

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi şarj dağılımının deneysel incelenmesi

Bekir ÖZYURT*, **A. Nilüfer EĞRİCAN**

İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Programı, 34469, Ayazağa, İstanbul

Özet

Bu çalışmada R600a ile yapılan deneylerle sistem çalışma şartlarını daha iyi anlaşılmasını sağlamak amacıyla sistem elemanlarındaki şarj dağılımı ve çeşitli parametrik değişimlerin bu dağılıma etkileri incelenmiştir. Bu amaçla iki farklı deney düzeneği kurulmuştur; ilk deney düzeneği yük hücreleri ile ısı değiştiricilerin sürekli tartılması prensibine dayanmaktadır. İkinci düzenek ise soğutma sistemi elemanlarında şarjin çevrimin belli bir anında vanalar yardımıyla birbirinden ayrılarak büyük bir tanka genişletilmesi ile aşırı kızmış şartlara geçmesi ve sıcaklık, basınç değerleri yardımıyla yoğunluğunun hesap edilmesi prensibine dayanmaktadır. Bu deney düzenekleri ile sürekli çalışma ve çevrimsel çalışma durumlarındaki şarj dağılımları yanı sıra toplam şarj miktarı, değişken kapasiteli kompresör kullanımı ve çevrim süresi değişimlerinin soğutma sistemi elemanlarında biriken şarj miktarı tespit edilmiştir. Farklı toplam şarj miktarı ile yapılan deneysel çalışmalar eleman bazında incelendiğinde en önemli değişimin buharlaştırıcı şarj miktarlarında olduğu görülmektedir. Bu sonuçlardan sistemin çalışması için yeterli belli bir şarj değerinin üstünden yapılan değişikliklerin direk olarak buharlaştırıcı doluluk oranı üstünde etkili olduğu diğer elemanların belirli bir denge içinde çalışmaya devam ettikleri görülmektedir. Isı değiştirici hesaplamalarından seçilen boşluk oranı korelasyonu kararlı halde soğutma sistemi performansını hesaplandığı bir soğutma sistemi modelinde sistem elemanlarındaki şarj miktarının hesaplanması için kullanılmıştır. Deney sisteminden telli borulu ısı değiştiricili bir derin dondurucu için ölçülen değerler kararlı hal modeli sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada vana deney düzeneği için olan ölçümlerin model sonuçları ile uyumlu olduğu, yük hücresi deney düzeneği ile buharlaştırıcıda şarj miktarını daha yüksek ölçüldüğü görülmektedir.

Anahtar Kelimeler: *Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, R600a, buharlaştırıcı, yoğusturucu.*

*Yazışmaların yapılacağı yazar: Bekir ÖZYURT. bekir.ozyurt@arcelik.com; Tel: (216) 585 84 42.

Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Programı'nda tamamlanmış olan "Soğutma sisteminin dinamik modellenmesi ve şarj dağılımının deneysel incelenmesi" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale metni 16.01.2009 tarihinde dergiye ulaşılmış, 02.03.2009 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 31.07.2010 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

Experimental investigation of charge distribution and dynamic modeling of refrigeration

Extended abstract

Vapor compression refrigeration cycle is widely used in industrial and residential refrigeration systems. The system performance is seriously affected by refrigerant selection and amount used as well as choice of cycle components like compressor, evaporator, and condenser. One major milestone for the refrigeration industry is discovery of CFC's at 1930's. CFC's make excellent choice for vapor compression refrigeration with their high molecular weight and non-flammability properties. At 1987 the use of CFC's are limited because of their effects on Ozone layer by Montreal Protocol. In 1990 R134a is launched as a HFC class refrigerant, but the HFC's still have a high global warming potential value beside their suitable ozone depletion potential values. The following years HC's and specially R600a are became popular for small refrigeration systems, because only negative property of R600a is flammability is not a big concern in small amounts.

In this study, for better understanding of vapor compression refrigeration system working conditions, the charge distribution at the system components and effects of different parameters to this distribution is investigated with R600a refrigerant. The charge distribution measurement methods expect complicated and expensive ones depend on weighting methods. The separate and weight method usually needs more time and workforce. Two experimental setups are prepared for this purpose; first one is extended version of balance system in literature with replacing balance with load cells that have a higher precision. This system gives rapid results for the measurement but needs a data reduction process for frost formation and waves formed by hanging system. Second setup is based on principle of expanding the refrigerant, closed in components by quick closing valves at a specified moment of the cycle. The refrigerant amount can be easily calculated from pressure and temperature values for the expanded gas that have superheated condition. A computer program developed in the study controls the pressure stabilization, reaching steady conditions, closing of valves at the desired data point and expanding of component charges to the tank one by one. The measurement of one data point takes nearly 8-10 hours, and measurement of an on-off cycle with

lots of data points take more than a week. But the data obtained are more precise than the other system and includes results about dryer and compressor gas volume.

The refrigerant distribution is measured under steady state and cyclic working conditions, and effect of parameters like total charge value, use of variable capacity compressor and different cycle times with these setups. The experiments for different total charge values show that the maximum change is in evaporator. The value of 35 g for 75 grams total charge decreases to 24 g for 57 g total charge. The other measured charge from components like dryer, compressor volume, and calculated charge dissolved in compressor oil is not affected by total charge change. The results show that for total charge values over the necessary amount of refrigerant changes the charge load for evaporator and the other components are not affected much. The refrigerant regime in heat exchangers that holds the most of the refrigerant and shows the effect of dynamic working conditions is mostly two-phase conditions. The most important parameter for two-phase charge calculations is void fraction value and assumptions for void fraction correlation. The distributed charge amount is calculated for experimental working conditions and literature void fraction correlations. It is obvious that the selection of void fraction correlation have a major effect on charge amount calculation. The Premoli void fraction correlation based on mass flux value gives best validation with the experimental results. The void fraction correlation chosen from heat exchanger calculations is used for charge predictions in a steady state model that calculates the system performance values. The model can calculate the charge amount for different heat exchanger types. The calculated charge distribution for a freezer with wire and tube heat exchangers is compared with charge measurements from two setups. The model result gives good agreement with the valve experiment setup; the evaporator charge is seemed to over measured by load cell setup. Refrigerant system charge distribution for different conditions is calculated and modeling approach for charge assumptions at design period is developed in this study. The correct assumption about refrigerant charge will obtain a shorter design time and less prototyping work.

