

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**R12 ve R134a SOĞUTUCU AKIŞKANLARININ VE KOMPRESÖR
DEVİRİNİN OTOMOBİL KLİMASININ SOĞUTMA DEVRESİ
PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. Dilek Özlem ESEN

Ana Bilim Dalı: Makine Eğitimi

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Murat HOŞÖZ

NİSAN 2005

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**R12 ve R134a SOĞUTUCU AKIŞKANLARININ VE KOMPRESÖR
DEVİRİNİN OTOMOBİL KLİMASININ SOĞUTMA DEVRESİ
PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ**

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. Dilek Özlem ESEN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 23 Şubat 2005

Tezin Savunulduğu Tarih: 28 Nisan 2005

Üye

Prof. Dr. Rıza GÜVEN

(.....)

Üye

Prof. Dr. H. İbrahim SARAÇ

(.....)

Üye

Yrd. Doç. Dr. Uğur SİNANOĞLU

(.....)

Tez Danışmanı

Üye

Yrd. Doç. Dr. Murat HOŞÖZ

(.....)

Yrd. Doç. Dr. Ali KILIÇARSLAN

(.....)

NİSAN 2005

R12 ve R134a SOĞUTUCU AKIŞKANLARININ VE KOMPRESÖR DEVRİNİN OTOMOBİL KLİMASININ SOĞUTMA DEVRESİ PERFORMANSINA ETKİSİNİN DENEYSEL ANALİZİ

Dilek Özlem ESEN

Anahtar Kelimeler: İklimlendirme, Soğutma, Otomobil Kliması, R12, R134a.

Özet: Bu çalışmada, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının ve kompresör devrinin otomobil iklimlendirme sistemlerinin performansına etkisi teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Teorik kısımda, R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemlerinin performanslarının karşılaştırılmasına yönelik bilgisayar simülasyon programı geliştirilmiştir. Bu bilgisayar simülasyon programına data olarak, buharlaşma sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı, aşırı soğutma, kızgınlık ve kompresör izentropik verim değerlerinin girilmesi gerekmektedir. Bunun sonucunda program, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin bütün önemli noktalarındaki soğutucu akışkanın özgül entalpi ve entropileri ile evaporatördeki soğutma yükünü, kondenserden atılan ısıyı, kompresörde akışkana verilen sıkıştırma işini ve Soğutma Tesir Katsayısını (STK) hesaplayabilmektedir. Bu program kullanılarak R12 ve R134a soğutucu akışkanları karşılaştırıldığında, iki akışkanın birbirine çok yakın bir performans gösterdiği, ancak aynı soğutma kapasitesi için R134a'nın R12'den daha düşük STK değerleri verdiği görülmüştür. Deneysel kısımda, R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemlerinin performanslarının karşılaştırılmasına yönelik bir otomobil klima sistemi kurulmuştur. Otomobil klima sistemi, kompresör, evaporatör, kondenser ve termostatik genişleme valfi (TXV) bileşenlerinden oluşmaktadır. Kompresör, bir elektrik motoruna kayış kasnak mekanizması ile bağlanmıştır. Elektrik motorunun hız kontrolü ise, asenkron motor sürücüsü ile sağlanmıştır. Deneysel sisteme, 1500, 1950, 2400 ve 2850 W soğutma yükleri, elektrikli ısıtıcı ile sağlanmıştır. Deneyler, çeşitli yoğuşma sıcaklıklarında, her iki soğutucu akışkan için yapılmıştır. Otomobil klima sistemi, her bir soğutma yükü için 600, 800, 1000, 1200, 1400 d/d devirlerde çalıştırılmıştır. Tespit edilen noktalarda, soğutucu akışkan sıcaklıkları ile kuru ve yaş termometre sıcaklıkları K tipi termokupllar ile ölçülmüştür. Kompresör ve elektrik motorunun hızları, digital takometre ile ölçülmüştür. Soğutucu akışkan basınçları ise, Bourdon tüpü manometre ile ölçülmüştür. Ayrıca, kondenser ile evaporatördeki hava hızları ve kompresör motorunun çektiği elektrik gücü ölçümleri yapılmıştır. Böylece, sistem performansını analiz etmeye yönelik datalar, buharlaşma sıcaklıkları ve kompresör devrine bağlı olarak elde edilmiştir. Bu datalar kullanılarak sisteme enerji analizi uygulanmıştır. Bunların sonucunda, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının birbirine yakın bir performans gösterdiği, ancak aynı soğutma kapasitesi için R134a'nın yaklaşık % 6 -7 daha düşük STK değerleri verdiği görülmüştür. Bir diğer önemli husus da, aynı soğutma yükünde, R134a'nın R12'ye oranla yaklaşık %20-21 daha düşük bir kütleli debi ile çalışabilmesidir. Bunun sonucunda, R12 şarjının % 75-90'ı kadar R134a şarjı yeterli olmaktadır. Elde edilen deneysel ve teorik sonuçlar, grafikler halinde sunulmuştur.

**EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF R12 AND R134a
REFRIGERANTS AND COMPRESSOR SPEED ON THE PERFORMANCE OF
THE REFRIGERATION CYCLE OF AUTOMOBILE AIR CONDITIONING
SYSTEMS**

Dilek Özlem ESEN

Keywords: Air conditioning, Refrigeration, Automobile Air Conditioning, R12, R134a.

Abstract: In this study, the effect of R12 and R134a refrigerants and compressor speed on the performance of automobile air conditioning systems was theoretically and experimentally investigated. In the theoretical part of the study, a computer simulation program was developed to compare the performances of automobile air conditioning systems using R12 and R134a refrigerants. This simulation program requires evaporating temperature, condensing temperature, subcooling, superheat and compressor isentropic efficiency values as input data. Then, the program can compute specific enthalpies and entropies of the refrigerant at the selected points, condenser heat rejection rate, evaporator cooling load, work of compression given to refrigerant in the compressor and Coefficient of Performance (COP) for the vapor compression refrigeration cycle. When the performance of R12 and R134a refrigerants are compared using this program, it is found that the COP for R134a is slightly lower than that for R12 system for an identical cooling capacity. In the experimental part of the study, an experimental automobile air conditioning system was set up for performance comparison of R12 and R134a. The major components of the automobile air conditioning system are a compressor, an evaporator, a condenser and a thermostatic expansion valve (TXV). The compressor was belt-driven by a three-phase electric motor and compressor speed was controlled by changing the frequency of the supply voltage with an inverter. Cooling loads of 1500, 1950, 2400, 2850 Watts were given to the system by means of electric heaters. Experiments were conducted at several condensing temperatures using both refrigerants. The automobile air conditioning system was run at compressor speeds of 600, 800, 1000, 1200, 1400 rpm for each cooling load. Refrigerant temperatures and air dry and wet bulb temperatures were measured at the selected points on the experimental setup using K-type thermocouples. The compressor and electric motor speeds were measured by a digital tachometer. Refrigerant pressures were measured with Bourdon tube manometers. In addition, air speeds at the condenser and evaporator as well as power input to the electric motor of the compressor were measured. Experimental data was obtained at various evaporating temperatures for each condensing temperature and compressor speed. Using experimental data, an energy analysis was applied to the system. A comparison was made between R12 and R134a refrigerants, which indicates that R12 and R134a refrigerants show quite similar thermal performance. But experimental results indicate that COPs for R134a system are approximately 6-7 % lower than those for R12 system for an identical cooling capacity. Another important result is that R134a yields a lower mass flow rate (approximately 20-21 %) compared with R12 for the same cooling capacity. Therefore, a R134a charge equal to 75-90 % of the R12 charge will be sufficient. Theoretical and experimental results were presented in graphs.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Otomobillerde ısı konfor seyir durumunu büyük ölçüde etkilediğinden, günümüzde aktif güvenliğin bir parçası olarak görülmektedir. Bu nedenle klimanın taşıtlarda kullanımı, neredeyse zorunlu hale gelmiştir. Ancak soğutma çevrimlerinde kullanılan R12 soğutucu akışkanının çevreye zarar verdiği anlaşıldığından, bu akışkanın kullanımının diğer soğutma sistemleriyle birlikte taşıt klimalarında da kısıtlanmasına yol açmıştır. Bu akışkanın kullanıldığı uygulamalarda, R12'nin en önemli alternatifi olan R134a soğutucu akışkanı kullanılmaya başlanmıştır. Bu tezde, R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile kompresör devrinin otomobil klimalarının performansına etkisinin teorik ve deneysel analizi yapılmıştır.

Öncelikle, tez çalışmamda daima yanımda olan danışmanım Yrd. Doç Dr. Murat HOŞÖZ'e ve Tez İzleme Komitesinde bulunan değerli hocalarım Prof. Dr. Rıza GÜVEN ve Yrd. Doç Dr. Uğur SİNANOĞLU'na teşekkür ederim. Ayrıca, yapıcı eleştirileri ve önerileri ile bu çalışmaya katkıda bulunan Prof. Dr. Halil İbrahim SARAÇ ve Yrd. Doç Dr. Ali KILIÇARSLAN'a teşekkürü borç bilirim.

Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Laboratuvarında yapılan deneysel çalışmaları, 'Soğutucu Akışkanların ve Kompresör Devrinin Otomobil Klimalarının Performansına Etkisinin Teorik ve Deneysel Analizi' başlığı altında, 2002/37 nolu proje kapsamında maddi olarak destekleyen Kocaeli Üniversitesi Araştırma Fonuna, katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Son olarak, şu ana kadar bana akademik kariyerimde daima destek olan, maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen sevgili babama, anneme ve kardeşime minnettarım.

Mart 2005, KOCAELİ

Dilek Özlem ESEN

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	ii
ABSTRACT.....	iii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
TABLolar DİZİNİ.....	xiv
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMLERİ.....	9
2.1.Giriş.....	9
2.2. Otomobil İklimlendirmesinin Amacı.....	9
2.3. Otomobil Klimalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar.....	10
2.4. R12 ve R134a Soğutucu Akışkanlarının Günümüzdeki Durumu.....	10
2.5 R12 Soğutucu Akışkanı Ozonu Tüketme Potansiyeli Oluşum Reaksiyonları.....	11
2.6. R12 ve R134a Soğutucu Akışkanlarının Özellikleri.....	12
2.6.1. R12 Soğutucu akışkanının özellikleri.....	12
2.6.2. R134a Soğutucu akışkanının özellikleri.....	13
2.7. Otomobil Kliması Soğutma Çevrimi ve P-h /T-s Diyagramları.....	13
2.8. Otomobil Klima Sisteminin Temel Bileşenleri ve Görevleri.....	16
2.8.1. Kompresör.....	17
2.8.2. Kondenser (Yoğuşturucu).....	17
2.8.3. Genleşme elemanı.....	17
2.8.4. Evaporatör (Buharlaştırıcı).....	18
2.9. Çeşitli Tipte Genleşme Elemanı İçeren Otomobil Klima Sisteminin Çalışması.....	18
2.10. Otomobil Klima Sistemi Kontrol Elemanları ve Görevleri.....	21

2.10.1. Manyetik kavrama.....	21
2.10.2. Kontrol anahtarları.....	22
BÖLÜM 3. R12 VE R134a SOĞUTUCU AKIŞKANLARI KULLANAN OTOMOBİL KLİMALARININ TERMODİNAMİK SİMÜLASYONU.....	23
3.1. Giriş.....	23
3.2. R134a Soğutucu Akışkanına Ait Termodinamik Özellikler ve Hal Denklemi.....	24
3.3. R12 Soğutucu Akışkanına Ait Termodinamik Özellikler ve Hal Denklemi.....	26
3.4. Termodinamik Kısım Bilgisayar Simulasyon Programı	29
3.5. Termodinamik Bilgisayar Simulasyon Programı Sonuçları.....	31
BÖLÜM 4. DENEY TESİSATI VE DENEYSEL ÇALIŞMA YÖNTEMİ.....	36
4.1. Giriş.....	36
4.2. Deney Tesisatının Tanıtımı.....	36
4.3. Otomobil Klima Soğutma Çevrimi Bileşenleri ve Çalışması.....	38
4.3.1. Yalpalı plakalı kompresör.....	39
4.3.2. Paralel akışlı kondenser.....	39
4.3.3. TXV (Termostatik genişleme valfi).....	40
4.3.4. Evaporatör.....	40
4.4. Otomobil Kliması Hava Kısım Bileşenleri ve Çalışması.....	40
4.5. Klima Sistemi Üzerinde Yapılan Ölçümler.....	41
4.6. Deneysel Çalışma Yöntemi.....	43
4.7. Termodinamiğin Birinci Yasasının Hava Devresi Bileşenlerine Uygulanması.....	44
4.8. Ölçülen Deneysel Sonuçlara Bağlı Olarak Yapılan Hesaplamalar.....	45

4.9. Ölçüm Cihazlarının Özellikleri.....	48
4.10. Deneysel Belirsizlikler ve Hata Analizi.....	50
4.10.1. Havanın kütleli debisi için belirsizlik analizi.....	50
4.10.2. Soğutucu akışkanın kütleli debisi için belirsizlik analizi	51
BÖLÜM 5. DENEYSEL SONUÇLAR.....	56
5.1. Giriş.....	56
5.2. 1500 W ve 2400 Soğutma Yüklerinde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Buharlaşma Sıcaklığının Değişimi.....	56
5.3. 1500 W ve 2400 Soğutma Yüklerinde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Kompresör Gücünün Değişimi.....	58
5.4. 1500 W ve 2400 Soğutma Yüklerinde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Sıkıştırma Oranının Değişimi.....	59
5.5. 1500 W ve 2400 Soğutma Yüklerinde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Soğutma Tesir Katsayısının Değişimi.....	61
5.6. 1500 W ve 2400 Soğutma Yüklerinde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Kütleli Debinin Değişimi.....	62
5.7. 1500 W ve 2400 W Soğutma Yükünde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Elektrik Motor Gücünün Değişimi.....	64
5.8. 800 ve 1200 Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Kompresör Gücünün Değişimi.....	65
5.9. 800 ve 1200 Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Soğutma Tesir Katsayısının Değişimi.....	66
5.10. 800 ve 1200 Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Kütleli Debinin Değişimi.....	68
5.11. 800 ve 1200 Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Basma Hattı Sıcaklığının Değişimi.....	69
5.12. 800 ve 1200 Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Kondensere Atılan Isı Miktarındaki Değişim.....	71

5.13. 800 ve 1200 Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Elektrik Motorunca Tüketilen Elektrik Enerjisindeki Değişim.....	72
5.14. 800 ve 1200 Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Elektrik Motorunca Harcanan Güce Göre Tanımlanmış Soğutma Tesir Katsayısındaki Değişim.....	74
5.15. Kompresör Gücüne Bağlı Olarak Soğutma Tesir Katsayısındaki Değişim.....	75
5.16. Çeşitli Kompresör Devirlerinde Soğuma Yüküne Bağlı Olarak Kütleli Debideki Değişim.....	76
5.17. Çeşitli Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Q_{evap} , Q_{kond} , W_{komp} Değişimi.....	77
5.18. Deneysel Sonuçların Ampirik Denklemler Yardımıyla İrdelenmesi.....	78
5.19. Deneysel Sonuçların Diyagramda Gösterimi.....	85
SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	88
KAYNAKLAR.....	91
EK A.....	95
EK B.....	101
EK C.....	107
EK D.....	112
EK E.....	117
KİŞİSEL YAYIN ve ESERLER.....	122
ÖZGEÇMİŞ.....	123

SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR

A	: Havanın aktığı kesit alanı (m ²)
c _p	: Özgül ısı (kJ/kg °C)
h	: Özgül entalpi (kJ/kg)
I	: Akım (A)
\dot{m}	: Kütleli debi (kg s ⁻¹)
P	: Basınç (kPa)
R	: Gaz sabiti (J/kg.K), (psia)(ft ³)/lb.°R
s	: Özgül entropi (kJ/kg °C)
STK	: Soğutma tesir katsayısı
Q _{evap}	: Evaporatörden çekilen ısı (kW)
Q _{kond}	: Kondenserdenden atılan ısı (kW)
T _c	: Kritik sıcaklık veya yoğuşma sıcaklığı (°C)
T _r	: İndirgenmiş sıcaklık (°C)
T _e	: Buharlaştırma sıcaklığı (°C)
V	: Voltaj (V)
\bar{V}	: Hız (m/s)
W _{el}	: Elektrik motor gücü (kW)
W _{komp}	: Kompresör gücü (kW)
ρ	: Yoğunluk (kgm ⁻³), (ft ³ /lb ⁻¹)
ρ _c	: Kritik Yoğunluk (kgm ⁻³), (ft ³ /lb ⁻¹)
ρ _L	: Doymuş sıvı yoğunluğu (kgm ⁻³), (ft ³ /lb ⁻¹)
v	: Özgül hacim (m ³ /kg), (ft ³ /lb)
ψ	: Göz önüne alınan parametre
Γ	: Belirsizlik parametresi

Alt indisler

A	: Hava girişi
a	: Evaporatör birinci kenar boyutu
b	: Evaporatör ikinci kenar boyutu
B	: Hava çıkışı
bel	: Belirsizlik
c	: Kondenser (yoğuşma)
e	: Evaporatör (buharlaşma)
el	: Elektrik motoru
evap	: Evaporatör
h	: Hava
his	: Hissedilir
k	: Kızgın buhar
komp	: Kompresör
kond	: Kondenser
r	: Soğutucu akışkan
s	: Sıvı
top	: Toplam
1	: Kompresör girişi
2	: Kompresör çıkışı
3	: Kondenser çıkışı
4	: Evaporatör çıkış

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Otomobil klima sistemi buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....	14
Şekil 2.2. Sisteme ait P-h ve T-s diyagramları.....	15
Şekil 2.3. Otomobil klima sistemi çevrim elemanları ve bağlantıları.....	16
Şekil 2.4.a. TXV'li otomobil kliması	19
b. Orifis tüplü otomobil kliması	19
Şekil 2.5. Kavrama bobininin enerjilendirilmesi ile kompresör milinin dönmesi durumu.....	21
Şekil 3.1. R12 ve R134a ile çalışan otomobil klimalarında buharlaşma sıcaklığına göre soğutma tesir katsayıları.....	31
Şekil 3.2. R12 ve R134a ile çalışan otomobil klimalarında buharlaşma sıcaklığına göre kompresör güçleri.....	32
Şekil 3.3. R12 ve R134a ile çalışan otomobil klimalarında evaporatör yüküne göre çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi.....	33
Şekil 3.4. R12 ve R134a ile çalışan otomobil klimalarında buharlaşma sıcaklığına göre kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı.....	33
Şekil 3.5. R12 ve R134a ile çalışan otomobil klimalarında buharlaşma sıcaklığına göre sıkıştırma oranları.....	34
Şekil 3.6. Buharlaşma sıcaklığına göre R12 ve R134a'nın buharlaşma basınçları...34	
Şekil 3.7. Yoğuşma sıcaklığına göre R12 ve R134a'nın yoğuşma basınçları.....	35
Şekil 4.1. Deney tesisatının perspektif görünümü.....	37
Şekil 4.2. Deney tesisatı çevrim elemanları ve ölçüm cihazları.....	38
Şekil 4.3. Deney tesisatı hava kısmı bileşenleri ve ölçüm cihazları.....	41
Şekil 4.4. Otomobil klima sistemi üzerinde sıcaklık ölçümü yapılan noktalar.....	42
Şekil 4.5. Termodinamiğin I. kanununun uygulandığı sistem bileşenlerinin şematik gösterilişi.....	44
Şekil 4.6. Sistemde termodinamiğin I. kanunun evaporatöre uygulanması.....	45
Şekil 5.1. Buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi; (a) Soğutma yükü=1.5kW, (b) Soğutma yükü=2.4 kW.....	57

Şekil 5.2. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi; (a) Soğutma yükü=1.5kW, (b) Soğutma yükü=2.4 kW.....	58
Şekil 5.3. Sıkıştırma oranının kompresör devri ile değişimi; (a) Soğutma yükü=1.5kW, (b) Soğutma yükü=2.4 kW.....	60
Şekil 5.4. Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi; (a) Soğutma yükü=1.5kW, (b) Soğutma yükü=2.4 kW.....	61
Şekil 5.5. Kütleli debinin kompresör devri ile değişimi; (a) Soğutma yükü=1.5kW, (b) Soğutma Yükü=2.4 kW.....	63
Şekil 5.6. Elektrik motor gücünün buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d.....	64
Şekil 5.7. Kompresör gücünün buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a)Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d.....	65
Şekil 5.8 Soğutma tesir katsayısının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a)Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d.....	67
Şekil 5.9. Kütleli debinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi ; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d.....	68
Şekil 5.10. Basma hattı sıcaklığının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d.....	70
Şekil 5.11. Kondenserden atılan ısı miktarının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d.....	71
Şekil 5.12. Elektrik motor gücünün buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d.....	73
Şekil 5.13. Elektrik motoru soğutma tesir katsayısının buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d.....	74
Şekil 5.14. Kompresör gücüne bağlı olarak soğutma tesir katsayısındaki değişim...	75
Şekil 5.15. 600-800-1000 d/d kompresör devirlerinde soğutma yüküne bağlı olarak kütleli debideki değişim.....	76
Şekil 5.16.a. 800 d/d kompresör devrinde buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak Q_{evap} , Q_{kond} , W_{komp} değişimi.....	77

Şekil 5.16.b. 1000 d/d kompresör devrinde buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak Q_{evap} , Q_{kond} , W_{komp} değişimi	78
Şekil 5.17. Buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak kütleli debinin değişimi.....	80
Şekil 5.18. Buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak kompresör gücünün değişimi.....	81
Şekil 5.19. Buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak kondenserden atılan ısı miktarındaki değişim.....	82
Şekil 5.20. Buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak STK'nın değişimi.....	83
Şekil 5.21. Buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak elektrik motor gücünün değişimi.....	84
Şekil 5.22. Buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak STK_{el} 'in değişimi.....	85
Şekil 5.23. R12 soğutucu akışkanı P-h diyagramı (a) $T_e=-9.5^{\circ}C$ ve $T_c=50^{\circ}C$, (b) $T_e=-5.5^{\circ}C$ ve $T_c=60^{\circ}C$	86
Şekil 5.24. R134a soğutucu akışkanı P-h diyagramı (a) $T_e=-12.5^{\circ}C$ ve $T_c=50^{\circ}C$, (b) $T_e=-7.5^{\circ}C$ ve $T_c=60^{\circ}C$	87

TABLolar DİZİNİ

Tablo 4.1. Hava ve soğutucu akışkan için hesaplanan belirsizlik analizi değerleri...	55
Tablo D.1 600d/dak Kompresör Devri ve 50,60°C Yoğuşma Sıcaklığındaki R134a Soğutucu Akışkan Deney Sonuçları.....	112
Tablo D.2. 800d/dak Kompresör Devri ve 50,60°C Yoğuşma Sıcaklığındaki R134a Soğutucu Akışkan Deney Sonuçları.....	113
Tablo D.3. 1000 d/dak Kompresör Devri ve 50,60°C Yoğuşma Sıcaklığındaki R134a Soğutucu Akışkan Deney Sonuçları.....	114
Tablo D.4. 1200d/dak Kompresör Devri ve 50,60°C Yoğuşma Sıcaklığındaki R134a Soğutucu Akışkan Deney Sonuçları.....	115
Tablo D.5. 1400d/dak Kompresör Devri ve 50,60°C Yoğuşma Sıcaklığındaki R134a Soğutucu Akışkan Deney Sonuçları.....	116
Tablo E.1. 600 d/dak Kompresör Devri ve 50,60°C Yoğuşma Sıcaklığındaki R12 Soğutucu Akışkan Deney Sonuçları.....	117
Tablo E.2. 800 d/dak Kompresör Devri ve 50,60°C Yoğuşma Sıcaklığındaki R12 Soğutucu Akışkan Deney Sonuçları	118
Tablo E.3. 1000 d/dak Kompresör Devri ve 50,60°C Yoğuşma Sıcaklığındaki R12 Soğutucu Akışkan Deney Sonuçları.....	119
Tablo E.4. 1200 d/dak Kompresör Devri ve 50,60°C Yoğuşma Sıcaklığındaki R12 Soğutucu Akışkan Deney Sonuçları.....	120
Tablo E.5. 1400 d/dak Kompresör Devri ve 50,60°C Yoğuşma Sıcaklığındaki R12 Soğutucu Akışkan Deney Sonuçları.....	121

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Havanın kapalı bir mekandaki sıcaklığının, izafi neminin, sirkülasyonunun ve temizliğinin istenen koşullarda tutulması işlemine iklimlendirme denir. İnsanların zamanının büyük bir kısmını kapalı mekanlarda geçirmesi, iç hava ile ilgili konfor ve sağlık koşullarının düzenlenmesi ile hava kalitesinin yükselmesine yönelik çalışmaları zorunlu hale getirmiştir.

Jacob Perkins'in 1834 yılında buz makinesini icadı, mekanik soğutmanın başlangıcı olarak kabul edilebilir. Willis H. Carrier'in 1911'de havanın özellikleri ile ilgili tanıttığı formüller, psikrometrik diyagram için bir temel oluşturmuş ve iklimlendirmenin temel hesaplamaları için güvenilir bir kaynak sağlamıştır. Carrier, Termodinamiğin "çiğ noktası" kavramını kullanmış ve merkezi klima sistemini geliştirmiştir. Bu sistemde, havayı doymuş hale getirerek doyma sıcaklığını otomatik olarak kontrol etmiştir.

Geçen yüzyılda otomobil klima sistemlerinde ısıl konfor, sadece havalandırmayla sağlanmaya çalışılmaktaydı. Ancak, ilkel havalandırma sistemleri havadaki kir, toz ve zehirli maddeleri filtre edemediğinden, kabin içindeki hava kalitesi düşük olmaktaydı. İlerleyen yıllarda, otomobil klima sistemlerindeki bu eksikliğin giderilmesi ve sistemin iyileştirilmesi çabaları sürmüştür.

Otomobil klima sistemlerinin gerçek gelişim süreci, General Motors araştırmacılarının Kloroflorokarbon grubu soğutucu akışkanları icadı ile başlamıştır. 1930'larda General Motors firması, R12 soğutucu akışkanı kullanan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile çalışan otomobil klima sistemini geliştirmiştir. Packard Motor firması ise, 1940-1942 yılları arasında yaz ve kış iklimlendirmesini

içeren komple bir sistem geliştirmiş ve çok sayıda otomobili klimalı olarak üreterek, otomobil klima gelişimini desteklemiştir.

Günlük hayatta klimanın sağladığı rahatlık, konfor ve hava kalitesi, ilerleyen yıllarda otomotiv sektöründe de yaygın olarak yerini almıştır. Isıl konfor, aktif güvenliğin bir parçası olup, seyir durumunu büyük ölçüde etkilediği görülmüştür. Otomobil klimalarının insanlığa sağladığı konforu maksimuma çıkarma çabaları ve sistemin performansını arttırmaya yönelik çalışmalar, günümüzde de büyük bir hızla devam etmektedir.

R12 soğutucu akışkanı başta olmak üzere, 1970'lerde CFC grubu soğutucu akışkanların Ozon tabakasını incelttiğinin belirlenmesi, otomobil klimalarının da çevreye olumsuz etkileri olduğunun anlaşılmasına yol açmıştır. 1987'de imzalanan Montreal Protokolü ile, R12 soğutucu akışkanının kullanılmasının kademeli olarak yasaklanmasına karar verilmiştir. Bu kısıtlamanın bir sonucu olarak, soğutucu akışkan üretimi yapan kimya endüstrisi, R12'ye alternatif olarak R134a soğutucu akışkanını geliştirmiştir. (Guidance on Retrofitting to R134a, 1994) 1994'den bu yana üretilen otomobillerde, Ozona zararlı etkisi olmayan R134a soğutucu akışkanı yaygın olarak kullanılmaktadır. Diğer yandan, R12'nin giderek pahalılaşması ve temininin zorlaşması, R12 soğutucu akışkanının kullanımını kısıtlamıştır. Ayrıca R12 soğutucu akışkanı emisyonlarının güçlü bir sera etkisi yaparak dünya ikliminde küresel ısınmaya neden olması, doğadaki dengeyi bozmaktadır. Ucuzluğu ve temin kolaylığı yanında, R134a soğutucu akışkanının sera etkisinin R12'ye göre daha düşük olması, R12 soğutucu akışkanlı sistemlerin R134a'lı sisteme dönüşümünü zorunlu hale getirmiştir. Yapılan çalışmalar, otomobil klima sistemlerinin performansına etki eden en önemli faktörlerin sistemde kullanılan soğutucu akışkan ve kompresör devri olduğunu ortaya koymuştur. Otomobil klima sistemleri ve kullanılan soğutucu akışkanlarla ilgili literatür araştırmalarına aşağıda ayrıntılı bir şekilde yer verilmiştir.

Downing, R12 soğutucu akışkanına ait doyma basıncı, doymuş sıvının özgül entalpi ve entropisi, kızgın buhar özgül entalpi ve entropisi ile hal denklemlerini sunmuştur. (Downing 1974). Wilson ve Basu, R134a soğutucu akışkanına ait doyma basıncı,

doymuş sıvı özgül entalpi ve entropisi, kızgın buharın özgül entalpi ve entropisi ile hal denklemlerini ortaya koymuşlardır. (Wilson ve Basu 1987)

Peterson ve Thorsell, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarını teorik ve deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Otomobil klimalarında, R134a'nın çok daha iyi bir performans gösterdiğini belirlemişlerdir. (Peterson ve Thorsell 1989)

Eckels ve Pate, otomobil klima sistemlerinde kullanılan, evaporatör ve kondenserlerde R12 ve R134a soğutucu akışkanları için ısı taşınım katsayılarını elde etmişlerdir. Sonuçta, R134a'lı sistemde taşınım katsayısının, R12'li sistemden daha büyük olduğunu belirlemişlerdir. (Eckels ve Pate 1990)

Carpenter, R12 akışkanı kullanan sistemlerin, R134a'lı hale dönüşümü yapılırken dikkat edilmesi gereken önemli hususları vurgulamıştır. (Carpenter 1992)

Khan ve Zubair, R12 ve R134a soğutucu akışkanının termodinamik özelliklerini veren denklemleri kullanarak, termodinamik esaslı bir bilgisayar simülasyon programı hazırlamışlardır. Program sonuçlarına göre, R134a'nın, R12'nin yerini sistemin performansında önemli bir kayıp olmaksızın alabileceğini, ayrıca aynı çalışma şartları için R134a'nın soğutma etkisinin R12'den biraz daha düşük olduğunu belirlemişlerdir. (Khan ve Zubair 1992)

Devotta ve Gopichand, R12'ye alternatif olarak gösterilen R22, R134a, HFC152a, HCFC124, HCFC142b gibi akışkanların kullanıldığı sistemlerde buharlaşma sıcaklığı, kondenser sıcaklığı, sıkıştırma oranı ve soğutma tesir katsayısı (STK) gibi özelliklerini karşılaştırarak, R12 yerine kullanılacak en iyi alternatifin R134a olduğunu belirlemişlerdir. (Devotta ve Gopichand 1992)

Struss ve arkadaşları, R12 ve R134a'nın otomobil klima sistemlerindeki performanslarını karşılaştırmışlardır. R134a'nın çevreye olumsuz etkisinin R12'dan daha az olduğunu ve gelecekte üretilen araçların R134a'ya uygun bir şekilde üretilmesinin gerektiğini belirtmişlerdir. (Struss ve diğerleri 1994). Herbe ve

Lundqvist, R12 soğutucu akışkanlı sistemlerin R134a'ya dönüşümü yapılırken dikkat edilmesi gereken hususlara değinmişlerdir. (Herbe ve Lundqvist 1996)

Kiatsiriroat ve Euakit, buhar sıkıştırımalı soğutma çevrimine göre çalışan otomobil klimalarında kullanılan R22 / R124 / R152a soğutucu akışkan karışımlarının, klima performansına etkilerini incelemişlerdir. Bu bağlamda, her bir çevrim elemanı için bir matematiksel model geliştirerek, sistemin toplam performans simülasyonunu elde etmişlerdir. (Kiatsiriroat ve Euakit 1997)

Devotta ve arkadaşları, R12 soğutucu akışkanı kullanan ev tipi buzdolabında R134a ve R290/600a (%50/50) soğutucu akışkanları kullanımı için gerekli dönüşüm işlemleri üzerinde durarak, dönüşüm sonrası sistem performans parametrelerindeki değişimleri ortaya koymuşlardır. (Devotta ve diğerleri 1997)

Ghodbane, R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemlerinde, bu akışkana alternatif olarak R152a ile çeşitli hidrokarbonları kullanmış ve R12'ye yakın sonuçlar elde etmiştir. (Ghodbane 1999)

Bhatti, R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemlerinde, sera etkisinin azaltılması amacıyla belirli bir strateji üzerinde durmuştur. Bu strateji, izentropik verimdeki artışı, kondenser etkinliğindeki artışı, sistemdeki yağ dolaşımındaki azalmayı ve kondenserde hava akımındaki artışı içermektedir. (Bhatti 1999)

Jung ve arkadaşları, orijinal olarak R12 soğutucu akışkanı kullanacak şekilde tasarlanmış bir otomobil klimasında, bu akışkan yerine kullanılacak R22, R134a, R142b, RE170, R290, R600a gibi akışkanlarından oluşan soğutucu akışkan karışımlarının otomobil klima performansına etkilerini deneysel ve teorik olarak ortaya koymuşlardır. (Jung ve diğerleri 1999)

Rabghi ve Niyaz, R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile şarj edilmiş otomobil klima sistemlerinin çeşitli kompresör devirlerindeki performans parametrelerini belirlemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, R134a'nın R12'nin yerini alabilecek

en iyi alternatif olduğunu ifade etmişlerdir. (Rabghi ve Niyaz 2000). Lee ve Yoo, farklı çalışma şartlarında, otomobil klima sisteminin her bir elemanı için performans analizi yapmışlardır. Bu amaçla, kondenser ve evaporatörde ısı transferi için ampirik denklemler kullanarak, bir simülasyon programı elde etmişlerdir. Ayrıca kondenser boyutunun ve soğutucu akışkan şarjının klima performansına etkisini belirlemişlerdir. (Lee ve Yoo 2000)

Ratts ve Brown, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan bir otomobil klima sisteminde, kompresör devrine bağlı olarak, her bir çevrim elemanı için kayıpların değerlerini Termodinamiğin II. Kanununu kullanarak belirlemişlerdir. En fazla kaybın sistemin kompresöründe gerçekleştiğini belirtmişlerdir. (Ratts ve Brown 2000). Ratts ve Brown, diğer bir çalışmada otomobil klima sisteminde şarj seviyesine bağlı olarak her bir elemandaki kayıpları belirlemişlerdir. Kaçaklar nedeniyle şarj seviyesindeki azalmanın performans üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu azalmanın, düşük kondenser basıncına ve kızgınlıkta artışa neden olduğunu ifade etmişlerdir. (Ratts ve Brown 2000)

Bourhan ve arkadaşları, R12 soğutucu akışkanı ile çalışan ev tipi buzdolaplarında soğutucu akışkan karışımlarının kullanılması durumunda, soğutucu akışkan şarj ve dönüşüm işlemleri üzerinde durmuşlardır. Bütan/Propan/R134a karışımından oluşan soğutucu akışkanın, sistemde yağ değişimine gerek duymaksızın kullanılabileceğini belirtmişlerdir. (Bourhan ve diğerleri 2000)

Jabardo ve arkadaşları, değişken devirli kompresör kullanan bir otomobil klima sistemi için kararlı şartlarda bir model oluşturmuşlardır. Kondensere giren hava sıcaklığı, dönüş havası sıcaklığı ve kompresör devri gibi çalışma parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkilerini değerlendirmişlerdir. Bu amaçla, bir bilgisayar simülasyon programı hazırlayıp, deney sonuçlarının bilgisayar simülasyonuna göre sapmasını incelemişlerdir. (Jabardo ve diğerleri 2001)

Brown ve arkadaşları, CO₂ ile R134a'nın otomobil klima sistemindeki performanslarını teorik olarak araştırmış ve R134a'nın CO₂'den daha yüksek STK

değerleri verdiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca CO₂'de entropi üretiminin daha fazla olduğunu belirtmişlerdir. (Brown ve diğerleri 2002)

Kaynaklı ve Horuz, otomobil klima sistemlerinde çevre sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı, kondenser sıcaklığı ve kompresör devrine bağlı olarak, soğutma yükü, kompresör gücü, soğutucu akışkan kütleli debisi, STK gibi parametrelerin değişimlerini belirlemişlerdir. (Kaynaklı ve Horuz 2003). Jabardo ve Mamani, otomobil klimalarında mikro kanallı bir kondenserde, performans parametrelerini teorik ve deneysel olarak ortaya koymuşlardır. Kondenserde üç ısı bölgesini belirlemiş ve bir simülasyon model oluşturmuşlardır. Bu simülasyon modelinin sonuçlarını, soğutucu akışkan olarak R134a'nın kullanıldığı otomobil kliması deneysel sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışmaların sonucunda, kondenserde ısı atımı, soğutucu akışkanın basınç kaybı, toplam ısı transfer katsayısı gibi parametrelerin deneysel sonuçlardan çok az bir sapma gösterdiğini belirlemişlerdir. (Jabardo ve Mamani 2003)

Joudi ve arkadaşları, alternatif soğutucu akışkanlar kullanan otomobil klima sistemlerinde, kompresör devrine bağlı olarak teorik ve deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. R12'ye alternatif olarak R134a, R290, R600a ve R290/R600a karışımlarının kullanıldığı çalışmada, kondenser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı ve kompresör devrine bağlı olarak, sistem performans parametrelerindeki değişimleri belirlemişlerdir. Elde ettikleri deneysel ve simülasyon sonuçlarına göre, R290/R600a karışımının, R12 soğutucu akışkanına en yakın performansı sağladığını belirtmişlerdir. (Joudi ve diğerleri 2003).

Johansson ve Lundqvist, R12, R500, R502 soğutucu akışkanları kullanan sistemlerin R134a ve 404A soğutucu akışkanlı sisteme, R22 soğutucu akışkanlı sistemin R407C ve R417A soğutucu akışkanlı sisteme dönüşüm işlemleri sırasında izlenmesi gereken prosedürler üzerinde durmuşlardır. (Johansson ve Lundqvist 2003)

Yukarıda özetlenen literatür araştırmasında görüldüğü üzere, R12'nin de içinde bulunduğu Klor içeren Kloroflorokarbon türünden soğutucu akışkanların, Ozon tabakasını incelttiği belirlenmiştir. Bunun sonucunda, bu türden soğutucu

akışkanların üretimini kademeli olarak azaltmayı ve belirli tarihlerden sonra tamamen ortadan kaldırmayı hedefleyen bazı uluslararası anlaşmalar imzalanmıştır. Bunlardan biri olan Montreal protokolü ile Ozon Tüketme Potansiyeli yüksek olan CFC türü akışkanların üretimi 1996 yılında kısıtlanmaya başlanmıştır. Bilindiği gibi, CFC türü akışkanlardan en yaygın kullanılanı R12 soğutucu akışkanı olup Ozon Tüketme Potansiyeli 1'dir. (Horuz ve Kaynaklı 2001). Bu nedenle, dünyadaki eğilime paralel olarak, ülkemizde de otomobil klimalarında ve diğer alanlarda R12'nin kullanımı kademeli olarak kısıtlanmıştır. Bu alandaki yeni sistemlerde, R12 soğutucu akışkanının alternatifi olarak geliştirilen ve Klor içermeyen Hidroflorokarbon (HFC) türünden olduğu için Ozon Tüketme Potansiyeli sıfır olan R134a soğutucu akışkanı kullanılmaktadır. Ayrıca, R134a soğutucu akışkanının Sera Etkisi Potansiyeli de R12 soğutucu akışkanından önemli ölçüde küçüktür. R12'nin sera etkisi 8500 iken, R134a'nın da içinde bulunduğu HFC grubu soğutucu akışkanların 93'ten 12100'e kadar değişmektedir. (Horuz ve Kaynaklı 2001). Bu nedenle, başta ABD ve Avrupa ülkeleri olmak üzere birçok ülkede artık üretilmeyen, bu nedenle gelecekte bulunamayacak veya çok yüksek bedeller ödenerek temin edilebilecek R12 soğutucu akışkanı kullanan sistemlerin, R134a ile çalışır hale dönüştürülmeleri gerekmektedir.

Geçmişten günümüze kadar yapılan çeşitli çalışmalarda, (Carpenter (1992), Bourhan ve arkadaşları (2000), Ragbi ve Niyaz (2000), Johansson ve Lundqvist (2003)). R12 soğutucu akışkanı kullanan çeşitli soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin alternatif soğutucu akışkanlar kullanacak hale dönüşüm işlemleri üzerinde durulmuş ve dönüşüm sonrası yeni sistemin performansındaki değişiklikler belirlenmeye çalışılmıştır. Sunulan doktora tez çalışmasında ise, literatürde yapılan bu dönüşüm işlemleri göz önünde bulundurularak, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan ve R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile şarj edilen bir otomobil klima sisteminin teorik ve deneysel analizi yapılmıştır. Teorik kısımda, Downing (1974) ile Wilson ve Basu'nun (1987) R12 ve R134a soğutucu akışkanları için geliştirdikleri doyma basıncı, doymuş sıvı özgül entalpi ve entropisi, kızgın buhar özgül entalpi ve entropileri ile hal denklemleri kullanılarak matematiksel bir model geliştirilmiştir. Bu model yardımıyla hazırlanan program ile buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde önemli hal noktalarına ait özgül entalpi ve entropiler, soğutma yükü, kondenserden

atılan ısı, kompresör işi ve STK gibi parametreler hesaplanmıştır. Yapılan çalışmanın deneysel kısmı, Joudi ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmalara benzerlik göstermektedir. Joudi (2003), R12 soğutucu akışkanına alternatif olarak soğutucu akışkan karışımları kullanarak, otomobil klima sisteminde buharlaşma sıcaklığına ve kompresör devrine bağlı olarak performans parametrelerini incelemiştir. Sunulan doktora tez çalışmasında ise, R12'ye alternatif olarak R134a soğutucu akışkanı kullanılmış olup, buharlaşma sıcaklığı ve kompresör devrine bağlı olarak sistemin performans parametreleri incelenmiştir. Jabardo ve arkadaşları (2001) ise, R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil iklimlendirme sisteminde teorik ve deneysel performans analizi gerçekleştirmiştir. Deneysel açıdan kondensere giren hava sıcaklığı, dönüş havası sıcaklığı ve kompresör devri gibi çalışma parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkilerini inceledikleri söz konusu çalışma, kullandıkları akışkanın R134a soğutucu akışkanı olması itibariyle yapılan çalışmaya benzerlik göstermektedir.

Sunulan doktora tezinde tapılan çalışmanın Jabardo ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmadan önemli bir farkı, R134a ve R12 soğutucu akışkanları kullanılarak, çeşitli kompresör devri, yoğuşma sıcaklığı ve soğutma yüklerinde, kütleli debi, STK, buharlaşma sıcaklığı, kompresör gücü, kondenserden atılan ısı gibi performans parametrelerindeki değişimlerin incelenmesidir.

