

# GELİŞTİRİLEN BİLGİSAYAR PROGRAMI YARDIMIYLA R12 VE R134a KULLANAN OTOMOBİL KLİMALARININ PERFORMANS ANALİZİ

**Dilek Özlem ESEN**  
**Murat HOŞÖZ**

## ÖZET

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 içerisinde atmosfere karışması sonucunda, sera etkisinin artması ve ozon tabakasının tahribatı gibi çeşitli çevre sorunları ortaya çıkmıştır. Özellikle canlıları zararlı güneş ışınlarından koruyan ozon tabakası soğutucu maddelerin yapısında bulunan klor atomlarının serbest kalıp zayıf ozon moleküllerini parçalamasıyla tahrip olmaktadır.

Ozon tabakasının tahrip olması sorunu, tüm dünyada önem kazanmış ve ülkeler bu tahribatı önlemek için birlikte harekete geçmişlerdir. Bu hareketin prensiplerini çizen ve 1987 yılında 43 ülke tarafından imzalanan Montreal Protokolü ile R12'nin de içinde bulunduğu CFC grubu soğutucu akışkanların üretim ve kullanımı aşamalı olarak kısıtlanmıştır. Günümüzde R12'ye alternatif olarak gösterilen soğutucu akışkanlardan bir tanesi olan R134a, 1994 yılından bu yana üretilen otomobillerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Hidrojen, flor, karbon atomları içeren bir soğutucu akışkan olan ve HFC grubuna ait R134a, klor atomu içermediğinden ozon tabakasına zarar vermez. Bunun sonucu olarak R134a'nın Ozon Tüketme Potansiyeli(ODP) değeri de sıfırdır. Bahsedilen bu olumsuzlukların yanında, R12'nin giderek pahalılaşması ve temininin zorlaşması, R12 kullanan araç klimalarının R134a soğutucu akışkanlı sisteme dönüşümünü zorunlu kılmaktadır.

Bu çalışmada, R12 kullanan araç klimalarının R134a kullanır hale dönüştürülmesinden sonra performanslarında görülecek değişimler teorik olarak ortaya konmuştur. Bu amaçla, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının termodinamik özelliklerini veren denklemlerden yola çıkılarak, bu denklemler bir bilgisayar simülasyon programı haline getirilmiştir. Sonuçta klima sisteminin, soğutma gücü, kompresör gücü, STK gibi parametreleri hesaplanmış ve iki ayrı akışkana ait sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

## 1.GİRİŞ

Çeşitli sanayi sektörlerinde kullanılan birçok yapay veya doğal maddenin tekrar kullanılamaması ve çevreye atılması yüzünden yıllardır çevre kirletilmektedir. Kirliliğin sebep olduğu çevre sorunlarının artması ile birlikte son yıllarda tüm dünyada çevreyi tahrip eden maddeler üzerinde yoğun araştırmalar başlatılmıştır. Bu araştırmalar neticesinde soğutma ve klima sektöründe kullanılan soğutucu maddeler ile çeşitli sanayi kollarında kullanılan CFC (kloroflorokarbon) içeren maddelerin ozonu tüketmesi ve çevreye olan etkileri ağırlıklı olarak gündeme gelmiştir.

Bu çalışmada otomobil klima sisteminde kullanılan soğutucu akışkanların tanıtımı, başta ozon tahribatı olmak üzere çevre etkileri, ozon tahribatının ortaya çıkması ile R12 soğutucu akışkanının

kullanan otomobil klimalarının R134a'lı sisteme dönüşümü sonrası performans parametrelerindeki değişimler üzerinde durulmuştur. Bu amaçla bir bilgisayar simülasyon programı geliştirilmiş ve elde edilen parametreler grafikler halinde sunulmuştur.

## 2. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNDE KULLANILAN R12 VE R134A SOĞUTUCU AKIŞKANLARI VE ÇEVREYE ETKİLERİ

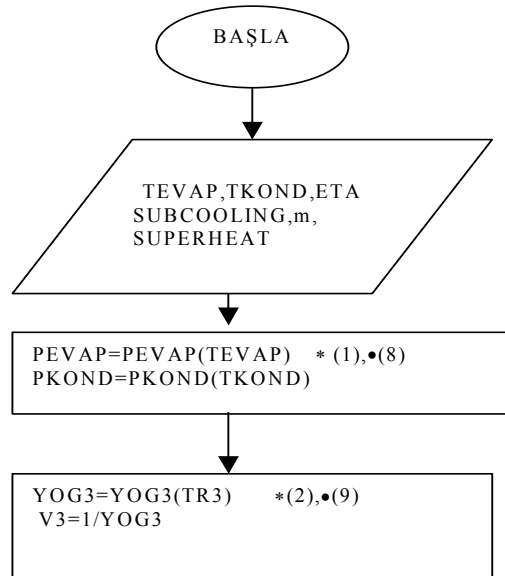
**R12:** R12 (  $\text{CCl}_2\text{F}_2$  ) ağırlıklı olarak ev tipi soğutucularda ve araç klimalarında kullanılmaktadır. Klor içeren bileşikler atmosfere yayıldığında güneş ışınlarının etkisi ile ayrışmakta, klor(Cl) atomları serbest kalmaktadır. Oldukça zayıf bağlara sahip olan ozon molekülleri ( $\text{O}_3$  ), serbest kalan klor ile reaksiyona girerek klormonoksite (ClO) dönüşmektedir. Bu reaksiyon sonucu, sürekli olarak  $\text{O}_3$  molekülleri  $\text{O}_2$ 'ye dönüşmektedir. Bu reaksiyon zincirleme devam etmektedir. Açığa çıkan klor atomları, stratosferden çikana kadar binlerce ozon molekülünü etkilemektedir.