Keywords: Vapor compression refrigeration cycle, R600a, evaporator, condenser.

Giriş

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi endüstriyel ve ev tipi soğutma sistemlerinde en sık kullanılan soğutma çevrimidir. Sistem performansı, ana soğutma sistemi elemanları olan kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşurucu ve genleşme cihazlarının seçimi ve boyutlandırılmasına olduğu kadar sisteme yüklenen soğutucu akışkan miktarına da büyük oranda bağlıdır.

1851’de ilk mekanik soğutma cihazının patentlenmesi ve 1902’de Carrier tarafından ilk modern soğutma sisteminin kurulmasından sonra en önemli problem uygun soğutucu akışkanın seçilmesi olmuştur. 1920’lerde mutfaklarda buzdolabı kullanımı artan bir cihaz haline geldi ve 1921 de ABD’de 5000 dolap üretildi ve 10 sene içinde bu sayı 1 milyona kadar çıktı. Artan ihtiyaç, başlangıçta yanıcı, zehirli ve verimsiz gazlar kullanan endüstriyi yeni akışkanlar araştırmaya itti ve beklenen gelişme 1930’da “dichlorodifluoromethane” ya da bilinen adıyla R-12’nin bulunmasıyla gerçekleşti. CFC’lerin bulunması soğutma sektörü için bir devrim niteliği taşımaktaydı. En önemli iki avantajları yüksek molekül kütlesi ve yanıcı olmamalarıydı. Yanıcı olmayan bu soğutkanların kullanımı soğutma endüstrisine büyük bir ivme kazandırdı. Alınan ilk patentlerin iptal olması ile beraber 1961 ve 1971 yılları arasında dünya CFC üretimi yıllık % 8.7 artış ile birlikte yılda bir milyon tonun üstüne çıktı. 1985’de Antarktika’da ozon deliğinin bulunması ve CFC emisyonundaki artışın ozon tabakasına olan zararının kanıtlanması sonucunda 1987’de Montreal protokolü ile 10 yıllık periyot içinde CFC kullanımının % 50 azaltılması kararı alındı. Soğutucu akışkanların çevresel etki değerleri Tablo 1’de verilmiştir. 1990 yılında da HFC R-134a ticari ürün olarak piyasaya sürüldü. 90’lı yıllar boyunca farklı CFC’lerin alternatifi olacak birçok HFC türeviden üretime girdi. Ozon bozma potansiyelinde (ODP) düşüklüğüne rağmen HFC’lerin küresel ısınma potansiyeli (GWP) radyasyon içeriği nedeniyle yine de tatmin edici derecede düşük değildi. HFC’lerin yüksek GWP değerleri uygun soğutkan arayışlarının devam etmesine neden oldu. Uygun bir tercih için beklenen tüm özellikleri biri hariç sağlamakta olan HC’lar ve özellik-

le R600a araştırmalarda ön plana çıktı. Yanıcılık özelliği konusunda ise küçük sistemlerde kullanılan miktarın az olması tehlikeyi azaltmaktadır. Bu verilere dayanılarak son yıllarda özellikle ev tipi soğutucularda Avrupalı üreticiler arasında giderek R600a kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. Artan kullanım ile R600a ile ilgili deneysel veriler oluşturulması ihtiyacı da artmaktadır.

Bu çalışmada R600a ile yapılan deneylerle sistem çalışma şartlarını daha iyi anlaşılmasını sağlamak amacıyla sistem elemanlarındaki şarj dağılımı ve çeşitli parametrik değişimlerin bu dağılıma etkileri incelenmiştir. Bu amaçla iki adet farklı deney düzeneği kurulmuştur; ilk deney düzeneği literatürde tartı üzerine ısı değiştiricilerin yerleştirilmesi ile uygulanan sistemin yük hücreleri ile uygulanmış halidir. İkinci düzenek ise soğuma sistemi elemanlarında şarjın çevrimin belli bir anında vanalar yardımıyla birbirinden izole edilmesini ve büyük bir tanka genişletilmesi ile aşırı kızmış şartlara geçmesi ve sıcaklık ve basınç değerleri yardımıyla yoğunluğunun hesap edilmesi prensibine dayanmaktadır. Bu deney düzenekleri yardımıyla devamlı çalışma durumu ve çevrimsel çalışma durumundaki şarj dağılımları yanında kaynaklarda rastlanmamış olan toplam şarj miktarı, değişken kapasiteli kompresör kullanımı ve çevrim süresi değişimlerinin soğutma sistemi elemanlarında biriken şarj miktarı tespit edilmiştir.

Tablo 1. Soğutucu akışkanların çevresel etkileri (Houghton vd., 1994)

Soğutucu akışkan	R12	R22	R134a	R600a	R290
Sınıf	CFC	HCFC	HFC	HC	HC
Atmosferik ömür (yıl)	130	15	16	<1	<1
Ozon bozma potansiyeli (ODP)	1.0	0 < 07	0	0	0
Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	8500	1700	1300	8	8

Soğutma sisteminde şarjın en önemli kısmını barındıran ve sistem üstünde zaman bağlı şartların gerçek etkisinin takip edilebildiği ısı değiştiricilerde akışın önemli bir kısmı iki-fazlı akış

koşullarındadır. İki fazlı akış koşullarındaki şarj miktarının hesaplanması için en önemli gösterenin boşluk oranı değeri ve boşluk oranının hesaplanması için yapılan kabuller olduğu bilinmektedir. Bu sebeple literatürde yer alan temel boşluk oranı korelasyonları için deneysel şartlarda belirlenmiş olan ısı değiştirici koşulları için dağılımlı şarj miktarı hesaplamaları yapılmıştır.

