

Otomobil Isı Pompasının Deneysel Analizi

Mehmet DİREK*
Murat HOŞÖZ**

Özet

Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a ve ısı kaynağı olarak çevre havası kullanılan bir otomobil ısı pompasının deneysel performans analizi gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla, kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme valfi ile filtre/kurutucudan oluşan orijinal otomobil kliması sistemine, kışın farklı yönde çalışma olanağı sağlayan dört yollu valf ve iki farklı çalışma durumu için soğutucu akışkan akışını düzenleyen çek valflerin ilavesi ile otomobil ısı pompası deney düzeneği elde edilmiştir. Sistem, kompresör hızı 750, 1000 ve 1250 dev/dak değerlerinde sabit tutularak, çeşitli çevre ve dönüş havası koşullarında test edilmiştir. Gerçekleştirilen 40'ın üzerindeki deneyden toplanan verilerin değerlendirilmesi sonucu, iç ünite çıkışındaki hava akımı sıcaklıklarının, bu havanın gönderileceği otomobil yolcu kabini içinde yeterli ısı konfor sağlayabileceği ve otomobil ısı pompası sisteminin kış şartlarında ısıtma amaçlı kullanılabilirliği görülmüştür. Ayrıca otomobil ısı pompası sisteminden oldukça yüksek ısıtma tesir katsayısı değerleri elde edilmiştir. Sistemin performansının, kullanılan evaporatör ve kondenserin yeniden dizaynı ve ısı kaynağı olarak hava yerine motor soğutma suyu seçilmesi ile daha da iyileştirilebileceği tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Otomobil ısı pompası, taşıtlarda ısıtma, otomobil iklimlendirmesi, R134a, ısıtma tesir katsayısı.

1. GİRİŞ

Otomobillerde yolcu kabini içine gönderilen havanın şartlandırılması (soğutulması ve neminin alınması yada ısıtılması), yaz mevsiminde buhar sıkıştırılmalı soğutma prensibi şekline göre çalışan otomobil kliması ile yapılmakta; kışın ise ısıtma amacıyla motor soğutma suyundan çekilen ısıdan faydalanılmaktadır. Ancak bu durumda ısıtma ve soğutma amaçları için ayrı iki ısı değiştiricisi (evaporatör ve kalorifer peteği) kullanılmakta; bu ise taşıtın ağırlığını arttırdığı gibi başka amaçlar için kullanılacak faydalı hacmi azaltmaktadır. Ayrıca taşıtın harekete geçmesi esnasında motor soğuk olduğundan ilk andaki ısıtma ihtiyacı karşılanamamakta, motor soğutma suyu sıcaklığı yükselene kadar yolcular yeterli düzeyde ısınamamaktadır. Bunun yanında, özellikle soğuk havalarda taşıtın yüksek hızlarda

seyir halinde olduğu durumlarda motor soğutma suyu sıcaklığı düştüğü için, yine taşıt içinde ısı konforun gerektirdiği sıcaklıklara çıkılamamaktadır. Ayrıca önümüzdeki yıllarda motor verimlerinin artması sonucu ısıtma ihtiyacı için kullanılacak atık ısının azalmasından dolayı, özellikle dizel motor kullanılan araçlarda yolcu kabini için ısı ihtiyacı yeterince karşılanamayacaktır.

Yukarıda bahsedilen durumlarda yolcu kabini tek başına ısıtmak veya kabine ek ısı verebilmek için, otomobil klimasında bulunan soğutma çevriminin kış şartlarında ters yönde çalıştırılarak ısı pompası görevi yapması ve aracın içine gönderilen havanın, kışın ters çalışma nedeniyle kondenser haline gelmiş ısı değiştiricisinden geçerken ısınması sağlanabilir. Soğutma çevriminden kışın ısı pompası olarak faydalanılması,

* Teknik Öğretmen.

