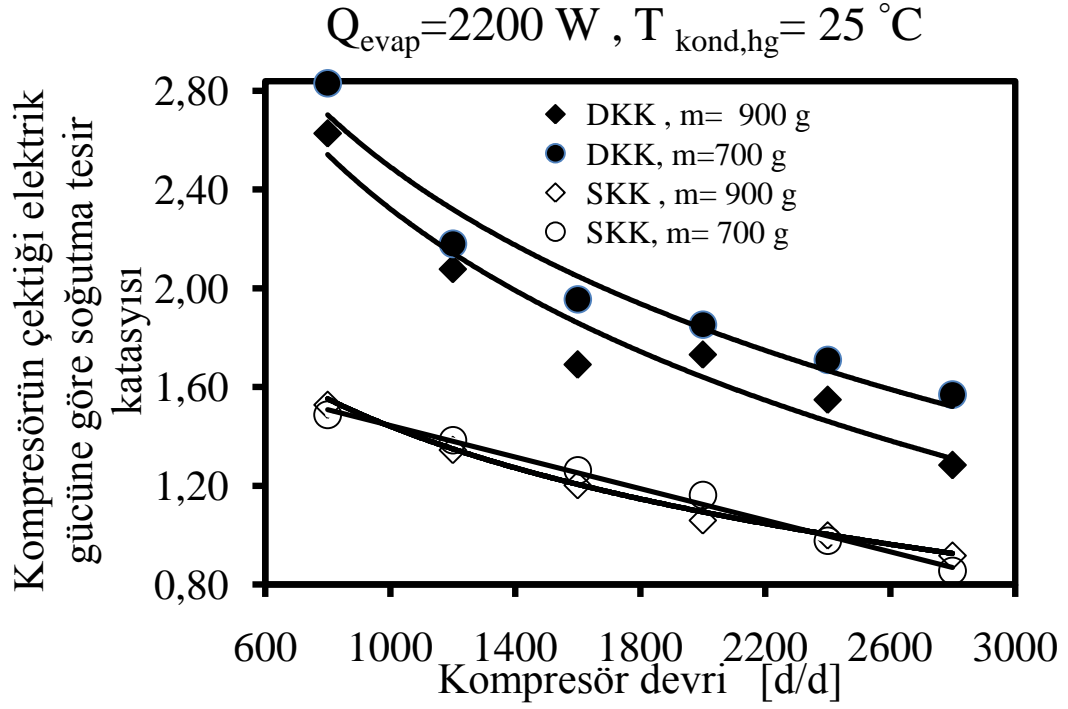


Şekil 5.11: Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

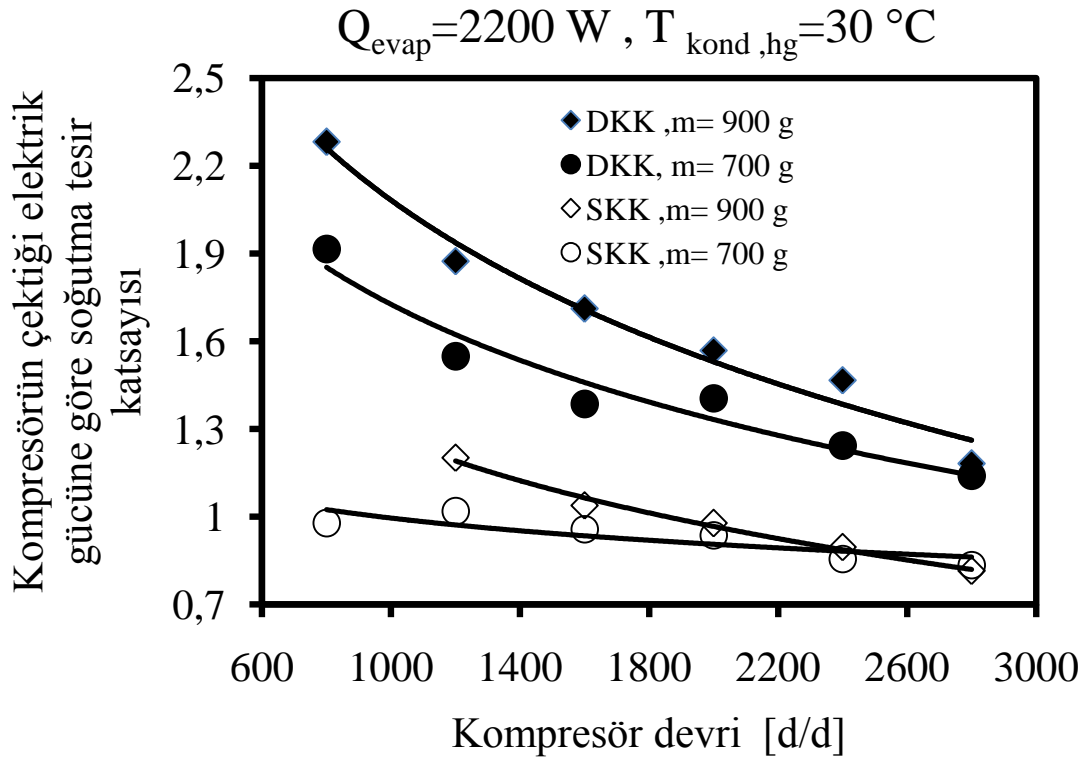


Şekil 5.12: Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

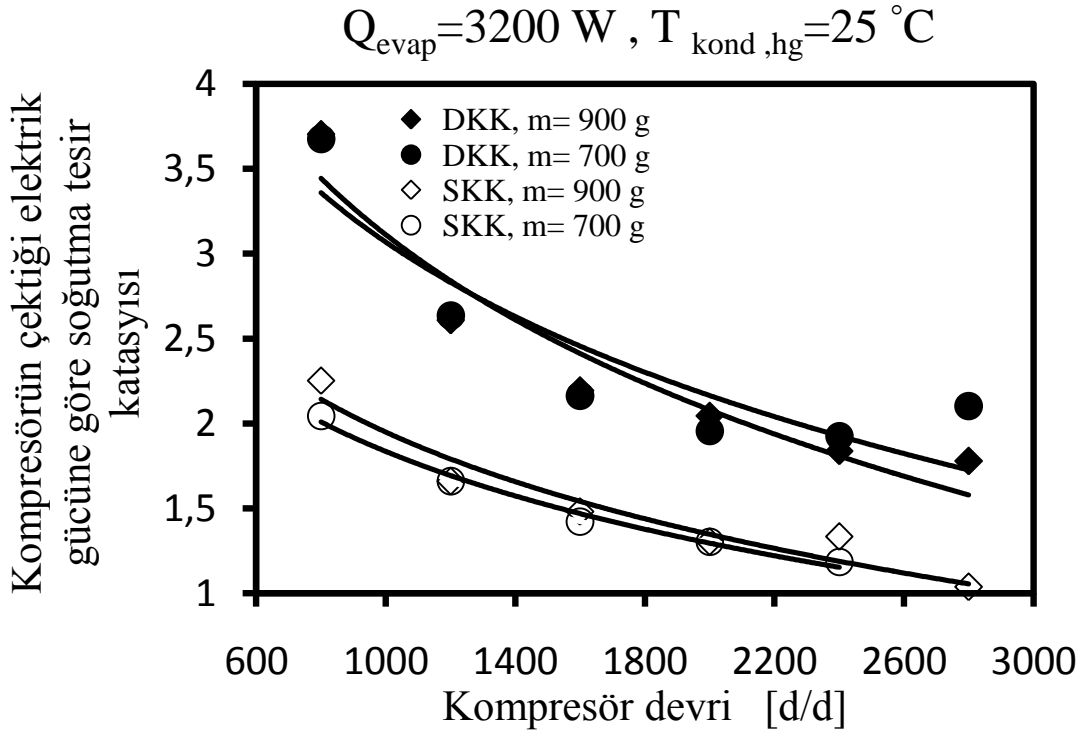
Kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının ( $STK_{el}$ ) kompresör devri ile değişimi, Şekil 5.13-5.16'da görülmektedir. Kompresör devri arttıkça  $STK_{el}$  düşmektedir. Bunun nedeni, kompresör devriyle kompresörü çalıştıran elektrik motorunun daha fazla elektrik gücü çekmesidir. Elektrik motorunun çektiği elektrik gücü arttıkça, bu katsayı düşmektedir. Bu katsayı, değişken kapasiteli kompresörde daha yüksektir. Bunun nedeni, değişken kapasiteli kompresörün sahip olduğu kapasite kontrol sistemidir. Bu sistem, kompresörü çalıştıran elektrik motorunun daha az elektrik çekmesine neden olur. Soğutma yükü ve kondensere giren havanın sıcaklığı arttıkça, kompresör gücü artar. Bu çalışma şartlarında, kompresörü çalıştıran elektrik motoru daha fazla elektrik gücü çeker. Bunun sonucunda  $STK_{el}$  düşer. Soğutucu akışkan şarj miktarına göre iki kompresör tipi karşılaştırılırsa, sabit kapasiteli kompresör, soğutucu akışkan miktarının 900 g olması durumunda, 700 g'a göre kompresörü çalıştıran elektrik motoru daha fazla elektrik gücü çekmektedir. Elektrik motorunun çektiği elektrik gücü arttıkça, bu katsayı düşmektedir. Değişken kapasitelide ise soğutucu akışkan şarj miktarı  $m=900$  g ve  $m=700$  g için  $STK_{el}$  değerleri birbirine yakındır. Yakın olmasının nedeni, kapasite kontrol sistemidir.



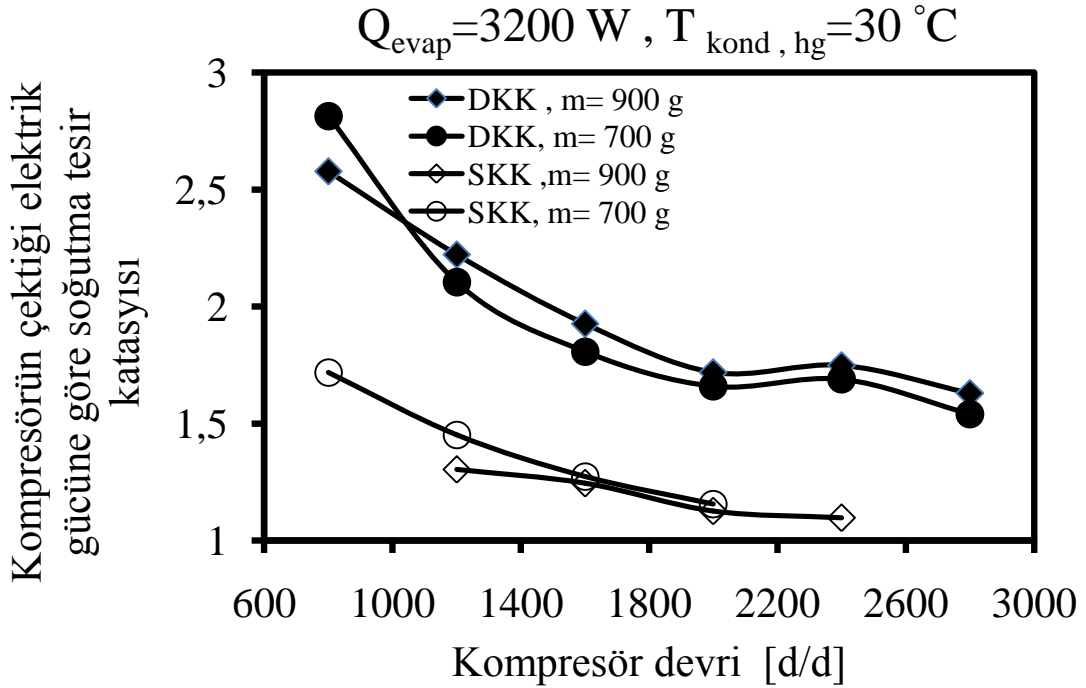
Şekil 5.13: Kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W} , T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )



Şekil 5.14: Kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W} , T_{\text{kond,hg}}=30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