Isı değiştirici hesaplamalarından seçilen boşluk oranı korelasyonu kararlı halde soğutma sistemi performansını hesaplandığı bir soğutma sistemi modelinde sistem elemanlarındaki şarj miktarının hesaplanması için kullanılmıştır. Bu model ile farklı ısı değiştirici tiplerinde bulunan şarj miktarlarının hesaplanması mümkün olmaktadır. Deney sisteminden telli borulu ısı değiştiricili bir derin dondurucu için ölçülen değerler kararlı hal modeli sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Yapılan çalışmalar ile farklı koşullarda soğutma sistemi şarj dağılımı deneysel olarak tespit edilmiştir. Soğutma sistemi tasarım aşamasında toplam şarj miktarının tespit edilmesini sağlayacak model yaklaşımı geliştirilmiştir

Materyal ve yöntem

Soğutma sistemi çalışma şartlarının daha iyi anlaşılabilmesi, modelleme çalışmaları elde edilecek şarj dağılımı değerinin ve boşluk oranı korelasyonu doğruluğunun tespit edilebilmesi amacıyla ısı değiştiricilerde yer alan şarj miktarının deneysel olarak ölçülmesi planlanmıştır. Komplike ve pahalı ölçme yöntemleri dışında temel ölçüm planı soğutma sistemi elemanlarının sistemden belirli zamanlarda vana ile ayrılması ve tartılması yöntemidir. Bu yöntemin en büyük sıkıntıları zaman bağlı ölçüm için fazla miktarda işgücü gerektirmesi ve bağlantıların sökölüp takılması nedeniyle olası şarj kayıplarıdır (Poggi vd., 2008).

İki fazlı akış ısı transferi ve basınç düşümleri yerel boşluk oranı bilgisinin zorunlu olduğu araştırma alanlarıdır. Hewitt boşluk ölçümleri için; radioaktif emilme ve dağılma, ses hızı, elektro manyetik akış mikrodalga emilimi, ışın

yayınması gibi temellere dayanan metodlardan bahsetmiştir. Mulroy ve Didion (1985) çabuk kapanan vanalar ile bölgelerin ayrılması ve sistemdeki akışkanın tartılması yoluna gitmişlerdir, Kuijpers ve diğerleri (1988) hat üstü ölçümü uygulamıştır, Whalley vana yönteminin basit fakat uygulama zorlukları olan bir sistem olduğunu vurgulamıştır. Genel olarak tüm hat üstü ölçüm yöntemleri uygulanabilir olmanın yanında pahalı ve karmaşık yöntemlerdir, çabuk kapanan vanalar ve tartma ise zaman almakta ve şarj kaybı riski taşımaktadır.

Bu zorlukları aşmak amacıyla iki adet deney düzeneği planlanmıştır. Birinci düzenekteki (Şekil 1) amaç, teknik özellikleri Tablo 2’de verilen yük hücresi yardımıyla sisteme esnek bağlantı ile birleştirilmiş olan elemanın ağırlığının ölçülmesi ile şarj miktarına ulaşılmasıdır.

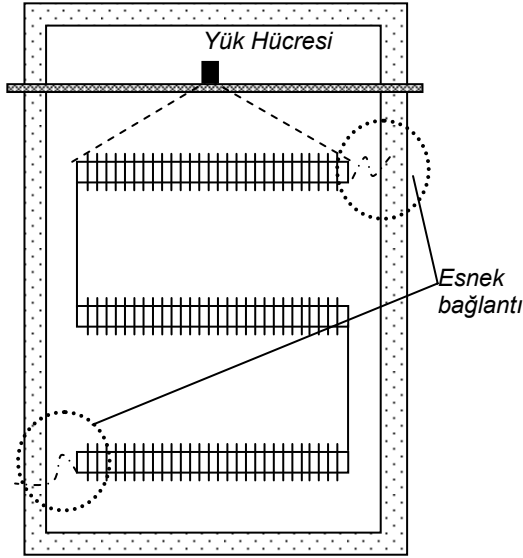
Tablo 2. LCEB-10 Yük hücresi spesifikasyonları

LCEB-10 Yük Hücresi	
Besleme	10 Vdc(15V max)
Çıkış	3 mV/V nominal
Linearity	+0.03% FS
Çalışma sıcaklığı	-55 /90°C
Güvenli aşırı yükleme	150% Kapasite
Malzeme	Yüksek karbonlu çelik
Tekrarlanabilirlik	+0.01% FS

Erik Björk (2005) akışkan kütle ölçümleri için basit bir teknik tanımlanmış ve uygulanmıştır. İlk olarak çabuk kapanan vanalar yardımıyla akışkan ilgilenilen bölgeye hapsedilmekte ve daha sonra aşırı kızma koşuluna gelecek şekilde bir tanka genişletilmektedir. Daha sonra p-vT bağıntılarından kütle hesaplanmaktadır. Teknik bir buzdolabına uygulanmıştır. Sistem tamamen otomatik olarak çalışmaktadır.