** Yrd. Doç. Dr., Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü.

peteğin kullanılmasını kısmen veya tamamen ortadan kaldırılabılır. Isı pompası sistemine sahip araçlarda ısıtıcı peteğin bulunması durumunda, motor soğutma suyu sıcaklığını sezen bir termostat, su sıcaklığının düşük olduğu aracın ilk hareket anında ve düşük sıcaklık-yüksek seyir hızı durumlarında mevcut ısıtma sistemini destekleyecek şekilde ısı pompasının çalışmasını sağlar. Bu yeni yöntemde, araçtaki mevcut taşıt klimasından faydalanılmakta ve klima soğutma çevrimine maliyeti düşük birkaç elemanın ilavesi ile sistemden ısıtma amacıyla yararlanılmaktadır.

Isı pompalarının evsel kullanımı ilk olarak 1927 yılında gerçekleşmesine rağmen, bu ısıtma yöntemi 1990'lı yılların başına kadar araçlarda kullanılmamıştır. Otomobil klima endüstrisi rekabete dayalı gelişen bir teknoloji olup, taşıtlarda havanın şartlandırılması ile ilgili çalışmalar sınırlı sayıdadır. Mevcut çalışmaların da genellikle konfor soğutması üzerinde yoğunlaştığı görülmektedir. Otomobil ısı pompası kullanımı üzerine çalışmalar çok daha az olup, bunlardan başlıcaları aşağıda belirtilmektedir.

Domitrovic ve arkadaşları (1997), soğutucu akışkan olarak R12 ve R134a kullanabilen bir otomobil ısı pompası için bilgisayar simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Sistem soğutma amaçlı kullanıldığında, artan çevre sıcaklığı ile sistemin soğutma tesir katsayısı (STK) değerinin azaldığını, ısıtma amaçlı kullanıldığında ise ısıtma tesir katsayısının (ITK) arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının, ısıtma ve soğutma amaçlı kullanımlarda birbirine yakın sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Bunun yanında, otomobil ısı pompası için ITK'nin, soğutma amaçlı kullanımda buldukları STK'dan daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Mager (2002), soğutucu akışkan olarak CO₂ gazı kullanılan bir otomobil ısı pompasının deneysel per-

soğutma ile ısıtma çalışmaları için R134a ve CO₂ akışkanlarının birbirlerine göre üstünlüklerini tespit etmiştir. CO₂ akışkanının, otomobil ısı pompası çalışması durumu için R134a'ya kıyasla daha iyi ısıtma performansı ve daha düşük yakıt tüketimi sağladığını belirlemiştir.

Bu çalışmada ise, normalde yaz iklimlendirmesi yapmak amacıyla tasarlanmış bir otomobil klima sisteminin soğutma çevrimi ters yönde çalıştırılmış ve böylece sistem iç ünitesinin kondenser görevi yaparak dış yüzeylerinden geçirilecek bir hava akımını ısıtması sağlanmıştır. Yolcu kabini ısıtmak amacıyla kullanılabilecek bu sistemin çeşitli performans parametreleri, kompresör devri, çevre havası sıcaklığına ve iç üniteye giren hava sıcaklığına göre belirlenerek grafikler halinde sunulmuştur.

2. DENEY TESİSATININ TANITIMI

Otomobil ısı pompası deney düzeneği, şematik olarak Şekil 1'de gösterilmiştir. Deney düzeneği; kompresör, kondenser, evaporatör, termostatik genleşme valfi ve filtre kurutucudan oluşan orijinal otomobil kliması sistemine ayrıca dört yollu valf, termostatik genleşme valfi, filtre/kurutucu ve iki farklı durum için soğutucu akışkan akışını düzenleyen 4 adet çek valf ilavesi yapılarak, yaz ve kış durumları için iki farklı çalışma yönü sağlayacak şekilde hazırlanmıştır. Deney düzeneğinin soğutma çevrimi bileşenleri bakır borular vasıtasıyla birleştirilmiş ve bakır boru dış yüzeyleri elastomerik boru yalıtım malzemesiyle yalıtılmıştır.

