

Farklı Standart Koşullar İçin İki Kademeli Bir Soğutma Sisteminin Deneysel İncelenmesi

Deniz YILMAZ

Dr. Öğretim Üyesi
İstanbul Arel Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği
İstanbul
denizy.80@gmail.com
orcid: 0000-0003-1109-6397

Ebru MANÇUHAN

Doç. Dr.
Marmara Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Kimya Mühendisliği
İstanbul
emancuhan@marmara.edu.tr
orcid: 0000-0002-7108-4497

ÖZ

Endüstriyel soğutma sistemlerinin enerji verimliliğini ve ekonomisini iyileştirmek için farklı tasarım seçenekleri günümüzde yoğun olarak çalışılmaktadır. Daha iyi çevrim performansı elde etmek için çevrim modifikasyonlarına yoğun bir ilgi literatürden görülmektedir. Son yıllarda, geleneksel çevrimleri değiştirmek, en verimli soğutucu akışkanları aramak, daha iyi kompresörler geliştirmek ve çevrim sistemi yapılandırmalarını optimize etmek de dâhil olmak üzere buhar sıkıştırma çevrimi teknolojilerini geliştirmek için önemli çabalar sarf edilmiştir. Bu çalışmada, farklı standart koşullar altında değişken hızlı kompresörlü buhar sıkıştırma soğutma sisteminin deneysel analizi yapılmıştır. Sistem, SC5, SC4 ve SC3 olan standart koşullara göre farklı oda sıcaklıkları için test edilmiştir. Belirlenen standart koşullarda buharlaştırıcı kapasitesi ve sistemin performans katsayısı (COP) değerlendirilmiştir. Hem hava tarafı hem de soğutucu tarafı hesaplamaları yapılmış ve bu standart koşullar için karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler

Soğutma Sistemi, Soğutucu Akışkan, Endüstriyel Soğutma.

Experimental Investigation of a Two Stage Cooling System for Different Standard Conditions

ABSTRACT

Different design options are being studied extensively today to improve the energy efficiency and economy of industrial cooling systems. An intense interest in cycle modifications is seen from the literature to achieve better cycle performance. In recent years, significant efforts have been made to develop vapor compression cycle technologies, including replacing traditional cycles, searching for the most efficient refrigerants, developing better compressors, and optimizing cycle system configurations. In this study, experimental analysis of variable speed compressor vapor compression cooling system under different standard conditions has been done. The system has been tested for different room temperatures according to standard conditions, SC5, SC4 and SC3. Evaporator capacity and coefficient of performance (COP) of the system were evaluated under the specified standard conditions. Both air side and cooler side calculations were made and compared for these standard conditions.

Keywords

Refrigeration System, Refrigerant, Commercial Refrigeration.

Geliş Tarihi : 07.04.2020

Kabul Tarihi : 08.05.2020

1. GİRİŞ

Günümüzde soğutma teknolojileri, yokluğunun insanın günlük yaşamını ciddi şekilde etkileyebileceği toplumun önemli bir parçası haline gelmiştir. Soğutma endüstrisi, gıdaların ve ilaçların korunması gibi insan sağlığına önemli katkıları olan farklı alanlarda dikkate değer bir rol oynamaktadır. Yıllar boyunca, soğutma sistemleri gıda işleme, dağıtım ve depolama yapan gıda endüstrileri, sağlık sektörü ve kimya endüstrileri gibi çeşitli uygulamalarda kullanılmıştır [1-2]. Yoğun tüketim talebi nedeniyle depolanan ürün miktarları arttıkça cihaz amortisman süreleri de kısalmıştır [3]. Soğutma sistemlerinin verimliliğini artırmak için son yıllarda yoğun olarak çalışılmaktadır. Konuyla ilgili birçok yeni sistem konfigürasyonları mevcuttur. Bu tür endüstriyel ölçekli soğutma sistemlerinin tasarımı uzman mühendisler tarafından yapılsa da, enerji tüketimini azaltabilecek termal verimlilik iyileştirmelerini araştırmak geliştirme çalışmaları açısından önemlidir. Günümüzde merkezi ticari soğutma cihazlarında enerji verimliliğini artırmak için farklı teknolojik çözümler yapılmaktadır.