İkinci bir deney düzeneği de Şekil 2’de şematik gösterimi yapılmış olan sistem elemanlarının arasına yerleştirilen vanalar ve sisteme bağlı bir tank ile gerçekleştirilmiştir. Çevrimin istenen bir zamanında tüm vanalar otomatik olarak kapatılarak elemanlarda hapsedilecek ve sırayla

tanka genişlemeleri sağlanarak aşırı kızma şartına getirilecekler ve buradan ölçülen basınç sıcaklık değerleri ve hacim yardımıyla miktar belirlenecektir.



Şekil 1. Yük hücresi deney düzeneği

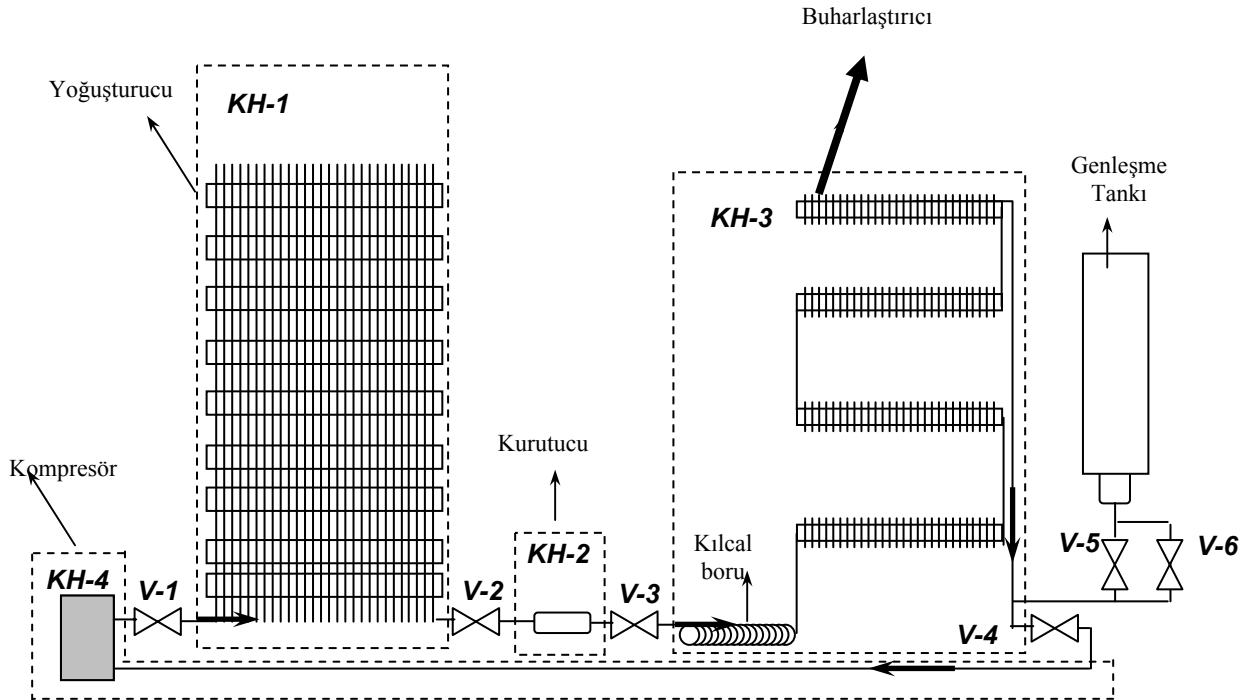
Deneysel çalışma sonuçları

Deney şartları ve deney sonuçlarının derlenmesi

Şekil 2’de gösterilmiş olan vana deney düzeneği

için deney adımları şu şekildedir: Sistemde her bir ölçüm 3 numaralı vananın kapatılması ve kompresörün çalışması ile tankın vakumlanması işlemi ile başlamakta, tank basınç seviyesi 0.1 bar’a düştüğünde tank vanaları kapatılarak 3 numaralı vana açılmakta ve normal çalışma başlamaktadır. Sistem denge noktasına gelene kadar 5 tam çevrim yapması beklenmekte ve her deney noktasında artarak ilerleyen zamanda 1, 2, 3, 4 numaralı vanaların kapatılması ve tank vanalarının 5, 6 açılması ile ölçüm başlamaktadır. Daha sonra sırayla tüm vanalar açılarak ilgili hacimlerin tanka genişlemesi beklenmektedir. Genişlemenin tamamlanması için öncelikli olarak eleman sıcaklığı ile ortam sıcaklığı karşılaştırılması yapılmakta, daha sonra belirlenen adım sayısı beklenmektedir. Tüm hacimlerin genişmesinin ardından vakumlama ile işlem tekrar başlatılmaktadır. Bu işlemlerin otomatik olarak yapılabilmesi amacıyla HP-VEE programlama dilinde sistem üstündeki Vanaların elektromekanik röleler yardımıyla PLC ünitesi üstünden sürülmesini sağlayan bir kontrol sistemi kurulmuştur.

Yük hücresi deney düzeneğinde ise hücre çıkış gerilim sinyalleri bilgisayar yardımıyla toplan-

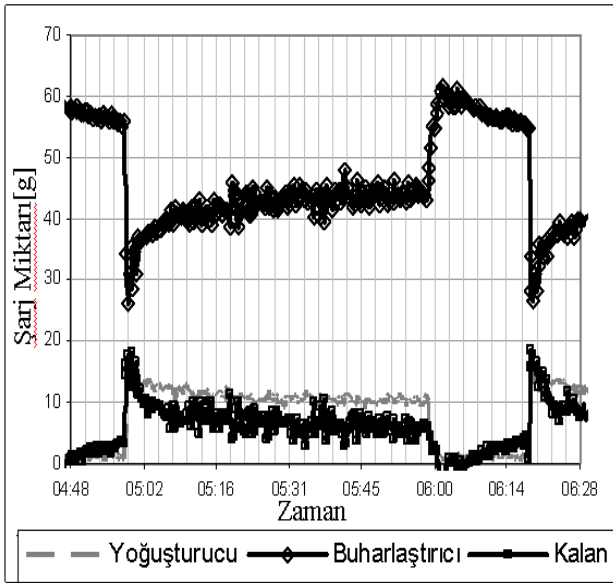


Şekil 2. Vana deney düzeneği

rak ağırlık verisine çevrilmiştir. Yük hücresi deney düzeneği verilerinin analizi için yapılan işlemler şunlardır:

- Kar miktarının çıkarılması için karlanmanın başlangıçtan sonra doğrusal olarak arttığı kabulü yapılmış ve doğrusal değişim gösteren bir eğri çizilerek tüm verilerden çıkarılmıştır.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı için başlangıç denge konumunda sıcaklık ve basınç değerleri incelenerek bu şartlarda kızmış buharın yoğunluğu bulunmuş ve hacim bilgisi yardımıyla başlangıç şarj miktarları bulunmuştur.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıya ait vakum değerleri tüm verilerden çıkarılmıştır.
- Toplam şarj miktarından çıkarılarak yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dışı şarj bulunmuştur.

Yapılan ölçümler ve veri düzenlenmesinin ardından elde edilen çevrimsel şarj dağılımı Şekil 3'te verilmiştir.



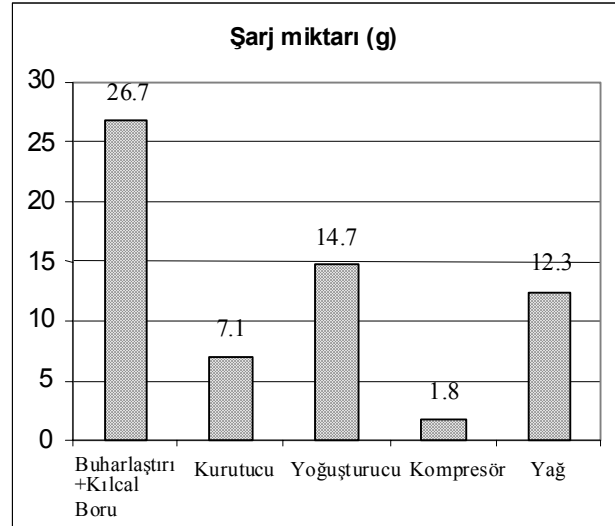
Şekil 3. Yük Hücresi Şarj dağılım ölçümleri

Yük hücresi deney düzeneği ile anlık şarj değişimleri uygun bir şekilde takip edilebilmektedir.

Sürekli çalışma

Vana deney düzeneği ile ilk etapta vanaların manuel kontrollü olarak sürekli çalışma halindeki şarj dağılımı ölçülmüştür.

Şekil 4'de verilen 63 g şarj durumunda devamlı çalışma koşullarında yapılan ölçümler sonucunda buharlaştırıcı ve kılcal boruda bulunan şarj miktarının 26.7 g, yoğuşturucu 14.7 g, kurutucuda 7.1 g kompresörde gaz halinde 1.8 g ve kompresör yağında çözülmüş 12.3 g olduğu belirlenmiştir. Bu değerler normal çalışma koşulunda kompresörün devrede olduğu zamanda sağlanan koşullarla benzer olduğundan çalışma periyodunun büyük bir kısmının şarj dağılımı açısından dengeli hale yakın geçtiği söylenebilir.



Şekil 4. Sürekli çalışma şarj dağılımı

Çevrimsel çalışma

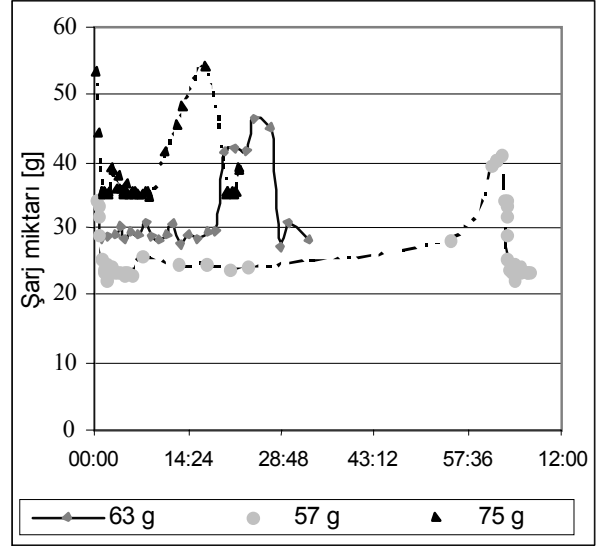
Şekil 5'te verilen 63 g ile yapılan çevrimsel çalışma deneylerinde çalışma anında sistem şarjının yaklaşık yarısı olan 30 g'ın buharlaştırıcıda bulunduğu görülmektedir. Bu zaman diliminde yoğuşturucu yaklaşık 17-18 g şarj barındırmaktadır. Yağ içinde çözülmüş olan yağ miktarı 10 g civarındadır ve kompresörün durma anında bu değerinin kompresör haznesindeki basıncın düşmesiyle beraber yaklaşık 2-3 g'lık bir artış olduğu görülmektedir. Durma anında buharlaştırıcıdaki şarj miktarı artarken, yoğuşturucuda ve özellikle kurutucudaki şarj miktarı düşmektedir.

Kompresör haznesinde gaz fazında bulunan şarj miktarında ise bir miktar artış yaşanmaktadır.