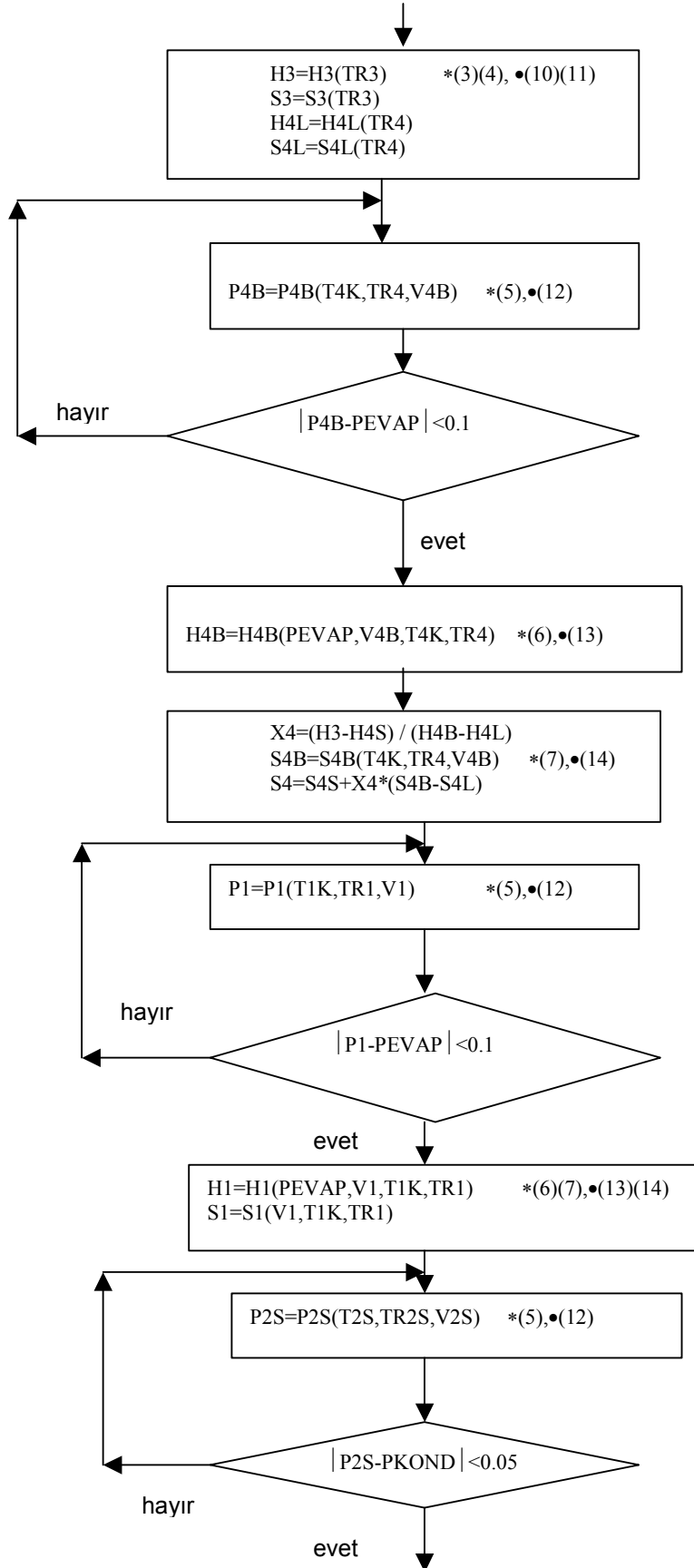
**R134a:**R134a ( $\text{CF}_2\text{CH}_2\text{F}$  ), termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucudur. Ozon tüketme katsayısı sıfırdır. Araç klimaları ve ev tipi soğutucular için en uygun alternatiftir. Ticari olarak da temini kolaydır. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında sistemin soğutma tesir katsayısı değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır

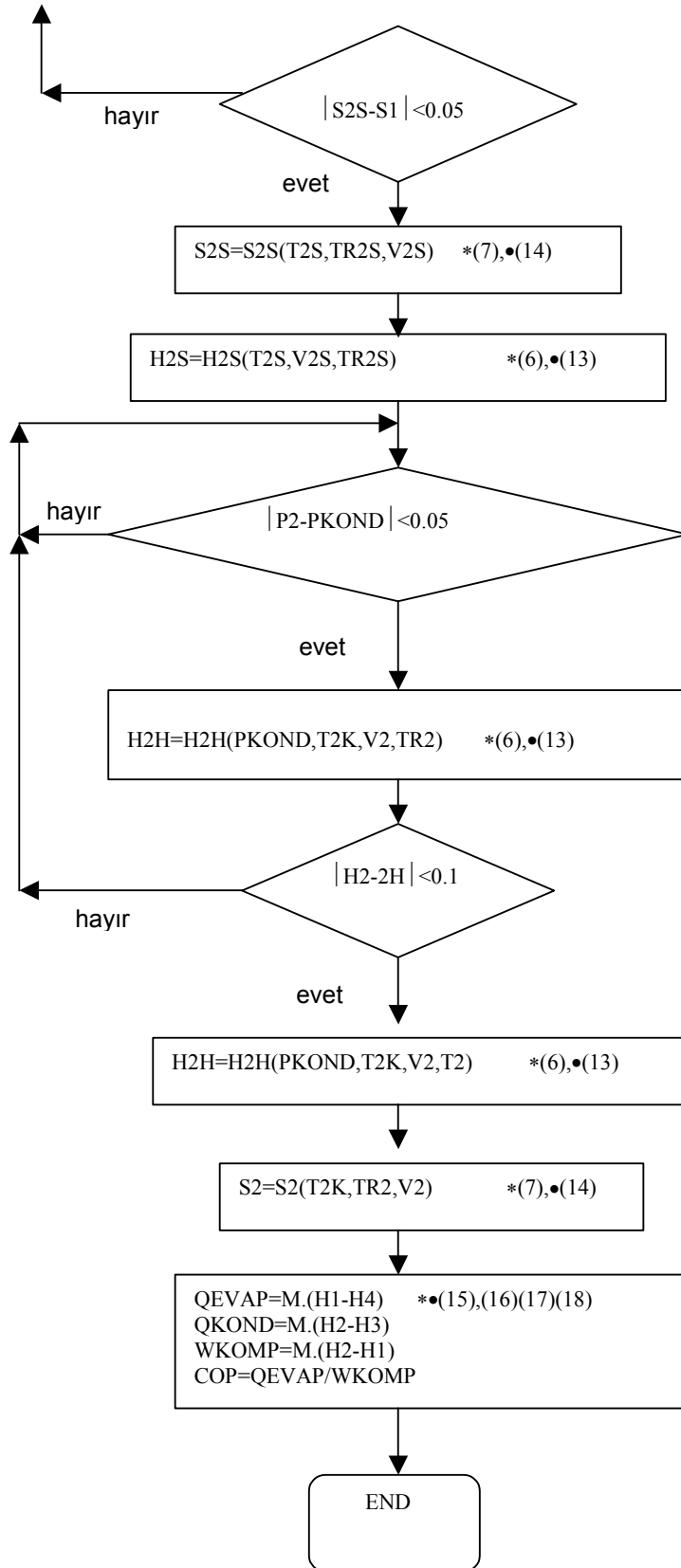
## 3. R134A VE R12 KULLANAN OTOMOBİL KLİMASINA AİT SİMULASYON PROGRAMI

R134a ve R12 kullanan otomobil kliması soğutma çevriminin termodinamik modeli ve simülasyonu geliştirilmiştir. Bu amaçla bir akış diyagramı oluşturulmuş ve bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Program çalıştırılmadan önce, buharlaşma sıcaklığı, yoğunlaşma sıcaklığı, aşırı soğutma, kızgınlık, kütleli debi ve kompresör izentropik verim değerleri program tarafından istenmektedir. Bunun sonucunda program, çevrimin bütün köşe noktalarındaki soğutucu akışkan entalpi ve entropisi ile evaporatördeki soğutma yükü, kondenserdan atılan ısıyı, kompresörde akışkana verilen izentropik işi ve soğutma tesir katsayısını(STK) hesaplayabilmektedir. İki farklı soğutucu akışkan içeren çevrimlere ait akış diyagramı, R134a ve R12 soğutucu akışkanlarının hal denklemi ve çeşitli termodinamik özelliklere ait literatürdeki denklemler kullanılarak hazırlanmıştır. Programın çalıştırılması ile elde edilen performans parametreleri, grafikler halinde karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

### 3.1. R134a Soğutucu Akışkanı Kullanan Klima Soğutma Çevrimine Ait Termodinamik Simülasyon Programının Akış Diyagramı







Burada (\*) R134a soğutucu akışkanı için, (•) R12 soğutucu akışkanı için kullanılacak denklemleri ifade etmektedir.