Çevrim verimini etkileyen en önemli parametrelerden olan soğutucu akışkanlardan sentetik soğutucu akışkanların aksine, karbondioksit kullanılan uygulamalar araştırmacılar için farklı bir yön belirlemektedir. Çünkü daha ayrıntılı termodinamik çevrimler ve gelişmiş ürün teknolojisi gereklidir. Basit tek kademeli çevrim, birçok yazar tarafından geniş bir şekilde araştırılmıştır [4-5]. Diğer olası çevrim konfigürasyonu intercooler ile iki aşamalı sıkıştırıcıdır [6-8]. Bir ısı değiştiricisinde, evaporatörden ve gaz soğutucusundan çıkan akışkanın ısı transferinde bulunduğu çevrimler ve kütle akışının bir kısmının orta basınç tankından döktüğü, kısıldığı ve daha sonra ikinci kısma valfine doğru akan gazın sıcaklığını düşürmek için kullanılan ekonomik iki aşamalı sıkıştırma çevrimleri gibi farklı konfigürasyonlar da literatürde mevcuttur [9-11]. Sarkar ve Agrawal [12] teorik olarak üç farklı konfigürasyon üzerine çalışmışlar ve paralel sıkıştırıcı çevrimin özellikle düşük sıcaklık uygulamalarında, seçilen aralıklarda temel çevrim üzerinde %47'lik bir COP iyileştirmesi elde etmişlerdir. Literatürden görüldüğü üzere, birçok araştırmacı, temel çevrim modifikasyonları hakkında hem teorik hem de deneysel olarak, belirli çalışma koşullarında elde edilebilecek faydaların altını çizen sonuçlarla çeşitli çalışmalar yapmışlardır. Bek-

lenen performans artışı açısından en umut verici çevrim düzenlerinden biri paralel sıkıştırıcıdır.

Merkezi soğutma sistemlerinde karbondioksitin soğutucu akışkan olarak verimli kullanılmasının çeşitli olanakları vardır. Tek kademeli transkritik soğutma çevriminde soğutucu akışkan veya kaskat sistemlerinin düşük sıcaklık çevriminde ikincil soğutucu akışkan olarak kullanılabilir. Kaskat sistemler, özellikle yüksek basınç oranlarının karşılanması gereken uygulamalarda etkilidir; bu nedenle, gıda dondurma için ticari soğutmada [13] veya yüksek sıcaklıklı ısı pompalarında bulunabilirler [14]. Çeşitli çalışmalarda, karbondioksitin sıcak iklimlerde kaskat sistemlerinin düşük sıcaklık çevriminde soğutucu olarak kullanılması ve soğuk iklimlerde transkritik çevrimlerde soğutucu akışkan olarak kullanılması önerilmektedir. Literatürde soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanılan kademeli soğutma sistemleri hakkında çok sayıda sayısal ve deneysel çalışma bulunmaktadır [15-17]. Casson [18], -10 °C ila -30 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında çalışan CO₂ kaskat soğutma çevriminin COP değerini hesaplamış ve deneysel ve sayısal çalışmalardan toplanan verilerle artan ortam sıcaklıklarıyla COP değerinin düştüğünü bildirmiştir. Bansal [19] düşük sıcaklıktaki uygulamalarda CO₂'in geleneksel çevrimlere göre daha uygun soğutucu olduğunu ve termo-fiziksel özelliklerine göre diğer soğutucu akışkanlara göre daha avantajlı olduğunu belirtmiştir. Bu çalışmada Bansal, CO₂ kullanılan kaskat soğutma sisteminin, soğutucu akışkanın yaygın olarak kullanılan soğutma sistemlerine göre %60 daha iyi performans gösterdiği gösterilmiştir. İki kademeli soğutma sistemlerinde verimli bir sistem projelendirmek için, performans iyileştirme çalışmaları, çeşitli araştırmacılar tarafından yapılmıştır. Sun vd.'leri yapmış oldukları çalışmada, yüksek verimli bir iki kademeli sistem elde etmek için soğutucu akışkanların performansını araştırmıştır. Genel olarak, önerilen geliştirilmiş iki kademeli CO₂ sistemin, süpermarket soğutma uygulaması için mevcut tek kademeli R134a soğutma sistemi yerine iyi bir alternatif olduğu sonucuna varmıştır [20].