BÖLÜM 2. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMLERİ

2.1.Giriş

Taşıtlarda iklimlendirme işlemleri, soğutma, nem alma ve ısıtmadan oluşmaktadır. Soğutma amacıyla aracın klima çalıştırıldığında, R134a veya eski model araçlarda R12 soğutucu akışkanı, kompresör tarafından buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin elemanları içinde dolaştırılmaktadır. Soğutucu akışkan kokpit altında ısıtıcı petek yanında bulunan evaporatör içinden geçerken buharlaşmakta ve bu esnada evaporatörün dış yüzeyinden geçirilen hava akımından ısı çekmektedir. Soğuyan ve nemi alınan hava akımı, daha sonra uygun hava kanalları ve hava dağıtım menfezleri yoluyla taşıtın içine gönderilmektedir. Otomobil klimalarını, ev tipi klimalardan ayıran en önemli özellik, bu sistemde kullanılan kompresörün, aracın motorundan kayış kasnak mekanizması yoluyla hareket almasıdır. Isıtma amacıyla ise, sıcak haldeki motor soğutma sıvısının su sirkülasyon pompası yardımı ile bir ısıtıcı serpantin içinden geçmesi ve bu esnada serpantin dş yüzeyinden fan yardımıyla geçirilen hava akımının ısınması sağlanmaktadır.

İzleyen alt bölümlerde, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının özelliklerine değinilerek, otomobil klima sistemine ait çevrim elemanlarının görevlerine, sistemin çalışmasına ve buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine ait P-h ve T-s diyagramlarına yer verilmiştir. Ayrıca çeşitli tipte genişleme elemanı içeren otomobil klima sistemlerinin çalışması üzerinde durulmuştur.

2.2. Otomobil İklimlendirmesinin Amacı

Otomobil yolcu kabini, yaz mevsiminde dışarıdan sürekli ısı kazanmakta ve sıcaklığı artmakta, kış mevsiminde ise sürekli ısı kaybetmektedir. Otomobil klima

sistemlerinin temel amacı, yaz ve kış mevsimlerinde otomobil kabini içindeki sıcaklığı istenilen değerlere getirerek ısı konforu sağlamaktır. Bunun yanında, yaz mevsiminde kabin içine gönderilecek hava akımının evaporatör dış yüzeyleri etrafından geçmesi esnasında soğuk yüzey sıcaklığı hava akımının çığ noktası sıcaklığı altında olduğundan, bu yüzeye çarpan hava akımı içindeki su buharının bir kısmı yüzey üzerinde yoğunlaşarak suya dönüşmektedir. Böylece hava akımından nem alınmakta ve hava akımı ile birlikte taşınan toz, polen ve bunun gibi kirleticiler, evaporatör dış yüzeylerindeki yoğunlaşan suya yapışarak, su ile birlikte evaporatörden atılmaktadır. Böylece, hava akımı temizlenmektedir.

2.3. Otomobil Klimalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesi, ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar sayesinde olmaktadır. Soğutucu akışkanlar, bu nakil işlemini sıvı halden buhar haline ve buhar halden sıvı haline dönüşerek sağlanmaktadır. Soğutucu akışkanlardan, ısı geçiş kabiliyetleri ile doğrudan ilgili olmayan, birçok koşulu yerine getirmesi istenmektedir. Kullanma şartlarındaki kimyasal kararlılık, fiyat, kolay bulunabilme, kompresör yağları ve soğutma tesisatındaki malzemeler ile uyumlu olması, soğutucu akışkanlar için göz önüne alınması gerekli hususlardır.

Diğer taraftan, sistemden kaçan soğutucu akışkanın çevresel etkileri de önem taşımaktadır. Bu sebeple, bu bölümde R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının özelliklerine değinilerek, son yıllarda R12 soğutucu akışkanı kullanan otomobil klimalarının yerini R134a kullanan sistemlere bırakmasının nedenleri ve dönüşüm işlemleri üzerinde durulmuştur.

2.4. R12 ve R134a Soğutucu Akışkanlarının Günümüzdeki Durumu

19. yüzyılın ikinci yarısında geliştirilmeye başlanan ilk soğutma sistemlerinde Karbondioksit, hava, su, Amonyak gibi doğal maddeler soğutucu akışkan olarak

kullanılmıştır. İzleyen yüzyılda, yapay olarak elde edilen Kloroflorokarbon ve Hidrokloroflorokarbonlar, bu maddelerin bir kısmının yerini almış ve yoğun şekilde kullanılmıştır. Ancak bu maddelerin zaman içinde atmosfere karışması sonucunda sera etkisi oluşturmaları ve Ozon tabakasının tahribatı gibi çeşitli çevre sorunları ortaya çıkmıştır.

Ozon tabakasının tahrip olması sorunu, tüm dünyada önem kazanmış ve Montreal Protokolü ile R12'nde içinde bulunduğu CFC grubu soğutucu akışkanların üretim sınırları çizilmiştir. (Bulgurcu 2001). Buna bağlı olarak, R12'nin giderek pahalılaşması ve temininin zorlaşması, R12 kullanan araç klimalarının R134a soğutucu akışkanlı sisteme dönüşümünü gerektirmektedir. Bu dönüşüm, günümüzde özellikle A.B.D.'de yasal bir zorunluluğu olmamasına rağmen yaygın olarak yapılmakta ve sadece bu ülkede potansiyel olarak yaklaşık 30 milyon taşıta söz konusu dönüşümün uygulanabileceği tahmin edilmektedir. (Guidance on Retrofitting to R-134a, 1994)

2.5. R12 Soğutucu Akışkanı Ozonu Tüketme Potansiyeli Oluşum Reaksiyonları

Güneş ışığının güçlü ultraviyole ışınları etkisiyle, atmosferin stratosfer tabakasındaki CFC grubu soğutucu akışkanlar, bünyelerindeki klor atomları açığa çıkacak şekilde ayrışmaktadır. Klor atomları ise Ozon ile katalitik bir tepkimeye girmektedir. R12 soğutucu akışkanının da içinde bulunduğu CFC'lerin Ozonu tüketmesi ile ilgili kimyasal olaylar, aşağıdaki reaksiyonlar sonucu meydana gelmektedir.



Klor (Cl) atomlarının Ozon molekülleri (O_3) ile çarpışmaları sonucunda klormonoksit (ClO) ve oksijen molekülleri (O_2) ortaya çıkmaktadır.



Klormonoksit içindeki Oksijen atomu serbest Oksijen atomu ile çok kolay tepkimeye girerek Klormonosit kimyasal çözünmesine yol açar ve bunun sonucunda Oksijen molekülleri oluşur.



Bu tepkime sonucunda Cl atomları serbest kalmakta, böylece çözünme yolu ile verilen zarar süreci başlamaktadır.

Bu şekilde, her bir Klor atomunun, atmosferdeki 100.000 Ozon molekülünü (2.2) (2.3) tepkimeleri sonucunda tahrip ettiği ileri sürülmektedir. (Mitsubishi Klima 2000) Güneşten gelen zararlı ultraviyole radyasyonlarının çoğu Ozon tabakası sayesinde emilmekte, böylece dünya yüzeyine sadece zararsız bir kısım ışınların geçmesi sağlanmaktadır. Bu engelin zarar görmesi durumunda, ultraviyole ışınları dünya yüzeyine emilmeden ulaşacaktır. Bu sebeplerden dolayı CFC grubu soğutucu akışkanlardan biri olan R12 soğutucu akışkanı, birçok soğutma sisteminde olduğu gibi otomobil klima sistemlerinde de yerini R134a soğutucu akışkanına bırakmaktadır. Bilindiği gibi R134a soğutucu akışkanı, bünyesinde Cl atomlarını bulundurmamaktadır.

2.6. R12 ve R134a Soğutucu Akışkanlarının Özellikleri

R12 ve R134a soğutucu akışkanlarına ait özellikler ve çalışma şartları aşağıda belirtilmiştir.

2.6.1. R12 soğutucu akışkanının özellikleri

Soğutma sistemlerinde en çok kullanılan, ayrıca zehirli, patlayıcı ve yanıcı olmaması sebebiyle oldukça emniyetli bir akışkan olan R12 soğutucu akışkanı, genelde küçük ve orta soğutma kapasitelerinde kullanılmaktadır. Atmosfer basıncında buharlaşma sıcaklığı -30°C civarında olduğundan, çok düşük sıcaklıklardaki soğutma

uygulamaları için uygun olmamaktadır. Bu özelliklere ilave olarak, en ekstrem çalışma şartlarında dahi dengeli ve bozulmayan, özelliklerini kaybetmeyen bir maddedir. Ancak açık bir aleve veya aşırı sıcaklığa sahip bir ısıtıcı ile temas ettirilirse çözünür ve zehirli bileşenlere ayrışabilmektedir. (Yamankaradeniz ve diğerleri 2002)

Ayrıca, R12 soğutucu akışkanı, kondenserde ısı transferi ve yoğuşma sıcaklıkları bakımından oldukça iyi bir durum göstermektedir. Yağlama yağı ile tüm çalışma şartlarında karışabilmekte ve yağın kompresöre dönüşü basit önlemlerle sağlanabilmektedir. Yağı çözücü (solvent) özelliği, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı ısı geçiş yüzeylerinde yağın toplanıp ısı geçişini azaltmasını önlemektedir. Bir diğer özelliği de, buharlaşma ısısının düşük olması sebebiyle, sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin fazla olmasıdır.

2.6.2. R134a soğutucu akışkanının özellikleri

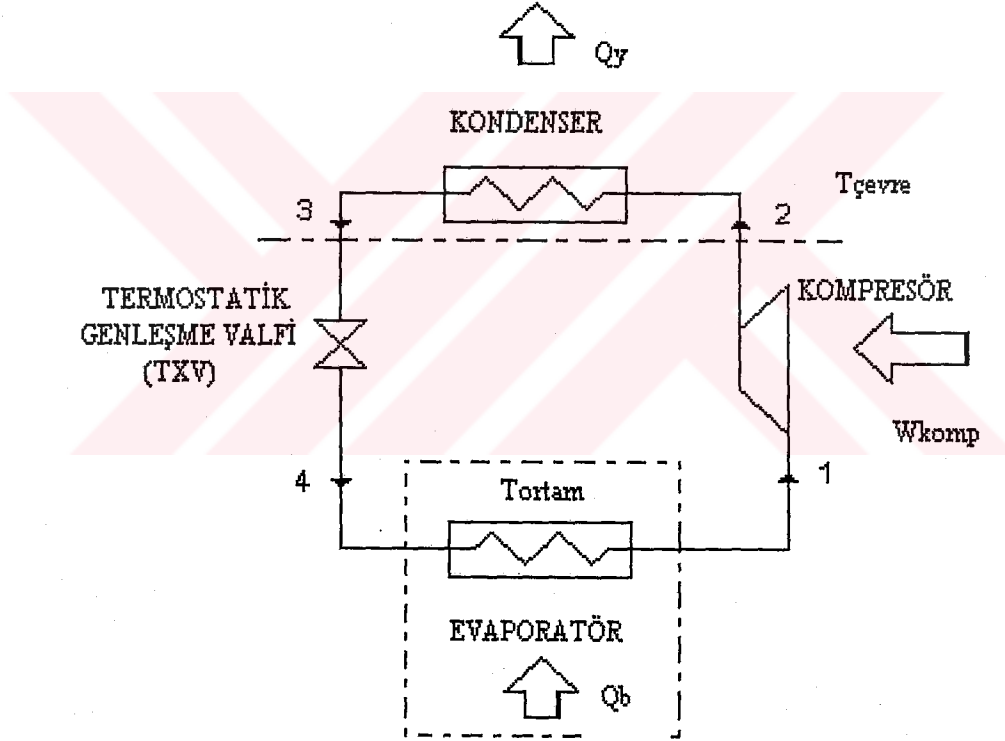
R134a soğutucu akışkanının Ozonu tüketme potansiyeli sıfır olup, diğer özellikleri dikkate alındığında R12'ye en yakın fiziksel özelliklere sahip soğutucu akışkanlardan biridir. Saf bir soğutucu akışkan olan R134a, otomobil klimaları için çok uygundur. R134a mineral yağlarla uyumlu olmadığından sentetik bazlı yağlarla kullanılması gerekmektedir. R134a soğutucu akışkanının R12'ye göre ısı iletim performansının düşük olması, büyük kompresör gücü gerektirmesi ve düşük özgül hacim değerine sahip olması, başlıca dezavantajlarını oluşturmaktadır.

2.7. Otomobil Kliması Soğutma Çevrimi ve P-h / T-s Diyagramları

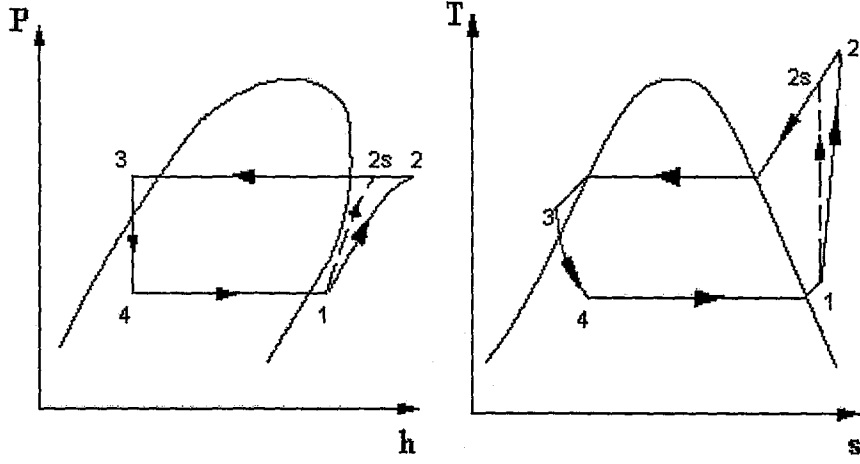
Termodinamiğin en önemli uygulama alanlarından biri olan soğutma, bir madde veya ortamın sıcaklığını, onu çevreleyen ortamın sıcaklığının altına düşürerek, bu düşük sıcaklığın muhafaza edilmesi amacıyla madde ve ortamdan ısı alınması işlemidir.

Soğutma, soğutma makinaları ve ısı pompaları tarafından gerçekleştirilmektedir. Bu makinaların dayandıkları çevrimlere de soğutma çevrimleri adı verilmektedir. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir. Otomobil klima sistemleri de bu soğutma çevrimine göre çalışmaktadır. Bu çevrimde, soğutucu akışkan dönüşümlü olarak buhar fazında sıkıştırılmakta, yoğuşmakta ve buharlaşmaktadır.

Otomobil klima sisteminde kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, prensip olarak Şekil 2.1’de gösterilmektedir.



Şekil 2.1. Otomobil klima sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi



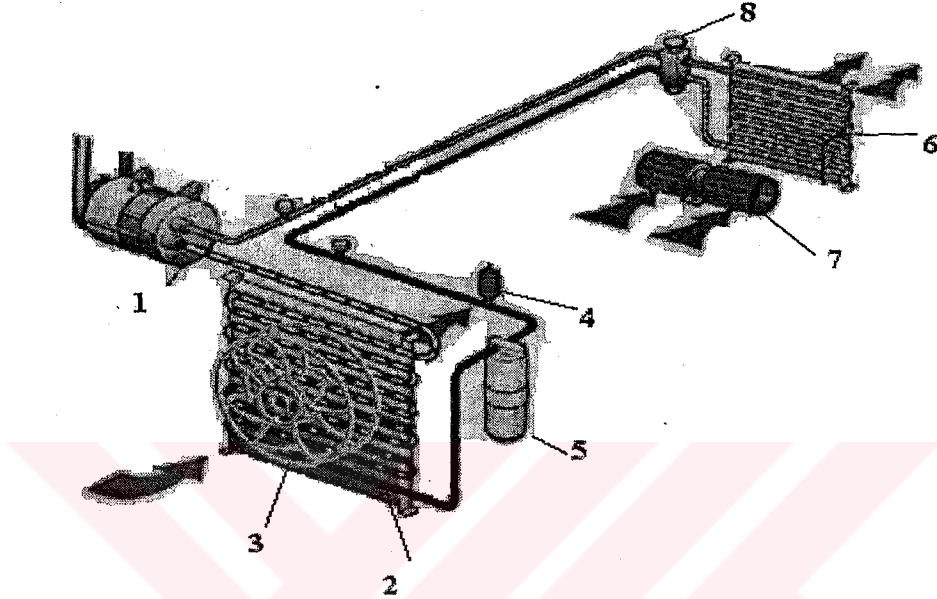
- (1-2) Kompresörde sıkıştırma
- (1-2s) Kompresörde izentropik sıkıştırma
- (2-3) Kondenserde yoğuşma
- (3-4) Genleşme valfinde basınç düşümü
- (4-1) Evaporatörde buharlaşma

Şekil 2.2. Sisteme ait P-h ve T-s diyagramları

Görüldüğü üzere, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi dört ana elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar sırasıyla kompresör, yoğuşturucu (kondenser), genleşme elemanı ve evaporatördür. Sisteme ait P-h ve T-s diyagramları Şekil 2.2’de verilmiştir.

2.8. Otomobil Klima Sisteminin Temel Bileşenleri ve Görevleri

Şekil 2.3'de otomobil klima sistemi çevrim elemanları ve bağlantıları gösterilmiştir.
(Wolkswagen Klima 2001)



Şekil 2.3. Otomobil klima sistemi çevrim elemanları ve bağlantıları

- 1.Kompresör
- 2.Kondenser
- 3.Kondenser fanı
- 4.Klima sistemi basınç anahtarı
- 5.Filtre kurutucu
- 6.Evaporatör
- 7.Santrifuj fan
- 8.Genleşme elemanı

2.8.1.Kompresör

Soğutucu akışkanı sıkıştırarak, basıncını artıran ve boru hatları yardımıyla sistemin elemanları arasında soğutucu akışkanı dolaştıran elemandır. Kompresör girişine evaporatörden gelen boru hattı bağlanarak, soğutmanın gerçekleştiği eleman olan evaporatör basıncının ve kompresör emme basıncının aynı olması sağlanmaktadır. Kompresör çıkışına ise kondensere giden boru hattı bağlanarak, kondenser basıncının yüksek olması sağlanmaktadır. Kompresöre girişte düşük sıcaklık ve basınçta kızgın buhar halinde bulunan soğutucu akışkan, kompresör çıkışında yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar haline dönüşmektedir.

2.8.2. Kondenser (yoğuşturucu)

Soğutucu akışkanın çevre havasına ısı atmasını sağlayarak akışkanı kızgın buhar halinden sıkıştırılmış sıvı haline dönüştüren elemandır. Sistemde kullanılan kondenserde, kondenser dış yüzeyleri ile kondenseri çevreleyen hava arasındaki ısı transferi, bir fan tarafından sağlanmaktadır. Kondenser sistemin yüksek basınç tarafına monte edilmekte, bu sayede yoğuşarak akışkanın sıcaklığının, ısısının atıldığı çevre hava sıcaklığı üzerinde olması sağlanmaktadır. Kondensere kızgın buhar halinde giren soğutucu akışkan, kondenser dış yüzeyinden geçirilen hava akımına ısı atarak, önce doymuş buhara, sonra doymuş sıvıya ve son olarak sıkıştırılmış sıvı haline dönüşerek kondenseri terk etmektedir. Kondensere ısı alışverişi, kızgınlığın alınması, yoğuşma ve aşırı soğutma olmak üzere 3 ana bölgede meydana gelmektedir.

2.8.3. Genleşme elemanı

Otomobil klima sistemlerinde, orifis tüp (sabit boğazlı tüp) ve termostatik genleşme valfi olmak üzere iki tür genleşme elemanı kullanılabilir. Orifis tüp, soğutucu akışkan debisini tüm soğutma yüklerinde hemen hemen sabit tutmakta, termostatik genleşme valfi ise soğutma yüküne göre çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisini

azaltıp artırma yoluyla çalışmaktadır. Termostatik genişleme valfleri, evaporatör çıkışındaki akışkanın kızgınlık derecesini (superheat), bütün yük durumlarında sabit tutmaya çalışmaktadır. Kızgınlık derecesi, evaporatör çıkış sıcaklığı ile evaporatördeki buharlaşma sıcaklığı arasındaki farktır. Bu fark sürekli olarak sabit olacak şekilde, soğutma yüküne göre valf kısılıp açılmakta böylece soğutucu akışkan debisi değişmektedir. Basınç düşürücüye yüksek sıcaklık ve basınçta sıvı halde giren soğutucu akışkan, basınç düşürücüyü düşük sıcaklık ve basınçta sıvı/gaz karışımı halinde terk etmektedir.

2.8.4. Evaporatör (buharlaştırıcı)

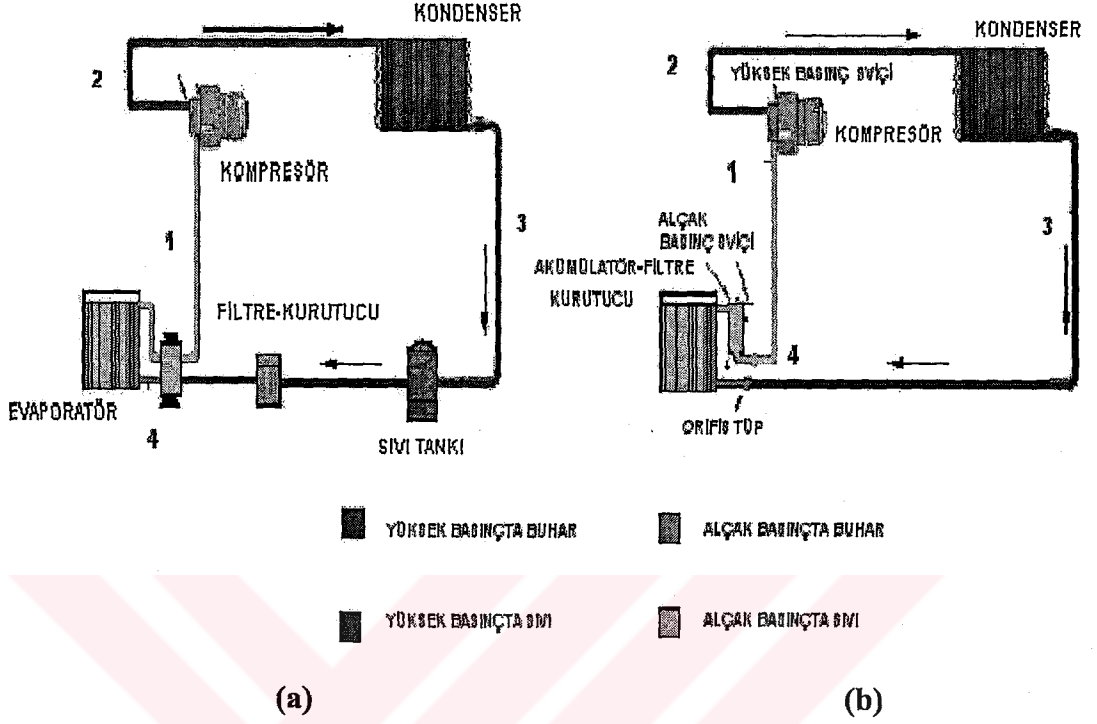
Soğutucu serpantin olarak da adlandırılan buharlaştırıcılar, içinden geçen sıvı soğutucu akışkanın, evaporatör dış yüzeyinden geçirilen hava akımından ısı çekerek buharlaşması esasına dayanan elemandır. Evaporatöre düşük sıcaklık ve basınçta sıvı/gaz karışımı halinde giren soğutucu akışkan, evaporatörü düşük sıcaklık ve basınçta kızgın buhar halinde terk etmektedir. Bu işlem sonucunda, iklimlendirilecek ortam içine gönderilen hava akımının sıcaklığı ve özgül nemi düşürülmektedir.

Soğutucu akışkanın beslenmesine, çalışma şartlarına, soğutulmak istenen sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine, soğutucu akışkanın kontrol tipine ve uygulamaya göre pratikte çok değişik konstrüksiyonlarda ve boyutlarda buharlaştırıcı tipi bulunmaktadır.

2.9. Çeşitli Tipte Genleşme Elemanı İçeren Otomobil Klima Sisteminin Çalışması

Şekil 2.4.a'da termostatik genişleme valfi kullanan otomobil klima sistemi, Şekil 2.4.b'de ise, orifis tüplü bir soğutma sisteminde soğutucu akışkanın çevrimdeki dolaşımı gösterilmiştir (Hoşöz 2002). Orifis tüplü genişleme elemanına sahip sistemlerde, TXV'li sistemlerden farklı olarak evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan doymuş sıvı-doymuş buhar karışımı olabileceğinden, doymuş sıvı halindeki

akışkanı tutabilmek için evaporatör çıkışına bir akümülatör monte edilmiştir. Ayrıca akümülatör içinde, soğutucu akışkan içindeki nemi tutabilecek paketçikler bulunmaktadır.



Şekil 2.4 (a) TXV'li otomobil Kliması; (b) Orifis tüplü otomobil kliması

Otomobil klima sistemlerinde kompresör, aracın motoru üzerine monte edilmekte ve kayış kasnak mekanizması yardımıyla krank milinden hareket almaktadır. Kondenser, aracın motor radyatörünün bir yanına, üzerine doğrudan çevre havası gelecek şekilde monte edilmektedir. Evaporatör ise kabin içinde kokpit altında bulunmaktadır. Kullanıcı tarafından otomobil klima sistemi çalıştırıldığında, kompresör, düşük basınçta kızgın buhar halindeki (sıcaklığı 0°C 'nin biraz üzerinde) soğutucu akışkanı emme hattından emerek, basıncını yükselttikten sonra basma hattına basmaktadır. Bu esnada kompresör çıkışındaki akışkan sıcaklığı da en az 70°C 'ye kadar yükselmektedir. Akışkan, daha sonra kondensere giriş yapmakta ve çevre havasına ısını atarak önce kızgın buhardan doymuş buhara, sonra sabit sıcaklıkta doymuş buhardan doymuş sıvıya, son olarak da doymuş sıvıdan sıkıştırılmış sıvıya dönüşmektedir. Kondenserdeki dönüşümlerin, pratikte sabit basınçta gerçekleştiği kabul edilmektedir. Kondenserde çevre havasına atılan ısı, gerçekte soğutulacak kabin içinden çekilen ısı ve kompresöre verilen enerjinin

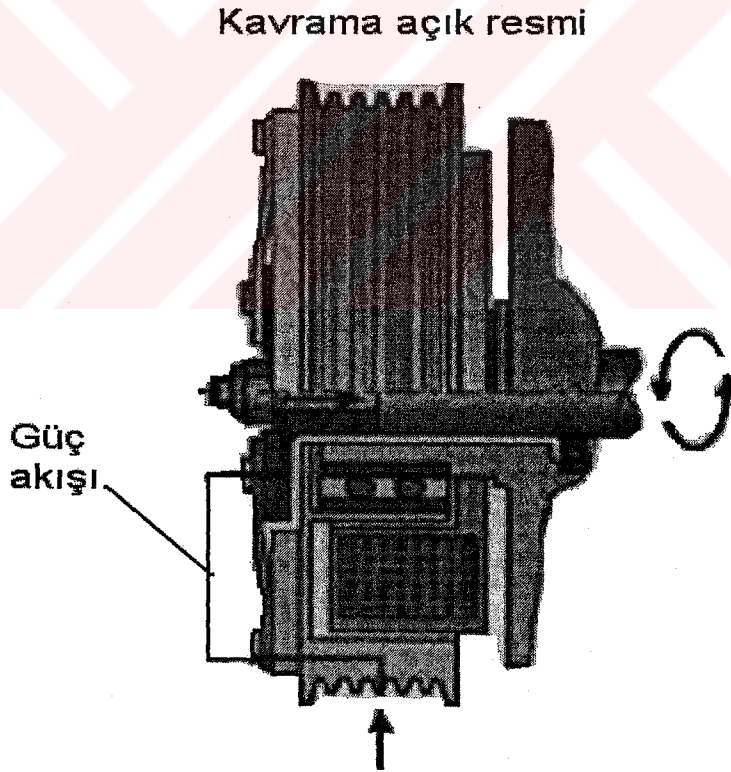
karşılığı olan ısının toplamı olan ısıdır. Kondenserden çevre sıcaklığının biraz üzerinde bir sıcaklıkta çıkan sıkıştırılmış sıvı halindeki soğutucu akışkan, daha sonra sıvı hattı içinden geçerek genleşme elemanına gelmekte, burada çok küçük çaplı kesit içinden akmaya zorlandığından, bu esnada basıncı aniden düşmektedir. Basınç düşümü ile birlikte akışkanın sıcaklığı da düşmekte ve genleşme elemanı çıkışında düşük basınçta doymuş sıvı-doymuş buhar karışımından oluşan, ısı almaya hazır bir soğutucu akışkan akımı elde edilmektedir. Soğutucu akışkan daha sonra evaporatör içine gönderilmektedir. Buharlaşma için gerekli ısı ise evaporatör dış yüzeyinden geçirilen ve daha sonra kabin içine gönderilecek olan hava akımından çekilmektedir. Doymuş buhar haline geldikten sonra da ısı almaya devam eden soğutucu akışkan 0°C'nin biraz üzerindeki bir sıcaklıkta kızgın buhar olarak evaporatörden çıkmaktadır. Genleşme elemanı olarak orifis tüp kullanan sistemde, soğutma yükünün az olduğu veya yanlış servis sonucu sisteme fazla miktarda soğutucu akışkan doldurulduğu durumlarda, evaporatör çıkışındaki akışkanın içinde doymuş sıvı bulunma ihtimali de bulunmaktadır. Bu gibi durumlarda, kompresöre doymuş sıvının gitmemesi gerekmektedir. Bu nedenle sisteme monte edilen akümülatör yardımıyla, evaporatörden çıkabilecek doymuş sıvı haldeki soğutucu akışkan tutulmakta ve tamamının buharlaşmasını sağlandıktan sonra kompresöre gitmesine izin verilmektedir. Eğer akümülatör bu görevi yapamazsa, kompresöre sıvı halde akışkan gitmesi durumunda kompresör vanaları bundan zarar görebilmektedir. Ayrıca sıvı haldeki akışkan tarafından kompresörün karterindeki yağı sürükleyebileceğinden kompresör yağsız kalıp sıkışabilmektedir.

Klima sistemi çalıştırılıp kabin içindeki sıcaklık belirli bir değere düşürüldüğünde, termostat tarafından kavrama bobinine giden elektrik akımı kesilerek kavrama plakasının kasnak ile irtibat kesmesi sağlanır. Böylece kompresör kasnağı dönmesine rağmen kompresör mili dönmez. Termostatın arızalanıp devreyi açmaması durumunda kabin içindeki sıcaklık, ısı konforu bozacak düşük değere ulaşması ile evaporatör dış yüzeyinde buzlanma görülür. Buzlanma evaporatördeki buharlaşma sıcaklığının 0°C'nin biraz altına düşmesi durumunda dış yüzeyde oluşan nemin donmasından kaynaklanan bir durumdur. Böyle bir durumda, kabin içine hava geçişi kesilmektedir (Hosöz 2002).

2.10. Otomobil Klima Sistemi Kontrol Elemanları ve Görevleri

2.10.1. Manyetik kavrama

Kompresörün çalışması ve durması kompresör kasnağı ile kompresör milinin birbirine bağlanması yada ayrılması, manyetik kavrama sayesinde olmaktadır. Kavrama bobinine akım geldiğinde bobin etrafında manyetik alan oluşur ve kavrama plakası bobine doğru çekilir. Bu durumda kavrama plakası kasnağa yapışır ve kasnak ile kompresör mili birbiriyle irtibatlı hale gelir. Bobinden akım geçişi kesildiğinde ise, yay yardımı ile kavrama plakası kasnaktan uzaklaştırılır. Manyetik kavrama bobini, kullanıcı tarafından otomobil klima sisteminin çalıştırılıp durdurulması ile veya termostat, düşük ve yüksek basınç anahtarları tarafından devreye alınıp devreden çıkarılmaktadır. Şekil 2.5’de, enerjili kavramanın şekli gösterilmektedir.



Şekil 2.5. Kavrama Bobininin Enerjilendirilmesi İle Kompresör Milinin Dönmesi Durumu

2.10.2. Kontrol anahtarları

Kompresörü, aşırı yüksek ve aşırı düşük basınçlardan korumak gerekmektedir. Yüksek basınç ve düşük basınç anahtarları, bu amaçla kullanılmaktadır.

Yüksek basınç anahtarı, kompresör dış gövdesine monte edilir ve basma hattı basıncı (kondenser basıncı) ayarlanan değerin üzerine çıktığında, kavrama bobininin enerjisini keserek kompresörün çalışmasını durdurur. Bekleme esnasında basma hattı basıncı düştüğünde anahtar devreyi kapatır ve kavrama bobinine tekrar akım giderek kompresör çalışır. Basma hattı basıncının çok yüksek olması, çevrim içine fazla akışkan konmasından, çevrim içindeki bir tıkanıklıktan veya kondenserde ısı atılmasının zorlaşmasından (Örneğin kondenser dış yüzeylerinin kir ile kaplanmasından veya kondenser dış yüzeyine yeterli hava gelmemesinden) kaynaklanmaktadır.

Düşük basınç anahtarı ise, orifis tüplü sistemlerde akümülatör üzerinde, genleşme (expansion) valfli sistemlerde ise genleşme valfi üzerinde bulunmaktadır. Düşük basınç anahtarı, emme hattı basıncı aşırı düştüğünde kavrama bobininin enerjisini keserek kompresörün çalışmasını durdurur. Bekleme esnasında emme hattı basıncı yükseldiğinde devreyi kapatır ve kavrama bobini enerjilenip kompresörü tekrar çalıştırır. Emme hattı basıncının aşırı düşmesi, sistemdeki soğutucu akışkan miktarının bir kaçak sonucu azalmasından veya soğutmaya duyulan ihtiyacın azalmasından kaynaklanmaktadır. Fanda arıza olup içeriye üflenen hava debisinin düşmesi durumunda da emme hattı basıncı düşmektedir. Emme hattı basıncının, evaporatördeki buharlaşma sıcaklığının -2°C 'nin altına düşmesine neden olacak kadar düşük olması durumu, evaporatör dış yüzeylerinde buzlanmaya sebep olmaktadır. Bu durumda kabine soğuk hava gelişi kesilmektedir. Emme hattı basıncının aşırı düşmesinin diğer bir olumsuz sonucu ise kompresör karterinden dışarıya yağ pompalanması nedeniyle kompresörün yağsız kalıp sıkışmasıdır.

BÖLÜM 3. R12 VE R134a SOĞUTUCU AKIŞKANLARI KULLANAN OTOMOBİL KLİMALARININ TERMODİNAMİK SİMÜLASYONU

3.1. Giriş

Bu bölümde, R12 soğutucu akışkanı kullanan otomobil klimalarının R134a soğutucu akışkanı kullanır hale dönüştürülmesinden sonra performanslarında görülecek değişimler termodinamik analiz yardımıyla ortaya konmuştur. R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klimalarının performanslarını tespit etmek ve karşılaştırmak için bu akışkanların termodinamik özelliklerinin bilinmesine gerek vardır. Bu amaçla R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının termodinamik özelliklerini veren denklemlerden yola çıkarak bir akış diyagramı hazırlanmış ve bilgisayar programı haline getirilmiştir. Bu programda R.C. Downing tarafından R12 soğutucu akışkanı için geliştirilen denklemler (Downing 1974) ile, D.P. Wilson ve R.S. Basu'nun R134a soğutucu akışkanı için geliştirdiği ampirik denklemler (Wilson ve Basu 1987) kullanılmıştır. Wilson, Basu ve Downing, R134a ve R12 soğutucu akışkanlarına ait sıvı basıncı, doymuş sıvı özgül entropisi, kızgın buhar entalpisi, kızgın buhar özgül entropisi ve entropisi ile hal denklemlerini ortaya koymuşlardır. Wilson, Basu ve Downing tarafından geliştirilen bu denklemler kullanılarak hazırlanan program çalıştırılmadan önce, buharlaşma sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı, aşırı soğutma, kızgınlık, kütleli debi ve kompresörün izentropik verim değerleri program tarafından istenmektedir. Bunun sonucunda program, otomobil klima sisteminin soğutma gücü, kompresör gücü ve STK gibi parametrelerini hesaplamaktadır. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

3.2. R134a Soğutucu Akışkanına Ait Termodinamik Özellikler ve Hal Denklemi

R134a Doymuş Sıvı Basıncı (kPa):

$$\ln P = A + B/T + CT + DT^2 + \log(F - T)E(F - T)/T \quad (3.1)$$

Burada A, B, C, D, F ve T sabitler olup, değerleri aşağıdaki gibidir.

$$A=24.8033, B= -.3980408 \cdot E^4, C= -.2405332 \cdot E(-1), \\ D=.2245211 \cdot E(-4), E=.1995548, F=.3748473 \cdot E$$

R134a Doymuş Sıvı Yoğunluğu (kg/m³):

$$\rho_L = \rho_C + D_1 + (1 - T_r)^{1/3} + D_2(1 - T_r)^{2/3} + D_3(1 - T_r) + D_4(1 - T_r)^{4/3} \quad (3.2)$$

Burada D₁, D₂, D₃ ve D₄ sabitler olup, değerleri aşağıdaki gibidir.

$$D_1=819.6183, D_2=1023.582, D_3=-1156.757, D_4=789.7191, \rho_C = 512.2 \\ T_r = T/T_C, T_C=374.23$$

R134a Doymuş Sıvı Özgül Entalpisi (kJ/kg):

$$h_s = E_1 + E_2(1 - T_r)^{1/3} + E_3(1 - T_r)^{2/3} + E_4(1 - T_r) + E_5(1 - T_r)^{4/3} \quad (3.3)$$

Denklemdaki E₁, E₂, E₃, E₄ ve E₅ katsayılarının değerleri, R134a soğutucu akışkanına ait doymuş sıvı özgül entalpileri Çengel and Boles (1996)'dan alınmak suretiyle, MATLAB 6.5'de eğri uydurularak aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$E_1=293.9185, E_2=-170, E_3=-546.1538, E_4=736.1538, E_5= -536.1538$$

R134a Doymuş Sıvı Özgül Entropisi (kJ/kg°C):

$$s_s = F_1 + F_2(1-T_r)^{1/3} + F_3(1-T_r)^{2/3} + F_4(1-T_r) + F_5(1-T_r)^{4/3} \quad (3.4)$$

Denklemdaki F_1, F_2, F_3, F_4 ve F_5 katsayılarının değerleri R134a soğutucu akışkanına ait doymuş sıvı özgül entropileri Çengel and Boles (1996)'dan alınmak suretiyle, MATLAB 6.5'de eğri uydurularak aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$F_1=.8258, F_2=-.1, F_3=-1.8231, F_4=2.0231, F_5=-1.9231$$

Hal denklemi:

$$P = RT / (\nu - b) + A_2 + B_2 T + C_2 e^{-K.T_r} / (\nu - b)^2 + A_3 + B_3 T + C_3 e^{-K.T_r} / (\nu - b)^3 + A_4 / (\nu - b)^4 + A_5 + B_5 T + C_5 e^{-K.T_r} / (\nu - b)^5 \quad (3.5)$$

Burada A_2, A_3, A_4 ve b sabitler olup değerleri aşağıdaki gibidir.

$$A_2 = -.11195051, A_3 = .1447797E(-3), A_4 = -1.049005, A_5 = -6.953904, b = .3455467 * E(-3)$$

R134a Kızgın Buhar Özgül Entalpisi (kJ/kg):

$$h_x = h_0 + j(P\nu - RT) + (C_{P1}T + C_{P2}.T^2 / 2 + C_{P3}T^3 / 3 + C_{P4}T^4 / 4 + C_{P5}\ln T) + j(A_2 / (\nu - b) + A_3 / 2(\nu - b)^2 + A_4 / 3(\nu - b)^3 + A_5 / 4(\nu - b)^4) + j e^{-K.T_r} (1 + KT_r) (C_2 / (\nu - b) + C_3 / 2(\nu - b)^2 + C_4 / 3(\nu - b)^3 + C_5 / 4(\nu - b)^4) \quad (3.6)$$

Burada $C_{P1}, C_{P2}, C_{P3}, C_{P4}, C_{P5}, A_2, A_3, A_4, A_5, H_0, j, R, C_2, C_3, C_5$ ve K sabitler olup değerleri aşağıdaki gibidir.

$C_{P1} = -.5257455 * E(-2)$, $C_{P2} = .329657 * E(-2)$, $C_{P3} = -2,017321 * E(-6)$, $C_{P4} = 0$, $C_{P5} = 15.8217$
 $A_1 = -.11195051$, $A_3 = .1447797E(-3)$, $A_4 = -1.049005$, $A_5 = -6.953904$
 $H_0 = 59.1118$, $j = 1$, $R = 81.4881629 * E(-3)$, $C_2 = -3.531592$, $C_3 = .6469248 * 10(-2)$,
 $C_4 = 0$, $C_5 = -2.051369 * E(-9)$, $K = 5.475$

R134a Kızgın Buhar Özgül Entropisi (kJ/kg °C)

$$s_K = s_0 + (C_{P1} \ln T + C_{P2} T + C_{P3} T^2 / 2 + C_{P4} T^3 / 3 - C_{P5} / T) + jR \ln[(v-b).P_0 / RT] \\ + (B_2 / (v-b) + B_3 / 2(v-b)^2 + B_4 / 3(v-b)^3 + B_5 / 4(v-b)^4) \\ + jK / T_C e^{-K.Tr} (C_2 / (v-b) + C_3 / 2(v-b)^2 + C_4 / 3(v-b)^3 + C_5 / 4(v-b)^4) \quad (3.7)$$

Burada B_2 , B_3 , B_4 , B_5 , S_0 ve P_0 sabitler olup değerleri aşağıdaki gibidir.

$B_2 = .113759 * E(-3)$, $B_3 = -.8942552E(-7)$, $B_4 = 0$ $B_5 = 1.269806 * E(-13)$,
 $S_0 = .291626$, $P_0 = 101.3259$

3.3. R12 Soğutucu Akışkanına Ait Termodinamik Özellikler ve Hal Denklemi

R12 Doymuş Sıvı Basıncı (kPa):

$$P = (10^{(A + B/T + C \log_{10} T + DT + ET^2 + FT^3)}) * 6.89476 \quad (3.8)$$

Burada A , B , C , D , E ve F sabitler olup değerleri aşağıdaki gibidir.