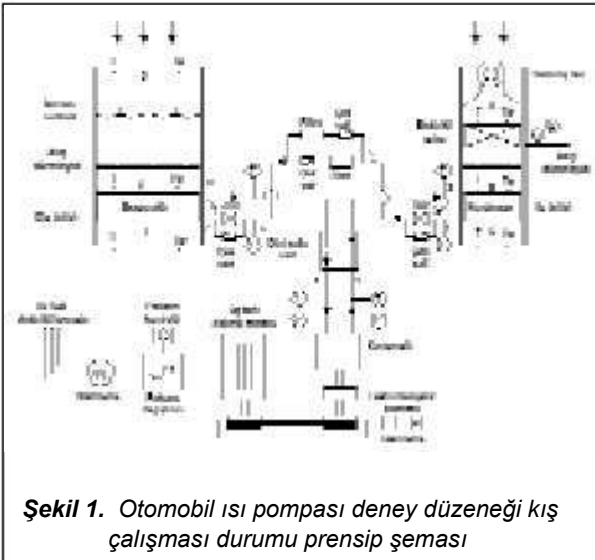
Deneysel otomobil ısı pompasında kompresörün çalıştırılması, üç fazlı akımla beslenen 4 kW gücünde, nominal devri 1425 dev/dak olan asenkron elektrik motoru tarafından kayış-kasnak mekanizması aracılığıyla sağlanmıştır. Elektrik motoru hız kontrolü ve dolayısıyla kompresör devrinin kontrolü için bir frekans dönüştürücü kullanılmıştır. Potansiyometre yardımıyla frekans dönüştürücü çıkış frekansı değiştirilerek, kompre-

sörün istenilen devirde çalışması sağlanmıştır. Isı pompasının kondenseri, kesiti 40x65 cm ve boyu 100 cm olan bir hava kanalı çıkış bölümüne yerleştirilerek, ikiz fan tertibatı ile havanın kondenser dış yüzeylerinden geçmesi sağlan-

ile normalde şartlandırılan ortama gönderilecek hava akımının iç üniteneden geçerken ısıtılması sağlanmıştır.

Sistemde kapasite kontrollü Visteon marka val-

kondenser dış yüzeylerinden geçmesi sağlanmıştır. Fanların kontrolleri, çıkış voltajları değiştirilebilen doğru akım güç kaynakları ile yapılmıştır. Ayrıca kanal içine, hava akışını üniformlaştırmak amacıyla delikli plaka şeklinde bir akış düzenleyici monte edilmiştir. Deneysel düzende, yaz durumunda hava akımından ısı çeken evaporatör, kışın ise hava akımına ısı atan kondenser vazifesi gören iç ünite serpantini, kesiti 24x24 cm ve boyu 100 cm olan bir hava kanalının çıkış bölümüne yerleştirilmiştir. İç ünite girişinde istenen hava sıcaklığı, kanal içersine 2 kW güce sahip elektrikli ısıtıcı bağlanarak sağlanmıştır. Hazırlanan bir dimmer devresi ile elektrikli ısıtıcının kontrolü yapılmıştır. Yeterli debide hava akımı, kanal girişine monte edilen 200W gücünde bir santrifuj fan tarafından sağlanmıştır. Şekil 1'de gösterilen soğutucu akışkan akım yönlerinin sağlanabilmesi için, sistemin yaz klimasından farklı şekilde çalışması gerekmektedir.



Bu amaçla, dört yollu valf enerjilendirilmiş ve kompresörden çıkan soğutucu akışkan, dört yollu valf tarafından iç üniteye yönlendirilmiştir. Böylece iç ünitenin kondenser görevi görmesi ve yoğunlaşmakta olan soğutucu akışkandan atılan ısı

Sistemde kapasite kontrolü, Vitecon marka yapılı plakalı ve beş silindri bir kompresör kullanılmıştır. Evaporatördeki (dış ünite) buharlaşma sıcaklığı, kapasite kontrol sistemi tarafından -2.5°C değerinin altına düşürülmemiş, böylece evaporatör serpantini üzerinde buzlanma oluşumu önlenmiştir. Buharlaşma sıcaklığının düşük devirlerde -2.5°C 'ye düşmesi nadir bir durum olup, yüksek devirlerde bu sıcaklığa kolayca ulaşılmaktadır. Bu durumda kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi nedeniyle ısı pompası sürekli rejimden uzaklaştığından, 1250 dev/dak üzerindeki hızlarda test çalışması yapılmamıştır.

