

R-404a/R-508b Soğutucu Akışkan Çiftinin Kademeli Soğutma Sistemindeki Performansının Deneysel İncelenmesi

Hüseyin USTA, Tayfun MENLİK, Volkan KIRMACI
Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü
06500 Teknikokullar, ANKARA

ÖZET

Bu çalışmada, R-404a/R-508b soğutucu akışkan çiftinin kademeli soğutma sistemindeki performansı deneysel olarak incelenmiştir. 300 W'lık soğutma kapasitesine sahip deney setinin yüksek sıcaklık devresinde (YSD) R-404a, düşük sıcaklık devresinde (DSD) R-508b alternatif soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Sistemde öncelikle YSD'nin tasarım şartlarını sağlaması için ihtiyaç duyulan değişiklik ve düzenlemeler yapılmıştır. YSD'de istenilen şartlar elde edildiğinde, DSD çalıştırılmış ve gerekli düzenlemeler yapılarak tasarım şartlarına ulaşması sağlanmıştır. Değişik ortam sıcaklıkları için elde edilen sıcaklık, basınç ve soğutma tesir katsayısı (STK) değişimleri grafikler halinde sunulmuştur. Sistemde tasarlanan tasarım şartları sağlanmış, R-404a/R-508b soğutucu akışkan çiftinin kademeli soğutma sistemine uygulanabilir olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Kademeli soğutma, alternatif soğutucu akışkan, R-404a, R-508b, sıcaklık, basınç

The Experimental Investigation of the Performance of R-404a/R-508b Refrigerants Couple in Cascade Cooling System

ABSTRACT

In this study, the performance of the R-404a/R-508b refrigerants couple in cascade cooling system was investigated experimentally. R-404a was used in the high temperature circuit (HTC) of the experimental set-up and R-508b was used in the low temperature circuit (LTC) of the experimental set-up which has 300 W cooling capacity. Firstly, to reach desired design conditions of HTC, required variations and arrangements were performed. After obtained these, LTC was operated. The temperature, pressure and COP changes in the different ambient temperatures were presented as graphically. The designing conditions were obtained. It was seen that R-404a/R-508b refrigerants couple should be applied.

Key words : Cascade refrigeration, alternative refrigerant, R-404a, R-508b, temperature, pressure

1. GİRİŞ

-70 °C ~ -90 °C sıcaklık aralığında çalışabilen soğutucular ziraat, eczacılık ve kimya alanlarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu aralıktaki düşük sıcaklık değerlerine buhar sıkıştırırmalı tek kademeli sistemler ile ulaşmak mümkün değildir. Ayrıca bu düşük sıcaklıklar için gerekli olan basınç ve sıcaklık aralığında çalışabilecek bir soğutucu akışkan mevcut değildir. Bu sebeplerden dolayı bu sıcaklıklar için kaskat (iki kademeli) soğutma sistemlerine ihtiyaç vardır.

Kaskat soğutma sistemi, YSD buharlaştırıcısının DSD yoğunlaştırıcısı olarak görev yaptığı bir ısı değiştirici ile bir birine bağlandığı iki veya daha fazla soğutma sisteminden oluşmaktadır (1-2). Düşük sıcaklıklı kaskat sistemlerin tasarımı ile ilgili ihtiyaç duyulan önemli bilgilerin çoğuna Stagmann (3) tarafından yayınlanan çalışmadan ulaşılabilir. Rose ve Valence (4), çok düşük sıcaklıklı soğutucular ile ilgili tüketicilere yönelik çalışmalarında, sistem kullanım alanları ve şartları, soğut-

tulacak ürüne göre çalışma sıcaklıkları, sistem özellikleri, sistem bileşenlerinin özellikleri, elektrik devreleri, kumanda ve kontrol devreleri, kompresörler, soğutucu akışkanlar ve güvenlik kuralları hakkında bilgi vermektedirler.

İki kademeli ve kaskat soğutma sistemleri ile ilgili olarak birçok araştırmacı tarafından termodinamik modeller geliştirilmiştir. Khan ve Zubair (5), iki kademeli buhar sıkıştırırmalı sistemler için ısı değiştirici parametreleri ve sıcaklıklara göre sistem performansını belirleyen bir termodinamik model geliştirmişlerdir. Bu modelleme ile iki kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin STK'sının tek kademeliye göre daha iyi olduğunu belirlemiştir. Rehman ve Zubair (6) çalışmalarında, düşük sıcaklıklarda çalışan tek kademeli sistemlerin düşük ve yüksek basınçları arasında meydana gelen büyük basınç farklarını ortadan kaldırmak amacıyla, iki kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin daha uygun olacağını belirlemiştir. Bunun için önce iki kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin termodi-

namik analizini, daha sonra bazı kabuller yaparak sistemin simülasyonunu yapmışlardır. Termodinamik analiz esasına dayanan bu simülasyon ile iki kademeli sistem STK'sının daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Kanoğlu (7) doğal gazın sıvılaştırılmasında kullanılan çok kademeli soğutma sisteminin egserji analizini yapabilmek için bir termodinamik model geliştirmiş ve minimum iş ile ilgili bir ifade elde etmiştir. Kılıçarslan (1), farklı tip buhar sıkıştırma kaskat soğutma çevrimini deneysel incelemiştir. Çalışma sonucunda sistem performansı debi, sıcaklıklar ve basınçlara göre değerlendirilmiştir.