$A = 39.88381727$, $B = -3436.632228$, $C = -.12.47152228$,
 $D = 4.73044244 * E(-3)$, $E = 0$, $F = 0$

R12 Doymuş Sıvı Yoğunluğu (kg/m³):

$$\rho_L = [D_1 + D_2 + (1 - T_r)^{1/3} + D_3 (1 - T_r)^{2/3} + D_4 (1 - T_r) + D_5 (1 - T_r)^{4/3} + D_6 (1 - T_r)^{1/2} + D_7 (1 - T_r)^2] * 16.019 \quad (3.9)$$

Burada D₁, D₂, D₃ ve D₄ sabitler olup değerleri aşağıdaki gibidir.

$$D_1=34.84, D_2=53.341187, D_3=0, D_4=18.69137, T_r=T/T_C, T_C=693.3$$

R12 Doymuş Özgül Sıvı Entalpisi (kJ/kg) :

$$h_s = [E_1 + E_2 (1 - T_r)^{1/3} + E_3 (1 - T_r)^{2/3} + E_4 (1 - T_r) + E_5 (1 - T_r)^{4/3}] * 4.1868 \quad (3.10)$$

Denklemdaki E₁, E₂, E₃, E₄ ve E₅ katsayılarının değerleri, R12 soğutucu akışkanına ait doymuş sıvı özgül entalpileri Çengel and Boles (1996)'dan alınmak suretiyle, MATLAB 6.5'de eğri uydurularak aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$E_1=293.9185, E_2=-170, E_3=-546.1538, E_4=736.1538, E_5= -536.1538$$

R12 Doymuş Sıvı Özgül Entropisi (kJ/kgK) :

$$s_s = (F_1 + F_2 (1 - T_r)^{1/3} + F_3 (1 - T_r)^{2/3} + F_4 (1 - T_r) + F_5 (1 - T_r)^{4/3}) * 4.1868 \quad (3.11)$$

Denklemdaki F₁, F₂, F₃, F₄ ve F₅ katsayılarının değerleri, R12 soğutucu akışkanına ait doymuş sıvı entropileri (Çengel and Boles1996)'dan kaynaktan alınmak suretiyle, MATLAB 6.5'de eğri uydurularak aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$F_1=.5091, F_2= -3.6387, F_3= 12.0883, F_4=-17.5178, F_5= 8.9723$$

Hal denklemi:

$$P = RT / (\nu - b) + A_2 + B_2 T + C_2 e^{-K.Tr} / (\nu - b)^2 + A_3 + B_3 T + C_3 e^{-K.Tr} / (\nu - b)^3 + A_4 / (\nu - b)^4 + A_5 + B_5 T + C_5 e^{-K.Tr} / (\nu - b)^5 \quad (3.12)$$

Burada A_2, A_3, A_4, A_5 ve b sabitler olup, değerleri aşağıdaki gibidir.

$$A_2 = -3.40972713, A_3 = .0602394465, A_4 = -5.4873701 * E(-4), \\ A_5 = 0, b = .0065093886$$

R12 Kızgın Buhar Özgül Entalpisi (kJ/kg):

$$h_k = [(C_{p1} T + C_{p2} T^2 / 2 + C_{p3} T^3 / 3 + C_{p4} T^4 / 4 - C_{p5} / T) + jPV + j(A_2 / (\nu - b) + A_3 / 2(\nu - b)^2 + A_4 / 3(\nu - b)^3 + A_5 / 4(\nu - b)^4) + j e^{-K.Tr} (1 + KT_r) (C_2 / (\nu - b) + C_3 / 2(\nu - b)^2 + C_4 / 3(\nu - b)^3 + C_5 / 4(\nu - b)^4) + X] * 4.1868 \quad (3.13)$$

Burada $C_{p1}, C_{p2}, C_{p3}, C_{p4}, C_{p5}, A_2, A_3, A_4, A_5, j, R, C_2, C_3, C_5, X$ ve K sabitler olup değerleri aşağıdaki gibidir.

$$C_{p1} = 8.0945 * E(-3), C_{p2} = 3.32662 * E(-4), C_{p3} = -2.413896 * E(-7), C_{p4} = 6.72363 * E(-11), \\ C_{p5} = 0, A_2 = -3.40972713, A_3 = .0602394465, A_4 = -5.4873701, A_5 = 0 \\ C_2 = -56.7627671, C_3 = 1.31139908, C_4 = 0, C_5 = -2.54390678 * E(-5), K = 5.475 \\ X = 39.556551, j = .185053, R = .088734$$

R12 Kızgın Buhar Özgül Entropisi (kJ/kgK):

$$s_k = [(C_{p1} (\ln 10) \log T + C_{p2} T + C_{p3} T^2 / 2 + C_{p4} T^3 / 3 - C_{p5} / 2T^2) + jR \ln 10 \log(\nu - b) - j(B_2 / (\nu - b) + B_3 / 2(\nu - b)^2 + B_4 / 3(\nu - b)^3 + B_5 / 4(\nu - b)^4) + jK / T_c \cdot e^{-K.Tr} (C_2 / (\nu - b) + C_3 / 2(\nu - b)^2 + C_4 / 3(\nu - b)^3 + C_5 / 4(\nu - b)^4) + Y] * 4.1868 \quad (3.14)$$

Burada, B_2 , B_3 , B_4 , B_5 ve Y sabitler olup değerleri aşağıdaki gibidir.

$$B_2=1.59434848 * E(-3), B_3= -1.87961843E(-5), B_4 =0, B_5 =3.468834 * E(-5), Y=-.0886$$

3.4. Termodinamik Kısım Bilgisayar Simülasyon Programı

Yukarıda verilen denklemlere göre hazırlanan R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klimalarının performanslarının karşılaştırılmasına yönelik bilgisayar simulasyon programında data olarak, buharlaşma sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı, aşırı soğutma, kızgınlık, kütlelel debi ve kompresör izentropik verim değerleri kullanılmaktadır. Bunun sonucunda program, çevrimin bütün önemli noktalarındaki soğutucu akışkan özgül entalpi ve entropileri ile evaporatördeki soğutma yükünü, kondenserden atılan ısıyı, kompresörde akışkana verilen izentropik işi ve soğutma tesir katsayısını (STK) hesaplayabilmektedir. İki ayrı akışkan kullanan klima sistemi soğutma çevrimi simülasyon programının akış diyagramı, soğutucu akışkanların literatürdeki hal denklemleri ve çeşitli termodinamik özelliklerini veren denklemler kullanılarak hazırlanmıştır. Geliştirilen programın akış diyagramı EK-A'da verilmiştir.

Yapılan termodinamik simülasyon, deneysel çalışmalara başlamadan önce, her iki soğutucu akışkanın performans parametrelerinin belirlenmesi ve karşılaştırılmasına yardımcı olmuştur. Bu amaçla aşağıdaki denklemlerden yararlanılmış olup, 1,2,3,4 Şekil 2.2'de gösterilmiş olan noktalardır.

Soğutucu akışkanın evaporatörden geçerken kazandığı ısı (soğutma yükü), aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$Q_{evap} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (3.15)$$

Kondenserden geçen akışkanın yoğuşurken çevre havasına attığı ısı ise,

$$Q_{kond} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3.16)$$

şeklinde yazılabilir.

Kompresördeki sıkıştırma işleminin adyabatik olduğu kabulü ile soğutucu akışkanın kompresörde kazandığı sıkıştırma işi,

$$W_{komp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.17)$$

Son olarak, sistemin enerji kullanımındaki etkinliğini gösteren Soğutma Tesir Katsayısı ise;

$$STK = Q_{evap} / W_{komp} \quad (3.18)$$

denklemden bulunabilir.

Bu denklemler yardımıyla geliştirilen simülasyon programı ile, R12 soğutucu akışkanı kullanan otomobil klimalarının performansı, R134a kullanır hale dönüştürüldükten sonraki performansları ile teorik yönden kıyaslanmaktadır. Karşılaştırılan iki çevrimde sabit tutulan parametreler, gerçek durumdaki değerlerine yakın olacak şekilde aşağıdaki gibi seçilmiştir.

Soğutma Yüğü	3.5 kW
Yoğuşma Sıcaklığı	40 °C
Buharlaşma Sıcaklığı	-1, 0, 1, 2 °C
Kondenserdeki Aşırı Soğuma	5 °C
Evaporatördeki Kızgınlık	5 °C
Kompresör İzentropik Verimi	% 80

Seçilen parametrelere karşılık, her iki soğutucu akışkanı kullanan otomobil klimasının performans parametreleri bulunmuştur.

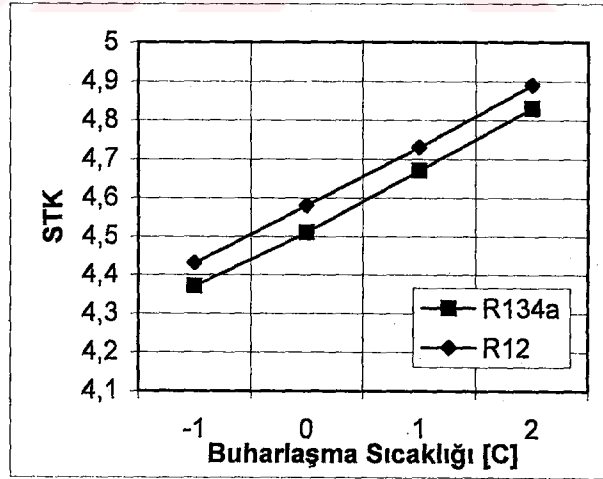
Geliştirilen simülasyon programı, (3.15) (3.16) (3.17) ve (3.18) denklemlerini kullanarak sistemin çeşitli parametrelerini hesaplayabilmektedir.

3.5. Termodinamik Bilgisayar Simulasyon Programı Sonuçları

Hazırlanan bilgisayar simülasyon programı yardımıyla, bir otomobil klimasında her iki soğutucu akışkan için performans parametrelerinin teorik olarak nasıl değiştiği belirlenmiştir. Karşılaştırılan iki çevrimde sabit tutulan parametreler, gerçek durumdaki değerlerine yakın olacak şekilde aşağıdaki gibi seçilmiştir:

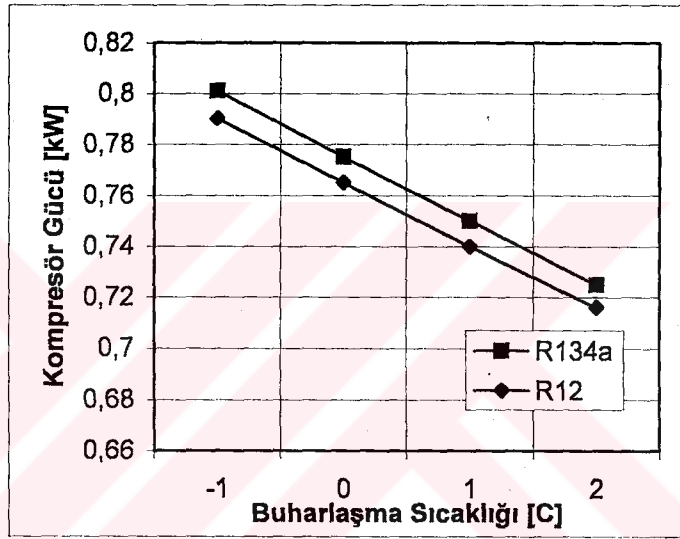
Soğutma Yüğü=3.5 kW, Yoğuşma Sıcaklığı=40 °C, Kondenserdeki Aşırı Soğuma= 5 °C, Evaporatördeki Kızgınlık = 5 °C, Kompresör İzentropik Verimi = % 80

Seçilen parametrelere karşılık, her iki soğutucu akışkanı kullanan otomobil klimasının performans parametreleri bulunmuştur. Elde edilen sonuçlar, grafikler halinde gösterilmiştir.



Şekil 3.1. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Buharlaşma Sıcaklığına Göre Soğutma Tesir Katsayıları

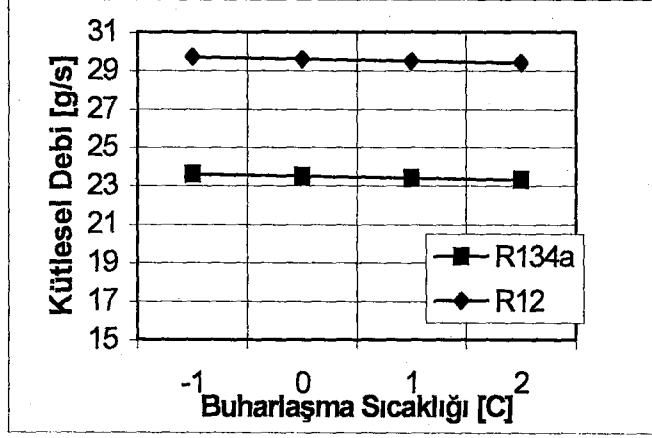
Şekil 3.1’de buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak çevrim STK’sındaki değişim görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere buharlaşma sıcaklığındaki artış ile, sistemin enerji kullanma etkinliğinin bir ifadesi olan STK’da da artış görülmektedir. Soğutma tesir katsayısı değerleri incelendiğinde, R12 soğutucu akışkanlı sistemin R134a’lı sistemden yaklaşık %2-3 daha yüksek STK değerlerine sahip olduğu anlaşılmaktadır. Kompresörün motordan aldığı mekanik güç sabit olarak kabul edilirse, soğutma tesir katsayısındaki artışın, aynı oranda soğutma yükünü de artıracığı söylenebilir.



Şekil 3.2. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Buharlaşma Sıcaklığına Göre Kompresör Güçleri

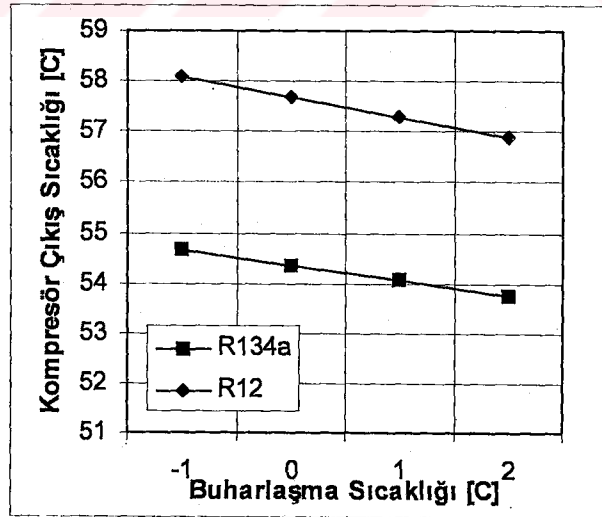
Şekil 3.2’de, buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak kompresör gücündeki değişim görülmektedir. Buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak kompresör gücünde bir azalma görülmektedir. Bunun nedeni buharlaşma sıcaklığındaki artışla buharlaşma basıncının artması ve bunun sonucu olarak buharlaşma basıncı ile yoğuşma basıncı arasındaki oran düştüğünden kompresörün harcadığı gücün azalmasıdır.

Her iki sistemde de 3.5 kW olarak belirlenen soğutma yükünü karşılamak amacıyla gerek duyulan kompresör güçleri karşılaştırıldığında, R134a’nın R12’ye kıyasla % 2 kadar daha fazla güç gerektirdiği anlaşılmaktadır.



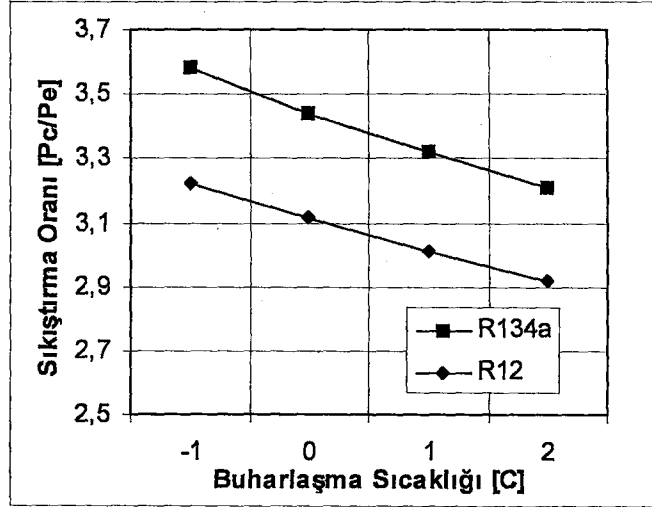
Şekil 3.3. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Buharlaşma Sıcaklığına Göre Çevrimde Dolaşan Soğutucu Akışkan Debisi

3.5 kW'lık sabit soğutma yükünü karşılamak için, çevrimde dolaşması gereken soğutucu akışkan debisinin buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Buradan R134a'nın R12'ye göre yaklaşık % 18-20 daha düşük bir kütleli debi gerektirdiği görülmektedir. Bu nedenle R134a'ya dönüşümü yapılan sisteme, R12 şarjının %75-90'ı kadar R134a yüklemek yeterli olmaktadır.



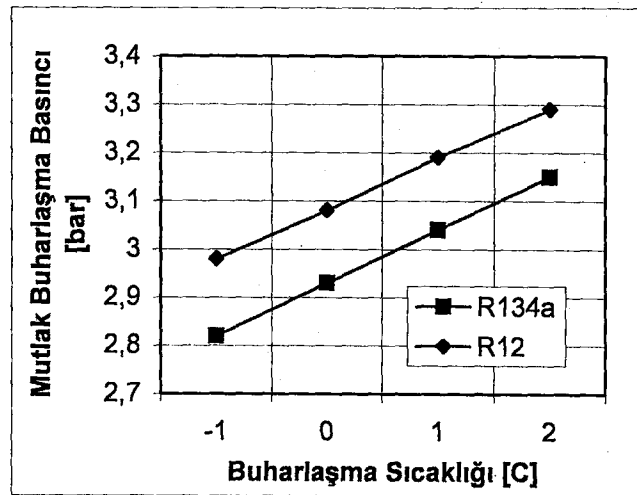
Şekil 3. 4. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Buharlaşma Sıcaklığına Göre Kompresör Çıkışındaki Soğutucu Akışkan Sıcaklığı

Şekil 3.4'de kompresör çıkış sıcaklığının, R12 soğutucu akışkanlı sistemde R134a soğutucu akışkanlı sistemden yaklaşık 4°C yüksek olduğu görülmektedir. Basma hattı sıcaklığı, çevrime fazla akışkan konması, soğutma yükünün aşırı yüksek olması ya da kondenserde ısı atımının zorlaşması gibi nedenlerle aşırı artmaktadır.



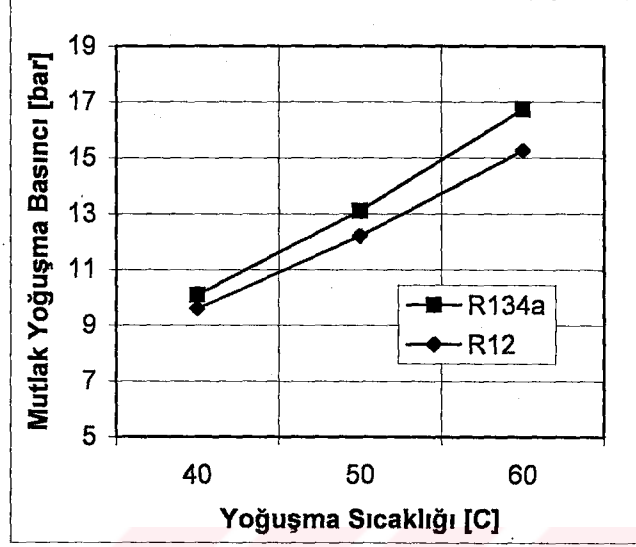
Şekil 3.5. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Buharlaşma Sıcaklığına Göre Sıkıştırma Oranları

Şekil 3.5'de buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak sıkıştırma oranındaki değişim görülmektedir. Buharlaşma sıcaklığındaki artış ile sabit yoğuşma sıcaklığı için, kompresörde sıkıştırma oranının düştüğü ve şekilden de görüldüğü üzere R134a soğutucu akışkanının R12 soğutucu akışkanından daha yüksek sıkıştırma oranı gerektirdiği anlaşılmaktadır.



Şekil 3.6. Buharlaşma Sıcaklığına Göre R12 ve R134a'nın Buharlaşma Basınçları

Şekil 3.6'da buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak buharlaşma basıncındaki değişim gösterilmiş olup, R12'nin buharlaşma basıncının R134a'ya oranla daha büyük olduğu görülmektedir.



Şekil 3.7. Yoğuşma Sıcaklığına Göre R12 ve R134a'nın Yoğuşma Basıncıları

Şekil 3.7'de, yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak iki farklı soğutucu akışkanın yoğuşma basınçları gösterilmiştir. Yoğuşma sıcaklığı arttıkça, yoğuşma basıncıda artmakta ve R134a'nın yoğuşma basıncının R12'ye kıyasla daha büyük olduğu olmaktadır. Bu durumun, R134a'ya dönüştürülen sistemlerde basma hattı basıncına maruz parçalar üzerinde ek gerilmelere ve kaçaqlara neden olacağı açıktır.

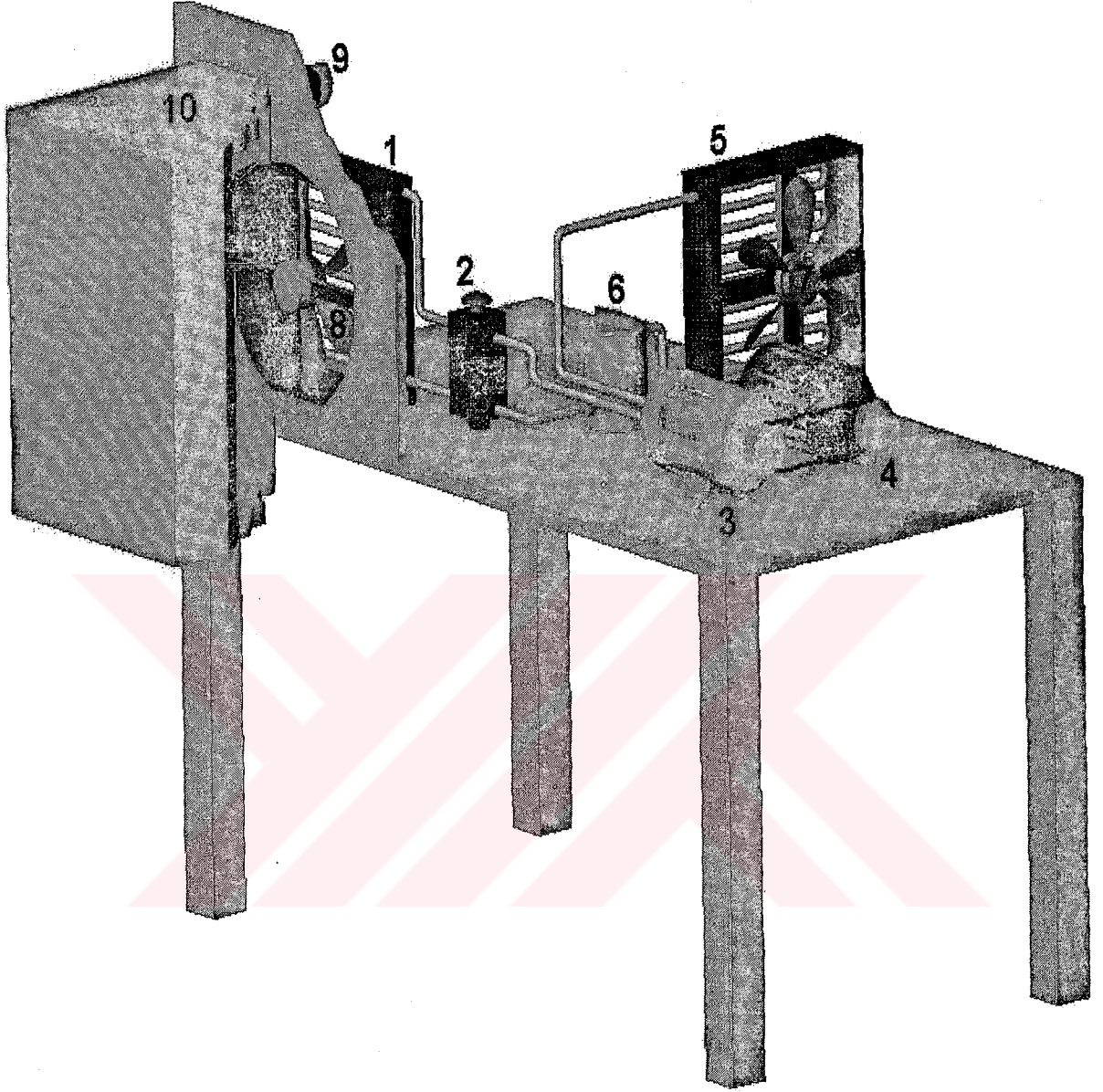
BÖLÜM 4. DENEY TESİSATI VE DENEYSEL ÇALIŞMA YÖNTEMİ

4.1.Giriş

Bu bölümde, otomobil klima sistemine ait kurulan deney tesisatı çevrim elemanlarına değinilerek sistemin çalışma ilkeleri anlatılmıştır. Deneysel çalışmada kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri belirtilerek, sistemde hata analizi yapılmıştır. Ayrıca deneysel çalışmada ölçülen değerler kullanılarak yapılan hesaplamalara yer verilmiştir.

4.2. Deney Tesisatının Tanıtımı

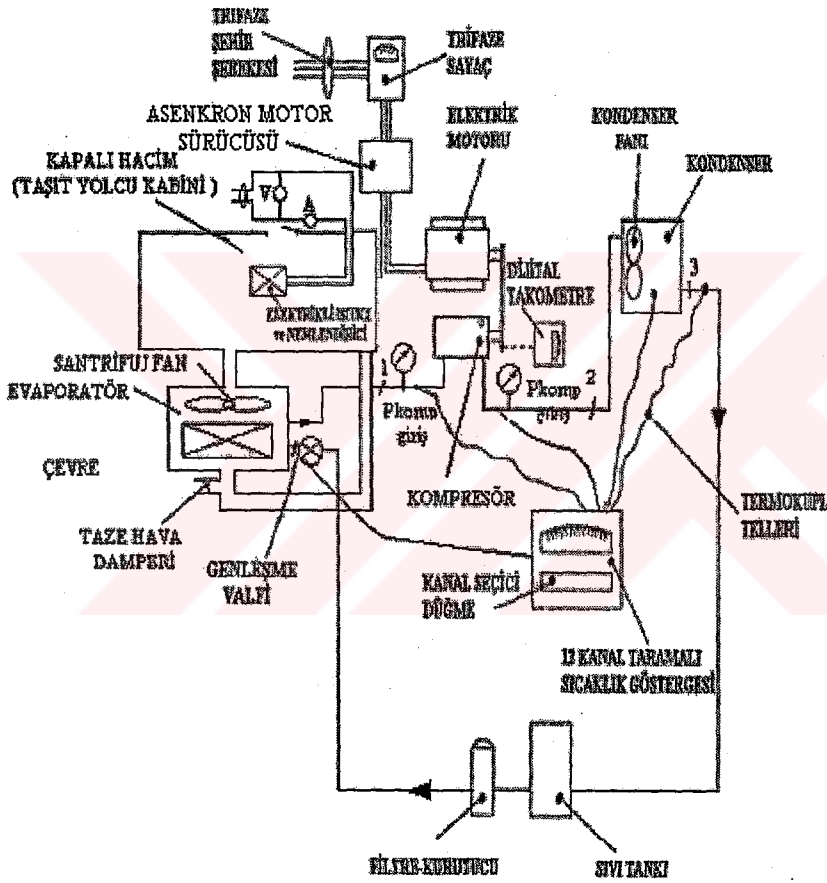
Şekil 4.1'de tasarım şekli gösterilen deney tesisatı, bir deney masası ile bu masaya saptamalarla tutturulan ve işlevsel olarak bir yolcu kabini görevi yapacak olan bir kapalı hacim olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Yolcu kabini ve deney masası üzerine kurulan çevrimi bileşenlerinin entegrasyonu ile otomobil klima sistemine ait deney tesisatı kurulmuştur. Araç içinden alınacak ısı (soğutma yükü), yolcu kabini olarak tasarlanan kapalı hacmin içine yerleştirilen elektrikli ısıtıcı ile sisteme uygulanmıştır. Deney masası üzerine klima temel elemanları monte edilerek, kompresörün normalde içten yanmalı motorun krank milinden alması gereken hareketi, elektrik motoru tarafından sağlanmıştır. Bu şekilde tasarlanan sistem, R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile şarj edilerek farklı kompresör devirlerinde çalıştırılmıştır. Sistemin performansını belirleyebilmek amacıyla soğutma çevrimi üzerinde, çok sayıda noktadan termokupullarla havanın kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ve çeşitli noktalardan soğutucu akışkan için sıcaklık ve basınç ölçümleri yapılmıştır.



- 1- Evaporatör
- 2- Termostatik genişleme valfi (TXV)
- 3- Kompresör
- 4- Elektrik motoru
- 5- Kondenser
- 6- Filtre kurutucu
- 7- Kondenser Fanı
- 8- Evaporatör Fanı
- 9- Termostat
- 10- Kabin

Şekil 4.1. Deney tesisatının perspektif görünümü

4.3. Otomobil Kliması Soğutma Çevrimi Bileşenleri ve Çalışması



Şekil 4.2. Deney tesisatı çevrim elemanları ve ölçüm cihazları

Otomobil klima soğutma çevrimi, kompresör, kondenser, termostatik genişleme valfi (TXV) ve evaporatör olmak üzere 4 ana bileşenden oluşmaktadır. Sistemde kullanılan ana elemanların özellikleri, aşağıda açıklanmıştır.

4.3.1. Yalpalı plakalı kompresör

Sistemde 4 kW gücünde 3000 d/d'da 3 fazlı asenkron bir elektrik motoru ile tahrik edilen, 138 cc/rev süpürme hacmine sahip, piston çapı 35mm ve strok uzunluğu 28.6 mm olan, 5 pistonlu yalpalı plakalı (swash-plate) kompresör kullanılmaktadır. Kompresörün hız kontrolü, kompresörü çalıştıran elektrik motorunun asenkron motor sürücüsü aracılığıyla enerjilendirilmesi ile yapılmaktadır. Yalpalı plakalı kompresörler, araç klimalarında en yaygın şekilde kullanılan kompresör türüdür. Taşıt üzerinde krank milinden hareket alan kompresörde, pistonların hareketi, krank miline paralel doğrultuda olmakta ve krank mili üzerine belirli bir açıda monte edilmiş olan plaka krank mili dönerken yalpa yapmaktadır. Bu plakanın çevresinde bulunan pistonlar, plakanın yalpalı dönüşü nedeniyle, aksel olarak ileri-geri hareket yapmaktadır. Bu hareket sonucu evaporatörden çekilen kızgın buhar, emme servis valfi ve emiş disk tipi valfden geçtikten sonra pistonun önüne dolmaktadır. Basma esnasında basma disk valfi açılmakta ve akışkan yüksek basınçta kızgın buhar olarak basma servis valfinden çıkarak kondensere gitmektedir.

4.3.2. Paralel akışlı kondenser

Deney tesisatında paralel akışlı kondenser kullanılmaktadır. Kondenser, alüminyum kanallardan yapılmış olup kanallar üzerinde yine alüminyumdan yapılmış kanatlar bulunmaktadır. Soğutucu akışkan kompresörden çıkıp kondensere giriş yaptığında, ısını çevre havasına atarak kızgın buhar halinden sıkıştırılmış sıvıya dönüşmektedir.

4.3.3. Termostatik Genleşme Valfi (TXV)

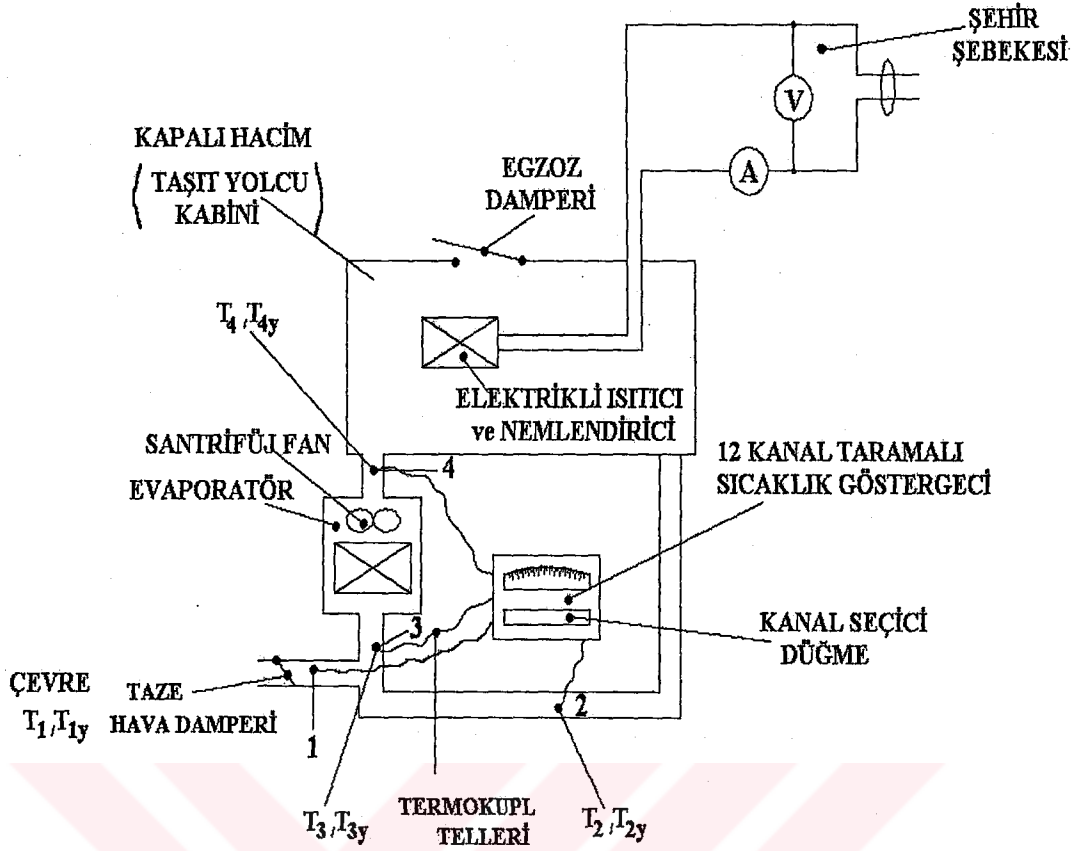
Genleşme elemanı olarak TXV kullanılan sistemde, soğutucu akışkanın evaporatör çıkış sıcaklığı ve basıncı TXV ile sezilmektedir. TXV, evaporatör üzerindeki ısı yüküne bağlı olarak, soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit bir değerde kalacak şekilde evaporatör içine soğutucu akışkan bırakmaktadır.

4.3.4. Evaporatör

Sistemde, nominal soğutma kapasitesi 3.5 KW (12000Btu/h) olan Toyoto Corolla evaporatör kiti kullanılmaktadır. Evaporatör, dikey alüminyum kanallar üzerine geçirilmiş, alüminyum kanatlardan oluşmaktadır. Düşük basınçta evaporatöre giriş yapan soğutucu akışkan, hava akımı içinden ısı alarak sıvı halden kızgın buhar haline dönüşmektedir. Böylece kabin içine gönderilen hava akımının soğuması ve özgül nemin azalması sağlanmaktadır.

4.4. Otomobil Kliması Hava Kısmı Bileşenleri ve Çalışması

Klima sistemi hava kısmı; evaporatör, havanın gönderildiği bir taşıt yolcu kabini, hava kanalı ve kabin içersine yerleştirilen bir elektrikli ısıtıcı ve nemlendiriciden oluşmaktadır. Kabin içinde, güneş ışınımı ve yolculardan kazanılan ısıyı simüle etmek amacıyla 1500W, 1950W, 2400W, 2850W yüklerde çalıştırılan elektrikli ısıtıcı kullanılmaktadır. Sistemde evaporatör içinden geçmekte olan soğutucu akışkan, buharlaşma için gerekli ısıyı evaporatör dış yüzeyinden geçirilen hava akımından çekmektedir. Sistemde havayı gerekirse egzoz etmek için taşıt yolcu kabininin arka kısmında bir egzoz damperi de bulunmaktadır. Soğuyan hava akımı, evaporatör yüzeyinden kabin içersine bir santrifuj fan ile gönderilmektedir. Kullanılan hava kanalı ile dönüş havası sisteme tekrar verilerek kabin içindeki sıcaklık istenen değere düşürülmektedir. Sistemdeki havanın farklı noktadaki sıcaklıkları, termokupllarla sezilerek 12 kanal taramalı sıcaklık göstericiden okunmaktadır.



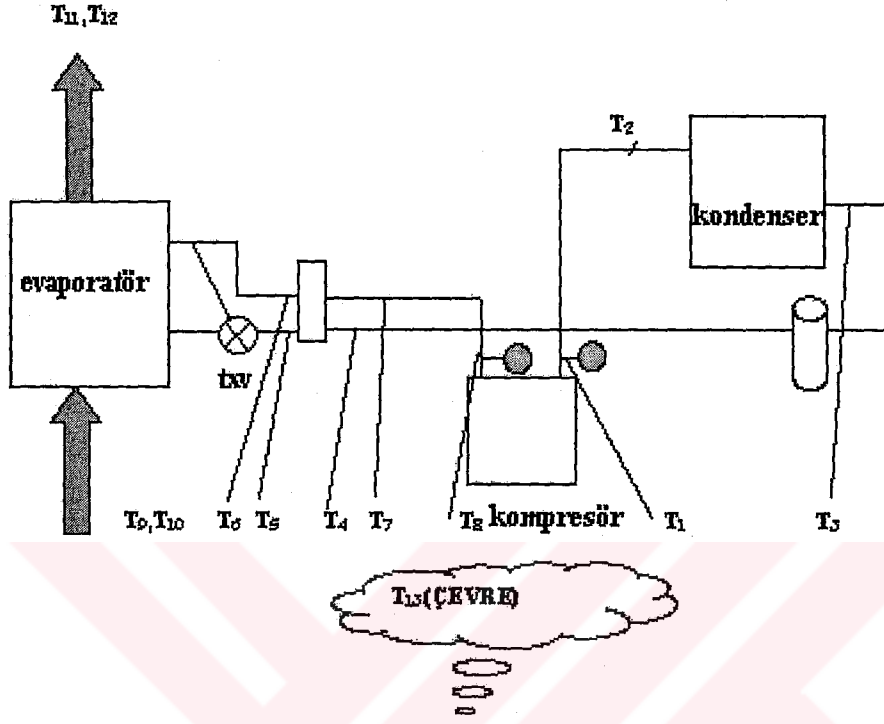
Şekil 4.3. Deney tesisatı hava kısmı bileşenleri ve ölçüm cihazları

Otomobil kliması hava kısmı bileşenleri, Şekil 4.3’de şematik olarak gösterilmiştir. Burada T_1, T_{1y} çevre havası kuru ve yaş termometre sıcaklıklarını, T_2, T_{2y} dönüş havası kuru ve yaş termometre sıcaklıklarını, T_3, T_{3y} evaporatör giriş havası kuru ve yaş termometre sıcaklıklarını, T_4, T_{4y} evaporatör çıkış havası kuru ve yaş termometre sıcaklıklarını göstermektedir.

4.5.Klima Sistemi Üzerinde Yapılan Ölçümler

Kompresör devri, dijital göstergeli optik takometre ile belirlenmektedir. Kondenser girişindeki soğutucu akışkan sıcaklığı, kondenser çıkış sıcaklığı, kompresör giriş ve çıkış sıcaklıkları ile hava sıcaklıkları termokupllarla sezilerek 12 kanal taramalı sıcaklık göstergesinden okunmaktadır. Hava hızını belirlemek üzere dijital göstergeli kanatlı tip anemometre kullanılmaktadır. Kompresör giriş ve çıkış basınçları ise,

üzerinde iki manometrenin bulunduğu servis manifoldundan okunmaktadır. Soğutucu akışkan tarafı ve hava taraflarında sıcaklık ölçümü yapılan noktalar, Şekil 4.4'de gösterilmektedir.



Şekil 4.4. Otomobil klima sistemi üzerinde sıcaklık ölçümü yapılan noktalar

Soğutucu akışkan tarafında okunan sıcaklıklar

- T₁ : Kompresör çıkış sıcaklığı
- T₂ : Kondenser giriş sıcaklığı
- T₃ : Kondenser çıkış sıcaklığı
- T₄ : Evaporatör giriş sıcaklığı
- T₅ : Evaporatör çıkış sıcaklığı
- T₆ : Kompresör giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Hava tarafında okunan sıcaklıklar

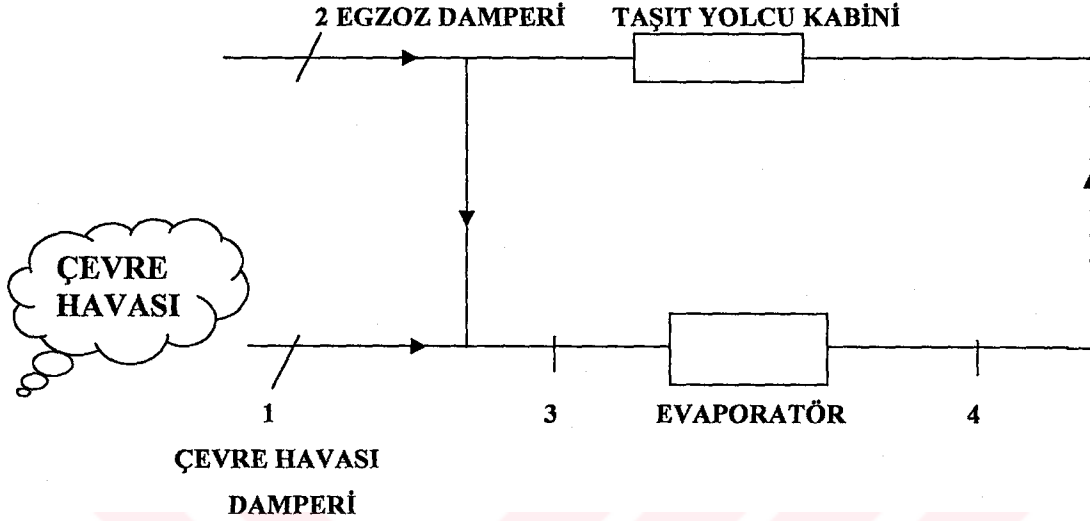
- T₇ : Evaporatör hava giriş kuru termometre sıcaklığı (KTS)
T₈ : Evaporatör hava giriş yaş termometre sıcaklığı (YTS)
T₉ : Evaporatör hava çıkış KTS
T₁₀ : Evaporatör hava çıkış YTS
T₁₁ : Çevre havası KTS
T₁₂ : Çevre havası YTS
T₁₃ : Kondenser hava giriş kuru termometre sıcaklığını ifade etmektedir.

Ölçülen sıcaklık değerleri R12 ve R134a soğutucu akışkanları için Ek-C ve Ek-D'de tablolar halinde verilmiştir. Ölçülen değerler kullanılarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi, evaporatörde çekilen ısı, kompresör işi ve soğutma tesir katsayısı gibi sistem performansını bulmaya yönelik hesaplamalar yapılmıştır. Deney sonuçları 5. Bölüm'de grafikler halinde sunulmuş ve yorumlanmıştır.

4.6. Deneysel Çalışma Yöntemi

Deneysel çalışmanın başlangıcında sisteme 740g R134a soğutucu akışkan şarjı yapılmıştır. Sistem 1500W, 1950W, 2400W, 2850W soğutma yüklerinde çalıştırılmıştır. Kompresörün tahrik edilmesi amacıyla kullanılan elektrik motorunun hız kontrolü ise asenkron motor sürücüsü ile yapılmıştır. Her soğutma yükü için kompresör devri 600, 800, 1000, 1200, 1400 devirlerde tutularak, sistem sürekli rejime geldiğinde deney tesisatı üzerinde tespit edilen noktalarda, soğutucu akışkan sıcaklığı, hava kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, termokupllar ile ölçülmüştür. Emme hattı ve basma hattı basınçları ise manometrenin bulunduğu servis manifoldundan okunmuştur. R134a deneyleri tamamlandığında, sistemden R134a soğutucu akışkanı alınıp bunun yerine 820g R12 soğutucu akışkanı şarj edilmiş ve önceki testler aynı olan soğutma yükü ile kompresör devirlerinde deneyler tekrarlanmıştır. R134a ve R12 soğutucu akışkanları ile yapılan bütün deneylerde yoğuşma sıcaklıkları 50°C ve 60°C değerlerinde tutulmuştur. Böylece, sistemlerin performanslarını analiz etmeye yönelik datalar elde edilmiştir.