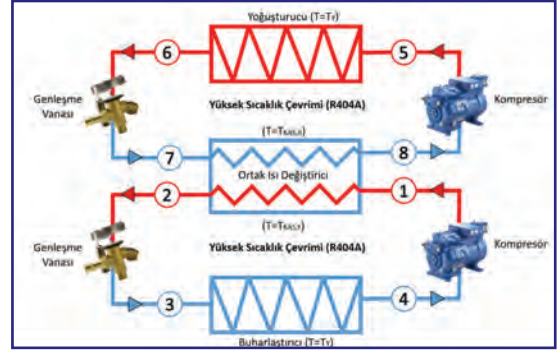
Bu çalışmada, kritik şartlar altında çalışan iki kademeli bir soğutma sistemi ele alınmıştır. Soğutma sistemlerinde sentetik soğutucular yerine kademeli olarak doğal soğutucuların alması amacıyla düşük sıcaklık çevriminde CO₂, yüksek sıcaklık çevriminde ise soğutma sistemlerinde sıkça kul-

lanılan R404A soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Sistem, SC5, SC4 ve SC3 olan standart koşullarının referans alındığı farklı oda sıcaklıkları için test edilmiştir. Evaporatör kapasiteleri ve sistemin verimliliği belirlenen koşullar için değerlendirilmiştir. Hem hava tarafı hem de soğuk oda tarafı için hesaplamaları yapılmış ve seçilen SC koşullar için karşılaştırılmıştır.

2. YÖNTEM

R404A/CO₂ kaskat soğutma sisteminin deneysel kurulumu birbiriyle ilişkili 2 temel sistemden oluşur. İklimlendirilmiş test odaları, iç odanın ortam koşullarının tüm etkilerini izole etmesini sağlamak için birbiri içinde iki yalıtımlı odadan oluşmaktadır. Dış odada, iç oda ile senkronize deney sıcaklığına ulaşmak için bir klima santrali bulunmaktadır. İç odada ayrıca bir klima santrali vardır ancak alanı soğutmamaktadır. Çünkü testin kendisi evaporatör performansını istenen koşullara kadar geçen süre ile ölçmektedir. Böylece CO₂ evaporatörü iç odayı soğutmaktadır (Şekil 1). Kaskat soğutma sistemi, kaskat sistem yoğuşturucusu ile birbirine bağlanan iki ayrı çevrimden oluşur. R404A tarafı, CO₂ soğutucu akışkanının yoğuşturucu basıncını ve sıcaklığını kontrol eden Yüksek Sıcaklık Çevrimidir (YŞÇ). CO₂ tarafı, iç odadaki soğutma alanının sıcaklığını kontrol eden Düşük Sıcaklık Çevrimidir (DŞÇ). YŞÇ’de hava soğutmalı bir yoğuşturucu kullanılır ve kaskat yoğuşturucusu evaporatörüdür. YŞÇ soğutucuyu çevrimde dolaştırmak için invertörlü bir kompresör kullanır ve DŞÇ yoğuşturucu çıkış basıncı ve sıcaklığı nedeniyle frekans kontrolü gerçekleşir. YŞÇ evaporatöründen önceki genişlemeyi ayarlamak için bir termostatik genişleme valfi kullanılmıştır. DŞÇ’de, sistemin sıcaklığını istenen soğutma alanı sıcaklıklarına göre düzenlemek için invertörlü yarı hermetik bir kompresör kullanılmıştır. Evaporatörde hassas sıcaklık ayarı için bir elektronik genişleme valfi kullanılmıştır. İç odada SC5 için sırasıyla 7,75 kW, SC4 için 7,48 kW ve SC3 koşulları için 9,51 kW kapasiteli bir CO₂ evaporatörü bulunmaktadır.