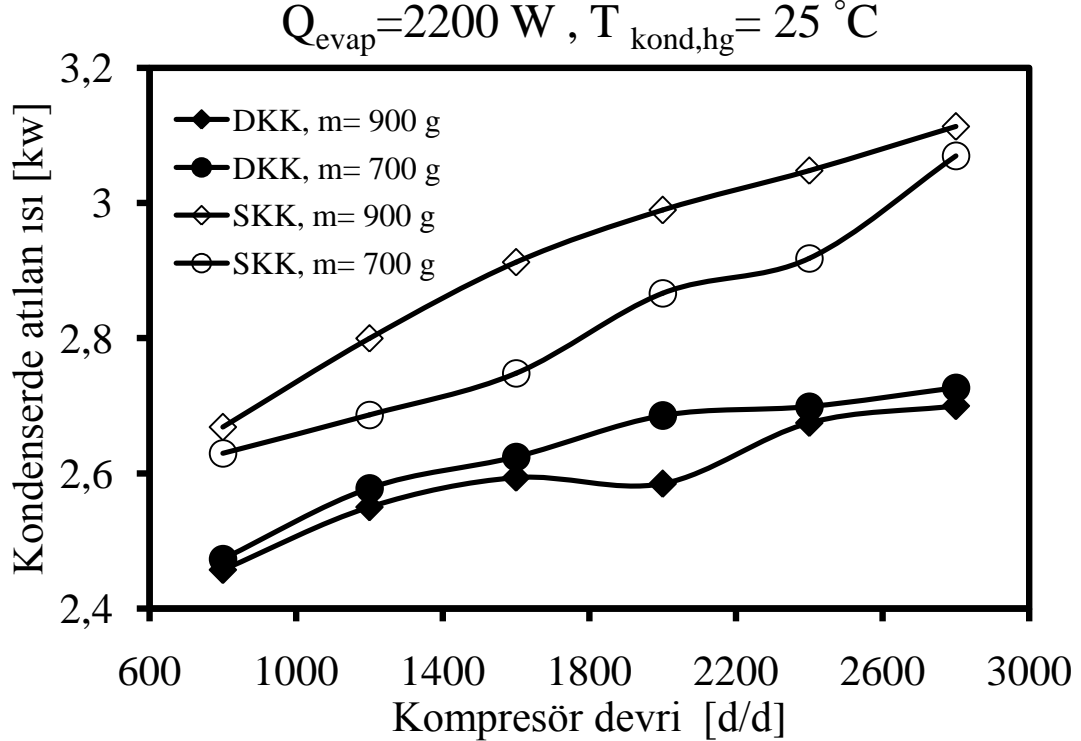


Şekil 5.15: Kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond, hg}}=25 \text{ }^\circ\text{C}$ )



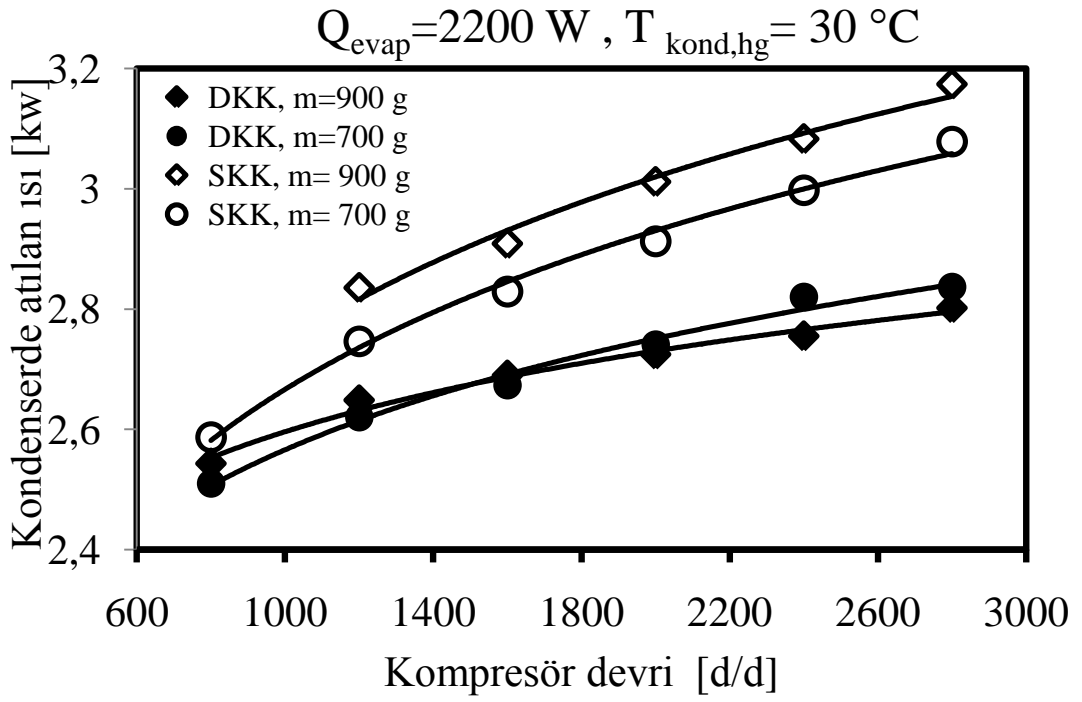
Şekil 5.16: Kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond, hg}}=30 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Kondenserden atılan ısının kompresör devrine göre değişimi, Şekil 5.17-5.20'de görülmektedir. Kompresör devri arttıkça, her iki kompresör tipinde de kondenserden atılan ısı miktarı artmaktadır. Ancak sabit kapasiteli kompresörde hem atılan ısının miktarı hem de artış oranı, değişken kapasiteli kompresörden daha fazladır. Bunun nedeni, değişken kapasiteli kompresörün sevk ettiği soğutucu akışkanın kütleli debisinin kapasite kontrol sistemi tarafından evaporatör basıncına bağlı olarak düşürülmesidir. Bu durumda, değişken kapasiteli kompresörle yapılan testlerde kondenserden atılan ısı miktarı sabit kapasiteli sisteme göre daha azdır. Soğutma yükü ve kondensere giren havanın sıcaklığı artınca, her iki kompresör tipinde de kondenserden atılan ısı miktarı artmaktadır. Yapılan deneylerde soğutma yükü artınca kondenser basıncının arttığı ve çıkış sıcaklığının yükseldiği görülmüştür. Soğutucu akışkanın miktarına göre karşılaştırılırsa, sabit kapasiteli kompresör, soğutucu akışkan miktarının 900 g olması durumunda, 700 g durumuna göre kondenserden daha fazla ısı atılmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde ise sonuçlar birbirine yakındır. Yakın olmasının nedeni, kapasite kontrol sisteminin etkisidir.

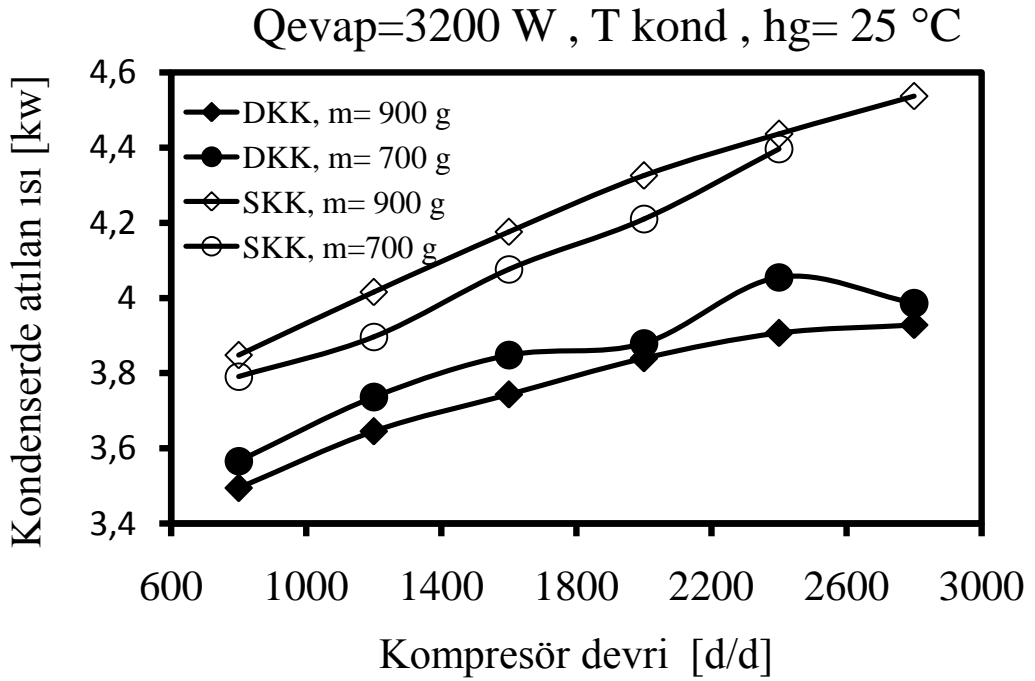


Şekil 5.17: Kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

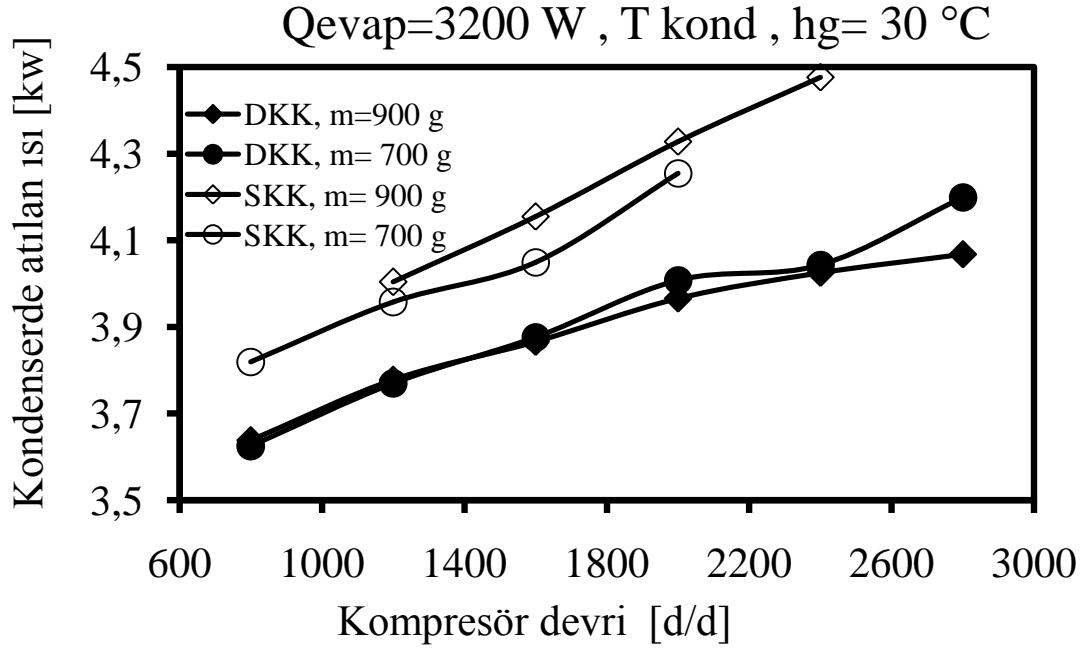




Şekil 5.18: Kondenserden atılan ısının kompresör devrine göre değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )



Şekil 5.19: Kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

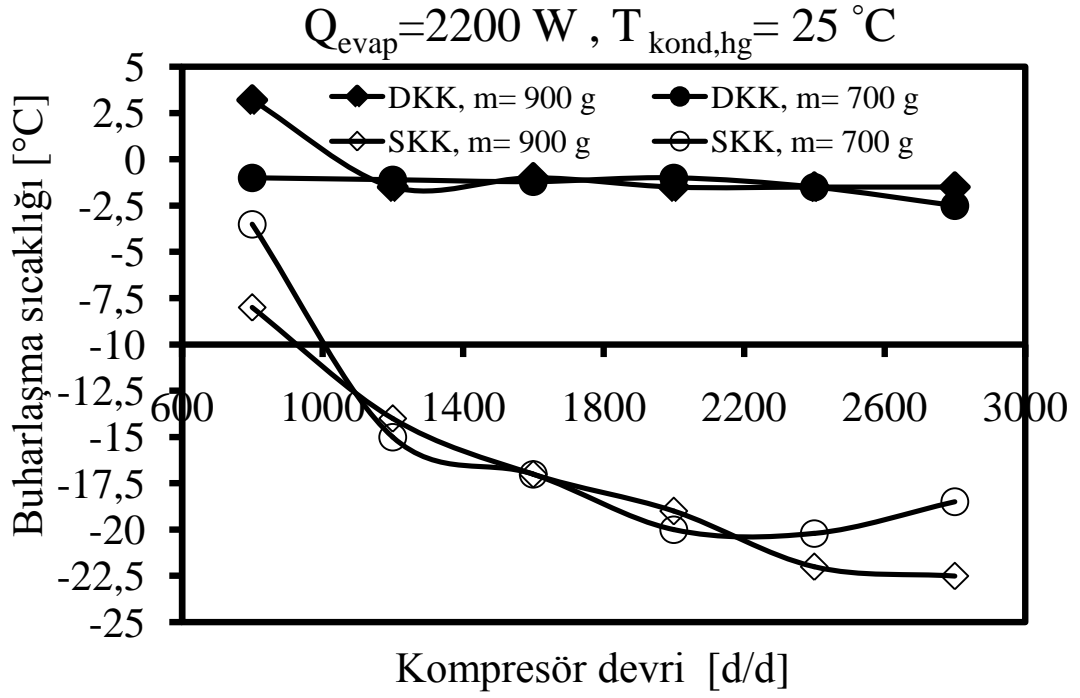


Şekil 5.20: Kondenslerden atılan ısının kompresör devri ile değişimi(Qevap=3200 W, T kond , hg= 30 °C)