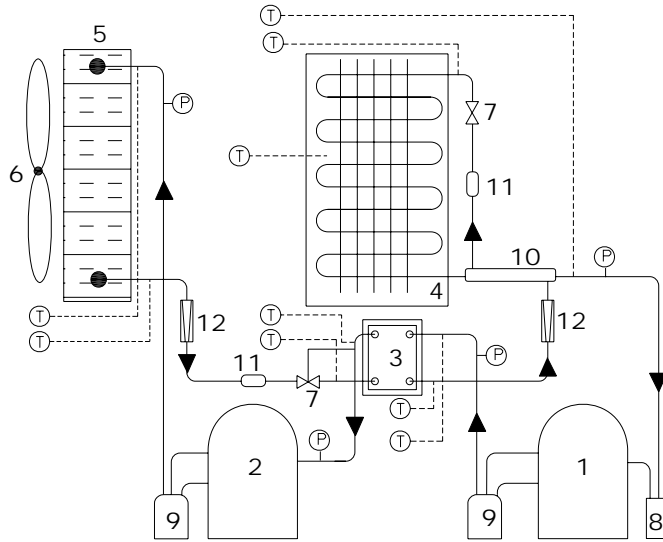
Kademeli soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ile ilgili bazı çalışmalar yapılmıştır. Srinivasa ve Krishna (8) R-11 ve R-12 kullanılan kaskat sistem ve ısı pompasının STK'sını ve egserji performanslarını incelemiştir. Cho ve arkadaşları (9) R-22/R23 soğutucu akışkan çifti kullanılan kademeli soğutma sisteminde akışkan debisi ve buharlaşma sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Molenaar (10) kademeli soğutma sistemle-

Bu çalışmada, buhar sıkıştırma kaskat soğutma sisteminin teorik analizi yapıp, deneysel olarak incelenmiştir. Kaskat sistemin her iki devresinde ozon tahrip etme etkisi (ODP) "0" ve küresel ısıtma potansiyeli (GWP) düşük olan alternatif akışkanlar kullanılmıştır. YSD'de R-404a, DSD'de R-508b kullanılan sistemde kaskat ısı değiştirici olarak plakalı ısı değiştirici kullanılmıştır.

Çalışmanın amacı, alternatif akışkan çifti (R-404a/R-508b) kullanılan kademeli soğutma sisteminin performansının incelenmesidir. Bunun için tasarım ve imâlî yapılan sistemde, az literatür bilgisine sahip olduğumuz R-508b devresinde istenilen tasarım şartları sağlanıncaya kadar düzenlemeler yapılmış, buharlaşma-yoğunlaşma sıcaklık ve basınç değişimleri grafiklerle verilmiştir.

2. DENEY SETİ

Yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklık devresi olmak üzere iki farklı buhar sıkıştırma soğutma sisteminden oluşan deney seti Şekil 1'de görülmektedir.



- 1 DSD kompresörü
- 2 YSD kompresörü
- 3 Plakalı ısı değiştirici (Kaskat kondenser)
- 4 DSD buharlaştırıcısı
- 5 YSD yoğunlaştırıcısı
- 6 Fan
- 7 Genleşme valfi
- 8 Akümülatör
- 9 Yağ ayırıcı
- 10 Isı değiştirici
- 11 Nem tutucu
- 12 Debimetre
- P Basınç ölçer
- T Sıcaklık ölçer

Şekil 1. Tasarlanan ve imal edilen deney seti

rinde kullanılan R-502/R-13 soğutucu akışkanları yerine ozon tahrip etme potansiyeli daha düşük R22/R-23 akışkan çiftlerini kullanarak sistemin performanslarını ve sistem çalışma karakteristiğini incelemiştir. Bateman (11), alternatif akışkana geçişte kademeli sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanları incelemiştir. Çalışmada bu sistemlerin DSD'lerinde kullanılan R-13 ve R-503 ile YSD'lerinde kullanılan R-502 akışkanları ayrıntılı olarak araştırılmıştır. Montreal protokolü çerçevesinde bu akışkanların alternatifleri ile yer değiştirilme aşamaları ve hangi akışkanlar ile yer değiştirileceği saptanmıştır. Özellikle DSD'de R-508b'nin iyi bir alternatif olduğunu ifade edilmiştir.

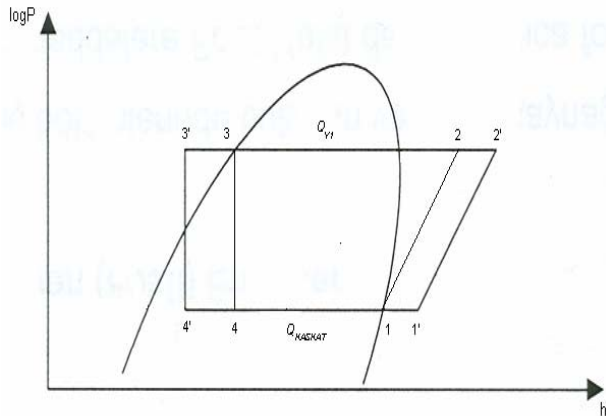
Deney seti Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine-Tesisat Eğitimi Anabilim Dalı Soğutma Laboratuvarlarında imal edilmiştir. YSD, hermetik tip kompresör, hava soğutmalı yoğunlaştırıcı, termostatik genişleme vanası ve plakalı ısı değiştiricili buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. DSD'de YSD'ye benzer şekilde hermetik kompresörü, soğutma odası içerisine yerleştirilmiş buharlaştırıcı, kılcal boru ve plakalı ısı değiştirici yoğunlaştırıcıdan oluşmaktadır.