YŞÇ ve DŞÇ çevrimlerinde, çalışma aralıklarında ayrı ayrı ve eşzamanlı olarak basit soğutma çevrimleri meydana gelir. İç odanın istenen sıcaklığı ASHRAE 33 Standart Koşullar Standartlarına göre belirlenmiştir. Deneyler, sırasıyla -34 °C , -25 °C ve -18 °C oda sıcaklıkları ve -40 °C , -31 °C ve -25 °C evaporasyon sıcaklıkları gerektiren SC5, SC4



Şekil 1. Deney sistemi şematik gösterimi

Tablo 1. Ölçüm Cihazları ve Hassasiyetleri

Ölçülen Değer	Ölçüm Aleti	Çalışma Aralığı	Hassasiyet
Sıcaklık (°C)	PT-1000	-70,0/+240,0	±0,3%
Basınç (bar)	Basınç sensörü	-1,0/159,0	±0,5%
Akışkan debisi (kg/s)	Coriolis Debimetre	0,00/0,18	±0,1%
Güç (kW)	Enerji analizörü	0,0 to 99,0	±0,5%
Ortam sıcaklığı (°C)	NTC	-50,0/+150,0	±0,3%

ve SC3 Standart Şartları için gerçekleştirilmiştir.

Ayrıca, her çevrimin debisini belirlemek için CO₂ ve R404A çevrimleri için akış ölçümleri yapılmıştır. Evaporatörün toplam soğutma kapasitesi, iç odada çalışan klima santralindeki oransal ısıtma kontrolü kullanılarak belirlenmiştir. Toplam güç tüketimi, kontrol ünitesine yerleştirilmiş bir enerji analizörü ile ölçülür. Hem R404A, hem de CO₂ tarafı güç tüketimini ölçen ek enerji analizörleri de sisteme yerleştirilmiştir. Tüm COP değerleri, analizörlerden kaydedilen değerlere göre hesaplanmıştır. Ölçüm cihazları ve hassasiyetleri Tablo 1’de verilmiştir. Termodinamik hesaplamalar, boru hattına yerleştirilen sensörlerden toplanan verilere dayanmaktadır. Her bileşenin giriş ve çıkış sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmektedir. Soğutma sisteminin kontrolünü sağlamak amacıyla sistemin belirli noktalarına sıcaklık, nem, basınç, debi ölçüm cihazları yerleştirilmiştir. Bu ölçüm cihazlarından alınan bilgiye ve sistemin çalışma aralıklarına göre bir kontrol senaryosu oluşturulmuştur. Bu senaryo PLC ünitelere programlama dili kullanılarak akta-

rlmıştır ve sistemin istenilen şartlarda çalışması sağlanmıştır. Kontrolün daha sağlıklı ve sürekli yapılabilmesi için bir kullanıcı ara yüzü tasarlanmış ve bu ara yüze internet üzerinden belirli kişilerin ulaşabilmesi ve sistemi kontrol edebilmesi olanağı sağlanmıştır. Sensörlerden gönderilen değerler belirli aralıklarla kaydedilerek istenilen zamana ait kayıt verilerine ulaşım sağlanmıştır.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Kademeli soğutma sistemi birbirine bağlı iki soğutma çevriminden oluştuğu ve sistemin genel COP değerine odaklandığımız için, sıcaklık, basınç ve kütle akış hızı, hem DSC hem de YSC'nin her bir bileşeninden ölçülmüştür. Sistemin genel COP'si, düşük sıcaklık çevrimin evaporatör kapasitesi ve hem yüksek hem de düşük sıcaklık çevrimlerinin güç tüketimi ile hesaplanmıştır. Yüksek sıcaklık çevriminin sıcaklık ve basınç ölçümü sadece düşük sıcaklık çevriminin gözlemlenmesi ve kontrolü için yapılır. CO₂ soğutucu akışkan debisi helisel dişli debimetre kullanılarak ölçülmüştür. Bu ölçümlere dayanarak, kaskad sisteminin COP'sini hesaplamak için CO₂ ve R404A çevrimlerinin kütle ve enerji denklemleri geliştirilmiştir.