### 3.2. R134a Soğutucu Akışkanına Ait Termodinamik Özellikler ve Hal Denklemi

R134a Doymuş Sıvı Basıncı (Kpa): [1]

$$\ln P = A + B/T + CT + DT^2 + \log(F - T).E.(F - T)/T \quad (1)$$

A=24.8033, B= -.3980408\*E4, C= -.2405332\*E(-1), D=.2245211\*E(-4), E=.1995548, F=.3748473\*E3

R134a Doymuş Sıvı Yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>): [1]

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

D<sub>1</sub>=819.6183, D<sub>2</sub>=1023.582, D<sub>3</sub>=-1156.757, D<sub>4</sub>=789.7191, ρ<sub>C</sub> = 512.2  
T<sub>r</sub> = T/T<sub>C</sub>, T<sub>C</sub>=374.23

R134a Doymuş Sıvı Entalpisi (kj/kg): [3]

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

E<sub>1</sub>=293.9185, E<sub>2</sub>=-170, E<sub>3</sub>=-546.1538, E<sub>4</sub>=736.1538, E<sub>5</sub>= -536.1538

Denklemdaki katsayılar, R134a soğutucu akışkanına ait doymuş sıvı entalpileri [5] nolu kaynaktan alınmak suretiyle, MATLAB 6.5'de eğri uydurularak elde edilmiştir.

R134a Doymuş Sıvı Entropisi (kj/kg<sup>o</sup>C): [3]

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

F<sub>1</sub>=.8258, F<sub>2</sub>= -.1, F<sub>3</sub>= -1.8231, F<sub>4</sub>=2.0231, F<sub>5</sub>= -1.9231

Denklemdaki katsayılar, R134a soğutucu akışkanına ait doymuş sıvı entropileri [5] nolu kaynaktan alınmak suretiyle, MATLAB 6.5'de eğri uydurularak elde edilmiştir.

Hal denklemi: [1]

$$P = RT/(V - b) + A_2 + B_2T + C_2e^{-K.Tr}/(V - b)^2 + A_3 + B_3T + C_3e^{-K.Tr}/(V - b)^3 + A_4/(V - b)^4 + A_5 + B_5T + C_5e^{-K.Tr}/(V - b)^5 \quad (5)$$

A<sub>2</sub>= -.11195051, A<sub>3</sub>=.1447797E(-3), A<sub>4</sub>= -1.049005, A<sub>5</sub>= -6.953904  
b=.3455467\*E(-3)

R134a Kızgın Buhar Entalpisi (kj/kg): [1]

$$H_K = H_0 + j(PV - RT) + (C_{P1}T + C_{P2}.T^2/2 + C_{P3}.T^3/3 + C_{P4}.T^4/4 + C_{P5}.\ln T) + j(A_2/(V - b) + A_3/2(V - b)^2 + A_4/3(V - b)^3 + A_5/4(V - b)^4) + je^{-K.Tr}(1 + KT_r)(C_2/(V - b) + C_3/2(V - b)^2 + C_4/3(V - b)^3 + C_5/4(V - b)^4) \quad (6)$$

C<sub>P1</sub>= -.5257455\*E(-2), C<sub>P2</sub>=.329657\*E(-2), C<sub>P3</sub>= -2,017321\*E(-6), C<sub>P4</sub>=0, C<sub>P5</sub>= 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 Entropisi (kj/kg°C) [1]

$$S_K = S_0 + (C_{p1} \ln T + C_{p2} T + C_{p3} T^2 / 2 + C_{p4} T^3 / 3 - C_{p5} / T) + jR \ln[(V - b).P_0 / RT] \\ + (B_2 / (V - b) + B_3 / 2(V - b)^2 + B_4 / 3(V - b)^3 + B_5 / 4(V - b)^4) \\ + jK / T_c e^{-K.Tr} (C_2 / (V - b) + C_3 / 2(V - b)^2 + C_4 / 3(V - b)^3 + C_5 / 4(V - b)^4) \quad (7)$$

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

### 3.3. R12 Soğutucu Akışkanına Ait Termodinamik Özellikler ve Hal Denklemleri

R12 Doymuş Sıvı Basıncı (psia): [2]

$$\log P = A + B / T + C \log_{10} T + DT + ET^2 + FT^3 \quad (8)$$

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

R12 Doymuş Sıvı Yoğunluğu (ft<sup>3</sup>/lb): [2]

$$\rho_L = D_1 + D_2 + (1 - T_r)^{1/3} + D_3(1 - T_r)^{2/3} + D_4(1 - T_r) + D_5(1 - T_r)^{4/3} \\ + D_6(1 - T_r)^{1/2} + D_7(1 - T_r)^2 \quad (9)$$

$D_1 = 34.84$ ,  $D_2 = 53.341187$ ,  $D_3 = 0$ ,  $D_4 = 18.69137$   
 $Tr = T/T_c$ ,  $T_c = 693.3$

R134a Doymuş Sıvı Entalpisi (Btu/lb) : [3]

$$H_S = E_1 + E_2(1 - T_r)^{1/3} + E_3(1 - T_r)^{2/3} + E_4(1 - T_r) + E_5(1 - T_r)^{4/3} \quad (10)$$

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

Denklemdaki katsayılar, R12 soğutucu akışkanına ait doymuş sıvı entalpileri [6] nolu kaynaktan alınmak suretiyle, MATLAB 6.5'de eğri uydurularak elde edilmiştir.