4.7. Termodinamiğin I.Yasasının Hava Devresi Bileşenlerine Uygulanması



Şekil 4.5. Termodinamiğin I. Kanununun Uygulandığı Sistem Bileşenlerinin Şematik Gösterilişi

Hava kısmı bileşenleri Şekil 4.5’de gösterilmektedir. Deneysel sistemde, yolcu kabini içine ortamın sıcaklık ve izafi nemini belirli değerde tutmak ve aynı zamanda yeterli miktarda taze hava sağlamak amacıyla, bir santrifuj fan tarafından hava akımı gönderilmektedir. Gerçek sistemlerde, yolcu kabini içindeki sıcaklık ve nem düştükçe, ortamın dışarıdan kazanacağı hissedilir ve gizli ısı miktarları da artacaktır. Kabine gönderilen şartlandırılmış hava akımı, kabin içindeki sıcaklık ve nemi istenen düşük değerlerde sabit tutabilmek için, kabinin kazanacağı hissedilir ve gizli ısıyı sürekli ortamdandan çekmektedir. Bu amaçla kurulan sistemde otomobil yolcu kabini ile evaporatördeki hissedilir ve toplam ısı miktarları aşağıdaki denklemlerdeki gibi ifade edilmektedir.

Evaporatörde çekilen toplam ve hissedilir ısı miktarları

$$Q_{e,Toplam} = \dot{m}_h (h_3 - h_4) \quad (4.1)$$

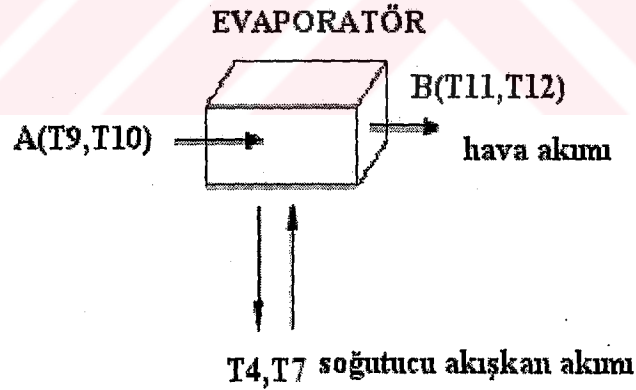
$$Q_{e,Hissedilir} = \dot{m}_h c_{p_h} (T_3 - T_4) \quad (4.2)$$

Taşıt yolcu kabini içinden geçen hava akımına eklenen toplam ve hissedilir ısı miktarı

$$Q_{k,Toplam} = \dot{m}_h (h_2 - h_4) \quad (4.3)$$

$$Q_{k,Hissedilir} = \dot{m}_h c_{p_h} (T_2 - T_4) \quad (4.4)$$

4.8. Ölçülen Deneysel Sonuçlara Bağlı Olarak Yapılan Hesaplamalar



Şekil 4.6. Sistemde Termodinamiğin I. Kanununun Evaporatöre Uygulanması

Sistemin performans parametrelerini belirleyebilmek için soğutucu akışkan debisi ve hava debisi gibi parametrelerinin bilinmesine gerek vardır. Bu amaçla evaporatör

bileşenine Termodinamiğin I. Kanunu uygulanmıştır. Burada evaporatörün iyi yalıtıldığı, sınırlardan ısı geçişinin olmadığı kabulü ile Termodinamiğin I. Kanunu;

$$\dot{m}_h(h_A - h_B) = \dot{m}_r(h_7 - h_4) \quad (4.5)$$

olarak ifade edilebilir.

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

\dot{m}_r : Soğutucu akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_A : Havanın giriş özgül entalpisi (kJ/kg)

h_B : Havanın çıkış özgül entalpisi (kJ/kg) olmaktadır.

Hava debisinin belirlenmesi;

Hava kanalı boyutları 250x250 mm olarak belirlenen sistemde, hava sıcaklığı, havanın izafi nemi ve hava hızı değerleri kanatlı anemometre ile belirlenmiştir.

Ölçülen bu değerlere göre;

$$\dot{V} = \bar{V}_h \cdot A \quad (4.6)$$

denklemden havanın hacimsel debisi bulunmuştur. Burada \bar{V}_h hava hızını, A ise hava kanalı boyutlarını vermektedir.

$$\dot{m}_h = \dot{V} \cdot \rho_h \quad (4.7)$$

denklemden ise havanın kütleli debisi bulunmuştur. Burada \dot{m}_h havanın kütleli debisini, ρ_h ise hava yoğunluğunu ifade etmektedir.

Havanın yoğunluğu ise ölçülen izafi nem ve kuru termometre hava sıcaklığı değerlerine bağlı olarak psikrometrik diyagramdan okunmuştur.

Soğutucu akışkan debisinin bulunması;

Evaporatör fanını çalıştıran santrifuj fanı besleyen akünün voltajına bağlı olarak ölçülen hava hızlarının bir parabolik eğri oluşturduğu kabul edilerek, hava hızları belirlenmiştir. Bu amaçla, MATLAB 6.5 kullanılarak, girilen voltaja bağlı olarak hava hızını veren bir denklem oluşturulmuştur.

R134a ve R12 soğutucu akışkanın için hava hızını veren denklem;

$$\bar{V}_h = 0.6427 + 0.1423V_{akü} + 0.0005V_{akü}^2 \quad (4.8)$$

şeklinde belirlenmiştir. Burada $V_{akü}$, akü voltajı değeridir.

Havanın kütleli debisi (4.5) denkleminde yerine konularak \dot{m}_r çekilirse,

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_h (h_A - h_B)}{(h_A - h_7)} \quad (4.9)$$

denklemden sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütleli debisi bulunur. Bu denklemden hesaplanan kütleli debi değerinin kullanılması ile evaporatörden çekilen ısı, kompresör işi ve soğutma tesir katsayısı, sırasıyla (3.15), (3.17) ve (3.18) denklemlerinden bulunur.

Kurulan deney tesisatında, kabin içinde güneş ışınımı ve yolculardan kazanılan ısıyı simüle etmek amacıyla, nemlendiriciye sahip bir elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Sistemde 3.5 kW anma soğutma kapasitesinde bir evaporatör kullanılmaktadır. Bu kapasiteyi geçmemek şartıyla, elektrikli ısıtıcı dört kademede çalıştırılmıştır. Soğutma yükleri ise, sırasıyla 1500W, 1950W, 2400W ve 2850W olacak şekilde

elektrikli ısıtıcı yardımıyla uygulanmıştır. Uygulanan her bir soğutma yükü için, R12 ve R134a kullanan otomobil klimasının çeşitli performans parametreleri, çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için elde edilmiştir.

4.9. Ölçüm Cihazlarının Özellikleri

Kurulan deneysel otomobil klimasında kullanılan ölçüm cihazları, Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Kullanılan ölçüm cihazlarının model, ölçüm aralığı ve tamlık gibi özellikleri ise aşağıda belirtilmiştir.

Elektrik Motoru

Gamak, GM112 M2

380V, 8A, $\cos\phi=0.89$, 4 kW (5.5 HP)

Nominal hız: 2880 rpm

Asenkron Motor Sürücüsü

Micromaster 420, XA P222-000064

Giriş: 380-480V+10% 3ØAC 12.8A 47-63Hz

Çıkış: 0-GirişV 3ØAC 10,2A 0-650Hz

Voltmetre

Ölçüm aralığı: 0-400V

Tamlık: $\pm 1\%$ x okunan değer

Ampermetre

Ölçüm aralığı: 0-10A

Tamlık: $\pm 1\%$ x okunan değer

Elektrik Sayacı

ESEM, TF-1, 3x220/380V

240 Devir/kWh, 3x10(30)A, 50Hz

Tamlık: $\pm 2\%$ x okunan değer

Kanatlı Anemometre

MEITAV M4000,

Sıcaklık aralığı: 0–50°C

Tamlık: $\pm 0.3^\circ\text{C}$

İzafi nem aralığı: 10%–95%

Tamlık: $\pm 3\%$

Hava hızı aralığı: 0.1-15 m/s

Tamlık: $\pm 0.1\%$

Dijital Takometre

Prova RM–1000

Ölçüm aralığı: 10RPM-100000RPM

Tamlık: $\pm \%2 \times$ okunan değer

12 Kanal Taramalı Sıcaklık Göstergesi

Polaris PSM602–06–20

Ölçüm aralığı: 0–1200°C, 200V, 50Hz

K Tipi Termokupl

Ölçüm aralığı: -100 –1200 °C

Tamlık: $\pm 0.3^\circ\text{C}$

Bourdon Tüpü Manometre

Yüksek Basınç:

Ölçüm aralığı: -1–30 bar

Tamlık: $\pm 0.1\text{bar}$

Düşük Basınç:

Ölçüm aralığı: -1–10 bar

Tamlık: $\pm 0.1\text{bar}$

4.10. Deneysel Belirsizlikler ve Hata Analizi

Deney sonuçlarının güvenilirliğini kanıtlamak için, deney düzeneğindeki çeşitli belirsizlikleri ortaya çıkarmak büyük ölçüde önem taşımaktadır. Belirsizlik, mutlak ölçüm hatasının, gerçek ölçüm değerine bölünmesi ile elde edilir.

$$\Gamma_{bel} = \frac{\delta\Gamma}{\Gamma} \quad (4.10)$$

Burada,

Γ_{bel} : Ölçülen Γ parametresinin belirsizliği

$\delta\Gamma$: Mutlak ölçüm hatası

4.10.1. Havanın kütleli debisi için belirsizlik analizi

$\dot{m}_h = \bar{V}_h A_h \rho_h$ denklemi ile verilen havanın kütleli debi hesabındaki belirsizlik;

$$\delta \dot{m}_h = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial \bar{V}_h} \delta \bar{V}_h \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial A_h} \delta A_h \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial \rho_h} \delta \rho_h \right)^2} \quad (4.11)$$

denklemi ile bulunabilmektedir.

Burada δA_h , aşağıdaki denklem ile ifade edilebilmektedir.

$$\delta A_h = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial A_h}{\partial a} \delta a \right)^2 + \left(\frac{\partial A_h}{\partial b} \delta b \right)^2} \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial A_h}{\partial a} = b$$

$$\frac{\partial A_h}{\partial b} = a$$

$A_h = ab = (0.25)(0.25) = 0.0625 m^2$ $\delta a = 0.001 m$, $\delta b = 0.001 m$ olduğuna göre;

$$\delta A_h = 3.53 \cdot 10^{-4} m^2 \text{ olur.}$$

Sıcaklık ve nem ölçümündeki hatalara göre $\delta \rho = 0.002 \text{ kg/m}^3$ olarak hesaplanır.

(4.8) denkleminde, akü voltajına karşılık gelen hava hızı değerleri $\bar{V}_h = 2.358 m/s$ şeklinde bulunabilir. Voltaj ve hız ölçümündeki hatalara göre, $\delta \bar{V}_h = 0.0266 m/s$ olarak bulunur.

$$\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial V_h} = \rho_h A_h = (1.162)(0.0625) = 0.0726 \text{ kgm}^{-1}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial A_h} = \bar{V}_h \rho_h = (2.358)(1.162) = 2.739 \text{ kgm}^{-2} s^{-1}$$

$$\frac{\partial \dot{m}_h}{\partial \rho_h} = \bar{V}_h A_h = 2.358 \times 0.0625 = 0.147 \text{ m}^3 s^{-1} \text{ olarak hesaplanır.}$$

$$\delta \dot{m}_h = \pm 0.001028 \text{ kg/s}, \dot{m}_{h \max} = \dot{m}_h + \delta \dot{m}_h, \dot{m}_{h \max} = 0.1722 \text{ kg/s} \text{ olarak bulunur.}$$

4.10.2. Soğutucu akışkanın kütleli debisi için belirsizlik analizi

Yukarıda hesaplanan havanın kütleli debi değeri, havanın evaporatöre giriş/çıkış sıcaklık değerlerine karşılık gelen h_A, h_B ve R134a soğutucu akışkanın giriş/çıkış sıcaklık değerlerine karşılık gelen h_7, h_4 değerleri (4.9) denkleminde yerine yazılırsa $\dot{m}_r = 0.02115 \text{ kg/s}$ olarak bulunur. Denklem (4.9)'a bağlı olarak $\delta \dot{m}_r$ belirsizliği aşağıdaki denkleme bağlı olarak ifade edilir.

$$\delta \dot{m}_r = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial \dot{m}_h} \delta \dot{m}_h\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial h_A} \delta h_A\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial h_B} \delta h_B\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial h_7} \delta h_7\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial h_4} \delta h_4\right)^2} \quad (4.13)$$

Burada;

$$\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial \dot{m}_h} = \frac{h_A - h_B}{h_7 - h_4},$$

$$\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial h_A} = \frac{m_h}{h_7 - h_4},$$

$$\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial h_B} = \frac{-m_h}{h_7 - h_4},$$

$$\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial h_7} = \frac{-m_h (h_A - h_B)}{(h_7 - h_4)^2},$$

$$\frac{\partial \dot{m}_r}{\partial h_4} = \frac{m_h (h_A - h_B)}{(h_7 - h_4)^2}$$

olmaktadır.

Değerler yerine yazılırsa $\delta m_r = 0.0001 \text{ kg/s}$ olarak bulunur. Bulunan bu değerlere bağlı olarak Q_{kond} , W_{komp} , STK değerleri hesaplanabilir.

$Q_{kond} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3)$ denkleminde bağlı olarak kondenserden atılan ısıya ait belirsizlik denklemi,

$$\delta Q_{kond} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{kond}}{\partial \dot{m}_r} \delta \dot{m}_r\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{kond}}{\partial h_2} \delta h_2\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{kond}}{\partial h_3} \delta h_3\right)^2} \quad (4.14)$$

ifade edilebilir.

Burada;

$$\frac{\partial Q_{kond}}{\partial \dot{m}_r} = (h_2 - h_3), \frac{\partial Q_{kond}}{\partial h_2} = \dot{m}_r, \frac{\partial Q_{kond}}{\partial h_3} = -\dot{m}_r$$

olmaktadır. Ayrıca, $\delta h_2, \delta h_3$ değerleri P ve T değerlerine bağlı olarak sırasıyla $\delta h_2 = 0.363 \text{ kJ/kg}$, $\delta h_3 = 0.453 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur. Belirlenen değerler yerine konursa;

$\delta Q_{kond} = \pm 0.0221 \text{ kW}$ olarak bulunur.

$W_{komp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1)$ denklemine bağlı olarak, kompresör gücüne ait belirsizlik denklemini;

$$\delta W_{komp} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial W_{komp}}{\partial \dot{m}_r} \delta \dot{m}_r \right)^2 + \left(\frac{\partial W_{komp}}{\partial h_2} \delta h_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial W_{komp}}{\partial h_1} \delta h_1 \right)^2} \quad (4.15)$$

ifade edilebilir.

Burada,

$$\frac{\partial W_{komp}}{\partial \dot{m}_r} = (h_2 - h_1), \frac{\partial W_{komp}}{\partial h_2} = \dot{m}_r, \frac{\partial W_{komp}}{\partial h_1} = -\dot{m}_r$$

olmaktadır. Ayrıca, $\delta h_2, \delta h_1$ değerleri P ve T değerlerine bağlı olarak sırasıyla $\delta h_2 = 0.363 \text{ kJ/kg}$, $\delta h_1 = 0.264 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur. Belirlenen değerler yerine konursa;

$Q_e = \bar{V}I$ denkleminde bağılı olarak, kompresör soğutma yüküne ait belirsizlik denkleminde;

$$\delta Q_e = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial Q_e}{\partial V} \delta \bar{V}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_e}{\partial I} \delta I\right)^2} \quad (4.16)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Burada,

$$\frac{\partial Q_e}{\partial V} = I, \quad \frac{\partial Q_e}{\partial I} = \bar{V}$$

olmaktadır. Belirlenen değerler yerine konursa;

$$\delta Q_e = \pm 0.00902 \text{ kW} \text{ olarak bulunur.}$$

$STK = \frac{Q_e}{W_{komp}}$ denkleminde bağılı olarak, soğutma tesir katsayısındaki belirsizlik;

$$\delta STK = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial STK}{\partial Q_e} \delta Q_e\right)^2 + \left(\frac{\partial STK}{\partial W_{komp}} \delta W_{komp}\right)^2} \quad (4.17)$$

$\frac{\partial STK}{\partial Q_e} = \frac{1}{W_{komp}}$, $\frac{\partial STK}{\partial W_{komp}} = -\frac{Q_e}{W_{komp}^2}$ olmaktadır. Bilinen değerler yerine konursa;

$$\delta STK = \pm 0.02575 \text{ olarak bulunur.}$$

(4.11), (4.12), (4.13), (4.14), (4.15), (4.16), (4.17) denklemleri ile verilen belirsizlik sonuçları Tablo 4.1'de gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Hava ve soğutucu akışkan için hesaplanan belirsizlik analizi değerleri

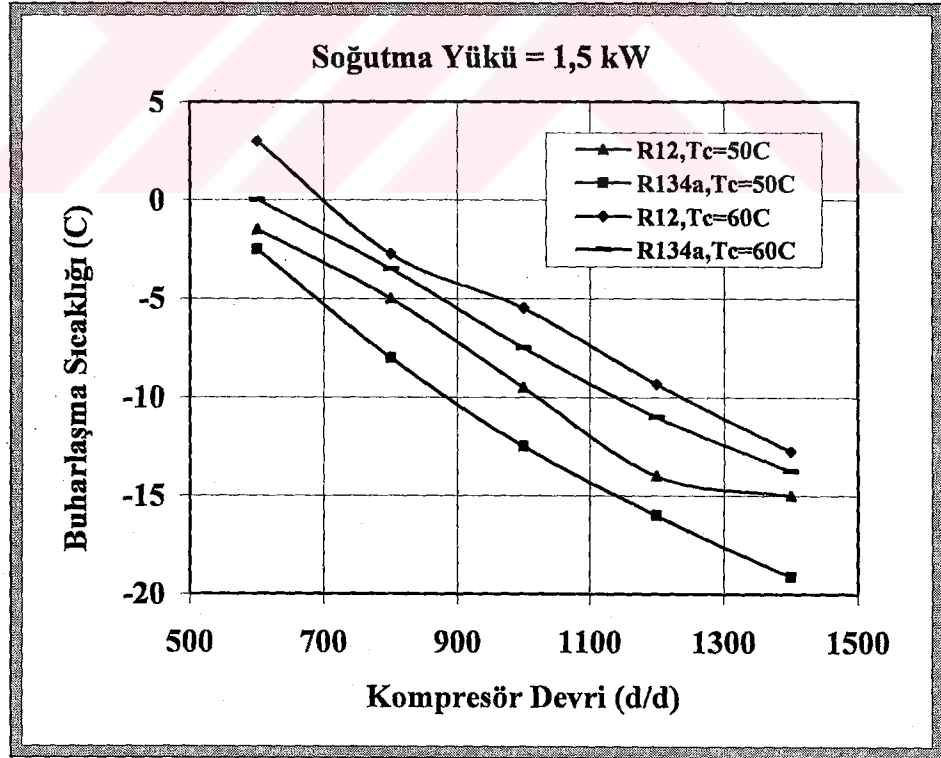
<u>Hesaplanan belirsizlikler</u>	<u>Değerler</u>
Havanın kütleli debisi	$\pm 0.1722 \text{ kg/m}^3$
Hava kanalı boyutu	$\pm 0.000353 \text{ m}^2$
Soğutucu akışkan kütleli debisi	$\pm 0.0001 \text{ kg/m}^3$
Kondenserden atılan ısı	$\pm 0.0221 \text{ kW}$
Kompresör gücü	$\pm 0.0104 \text{ kW}$
Evaporatörden çekilen ısı	$\pm 0.00902 \text{ kW}$
STK (Soğutma tesir katsayısı)	± 0.0217

BÖLÜM 5. DENEYSEL SONUÇLAR

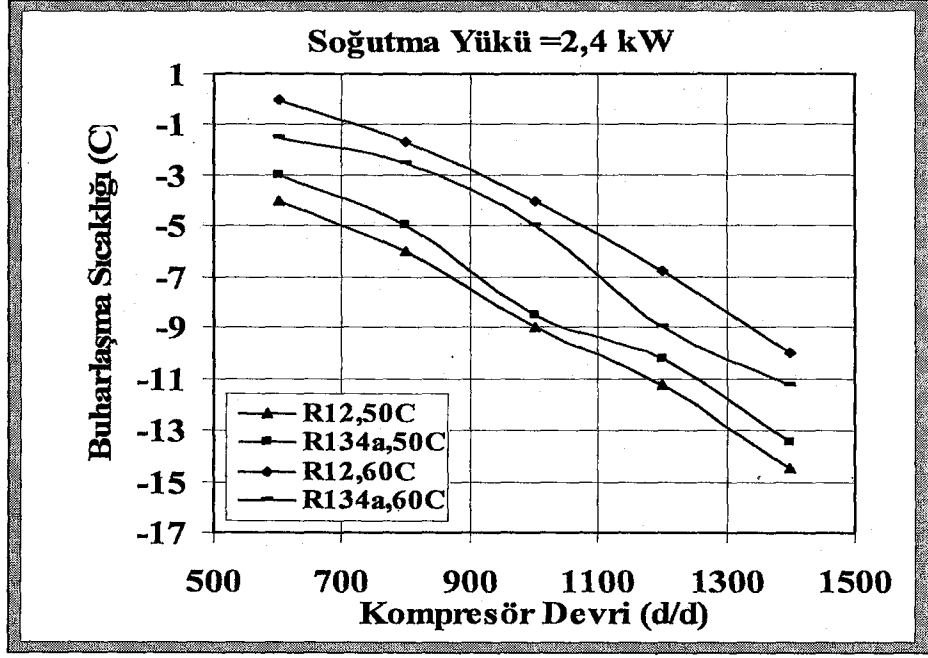
5.1. Giriş

Bu bölümde, deneylerde elde edilen sonuçlar yardımıyla R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemlerinin performans parametrelerinin kompresör devri, buharlaşma sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı ve soğutma yüküne göre değişimleri belirlenmiş ve grafikler halinde sunulmuştur.

5.2. 1500W ve 2400W Soğutma Yüklerinde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Buharlaşma Sıcaklığının Değişimi



(a)

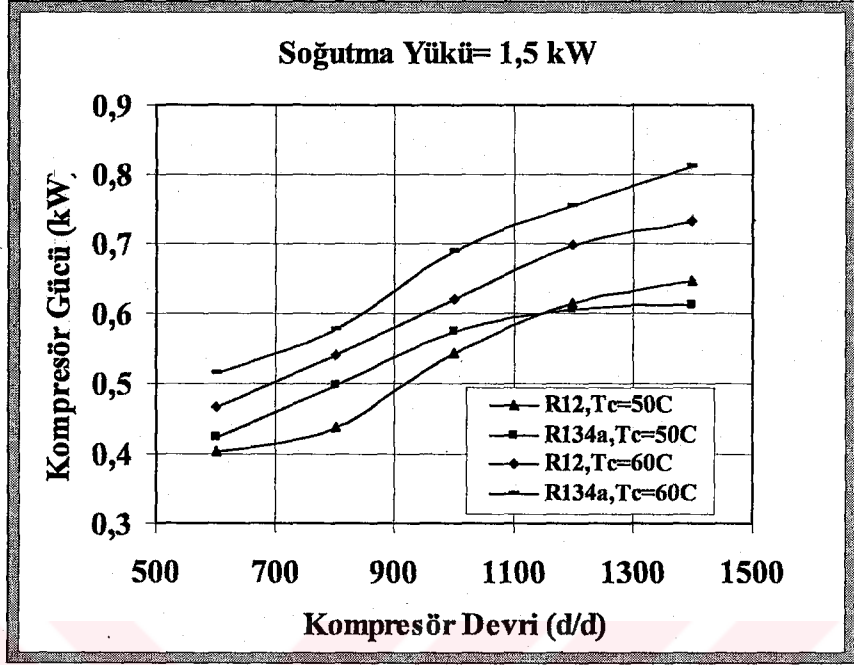


(b)

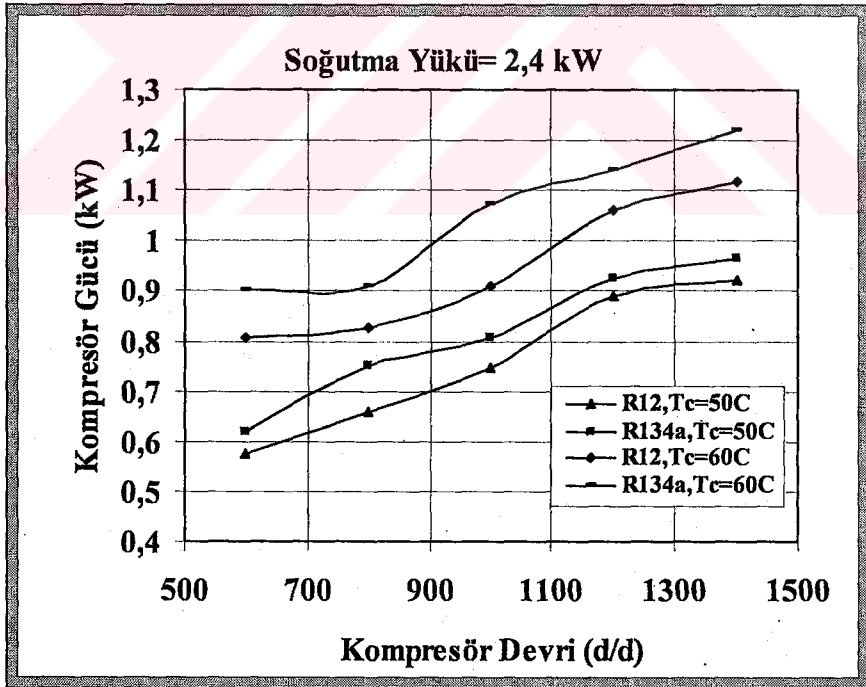
Şekil 5.1. Buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi; (a)Soğutma yükü=1.5kW, (b) Soğutma yükü=2.4 kW

Şekil 5.1'de artan kompresör devrine bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının değişimi görülmektedir. Yapılan çalışmada, R12'nin R134a'dan 4-5°C daha yüksek bir buharlaşma sıcaklığına sahip olduğu ve artan kompresör devri ile, buharlaşma sıcaklığında bir azalmanın olduğu gözlenmektedir. Artan kompresör devri ile kompresöre daha fazla soğutucu akışkan gelmekte ve evaporatörde akışkan miktarı azalmaktadır. Bunun sonucunda buharlaşma sıcaklığı düşmektedir.

5.3. 1500W ve 2400W Soğutma Yükünde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Kompresör Gücünün Değişimi



(a)

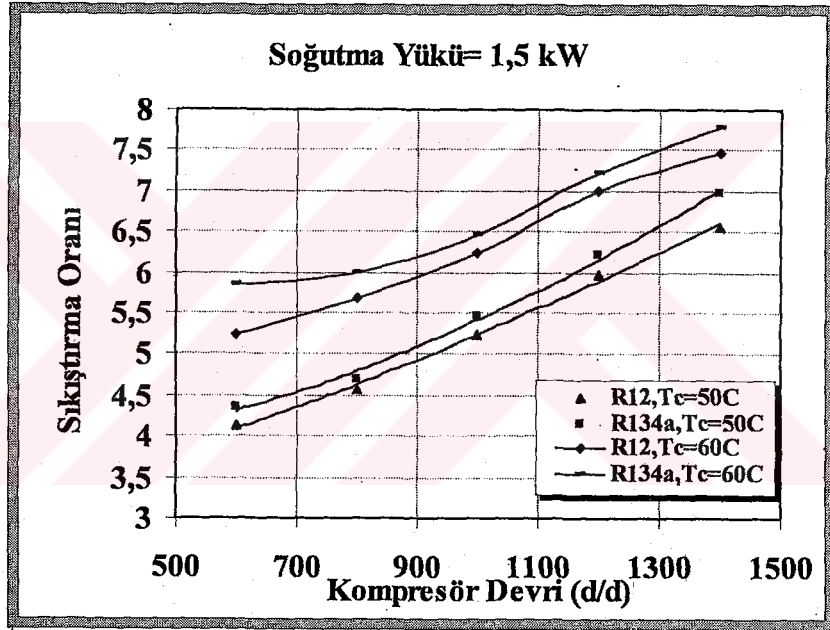


(b)

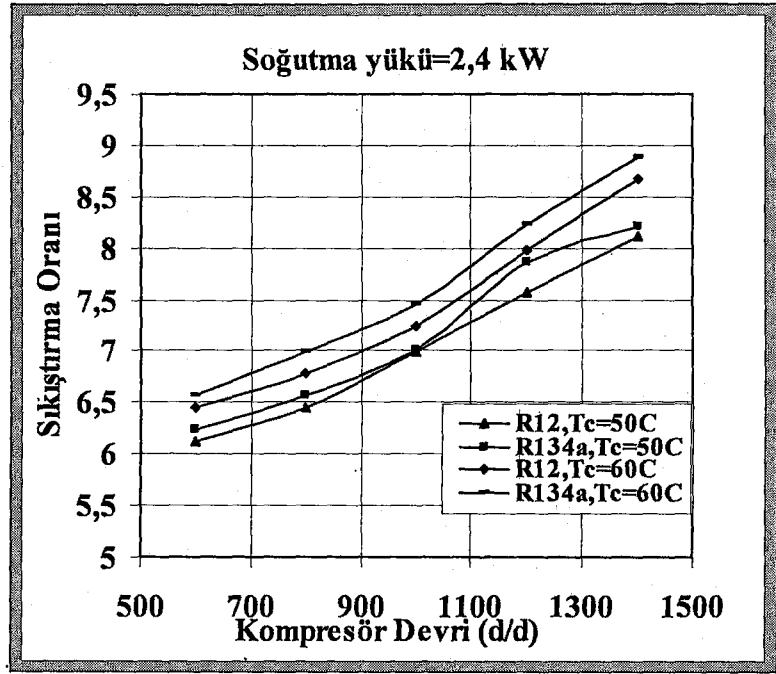
Şekil 5.2. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi; (a) Soğutma yükü=1.5kW, (b) Soğutma yükü=2.4 kW

Şekil 5.2'de artan kompresör devrine bağlı olarak, her iki soğutucu akışkanla çalışma durumunda kompresör gücünün %8-9 oranında arttığı görülmektedir. Ayrıca R134a, R12'den daha yüksek bir kompresör gücü gerektirmektedir. Kompresör gücündeki bu artış, kompresör devriyle birlikte basma hattı basıncının yükselmesi, emme hattı basıncının düşmesi ve dolayısıyla kompresörde soğutucu akışkan debisinin artmasının bir sonucudur.

5.4. 1500W ve 2400W Soğutma Yükünde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Sıkıştırma Oranının Değişimi



(a)

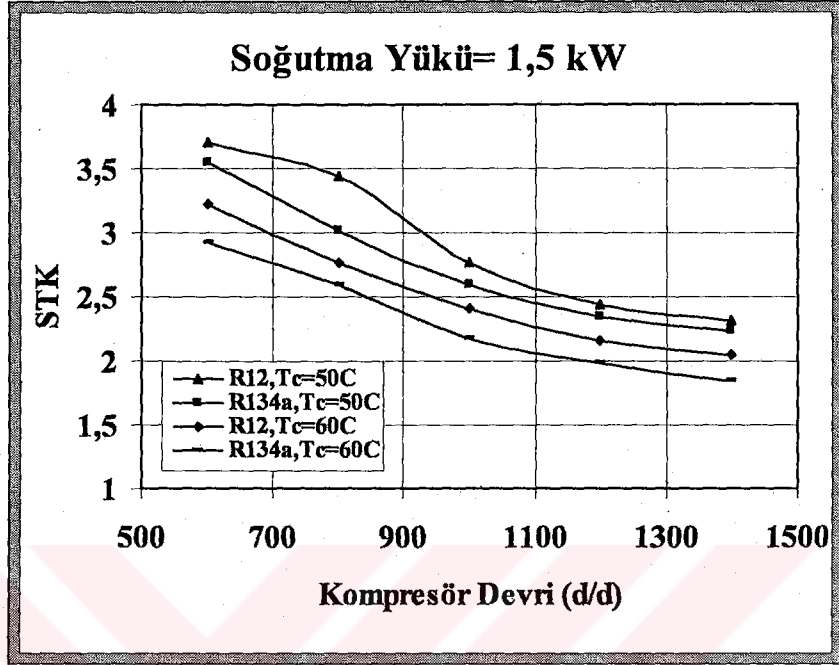


(b)

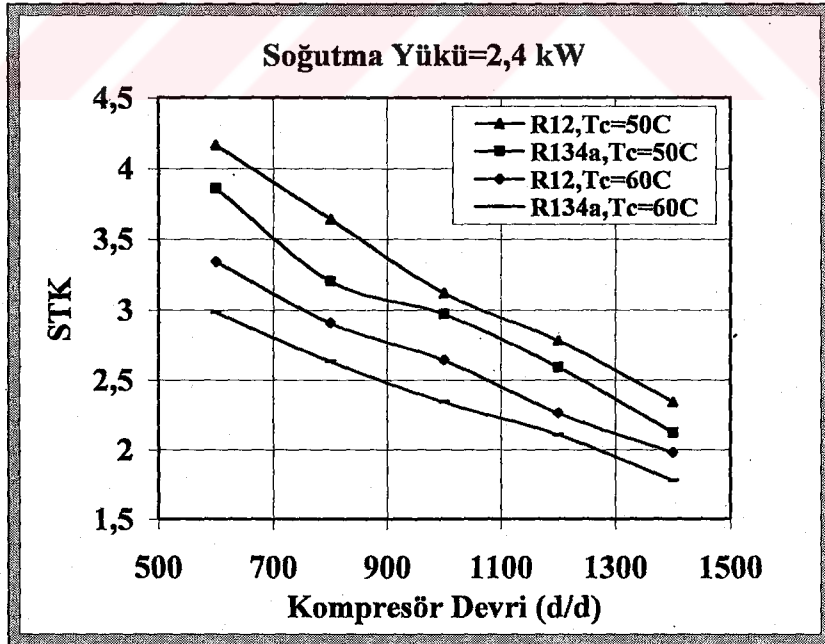
Şekil 5.3. Sıkıştırma oranının kompresör devri ile değişimi; (a) Soğutma yükü=1.5kW, (b) Soğutma yükü=2.4 kW

Şekil 5.3’de artan kompresör devrine bağlı olarak, sıkıştırma oranının %10-12 artış gösterdiği ve R134a’nın R12’den daha yüksek sıkıştırma oranına sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca artan soğutma yüküne bağlı olarak da sıkıştırma oranının önemli ölçüde arttığı görülmektedir. Sistemde basma hattı basıncındaki artış ve emme hattı basıncındaki azalma nedeniyle, kompresör devriyle birlikte sıkıştırma oranı artmaktadır.

5.5. 1500W ve 2400W Soğutma Yükünde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Soğutma Tesir Katsayısının Değişimi



(a)

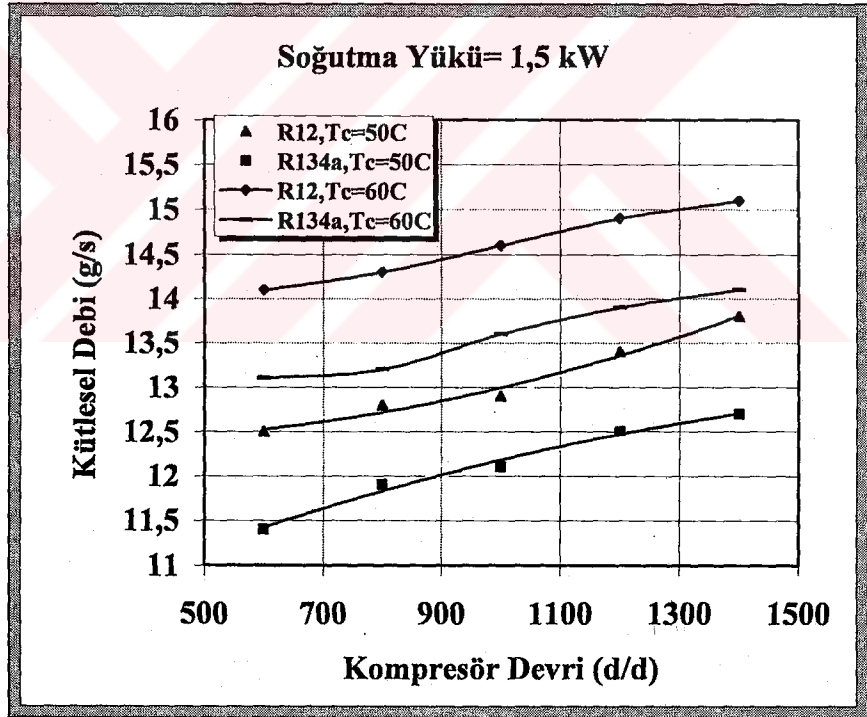


(b)

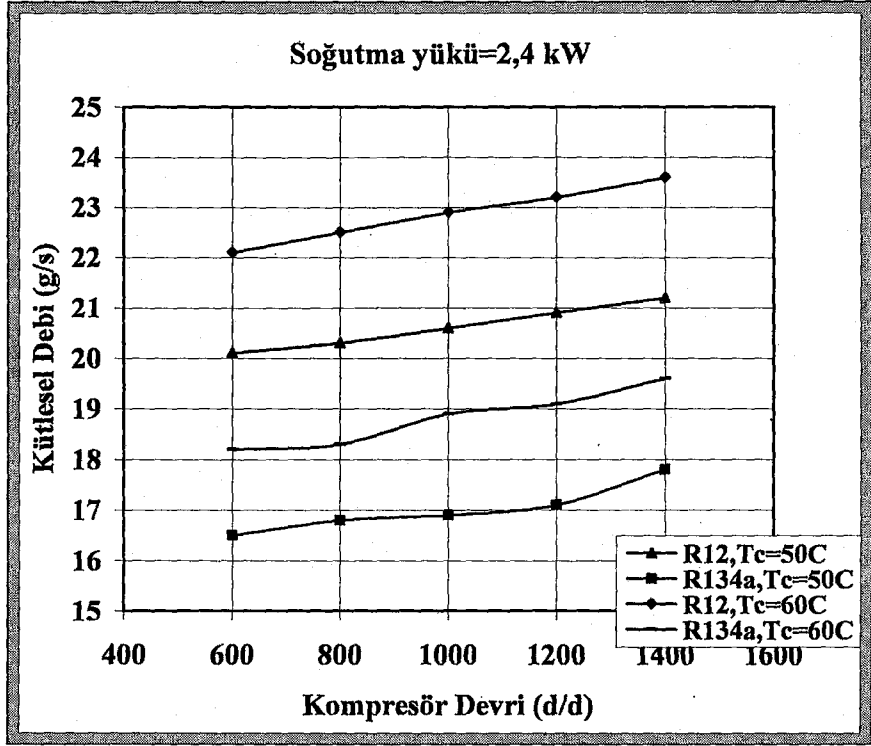
Şekil 5.4. Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi; (a) Soğutma yükü=1.5kW, (b) Soğutma yükü=2.4 kW

Şekil 5.4'de artan kompresör devrine bağlı olarak, STK'nın %12-13 azaldığı ve R134a'nın R12'den % 6-7 daha düşük bir STK'ya sahip olduğu görülmektedir. Sabit soğutma yükü için kompresör devri arttığında, kompresör gücü de artmakta; bunun sonunda STK kompresör devri ile düşmektedir. Ayrıca artan soğutma yüklerinde, STK'nın daha yüksek değerde olduğu görülmüştür. Bunun nedeni ise, artan soğutma yükü ile birlikte buharlaşma sıcaklığının da yükselmesi ve sıkıştırma oranının düşmesi nedeniyle kompresör gücündeki artışın, soğutma yükündeki artıştan daha düşük oranda olmasıdır.

5.6. 1500W ve 2400W Soğutma Yükünde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Kütlesel Debinin Değişimi



(a)

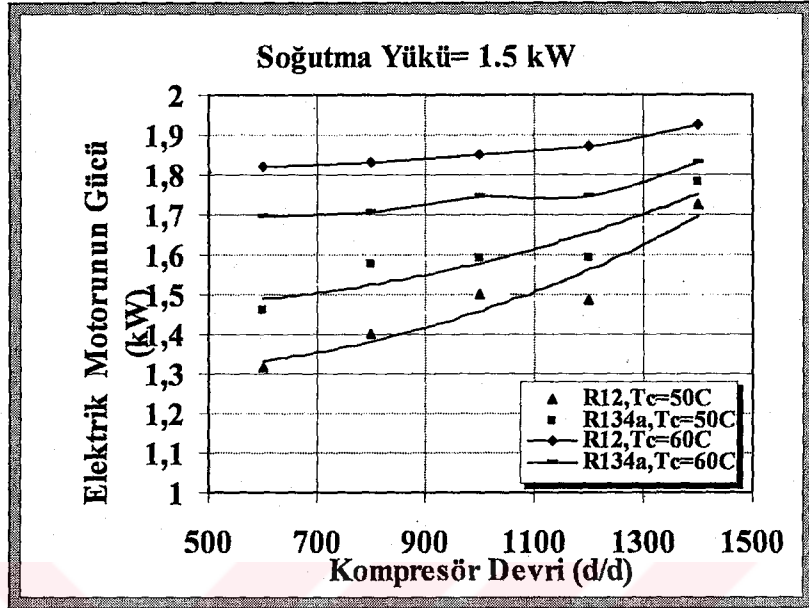


(b)

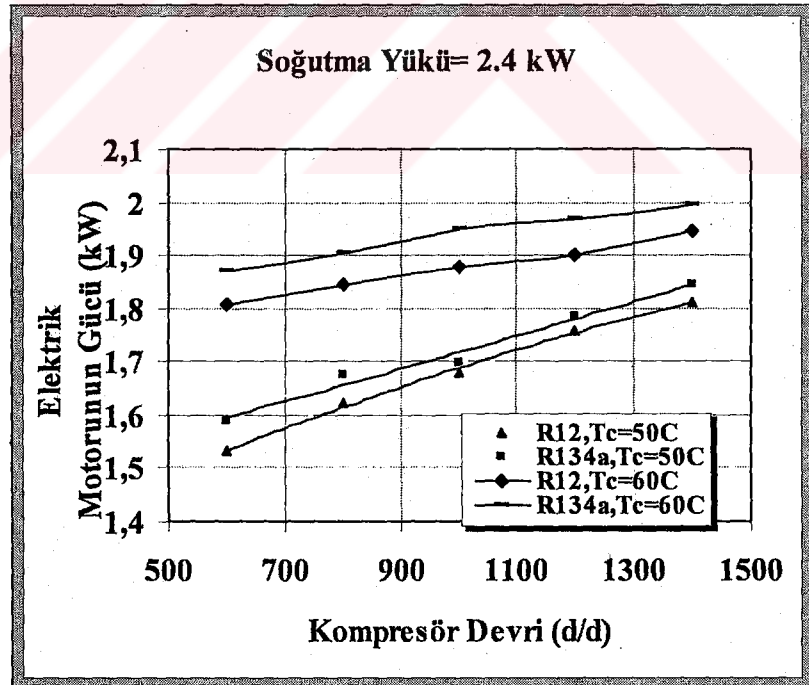
Şekil 5.5. Kütleli debinin kompresör devri ile değişimi; (a) Soğutma yükü=1.5kW, (b) Soğutma yükü=2.4 kW

Şekil 5.5.'de artan kompresör devrine bağlı olarak, kütleli debide artış görülmektedir. Yine R134a'nın R12'den % 20-21 daha az bir kütleli debi ile çalıştığı görülmüştür. Ayrıca her iki akışkanda artan devre bağlı olarak kütleli debide % 6-7'lik bir artış olmuştur. Artan kompresör devri ile, kompresör birim zamanda daha fazla soğutucu akışkan göndermektedir.