İki sistemin bağlantısını YSD'nin buharlaştırıcısı ve DSD'nin yoğunlaştırıcısı olarak görev yapan plakalı ısı değiştirici sağlamaktadır.

Deneylerde, her iki sistemin buharlaştırıcı-yoğunlaştırıcı giriş-çıkışlarından ve soğutulacak ortamdan olmak üzere toplam 9 ayrı noktadan, J-tipi ısıl çiftler kullanılarak sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Isıl çiftlerin bilgisayar ile bağlantısı kurularak deney sonuçları bilgisayar ortamına alınmıştır. Sistemde, giriş-çıkış (G/Ç) kartından alınan sinyallerin bilgisayar ortamına aktarılması ve sıcaklık değerlerinin analizlerinin yapılabilmesi amacıyla, ADVANTECH ürünü çok fonksiyon özelliği olan ADSL-1716 kontrol kartı ile GENITAQ yazılım kullanılmıştır. Basınç ölçümleri ise her iki sistemin düşük ve yüksek basınç taraflarında olmak üzere 4 ayrı noktadan basınç sensörleri kullanılarak yapılmıştır. Basınç sensörlerinin bilgisayar ile bağlantısı kurularak deney sonuçları bilgisayar ortamına alınmıştır. Basınç ölçümlerinde de sıcaklık ölçümlerinde kullanılan G/Ç kartı kullanılmıştır.

3. DSD'NİN ANALİZİ

Kaskat sistemin DSD elemanlarının kapasitelerinin belirlenmesi buhar sıkıştırma soğutma çevriminde olduğu gibi yapılmaktadır. Şekil 2'de tasarımı yapılan DSD'nin logP-h diyagramı görülmektedir.



Şekil 2. Tasarımı yapılan DSD'nin LogP-h diyagramı

Şekilden de görüldüğü üzere emme ve basma hatlarında aşırı soğutma ve ön kızdırma yapılmıştır. Bu durum göz önünde bulundurularak buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı ve kompresörlerde yapılan işleri aşağıdaki eşitlikler ile bulabiliriz.

DSD buharlaştırıcısında yapılan iş aynı zamanda sistemin soğutma yüküne eşittir. Bu durumda buharlaştırıcıda çekilen ısı;

$$Q_{B1} = Q_{kaskat}$$

$$Q_{kaskat} = \dot{m}_1 \cdot (h_1' - h_4') \quad (1)$$

Yoğunlaştırıcıda atılan ısı;

$$Q_{Y1} = \dot{m}_1 \cdot (h_2' - h_3') \quad (2)$$

Kompresörün harcadığı iş;

$$W_{K1} = \dot{m}_1 \cdot (h_2' - h_1') \quad (3)$$

Eşitliklerde “ \dot{m} ” DSD'de dolaşan soğutucu akışkan debisidir. Tasarlanan sistem soğutma yükü bulunduğu için DSD soğutucu akışkan debisi Eşitlik 1'den bulunabilir.

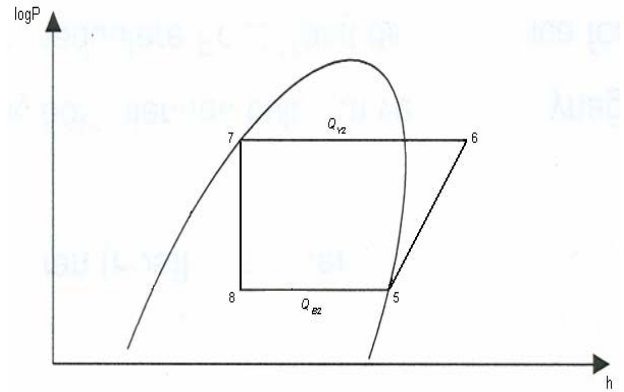
$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{kaskat}}{h_1' - h_4'} \quad (4)$$

DSD'nin performansı buharlaştırıcıda çekilen ısı ve kompresörün harcadığı işe bağlıdır ve aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir.

$$STK_{DSD} = \frac{Q_{kaskat}}{W_{K1}} \quad (5)$$

4. YSD'NİN ANALİZİ

Kaskat sistemin YSD elemanlarının kapasitelerinin belirlenmesi DSD'ye benzer şekilde yapılır. Şekil 3'te tasarımı yapılan YSD'nin logP-h diyagramı görülmektedir.



Şekil 3. Tasarımı yapılan YSD'nin LogP-h diyagramı

Şekilden de görüldüğü üzere emme ve basma hatlarında aşırı soğutma ve ön kızdırma yapılmamıştır. Bu şartlar için buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı ve kompresörlerde yapılan işleri Eşitlik 1, Eşitlik 2 ve Eşitlik 3'ün aşağıdaki gibi yeniden düzenlenmesi ile bulunabilir.