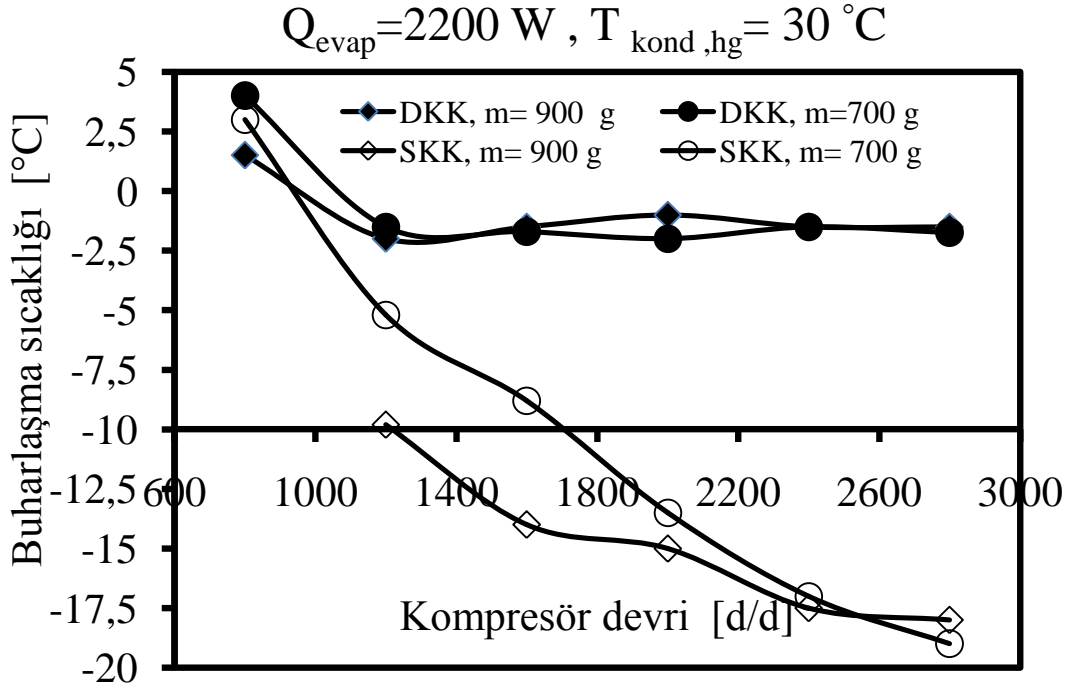
Buharlaşma sıcaklığının kompresör devriyle değişimi, Şekil 5.21-5.25'de görülmektedir. Sabit kapasiteli kompresörde devir arttıkça, evaporator basıncının azalmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığı -22.5°C'ye kadar düşmektedir. Kompresör devri arttıkça, evaporatöre gelen soğutucu akışkan miktarı artar ve buharlaşma sıcaklığı düşer. Değişken kapasiteli kompresörde ise, kapasite kontrol sistemi evaporator basıncına bağlı olarak soğutucu akışkanın kütesel debisini azalttığı için, buharlaşma sıcaklığı belli derecenin altına inmemektedir.

Soğutma yükü ve kondensere giren hava sıcaklığı arttığında, evaporator basıncı artmakta ve buharlaşma sıcaklığı yükselmektedir.

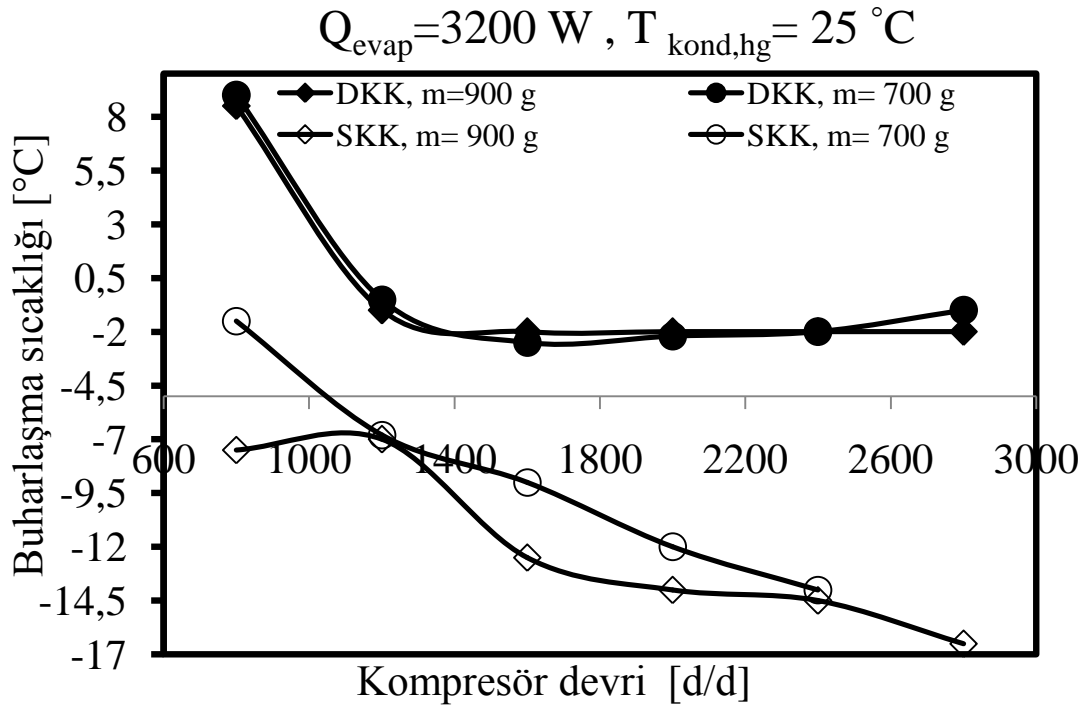
Soğutucu akışkan şarj miktarına göre sabit kapasiteli kompresör durumunda soğutucu akışkan şarj miktarı m=900 g iken, m=700 g'a göre buharlaşma sıcaklığı değeri daha düşüktür. Değişken kapasiteli kompresörde sonuçlar birbirine yakın olup bunun nedeni kapasite kontrol sistemidir.



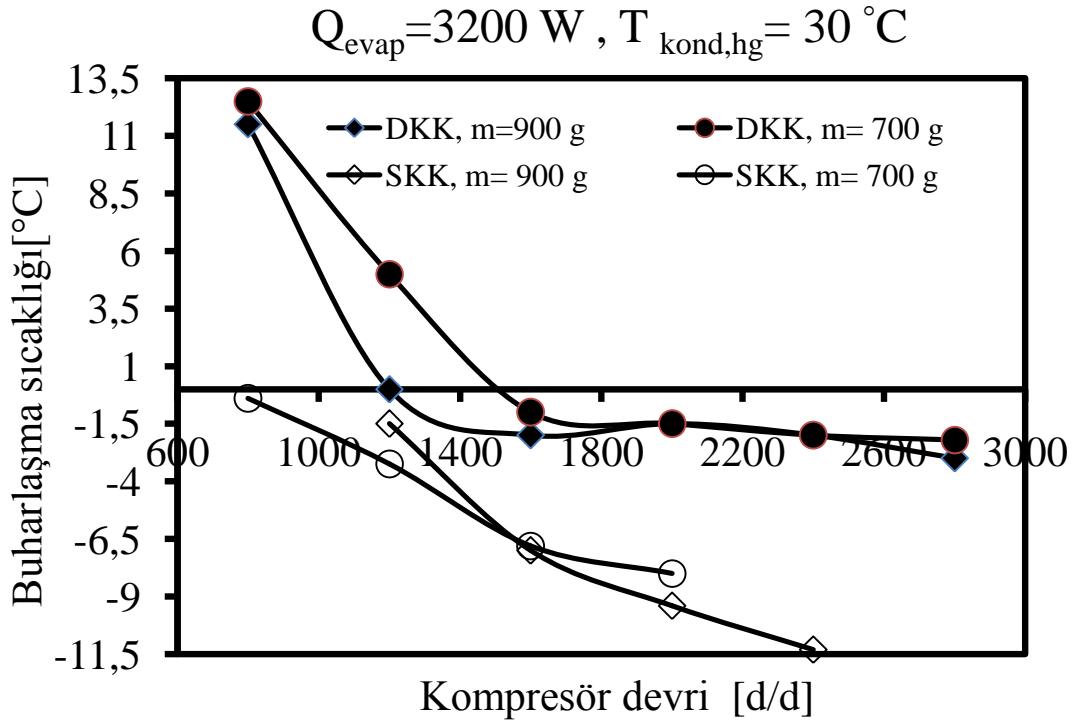
Şekil 5.21: Buharlaştırma sıcaklığının kompresör devriyle değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )



Şekil 5.22: Buharlaştırma sıcaklığının kompresör devriyle değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$ ,  $T_{\text{kond,hg}}= 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )



Şekil 5.23: Buharlaşma sıcaklığının kompresör devriyle değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}, T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )



Şekil 5.24: Buharlaşma sıcaklığının kompresör devriyle değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}, T_{\text{kond,hg}}= 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Soğutma yüküne ve kondenser hava akım sıcaklığına bağlı olarak kompresör, kondenser, TXV ve evaporatörde yok edilen ekserjiler Şekil 5.25-5.48’de görülmektedir. Sabit kapasiteli kompresörde, kompresör devri arttıkça yok edilen ekserji artmaktadır. Bunun en önemli nedeni, kompresör giriş-çıkış basınç farkının artmasıdır. Değişken kapasiteli kompresörde ise, evaporatör basıncına bağlı olarak kompresör strok boyu azalmakta ve bunun sonucunda soğutucu akışkan debisi ile mekanik sürtünmeler azaldığı için kompresörde yok edilen ekserji düşmektedir. Her iki kompresör tipinde de kondensere giren hava sıcaklığının artması sonucu kondenser basıncı yükselmekte ve yok edilen ekserji artmaktadır. Soğutma yükünün artması durumunda evaporatör giriş hava sıcaklığı artmakta buharlaşma sıcaklığı yükselmekte, kondenser basıncı ve evaporatör basıncı artmakta bu sebeplerden dolayı her iki kompresör tipinde de yok edilen ekserji artmaktadır. Soğutucu akışkan miktarı  $m=900$  g olması durumunda,  $m=700$  g göre sabit kapasiteli kompresörde yok edilen ekserji miktarının arttığı tespit edilmiştir. Değişken kapasiteli kompresörde ise sonuçlar birbirine yakındır

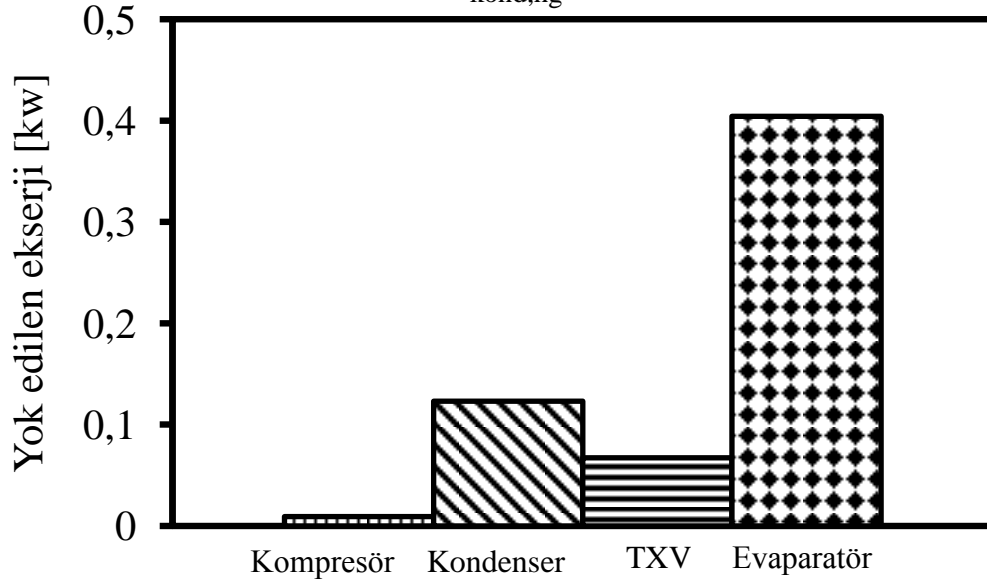
Kondenserde yok edilen ekserji ise, kompresör devri arttıkça her iki kompresör tipinde de artmaktadır. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan sıcaklığının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan ile hava arasındaki sıcaklık farkının büyümesi, yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Kondensere giren hava sıcaklığının artması ile kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde artan kompresör devri ile devreye giren kapasite kontrol sistemin etkisi sonucu, soğutucu akışkan sıcaklığının ve debisinin azalmasına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserji azalma eğilimi göstermektedir. Soğutma yükü artınca, evaporatör giriş hava sıcaklığı yükselmesiyle evaporatörden çekilen ısının artması sonucu kondenserdeki soğutucu akışkan ve hava arasındaki sıcaklık farkı artacağı için yok edilen ekserji miktarı artmaktadır. Soğutucu akışkan miktarı arttıkça, kondenserde yok edilen ekserji miktarı da artmaktadır.