Sistemin performansını belirleyebilmek amacıyla, soğutma çevrimi üzerinde önemli noktalarda soğutucu akışkan sıcaklığı, hava akımlarının çeşitli noktalardaki kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, soğutucu akışkan basınçları, elektriksel güç ve hava hızı ölçümleri yapılmıştır. Ölçüm sonuçlarına göre bulunan değerler, aşağıdaki alt bölümde verilen denklemlerde kullanılmıştır.

3. TERMODİNAMİK ANALİZ

Kondenserden (iç ünite) geçen hava akımı hızı anemometre kullanılarak ölçülmüştür. Ölçülen hava akımı hızlarının ortalaması alınarak kondenserden geçen havanın ortalama hızı bulunmuştur. Ortalama hava hızının kondenser kesitiyle çarpılmasıyla, kondenserden geçen havanın hacimsel debisi aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\dot{V}_{h,kond} = A \times V_{ort,kond} \quad (1)$$

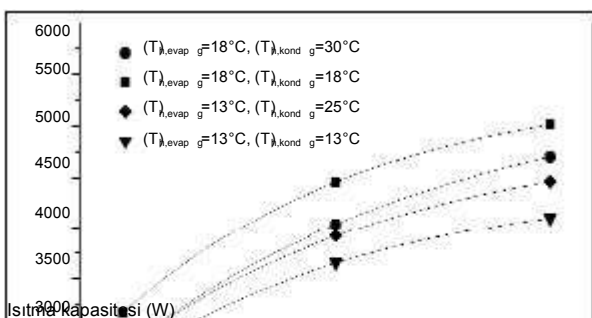
Kondenser çıkışındaki havanın kütleli debisi ise, hacimsel debi ile hava yoğunluğunun çarpımından elde edilebilir:

$$\dot{m}_{h,kond} = \dot{V}_{h,kond} \times \rho_{A,kond} \quad (2)$$

Evaporatör (dış ünite) çıkışındaki havanın kütleli debisi ise, hava yoğunluğu ile hacimsel debi çarpımından bulunabilir:

$$\dot{m}_{h,evap} = \dot{V}_{h,evap} \times \rho_{F,evap} \quad (3)$$

Kondenserde hava akımına atılan ısı, başka bir



değişle sistemin ısıtma kapasitesi, kondenser den geçen hava akımı kütleli debisi ile havanın entalpi farkı yardımıyla,

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r (h_B - h_C) \quad (4)$$

denklemden bulunabilir. Bu durumda soğutucu akışkan kütleli debisi,

$$\dot{m}_r = \dot{Q}_{kond} / (h_3 - h_4) \quad (5)$$

denklemden bulunur. Kompresörde soğutucu akışkana verilen güç ise,

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (6)$$

ifadesinden bulunabilir.

Sistemin enerjiyi kullanmadaki başarısı, ısıtma tesir katsayısı ile belirlenir. Bu katsayı harcanan birim mekanik güç başına yapılan ısıtmayı göstermekte olup,

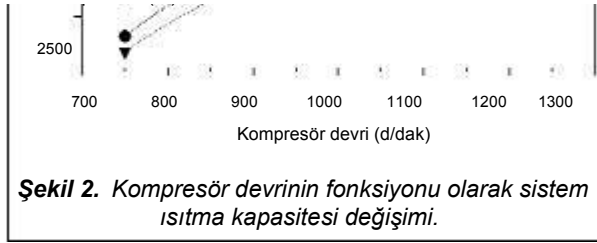
$$ITK = \dot{Q}_{kond} / \dot{W}_{komp} \quad (7)$$

denklemleri ile ifade edilir.

Deneylerden alınan datalar, yukarıda belirtilen denklemlerin düzenlenmesiyle hazırlanan bir Visual Basic programına girilmiş ve hesaplamalar bu program yardımıyla yapılmıştır. Soğutucu akışkan ve hava spesifik entalpileri ise, Cool Pack programından elde edilmiştir.