R12 Doymuş Sıvı Entropisi (Btu/lbR) : [3]

$$S_S = F_1 + F_2(1 - T_r)^{1/3} + F_3(1 - T_r)^{2/3} + F_4(1 - T_r) + F_5(1 - T_r)^{4/3} \quad (11)$$

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

Denklemdaki katsayılar, R12 soğutucu akışkanına ait doymuş sıvı entropileri [6] nolu kaynaktan alınmak suretiyle, MATLAB 6.5'de eğri uydurularak elde edilmiştir.

Hal denklemleri:

$$P = RT/(V-b) + A_2 + B_2T + C_2e^{-K.Tr}/(V-b)^2 + A_3 + B_3T + C_3e^{-K.Tr}/(V-b)^3 + A_4/(V-b)^4 + A_5 + B_5T + C_5e^{-K.Tr}/(V-b)^5 \quad [2]$$

$$(12)$$

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

$$b = .0065093886$$

R12 Kızgın Buhar Entalpisi (Btu/lb) : [2]

$$H_K = (C_{P1}T + C_{P2}T^2/2 + C_{P3}T^3/3 + C_{P4}T^4/4 - C_{P5}/T) + jPV + j(A_2/(V-b) + A_3/2(V-b)^2 + A_4/3(V-b)^3 + A_5/4(V-b)^4) + je^{-K.Tr}(1 + KT_r)(C_2/(V-b) + C_3/2(V-b)^2 + C_4/3(V-b)^3 + C_5/4(V-b)^4) + X \quad (13)$$

$$C_{P1} = 8.0945 \cdot E(-3), C_{P2} = 3.32662 \cdot E(-4), C_{P3} = -2.413896 \cdot E(-7), C_{P4} = 6.72363 \cdot E(-11), C_{P5} = 0$$

$$A_2 = -3.40972713, A_3 = .0602394465, A_4 = -5.4873701, A_5 = 0$$

$$C_2 = -56.7627671, C_3 = 1.31139908, C_4 = 0, C_5 = -2.54390678 \cdot E(-5), K = 5.475$$

$$X = 39.556551, j = .185053, R = .088734$$

R12 Kızgın Buhar Entropisi (Btu/lbR): [2]

$$S_K = (C_{P1}(\ln 10) \log T + C_{P2}T + C_{P3}T^2/2 + C_{P4}T^3/3 - C_{P5}/2T^2) + jR \ln 10 \log(V-b) - j(B_2/(V-b) + B_3/2(V-b)^2 + B_4/3(V-b)^3 + B_5/4(V-b)^4) + jK/T_C \cdot e^{-K.Tr} (C_2/(V-b) + C_3/2(V-b)^2 + C_4/3(V-b)^3 + C_5/4(V-b)^4) + Y \quad (14)$$

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

#### 4. R12'DEN R134A'YA DÖNÜŞÜMÜ YAPILAN BİR OTOMOBİL KLİMASININ BİLGİSAYAR SİMÜLASYON PROGRAMI YARDIMIYLA PERFORMANS PARAMETRELERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

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

Geliştirilen program, çeşitli performans parametrelerini aşağıdaki denklemlerden hesaplamaktadır.

Soğutma Yüğü

$$Q_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (15)$$

$\dot{m}$  : Kütleleel Debi [g/s]

$h_1$  = Evaporatör çıkışındaki entalpi [kJ/kg]

$h_4$  = Evaporatör girişindeki entalpi [kJ/kg]

Kondenserde Atılan Isı

$$Q_{kond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (16)$$

$h_2$  = Kondenser girişindeki entalpi [kJ/kg]

$h_3$  = Kondenser çıkışındaki entalpi [kJ/kg]