TXV de yok edilen ekserji, kompresör devri arttıkça sabit kapasiteli kompresör durumunda artmaktadır. Artış nedeni, TXV de giriş ve çıkış basınç farkının artmasıdır. Bunun diğer nedeni ise kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin artması, bunun ise soğutucu akışkanın, TXV’nin dar kesitlerinden geçerken

maruz kaldığı sürtünmeyi arttırmaktadır. Sürtünmenin artması sonucunda, genişleme elemanlarında yok edilen ekserji artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörde ise artış miktarı daha azdır. Bunun nedeni, kompresör devri artışında evaporatör basıncına bağlı olarak soğutucu akışkan debisinin azalmasıdır. Bu azalmayla birlikte sürtünme azalmakta ve TXV’de yok edilen ekserji de azalmaktadır. Kondensere giren hava akım sıcaklığı ve soğutma yükü arttıkça, kondenser ve evaporatör basıncı artmakta, bunun sonucunda soğutucu akışkan debisi de artarak TXV’de yok edilen ekserjiyi artırmaktadır. Soğutucu akışkan miktarı arttıkça, soğutucu akışkan şarj miktarı  $m=900$  g olması durumunda  $m= 700$  g göre sabit kapasiteli kompresör tipinde de TXV’de yok edilen ekserji miktarının artışı tespit edilmiştir. Değişken kapasiteli kompresörde artış miktarı daha azdır. Artışın az olmasının nedeni, kapasite kontrol sisteminin etkisidir. Soğutucu akışkanın şarj miktarı arttıkça, akışkanın TXV’nin dar kesitlerinden geçerken maruz kaldığı sürtünme artmaktadır. Bunun sonucu olarak soğutucu akışkan miktarı arttıkça, TXV’de yok edilen ekserji artmaktadır.

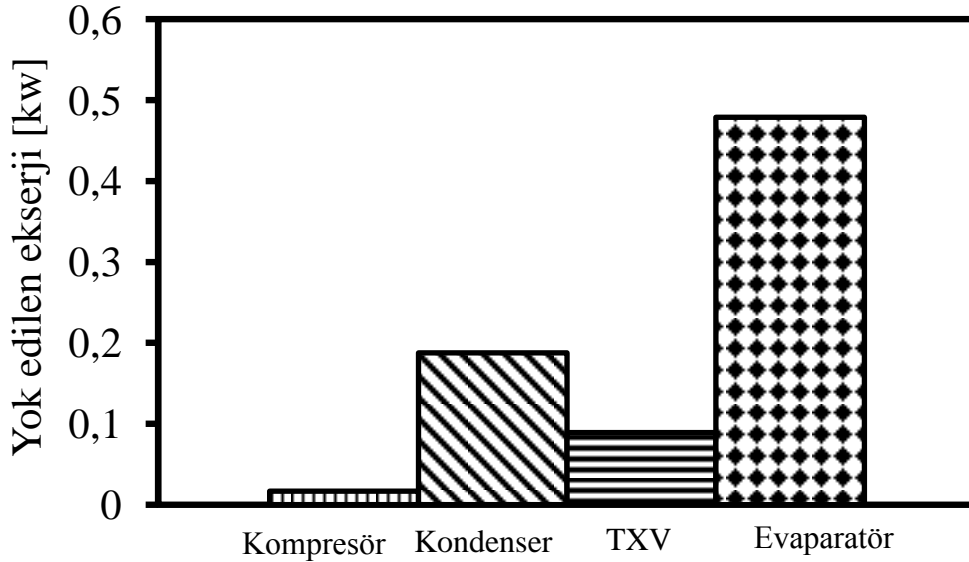
Kompresör devri arttıkça, evaporatörde yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatörden geçen soğutucu akışkan sıcaklığı ile evaporatöre giren havanın sıcaklığı arasındaki farkı arttıkça, yok edilen ekserji artmaktadır. Kondensere giren hava akımı sıcaklığı arttığında ise evaporatörde yok edilen ekserji azalmaktadır. Kondenser giriş havası sıcaklığının artışı kondenser basıncını arttırmaktadır. Kondenser basıncının artması, evaporatör basıncını arttırmakta ve buna bağlı olarak buharlaşma sıcaklığını yükseltmektedir. Buharlaşma sıcaklığının yükselmesi ile soğutucu akışkan sıcaklığı yükselmekte ve hava ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı azalmaktadır. Bunun sonucu olarak evaporatörde yok edilen ekserji azalmaktadır. Soğutma yükü arttıkça evaporatör giriş hava sıcaklığı artmakta, bunun sonucunda soğutucu akışkan ile hava arasındaki sıcaklık farkının artmasına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserji artmaktadır. Sabit kapasiteli kompresörde, soğutucu akışkan miktarının  $900$  g olması durumunda,  $700$  g’a göre evaporatörde yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatörden geçen soğutucu akışkan miktarı arttıkça evaporatörde yok edilen ekserji artar. Değişken kapasiteli kompresörde sonuçlar birbirine yakındır. Yakın olmasının nedeni, kapasite kontrol sisteminin etkisidir.

SKK , n=800 d/d m=700 g  $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$   
 $T_{\text{kond,hg}}= 25^{\circ}\text{C}$



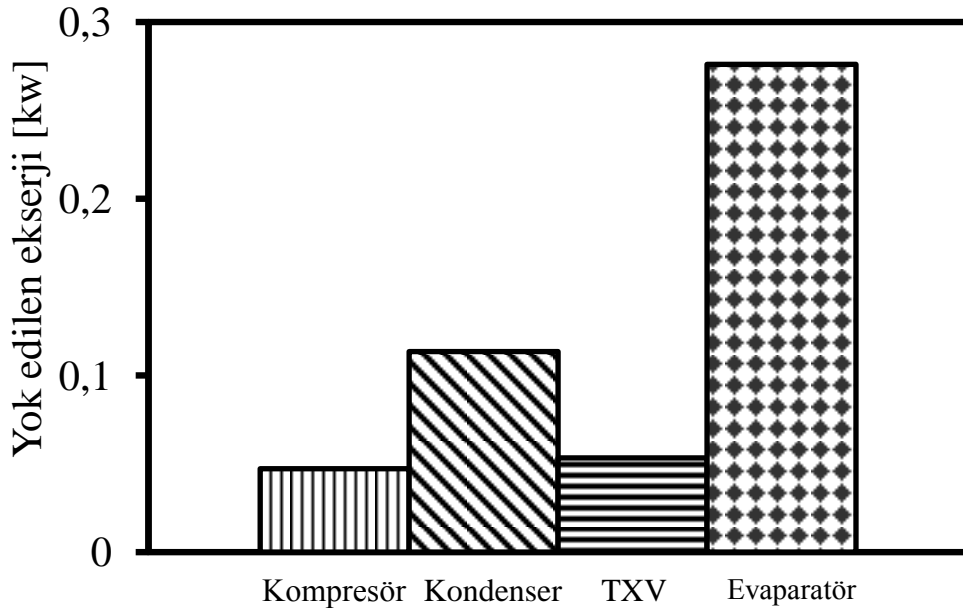
Şekil 5.25: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

SKK , n=800 d/d m=700 g  $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$  ,  
 $T_{\text{kond,hg}}= 25^{\circ}\text{C}$



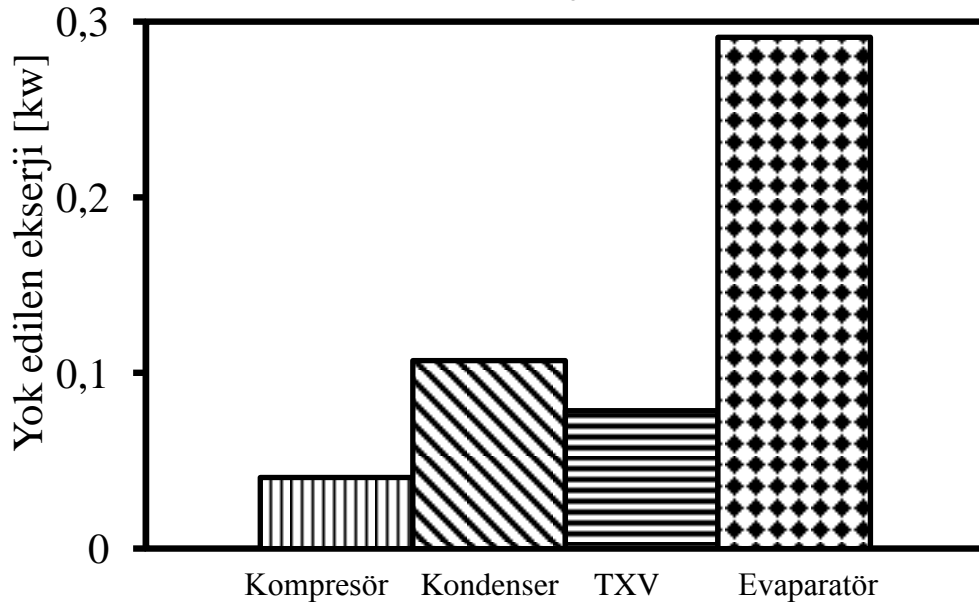
Şekil 5.26: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 3200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

DKK ,  $n=800$  d/d  $m=700$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond},hg}=25^{\circ}$  C



Şekil 5.27: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 25 °C)

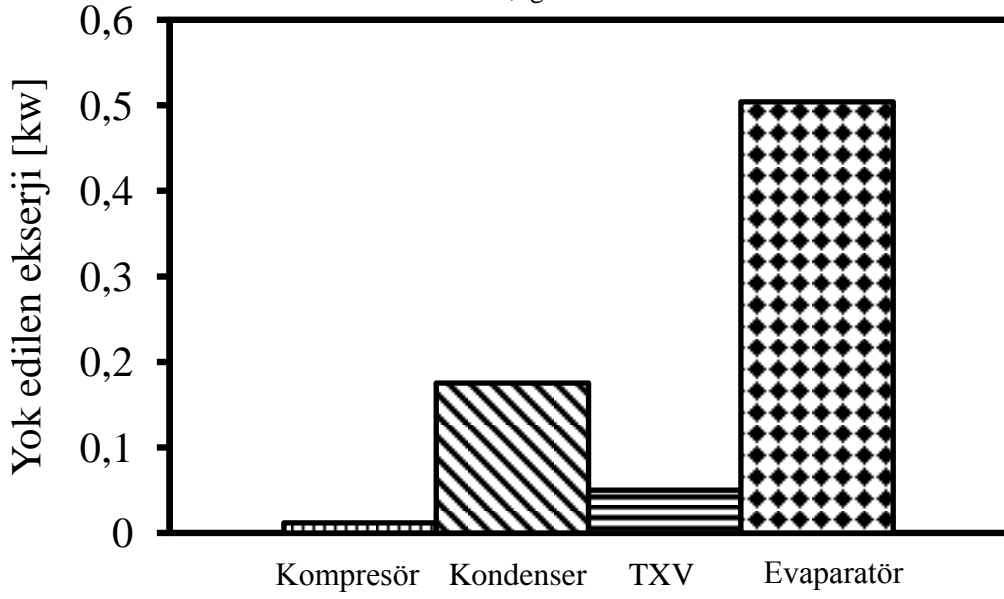
DKK ,  $n=800$  d/d  $m=900$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond},hg}=30^{\circ}$  C



Şekil 5.28: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 30 °C)

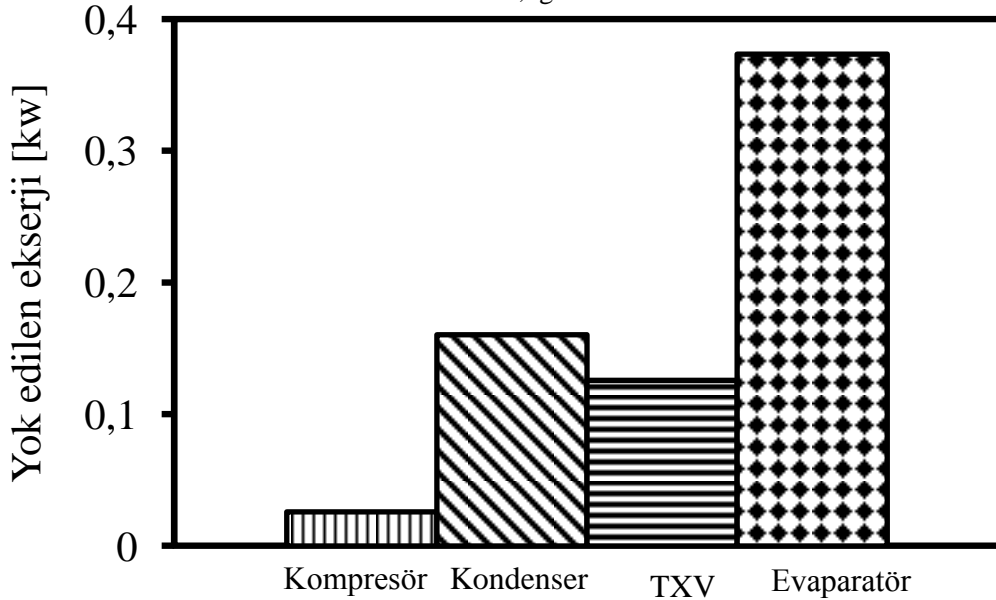


DKK ,  $n=800$  d/d  $m=900$  g  $Q_{\text{evap}}=3200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=30$  °C