Toplam şarj etkisi

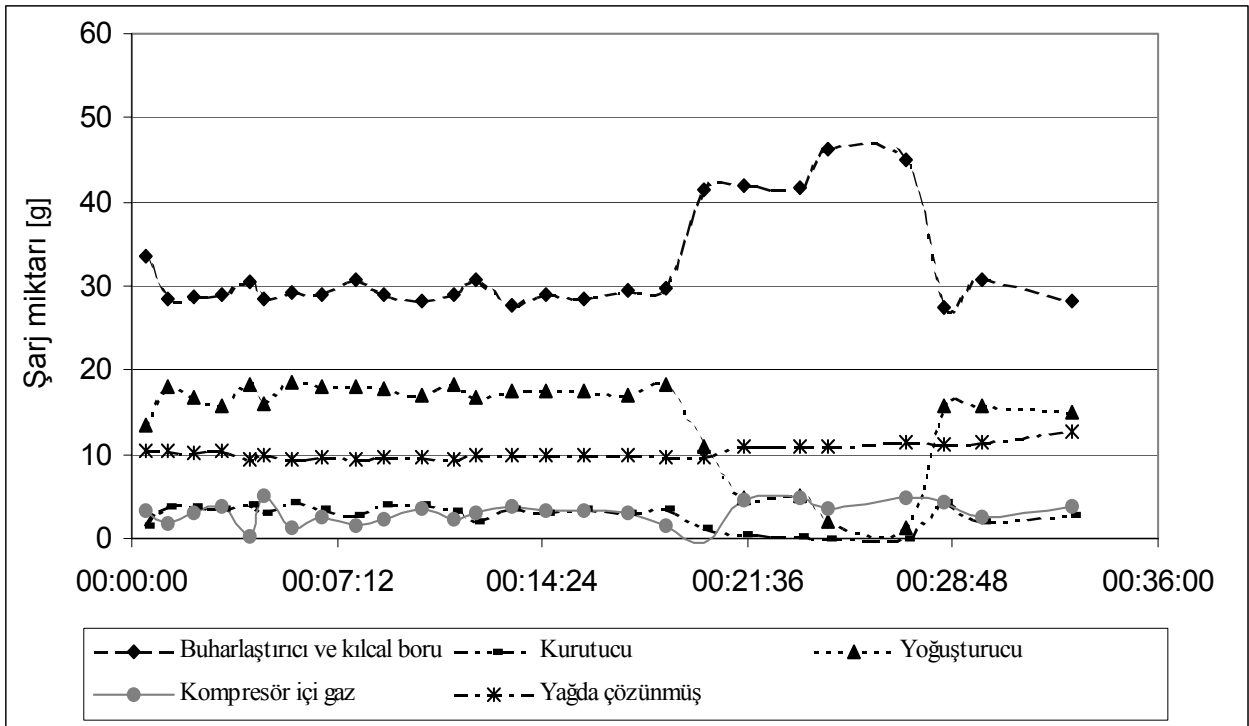
Vana deney düzeneği ile toplam şarj miktarının soğurma sistemi elemanlarına göre dağılımı ve elemanlardaki şarjın toplam şarja göre değişimi incelenmiştir. Çalışma için nominal şarj miktarı olan 63 g dışında 74 g ve 57 g deneyleri yapılmıştır.

Farklı toplam şarj miktarı ile yapılan deneysel çalışmalar komponent bazında incelendiğinde en önemli değişimin Şekil 6'da verilen buharlaştırıcı şarj miktarlarında olduğu görülmektedir. 75 g toplam şarj yüklenen soğutma çevriminde düzenli çalışma anında ortalama 35 g şarj varken 57 g toplam şarj miktarında bu değer 24 g değerine düşmektedir. Deneyler kompresör çalışma anlarında toplam şarjın % 42-47 arası miktarının buharlaştırıcıda biriktiğini göstermektedir. Durma anının dengelenmiş halinde ise toplam şarjın %70-72 arası buharlaştırıcı içerisinde birikmektedir.



Şekil 6. Toplam şarj değişiminde buharlaştırıcı şarj değerleri

Yoğuşturucu içinde şarj birikimi ise toplam şarj miktarına göre önemli bir değişim göstermemektedir. Kompresör çalışma zamanında dene her üç şarj miktarı için yoğuşturucu üstünden yapılan ölçümler 15-18 g arasında değişmektedir.



Şekil 5. Çevrimsel çalışma şarj dağılımı

Ölçüm yapılan diğer elemanlar olan kurutucu, kompresör gaz ve hesap edilen yağ içinde çözünen şarj miktarlarının incelendiğinde toplam şarj miktarının değişimine bağlı olarak ciddi bir farklılık görülmemektedir. Bu sonuçlardan sistemin çalışması için yeterli belli bir şarj değerinin üstünden yapılan değişikliklerin direk olarak buharlaştırıcı doluluk oranı üstünde etkili olduğu diğer elemanların belirli bir denge içinde çalışmaya devam ettikleri görülmektedir.

Değişken kapasiteli kompresör kullanımı

Buzdolaplarında anlık optimum çalışma şartlarını sağlayarak genel sistem performansını artırdığı bilinen değişken kapasiteli kompresörlerin farklı çalışma frekanslarındaki şarj dağılımı tepkileri incelenmiştir. Bu amaçla bir adet devir sayacı ve frekans ayarlayıcısı bulunan bir Embraco VEGY 80 model VCC kompresör yük hücresi sistemine bağlanmıştır.

Kompresör 2000-4000 arası devirlerde öncelikli olarak 1000 devirlik adımlarla % 100 çalışma koşulunda incelenmiştir. % 100 çalışma koşulunda yoğunlaştırıcı şarj miktarında belirgin bir farklılık görülmemektedir. Tüm devirlerdeki değerler ölçüm sistemi salınımı içinde aynı olarak ilerlemektedir. Buharlaştırıcı dotaları incelendiğinde devir değişimine bağlı olarak iç sıcaklık değişimi ve bunun sebep olduğu karlanma miktarındaki artış dışında bir farklılık görülmemiştir.