Buharlaştırıcıda çekilen ısı;

$$Q_{B2} = \dot{m}_2 \cdot (h_5 - h_8) \quad (6)$$

Yoğunlaştırıcıda atılan ısı;

$$Q_{Y2} = \dot{m}_2 \cdot (h_6 - h_7) \quad (7)$$

Kompresörün harcadığı iş;

$$W_{K2} = \dot{m}_2 \cdot (h_6 - h_5) \quad (8)$$

YSD'nin performansı buharlaştırıcıda çekilen ısı ve kompresörün harcadığı işe bağlıdır ve aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir.

$$STK_{YSD} = \frac{Q_{B2}}{W_{K2}}$$

İki sistem plakalı ısı değiştirici ile birleştirildiğinden DSD yoğunlaştırıcısında atılan ısı YSD buharlaştırıcısında çekilen ısıya eşit olacaktır. Bu durumda;

$$Q_{Y1} = Q_{B2} \quad (9)$$

eşitliği yazılabilir. YSD buharlaştırıcısında çekilen ısı bilindiğinden, YSD soğutucu akışkan debisini Eşitlik 6'dan hesaplanabilir.

$$m_2 = \frac{Q_{B2}}{h_5 - h_8} \quad (10)$$

Buhar sıkıştırmalı kaskat soğutma sistemlerinde sistem performansı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanabilir.

$$STK_{kaskat} = \frac{Q_{kaskat}}{W_{net}} \quad (11)$$

Bu eşitlikte “ W_{net} ” YSD ve DSD kompresörlerinin harcadığı işlerin toplamına eşittir. Bu durumda Eşitlik 11 açık olarak yazılabilir.

$$STK_{kaskat} = \frac{Q_{kaskat}}{\left[(m_1 \cdot (h_2' - h_1')) + (m_2 \cdot (h_6 - h_5)) \right]} \quad (12)$$

5. DENEYLERİN YAPILIŞI

Deney sisteminde kullanılan elemanların kapasiteleri Çizelge 1'de, sistem çalışma şartları ise Çizelge 2'de verilmiştir.

Çizelge 1. Sistem elemanlarının tasarlanan kapasiteleri

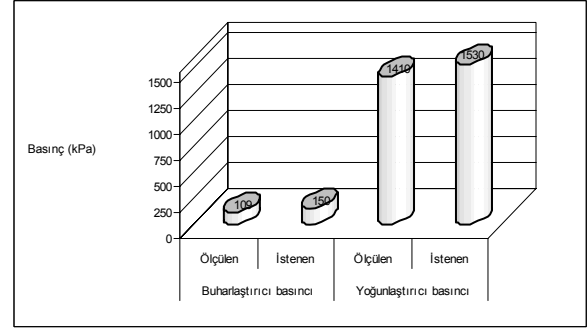
	Kompresör (W)	Buharlaştırıcı (W)	Yoğunlaştırıcı (W)	Debi (g/s)
YSD	190	430	620	4,17
DSD	130	300	430	2,67

Çizelge 2. Sistemin tasarlanan çalışma şartları

	Buharlaştırıcı		Yoğunlaştırıcı	
	Basınç bar	Sıcaklık °C	Basınç bar	Sıcaklık °C
YSD	1,5	-40	15	30
DSD	1,05	-86	11,3	-31

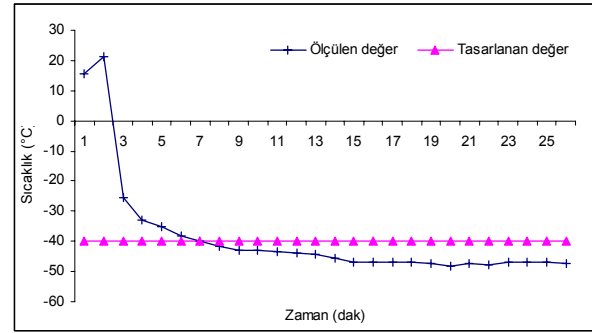
Deneyler DSD'de ve YSD'de yapılanlar olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Kaskat sistemin en önemli bölümü DSD devresidir. Sistem çalıştırılırken önce YSD çalıştırılıp istenilen çalışma şartlarına ulaşıncaya DSD devreye sokulmuştur. Sıcaklık ve basınç ölçümleri beş dakikada bir yapılarak kayıt altına alınmıştır.

Önce YSD istenilen çalışma şartlarına getirilmiştir. Şekil 4'te YSD'de tasarlanan ve elde edilen çalışma basınçları görülmektedir. Ayrıca Şekil 5 ve Şekil 6'da buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı için tasarım sıcaklıkları ile ölçülen sıcaklıklar karşılaştırılmaları verilmiştir. Grafiklerde her bir zaman aralığı 5 dakikayı ifade etmektedir.