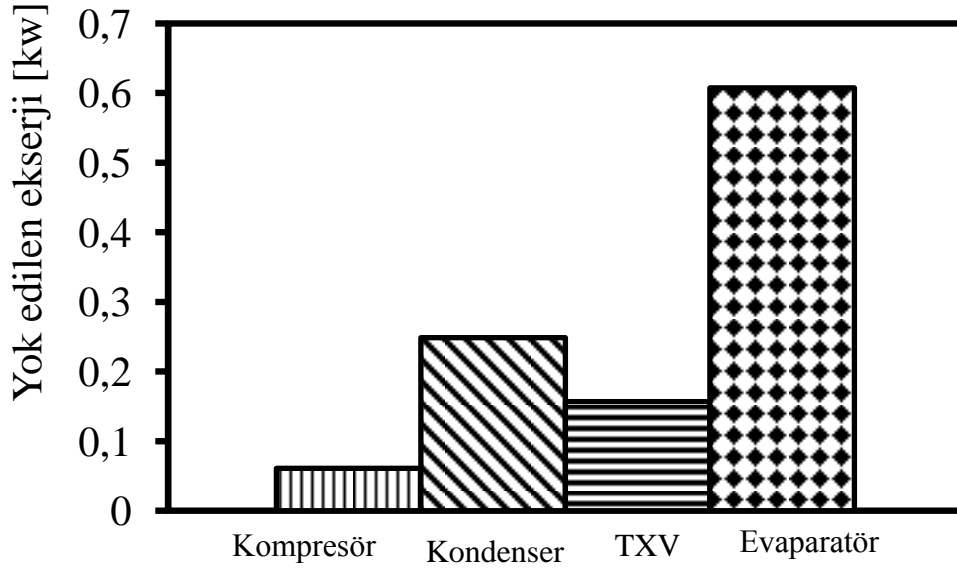
Şekil 5.29: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 3200 W, çevre sıcaklığı 30 °C )

SKK ,  $n=1600$  d/d  $m=700$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=30$  °C



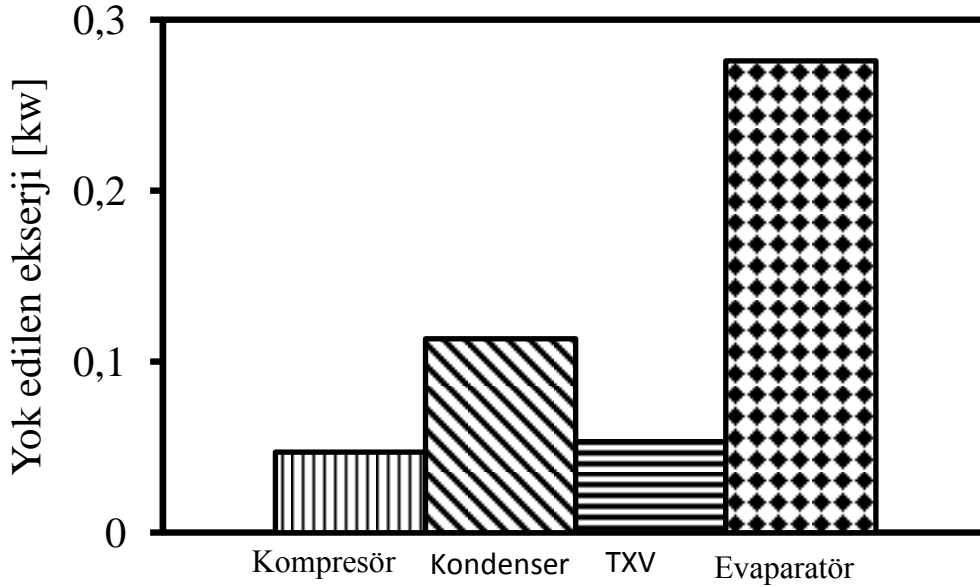
Şekil 5.30: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 30 °C )

SKK ,  $n=1600$  d/d  $m=700$  g  $Q_{\text{evap}}=3200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=25$  °C



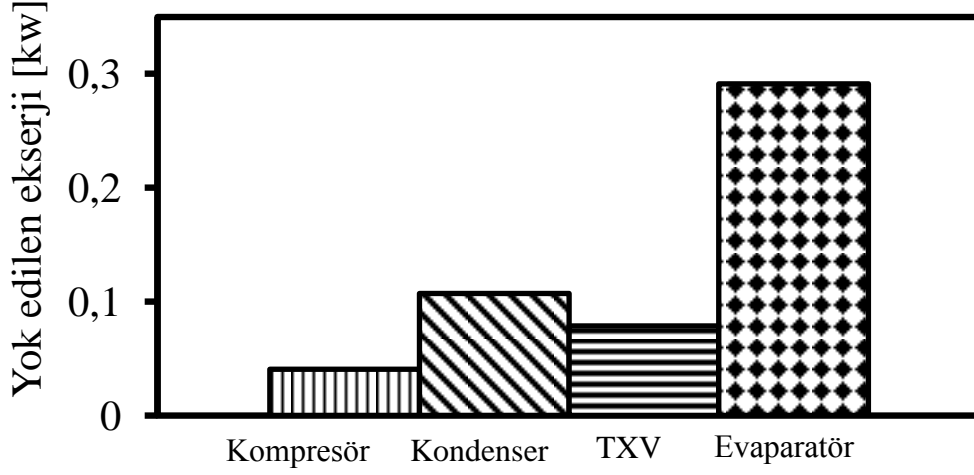
Şekil 5.31: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 3200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

DKK ,  $n=1600$  d/d  $m=700$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=25$  °C



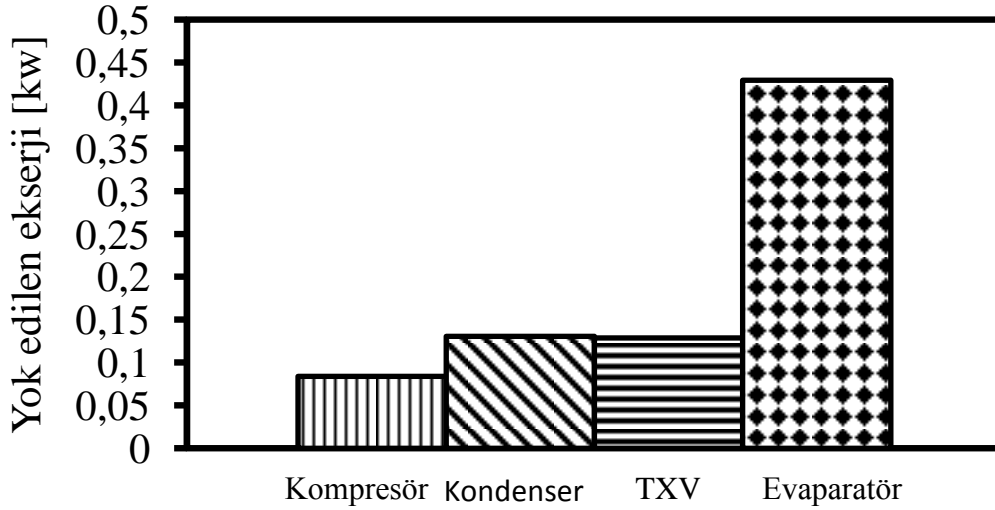
Şekil 5.32: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

DKK ,  $n=1600$  [d/d]  $m=700$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=30$  °C



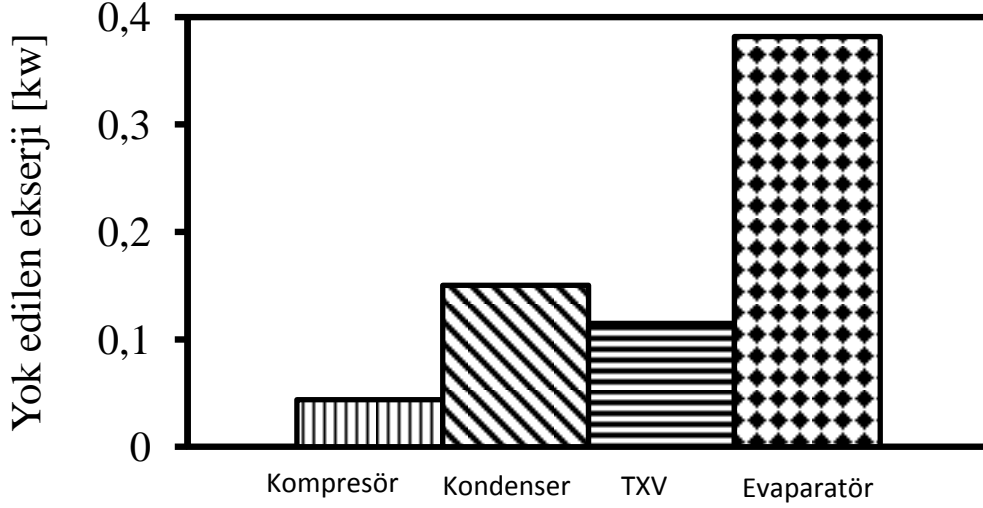
5.33: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 30 °C )

SKK ,  $n=1600$  d/d  $m=900$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=25$  °C



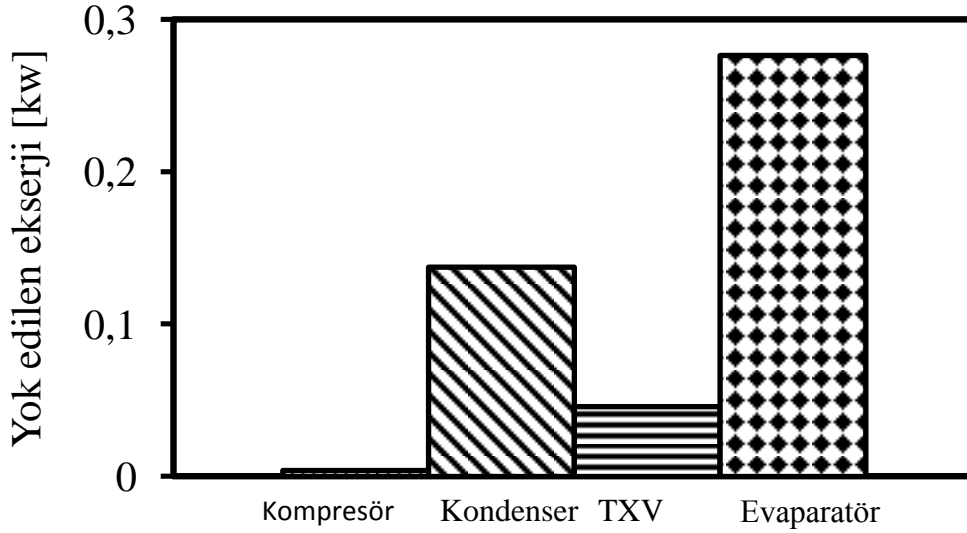
Şekil 5.34: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

SKK ,  $n=1600$  d/d  $m=900$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=30$  °C



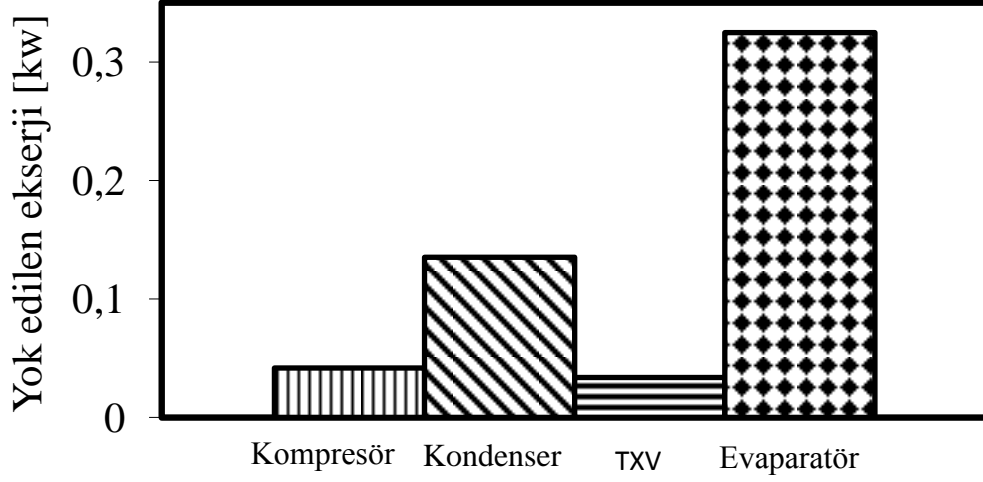
Şekil 5.35: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 30 °C )

DKK ,  $n=1600$  d/d  $m=900$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=25$  °C



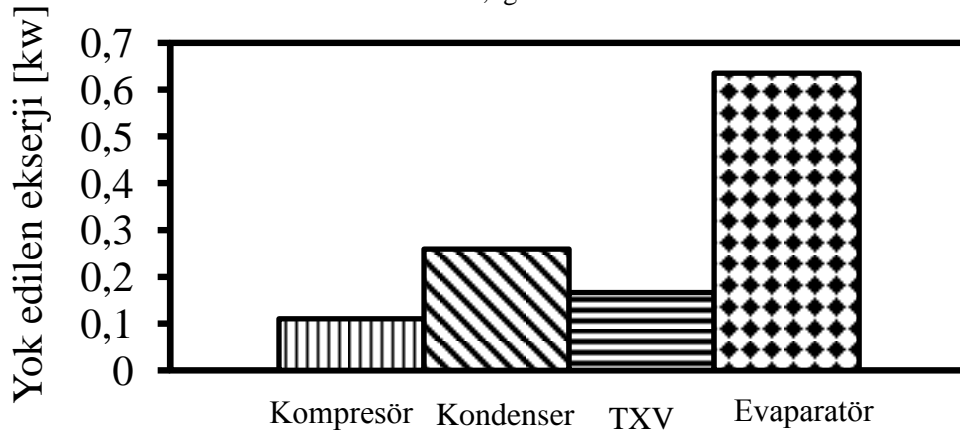
Şekil 5.36: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