% 100 çalışma deneyinin ardından 30/30 dakika çevrim süresi ile deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde kompresör devri ile doğru orantılı olarak artan debinin etkisiyle ilk çalışma anında sistemin hem buharlaştırıcı hem yoğunlaştırıcı tarafında gördüğü maksimum değerler artmakta, fakat dengeli hale yaklaşıldıkça şarj dağılımının tüm devirler için birbirine yakın değerlere ulaştığı görülmektedir.

Farklı çevrim süreleri

Kompresörün durma kalkma hareketleri sonrasında yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıda şarj dağılımı ve bunun zamana bağlı değişiminin takibi için farklı durma kalkma süreleri ile Yük hücreli sistem üstünde ölçümler yapılmıştır. Buharlaştırıcı

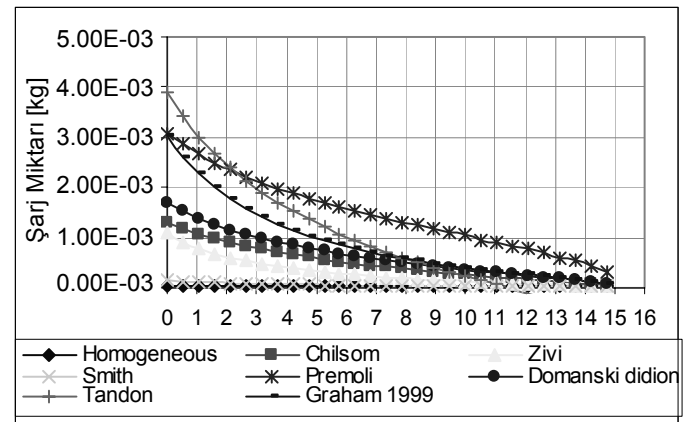
ve yoğunlaştırıcının aşılması sebebiyle sistem daha büyük bir kabine yerleştirildiği ve kabinde sabit olmayan buharlaştırıcı bağlantısı için delikler olduğundan kompresör termostat kontrolü değil zamanlayıcı ile kontrol edilmektedir. Bu sebeple farklı çevrim sürelerinin kabin içinde ayrı sıcaklıklara neden olduğu unutulmamalıdır.

Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı şarjları incelendiğinde farklı kompresör çalışma sürelerine bağlı olarak genel karakterde bir değişim olmadığı ve 60 dakikalık açık kalma deneyinde yaklaşık denge şartlarına yaklaşılmakta olduğu görülmektedir.

Teorik hesaplamalar ve karşılaştırma

Sayısal çalışmalar başlığı altında öncelikle boşluk oranı korelasyonlarının şarj miktarı hesabına etkisi deneysel ısı değiştiricilerin verileri ile incelenmiştir. Bu inceleme sonuçları seçilen boşluk oranı korelasyonunun hesaplanan şarj miktarı üstünde büyük önemi olduğunu göstermektedir. Daha sonra devamlı çalışma şartları altındaki değerler bulunmuştur.

Literatürde mevcut boşluk oranı korelasyonları ile çalışılmakta olan buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı için çalışma şartlarında toplam şarj miktarını hesaplamaya yönelik analiz çalışmaları yapılmıştır. (Rice 1987) Bu şarj miktarı dağılımına göre tüm buharlaştırıcı boyu için hesaplanan toplam şarj miktarı ise boşluk oranı korelasyona göre ciddi olarak değiştirmektedir (Şekil 7).



Şekil 7. Boşluk oranı korelasyonlarına göre şarj dağılımının değişimi

Statik model

Soğutma sistemi içi şarj dağılımı etkileri sayısal olarak dengeli hal kabulü ile kurulmuş bir model üstünde elemanlarındaki şarj miktarlarının hesaplanması amacıyla kullanılmıştır. Kullanılan model temel buhar sıkıştırıcı soğutma çevrimi hesaplamalarının buzdolabı çalışma ve kabin şartlarındaki enerji tüketimi ve diğer performans hesaplarının bulunması amacıyla kurulmuştur. Model temel ısı transferi ve termodinamik çözümlerinin yanında ampirik ifadelerden de yararlanmaktadır.

Program içinde kompresör modülünde iteratif bir yaklaşımla kompresör sıcaklık ve basınç değerine göre çözünürlük yüzdesi bulunmaktadır. Daha sonra kompresör veri giriş bilgileri arasına yeni eklenen yağ miktarı ile çarpılarak kompresör yağı içinde çözülmüş olarak bulunan soğutkan miktarı hesap edilmektedir.

Soğutma sisteminde yoğuşturucu giriş çıkış bölgeleri, buharlaştırıcı kızgın buhar çıkış bölgesi, kurutucu, akü ve kompresör iç hacminde tek fazlı akışkan bulunmaktadır. Bu bölgeler için şarj miktarının hesabı akışkan şartları ve hacim üzerinden kolay olarak yapılmaktadır. Aynı elemanların hacimleri problemsiz olmakla beraber en kritik bilgi ısı değiştiricilerde tek fazlı bölge boylarının bilinmesidir