Sıkıştırma İşi

$$W_{komp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (17)$$

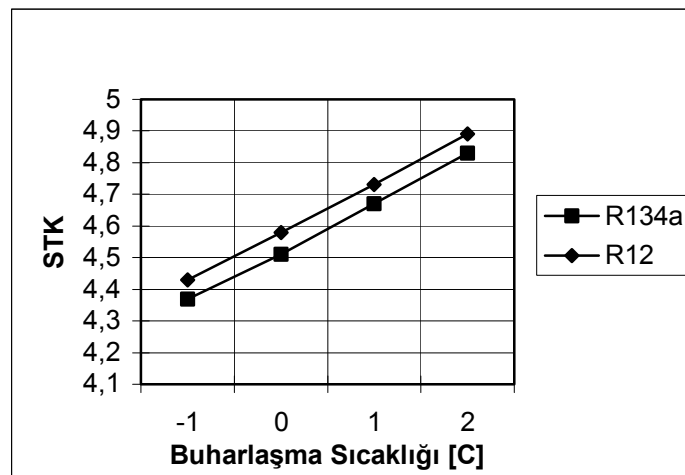
$h_1$  = Kompresör girişindeki entalpi [kJ/kg]

$h_2$  = Kompresör çıkışındaki entalpi [kJ/kg]

Soğutma Tesir Katsayısı

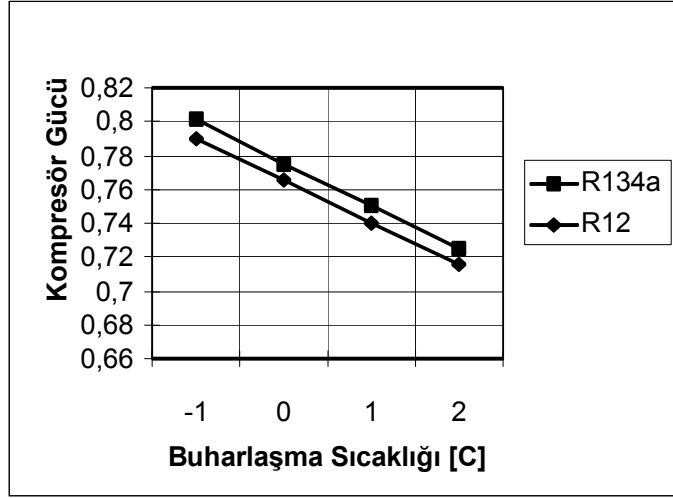
$$COP = Q_{evap} / W_{komp} \quad (18)$$

Bunlara göre, bir otomobil klimasının iki farklı soğutucu akışkanla çalıştırılması durumunda alınacak teorik sonuçlar grafik olarak sunulmuştur.

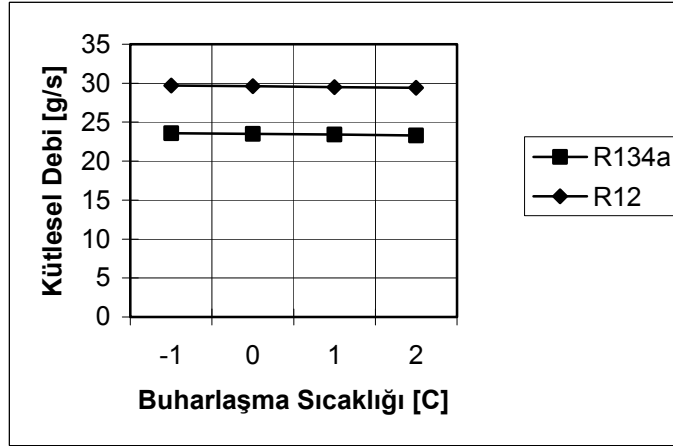


Şekil 1. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Buharlaşma Sıcaklığına Göre Soğutma Tesir Katsayıları

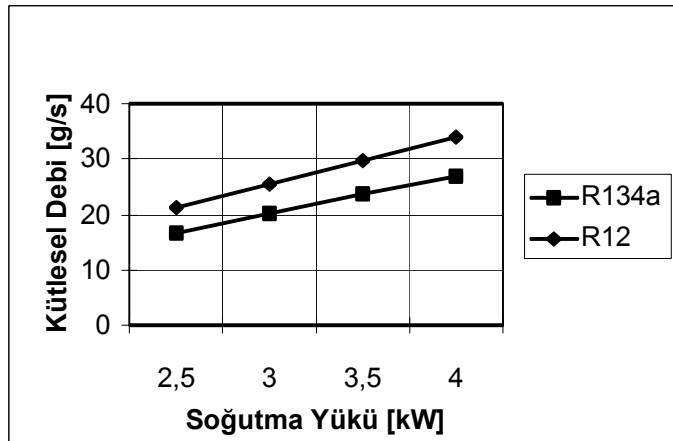




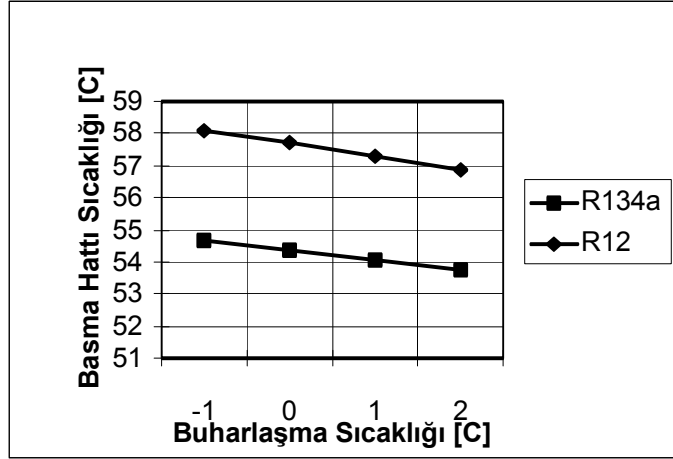
Şekil 2. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Buharlaşma Sıcaklığına Göre Kompresör Güçleri