DKK ,  $n=1600$  d/d  $m=900$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}= 30$  °C



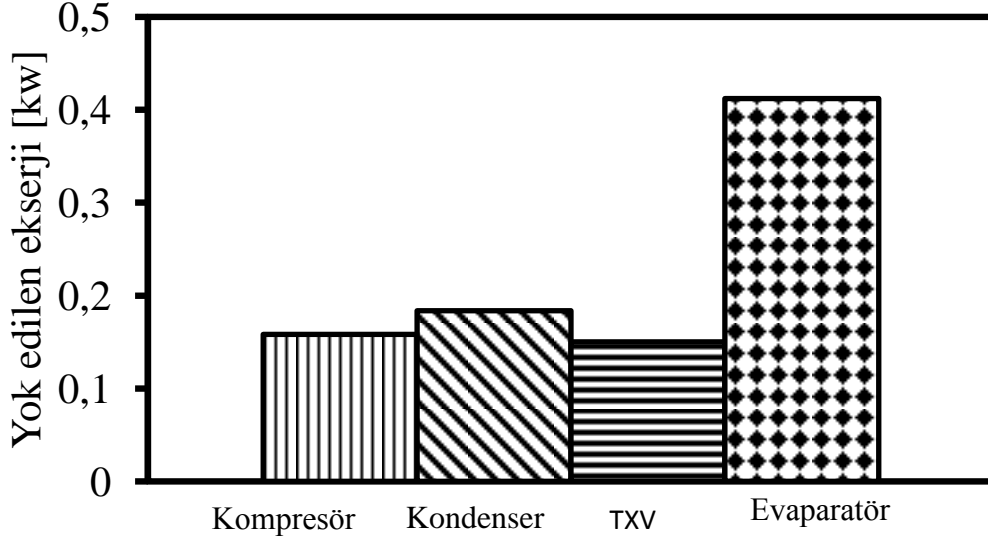
Şekil 5.37: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 30 °C )

SKK ,  $n=1600$  d/d  $m=900$  g  $Q_{\text{evap}}=3200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}= 25$  °C



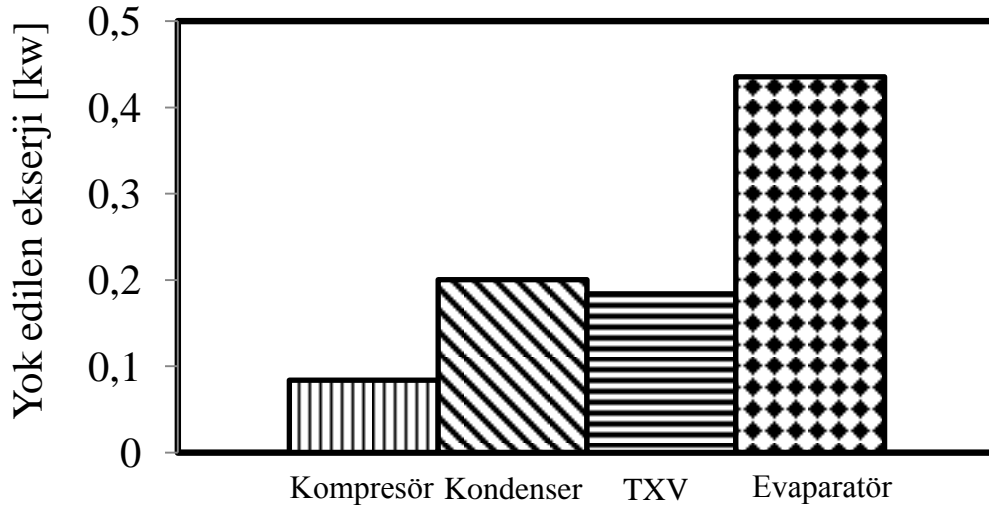
Şekil 5.38: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 1600 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 3200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

SKK ,  $n=2800$  d/d  $m=700$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=25$  °C



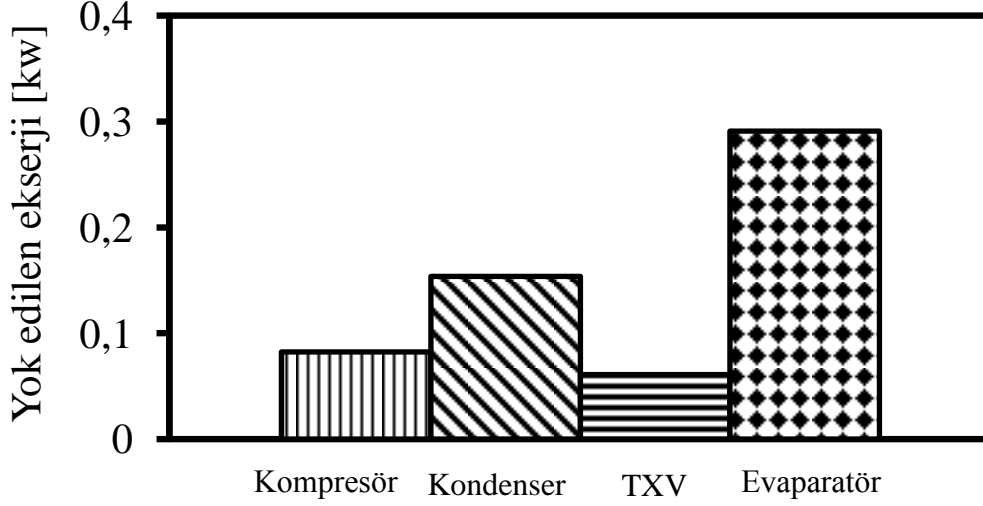
Şekil 5.39: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 25 °C)

SKK ,  $n=2800$  d/d  $m=700$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=30$  °C



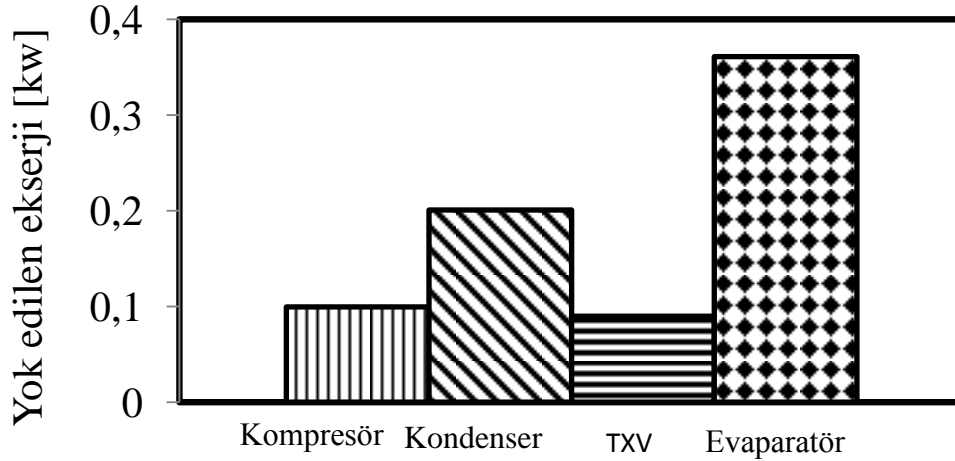
Şekil 5.40: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 30 °C)

DKK ,  $n=2800$  d/d  $m=700$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=25$  °C



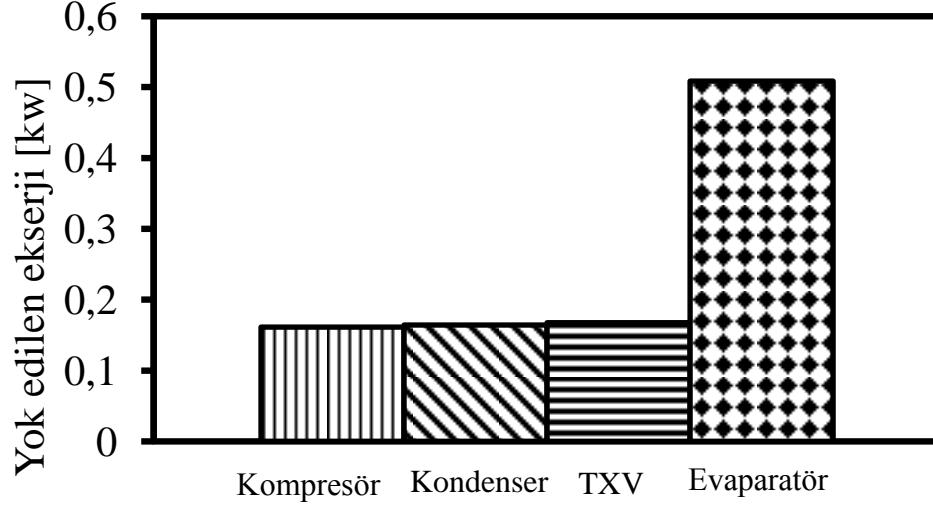
Şekil 5.41: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

DKK ,  $n=2800$  d/d  $m=700$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=30$  °C



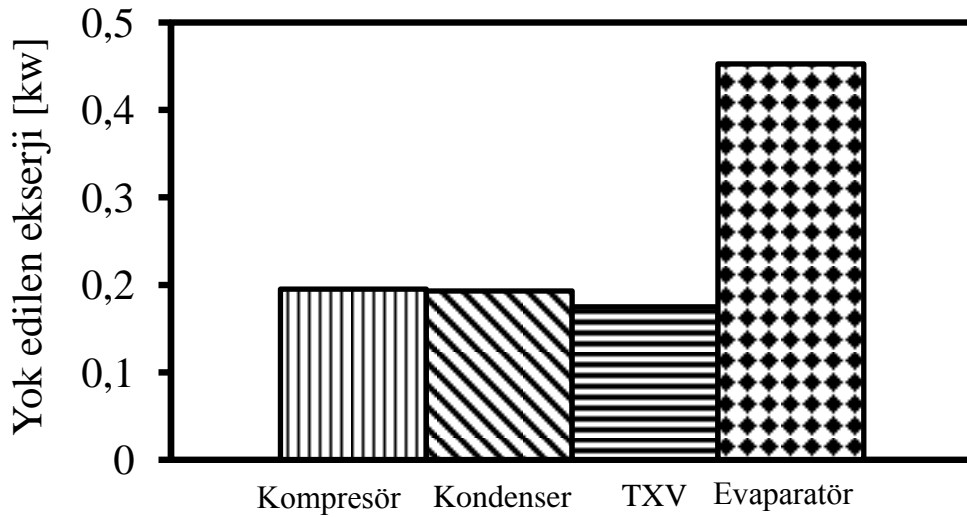
Şekil 5.42: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 2200 W çevre sıcaklığı 30 °C )

SKK ,  $n=2800$  d/d  $m=900$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=25$  °C



Şekil 5.43: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

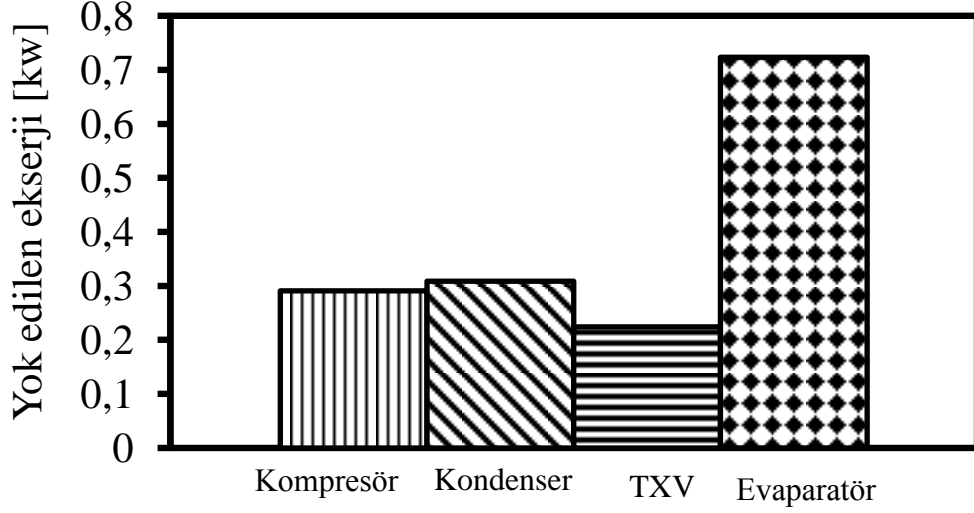
SKK ,  $n=2800$  d/d  $m=900$  g  $Q_{\text{evap}}=2200$  W ,  
 $T_{\text{kond,hg}}=30$  °C



Şekil 5.44: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 2200 W, çevre sıcaklığı 30 °C )