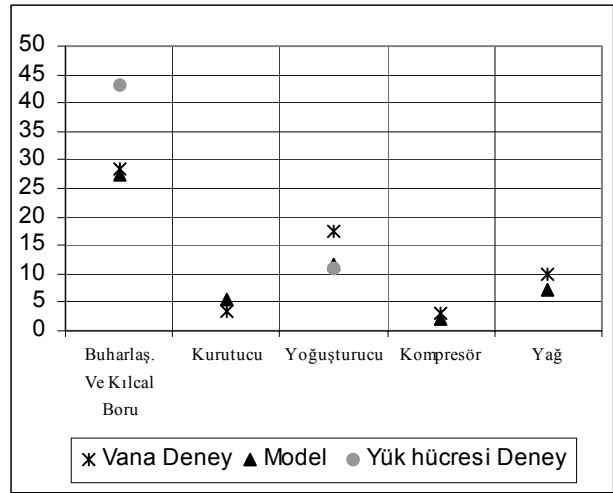
Soğutma sistemindeki akışkanın önemli bir kısmı, hacminde büyük bir kısmını oluşturan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu bölgelerinde iki fazlı akış şartlarında bulunmaktadır. İki fazlı akış alanında şarj miktarının bulunması çalışmanın kritik kısmını oluşturmaktadır. Uygun boşluk oranı korelasyonun seçimi için literatür bilgileri ve yapılan şarj miktarı ölçümlerinden yararlanılmıştır. Yapılan hesaplamalarda sabit ısı akışı kabulü sonucu olarak iki fazlı bölge boyunca kuruluk oranı değerinin doğrusal olarak değiştiği kabulü yapılmıştır. Boşluk oranı için ise 5 adet farklı yaklaşım denenerek en uygunun seçilmesi hedeflenmiştir.

Çalışmalarda homojen akış koşulu, Zivi ve Chilsom kayma oranı korelasyonları ile Graham ve Premoli kütleli debi etkili boşluk oranı ko-

relasyonları ile hesap yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında en uygun sonuçların Premoli korelasyonu ile elde edildiği görülerek, iki fazlı akış bölgelerindeki final değerler bu korelasyon ile hesaplanmıştır.

Öncelikle buharlaştırıcı giriş kuruluk derecesinden tamamen buharlaşma gerçekleştiği kabulü ve kuruluk derecesinin doğrusal değiştiği kabulü ile 0.01'lik değişimlerle toplam hücre sayısı bulunmaktadır. Hesap edilen hücre sayısı toplam boya bölünerek 0.01'lik kuruluk derecesi değişimi gözlenen hücrenin uzunluğu Δx hesap edilir.

Deney düzenekleri sonuçları ile modelden derin dondurucu dolap tip için elde edilen eleman bazlı sonuçlar karşılaştırıldığında (Şekil 8) vana deney düzeneği ve model sonuçlarının birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. İki set arasındaki en önemli fark yoğuşturucu şarj miktarında görülen farktır. Yük hücresi deney sonuçlarında ise yoğuşturucu şarjında model ile uyum olmakla beraber buharlaştırıcı şarj miktarının oldukça yüksek ölçüldüğü görülmektedir.



Şekil 8. Deney model sonuçları karşılaştırma

Sonuçlar

Elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Kararlı rejim çalışma şartlarında toplam şarj miktarının % 43'ü buharlaştırıcıda, %24'ü

yoğuşturucuda, % 20'si ise kompresör yağı içinde çözünmüş olarak bulunmaktadır.

- Farklı toplam şarj miktarı ile yapılan deneysel çalışmalar eleman bazında incelendiğinde en önemli değişimin buharlaştırıcı şarj miktarlarında olduğu görülmektedir. 75 g toplam şarj yüklenen soğutma çevriminde düzenli çalışma anında ortalama 35 g şarj varken, 57 g toplam şarj miktarında bu değer 24 g değerine düşmektedir. Ölçüm yapılan diğer elemanlar olan kurutucu, kompresör gaz ve hesap edilen yağ içinde çözünen şarj miktarların incelendiğinde toplam şarj miktarının değişimine bağlı olarak ciddi bir farklılık görülmemektedir.
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu şarjları incelendiğinde farklı sürelerine bağlı olarak genel karakterde bir değişim olmadığı ve 60 dakikalık açık kalma deneyinde yaklaşık denge şartlarına yaklaşılmakta olduğu görülmektedir
- Deney düzenekleri sonuçları ile modelden derin dondurucu dolap tip için elde edilen eleman bazlı sonuçlar karşılaştırıldığında vana deney düzeneği ve model sonuçlarının birbirlerine yakın olduğu görülmektedir. İki set arasındaki en önemli fark yoğuşturucu şarj miktarında görülen farktır. Yük hücresi deney düzeneği sonuçlarında ise yoğuşturucu şarjında model ile uyum olmakla beraber buharlaştırıcı şarj miktarının oldukça yüksek ölçüldüğü görülmektedir.

Kaynaklar

- Björk, E., (2005). A simple technique for refrigerant measurement, *Applied Thermal Engineering*, **25**, 8-9, 1115-1125.
- Björk, E., Palm, B., (2006). Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part II: Steady state conditions, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 866-871.
- Björk, E., Palm, B., (2006). Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part I: Transient conditions, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 829-837.
- Houghton, J.T., Meira, F. L.G., Bruce, J.P., Hoesung, B.T., Callander, E.F., Haites, N., Harris, K., (1994). IPCC Climate change: radiative forcing of climate change and an evaluation of the IPCC IS92 emission scenarios. Cambridge University Press, 339, New York.
- Kuijpers, L., Janssen, M.J.P., Verboven, P.J.M., (1988). The influence of the refrigerant charge on the functioning of small refrigerating appliances, *ASHRAE Transactions* **94**, 813-828.
- Mulroy, W.J., Didion, D.A., (1985). Refrigerant migration in a split-unit air conditioner. *ASHRAE Transactions* **92**, 193-206.
- Poggi, F., Macchi-Tejeda, H., Leducq, D., Bontemps, A., (2008). Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction, *International Journal of Refrigeration*, **31**, 353-370.
- Rice, K., (1987). The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions, *ASHRAE Transactions* **93**, 47-55.
- Vjacheslav, N., Rozhentsev, A., Wang, C., (2001). Rationally based model for evaluating the optimal refrigeration mass charge in refrigerating machines, *Energy Conversion & Management*, **42**, 2083-2095.