İç odanın oda sıcaklığı standart koşullara (SC3-SC4-SC5) göre ayarlanmıştır. Kabuk oda sıcaklık değeri iki oda arasında ısı transferi olmaması için iç oda ile aynı değere ayarlandı. İç oda sıcaklığı istenilen değere ulaştıktan sonra, oda içinde sabit sıcaklık değeri elde etmek için CO₂ çevriminin evaporatör kapasitesine eşit ısı kapasitesi yüklendi. Deneyler boyunca iç oda sıcaklık değişimleri Şekil 2, 3 ve 4'te görülmektedir. Isıtma yükü oransal olarak kontrol edilen elektriksel direncine ulaşır ve güç tüketimi bir enerji analizörü tarafından kaydedilir. Ölçülen ortalama sıcaklık ve basınç değerleri, sırasıyla Tablo 2, 3 ve 4'te SC5, SC4 ve SC3 için verilmiştir. Şekil 2, 3 ve 4'de görüldüğü gibi, SC5 koşulunda -34 °C istenen oda sıcaklığına, 25 °C oda sıcaklığından başlayarak 350 dakika sonra ulaşılmıştır. SC4 için iç oda hava sıcaklığı ortalama -25 °C'ye yaklaşık 250 dakika, SC3 için iç oda havası sıcaklığı -18 °C'ye yaklaşık 200 dakikada ulaşılmıştır.

Daha önce belirtildiği gibi; elektrikle çalışan elemanların (kompresörler, fanlar) güç tüketimi, her biri için enerji analizörü kullanılarak ölçülmüştür ve Tablo 6'da verilmiştir.

Tablo 2. SC5 Koşullarında Düşük Sıcaklık Çevrimi Ortalama Sıcaklık, Basınç ve Entalpi Değerleri

Ölçüm Noktası	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)
Kompresör Girişi	9,24	-22,11	454,35
Kompresör Çıkışı	24,82	75,48	532,39
Yoğuşturucu Çıkışı	24,69	-11,87	172,14
Expansion Valf Çıkışı	9,42	-41,86	109,19
Buharlaştırıcı Çıkışı	9,36	-37,41	439,27

Tablo 3. SC4 Koşullarında Düşük Sıcaklık Çevrimi Ortalama Sıcaklık, Basınç ve Entalpi Değerleri

Ölçüm Noktası	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)
Kompresör Girişi	13,08	-12,48	458,15
Kompresör Çıkışı	26,52	47,41	502,84
Yoğuşturucu Çıkışı	26,06	-10,48	173,00
Expansion Valf Çıkışı	13,42	-31,86	129,17
Buharlaştırıcı Çıkışı	13,22	-26,94	441,88

Tablo 4. SC3 Koşullarında Düşük Sıcaklık Çevrimi Ortalama Sıcaklık, Basınç ve Entalpi Değerleri

Ölçüm Noktası	Basınç (bar)	Sıcaklık (°C)	Entalpi (kJ/kg)
Kompresör Girişi	16,12	-9,45	455,43
Kompresör Çıkışı	25,61	32,74	488,09
Yoğuşturucu Çıkışı	25,13	-12,51	170,73
Expansion Valf Çıkışı	16,38	-26,14	141,15
Buharlaştırıcı Çıkışı	16,15	-21,18	442,21

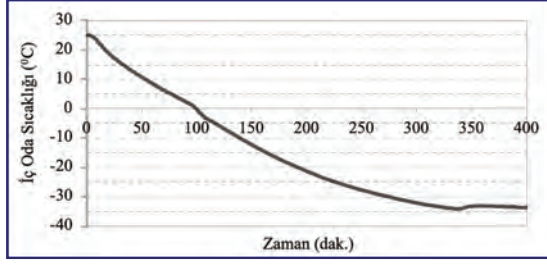
Ölçülen CO₂ debileri, standart koşullara göre Tablo 5'te verilmiştir.