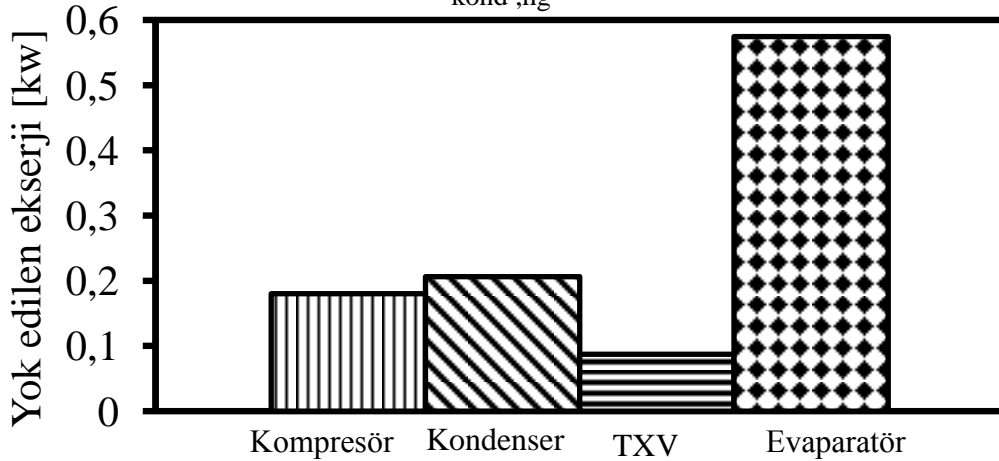


SKK , n=2800 d/d m=900 g  $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$  ,  
 $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$



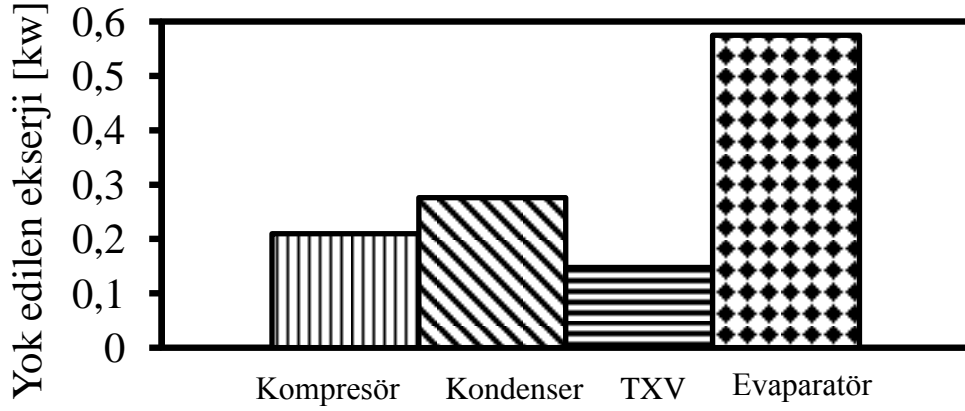
Şekil 5.45: Sabit kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 900 g, soğutma yükü 3200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

DKK , n=2800 d/d m=700 g  $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$  ,  
 $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$



Şekil 5.46: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü 3200 W, çevre sıcaklığı 25 °C )

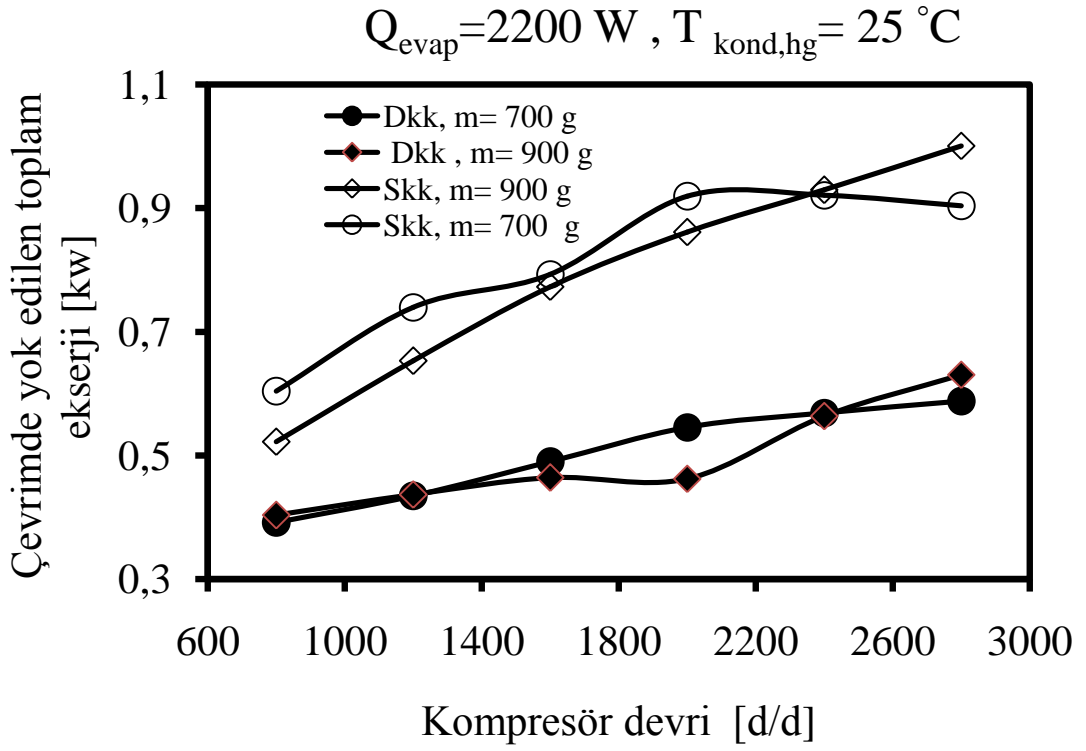
DKK ,  $n=2800$  d/d  $m=700$  g  $Q_{\text{evap}}=3200$  W ,  
 $T_{\text{kond, hg}}=30$  °C



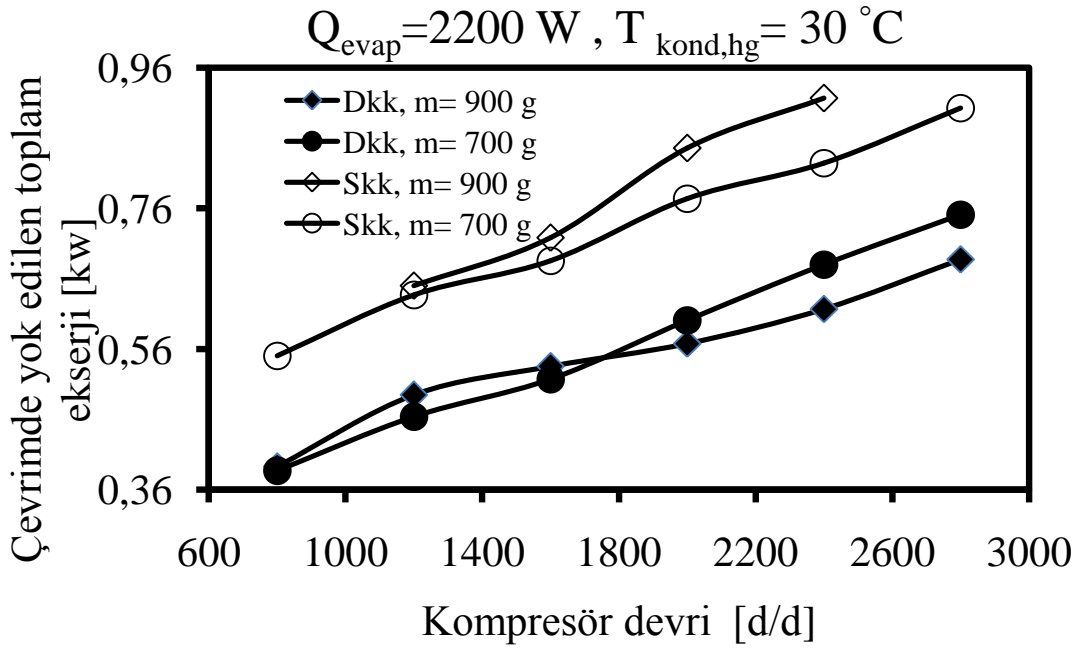
Şekil 5.47: Değişken kapasiteli kompresör kullanılması durumunda sistem bileşenlerinde yok edilen ekserji miktarı (Kompresör devri 2800 d/d, soğutucu akışkan miktarı 700 g, soğutma yükü, 3200 W çevre sıcaklığı 30 °C )

Çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devriyle değişimi, Şekil 5.48-5.51’de görülmektedir. Kompresör devri arttıkça, çevrimde yok edilen toplam ekserji de artmaktadır.

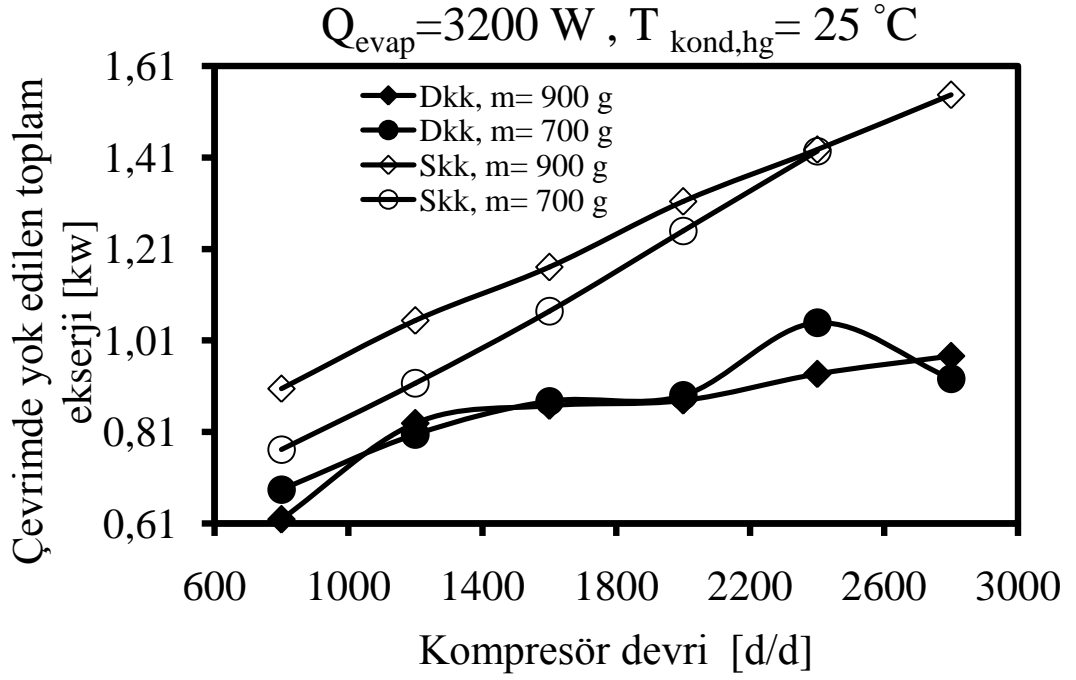
Her iki sistem için çevrimde yok edilen toplam ekserjinin en büyük bileşeni, evaporatörden kaynaklanmaktadır. Bunu, sırasıyla kondenser, kompresör ve TXV izlemektedir. Genel olarak kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesine bağlı olarak yok edilen ekserji artmaktadır. Sabit kapasiteli kompresörde çevrimde dolaşan soğutucu akışkan miktarı arttıkça çevrimde yok edilen ekserji artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesi sonucu yok edilen ekserjiler önce artış göstermekte, belirli bir devirden sonra kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucunda sistem elemanlarındaki yok edilen ekserjiler düşmektedir. Çevrime şarj edilen soğutucu akışkan miktarı arttığında ise, çevrimde yok edilen ekserji değerleri birbirine yakın olmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde kompresör devrinin artışı ile evaporatörde ve kondenserde yok edilen ekserjinin katkısı önemli ölçüde artmaktadır.