5.7.1500 W ve 2400 W Soğutma Yükünde Kompresör Devrine Bağlı Olarak Elektrik Motor Gücünün Değişimi



(a)

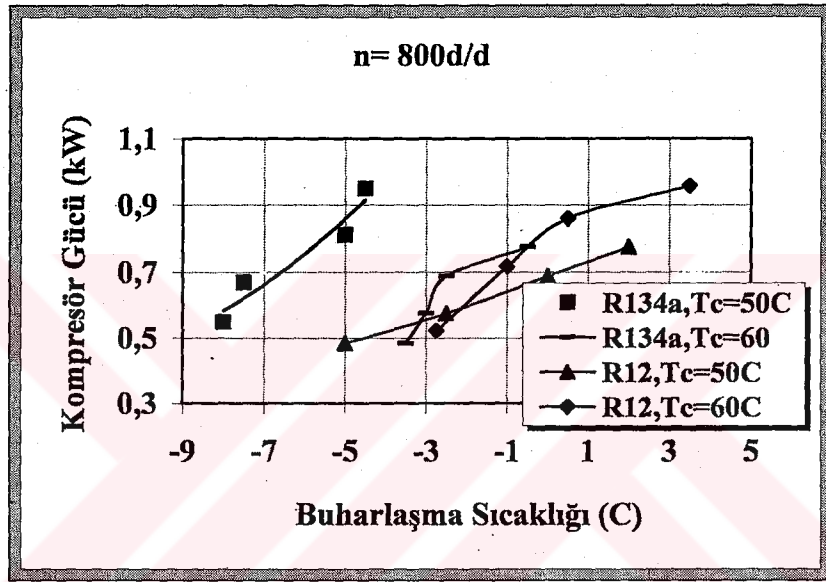


(b)

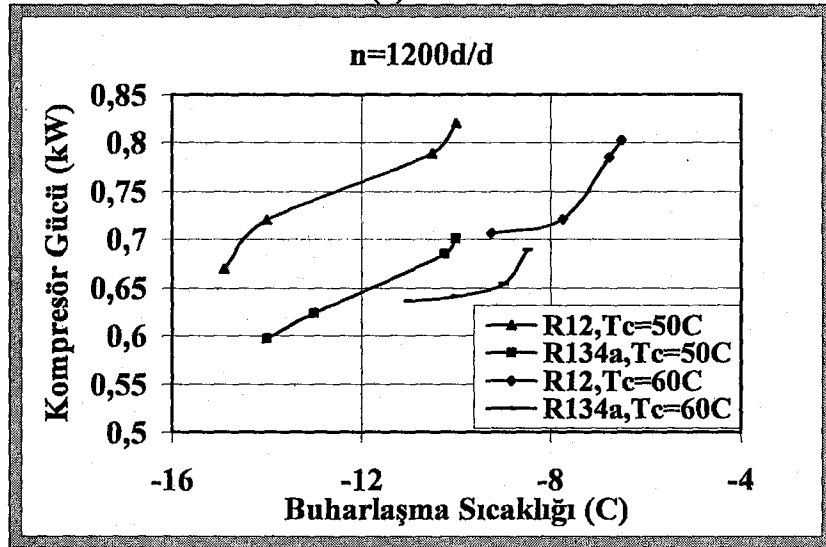
Şekil 5.6. Elektrik motor gücünün buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d

Şekil 5.6'da artan kompresör devrine bağlı olarak elektrik motor gücünde arttığı görülmektedir. Ayrıca, R134a soğutucu akışkanlı sistemin daha yüksek bir elektrik motor gücü gerektirdiği görülmektedir. Ayrıca R134a'lı sistem R12'li sisteme göre %4-5 daha fazla bir elektrik motor gücü gerektirmektedir.

5.8. 800 ve 1200d/d Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Kompresör Gücünün Değişimi



(a)

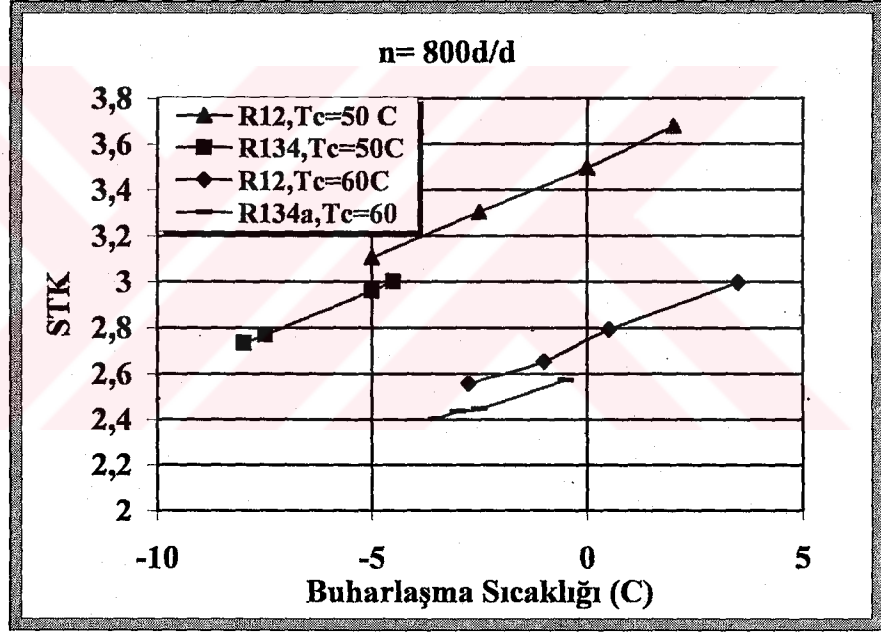


(b)

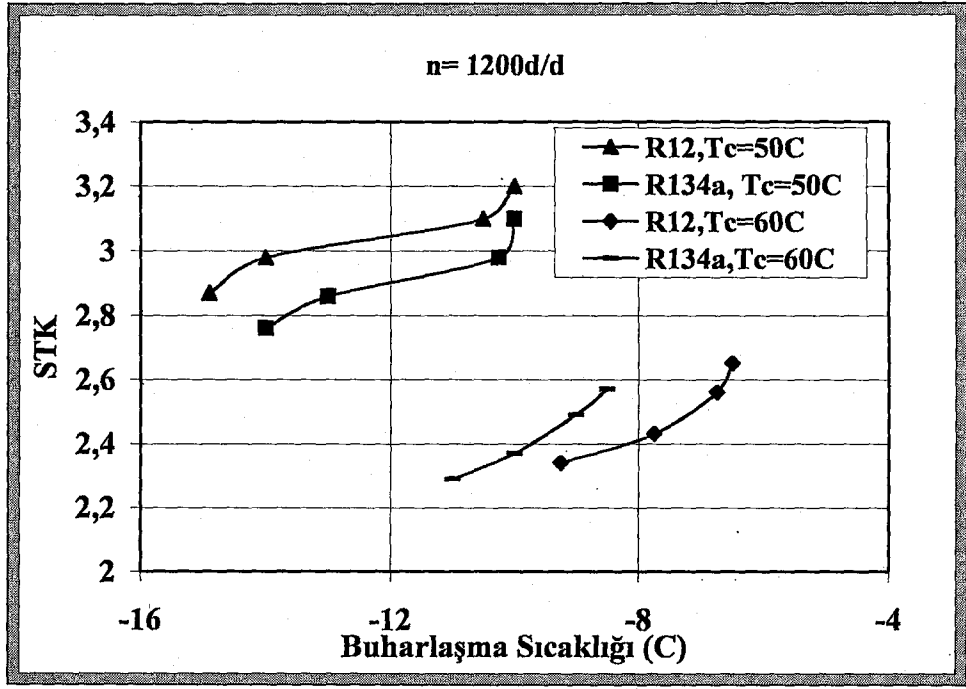
Şekil 5.7. Kompresör gücünün buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d

Şekil 5.7’de artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak, kompresör gücünün de arttığı görülmektedir. R134a’nın bütün buharlaşma sıcaklıklarında daha büyük bir kompresör gücü gerektirdiği ve artan soğutma yüküne bağlı olarak, kompresör gücünün de arttığı görülmektedir. Şekil 5.7’deki her bir eğriyi oluşturan dört data noktasının karşılık geldiği soğutma yükleri sırasıyla 1.5, 1.85, 2.4, 2.85kW dır. Buradan kompresör gücünün soğutma yüküyle orantılı olarak arttığı anlaşılmaktadır.

5.9. 800 ve 1200 d/d Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Soğutma Tesir Katsayısının Değişimi



(a)

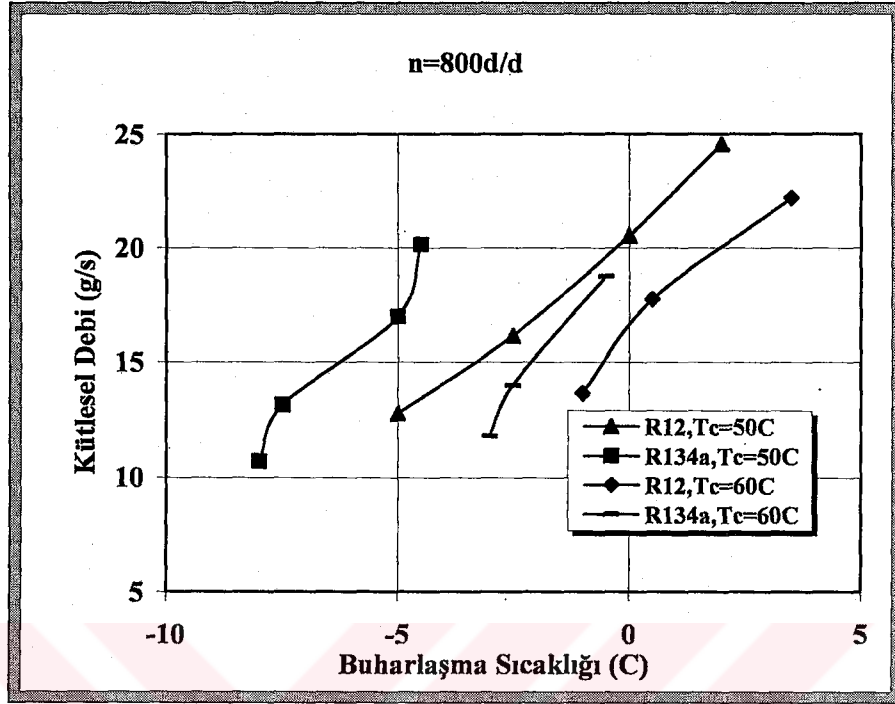


(b)

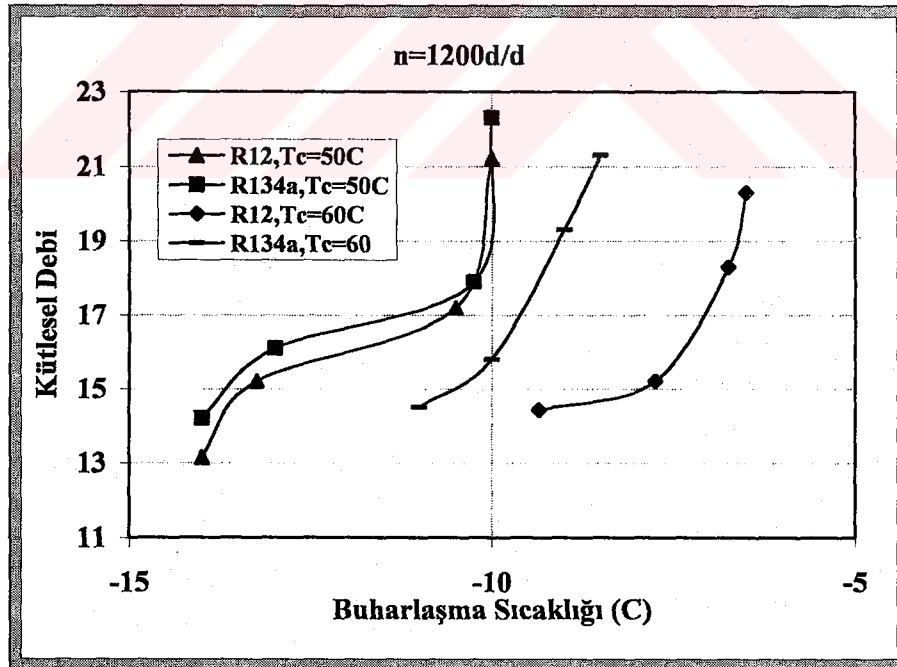
Şekil 5.8. Soğutma tesir katsayısının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d

Şekil 5.8'de artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak, STK'nın da arttığı görülmektedir. R12'nin R134a'dan daha yüksek bir STK'ya sahip olduğu ve artan soğutma yüküne bağlı olarak, STK'nın % 4-6 arttığı gözlemlenmektedir. Bunun nedeni artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak, buharlaşma kapasitesindeki artışın kompresör gücündeki artıştan daha büyük olmasıdır.

5.10. 800 ve 1200 d/d Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Kütleli Debinin Değişimi



(a)

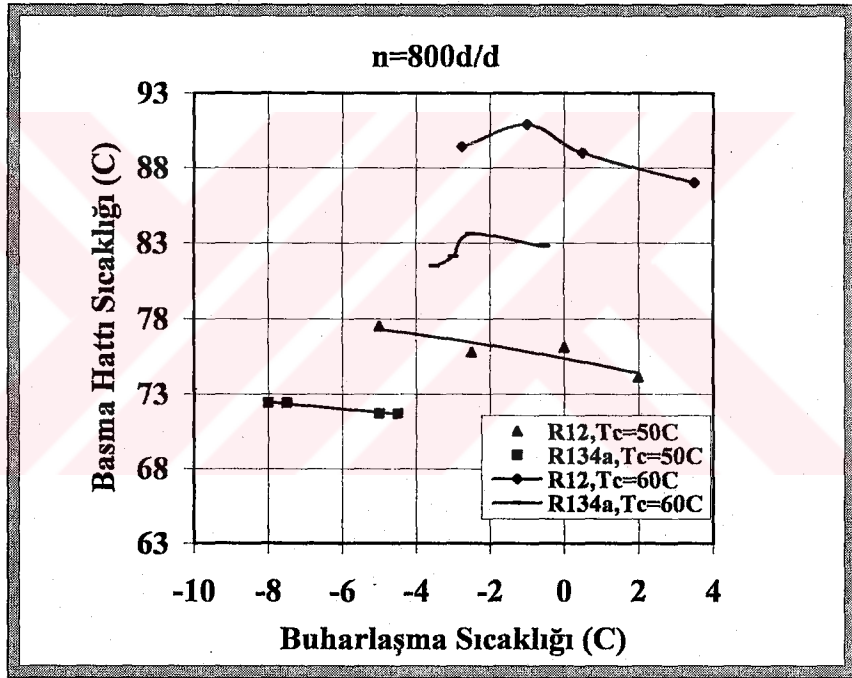


(b)

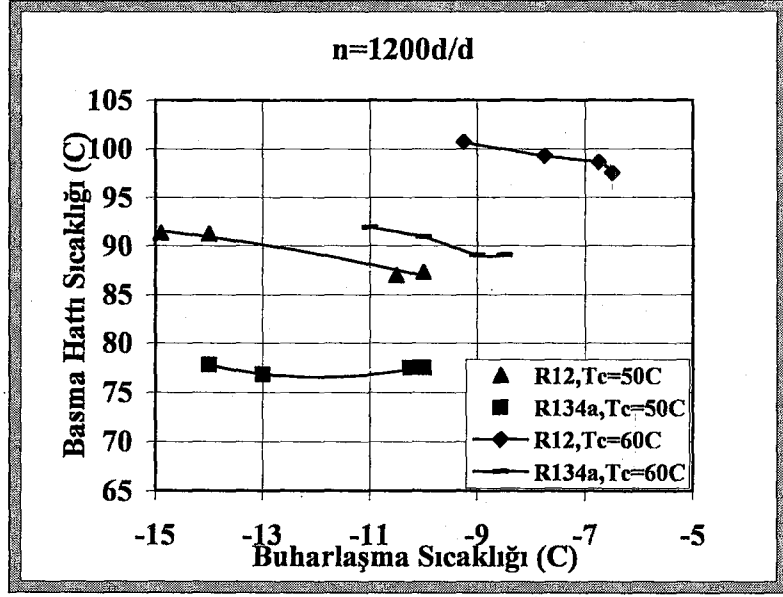
Şekil 5.9. Kütleli debinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d

Şekil 5.9'da artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak, kütlelesel debide artış görülmektedir. Bunun nedeni, buharlaşma sıcaklığıyla birlikte soğutma yükünde artması ve bu artışı karşılamak için TXV'nin daha çok açılarak çevrim içinde daha büyük debide akışkan dolaşımına izin vermesidir. Ayrıca, aynı buharlaşma sıcaklığında R134a'nın R12'den % 20-21 daha az bir kütlelesel debi ile çalışabildiği görülmektedir.

5.11. 800 ve 1200 d/d Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Basma Hattı Sıcaklığının Değişimi



(a)



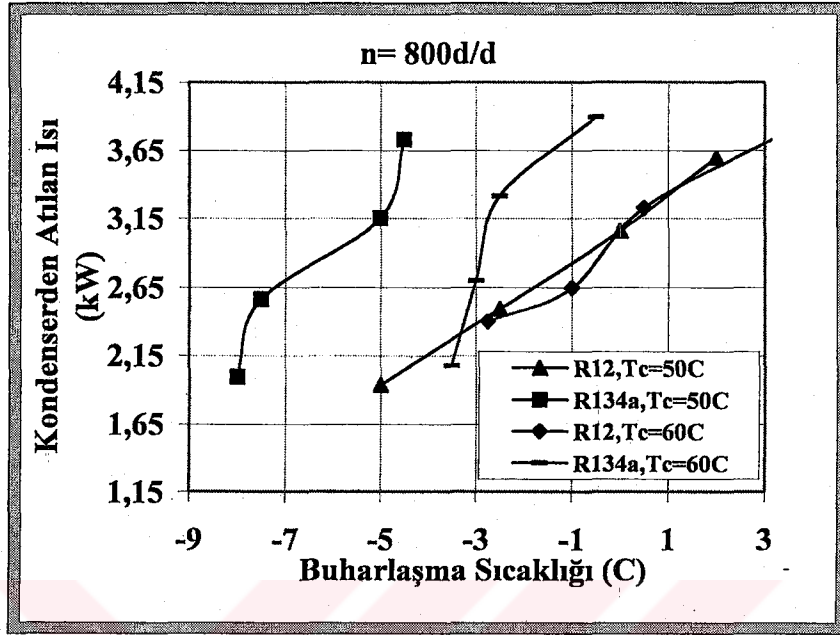
(b)

Şekil 5.10. Basma hattı sıcaklığının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d

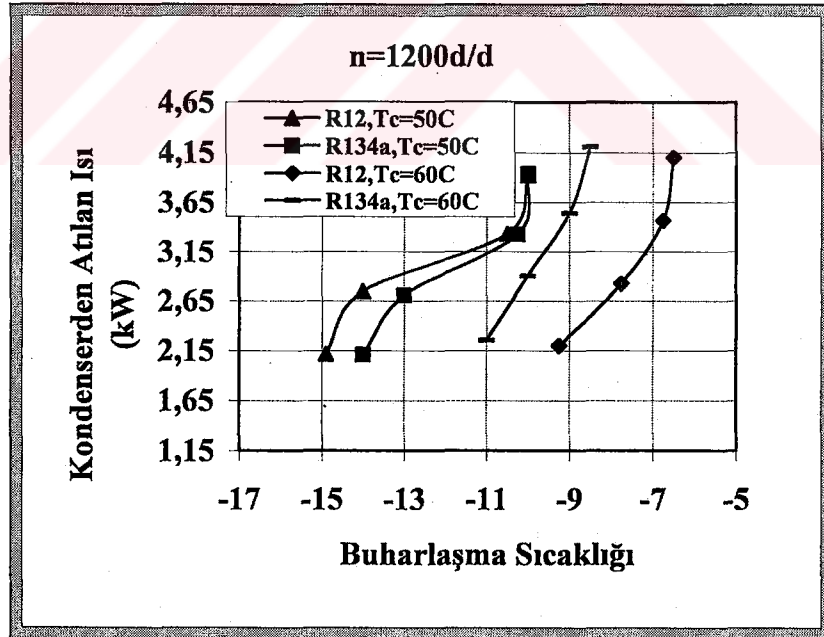
Şekil 5.10'da, artan buharlaşma sıcaklığıyla basma hattı sıcaklığının düştüğü görülmektedir. Ayrıca R12'li sistemde basma hattı sıcaklığı R134a'lı sistemden yaklaşık 7-8°C daha yüksek olmaktadır. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça sıkıştırma oranı düşmekte, düşük sıkıştırma oranında sıkıştırılan soğutucu akışkanın basma hattı sıcaklığı da azalmaktadır.

Basma hattı sıcaklığı, kompresör ve kompresör yağının ömrünü doğrudan etkiler. Basma hattı sıcaklığının yüksek olduğu sistemlerde kompresör üzerinde daha büyük ısıl gerilmeler oluşmakta; bunun sonucunda kompresör daha kısa sürede arızalanmaktadır. Ayrıca aşırı yüksek sıcaklıklar, yağın kısa sürede özelliğini kaybetmesine yol açmaktadır.

5.12. 800 ve 1200 d/d Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Kondenserden Atılan Isı Miktarındaki Değişim



(a)

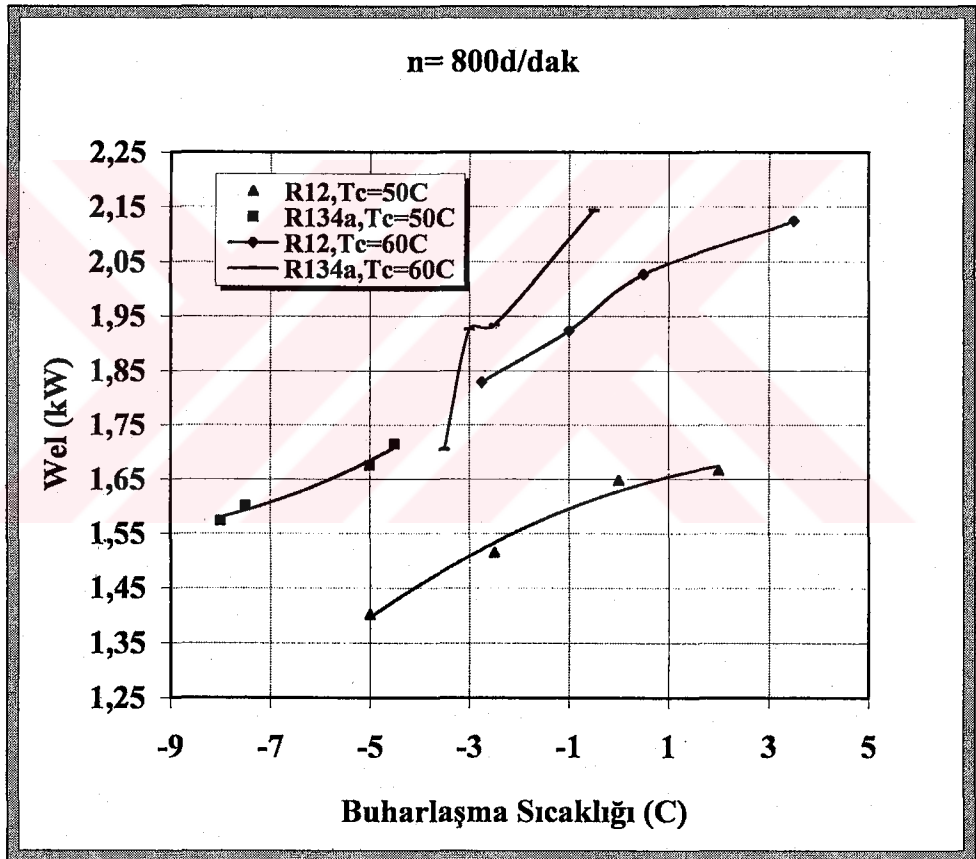


(b)

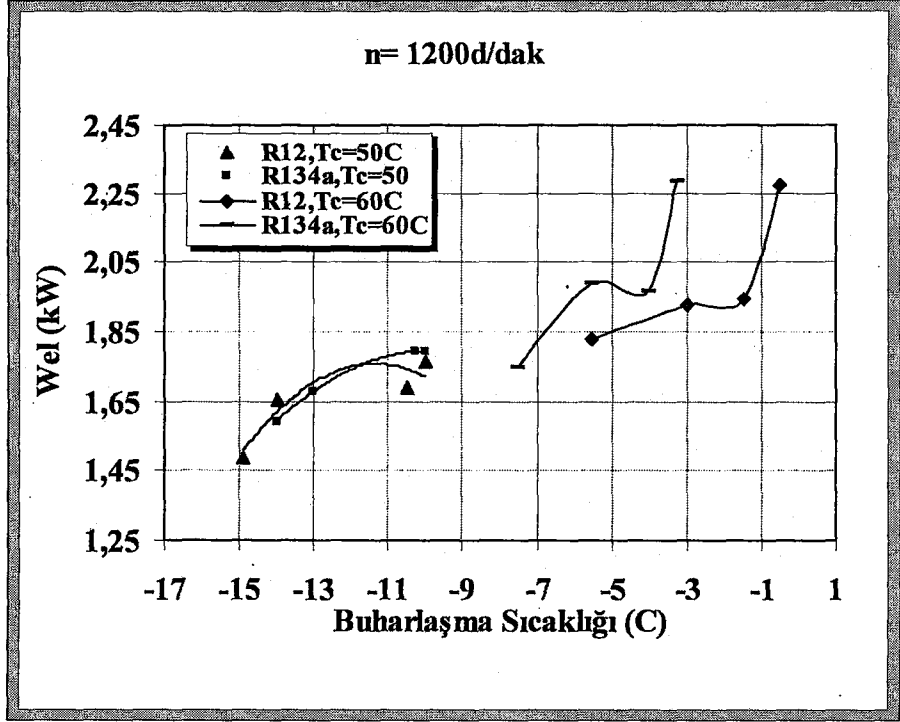
Şekil 5.11. Kondenserden atılan ısı miktarının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d

Artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak, kondenserden atılan ısı miktarı artmaktadır. Aynı soğutma yükü için R134a soğutucu akışkanlı sistemde kondenserden atılan ısı miktarı R12 soğutucu akışkanlı sistemden daha fazladır. Aynı soğutma yükü için, R134a'lı sistem daha fazla kompresör gücü gerektirdiğinden, kondenserden atılan ısı miktarı da daha fazla olmaktadır.

5.13. 800 ve 1200 d/d Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Elektrik Motorunca Tüketilen Elektrik Enerjisindeki Değişim



(a)

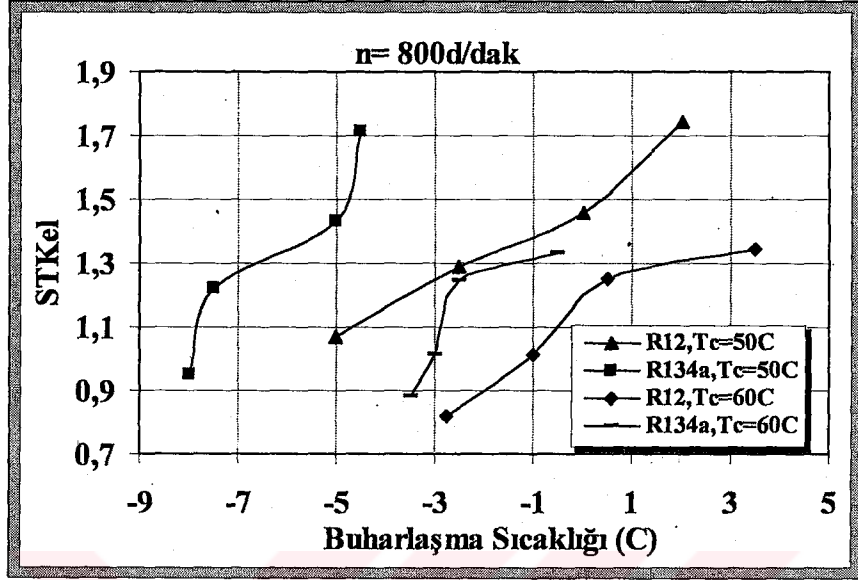


(b)

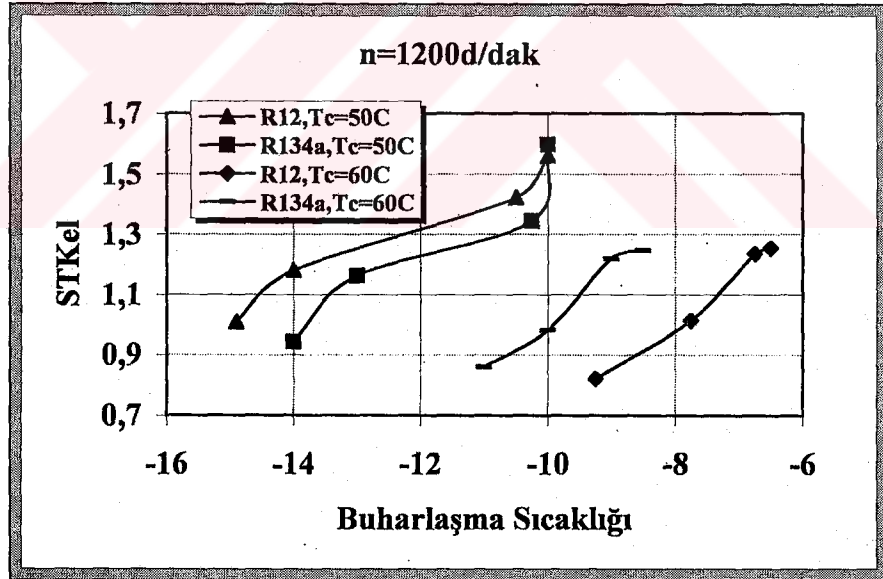
Şekil 5.12. Elektrik motor gücünün buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi; (a) Kompresör devri = 800 d/d (b) Kompresör devri = 1200 d/d

Şekil 5.12’de buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak elektrik motor gücünde bir artış olduğu gözlenmektedir. Bunun nedeni, buharlaşma sıcaklığı arttıkça soğutma yükünün artmasından dolayı soğutucu akışkanın kompresörde daha fazla iş absorbe etmesi, sonuç olarak da elektrik motorundan daha fazla güç çekilmesidir. Ayrıca, R134a’lı sistemin artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak R12’li sistemden %4-5 daha fazla bir elektrik motor gücü gerektirdiği görülmektedir.

5.14. 800 ve 1200 d/d Kompresör Devirlerinde Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Elektrik Motorunca Harcanan Güce Göre Tanımlanmış Soğutma Tesir Katsayısındaki Değişim



(a)

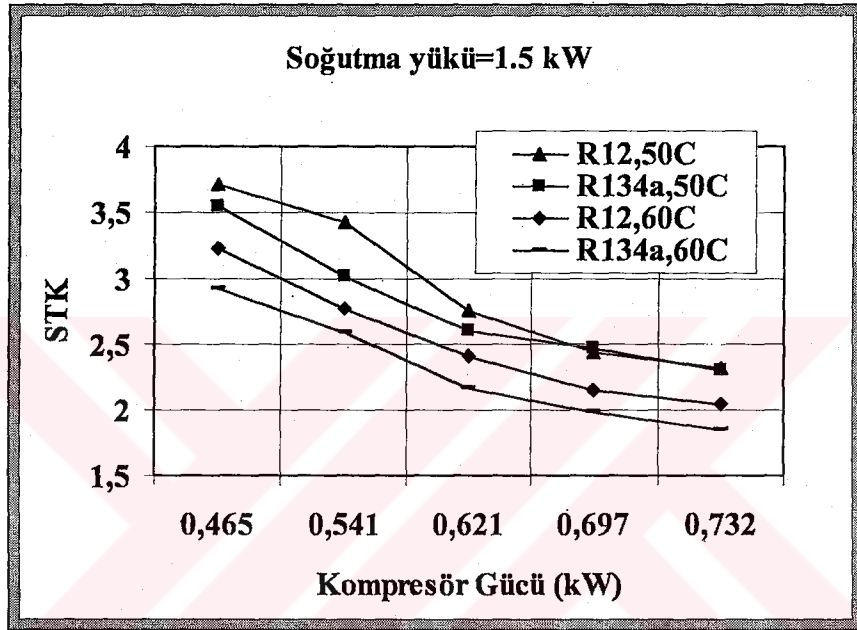


(b)

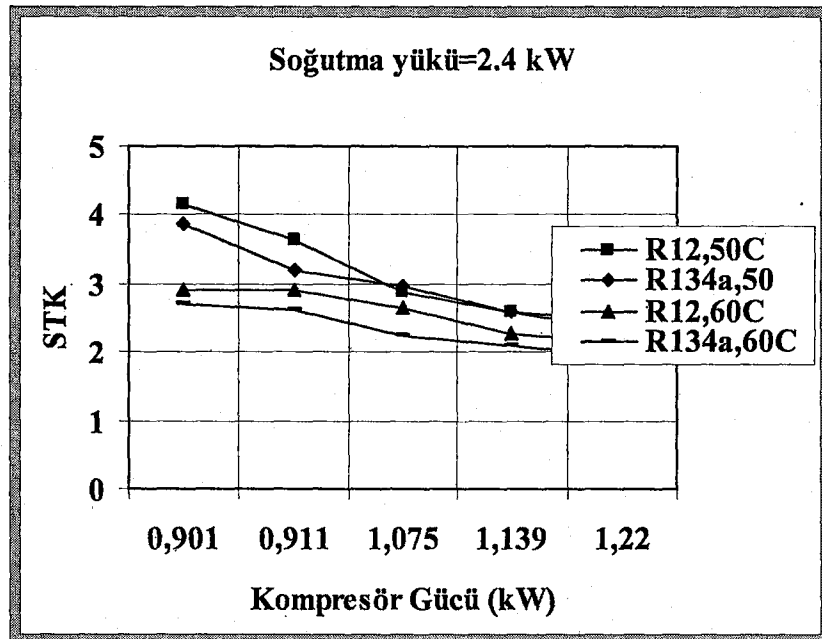
Şekil 5.13. Elektrik motoru soğutma tesir katsayısının buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi; (a) Kompresör devri =800 d/d (b) Kompresör devri=1200 d/d

Şekil 5.13'de artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak, STK_{el} 'de artış olduğu görülmektedir. Ayrıca, R12'nin R134a'dan daha yüksek bir STK_{el} 'e sahip olduğu ve artan soğutma yüküne bağlı olarak STK_{el} 'in % 3-4 arttığı anlaşılmaktadır. Buharlaşma sıcaklığı ile birlikte artan soğutma yükünün, elektrik motor gücündeki değişimden daha büyük olması, STK_{el} 'in artmasına neden olmaktadır.

5.15. Kompresör Gücüne Bağlı Olarak Soğutma Tesir Katsayısındaki Değişim



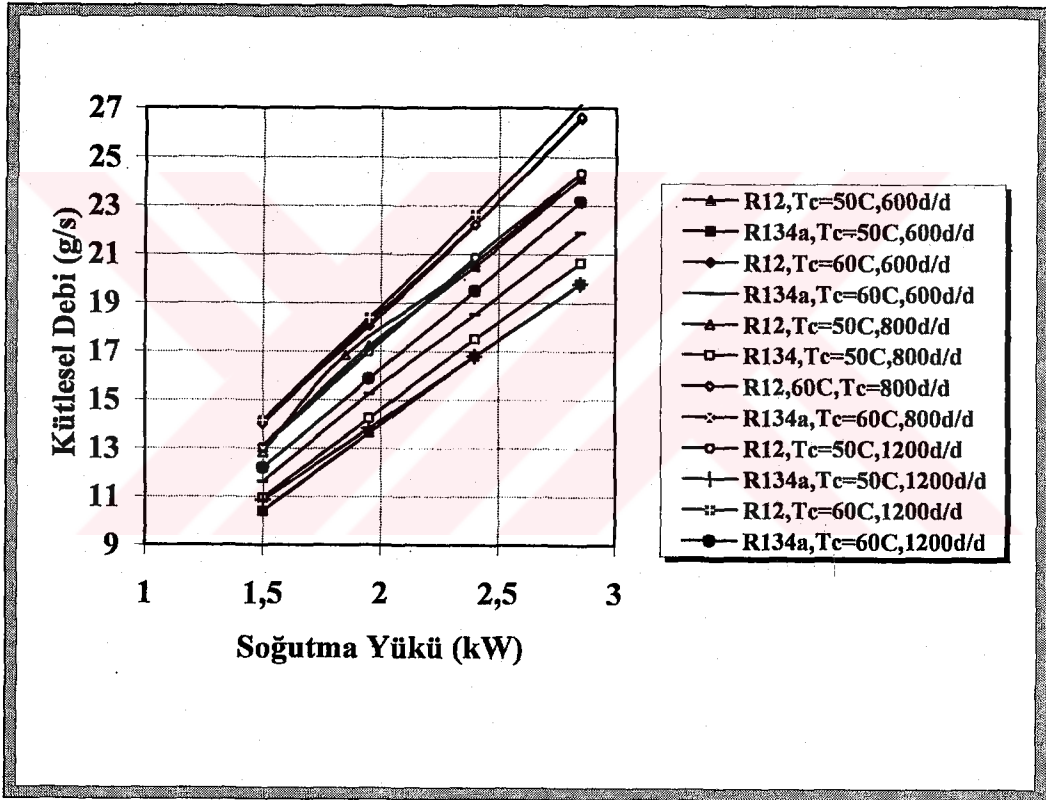
(a)



Şekil 5.14. Kompresör gücüne bağlı olarak soğutma tesir katsayısındaki değişim

Şekil 5.14’de kompresör gücüne bağlı olarak soğutma tesir katsayısının azaldığı görülmektedir. Artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak kompresörün daha fazla güç sarf etmesinin bir sonucu olarak, sabit bir soğutma yükü için soğutma tesir katsayısı azalmaktadır.

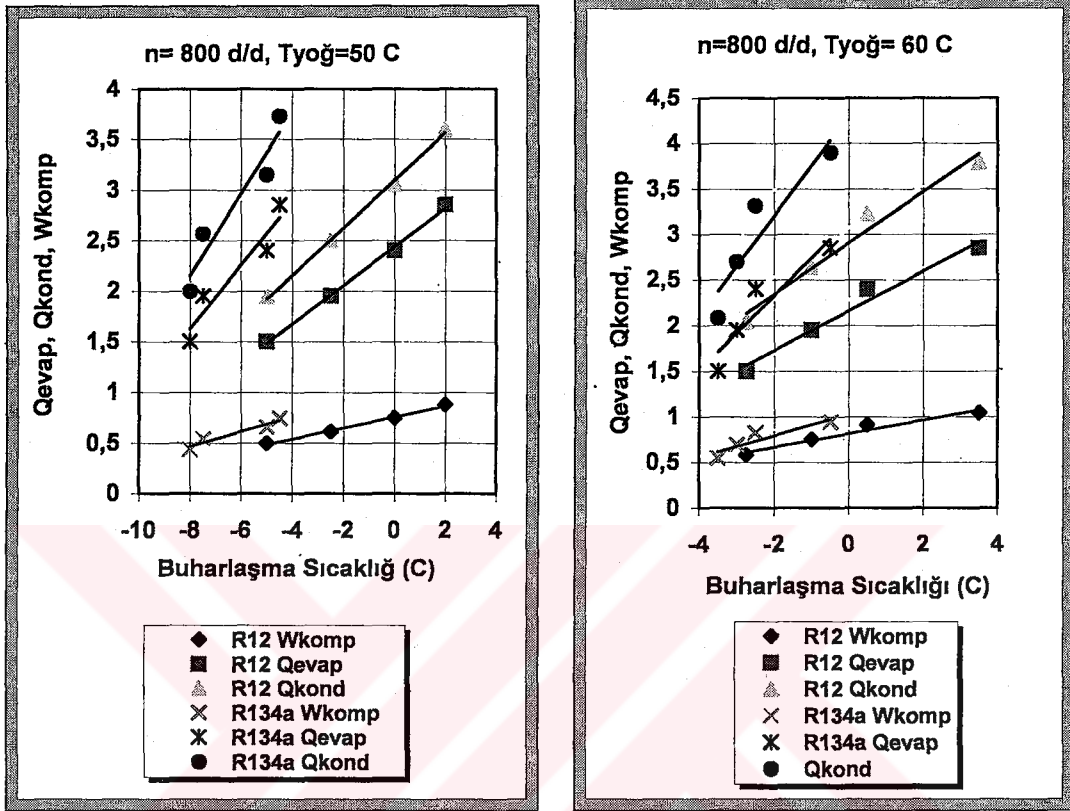
5.16. Çeşitli Kompresör Devirlerinde Soğutma Yüküne Bağlı Olarak Kütlesel Debideki Değişim



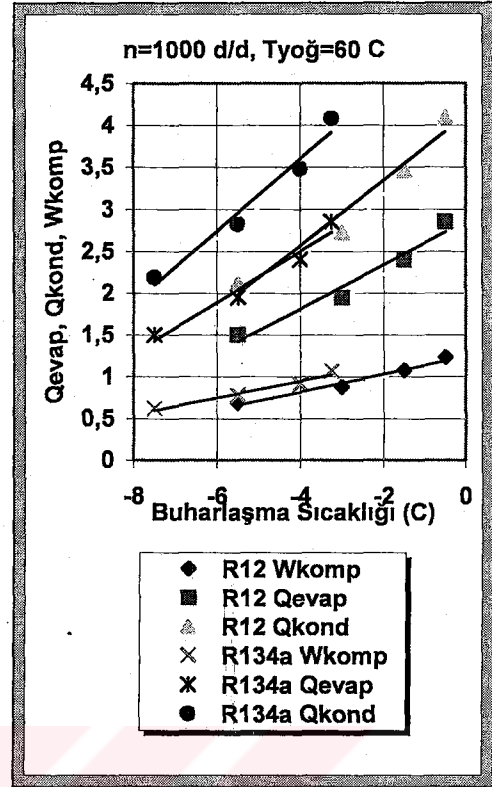
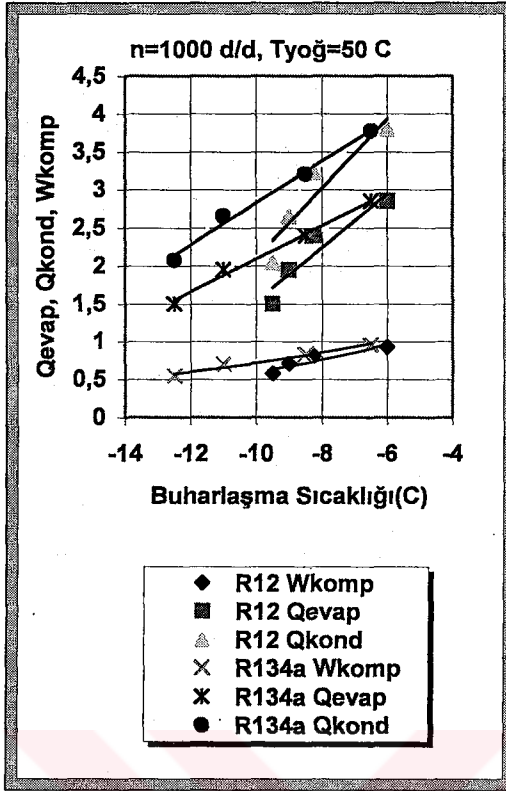
Şekil 5.15. 600-800-1200 d/d kompresör devirlerinde soğutma yüküne bağlı olarak kütlesel debideki değişim

Şekil 5.15’de gerekli soğutma yükünü karşılamak için çevrimde dolaşması gereken soğutucu akışkan debisinin değişimi gösterilmiştir. Şekildeki eğrilerden, artan soğutma yüküne bağlı olarak kütlesel debinin de arttığı görülmektedir. Ayrıca, daha düşük debiler vermesi nedeniyle R134a’lı sistemin, R12’li sistemden %10-25 daha az akışkan şarjı ile çalışabileceği anlaşılmaktadır.