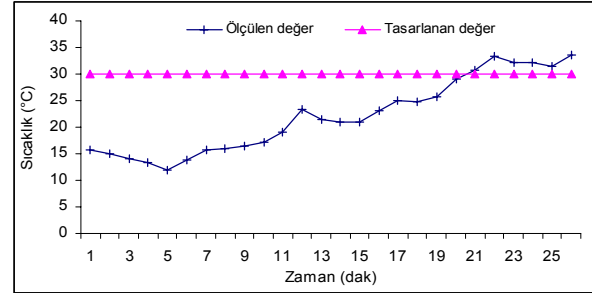


Şekil 4. YSD'nin denge halindeki ve tasarım çalışma basınçları

Şekilde görüldüğü üzere YSD denge şartlarında elde edilen basınç değerleri tasarlanan değerlerden düşüktür. DSD devreye girdiğinde YSD'de meydana gelecek basınç artışları göz önünde bulundurularak bu fark göz ardı edilmiştir.



Şekil 5. YSD buharlaştırıcısının çalışma ve tasarım sıcaklıklarının karşılaştırılması



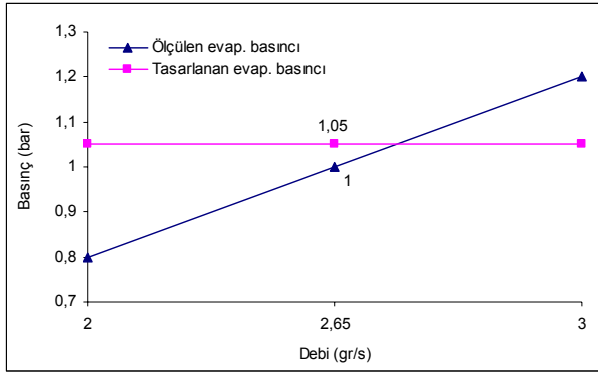
Şekil 6. YSD yoğunlaştırıcısının çalışma ve tasarım sıcaklıklarının karşılaştırılması

Şekilden de görüldüğü üzere YSD yaklaşık olarak 45 dakika içerisinde tasarlanan çalışma sıcaklıkları olan -40 °C buharlaştırıcı ile 30 °C yoğunlaştırıcı yüzey sıcaklığına ulaşmıştır. Sistem termal dengeye ulaştığında buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı -46 °C olmuştur. Tasarlanan değerden 6 °C daha düşük sıcaklığa ulaşılan YSD'de tasarlanandan daha iyi bir değer elde edilmiştir.

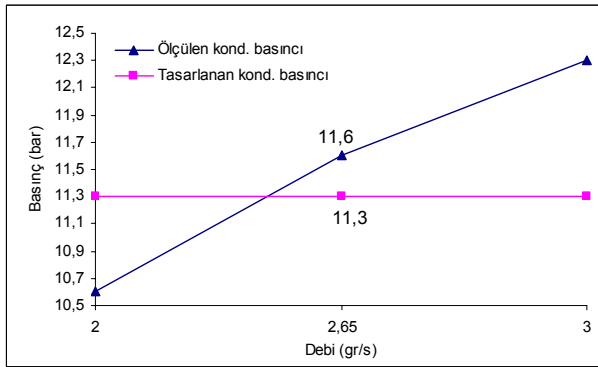
YSD'de istenilen tasarım şartları sağlandıktan sonra DSD'deki deneylere başlanmıştır. Bu tür kademeli soğutma sistemlerinde çalışma sıcaklık aralığı çok büyük olduğu için 20 °C'nin üzerindeki ortam sıcaklıklarında verimleri düşmektedir (3). Bunun için bu gibi sistemler klimalı ortamlarda en yüksek 20 °C sıcaklıkta

çalıştırılmaktadır. Bu durum göz önünde bulundurularak sistem 20 °C ortam sıcaklığındaki çalışma değerleri baz alınarak performansı denenmiştir. Tasarlanan sistemin uygunluğu bu sıcaklık için araştırılmıştır. Ayrıca farklı sıcaklıklardaki performansları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Deneyler DSD’de 300 W’lık bir soğutma kapasitesine göre tasarım yapılarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan hesaplamalarda 2,67 g/s’lik soğutucu akışkan debisi belirlenmiştir.

Deneylerde ilk önce 2 g/s, 2,65 g/s ve 3 g/s debiler için optimum çalışma şartları denenmiştir. Üç farklı debi için yapılan deneylerden elde edilen buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı çalışma basınçları Şekil 7 ve Şekil 8’de görülmektedir.



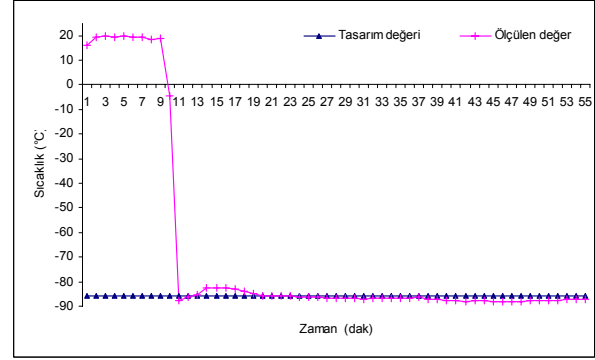
Şekil 7. DSD’de debi-buharlaştırıcı basınç değişimi için tasarım değerleri ile deneysel sonuçların karşılaştırılması.



Şekil 8. DSD’de debi-yoğunlaştırıcı basınç değişimi için tasarım değerleri ile deneysel sonuçların karşılaştırılması.