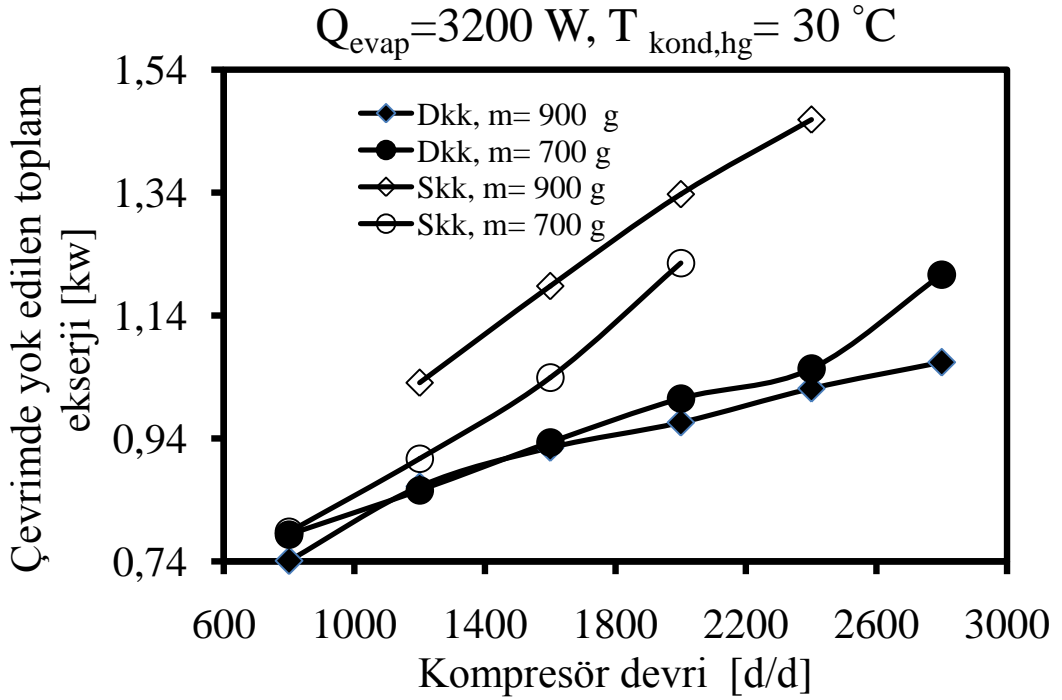
Şekil 5.48: Sistem bileşenlerinde yok edilen toplam ekserjisinin kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$  ,  $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )



Şekil 5.49: Sistem bileşenlerinde yok edilen toplam ekserjisinin kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=2200 \text{ W}$  ,  $T_{\text{kond,hg}}= 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )



Şekil 5.50: Sistem bileşenlerinde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$  ,  $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  )



Şekil 5.51: Sistem bileşenlerinde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi ( $Q_{\text{evap}}=3200 \text{ W}$  ,  $T_{\text{kond,hg}}= 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$  )

## 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, orijinal otomobil klima sisteminin parçalarından oluşturulan ve soğutucu akışkan olarak R134a kullanan deneysel bir otomobil kliması sistemi laboratuvar ortamında kurularak çeşitli mekanik ve elektriksel ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Sistemin soğutma çevrimi, sabit ve değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörler ile lamine tip evaporatör, paralel akımlı-mikro kanallı kondenser, sıvı tankı ve TXV den oluşmaktadır. Sistemin bütün parçaları aynı kalmak şartıyla sadece kompresör tipi değiştirilerek her kompresör tipi için iki farklı soğutucu akışkan şarjı için değişen koşullar altında sistem test edilerek deneysel veriler elde edilmiştir. Deneysel verilere enerji ve ekserji analizleri uygulanarak çeşitli performans parametreleri belirlenmiş ve grafikler halinde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Karşılaştırmalı performans deneylerinde elde edilen sonuçlar şu şekildedir.

Kompresör devri arttıkça her iki kompresör tipinde de, soğutucu akışkana verilen güç miktarı artmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan durumlarda soğutucu akışkana verilen güç miktarındaki artış oranı, değişken kapasiteli kompresör kullanılan deneylere göre daha fazladır. Sabit kapasiteli kompresör, soğutucu akışkan miktarının 900 g olması durumunda 700 g'a göre daha fazla güç çekmektedir. Değişken kapasiteli kompresör kullanılan durumda, her iki soğutucu akışkan şarjı için de sonuçlar birbirine yakındır. Kondensere giriş yapan havanın sıcaklığı ve soğutma yükü değeri arttıkça, her iki kompresör tipinde de kompresörün soğutucu akışkana vermiş olduğu güç miktarı artmaktadır. Değişken kapasiteli kompresörün tüm deney şartlarında sabit kapasiteli kompresörden daha az güç çekmesinin nedeninin, kapasite kontrol sistemi olduğu tespit edilmiştir

Kompresör devri arttıkça kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre güç miktarı artmaktadır. Kompresör motorunun çektiği elektrik gücü, sabit kapasiteli kompresör durumunda değişken kapasiteli kompresörden daha fazladır. Soğutma

yükü ve kondensere giren hava sıcaklığı arttıkça, kompresör motorunun çektiği elektrik gücünün artığı görülmüştür

Kompresör devri arttıkça her iki kompresör tipinde de soğutma tesir katsayısının düştüğü görülmüştür. Soğutucu akışkan miktarı  $m=700$  g olması durumunda,  $m= 900$  g'a göre soğutma tesir katsayısının daha büyük olduğu tespit edilmiştir. Sabit kompresör kullanılan durumlarda, soğutma tesir katsayısındaki düşüş miktarı, değişken kapasiteli kompresör kullanılan durumlardan daha büyük olduğu görülmüştür. Değişken kapasiteli kompresör, sabit kapasiteli kompresörden daha yüksek soğutma tesir katsayı verdiği tespit edilmiştir.

Kompresör devri arttıkça, kompresör motorunun çektiği elektrik gücüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısı ( STKel) düşmektedir. Her iki kompresör tipinde de, soğutucu akışkan miktarı  $m=700$  g olması durumunda,  $m= 900$  g göre STKel daha büyük olduğu görülmüştür. Değişken kapasiteli kompresör kullanılan durumlarda, tüm deney şartlarında STKel değerinin daha büyük olduğu tespit edilmiştir.

Kompresör devri arttıkça, her iki kompresör tipinde de kondenserden atılan ısı miktarı artığı görülmüştür. Sabit kapasiteli kompresörde hem atılan ısının miktarı hem de artış oranı değişken kapasiteli kompresörden daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Sabit kapasiteli kompresörde soğutucu akışkan miktarı  $m=900$  g olması durumunda,  $m= 700$  g göre kondenserden atılan ısının miktarı daha fazladır. Değişken kapasiteli kompresörde ise sonuçlar birbirine yakındır. Her iki kompresör tipinde de soğutma yükü ve kondensere giren hava sıcaklığı arttıkça, atılan ısının miktarı artığı görülmüştür.

Kompresör devri arttıkça sabit kapasiteli kompresörde buharlaşma sıcaklığının düştüğü tespit edilmiştir. Değişken kapasiteli kompresörde ise, kapasite kontrol sistemi evaporatör basıncına bağlı olarak soğutucu akışkanın kütleli debisini azalttığı için buharlaşma sıcaklığı belli derecenin altına inmemektedir. Soğutma yükü ve kondensere giren hava sıcaklığı arttığında, buharlaşma sıcaklığı yükselmektedir.

Kompresör devri arttıkça kompresörde yok edilen ekserji miktarı artmaktadır. Sabit kapasiteli kompresörde artış oranı değişken kapasiteliye göre daha fazladır. Soğutucu akışkan miktarı  $m=900$  g olması durumunda,  $m= 700$  g göre sabit kapasiteli kompresörde yok edilen ekserji miktarının arttığı tespit edilmiştir. Değişken kapasiteli kompresörde ise sonuçlar birbirine yakındır. Soğutma yükü ve kondensere giren hava sıcaklığı arttıkça, kompresörde yok edilen ekserji artmaktadır. Kompresör giriş ve çıkış basınç farkı arttıkça, kompresörde yok edilen ekserji miktarının arttığı görülmüştür.

Kompresör devri arttıkça, her iki kompresör tipinde de kondenserde yok edilen ekserji miktarı artmaktadır. Sabit kompresör kullanılan durumda, değişken kapasiteli kompresöre göre kondenserde yok edilen ekserji miktarının daha fazla olduğu görülmüştür. Soğutucu akışkan şarj miktarı  $m=900$  g olması durumunda,  $m= 700$  g durumuna göre her iki kompresör tipinde de yok edilen ekserji miktarının arttığı tespit edilmiştir. Kondenserden geçen soğutucu akışkan sıcaklığı ile kondensere giren havanın sıcaklığı arasındaki fark arttıkça, kondenserde yok edilen ekserjinin arttığı görülmüştür.

Sabit kapasiteli kompresörde kompresör devri arttıkça, TXV'de yok edilen ekserjinin arttığı görülmüştür. Değişken kapasiteli kompresörde, artış miktarı daha azdır. Soğutucu akışkan şarj miktarı  $m=900$  g olması durumunda,  $m= 700$  g göre sabit kapasiteli kompresör tipinde yok edilen ekserji miktarının arttığı tespit edilmiştir. Değişken kapasiteli kompresörde artış miktarı daha azdır. TXV'de giriş ve çıkış basınç farkı arttıkça, TXV'de yok edilen ekserjinin arttığı görülmüştür.

Kompresör devri arttıkça, evaporatörde yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatörden geçen soğutucu akışkan sıcaklığı ile evaporatöre giren havanın sıcaklığı arasındaki fark arttıkça, evaporatörde yok edilen ekserjinin arttığı görülmüştür.

Evaporatörde yok edilen ekserji miktarı, diğer sistem elemanlarından çok fazladır. Bu sebeple, evaporatör yüzey alanı büyütülmeli ve evaporatör fan hızı artırılmalıdır.

## KAYNAKLAR

Alkan, A. ve M. Hoşöz, "Değişken Kapasiteli Kompresör Kullanan Bir Otomobil Klimasının Farklı İki Tip Genleşme Elemanı İçin Deneysel Performansı", **4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON'08)**, 237-245, Bursa, Haziran 2008.

Alkan, A., ve M. Hosoz, "Experimental Performance of an Automobile Air Conditioning System with a Fixed Capacity Compressor Using Orifice Tube and Thermostatic Expansion Valve", **4th International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEEES4)**, 19-23 April, Sharjah, UAE, (2009)

Al-Rabghi, O. ve Niyaz, A.A., "Retrofitting R-12 Car Air Conditioner with R-134a Refrigerant", **Int. J. Energy Research**, Cilt 24, 467-474, (2002).

Brown, J. S.Yana, S. F. M., Domanski, P. A., "Comparitive analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO<sub>2</sub> and R134a", **International Journal of Refrigeration**, 25, 19-32, (2001).

Changqing Tian, Xianting Li ,” Transient behavior evaluation of an automotive air conditioning system with a variable displacement compressor”, **Science Direct, Applied Thermal Engineering**, 25 1922-1948, (2005)

Çengel, Y., and Boles, M., A., "Thermodynamics on Engineering Approach“, International edition, **Mc Graw-Hill Companies**, 493-503, (1989).

Daly S. "Automotive Air Conditionig and Climate Control System”, **Published by Elsevier** 1-95, (2006)

Dincer, I., "The Role of Exergy in Energy Policy Making”, **Energy Policy**, Cilt No: 30, Sayfa: 137-149, 2002.

Esen, D. Ö., Hoşöz, M., "R12 ve R134a soğutucu Akışkanları Kullanan Otomobil İklimlendirme Sisteminin Deneysel Performans Analizi” **Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak.**, 21, 4, 703-709, (2006)

Halilimic, E. ,Ross, B. Agnew, B. ANDERSON, A. POTTS, I., "Comparison Of The Operating Performance Of Alternative Refrigerants”, **Applied Thermal Engineering**. Vol. 23, pp. 1441-1451, (2003)

Hoşöz, M., "Exergy Analysis of Automobile Air Conditioning System Using R134a”,**Proceedings of the Second International Exergy, Energy and Environment Symposium**, kos, Greece, (2005).

Hosoz, M. ve Ertunc, H.M., "Artificial neural network analysis of an automobile air conditioning system”, **Energy Conversion and Management**, 46,1574-1587,(2006)



- Hosoz M., Direk M., “Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system”, *Energy Conversion and Management*, 47, 545- 559, (2006)
- Jabordo, J.M.S., Mamani, W.G., Ianella, M.R., “Modelling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor”, *International Journal of Refrigeration*, 25, 1157-1172, (2002)
- Jung, D., Park, B., Lee, H., “Evaluation of supplementary/retrofit refrigerants for automobile air-conditioners charged with CFC12”, *International Journal of Refrigeration*, 22, 558-568, (1999).
- Kaynaklı, O. ve Horuz, I., “An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning System”, *Int. Com. Heat and Mass Transfer*, Cilt 30, No 2, 273–284, (2003).
- Kiatsiriroat, T., Euakit, T., “Performance analyses of an automobile air-conditioning system with R22/R124/R152A refrigerant”, *Applied Thermal Engineering*, 17, 1085-1097, (1997).
- Lundberg. E., “An Enhanced R-134a Climate System”, *Automotive Alternative Refrigerant System Symposium*, SAE., USA., (2002).
- Megep , “ Isıtma, Soğutma ve Havalandırma Sistemleri”. *Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları*, 9-24,( 2006 )
- Ronald E. Domitrovic, Vince C. Mei, F.C. Chen., “Simulation of an Automotive Heat Pump”, *ASHRAE Transactions*, (1993).
- Shamsul, H. K. Syed, M. Z.,” Thermodynamic Analysis of the CFC-12 and HCF-134a”, *Refrigeration Cycles. Energy*, Vol. 18, No.7, pp. 717-726, (1992)
- Stubblefield M.,and H Haynes j., “Haynes Techbook Automotive heating and air conditioning”, *Haynes Publications* 22-23, (2000)
- Tamura, T., Yakumaru, Y., Nishiwak, F., “Experimental study on automotive cooling and heating airconditioning system using CO as a refrigerant” *International Journal of Refrigeration* 28 1302–1307, (2005)

## **ÖZGEÇMİŞ**

1975 yılında Kütahya'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Tavşanlı/Kütahya'da tamamladı.1994 yılında İ.T.Ü Sakarya Meslek Yüksekokulu Motor Programını tamamladı.1995 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nden 2000 yılında Otomotiv Öğretmeni olarak mezun oldu. Halen İzmit Endüstri Meslek Lisesi, Motor Bölümünde Otomotiv Öğretmeni olarak görev yapmaktadır.