5.17. Çeşitli Kompresör Devirlerinde Buharlaştırma Sıcaklığına Bağlı Olarak Q_{evap} , Q_{kond} , W_{komp} değişimi



Şekil 5.16.a. 800 d/d kompresör devrinde buharlaştırma sıcaklığına bağlı olarak Q_{evap} , Q_{kond} , W_{komp} değişimi



Şekil 5.16.b. 1000 d/d kompresör devrinde buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak Q_{evap} , Q_{kond} , W_{komp} değişimi

Şekil 5.16.a ve Şekil 5.16.b'de, buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak Q_{evap} , Q_{kond} ve W_{komp} 'nin arttığı gözlenmektedir. Ayrıca artan kompresör devrine bağlı olarak bu değerlerin yine artış gösterdiği görülmektedir.

5.18. Deneysel Sonuçların Ampirik Denklemler Yardımıyla İrdelenmesi

R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının kullanıldığı sistemde, 1000 d/d kompresör devri için ve 50 ile 60 °C yoğuşma sıcaklıklarındaki deneysel sonuçlar kullanılarak, kütleli debi, kompresör gücü, kondenserden atılan ısı, STK, W_{el} , STK_{el} değerleri, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının fonksiyonu olarak ampirik denklemler yardımıyla elde edilmiştir. Belirli bir kompresör devri için yukarıdaki performans parametrelerinin her biri, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarına göre aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\psi = a_1 + a_2 T_e + a_3 T_e^2 + a_4 T_c + a_5 T_c^2 + a_6 T_e T_c \quad (5.1)$$

Burada ψ , göz önüne alınan parametreyi göstermektedir. Kompresör devrinin 1000 d/d değeri için, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının T_e ve T_c sıcaklıkları aşağıda verilmiştir.

R12 $T_e(^{\circ}\text{C}) / -9.5, -9, -8.25, -5.5, -3, -1.5, -0.5$

$T_c(^{\circ}\text{C}) / 50, 51, 51.1, 60, 61, 61.1, 61.2$

R134 $T_e(^{\circ}\text{C}) / -12.5, -11, -8.5, -7.5, -5.5, -4, -3.25$

$T_c(^{\circ}\text{C}) / 50, 51, 51.1, 60, 61, 61.1, 61.2$

Bu sıcaklıklara bağlı olarak kütleli debi, kompresör gücü, kondenserden atılan ısı, STK, W_{el} , STK_{el} değerleri için $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$ katsayıları elde edilmiştir. Katsayıların hesaplanması, Matlab 6.5 programında, verilen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklık çiftleri kullanılarak yapılmıştır.

Kütleli Debi;

$\dot{m} = a_1 + a_2 T_e + a_3 T_e^2 + a_4 T_c + a_5 T_c^2 + a_6 T_e T_c$ denkleminde katsayılar;

R12

$a_1 = 208.9205$

$a_2 = 62.6726$

$a_3 = 0.62$

$a_4 = 2.5121$

$a_5 = -0.0916$

$a_6 = -0.9398$

R134a

$a_1 = 96.1958$

$a_2 = 108.0444$

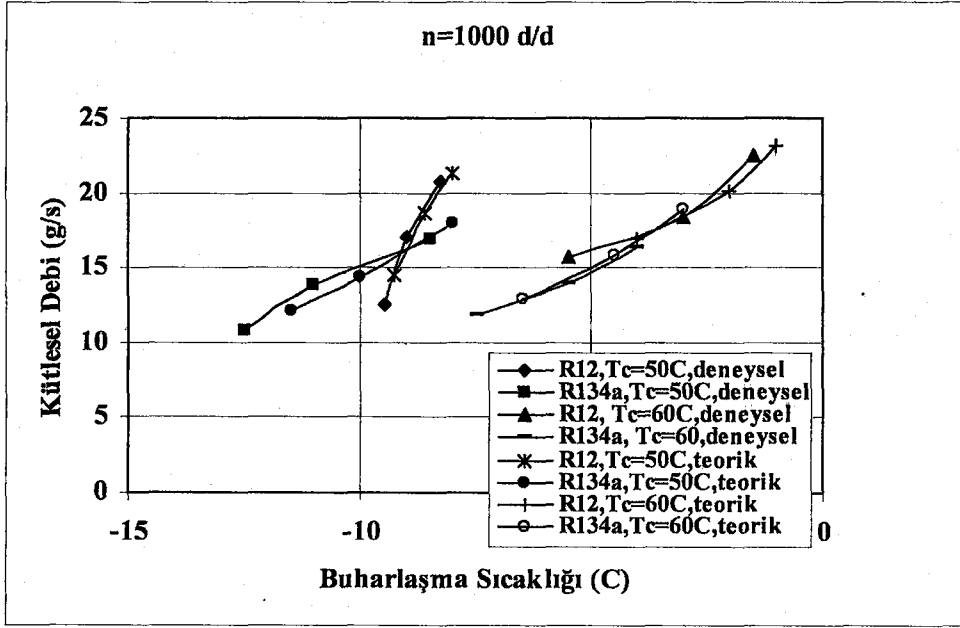
$a_3 = 1.6793$

$a_4 = 11.9581$

$a_5 = -0.2098$

$a_6 = -1.4872$

olarak bulunmuştur.



Şekil 5.17. Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Kütleli Debinin Değişimi

Kompresör Gücü;

$$W_{komp} = a_1 + a_2 T_e + a_3 T_e^2 + a_4 T_c + a_5 T_c^2 + a_6 T_e T_c \text{ denkleminde katsayılar;}$$

R12

R134a

$$a_1 = 7.5319$$

$$a_1 = 4.1038$$

$$a_2 = 2.1565$$

$$a_2 = 5.2536$$

$$a_3 = 0.02$$

$$a_3 = 0.0817$$

$$a_4 = 0.0822$$

$$a_4 = 0.5954$$

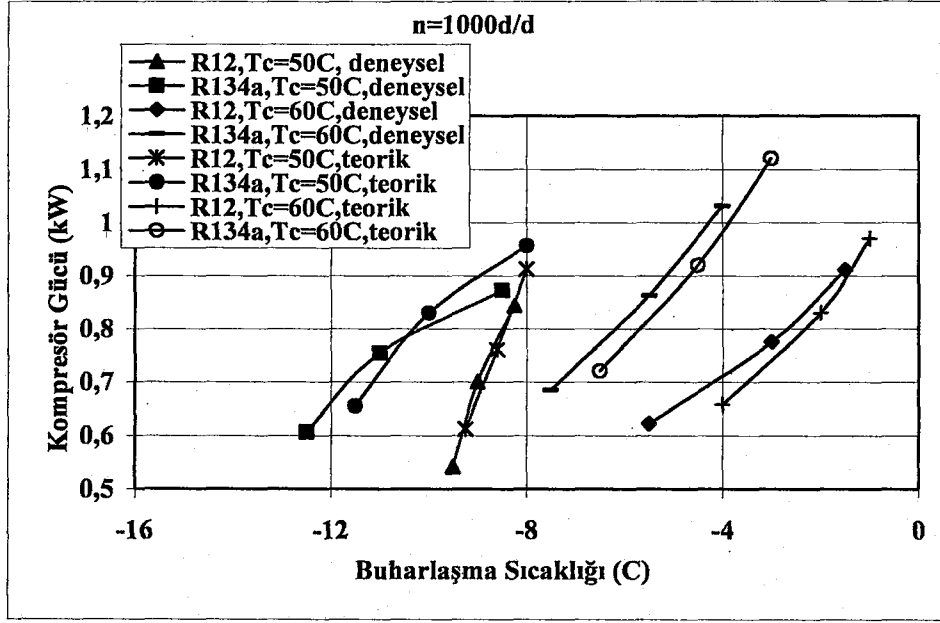
$$a_5 = -0.0031$$

$$a_5 = -0.103$$

$$a_6 = -0.0325$$

$$a_6 = -0.0725$$

olarak bulunmuştur.



Şekil 5.18. Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Kompresör Gücünün Değişimi

Kondenserden atılan ısı (Q_c)

$Q_c = a_1 + a_2 T_e + a_3 T_e^2 + a_4 T_c + a_5 T_c^2 + a_6 T_e T_c$ denkleminde katsayılar;

R12

R134a

$$a_1 = 32.6048$$

$$a_1 = 18.2848$$

$$a_2 = 8.7566$$

$$a_2 = 19.4204$$

$$a_3 = 0.0816$$

$$a_3 = 0.2972$$

$$a_4 = 0.2781$$

$$a_4 = 2.1341$$

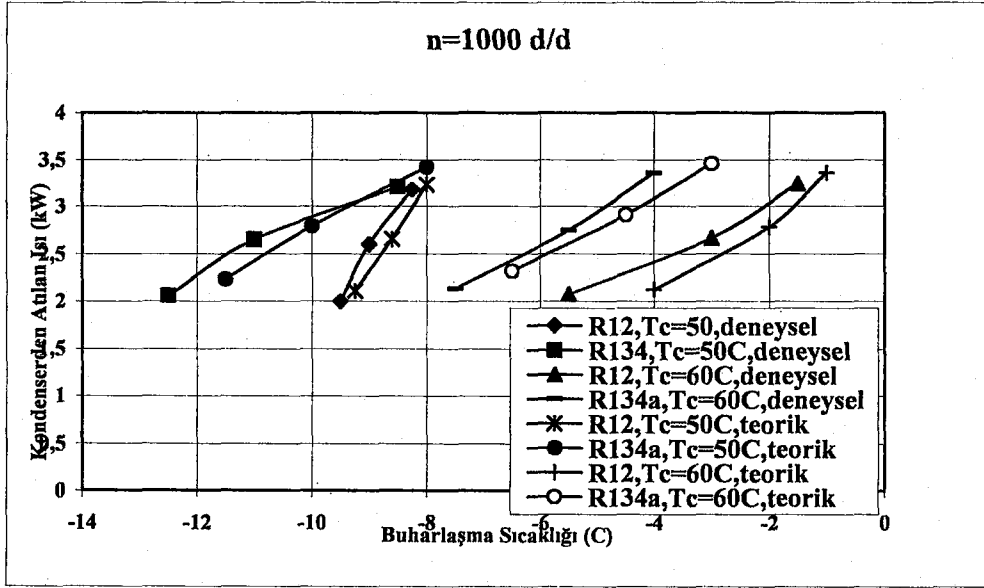
$$a_5 = -0.0125$$

$$a_5 = -0.0379$$

$$a_6 = -0.1317$$

$$a_6 = -0.2689$$

olarak bulunmuştur.



Şekil 5.19. Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Kondenserden Atılan Isı Miktarındaki Değişim

STK

$$STK = a_1 + a_2 T_e + a_3 T_e^2 + a_4 T_c + a_5 T_c^2 + a_6 T_e T_c \text{ denkleminde katsayılar;}$$

R12

R134a

$$a_1 = 7.5504$$

$$a_1 = 37.3909$$

$$a_2 = 0.5629$$

$$a_2 = 42.3383$$

$$a_3 = 0.0053$$

$$a_3 = 0.6445$$

$$a_4 = -0.0303$$

$$a_4 = 4.3232$$

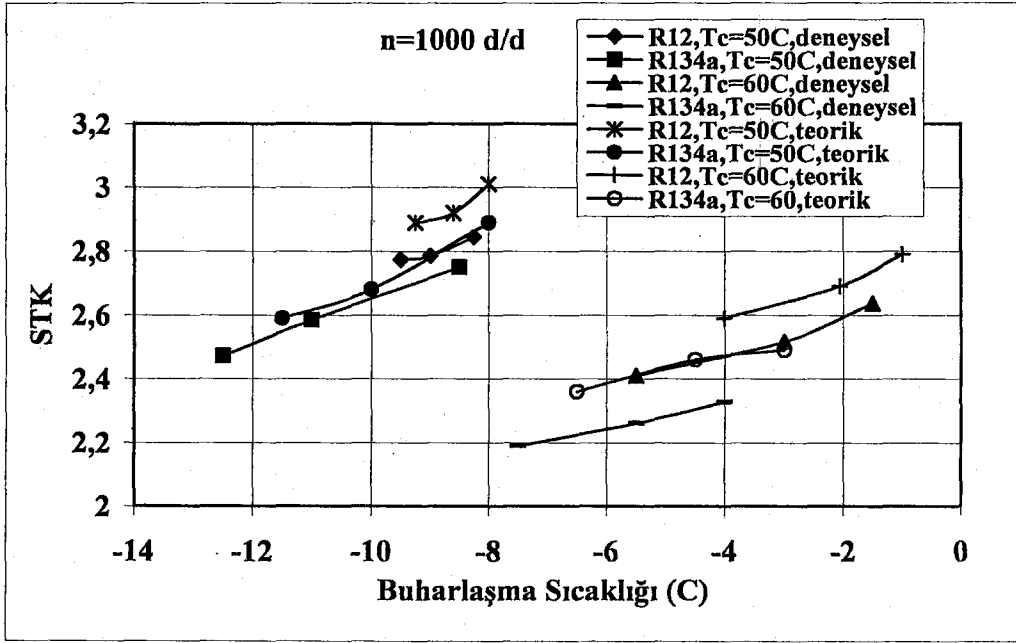
$$a_5 = -0.0008$$

$$a_5 = -0.0783$$

$$a_6 = -0.0176$$

$$a_6 = -0.5972$$

olarak bulunmuştur.



Şekil 5.20. Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak STK'nın Değişimi

Elektrik motor gücü;

$W_{el} = a_1 + a_2 T_e + a_3 T_e^2 + a_4 T_c + a_5 T_c^2 + a_6 T_e T_c$ denkleminde katsayılar;

R12

R134a

$a_1 = 5.6721$ $a_1 = -1.3239$

$a_2 = 0.5148$ $a_2 = -2.2843$

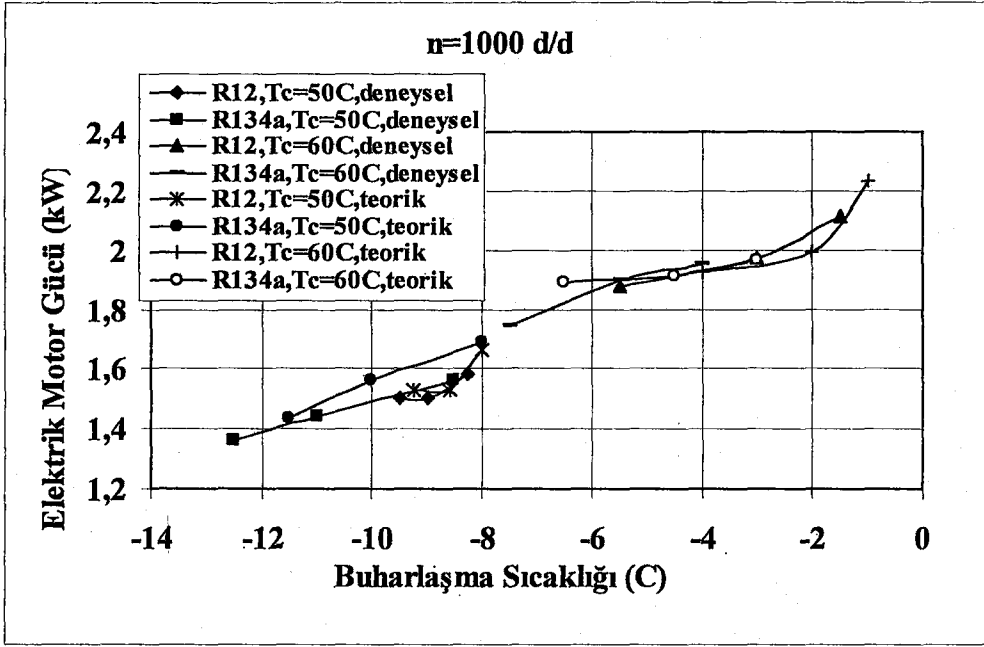
$a_3 = 0.0031$ $a_3 = -0.0349$

$a_4 = -0.0656$ $a_4 = -0.2011$

$a_5 = 0.0002$ $a_5 = 0.0041$

$a_6 = -0.007$ $a_6 = 0.0331$

olarak bulunmuştur.



Şekil 5.21. Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak Elektrik Motor Gücünün Değişimi

STK_{el}

$STK_{el} = a_1 + a_2 T_e + a_3 T_e^2 + a_4 T_c + a_5 T_c^2 + a_6 T_e T_c$ denkleminde katsayılar;

R12

R134a

$$a_1 = 11.3682$$

$$a_1 = 8.9243$$

$$a_2 = 3.5374$$

$$a_2 = 9.3273$$

$$a_3 = 0.0312$$

$$a_3 = 0.1408$$

$$a_4 = 0.1888$$

$$a_4 = 1.0229$$

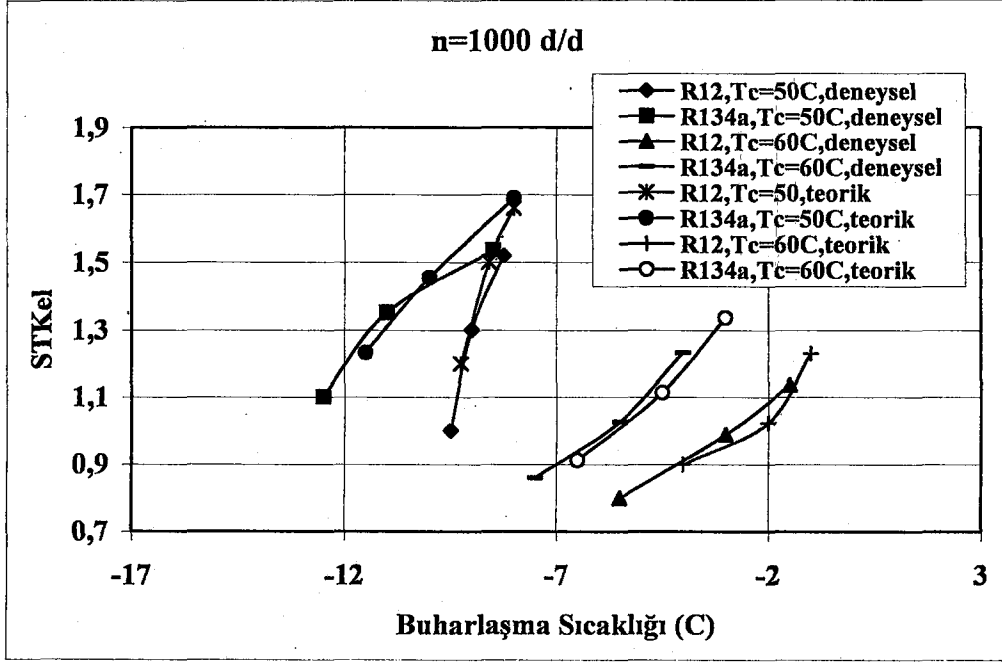
$$a_5 = -0.0059$$

$$a_5 = -0.0184$$

$$a_6 = -0.0542$$

$$a_6 = -0.1305$$

olarak bulunmuştur.

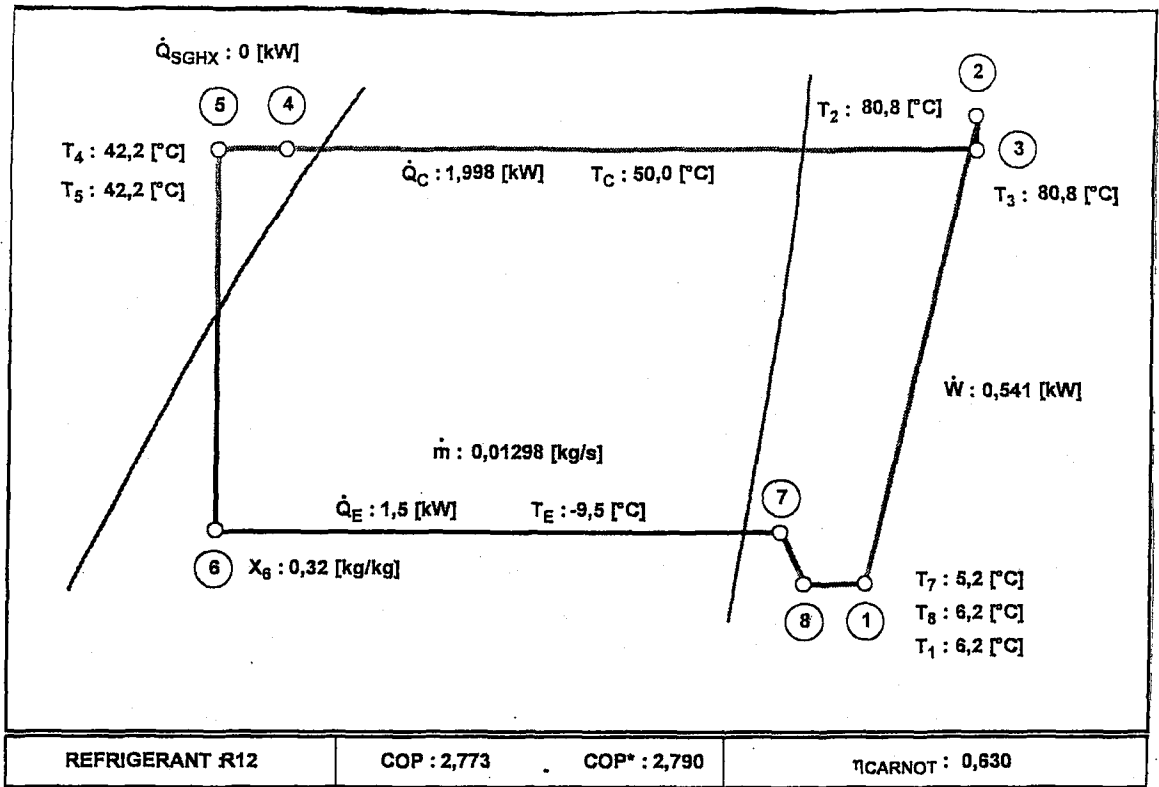


Şekil 5.22. Buharlaşma Sıcaklığına Bağlı Olarak STK_{el} 'in Değişimi

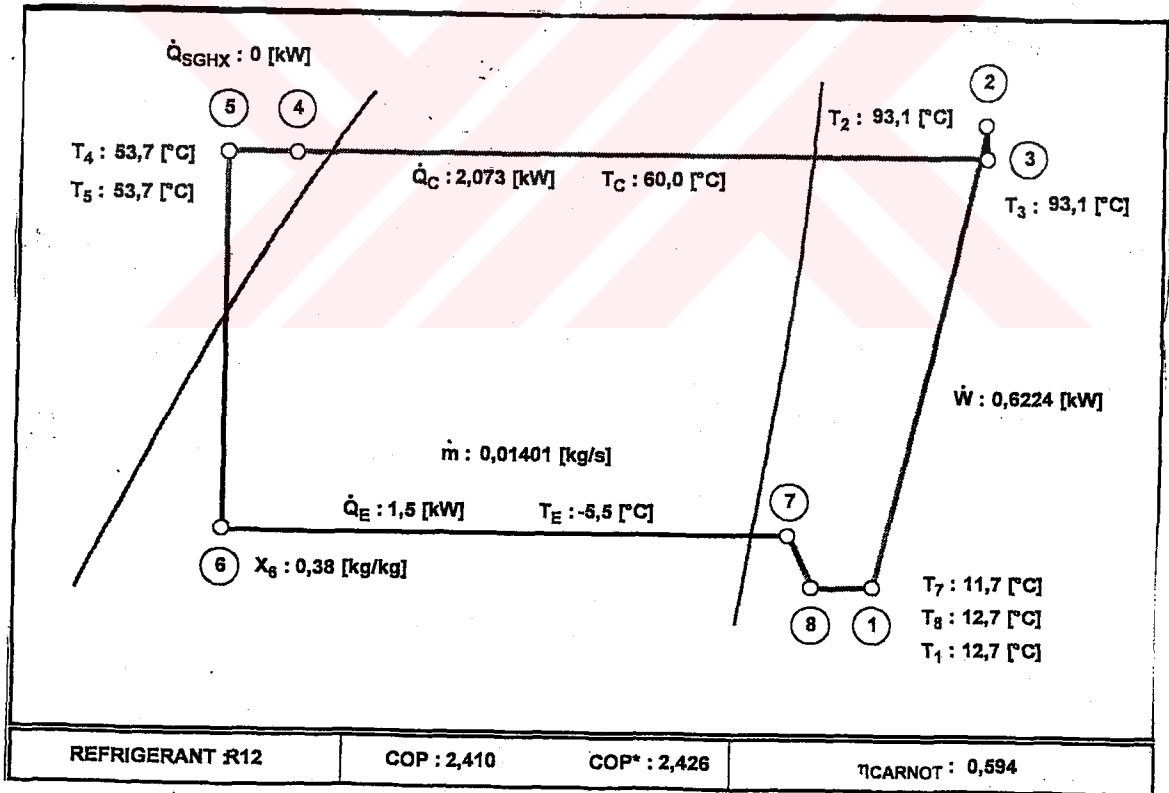
Hesaplama da kullanılan sıcaklıkları da içerecek şekilde, buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak kütleli debi, kompresör gücü, kondenserden atılan ısı, STK , W_{el} , STK_{el} değerleri Şekil 5.16, Şekil 5.17, Şekil 5.18, Şekil 5.19, Şekil 5.20, Şekil 5.21'de verilmiştir. 1000d/d kompresör devrinde, deneysel sonuçlara bağlı olarak elde edilen kütleli debi, kompresör gücü, kondenserden atılan ısı, STK , W_{el} , STK_{el} ampirik denklemlerinde, buharlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak tahmini değerler bulunmuş ve grafik üzerinde gösterilmiştir.

5.19. Deneysel Sonuçların Diyagramda Gösterimi

1000 d/d'da R12 soğutucu akışkanı için; $T_e = -9.5^\circ\text{C}$ / $T_c = 50^\circ\text{C}$ ve $T_e = -5.5^\circ\text{C}$ ve $T_c = 60^\circ\text{C}$, R134a soğutucu akışkanı için; $T_e = -12.5^\circ\text{C}$ / $T_c = 50^\circ\text{C}$ ve $T_e = -7.5^\circ\text{C}$ ve $T_c = 60^\circ\text{C}$ değerlerine karşılık gelen P-h diyagramı üzerindeki noktalar CoolPack 1.46'da hesaplanarak çizilmiştir. R12 ve R134a soğutucu akışkanlarına ait P-h diyagramları Şekil 5.23 ve 5.24'de gösterilmiştir.

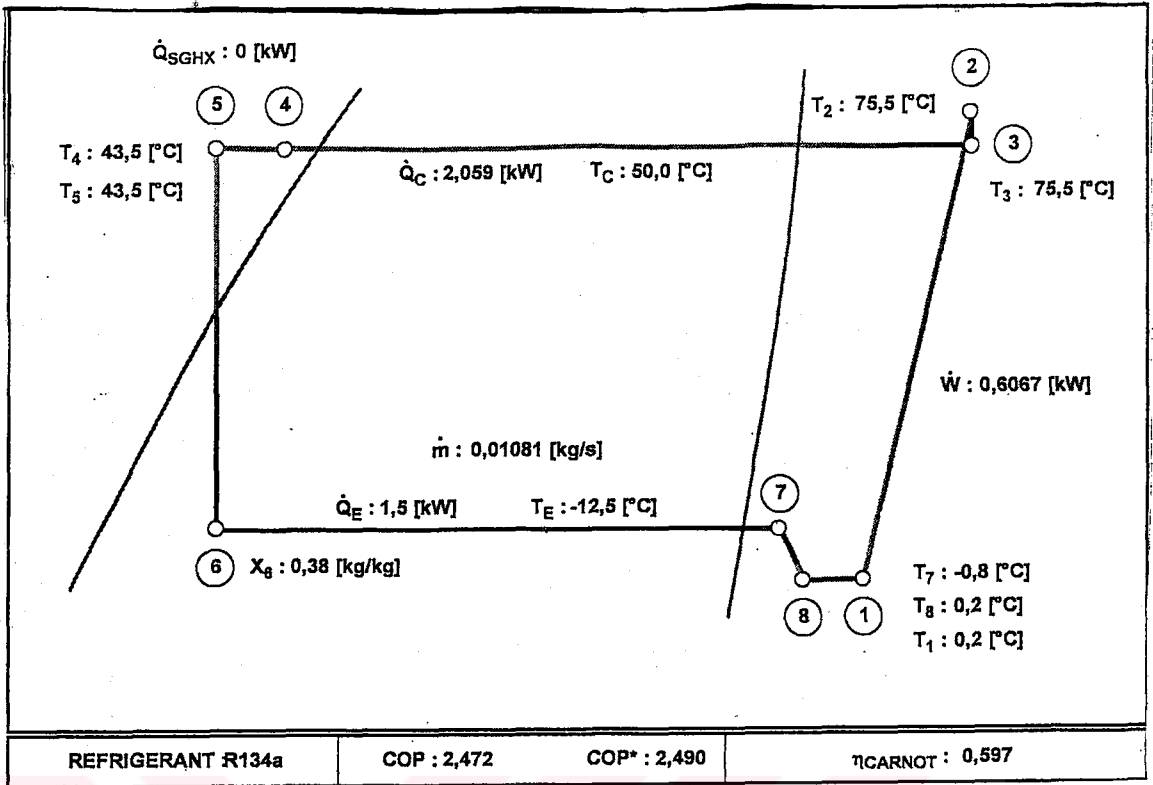


(a)

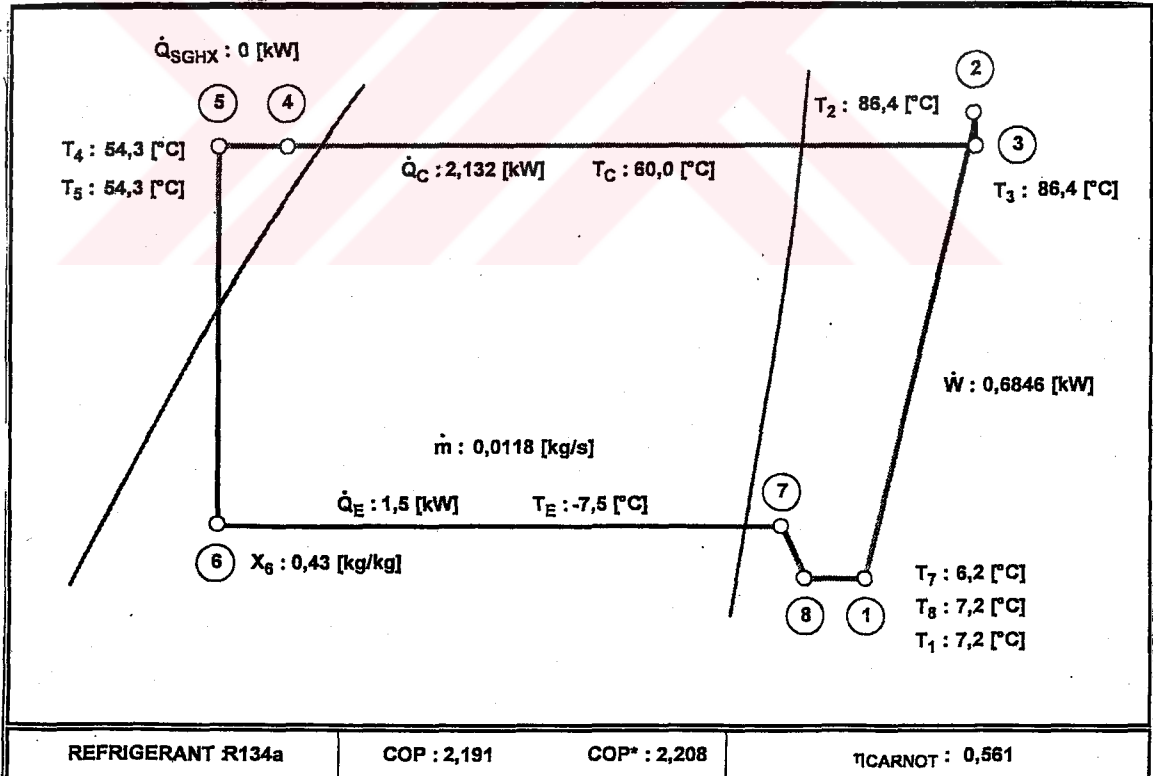


(b)

Şekil 5.23. R12 soğutucu akışkanı P-h diyagramı (a) $T_e = -9.5^\circ\text{C}$ ve $T_c = 50^\circ\text{C}$,
 (b) $T_e = -5.5^\circ\text{C}$ ve $T_c = 60^\circ\text{C}$



(a)



(b)

Şekil 5.24. R134a soğutucu akışkanı P-h diyagramı (a) $T_e = -12,5^\circ\text{C}$ ve $T_c = 50^\circ\text{C}$,
 (b) $T_e = -7,5^\circ\text{C}$ ve $T_c = 60^\circ\text{C}$

SONUÇLAR ve ÖNERİLER

R12 soğutucu akışkanı 1960'lerden bu yana otomobil klimalarında kullanılan bir soğutucu akışkan olmakla birlikte, yol açtığı çevre sorunları nedeniyle 1994 yılından bu yana yerini R134a soğutucu akışkanına bırakmıştır. Uluslar arası anlaşmalar gereğince birçok ülkede üretimi artık yapılmayan R12 soğutucu akışkanı kullanan sistemlerin, çevre bilinci, stokların azalması ve pahalılaşması gibi nedenlerle R134a soğutucu akışkanı kullanır hale dönüşümü gerekmektedir. Bununla birlikte geçmişte üretilen taşıt klimalarının servise ihtiyaç duyması, R12 soğutucu akışkanlı sistemlerin R134a kullanır hale dönüştürülmelerini zorunlu hale getirmiştir.

Bu tez çalışmasında, R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile kompresör devrinin otomobil iklimlendirme sistemlerinin performansına etkisi teorik ve deneysel olarak ortaya konmuştur. Teorik kısımda, R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemlerinin performanslarının karşılaştırılmasına yönelik bilgisayar simülasyon programı geliştirilmiştir. Deneysel kısımda ise R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin iki ayrı akışkanla çalışma durumu için, 50 ve 60°C yoğuşma sıcaklıklarında, 600, 800, 1000, 1200, 1400 d/d kompresör devirlerinde ve 1500, 1950, 2400 ve 2850 W soğutma yüklerinde performansları karşılaştırılmıştır.

Yapılan deneysel çalışmada, sabit bir soğutma yükü için artan kompresör devri ile buharlaşma sıcaklığının azaldığı ve R12'nin R134a'dan yaklaşık 4-5°C daha yüksek buharlaşma sıcaklıklar verdiği gözlemlenmiştir. Artan kompresör devri ile kompresör gücünün de arttığı ve R134a soğutucu akışkanının R12'den daha yüksek bir kompresör gücü gerektirdiği görülmüştür. Ayrıca, sabit bir soğutma yükü için artan kompresör devri ile STK'nın azaldığı ve R134a'nın R12'den % 6-7 daha düşük bir STK verdiği; ayrıca sabit bir kompresör devri için artan soğutma yüküne bağlı olarak STK'nın da arttığı görülmüştür. Artan devre bağlı olarak kütleli debide % 6-7'lik

bir artış olmuştur. Bunların yanında, sabit bir soğutma yükü ve kompresör devri için R134a'nın R12'den % 20-21 daha az bir kütleli debi ile çalıştığı görülmüştür.

Artan buharlaşma sıcaklığı ile birlikte, kompresör gücünün de arttığı görülmüştür. R134a'nın, bütün buharlaşma sıcaklıklarında daha büyük bir kompresör gücü gerektirdiği ve artan soğutma yüküne bağlı olarak, kompresör gücünde de artış olduğu belirlenmiştir. STK'nın ise, artan buharlaşma sıcaklığı ile birlikte arttığı görülmüştür. Ayrıca R12'nin R134a'dan daha yüksek STK değerleri verdiği belirlenmiştir. Kütleli debinin ise, artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak arttığı belirlenmiştir. Aynı buharlaşma sıcaklığı için R134a'lı sistemin R12'den daha düşük bir kütleli debi ile çalıştığı gözlemlenmiştir. Basma hattı sıcaklığında ise artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak düşüş görülmüştür. Ayrıca R12'li sistemde basma hattı sıcaklığının R134a'lı sistemden yaklaşık 7-8°C daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Buharlaşma sıcaklığındaki soğutma yükü dolayısıyla kondenserden atılan ısı miktarı da artmaktadır. Aynı soğutma yükü için R134a soğutucu akışkanlı sistemde kondenserden atılan ısı miktarı R12 soğutucu akışkanlı sistemden daha fazla olmaktadır.

Elde edilen sonuçlardan da, R134a soğutucu akışkanlı sistem, R12 soğutucu akışkanlı sistemden nispeten daha düşük bir performans sergilediği anlaşılmaktadır. Ancak R134a soğutucu akışkanı ozon tabakasına zarar vermemekte ve otomobil klima sistemini, R12'ye göre %10-15 kadar daha az miktarda R134a soğutucu akışkanına ihtiyaç göstermektedir.

Otomobil klima sistemlerinde, R12'ye alternatif olarak, R134a soğutucu akışkanının yanı sıra birçok alternatif soğutucu akışkan gösterilmektedir. Bunlardan otomobil klima sistemlerinde kullanılmak üzere önerilen hidrokarbon içerikli soğutucu akışkanlar, kaza anında alev alma riski nedeniyle göz ardı edilmektedir. Bir diğer seçenek, soğutucu akışkan karışımlarıdır. Ancak otomobil klimalarında soğutucu akışkan karışımlarının kullanılmasının çok sayıda dezavantajı vardır. Soğutucu

akışkan karışımlarının çoğunun R22 içermesi, oto klimalarının emme basma ve sıvı hatlarını oluşturan hortumlar ile, sızdırmazlığı sağlayan O-ringlere zarar vermekte, bu ise kısa sürede akışkan kaçağına sebep olmaktadır. Ayrıca R12 kadar olmasa da R22'nin ozon tabakasını tüketme potansiyeli nedeniyle de otomobil klimalarında kullanılması uygun olmamaktadır. Son yıllarda otomobil klima sistemlerinde soğutucu akışkan olarak, CO₂ kullanılmasına yönelik çalışmalar yapılmaktadır. Ancak CO₂'nin R134a'dan daha düşük STK'ya sahip olması, daha yüksek kompresör gücü gerektirmesi ve soğutma kapasitesinin daha düşük olması bu akışkanın dezavantajları olup, otomobillerde yaygın kullanılabilmesi için bu noktalar üzerinde çalışılmasına gerek duyulmaktadır. Otomobil klima sistemlerinde R134a soğutucu akışkanının uzun bir süre daha kullanılacağı, ancak belirtilen dezavantajlarının giderilmesiyle CO₂'nin gelecekte R134a'ya güçlü bir alternatif olabileceği tahmin edilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] AL-RABGHI, O., and NIYAZ, A.A., 2000. Retrofitting R-12 car air conditioner with R-134a refrigerant, International Journal of Energy Research, 24, pp. 467-474
- [2] BOURHAN, T. and TAHAT, M. A., 2001. Experimental study of new refrigerant mixtures to replace R12 in domestic refrigerators, Applied Thermal Engineering,
- [3] BROWN, J.S., et al, 2001. Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a, International Journal of Refrigeration, pp.19-32(25).
- [4] BULGURCU, H.,2001. Endüstriyel uygulamalar için R22 alternatiflerinin teorik çevrim performans analizi,13.Isı bilimi ve Tekniği Kongresi, 188-193
- [5] COULTER, W.H. and BULLARD,C.W., 1997. An experimental analysis of cycling losses in domestic refrigerator- freezers, Ashrae Transactions.
- [6] CHEN, Q., and PRASAD, R.C., 1999. Simulation of a vapour compression refrigeration cycles using HFC-134a and CFC-12, International Communication Heat Mass Transfer Vol. 26, No.4, pp. 513-521.
- [7] CARPENTER, N.E., 1992. Retrofitting HFC-134a into existing CFC-12 systems, International Journal of Refrigeration, Vol.15, No.6, pp. 332-339
- [8] ÇENGEL, Y., Termodinamik, s.525-555
- [9] DOWNING, R.C., 1974. Refrigerant Equations, Ashrae Transactions, 80, Part 2, pp. 158-169
- [10] DOSSAT, R.J., 1991. Principles of Refrigeration", University of Houston, 1991
- [11] DWIGGINS, B.H., 1998. Automotive Air Conditioning.
- [12] DEVOTTA, S., and GOPICHAND, S., 1992. Comparative assesment of HFC 134a and some refrigerants as alternatives to CFC-12, International Journal of Refrigeration, Vol.15, 2,112-118.
- [13] FRANCONI, E.M. and BRANDEMUEHL, M.J., 1999. Second-law study of HVAC distribution system performance, ASHRAE Transaction 105(1), pp. 1237-1246

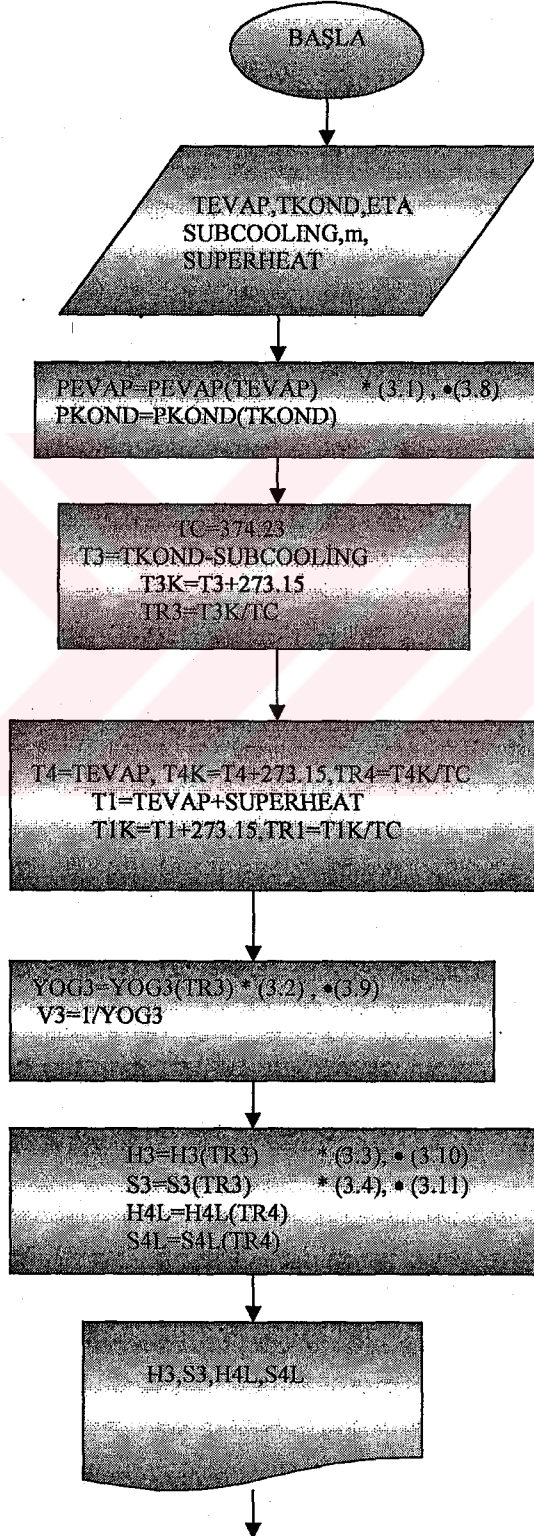
- [13] FRANCONI, E.M. and BRANDEMUEHL, M.J., 1999. Second-law study of HVAC distribution system performance, ASHRAE Transaction 105(1), pp. 1237-1246
- [14] GHODBANE, M., 1999. An investigation of R152a and hydrocarbon refrigerants in mobile air conditioning, SAE Technical Paper Series, 01, 0874, 1-16
- [15] HAVELSKY ,V., 2000. Investigation of refrigerating system with R12 refrigerant replacement”, Applied Thermal Engineering, pp.133-140(20)
- [16] HOŞÖZ, M., 1997. Soğutma sistemlerine şarj edilecek soğutucu akışkan miktarının belirlenmesi, Termodinamik Dergisi, s.71-74, (54).
- [17] HOŞÖZ, M. ve SİNANOĞLU, U., 2001. R12 soğutkanı kullanan mevcut soğutma sistemlerinin, R134a soğutkanlı hale dönüştürülmesi, Termodinamik Dergisi, s.58-63, (105).
- [18] HOŞÖZ, M., and ESEN, D.O., 2003. R12 Kullanan taşıt klimalarının alternatif soğutucu akışkanlı hale dönüştürülmesi, s.81-86, Termodinamik Dergisi.
- [19] HOŞÖZ, M., 2002. Ders notları.
- [20] HORUZ, I.ve KAYNAKLI, Ö.,2001.Ozon tabakasını incelten soğutucu akışkanlar terk edilmiş programı ve alternatifleri, 13.ısı bilimi ve Tekniği Kongresi, 71-76
- [21] HERBE, L., LUNDQVIST, P., 1996. CFC and HCFC rfrigerants rtrofit experiences and results”, International Journal of Refrigeration , pp. 49-54(20).
- [22] JABARDO, J.M.S., et al, 2001. Modelling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor, International Journal of Refrigeration, Article in Press
- [23] JUNG, D. et al, 1999. Evaluation of supplementary/ retrofit refrigerants for automobile air conditioner charged with CFC 12, pp.558-568.
- [24] JOUDİ, K.A., et al, 2002. Experimental and computer performance study of an automotive air conditioning system with alternative refrigerants, Energy Conversion and Management, Article in Press.