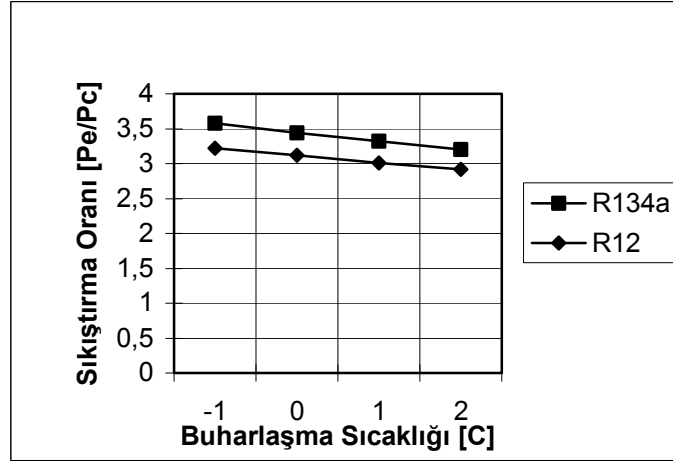
Şekil 3. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Buharlaşma Sıcaklığına Göre Çevrimde Dolaşan Soğutucu Akışkan Debisi



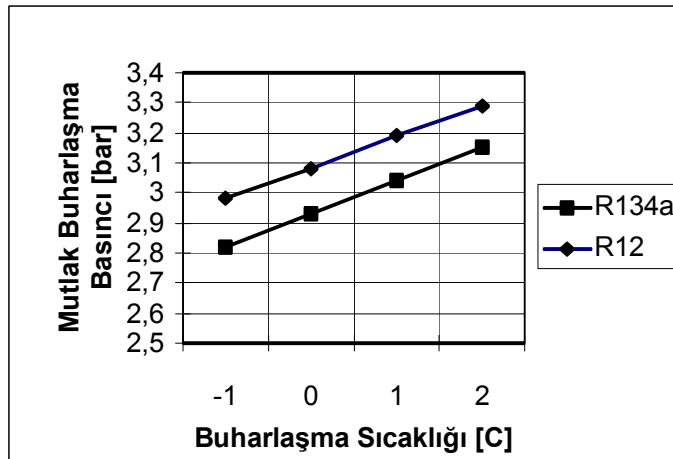
Şekil 4. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Evaporatör Yüğüne Göre Çevrimde Dolaşan Soğutucu Akışkan Debisi



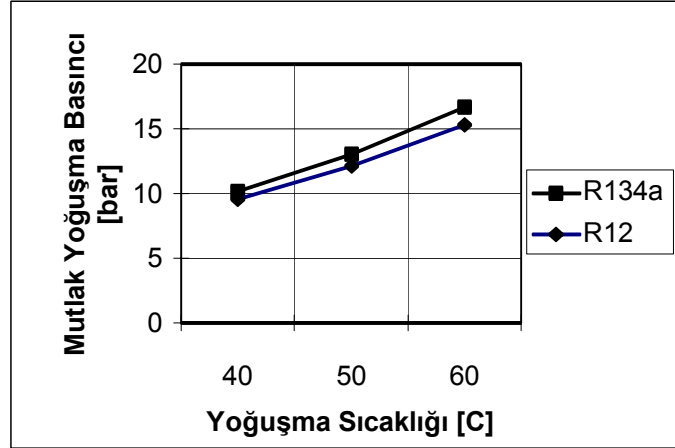
Şekil 5. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Buharlaşma Sıcaklığına Göre Kompresör Çıkışındaki Soğutucu Akışkan Sıcaklığı



Şekil 6. R12 ve R134a ile Çalışan Otomobil Klimalarında Buharlaşma Sıcaklığına Göre Sıkıştırma Oranları



Şekil 7. Buharlaşma Sıcaklığına Göre R12 ve R134a'nın Buharlaşma Basınçları



Şekil 8. Yoğuşma Sıcaklığına Göre R12 ve R134a'nın Yoğuşma Basınçları

Şekil 1'de gösterilen soğutma tesir katsayısı değerleri incelendiğinde, R12'li sistemin R134a'lı olandan yaklaşık %2-3 daha yüksek değerler verdiği anlaşılmaktadır. Kompresörün motordan aldığı mekanik güç sabit kabul edilirse, soğutma tesir katsayısındaki düşmenin, aynı oranda soğutma yükünü de azaltacağı söylenebilir.