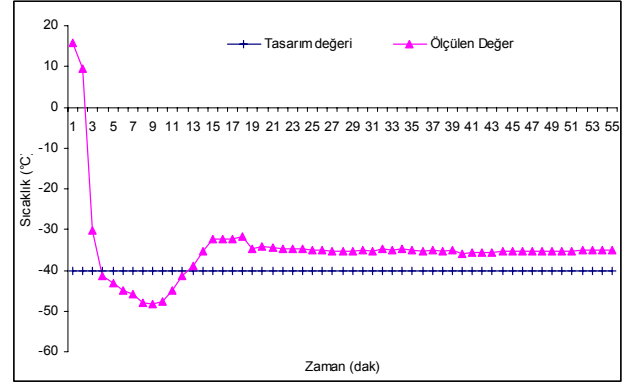
Şekillerden de görüldüğü gibi deneylerde tasarlanan debi için basınçlara buharlaştırıcıda % 0,5 ve yoğunlaştırıcıda % 3’lük bir hata ile ulaşılmıştır.

Sistem performansı ile ilgili deneyler 2,65 g/s debiye göre yapılmıştır. Şekil 9’da DSD buharlaştırıcısının sıcaklık değişimi görülmektedir.



Şekil 9. DSD buharlaştırıcısının sıcaklık değişimi

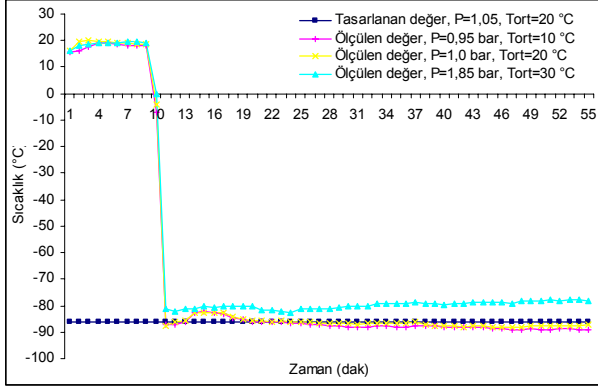
Şekil 7’den buharlaştırıcı basıncı tasarım değerinin biraz altında kaldığı görülmektedir. Bu basınç düşüklüğüne bağlı olarak Şekil 9’dan buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının yaklaşık -88 °C civarında olduğu görülmektedir. Bu değer tasarım değerinden 2 °C daha düşük bir değerdir. Şekil 10’da ise yoğunlaştırıcı sıcaklık değişimi verilmiştir.



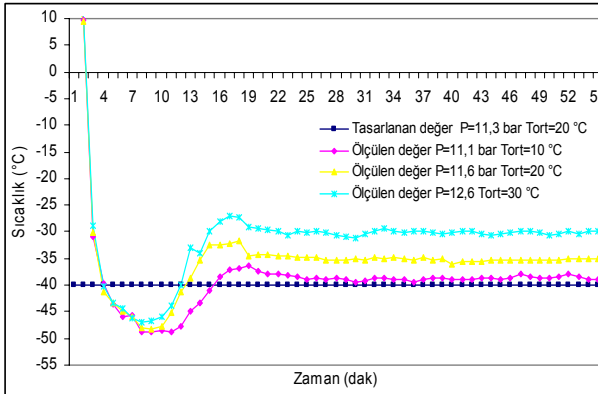
Şekil 10. DSD yoğunlaştırıcısının sıcaklık değişimi

DSD yoğunlaştırıcısı için tasarlanan sıcaklığı değeri -40 °C olup ölçümler sonucunda -36 °C olarak ölçülmüştür. Yoğunlaştırıcı basınç değerindeki hata payı % 3’tür. Sıcaklık farkı ise 4 °C olup farkın tamamının basınçtan meydana geldiğini söylemek çok doğru olmaz. Şekil 10’a baktığımızda DSD ilk 40 – 45 dakikalık bölümünde istenilen tasarım şartlarının yakalandığı ancak bu süre sonunda yoğunlaştırıcı sıcaklığının yükseldiği görülmektedir. Buradaki yükselmenin sebebi çok az miktarda basınç değerinden olabileceği gibi büyük bölümünün kompresörün gerçek çalışma şartlarında teoriden biraz fazla ısınması olduğu söylenebilir. Ancak sıcaklık farkının düşük olması, bu farkın sistem kaskat dengesini etkilememesi ve yoğunlaştırıcısındaki sıcaklık artışının belirli süre sonunda sabitlenmesi nedeniyle genelde tasarım şartlarına ulaşıldığını göstermektedir.

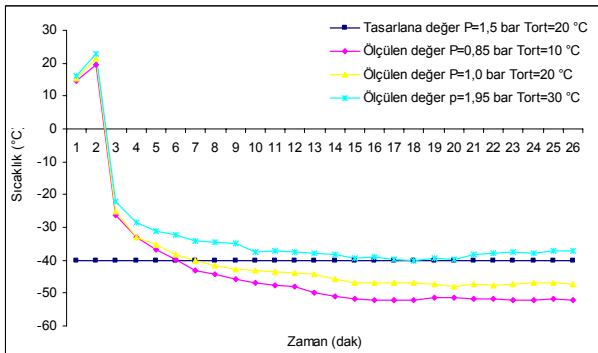
Sistem ayrıca 10 °C, 20 °C ve 30 °C ortam sıcaklıklarında denenmiştir. Ortam sıcaklıkları için her hangi bir düzenleme yapılmayıp normal ortam sıcaklıklarında ölçüm yapılmıştır. Bu sıcaklıklarda DSD çalışma sıcaklıkları Şekil 11 ve Şekil 12’de verilmiştir. Ayrıca Şekil 13’te farklı sıcaklıklar için YSD buharlaştırıcı, Şekil 14’te ise yoğunlaştırıcı sıcaklık değişimleri görülmektedir.