- [25] KIATSIROAT,T.and EUAKIT,T., 1997. Performance analyses of an automobile air conditioning system with R/22/R124/R152A refrigerant, applied thermal engineering , pp.1085-1097(17), 1997
- [26] KHAN, S.H. and ZUBAIR, S.M., 1993. Thermodynamic analyses of the CFC-12 and HFC-134a refrigeration cycles, Applied Energy,18(7),717-726.
- [27] KLEA 407C(Klea 66) Data Sheet
- [28] KRAUSE, P.E. and BULLARD, C.W., 1996. Cycling and quasi-steady behavior of a refrigerator, ASHRAE Transaction, 102(1), pp. 1061-1070.
- [29] LEE, G.H. and YOO, J.Y., 2000. Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system, Int.J. Refrigeration, pp.243-254, (23).
- [30] LEE, J.H., et al, 2002. Experimental and numerical research on condenser performance for R-22 and R-407C refrigerants, International Journal of Refrigeration, Vol.25, pp. 372-382
- [31] MCLINDEN, M.O. et al, 1998. Thermodynamic properties for the alternative refrigerants, s.322-338(21).
- [32] PETERSON, B., and THORSELL, H., 1989. Comparison of the refrigerants HFC-134a and CFC-12, International Journal of Refrigeration, Vol.13, pp. 176-180
- [33] RATTS, E.B. and BROWN, J.S., 2000. An experimental cycling in an automotive air conditioning system, applied thermal engineering, pp.1039-1058 ,(20).
- [34] RUBAS,P.J.and BULLARD, C.W., 1995. Factors. contrubuting to refrigerator cycling loses”, International Journal of Refrigeration, pp. 18(3), 168-176.
- [35] RATTS, E.B. and BROWN, J.S., 2000. An experimental anaysis of the effect of refrigerant charge level on an automotive refrigeration system, Int. J. Therm. Sci., pp.592-604, (39) .
- [36] Retrofitting with non-CFC substitutes”, Industry and Environment, 1994
- [37] RUSK, R.P. et al, 1993. Development and ue of a mthematical mdl of a engine driven heat pump, ASHRAE Transaction, 282-290.
- [38] Stoecker, W.F.and Jones, J.W., 1982. Refrigeration & Air Conditioning” McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.

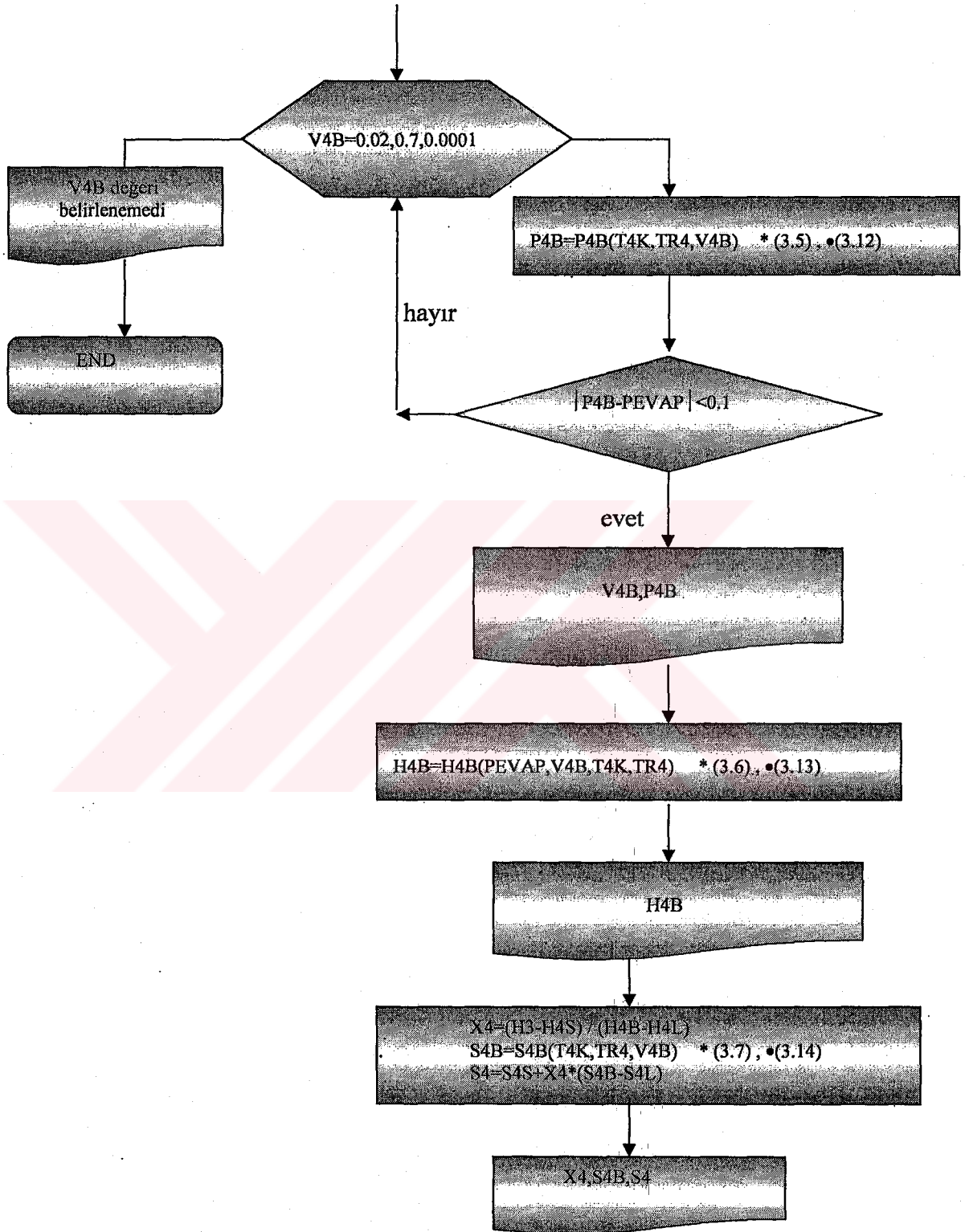
- [39] STRUSS, A., et al, 2000. Performance comparison of HFC-134a and CFC-12 with various heat exchangers in automotive air conditioning systems, 900598, pp.881-890
- [40] SAMI, S.M., and COMEU, J.D., 2003. Study of viscosity effects on condensation characteristics of some new alternative refrigerant mixtures, International Journal of Energy Research, 27, pp.63-77.
- [41] WILSON, D.P.and BASU, R.S., 1998. Thermodynamic properties of a new stratospherically safe working fluid refrigerant 134a, Ashrae Transaction, 94(2),2095.
- [42] WOLSVAGEN KLİMA, 2001. Servis Eğitimi.



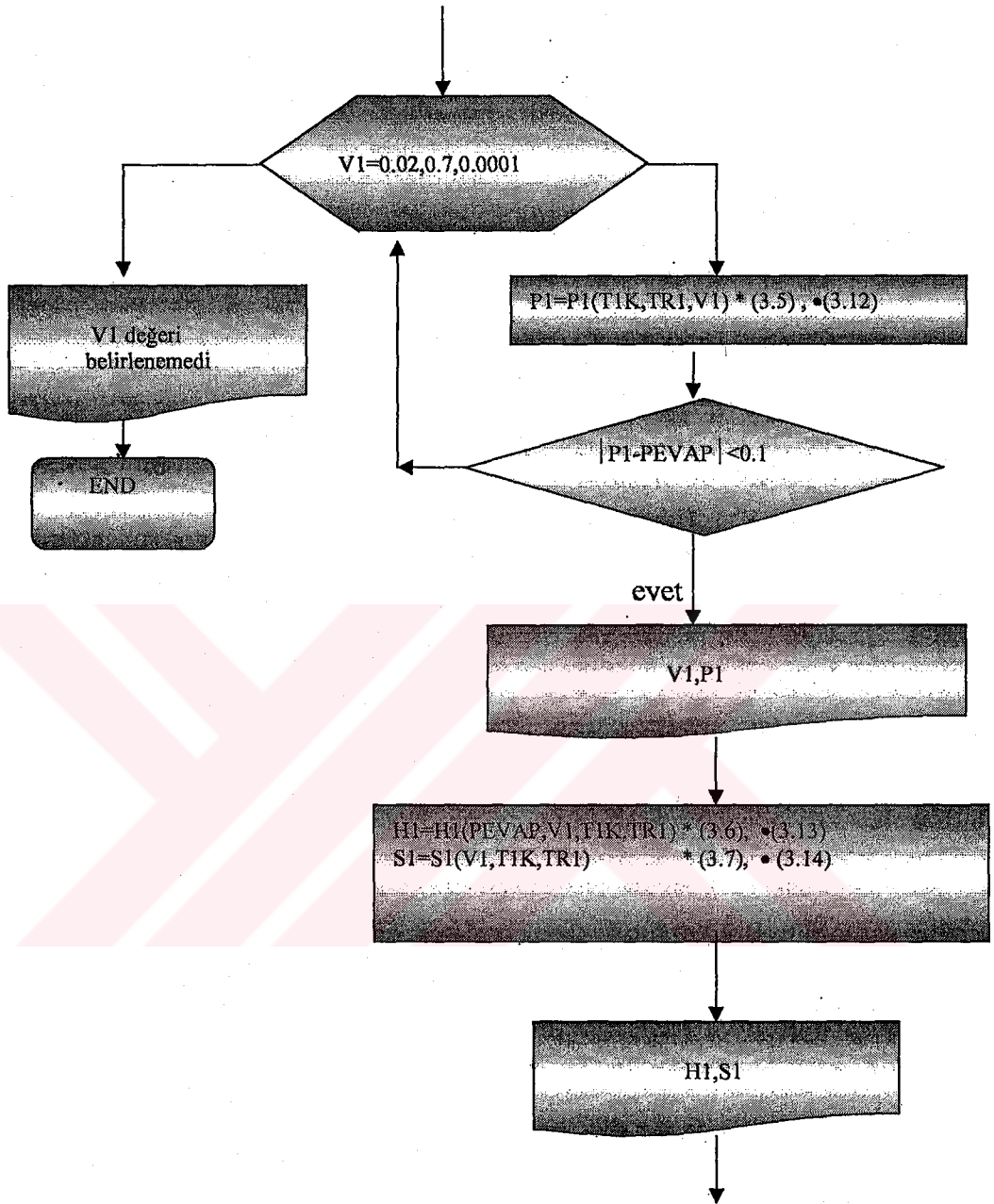
R12 ve R134a Soğutucu Akışkanları Kullanan Otomobil Kliması Soğutma Çevrimine Ait Termodinamik Simulasyon Programının Akış Diyagramı



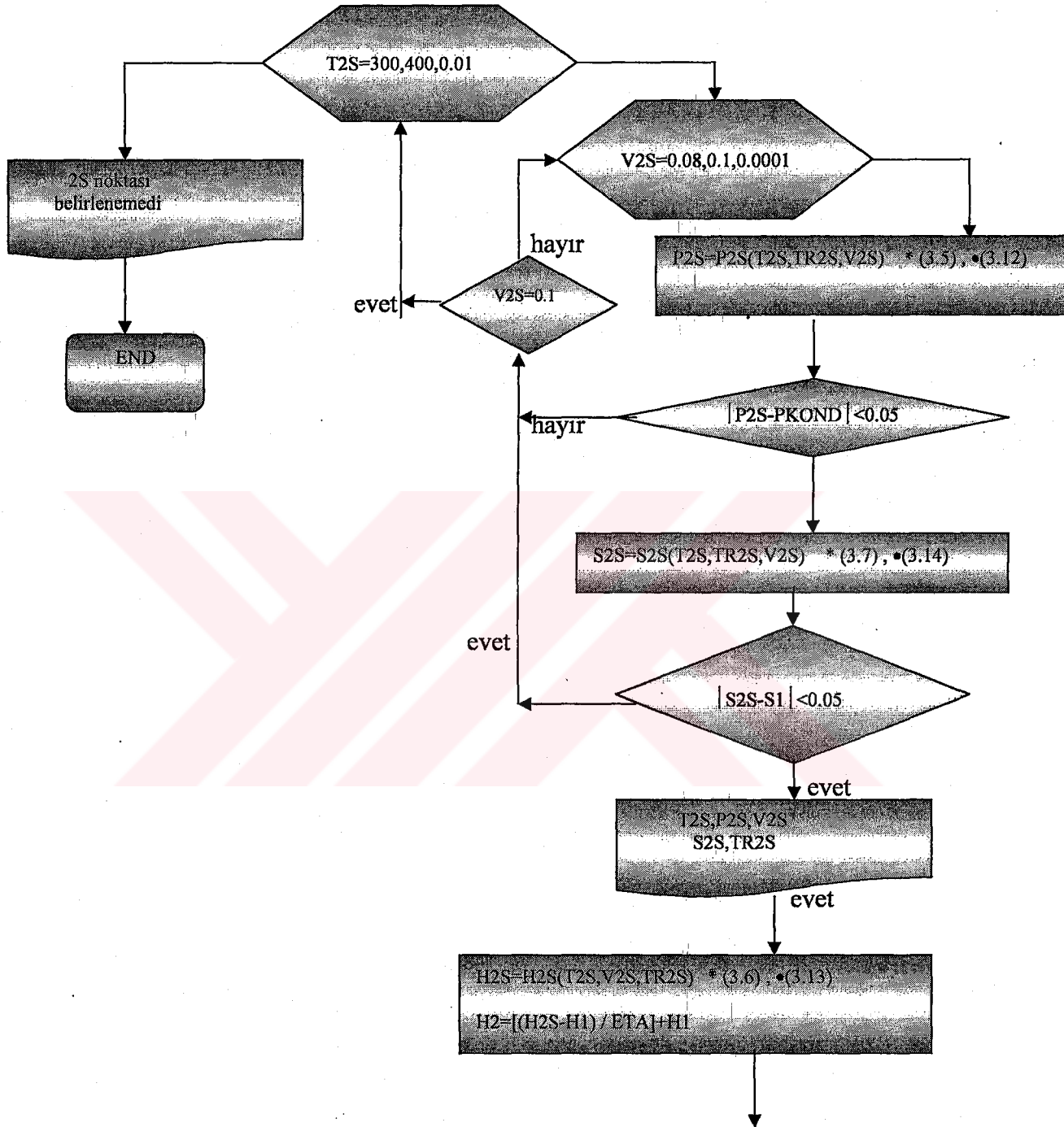
(Devamı)



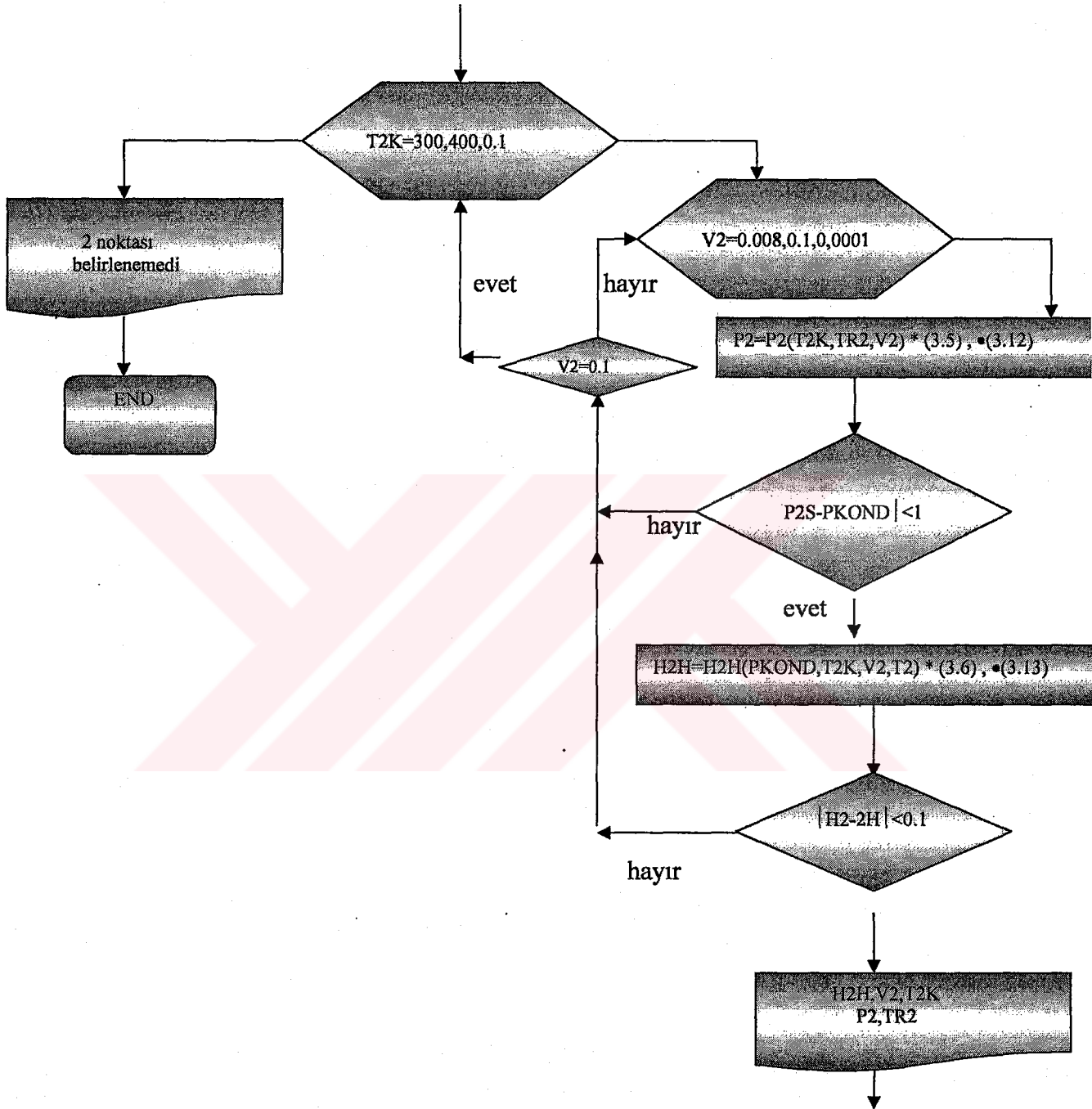
(Devamı)



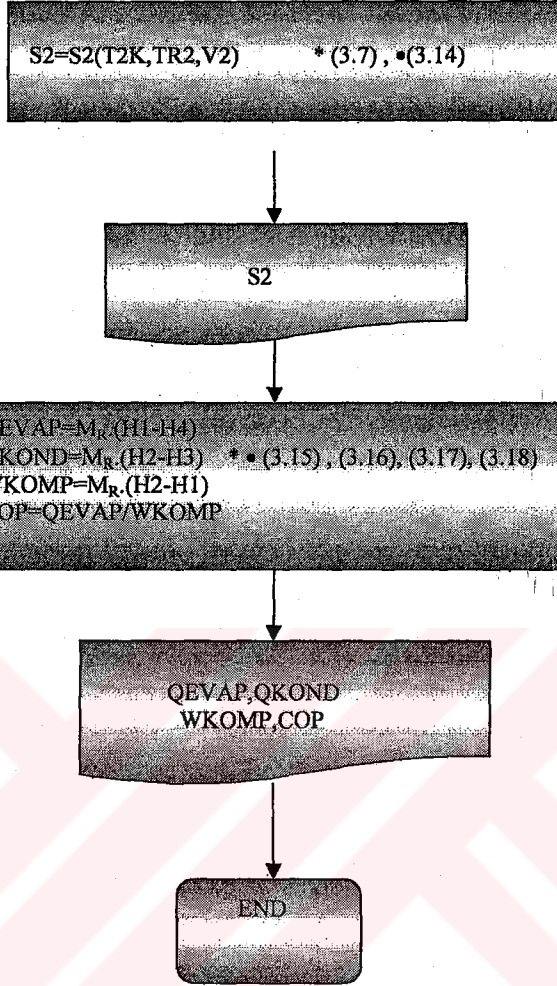
(Devamı)



(Devamı)



(Devamı)



Akış diyagramında “ * ” R134a soğutucu akışkanı için, “ • ” R12 soğutucu akışkanı için kullanılacak olan denklemleri ifade etmektedir. Akış diyagramı verilen R12 ve R134a soğutucu akışkanlarına ait termodinamik simülasyon programı EK-B ve EK-C’de verilmiştir.

R134A SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANAN OTOMOBİL KLİMASI BİLGİSAYAR SİMÜLASYON PROGRAMI

```

1 INPUT "BUHARLASMA SICAKLIĞI="; TEVAP
2 INPUT "YOGUSMA SICAKLIĞI="; TKOND
3 INPUT "KIZGINLIK="; SUPERHEAT
4 INPUT "ASIRI SOĞUTMA="; SUBCOOLING
5 INPUT "İZENTROPIK VERİM="; ETA
6 TEVAPK = TEVAP + 273.15
7 TKONDK = TKOND + 273.15
8 A = 24.8033
9 B = -.3980408 * 10 ^ 4
10 C = -.2405332 * 10 ^ (-1)
11 D = .2245211 * 10 ^ (-4)
12 E = .1995548
13 F = .3748473 * 10 ^ 3
14 G = LOG(F - TEVAPK)
15 LNPEVAP = A + B / TEVAPK + C * TEVAPK + D * (TEVAPK ^ 2) + G * E * (F - TEVAPK)
/ TEVAPK
16 PEVAP = EXP(LNPEVAP); PRINT "PEVAP="; PEVAP; "kPa"
17 H = LOG(F - TKONDK)
18 LNPKOND = A + B / TKONDK + C * TKONDK + D * (TKONDK ^ 2) + H * E * (F -
TKONDK) / TKONDK
19 PKOND = EXP(LNPKOND); PRINT "PKOND="; PKOND; "kPa"
20 TC = 374.23
22 T3 = TKOND - SUBCOOLING
23 T3K = T3 + 273.15
24 TR3 = T3K / TC
25 T4 = TEVAP
26 T4K = T4 + 273.15
27 TR4 = T4K / TC
28 D1 = 819.6183
29 D2 = 1023.582
30 D3 = -1156.757
31 D4 = 789.7191
32 YOGC = 512.2
33 YOG3 = (YOGC + D1 * (1 - TR3) ^ (1 / 3)) + D2 * ((1 - TR3) ^ (2 / 3)) + (D3 * (1 - TR3)) +
(D4 * (1 - TR3) ^ (4 / 3))
34 V3 = 1 / YOG3
35 PRINT "YOG3="; YOG3; "kg/m^3"
36 PRINT "V3="; V3; "m^3/kg"
37 H0 = 59.1118
38 J1 = 1
39 R = 81.4881629# * 10 ^ (-3)
40 CP1 = -.5257455 * 10 ^ (-2)
41 CP2 = .329657# * 10 ^ (-2)
42 CP3 = -2.017321 * 10 ^ (-6)
43 CP4 = 0

```

```

44 CP5 = 15.8217
45 A2 = -.1195051
46 A3 = .1447797 * 10 ^(-3)
47 A4 = -1.049005 * 10 ^(-7)
48 A5 = -6.953904 * 10 ^(-12)
49 B2 = .113759# * 10 ^(-3)
50 B3 = -.8942552 * 10 ^(-7)
51 B4 = 0
52 B5 = 1.269806 * 10 ^(-13)
53 C2 = -3.531592
54 C3 = .6469248# * 10 ^(-2)
55 C4 = 0
56 C5 = -2.051369 * 10 ^(-9)
57 K = 5.475
58 E1 = 293.9185
59 E2 = -170
60 E3 = -546.1538
61 E4 = 736.1538
62 E5 = -586.1538
63 F1 = .8258
64 F2 = -.1
65 F3 = -1.8231
66 F4 = 2.0231
67 F5 = -1.9231
68 M1 = 375.1158
69 M2 = -260.6452
70 M3 = -190.6452
71 M4 = -741.9355
72 M5 = 711.2903
73 N1 = 1.0621
74 N2 = -.4645
75 N3 = -.6645
76 N4 = -1.5935
77 N5 = .829
78 B = .3455467# * (10 ^(-3))
79 S0 = .291626
80 P0 = 101.3259
81 T1 = TEVAP + SUPERHEAT
82 T1K = T1 + 273.15
83 TR1 = T1K / TC: TKONDR = TKONDK / TC: TEVAPR = TEVAPK / TC
84 H3 = (E1 + E2 * (1 - TR3) ^ (1 / 3)) + E3 * ((1 - TR3) ^ (2 / 3)) + (E4 * (1 - TR3)) + (E5 * (1 - TR3) ^ (4 / 3))
85 PRINT "H3="; H3; "kj/kg"
86 PRINT "H4="; H3; "kj/kg"
87 S3 = (F1 + F2 * (1 - TR3) ^ (1 / 3)) + F3 * ((1 - TR3) ^ (2 / 3)) + (F4 * (1 - TR3)) + (F5 * (1 - TR3) ^ (4 / 3))
88 PRINT "S3="; S3; "kj/kgK"
89 H4S = (M1 + M2 * (1 - TR4) ^ (1 / 3)) + M3 * ((1 - TR4) ^ (2 / 3)) + (M4 * (1 - TR4)) + (M5 * (1 - TR4) ^ (4 / 3))
90 PRINT "H4S="; H4S; "kj/kg"
91 S4S = (N1 + N2 * (1 - TR4) ^ (1 / 3)) + N3 * ((1 - TR4) ^ (2 / 3)) + (N4 * (1 - TR4)) + (N5 * (1 - TR4) ^ (4 / 3))
92 PRINT "S4S="; S4S; "kj/kgK"
93 FOR V4B = .02 TO .7 STEP .0001
94 P41B = R * T4K / (V4B - B)
95 P42B = (A2 + B2 * T4K + C2 * EXP(-K * TR4)) / ((V4B - B) ^ 2)
96 P43B = (A3 + B3 * T4K + C3 * EXP(-K * TR4)) / ((V4B - B) ^ 3)
97 P44B = A4 / (V4B - B) ^ 4
98 P45B = (A5 + B5 * T4K + C5 * EXP(-K * TR4)) / ((V4B - B) ^ 5)

```

```

99  P4B = P41B + P42B + P43B + P44B + P45B
100 HATAP4B = ABS(P4B - PEVAP)
101 IF HATAP4B < .1 THEN GOTO 105
102 NEXT V4B
103 PRINT "V4B DEGERI BELIRLENEMEDI"
104 GOTO 248
105 PRINT "V4B="; V4B; "m^3/kg"
106 PRINT "P4B="; P4B; "kPa"
107 H41B = H0 + J1 * (PEVAP * V4B - R * T4K) + (CP1 * T4K + CP2 * (T4K ^ 2 / 2) + CP3 *
(T4K ^ 3 / 3) + CP4 * (T4K ^ 4 / 4) + CP5 * LOG(T4K))
108 H42B = J1 * (A2 / (V4B - B) + A3 / (2 * (V4B - B) ^ 2) + A4 / (3 * (V4B - B) ^ 3) + A5 / (4 *
(V4B - B) ^ 4))
109 H43B = J1 * EXP(-K * TR4) * (1 + K * TR4) * (C2 / (V4B - B) + C3 / (2 * (V4B - B) ^ 2) +
C4 / (3 * (V4B - B) ^ 3) + C5 / (4 * (V4B - B) ^ 4))
110 H4B = H41B + H42B + H43B
111 PRINT "H4B="; H4B; "kj/kg"
112 X4 = (H3 - H4S) / (H4B - H4S)
113 PRINT "X4="; X4
114 S41B = S0 + (CP1 * LOG(T4K) + CP2 * T4K + CP3 * (T4K ^ 2) / 2 + CP4 * (T4K ^ 3) / 3 -
CP5 / T4K) + J1 * R * LOG((V4B - B) * P0 / (R * T4K))
115 S42B = -J1 * (B2 / (V4B - B) + B3 / (2 * (V4B - B) ^ 2) + B4 / (3 * (V4B - B) ^ 3) + B5 / (4 *
(V4B - B) ^ 4))
116 S43B = J1 * (K / TC) * EXP(-K * TR4) * (C2 / (V4B - B) + C3 / (2 * (V4B - B) ^ 2) + C4 / (3
* (V4B - B) ^ 3) + C5 / (4 * (V4B - B) ^ 4))
117 S4B = S41B + S42B + S43B
118 PRINT "S4B="; S4B; "kj/kgK"
119 S4 = S4S + X4 * (S4B - S4S)
120 PRINT "S4="; S4; "kj/kgK"
121 FOR V1 = .02 TO .7 STEP .0001
122 P11 = R * T1K / (V1 - B)
123 P12 = (A2 + B2 * T1K + C2 * EXP(-K * TR1)) / ((V1 - B) ^ 2)
124 P13 = (A3 + B3 * T1K + C3 * EXP(-K * TR1)) / ((V1 - B) ^ 3)
125 P14 = A4 / (V1 - B) ^ 4
126 P15 = (A5 + B5 * T1K + C5 * EXP(-K * TR1)) / ((V1 - B) ^ 5)
127 P1 = P11 + P12 + P13 + P14 + P15
128 HATAP1 = ABS(P1 - PEVAP)
129 IF HATAP1 < .1 THEN GOTO 133
130 NEXT V1
131 PRINT "V1 DEGERI BELIRLENEMEDI"
132 GOTO 248
133 PRINT "V1="; V1; "m^3/kg"; PRINT "P1="; P1; "kPa"
134 H11 = H0 + J1 * (PEVAP * V1 - R * T1K) + (CP1 * T1K + CP2 * (T1K ^ 2 / 2) + CP3 *
(T1K ^ 3 / 3) + CP4 * (T1K ^ 4 / 4) + CP5 * LOG(T1K))
135 H12 = J1 * (A2 / (V1 - B) + A3 / (2 * (V1 - B) ^ 2) + A4 / (3 * (V1 - B) ^ 3) + A5 / (4 * (V1 -
B) ^ 4))
136 H13 = J1 * EXP(-K * TR1) * (1 + K * TR1) * (C2 / (V1 - B) + C3 / (2 * (V1 - B) ^ 2) + C4 /
(3 * (V1 - B) ^ 3) + C5 / (4 * (V1 - B) ^ 4))
137 H1 = H11 + H12 + H13
138 PRINT "H1="; H1; "kj/kg"
139 S11 = S0 + (CP1 * LOG(T1K) + CP2 * T1K + CP3 * (T1K ^ 2) / 2 + CP4 * (T1K ^ 3) / 3 -
CP5 / T1K) + J1 * R * LOG((V1 - B) * P0 / (R * T1K))
140 S12 = -J1 * (B2 / (V1 - B) + B3 / (2 * (V1 - B) ^ 2) + B4 / (3 * (V1 - B) ^ 3) + B5 / (4 * (V1 -
B) ^ 4))
141 S13 = J1 * (K / TC) * EXP(-K * TR1) * (C2 / (V1 - B) + C3 / (2 * (V1 - B) ^ 2) + C4 / (3 *
(V1 - B) ^ 3) + C5 / (4 * (V1 - B) ^ 4))
142 S1 = S11 + S12 + S13
143 PRINT "S1="; S1; "kj/kgK"
144 FOR T2S = 300 TO 400 STEP .01
145 FOR V2S = .008 TO .1 STEP .0001

```

```

146 TR2S = T2S / TC
147 P21S = R * T2S / (V2S - B)
148 P22S = (A2 + B2 * T2S + C2 * EXP(-K * TR2S)) / ((V2S - B) ^ 2)
149 P23S = (A3 + B3 * T2S + C3 * EXP(-K * TR2S)) / ((V2S - B) ^ 3)
150 P24S = A4 / (V2S - B) ^ 4
151 P25S = (A5 + B5 * T2S + C5 * EXP(-K * TR2S)) / ((V2S - B) ^ 5)
152 P2S = P21S + P22S + P23S + P24S + P25S
153 HATAP2S = ABS(P2S - PKOND)
154 IF HATAP2S < .1 THEN GOTO 160
155 NEXT V2S
156 NEXT T2S
158 PRINT "2S NOKTASI BELIRLENEMEDI"
159 GOTO 248
160 S21S = S0 + (CP1 * LOG(T2S) + CP2 * T2S + CP3 * (T2S ^ 2) / 2 + CP4 * (T2S ^ 3) / 3 -
CP5 / T2S) + J1 * R * LOG((V2S - B) * P0 / (R * T2S))
161 S22S = -J1 * (B2 / (V2S - B) + B3 / (2 * (V2S - B) ^ 2) + B4 / (3 * (V2S - B) ^ 3) + B5 / (4 *
(V2S - B) ^ 4))
162 S23S = J1 * (K / TC) * EXP(-K * TR2S) * (C2 / (V2S - B) + C3 / (2 * (V2S - B) ^ 2) + C4 /
(3 * (V2S - B) ^ 3) + C5 / (4 * (V2S - B) ^ 4))
163 S2S = S21S + S22S + S23S
164 HATAS2S = ABS(S2S - S1)
165 IF HATAS2S < .005 THEN GOTO 167
166 GOTO 155
167 PRINT "T2S="; T2S; "K": PRINT "P2S="; P2S; "KPa"
168 PRINT "V2S="; V2S; "m^3/kg": PRINT "S2S="; S2S; "kj/kgK"
169 PRINT "TR2S="; TR2S; "K"
170 H2S1 = H0 + J1 * (PKOND * V2S - R * T2S) + (CP1 * T2S + CP2 * (T2S ^ 2 / 2) + CP3 *
(T2S ^ 3 / 3) + CP4 * (T2S ^ 4 / 4) + CP5 * LOG(T2S))
171 H2S2 = J1 * (A2 / (V2S - B) + A3 / (2 * (V2S - B) ^ 2) + A4 / (3 * (V2S - B) ^ 3) + A5 / (4 *
(V2S - B) ^ 4))
172 H2S3 = J1 * EXP(-K * TR2S) * (1 + K * TR2S) * (C2 / (V2S - B) + C3 / (2 * (V2S - B) ^ 2) +
C4 / (3 * (V2S - B) ^ 3) + C5 / (4 * (V2S - B) ^ 4))
173 T2K = T2 + 273.15; TR2 = T2K / TC
174 H2S = H2S1 + H2S2 + H2S3
175 PRINT "H2S="; H2S; "kj/kg"
176 H2 = ((H2S - H1) / ETA) + H1; H0 = 59.1118; P0 = 101.325
177 PRINT "H2="; H2; "kj/kg"
178 FOR T2K = 300 TO 400 STEP .1
179 FOR V2 = .008 TO .1 STEP .0001
180 TR2 = T2K / TC
181 P21 = R * T2K / (V2 - B)
182 P22 = (A2 + B2 * T2K + C2 * EXP(-K * TR2)) / ((V2 - B) ^ 2)
183 P23 = (A3 + B3 * T2K + C3 * EXP(-K * TR2)) / ((V2 - B) ^ 3)
184 P24 = A4 / (V2 - B) ^ 4
185 P25 = (A5 + B5 * T2K + C5 * EXP(-K * TR2)) / ((V2 - B) ^ 5)
186 P2 = P21 + P22 + P23 + P24 + P25
187 HATAP2 = ABS(P2 - PKOND)
188 IF HATAP2 < 1 THEN GOTO 193
189 NEXT V2
190 NEXT T2K
191 PRINT " 2 NOKTASI BELIRLENEMEDI": PRINT "HATAP2="; HATAP2: PRINT
"HATAH2H="; HATAH2H
192 GOTO 248
193 H2H1 = H0 + J1 * (PKOND * V2 - R * T2K) + (CP1 * T2K + CP2 * (T2K ^ 2 / 2) + CP3 *
(T2K ^ 3 / 3) + CP4 * (T2K ^ 4 / 4) + CP5 * LOG(T2K))
194 H2H2 = J1 * (A2 / (V2 - B) + A3 / (2 * (V2 - B) ^ 2) + A4 / (3 * (V2 - B) ^ 3) + A5 / (4 * (V2
- B) ^ 4))
195 H2H3 = J1 * EXP(-K * TR2) * (1 + K * TR2) * (C2 / (V2 - B) + C3 / (2 * (V2 - B) ^ 2) + C4 /
(3 * (V2 - B) ^ 3) + C5 / (4 * (V2 - B) ^ 4))

```

```

196 H2H = H2H1 + H2H2 + H2H3
197 HATAH2H = ABS(H2 - H2H)
198 IF HATAH2H < .1 THEN GOTO 200
199 GOTO 189
200 PRINT " H2H = "; H2H; " kj / kg": PRINT " V2 = "; V2; " m ^ 3 / kg"
201 PRINT " T2K = "; T2K; " K ": PRINT " P2 = "; P2; " kPa "
202 PRINT "TR2="; TR2;
203 S21 = S0 + (CP1 * LOG(T2K) + CP2 * T2K + CP3 * T2K ^ 2 / 2 + CP4 * T2K ^ 3 / 3 - CP5 /
T2K) + J1 * R * LOG((V2 - B) * P0 / (R * T2K))
204 S22 = -J1 * (B2 / (V2 - B) + B3 / (2 * (V2 - B) ^ 2) + B4 / (3 * (V2 - B) ^ 3) + B5 / (4 * (V2 -
B) ^ 4))
205 S23 = J1 * (K / TC) * EXP(-K * TR2) * (C2 / (V2 - B) + C3 / (2 * (V2 - B) ^ 2) + C4 / (3 * (V2
-B) ^ 3) + C5 / (4 * (V2 - B) ^ 4))
206 S2 = S21 + S22 + S23
207 PRINT "S2="; S2; " kj / kgK"
208 FOR VA = .008 TO .1 STEP .0001
209 PA1 = R * TKONDK / (VA - B)
210 PA2 = (A2 + B2 * TKONDK + C2 * EXP(-K * TKONDR)) / ((VA - B) ^ 2)
211 PA3 = (A3 + B3 * TKONDK + C3 * EXP(-K * TKONDR)) / ((VA - B) ^ 3)
212 PA4 = A4 / (VA - B) ^ 4
213 PA5 = (A5 + B5 * TKONDK + C5 * EXP(-K * TKONDR)) / ((VA - B) ^ 5)
214 PA = PA1 + PA2 + PA3 + PA4 + PA5
215 HATAPA = ABS(PA - PKOND)
216 IF HATAPA < .1 THEN GOTO 220
217 NEXT VA
218 PRINT "VA DEGERI BELIRLENEMEDI"
219 GOTO 248
220 PRINT "VA="; VA; "m^3/kg"
221 PRINT "PA="; PA; "kPa"
222 HA1 = H0 + J1 * (PKOND * VA - R * TKONDK) + (CP1 * TKONDK + CP2 * (TKONDK ^
2 / 2) + CP3 * (TKONDK ^ 3 / 3) + CP4 * (TKONDK ^ 4 / 4) + CP5 * LOG(TKONDK))
223 HA2 = J1 * (A2 / (VA - B) + A3 / (2 * (VA - B) ^ 2) + A4 / (3 * (VA - B) ^ 3) + A5 / (4 *
(VA - B) ^ 4))
224 HA3 = J1 * EXP(-K * TKONDR) * (1 + K * TKONDR) * (C2 / (VA - B) + C3 / (2 * (VA -
B) ^ 2) + C4 / (3 * (VA - B) ^ 3) + C5 / (4 * (VA - B) ^ 4))
225 HA = HA1 + HA2 + HA3
226 PRINT "HA="; HA; "kj/kg"
227 HB = (E1 + E2 * (1 - TKONDR) ^ (1 / 3)) + E3 * ((1 - TKONDR) ^ (2 / 3)) + (E4 * (1 -
TKONDR)) + (E5 * (1 - TKONDR) ^ (4 / 3))
228 PRINT "HB="; HB; "kj/kg"
229 FOR VC = .02 TO .7 STEP .0001
230 PC1 = R * TEVAPK / (VC - B)
231 PC2 = (A2 + B2 * TEVAPK + C2 * EXP(-K * TEVAPR)) / ((VC - B) ^ 2)
232 PC3 = (A3 + B3 * TEVAPK + C3 * EXP(-K * TEVAPR)) / ((VC - B) ^ 3)
233 PC4 = A4 / (VC - B) ^ 4
234 PC5 = (A5 + B5 * TEVAPK + C5 * EXP(-K * TEVAPR)) / ((VC - B) ^ 5)
235 PC = PC1 + PC2 + PC3 + PC4 + PC5
236 HATAPC = ABS(PC - PEVAP)
237 IF HATAPC < .1 THEN GOTO 241
238 NEXT VC
239 PRINT "VC DEGERI BELIRLENEMEDI"
240 GOTO 248
241 PRINT "VC="; VC; "m^3/kg"
242 PRINT "PC="; PC; "kPa"
243 HC1 = H0 + J1 * (PEVAP * VC - R * TEVAPK) + (CP1 * TEVAPK + CP2 * (TEVAPK ^ 2 /
2) + CP3 * (TEVAPK ^ 3 / 3) + CP4 * (TEVAPK ^ 4 / 4) + CP5 * LOG(TEVAPK))
244 HC2 = J1 * (A2 / (VC - B) + A3 / (2 * (VC - B) ^ 2) + A4 / (3 * (VC - B) ^ 3) + A5 / (4 * (VC
-B) ^ 4))