4. DENEY SONUÇLARI

Şekil 2 ve 6 arasındaki grafiklerde, kompresör devrinin çeşitli performans parametrelerine etkisi gösterilmiştir. Deneyler sırasında, kondensere

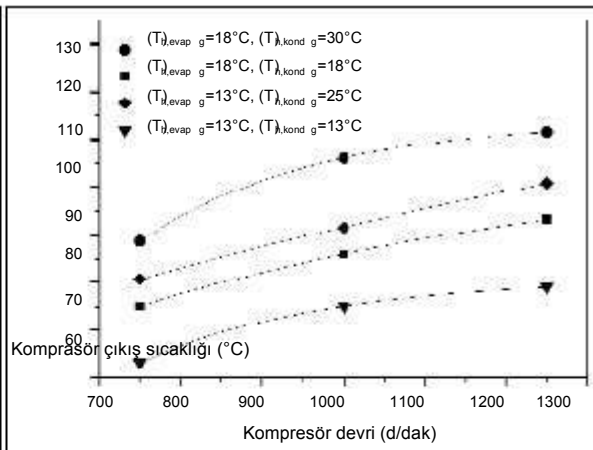
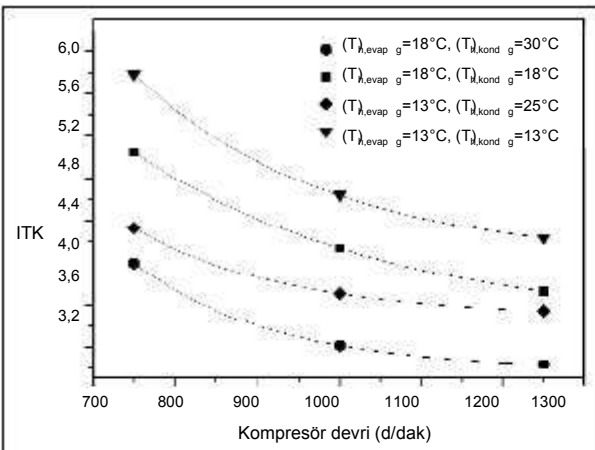


Şekil 2. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistem ısıtma kapasitesi değişimi.

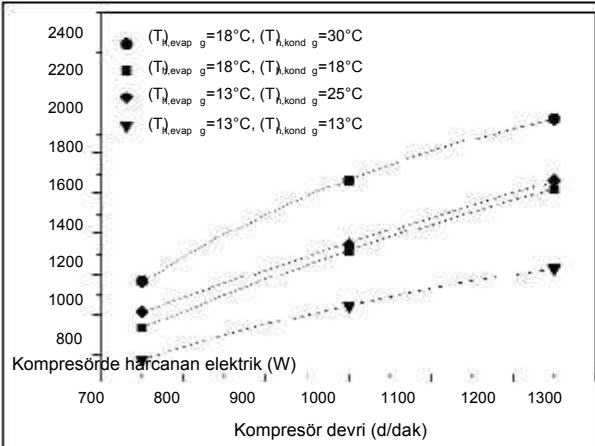
(iç ünite) giren hava sıcaklıkları 13, 18, 25 ve 30 °C olarak sabitlenmiştir. Sistemde evaporatöre (dış ünite) giren hava sıcaklıkları ise 13 ve 18 °C olarak belirlenmiştir. Deneyler sürekli rejimde ve kompresör devri 750–1250 dev/dak arasında çeşitli değerlerde sabit tutularak yapılmıştır.

Şekil 2’de, dört farklı dönüş havası sıcaklığı için, kompresör devrinin fonksiyonu olarak, sistem ısıtma kapasitesinin değişimi gösterilmiştir. Artan kompresör devirlerinde, sistem ısıtma kapasitesinin yükseldiği görülmektedir. Ayrıca kondensere (iç ünite) giren hava sıcaklıklarının düşmesiyle, sistem ısıtma kapasitesinin azaldığı da anlaşılmaktadır.