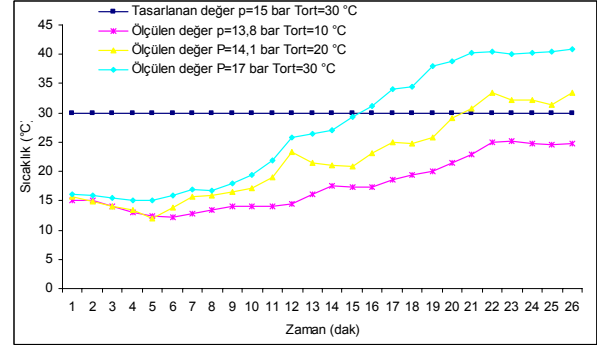
Şekil 11. Farklı sıcaklıklarda DSD buharlaştırıcısının sıcaklık değişimi



Şekil 12. Farklı sıcaklıklarda DSD yoğunlaştırıcısının sıcaklık değişimi



Şekil 13. Farklı sıcaklıklarda YSD buharlaştırıcısının sıcaklık değişimi

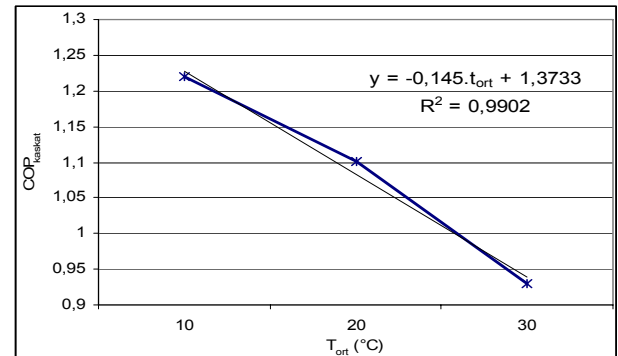


Şekil 14. Farklı sıcaklıklarda YSD yoğunlaştırıcısının sıcaklık değişimi

Şekil 14’den bakıldığında 30 °C ortam sıcaklığında YSD yoğunlaştırıcı sıcaklığının 45 °C’ye yaklaştığı ve tasarım değerinin yaklaşık 15 °C üzerinde olduğu görülmektedir. Bu şartlarda yoğunlaşma basıncı 17 bar olarak ölçülmüştür. Bu değer de tasarım değerinin 2 bar üzerindedir. Burada bu yükselmelerin sebebi ortam sıcaklığının yüksekliğine bağlı olarak YSD yoğunlaştırıcısının rahat ısı atamaması ve yoğunlaşmanın tam gerçekleşmemesidir. Aynı şekilde 10 °C ortam sıcaklığında ise sistemin çalışma sıcaklık ve basıncının tasarım şartlarının daha altında kaldığı görülmektedir. Bu durum sistem YSD yoğunlaştırıcısı, dolayısıyla sistem genel performansı üzerinde olumlu etki yapmaktadır. Ancak 10 °C ortam sıcaklığı düşük bir değer olduğundan her zaman bu çalışma değerleri sağlamayabilir.

Bu sonuçlar Şekil 11, Şekil 12 ve Şekil 13 için ortak değerlendirildiğinde 30 °C’lik ortam sıcaklığında YSD yoğunlaştırıcısındaki bu olumsuz durumlardan dolayı YSD buharlaştırıcısında, dolayısıyla sırasıyla DSD yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcısında tasarlanandan daha kötü sonuçlar ortaya çıktığı görülmektedir. Aynı şekilde 10 °C ortam sıcaklığında ise daha düşük çalışma sıcaklıklarına ulaşıldığı görülmektedir.

Şekil 15’de, üç farklı ortam sıcaklığı için kaskat soğutma sisteminin performansı (STK_{kaskat}) verilmiştir.



Şekil 15. Kaskat soğutma sistemi STK’sının farklı ortam sıcaklıklarına göre değişimi

Şekil 15'ten de görüldüğü üzere sistem performansı ortam sıcaklığı ile doğrudan ilişkilidir. Ortam sıcaklığının artmasına bağlı olarak YSD yoğunlaştırıcısı ile buharlaştırıcısı arasındaki basınç ve kompresörün harcadığı iş artmaktadır. Aksine bir şekilde buharlaştırıcısında yapılan soğutmada bir değişiklik olmayıp geçen akışkan miktarına bağlı olarak azalma görülmektedir. Bu durumda sistemin STK'sı azalmaktadır. Deneylerin yapıldığı 10 °C, 20 °C ve 30 °C ortam sıcaklıkları içerisinde 10 °C'de STK 1,22 olarak bulunmuştur. Tasarım değeri 1,15'e göre bu değer iyi bir değerdir. Ancak daha önce de bahsettiğimiz gibi 10 °C ortam sıcaklığı düşük bir değer olduğu için ortalama çalışma sıcaklığını 20 °C kabul etmek en uygundur. 20 °C ortam sıcaklığında STK 1,1 olarak bulunmuştur. Bu değer tasarım değerine oldukça yakındır. Sonuçlara göre yapılan tasarım değerine az bir farkla yaklaşmıştır.