```



```
245  HC3 = J1 * EXP(-K * TEVAPR) * (1 + K * TEVAPR) * (C2 / (VC - B) + C3 / (2 * (VC - B)
^2) + C4 / (3 * (VC - B)^3) + C5 / (4 * (VC - B)^4))
246  HC = HC1 + HC2 + HC3
247  PRINT "HC="; HC; "kj/kg"
248  END
```



R12 SOĞUTUCU AKIŞKANI KULLANAN OTOMOBİL KLİMASI BİLGİSAYAR SİMÜLASYON PROGRAMI

```

1 INPUT "BUHARLASMA SICAKLIĞI="; TEVAP
2 INPUT "YOGUSMA SICAKLIĞI="; TKOND
3 INPUT "KIZGINLIK="; SUPERHEAT
4 INPUT "ASIRI SOĞUTMA="; SUBCOOLING
5 INPUT "İZENTROPIK VERİM="; ETA
6 TEVAPR = TEVAP * 1.8 + 32 + 459.7
7 TKONDR = TKOND * 1.8 + 32 + 459.7
8 A = 39.88381727#
9 S = -3436.632228#
10 C = -12.47152228#
11 D = 4.73044244# * 10 ^ (-3)
12 E = 0
13 F = 0
14 G = LOG(TEVAPR) / 2.302585093#
15 PEVAPR = 10 ^ (A + S / TEVAPR + C * G + D * TEVAPR + E * (TEVAPR ^ 2) + F *
(TEVAPR ^ 3))
16 PEVAP = PEVAPR * 6.89476: PRINT "PEVAPR="; PEVAPR; "Psia": PRINT "PEVAP=";
PEVAP; "kPa"
17 H = LOG(TKONDR) / 2.302585093#
18 PKONDR = 10 ^ (A + S / TKONDR + C * H + D * TKONDR + E * (TKONDR ^ 2) + F *
(TKONDR ^ 3))
19 PKOND = PKONDR * 6.89476: PRINT "PKONDR="; PKONDR; "Psia": PRINT "PKOND=";
PKOND; "kPa":
20 TC = 693.3
22 T3 = TKOND - SUBCOOLING
23 T3R = T3 * 1.8 + 32 + 459.7
24 TR3 = T3R / TC
25 T4 = TEVAP
26 T4R = T4 * 1.8 + 32 + 459.7
27 TR4 = T4R / TC
28 D1 = 34.84
29 D2 = 53.341187#
30 D3 = 0
31 D4 = 18.69137
32 D5 = 0: D6 = 21.98396: D7 = -3.150994
33 YOG3R = D1 + D2 * ((1 - TR3) ^ (1 / 3)) + D3 * ((1 - TR3) ^ (2 / 3)) + D4 * (1 - TR3) + D5 *
((1 - TR3) ^ (4 / 3)) + D6 * (1 - TR3) ^ (1 / 2) + D7 * ((1 - TR3) ^ 2)
34 YOG3 = YOG3R * 16.01891
35 V3 = 1 / YOG3: V3R = 1 / YOG3R
36 PRINT "YOG3R="; YOG3R; "lb/ft^3": PRINT "YOG3="; YOG3; "Kg/m^3"
37 PRINT "V3="; V3; "m^3/kg": PRINT "V3R="; V3R; "ft^3/lb"
38 R = .088734
40 CP1 = 8.0945 * 10 ^ (-3)
41 CP2 = 3.32662 * 10 ^ (-4)
42 CP3 = -2.413896 * 10 ^ (-7)
43 CP4 = 6.72363 * 10 ^ (-11)
44 CP5 = 0
45 A2 = -3.40972713#
46 A3 = .0602394465#

```

```

47 A4 = -5.4873701# * 10 ^ (-4)
48 A5 = 0
49 B2 = 1.59434848# * 10 ^ (-3)
50 B3 = -1.87961843# * 10 ^ (-5)
51 B5 = 3.468834 * 10 ^ (-9)
52 C2 = -56.7627671#
53 C3 = 1.31139908#
54 C5 = -2.54390678# * 10 ^ (-5); A6 = 0; B6 = 0; C6 = 0; A = 0; CI = 0
55 K = 5.475
56 X = 39.556551#; Y = -.0886#
57 J = .185053; LN10 = 2.302585093#
58 E1 = 79.6271
59 E2 = 14.1051
60 E3 = -264.845
61 E4 = 283.8436
62 E5 = -206.7556
63 F1 = .5091
64 F2 = -3.6387
65 F3 = 12.0883
66 F4 = -17.5178
67 F5 = 8.9723
68 M1 = 79.4793
69 M2 = -36.1539
70 M3 = -26.1803
71 M4 = -94.6971
72 M5 = -5.1908
73 N1 = .2834
74 N2 = -.5714
75 N3 = .1675
76 N4 = .8946
77 N5 = -1.0619
78 B = .0065093886#
81 T1 = TEVAP + SUPERHEAT
82 T1R = T1 * 1.8 + 32 + 459.7
83 TR1 = T1R / TC
84 H3R = (E1 + E2 * (1 - TR3) ^ (1 / 3)) + E3 * ((1 - TR3) ^ (2 / 3)) + (E4 * (1 - TR3)) + (E5 * (1 - TR3) ^ (4 / 3))
85 PRINT "H3R="; H3R; "Btu/lb": PRINT "H4R="; H3R; "Btu/lb"
86 H3 = H3R * 4.1868; H4 = H4R * 4.1868; PRINT "H3="; H3; "kj/kg": PRINT "H4="; H3; "kj/kg"
87 S3R = (F1 + F2 * (1 - TR3) ^ (1 / 3)) + F3 * ((1 - TR3) ^ (2 / 3)) + (F4 * (1 - TR3)) + (F5 * (1 - TR3) ^ (4 / 3))
88 S3 = S3R * 4.1868; PRINT "S3R="; S3R; "Btu/lbR": PRINT "S3="; S3; "kj/kgK"
89 H4SR = (M1 + M2 * (1 - TR4) ^ (1 / 3)) + M3 * ((1 - TR4) ^ (2 / 3)) + (M4 * (1 - TR4)) + (M5 * (1 - TR4) ^ (4 / 3))
90 H4S = H4SR * 4.1868; PRINT "H4SR="; H4SR; "Btu/lbR": PRINT "H4S="; H4S; "kj/kg"
91 S4SR = (N1 + N2 * (1 - TR4) ^ (1 / 3)) + N3 * ((1 - TR4) ^ (2 / 3)) + (N4 * (1 - TR4)) + (N5 * (1 - TR4) ^ (4 / 3))
92 S4S = S4SR * 4.1868; PRINT "S4SR="; S4SR; "Btu/lbK": PRINT "S4S="; S4S; "kj/kgK"
93 FOR V4BR = .3 TO 11 STEP .0001
94 P41BR = R * T4R / (V4BR - B)
95 P42BR = (A2 + B2 * T4R + C2 * EXP(-K * TR4)) / ((V4BR - B) ^ 2)
96 P43BR = (A3 + B3 * T4R + C3 * EXP(-K * TR4)) / ((V4BR - B) ^ 3)
97 P44BR = A4 / (V4BR - B) ^ 4
98 P45BR = (A5 + B5 * T4R + C5 * EXP(-K * TR4)) / ((V4BR - B) ^ 5)
99 P4BR = P41BR + P42BR + P43BR + P44BR + P45BR
100 HATAP4BR = ABS(P4BR - PEVAPR)
101 IF HATAP4BR < .0001 THEN GOTO 105
102 NEXT V4BR

```

```

103 PRINT "V4BR DEGERI BELIRLENEMEDI"
104 GOTO 208
105 PRINT "V4BR="; V4BR; "ft^3/lb": V4B = V4BR * .062427961#: PRINT "V4B="; V4B;
"m^3/kg"
106 PRINT "P4BR="; P4BR; "Psia"; : P4B = P4BR * 6.89476#: PRINT "P4B="; P4B; "KPa";
107 H41BR = (CP1 * T4R + CP2 * (T4R ^ 2 / 2) + CP3 * (T4R ^ 3 / 3) + CP4 * (T4R ^ 4 / 4) -
(CP5 / T4R) + (J * PEVAPR * V4BR))
108 H42BR = J * (A2 / (V4BR - B) + A3 / (2 * (V4BR - B) ^ 2) + A4 / (3 * (V4BR - B) ^ 3))
109 H43BR = (J * EXP(-K * TR4) * (1 + K * TR4)) * (C2 / (V4BR - B) + C3 / (2 * (V4BR - B) ^
2) + (C5 / (4 * (V4BR - B) ^ 4))) + X
110 H4BR = H41BR + H42BR + H43BR
111 PRINT "H4BR="; H4BR; "Btu/lb": H4B = H4BR * 4.1868: PRINT "H4B="; H4B; "kj/kg"
112 X4 = (H3R - H4SR) / (H4BR - H4SR)
113 PRINT "X4="; X4
114 S41BR = (CP1 * LN10 * LOG(T4R) + CP2 * T4R + CP3 * (T4R ^ 2) / 2 + CP4 * (T4R ^ 3) /
3 - CP5 / (2 * T4R ^ 2) + J * R * LN10 * LOG((V4BR - B)))
115 S42BR = -J * (B2 / (V4BR - B) + B3 / (2 * (V4BR - B) ^ 2) + B5 / (4 * (V4BR - B) ^ 4))
116 S43BR = J * (K / TC) * EXP(-K * TR4) * (C2 / (V4BR - B) + C3 / (2 * (V4BR - B) ^ 2) + C5
/ (4 * (V4BR - B) ^ 4)) + Y
117 S4BR = S41BR + S42BR + S43BR
118 PRINT "S4BR="; S4BR; "Btu/lbK": S4B = S4BR * 4.1868: PRINT "S4B="; S4B; "kj/kgK"
119 S4R = S4SR + X4 * (S4BR - S4SR)
120 PRINT "S4R="; S4R; "Btu/lbK": S4 = S4R * 4.1868: PRINT "S4="; S4; "kj/kgK"
121 FOR V1R = .3 TO 11 STEP .000001
122 P11R = R * T1R / (V1R - B)
123 P12R = (A2 + B2 * T1R + C2 * EXP(-K * TR1)) / ((V1R - B) ^ 2)
124 P13R = (A3 + B3 * T1R + C3 * EXP(-K * TR1)) / ((V1R - B) ^ 3)
125 P14R = A4 / (V1R - B) ^ 4
126 P15R = (A5 + B5 * T1R + C5 * EXP(-K * TR1)) / ((V1R - B) ^ 5)
127 P1R = P11R + P12R + P13R + P14R + P15R
128 HATAP1R = ABS(P1R - PEVAPR)
129 IF HATAP1R < .00001 THEN GOTO 133
130 NEXT V1R
131 PRINT "V1R DEGERI BELIRLENEMEDI"
132 GOTO 208
133 PRINT "V1R="; V1R; "ft^3/lb": V1 = V1R / 16.018: PRINT "V1="; V1; "m^3/kg": PRINT
"P1R="; P1R; "Psia": P1 = P1R / .14504: PRINT "P1="; P1; "KPa"
134 H11R = (CP1 * T1R + CP2 * (T1R ^ 2 / 2) + CP3 * (T1R ^ 3 / 3) + CP4 * (T1R ^ 4 / 4) -
(CP5 / T1R) + (J * PEVAPR * V1R))
135 H12R = J * (A2 / (V1R - B) + A3 / (2 * (V1R - B) ^ 2) + A4 / (3 * (V1R - B) ^ 3))
136 H13R = (J * EXP(-K * TR1) * (1 + K * TR1)) * (C2 / (V1R - B) + C3 / (2 * (V1R - B) ^ 2) +
C5 / (4 * (V1R - B) ^ 4)) + X
137 H1R = H11R + H12R + H13R
138 PRINT "H1R="; H1R; "Btu/lb": H1 = H1R * 4.1868: PRINT "H1="; H1; "kj/kg": PRINT
"HATAP1R="; HATAP1R;
139 S11R = (CP1 * LN10 * LOG(T1R) + CP2 * T1R + CP3 * (T1R ^ 2) / 2 + CP4 * (T1R ^ 3) / 3
- CP5 / (2 * T1R ^ 2) + J * R * LN10 * LOG((V1R - B)))
140 S12R = -J * (B2 / (V1R - B) + B3 / (2 * (V1R - B) ^ 2) + B5 / (4 * (V1R - B) ^ 4))
141 S13R = J * (K / TC) * EXP(-K * TR1) * (C2 / (V1R - B) + C3 / (2 * (V1R - B) ^ 2) + C5 / (4
* (V1R - B) ^ 4)) + Y
142 S1R = S11R + S12R + S13R
143 PRINT "S1R="; S1R; "Btu/lbK": S1 = S1R * 4.1868: PRINT "S1="; S1; "kj/kgK": PRINT
"HATAP1R="; HATAP1R; "-"
144 FOR T2SR = 620 TO 720 STEP .0001
145 FOR V2SR = .1 TO 2 STEP .0001
146 TR2S = T2SR / TC
147 P21SR = R * T2SR / (V2SR - B)
148 P22SR = (A2 + B2 * T2SR + C2 * EXP(-K * TR2S)) / ((V2SR - B) ^ 2)
149 P23SR = (A3 + B3 * T2SR + C3 * EXP(-K * TR2S)) / ((V2SR - B) ^ 3)

```

```

150 P24SR = A4 / (V2SR - B) ^ 4
151 P25SR = (A5 + B5 * T2SR + C5 * EXP(-K * TR2S)) / ((V2SR - B) ^ 5)
152 P2SR = P21SR + P22SR + P23SR + P24SR + P25SR
153 HATAP2SR = ABS(P2SR - PKONDR)
154 IF HATAP2SR < .0001 THEN GOTO 160
155 NEXT V2SR
156 NEXT T2SR
158 PRINT "2S NOKTASI BELIRLENEMEDI"
159 GOTO 208
160 S21SR = (CP1 * LN10 * LOG(T2SR) + CP2 * T2SR + CP3 * (T2SR ^ 2) / 2 + CP4 * (T2SR
^ 3) / 3 - (CP5 / (2 * T2SR ^ 2)) + J * R * LN10 * LOG((V2SR - B)))
161 S22SR = -J * (B2 / (V2SR - B) + B3 / (2 * (V2SR - B) ^ 2) + B5 / (4 * (V2SR - B) ^ 4))
162 S23SR = J * (K / TC) * EXP(-K * TR2S) * (C2 / (V2SR - B) + C3 / (2 * (V2SR - B) ^ 2) + C5
/ (4 * (V2SR - B) ^ 4)) + Y
163 S2SR = S21SR + S22SR + S23SR
164 HATAS2SR = ABS(S2SR - S1R)
165 IF HATAS2SR < .1 THEN GOTO 167
166 GOTO 155
167 PRINT "T2SR="; T2SR; "R": T2S = (T2SR - 32 - 459.7) / 1.8: PRINT "T2S="; T2S; "C":
PRINT "HATAS2SR="; HATAS2SR; " "
168 PRINT "P2SR="; P2SR; "Psia": P2S = P2SR / .14504: PRINT "P2S="; P2S; "kPa": PRINT
"V2SR="; V2SR; "ft^3/lb": PRINT "HATAP2SR="; HATAP2SR
169 V2S = V2SR / 16.018: PRINT "V2S="; V2S; "m^3/kg": PRINT "S2SR="; S2SR; "Btu/lbK":
S2S = S2SR * 4.1868: PRINT "S2S="; S2S; "kj/kgK": PRINT "TR2S="; TR2S; "R"
170 H2S1R = (CP1 * T2SR + CP2 * (T2SR ^ 2 / 2) + CP3 * (T2SR ^ 3 / 3) + CP4 * (T2SR ^ 4 / 4)
- (CP5 / T2SR) + (J * PKONDR * V2SR))
171 H2S2R = J * (A2 / (V2SR - B) + A3 / (2 * (V2SR - B) ^ 2) + A4 / (3 * (V2SR - B) ^ 3))
172 H2S3R = J * EXP(-K * TR2S) * (1 + K * TR2S) * (C2 / (V2SR - B) + C3 / (2 * (V2SR - B) ^
2) + C5 / (4 * (V2SR - B) ^ 4)) + X
173 H2SR = H2S1R + H2S2R + H2S3R
174 PRINT "H2SR="; H2SR; "Btu/lb": H2S = H2SR * 4.1868: PRINT "H2S="; H2S; "kj/kg"
175 T2R = T2 * 1.8 + 32 + 459.7: TR2 = T2R / TC
176 H2R = ((H2SR - H1R) / ETA) + H1R
177 PRINT "H2R="; H2R; "Btu/lb": H2 = H2R * 4.1868: PRINT "H2="; H2; "kj/kg"
178 FOR T2R = 620 TO 720 STEP .1
179 FOR V2R = .1 TO 2 STEP .001
180 TR2 = T2R / TC
181 P21R = R * T2R / (V2R - B)
182 P22R = (A2 + B2 * T2R + C2 * EXP(-K * TR2)) / ((V2R - B) ^ 2)
183 P23R = (A3 + B3 * T2R + C3 * EXP(-K * TR2)) / ((V2R - B) ^ 3)
184 P24R = A4 / (V2R - B) ^ 4
185 P25R = (A5 + B5 * T2R + C5 * EXP(-K * TR2)) / ((V2R - B) ^ 5)
186 P2R = P21R + P22R + P23R + P24R + P25R
187 HATAP2R = ABS(P2R - PKONDR)
188 IF HATAP2R < .1 THEN GOTO 193
189 NEXT V2R
190 NEXT T2R
191 PRINT " 2 NOKTASI BELIRLENEMEDI": PRINT "HATAP2R="; HATAP2R: PRINT
"HATAH2HR="; HATAPH2HR
192 GOTO 208
193 H2H1R = (CP1 * T2R + CP2 * (T2R ^ 2 / 2) + CP3 * (T2R ^ 3 / 3) + CP4 * (T2R ^ 4 / 4) -
(CP5 / T2R) + (J * PKONDR * V2R))
194 H2H2R = J * (A2 / (V2R - B) + A3 / (2 * (V2R - B) ^ 2) + A4 / (3 * (V2R - B) ^ 3))
195 H2H3R = (J * EXP(-K * TR2) * (1 + K * TR2)) * (C2 / (V2R - B) + C3 / (2 * (V2R - B) ^ 2)
+ C5 / (4 * (V2R - B) ^ 4)) + X
196 H2HR = H2H1R + H2H2R + H2H3R
197 HATAH2HR = ABS(H2R - H2HR)
198 IF HATAH2HR < .1 THEN GOTO 200
199 GOTO 189

```

```

200 PRINT " H2HR = "; H2HR; " Btu/lb": H2H = H2HR * 4.1868: PRINT " H2H = "; H2H; " kj /
kg": PRINT " V2R = "; V2R; " m ^ 3 / kg"
201 PRINT " T2R = "; T2R; " R ": T2 = (T2R - 32 - 459.7) / 1.8: PRINT " T2 = "; T2; " C "
202 PRINT " P2R = "; P2R; " Psia ": P2 = P2R / .14504: PRINT " P2 = "; P2; " kPa ": PRINT
"TR2="; TR2; "R"
203 S21R = (CP1 * LN10 * LOG(T2R) + CP2 * T2R + CP3 * (T2R ^ 2) / 2 + CP4 * (T2R ^ 3) / 3
- CP5 / (2 * T2R ^ 2) + J * R * LN10 * LOG((V2R - B)))
204 S22R = -J * (B2 / (V2R - B) + B3 / (2 * (V2R - B) ^ 2) + B5 / (4 * (V2R - B) ^ 4))
205 S23R = J * (K / TC) * EXP(-K * TR2) * (C2 / (V2R - B) + C3 / (2 * (V2R - B) ^ 2) + C5 / (4
* (V2R - B) ^ 4)) + Y
206 S2R = S21R + S22R + S23R
207 PRINT "S2R="; S2R; " Btu /lbK": S2 = S2R * 4.1868: PRINT "S2="; S2; " kj / kgK"
208 END

```

EK-D

Tablo D.1 600d/dak Kompresör Devri ile 50 ve 60°C Yoğuşma Sıcaklıkları İçin R134a Soğutucu Akışkanı Kullanılan Otomobil Kliması Deney Sonuçları

R134a	n=600 d/dak, Tkond= 50 °C				n=600d/dak, Tkond=60°C	
	T1(°C)	69,4	68,4	67,1	78,1	80,1
T2(°C)	68,4	67,5	65,8	65,2	78,1	78,1
T3(°C)	43,8	43,8	43,5	42,8	56,0	56,0
T4(°C)	42,5	42,8	42,5	42,5	54,3	55,0
T5(°C)	33,9	34,2	33,9	33,9	44,2	45,8
T6(°C)	10,6	10,6	10,6	9,3	16,8	15,4
T7(°C)	5,2	6,7	8,0	7,6	9,9	11,3
T8(°C)	7,3	7,6	9,3	8,3	12,0	14,1
T9(°C)	12,7	17,2	19,3	22,4	16,8	23,0
T10(°C)	8,0	10,6	12,7	14,4	12,0	15,1
T11(°C)	1,5/5	4,6/7	5,9/9	7,3/10	5,2/60	8,6/10
T12(°C)	3/38	6/45	7/44	8/46	5/41	8/46
T13(°C)	23,0	23,3	23,3	22,5	23,6	22,8
Tçevre(°C)	22,5	23,0	22,8	22,2	23,6	22,8
Tevap(°C)	-2,5	-0,5	-0,5	1	0	2,75
Tkond(°C)	50	50	50	50	60	60
Tsayaç (s)	48	47	46	44,5	40	33
Soğ. Yüğü (kW)	1500	1950	2400	2850	1500	1950
Vakü (V)	11,20	10	11,54	10,3	9,67	9,42

Tablo D.2. 800d/dak Kompresör Devri ile 50 ve 60°C Yoğuşma Sıcaklıkları İçin R134a Soğutucu Akışkanı Kullanılan Otomobil Kliması Deney Sonuçları

R134a	n=800 d/dak, Tkond= 50 °C				n=800 d/dak, Tkond= 60 °C			
	T1(°C)	72,4	73,4	71,7	71,7	81,5	82,1	83,6
T2(°C)	71,7	72,1	70,4	70,1	80,8	80,5	81,8	81,1
T3(°C)	44,8	44,8	44,5	45,5	54,3	54,3	55,0	55,0
T4(°C)	43,8	43,8	44,2	44,5	53,7	53,4	53,7	54,0
T5(°C)	33,6	34,2	34,6	34,9	42,8	42,5	42,8	44,5
T6(°C)	3,9	8,6	5,5	6,6	9,9	12,8	12,7	13,0
T7(°C)	0	2,2	0,7	2,2	6,2	6,2	9,3	10,6
T8(°C)	4,3	5,2	5,9	6,2	7,3	8,6	9,9	11,3
T9(°C)	9,9	12,7	16,1	21,3	15,4	16,8	18,9	22,7
T10(°C)	6,6	9,0	11,7	13,4	9,9	11,0	12,3	14,7
T11(°C)	0/2	0,7/5	2,2/6	5,5/9	5,0/6	5,2/7	6,6/8	9,0/12
T12(°C)	1/33	3/39	5/40	6/43	4/40	6/41	7/45	8/46
T13(°C)	16,0	15,8	17,2	16,0	20	22,2	20,5	21,8
Tçevre(°C)	16,3	15,5	16,0	16,0	20	22,2	20,8	21,0
Tevap(°C)	-8	-7,5	-5	-4,5	-3,5	-3	-2,5	-0,5
Tkond(°C)	50	50	50	50	60	60	60	60
Tsayaç (s)	58	54	53	48	44	42	39	35
Soğ.yükü(kW)	1500	1950	2400	2850	1500	1950	2400	2850
Vakü (V)	11,5	11,46	11,37	11,27	11,60	11,5	11,43	11,34

Tablo D.3. 1000 d/dak Kompresör Devri ile 50 ve 60°C Yoğuşma Sıcaklıkları İçin R134a Soğutucu Akışkanı Kullanılan Otomobil Kliması Deney Sonuçları

R134a	n=1000 d/dak, Tkond= 50 °C				n=1000 d/dak, Tkond=60 °C			
	T1(°C)	76,1	74,8	74,1	72,8	82,5	85,3	85,3
T2(°C)	74,5	73,8	72,4	71,7	80,8	83,2	83,6	85,6
T3(°C)	43,5	42,5	42,5	42,5	54,7	55,3	55,0	54,3
T4(°C)	42,8	41,5	41,5	41,8	53,7	54,0	54,0	53,7
T5(°C)	32,2	31,9	33,6	33,9	43,2	43,8	43,2	42,5
T6(°C)	4,6	5,0	6,9	7,6	6,6	7,3	9,3	9,0
T7(°C)	0	0	1,5	3,6	2,2	2,5	1,3	5,5
T8(°C)	0	0	3,2	4,6	4,3	5,5	5,0	5,9
T9(°C)	7,3	13,4	17,9	23,4	24,4	25,5	20,3	17,9
T10(°C)	3,6	6,6	9,9	13,4	14,4	14,7	11,7	11,0
T11(°C)	0/1	0/3	2,2/6	5,9/9	7,6/11	6,9/10	5,5/9	3,9/6
T12(°C)	0/32	1/33	4/39	6/42	7/45	7/43	5/41	3/37
T13(°C)	17,0	17,4	18	19,4	19,4	19,7	20	19,7
Tçevre(°C)	17	17,4	17,7	18,6	19,1	19,4	19,7	19,7
Tevap(°C)	-12,5	-11	-8,5	-6,5	-3,25	-4	-5,5	-7,5
Tkond(°C)	50	50	50	50	60	60	60	60
Tsayaç (s)	5,5	5,2	48,5	45,5	38,5	38,5	39,5	43
Soğ.yükü(kW)	1500	1950	2400	2850	1500	1950	2400	2850
Vakü (V)	11,30	9,91	9,70	9,45	9,29	7,91	9,95	9,59

Tablo D.4. 1200d/dak Kompresör Devri ile 50 ve 60°C Yoğuşma Sıcaklıkları İçin R134a Soğutucu Akışkanı Kullanılan Otomobil Kliması Deney Sonuçları

R134a	n=1200 d/dak, Tkond= 50°C				n=1200 d/dak, Tkond= 60°C			
	T1(°C)	91,9	90,9	89,0	89,4	78,1	77,5	76,8
T2(°C)	89,7	89,0	87,3	87,3	77,1	76,5	75,8	76,5
T3(°C)	53,4	54,3	54,7	54,0	44,8	45,5	43,2	43,2
T4(°C)	53,0	53,4	53,4	53,4	44,2	44,5	42,8	42,5
T5(°C)	41,8	42,2	42,8	42,2	34,2	34,9	32,2	31,2
T6(°C)	6,9	8,0	8,3	8,3	2,2	3,6	1,8	0
T7(°C)	0,7	3,6	2,2	3,2	0	0	0	0
T8(°C)	3,2	3,2	3,2	3,2	0	1,5	0	0
T9(°C)	14,4	17,9	21,3	21,0	21,0	23,4	18,9	16,5
T10(°C)	8,0	10,3	11,7	11,7	10,3	13,0	10,3	9,0
T11(°C)	0,4/3	2,2/5	4,3/7	3,9/8	2,2/6	4,3/7	0,4/2	0/0
T12(°C)	1/33	2/36	4/39	5/40	3/38	4/38	0/32	0/31
T13(°C)	20,2	20,2	20,0	20,2	20,8	20,5	20,5	20,2
Tçevre(°C)	20,8	20,0	20,0	20,0	20,5	20,2	20,5	20,0
Tevap(°C)	-11	-10	-9	-8,5	-10	-10,25	-13	-14
Tkond(°C)	60	60	60	60	-52,5	52	50	50
Tsayaç (s)	43	40,5	38,5	38,5	42,5	42	45,5	48
Soğ.yükü(kW)	1500	1950	2400	2850	1500	1950	2400	2850
Vakü (V)	9,44	9,41	9,38	9,41	9,38	9,37	9,34	9,28

Tablo D.5. 1400d/dak Kompresör Devri ile 50 ve 60°C Yoğuşma Sıcaklıkları İçin R134a Soğutucu Akışkanı Kullanılan Otomobil Kliması Deney Sonuçları

R134a	n=1400 d/dak, Tkond= 50°C				n=1400 d/dak, Tkond= 60°C			
	T1(°C)	79,5	79,5	83,6		98,2	97,2	93,6
T2(°C)	78,8	78,5	82,1		96,4	95,4	92,6	91,9
T3(°C)	43,8	42,8	43,8		55,3	55,0	54,0	55,3
T4(°C)	43,2	42,2	42,8		54,3	54,3	53,7	54,7
T5(°C)	32,2	29,9	31,0		43,8	43,8	43,5	45,5
T6(°C)	2,9	1,5	0		8,0	9,6	6,2	11,0
T7(°C)	0,7	0	0		3,9	4,6	2,9	8,0
T8(°C)	0	0	0		5,0	4,6	4,3	6,9
T9(°C)	24,4	23,0	24,8		18,9	22,0	27,2	33,6
T10(°C)	13,0	11,7	11,3		11,0	12,3	14,1	18,9
T11(°C)	1,1/2	1,8/2	3,6/4		0/2	1,1/3	2,2/6	6,2/10
T12(°C)	0/32	0/30	-2/26		1/34	2/36	6/42	7/45
T13(°C)	20,0	20,0	19,7		23,6	23,6	24,2	24,4
Tçevre(°C)	19,2	20,0	19,4		23,6	23,6	24,2	24,2
Tevap(°C)	-9,75	-16,5	-18,5		-7,75	-12	-10	-7,75
Tkond(°C)	51	50	50		60	60	60	61
Tsayaç (s)	41,5	45	48		39,5	38	35,5	32,5
Soğ.yükü(kW)	1500	1950	2400		1500	1950	2400	2850
Vakü (V)	9,09	8,19	8,46		8,44	8,31	8,30	8,20

EK-E**Tablo E.1. 600 d/dak Kompresör Devri ile 50 ve 60°C Yoğuşma Sıcaklıkları İçin R12 Soğutucu Akışkanı Kullanılan Otomobil Kliması Deney Sonuçları**

R12	n=600 d/dak, Tkond= 50°C				n=600d/ dak, Tkond= 60°C		
	T1(°C)	73,8	71,1	69,4	67,8	81,8	85,3
T2(°C)	71,1	69,4	67,8	66,1	79,1	82,1	81,5
T3(°C)	44,8	43,2	41,8	41,8	54,0	55,3	55,0
T4(°C)	43,2	42,2	41,5	41,8	53,4	53,7	54,0
T5(°C)	33,9	32,6	32,9	33,9	43,5	44,8	45,5
T6(°C)	11,0	6,9	12,0	13,4	20,3	17,5	19,6
T7(°C)	7,3	4,3	9,6	11,3	16,1	13,0	16,8
T8(°C)	10,6	8,0	11,3	13,4	17,5	16,5	17,2
T9(°C)	15,8	19,3	24,1	29,6	26,5	23,0	25,5
T10(°C)	9,6	11,3	14,4	17,9	17,9	15,4	16,8
T11(°C)	5,0/8	6,2/10	9,0/13	13,4/10	12,7/14	9,7/12	12/14
T12(°C)	5/42	8/45	10/50	13/55	11/52	9/48	10/52
T13(°C)	17,7	17,7	17,7	17,7	18,3	17,7	17,7
Tçevre(°C)	17,7	17,7	17,7	17,7	18,3	17,7	17,7
Tevap(°C)	-1,5	0	3	5	5,5	3	5
Tkond(°C)	50/47	50/47	50/47	50/47	60/56	60/56	60/56
Tsayaç (s)	57	53	49	46	32	30	30
Soğ.yükü(kW)	1500	1950	2400	2850	1500	1950	2400
Vakü (V)	10,84	10,54	10,43	10,32	10,28	10,22	10,17

Tablo E.2. 800 d/dak Kompresör Devri ile 50 ve 60°C Yoğuşma Sıcaklıkları İçin R12 Soğutucu Akışkanı Kullanılan Otomobil Kliması Deney Sonuçları

R12	n=800 d/dak, Tkond= 50°C				n=800 d/dak, Tkond =60°C			
	T1(°C)	74,1	76,1	75,8	77,5	89,4	90,9	89,0
T2(°C)	72,4	74,5	74,1	77,5	86,3	88,4	87,0	85,3
T3(°C)	44,2	43,8	42,5	42,2	54,3	54,7	53,0	54,0
T4(°C)	43,8	43,5	41,8	41,5	53,0	53,7	53,0	53,0
T5(°C)	36,6	36,6	34,6	32,9	44,5	44,8	44,5	44,8
T6(°C)	11,0	13,4	13,7	11,0	19,3	18,6	17,9	18,6
T7(°C)	8,0	10,6	7,6	7,3	14,1	13,0	13,4	13,7
T8(°C)	12,3	12,3	10,6	9,3	14,4	14,7	14,1	15,4
T9(°C)	29,2	27,2	22,4	16,5	22,0	22,0	24,4	30,3
T10(°C)	19,6	18,2	15,8	11,0	15,1	15,4	15,4	18,9
T11(°C)	13,4/18	12/15	8,6/11	4,3/7	10,3/12	11/13	12,0/15	15,4/19
T12(°C)	13/55	11/52	8/46	4/40	12/52	13/53	13/58	14/56
T13(°C)	16,3	16,9	17,4	18,3	19,1	19,4	19,4	19,1
Tçevre(°C)	16,3	16,9	17,4	18,3	19,1	19,4	19,4	19,1
Tevap(°C)	2	0	-2,5	-5	-2,75	-1	0,5	3,5
Tkond(°C)	53/50	51/48	50/47	50/47	60/56	60/56,5	60/56	60/56
Tsayaç (s)	46	47	49,5	53,5	41	39	37	33,5
Soğ.yükü(kW)	1500	1950	2400	2850	1500	1950	2400	2850
Vakü (V)	11,8	11,76	11,67	11,59	11,69	11,67	11,64	11,62

Tablo E.3. 1000 d/dak Kompresör Devri ile 50 ve 60°C Yoğuşma Sıcaklıkları İçin R12 Soğutucu Akışkanı Kullanılan Otomobil Kliması Deney Sonuçları

R12	n=1000 d/dak, Tkond= 50°C				n=1000d/dak, Tkond =60°C			
	T1(°C)	85,0	84,6	82,8	82,8	96,8	95,7	92,6
T2(°C)	83,2	82,8	81,542,2	81,1	94,3	93,0	90,5	89,4
T3(°C)	42,2	42,8	41,8	44,2	53,7	55,0	53,4	52,7
T4(°C)	41,8	41,8	33,6	43,8	53,4	54,0	52,0	51,4
T5(°C)	32,9	33,6	8,0	35,3	43,5	44,8	43,8	42,8
T6(°C)	7,6	8,0	3,9	11,7	14,1	17,2	16,8	13,0
T7(°C)	3,9	3,9	5,2	10,3	10,6	12,0	12,0	10,3
T8(°C)	5,2	5,2	15,1	7,6	11,7	13,4	12,0	11,0
T9(°C)	13,4	15,1	12,3	25,1	19,3	24,8	26,8	26,8
T10(°C)	10,6	12,3	2,5/5	22,4	14,4	16,5	16,5	15,8
T11(°C)	1,8/5	2,5/5	3/37	9,3/12	7,6/9	12/14	13/16	12/17
T12(°C)	2/35	3/37	18,6	7/45	6/42	10/51	12/53	13/54
T13(°C)	18,6	18,6	18,6	19,1	18,8	19,7	19,4	19,4
Tçevre(°C)	18,6	18,6	18,8	19,1	18,8	19,7	19,4	19,4
Tevap(°C)	-9,5	-9	-8,25	-6	-5,5	1	-1,5	-0,5
Tkond(°C)	50/47	50/47	50/47	53/49	60/56	60/56	60/56	60/56
Tsayaç (s)	50	50	47,5	45	40,5	38	35,5	34,5
Soğ.yükü(kW)	1500	1950	2400	2850	1500	1950	2400	2850
Vakü (V)	11,23	10,52	10,0	9,48	11,38	11,47	11,53	11,58

Tablo E.4. 1200 d/dak Kompresör Devri ile 50 ve 60°C Yoğuşma Sıcaklıkları İçin R12 Soğutucu Akışkanı Kullanılan Otomobil Kliması Deney Sonuçları

R12	n=1200 d/dak, Tkond= 50°C				n=1200d/dak, Tkond =60°C			
	T1(°C)	90,2	91,2	87,0	87,3	100,7	99,3	98,6
T2(°C)	87,3	89,0	85,6	85,3	98,6	96,4	95,7	95,0
T3(°C)	42,5	43,2	42,8	43,8	53,4	54,3	54,3	54,3
T4(°C)	41,8	42,2	42,2	43,2	53,0	53,7	53,7	53,4
T5(°C)	31,9	32,6	32,9	33,9	42,2	42,2	43,2	43,2
T6(°C)	6,9	6,2	5,2	5,0	9,3	11,7	13,4	10,3
T7(°C)	1,8	1,5	1,5	5,9	5,2	9,0	9,3	8,0
T8(°C)	2,5	3,6	3,9	5,0	8,3	8,3	8,6	8,6
T9(°C)	9,9	13,7	17,9	23,7	22,7	26,1	27,5	28,9
T10(°C)	5,2	7,3	10,6	13,4	16,5	17,5	18,9	18,6
T11(°C)	0/1	0/2	4,3/8	6,9/10	5,9/7	8,6/11	9,9/12	11,3/13
T12(°C)	0/31	0/33	4/39	6/43	4/40	7/44	8/46	9/49
T13(°C)	19,4	19,1	18,8	18,8	18,7	18,0	18	18,3
Tçevre(°C)	19,4	19,1	18,8	18,8	18,7	18,0	18	18,3
Tevap(°C)	-13,25	-14	-10,5	-10	-9,25	-7,75	-6,75	-6,5
Tkond(°C)	50/47	50/47	51,5/48,5	52,49	60/56	60/56	60/56	60/56
Tsayaç (s)	50,5	50	45	42,5	41	39	39	37
Soğ.yükü(kW)	1500	1950	2400	2850	1500	1950	2400	2850
Vakü (V)	9,36	8,15	11,17	10,18	9,32	9,37	9,38	9,68

Tablo E.5. 1400 Kompresör Devri ile 50 ve 60°C Yoğuşma Sıcaklıkları İçin R12 Soğutucu Akışkanı Kullanılan Otomobil Kliması Deney Sonuçları

R12	n=1400 d/dak, Tkond= 50°C				n=1400d/dak, Tkond =60°C			
	T1(°C)	94,3	94,7	95,0	98,2	106,2	103,6	102,5
T2(°C)	92,3	92,6	93,6	96,1	103,2	101,0	99,6	98,2
T3(°C)	42,8	43,8	46,5	50,4	52,7	52,0	52,7	52,4
T4(°C)	42,5	42,8	45,5	49,7	51,7	50,7	51,7	51,1
T5(°C)	32,2	32,9	35,3	40,2	40,8	40,8	41,5	41,8
T6(°C)	4,6	5,2	4,6	6,2	8,6	10,6	7,6	9,0
T7(°C)	1,8	2,2	1,1	4,6	7,3	9,3	6,2	5,2
T8(°C)	3,2	3,9	5,2	7,3	8,3	9,0	9,0	8,6
T9(°C)	10,6	14,4	20,3	26,5	21,3	24,4	27,2	28,9
T10(°C)	7,3	9,6	15,8	24,8	13,0/13,0	15,1	16,1	16,8
T11(°C)	0,4/2	2,5/4	5,9/8	9,9/12	5,5/7	8,0/10	10,3/12	11,3/14
T12(°C)	0/32	2/34	4/40	8/45	4/40	6/43	7/45	9/48
T13(°C)	18,3	18,3	18,6	18,8	20,0	20,5	19,1	19,5
Tçevre(°C)	18,3	18,3	18,6	18,8	20,0	20,5	19,1	19,5
Tevap(°C)	-15	-14	-11,5	-13,75	-11	-9,25	-9	-7,5
Tkond(°C)	51/48	52/49	54/51	59/55	60/56	60/56	60/56	60,5/56,5
Tsayaç (s)	43,5	43,0	39	34,5	39	36	34	33,5
Soğ.yükü (kW)	1500	1950	2400	2850	1500	1950	2400	2850
Vakü (V)	11,45	10,95	10,82	10,7	10,54	10,51	10,55	10,62

KİŞİSEL YAYIN ve ESERLER

Ulusal Dergi

1. M. Hoşöz, **D. Ö. Esen**, “ R12 kullanan taşıt klimalarının alternatif soğutucu akışkanlı hale dönüştürülmesi”, Termodinamik Dergisi, Nisan 2003

Ulusal Konferans

1. **D.Ö. Esen**, M. Hoşöz, “Geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının performans analizi”, Teskon 2003, İzmir
2. **D.Ö. Esen**, M. Hoşöz, “Soğutucu akışkanların ve kompresör devrinin otomobil klimalarının performansına etkisinin deneysel analizi”, TMMOB Ulusal İklimlendirme Sempozyumu ve Sergisi, 25-27 Şubat 2005

Uluslararası Konferans

1. **D.O. Esen**, M. Hosoz, “Experimental analysis of an automobile air conditioning system”, First Cappadocia International Mechanical Engineering Symposium (CMES1-04), July 14-16, Cappadocia-Urgup, Turkey 2004.

ÖZGEÇMİŞ

Dilek Özlem ESEN, 1972 yılında İzmit'te doğdu. İlk ve orta öğrenimini İzmit'te tamamladı. 1989 yılında İzmit Lisesinden mezun oldu. 1994 yılında Trakya Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesinden lisans derecesi aldı. Aynı yıl Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü yüksek lisans programına kabul edildi. 1995 yılında Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi bölümünün açmış olduğu Araştırma Görevlisi sınavında başarılı olarak göreve başladı. 1997 yılında yüksek lisansını tamamladıktan sonra Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde doktora öğrenimine başladı. Halen Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde doktora öğrenimine devam etmektedir.