Şekil 3’de kompresör devrinin fonksiyonu olarak, çeşitli dönüş havası sıcaklıklarında, ITK’nın değişimi görülmektedir. Bu grafikten, artan kompresör devirlerinde ITK’nın düştüğü, çevre sıcaklıklarının azalmasıyla da ITK’nın yükseldiği görülebilir. Bununla birlikte, Şekil 2 ve 3 birlikte incelendiğinde, yüksek ITK ile çalışmanın, düşük ısıtma kapasitesi ile mümkün olabileceği görülmektedir. Ayrıca dönüş havası sıcaklığı düştüğünde, sistemin ITK değeri yükselmektedir. Isıtma durumunda bulunan ITK değerleri, soğutma durumu için kullanılan soğutma tesir katsayısına (STK) göre, kompresörde eklenen ilave ısıdan dolayı daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 3. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak sistem ısıtma tesir katsayısının değişimi.

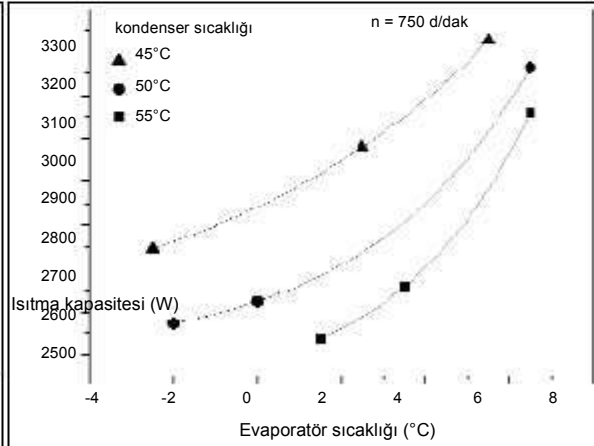


Şekil 4. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresörü çalıştıran elektrik motorunun çektiği gücün değişimi.

Şekil 4'de, kompresörü çalıştıran elektrik motorunun harcadığı elektriksel gücün kompresör devrine göre değişimi görülmektedir. Elektriksel güç, analog bir Wattmetre ile ölçülmüş olup, dönüş kompresör devri ve dönüş havası sıcaklıklarıyla birlikte bu gücün de azaldığı görülmektedir. Harcanan elektriksel güç, kompresörde soğutucu akışkana verilen mekanik sıkıştırma gücü ile orantılı olmaktadır. Ayrıca, sistemin ısıtma kapasitesi azaldıkça daha az elektriksel güç tükettiği anlaşılmaktadır.

Şekil 5'de kompresör devrinin fonksiyonu olarak, kompresör çıkış sıcaklığının değişimi gösterilmektedir. Çevre havası ve dönüş havası sıcak

Şekil 5. Kompresör devrinin fonksiyonu olarak kompresör çıkış sıcaklığının değişimi.



Şekil 6. Buharlaşma sıcaklığının fonksiyonu olarak sistem ısıtma kapasitesinin değişimi.

lıklarının artmasıyla, kompresör çıkış sıcaklığının da arttığı görülmektedir. Kompresör devri ile çevre ve dönüş havası sıcaklıklarının artmasıyla, kondenserdeki yoğuşma sıcaklıkları da artmaktadır. Bu ise, kompresör çıkış sıcaklıklarının yükselmesine yol açmaktadır. Yüksek kompresör çıkış sıcaklıkları ise kompresör yağının termal bozulma riskini arttırmakta ve sonuçta kompresörün ömrünü azaltmaktadır. Ancak sistemin ısıtma amaçlı kullanımında karşılaşılan yoğuşma sıcaklıkları, soğutma amaçlı kullanımına göre daha düşüktür. Bu sebepten dolayı kompresör çıkış sıcaklıkları da soğutma amaçlı kullanımına göre daha düşük olmaktadır.

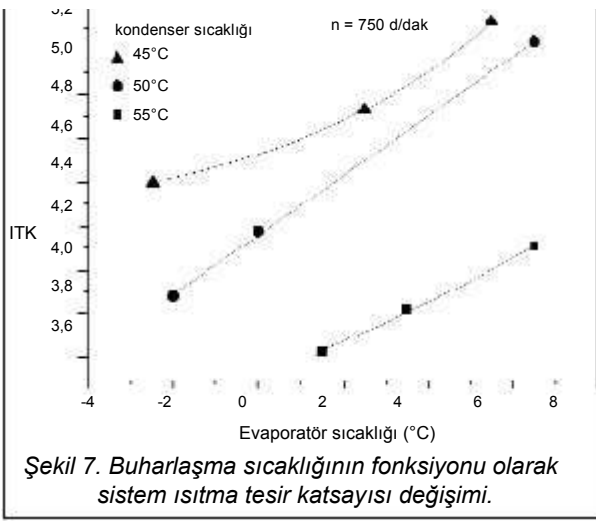
Evaporatördeki buharlaşma sıcaklığının çeşitli