6. SONUÇ

Yapılan bu çalışmayla kaskat sıcaklık dengesi bakımından R-404A/R-508B soğutucu akışkan çiftinin uygulanabilir olduğu görülmüştür. Her iki soğutucu akışkanın da alternatif soğutucu akışkanlar olması, çalışmanın bir diğer amacı olan alternatif akışkan kullanmayı da sağlamış olmaktadır. Bu sistemlerde en çok arızanın ve çalışma sorunun görüldüğü kaskat ısı değiştirici kısmında plakalı ısı değiştirici kullanılmış ve herhangi bir sorun ile karşılaşılma, oldukça verimli çalışmıştır. Ayrıca plakalı ısı değiştirici kullanılarak kaskat ısı değiştiricinin yalıtım ve soğutucu üzerine yerleştirme sorunu ortadan kaldırılmıştır. İç içe borulu ısı değiştiricilerde imalat zorluğunun yanında, yalıtımları ile beraber soğutucu gövdesi içerisinde muhafaza edilmektedirler. Bu durum zaten yalıtımdan dolayı oldukça büyük olan soğutucu gövdesinin daha da büyümesine sebep olmaktadır.

Not: Bu çalışma 07/2003-23 Kodlu G.Ü. Bilimsel Araştırma Projesi tarafından desteklenmiştir.

7. SİMGELER

STK_{DSD} DSD'nin soğutma performansı

STK_{kaskat} DSD'nin soğutma performansı

STK_{YSD} YSD'nin soğutma performansı

h_1 DSD'indeki buharlaştırıcı çıkış entalpisi, *J/kg*

h_2 DSD'indeki yoğunlaştırıcı giriş entalpisi, *J/kg*

h_3 DSD'indeki yoğunlaştırıcı çıkış entalpisi, *J/kg*

h_4 DSD'indeki buharlaştırıcı giriş entalpisi, *J/kg*

h_5 YSD'indeki buharlaştırıcı çıkış entalpisi, *J/kg*

h_6 YSD'indeki yoğunlaştırıcı giriş entalpisi, *J/kg*

h_7 YSD'indeki yoğunlaştırıcı çıkış entalpisi, *J/kg*

h_8 YSD'indeki buharlaştırıcı giriş entalpisi, *J/kg*

\dot{m}_1 DSD'inde dolaşan akışkan debisi, *g/s*

\dot{m}_2 YSD'inde dolaşan akışkan debisi, *g/s*

Q_{B1} DSD'nin buharlaştırıcı kapasitesi, *W*

Q_{B2} YSD'nin buharlaştırıcı kapasitesi, *W*

Q_{Y1} DSD'nin yoğunlaştırıcı kapasitesi, *W*

Q_{Y2} YSD'nin yoğunlaştırıcı kapasitesi, *W*

W_{K1} DSD'nin kompresör gücü, *W*

W_{K2} YSD'nin kompresör gücü, *W*

8. KAYNAKLAR

1. Kılıçarslan, A., An Experimental Investigation of a Different Type Vapor Compression Cascade Refrigeration System, Applied Thermal Engineering 24, 2611–2626, 2004.
2. Dossat, R.J. Horan, T.J. Principles of Refrigeration, Prentice Hall, New Jersey, 2002.
3. R. Stegmann, Practical Guide To Low Temperature Refrigeration, ASHRAE Journal 42 (1), 42–50, 2000.
4. Rose, D., H., Valence, J., H., “Consideration When Purchasing An Ultra-Low Temperature Freezer, Genetic Engineering News, April, 1-4, 1995.
5. Khan, J.R. Zubair, S.M. Thermodynamic Optimization of Vapor Compression Refrigeration Systems, Energy Conversion and Management, 42, 1457–1475, 2001.
6. Rehman, J., Zubair, S., M., “Design and Rating of a Two-Stage Vapor-Compression Refrigeration System”, Energy, 867-878, 1998.
7. Kanoglu, M., Exergy Analysis of Multistage Cascade Refrigeration Cycle Used For Natural Gas Liquefaction, International Journal of Energy Research 26 (8), 763–774, 2002.
8. Murthy, S., S., Murthy, M.V., K., Experiments On A Cascaded R11-R12 Vapour Compression System For Cogeneration of Heat And Cold, Journal of Heat Recovery Systems, 5 (6), 519–526, 1985.
9. Cho, K., Park, J., Cho, H., Performance of The Cascade System Using Alternative Refrigerants, In: Proceedings of the National Heat Transfer Conference, vol. 1, Publication of ASME, pp. 595–600, 2001.
10. Molenaar, G., L., Use Of R22/23 In Lieu Of R-502/13 In A Cascade Refrigeration System, In: Proceedings, Annual Technical Meeting, Institute of Environmental Sciences, vol. 2, pp. 243–246, 1992.
11. Bateman, D., “Maintaining Reliable Operation Of Very Low Temperature Test Equipment In The Post-CFC ERA”, Institute of Environmental Science, 177-180, 1997.