Şekil 2 yardımıyla, 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.

3.5 kW'lık sabit soğutma yükünü karşılamak için, çevrimde dolaşması gereken soğutucu akışkan debisinin buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 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 4'de, otomobil klimalarında karşılaşılabilecek evaporatör yük aralığı için iki farklı sistemdeki kütleli debi değişimi görülmektedir. Şekil 5'den, basma hattı sıcaklığının, R12'li sistemlerde R134a'lı olanlardan yaklaşık 4°C yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 6'dan ise, R134a'nın R12'den daha yüksek sıkıştırma oranları gerektirdiği anlaşılmaktadır. Şekil 7'den otomobil klimalarında karşılaşılan buharlaşma sıcaklığı aralığında, R12'nin buharlaşma basıncının R134a'ya göre daha büyük olduğu görülmektedir.

Şekil 8'de, yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak iki farklı soğutucu akışkanın yoğuşma basınçları gösterilmiştir. R134a'nın yoğuşma basıncının R12'ye kıyasla daha büyük olduğu görülmektedir. Bu durumun, R134a'ya dönüştürülen sistemlerde basma hattı basıncına maruz parçalar üzerinde ek gerilmelere ve kaçaqlara neden olacağı açıktır.

## 5.SONUÇ

Ozon tahribatı ve çevreye olumsuz etkileri yüzünden Montreal Protokolü ile üretim ve kullanımları denetim altına alınan soğutucu akışkanlardan biri olan, R12 soğutucu akışkanı otomobil klima sisteminde yerini R134a soğutucu akışkanına bırakmıştır. Yapılan bilgisayar simülasyon programı yardımıyla teorik olarak, dönüşüm sonrası her iki soğutucu akışkan için performans parametrelerinin nasıl değiştiği belirlenmiştir. Seçilen değerlere göre, soğutma tesir katsayısı değerlerine bakıldığında, R12'li sistemin R134a'lı sistemden yaklaşık %2-3 daha yüksek olduğu ve bunun sonucunda sistemin soğutma kapasitesinde bir azalma olduğu görülmektedir. Yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak yoğuşma

basınçları incelendiğinde, R134a yoğuşma basıncının R12'den daha yüksek olduğu ve bunun sistemi yüksek bir basma hattı basıncına maruz bırakacağı açıktır. Bir diğer önemli husus da, R134a'nın R12'ye oranla aynı soğutma yükünde şekilden de görüldüğü üzere yaklaşık % 18-20 daha düşük bir kütleli debi ile çalışabilmesidir. Bu nedenle R134a'ya dönüşümü yapılan sisteme, R12 şarjının %75-90'ı kadar R134a yüklemek yeterli olmaktadır. Ayrıca, her iki sistemde de 3.5 kW olarak belirlenen soğutma yüküne karşılık, gerek duyulan kompresör güçleri karşılaştırıldığında, R134a'nın R12'den daha fazla bir kompresör gücü gerektirdiği anlaşılmaktadır.

## KAYNAKLAR

- [1] WILSON, D.P., BASU, R.S., "Thermodynamic Properties of A New Stratospherically Safe Working Fluid Refrigerant 134a", Ashrae Transaction, 94(2), 2095, 1988
- [2] DOWNING, R.C., "Refrigerant Equations", Ashrae Transactions, 80(2), 158-169, 1974
- [3] "Klea 407C (Klea 66) Data Sheet"
- [4] "Retrofitting with Non-CFC Substitutes", Industry and Environment, 1994
- [5] ÇENGEL, Y.A., MICHAEL, A.B., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", 1996, 812-817
- [6] BLACK, Z.B., "Thermodynamics", Harper Collins Publishers, 1991, A-95-A-103

## ÖZGEÇMİŞLER

### Dilek Özlem ESEN

1972 yılında İzmit'te doğdu. İlk ve orta öğrenimini İzmit'te tamamladı. 1994 yılında, Trakya Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliğinden lisans derecesi aldı. 1995 yılında Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümüne araştırma görevlisi olarak atandı. 1997 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Isı-Enerji Anabilim dalında yüksek lisans derecesi aldı. Aynı yıl doktora programına başladı. Halen Kocaeli Üniversitesi'nde, aynı bölümde doktora çalışmalarına devam etmekte ve araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.

### Murat HOŞÖZ

1967 yılında Bursa'da doğdu. 1988 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde lisans, 1990 yılında İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Anabilim Dalı Enerji Programında Yüksek Lisans eğitimini tamamladı. Uludağ Üniversitesinde Araştırma Görevlisi, Kocaeli Üniversitesinde Öğretim Görevlisi olarak çalıştı. İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Programında 1999'da tamamladığı Doktora Eğitiminden bu yana Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünde Yardımcı Doçent olarak çalışmaktadır.