performans parametrelerine etkisi, Şekil 6 ve 7'deki grafiklerde görülmektedir. İlgili grafiklerdeki datalar, kondenserdeki yoğuşma sıcaklığının 45, 50 ve 55 °C, kompresör devrinin ise 750 dev/dak değerinde sabit tutulmasıyla yapılan deneylerden elde edilmiştir. Şekil 6'da buharlaşma sıcaklığının fonksiyonu olarak sistem ısıtma kapasitesinin değişimi görülmektedir. Buharlaşma sıcaklığının artmasıyla, sistemde soğutucu akışkan kütle debisinin yükselmesinden dolayı, ısıtma kapasitesinin de yükseldiği görülmektedir.

Şekil 7'de buharlaşma sıcaklığının fonksiyonu olarak, sistemin ısıtma tesir katsayısının değişimi görülmektedir. Bu grafikten, buharlaşma sı

muştur. Sistem, çeşitli kompresör devirleri ile çevre ve dönüş havası sıcaklıklarında test edilmiştir. Yapılan deneyler sonucu elde edilen bulgular, aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Kompresör devrinin artmasıyla, ısıtma kapasitesinin yükseldiği, buna karşılık sistemin ısıtma tesir katsayısının azaldığı tespit edilmiştir.
- Artan kompresör devri ile, kompresörde soğutucu akışkana verilen sıkıştırma işinin ve basma hattı sıcaklığının arttığı görülmüştür.
- Artan buharlaşma sıcaklığı ile, sistemin ısıtma kapasitesinin ve ısıtma tesir katsayısının yükseldiği belirlenmiştir.
- Yazın soğutma amacıyla kullanılan otomobil klimasının, yapılan ilaveler ile kışın ısıtma ama



çaklığındaki artışa paralel olarak ITK'nın da arttığı anlaşılmaktadır. Sistem ITK değeri, artan buharlaşma sıcaklığıyla birlikte kompresördeki sıkıştırma işine göre ısıtma kapasitesinin daha hızlı artması nedeniyle, buharlaşma sıcaklığıyla birlikte yükselmektedir.

5. SONUÇLAR

Otomobil kliması bileşenlerine, iki farklı yönde soğutucu akışkan akımı sağlamak amacıyla düşük maliyetli birkaç eleman ilavesi ile, deneysel bir otomobil ısı pompası deney düzeneği kurul

cıyla kullanılabileceği; ancak aşırı soğuk hava şartlarında ısı konforun sağlanabilmesi için, motor soğutma suyu ısısından yararlanan orijinal ısıtma sisteminin de devrede tutulması gerektiği anlaşılmıştır.

Otomobil ısı pompasının başarısı, ısı kaynağı olarak çevre havası yerine motor soğutma suyu veya egzoz gazlarının kullanılması durumunda daha da artacaktır. Ayrıca klima sisteminde kullanılacak evaporatörün ısı pompası sisteminde kondenser görevini daha başarılı yapabilmesi için, daha büyük ısı transferi alanına sahip olacak şekilde yeniden dizayn edilmesine gerek vardır. Bu sistemin, ileride yüksek verimleri nedeniyle çevreye daha az ısı atan araçlarda veya hava soğutmalı motorlara sahip araçlarda yaygın olarak kullanılabileceği tahmin edilmektedir.

KAYNAKLAR

- Domitrovic, R.E., Mei, V.C., Chen, F.C. 1997. Simulation of an Automotive Heat Pump. ASHRAE Transactions; 103 (2): 291–296.
- Mager, R. 2002. Experience of a R744 Fleet Test, Automotive Alternative Refrigerant System Symposium. SAE. USA.