Tablo 5. Farklı Çalışma Şartları İçin Akışkan Debileri (CO₂ Çevrimi)

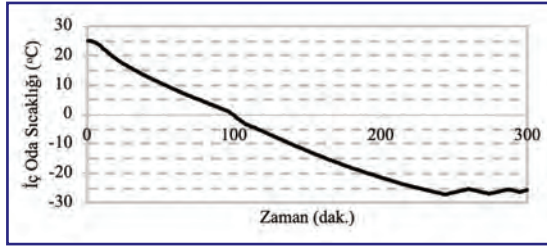
Çalışma Şartı	Debi (kg/s)
SC3	0,0031
SC4	0,0023
SC5	0,0022

Tablo 6. Sistem Elemanlarının Güç Tüketimleri

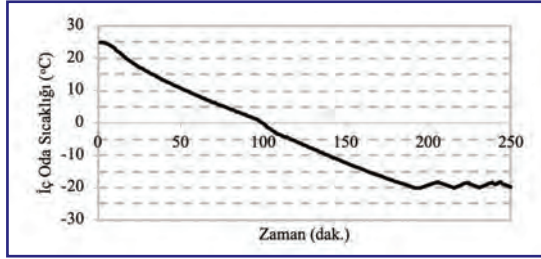
Komponent	Güç (kW)		
	SC5	SC4	SC3
CO ₂ Kompresörü	1,9	1,28	1,09
R404a Kompresörü	3,62	3,00	2,85
CO ₂ Evaporatör Fanı	0,33	0,33	0,33
R404a Yoğuşturucu Fanı	0,49	0,49	0,49



Şekil 2. İç oda sıcaklığının zamana bağlı değişimi (SC5 için)



Şekil 3. İç oda sıcaklığının zamana bağlı değişimi (SC4 için)



Şekil 4. İç oda sıcaklığının zamana bağlı değişimi (SC3 için)

Evaporasyon sıcaklığı arttıkça, CO₂ kompresörünün termodinamik olarak güç tüketimi azalmaktadır. Bu esnada kompresörün emiş ve basma basıncı arasındaki fark azaldığından kompresör daha az iş yapmakta ve daha az elektrik tüketmektedir.

Evaporatör kapasitesi ve performans katsayısı, termodinamik yasalarına ilişkin Tablo 7'deki denklemlere göre hesaplanır.

Kaskat sisteminin COP'sini hesaplamak için her iki çevrimindeki tüm bileşenlerin toplam elektrik tüketimi gereklidir. Bu nedenle, DSC'nin toplam elektrik tüketimi, Denklem 7'deki gibi hem kompresör iş tüketiminin hem de evaporatör fanlarının toplamı olarak hesaplanır.

$$\dot{W}_{\text{toplam,DSC}} = \dot{W}_{\text{comp,CO}_2} + \dot{W}_{\text{e,fan}} \quad (7)$$

Tablo 7. Sistem için kullanılan Termodinamik Denklemler

Çevrim	Sistem Elemanları	Denklemler
DSC	Buharlaştırıcı	$\dot{Q}_{e,CO_2} = \dot{m}_{CO_2}(h_{e,o} - h_{e,i})$ (1)
	Yoğusturucu	$\dot{Q}_{c,CO_2} = \dot{Q}_{e,R404A} = \dot{Q}_{c,so}$ (2)
	Kompresör	$\dot{W}_{\text{comp,DSC}} = \dot{m}_{CO_2}(h_{\text{comp,o}} - h_{\text{comp,i}})$ (3)
YSÇ	Buharlaştırıcı	$\dot{Q}_{e,R404A} = \dot{m}_{R404A}(h_{e,o} - h_{e,i})$ (4)
	Yoğusturucu	$\dot{Q}_{c,R404A} = \dot{m}_{R404A}(h_{c,i} - h_{c,o})$ (5)
	Kompresör	$\dot{W}_{\text{comp,YSÇ}} = \dot{m}_{R404A}(h_{\text{comp,o}} - h_{\text{comp,i}})$ (6)

Ayrıca, YSÇ'nin toplam elektrik tüketimi, hem kompresör iş tüketiminin hem de yoğusturucu fanlarının toplamı aşağıdaki gibi hesaplanır,

$$\dot{W}_{\text{toplam,YSÇ}} = \dot{W}_{\text{comp,R404A}} + \dot{W}_{\text{e,fan}} \quad (8)$$

R404A/CO₂ kaskad sistemi COP değeri;

$$\text{COP}_{R404A/CO_2} = \dot{Q}_{e,CO_2} / [\dot{W}_{\text{toplam,DSC}} + \dot{W}_{\text{toplam,YSÇ}}] \quad (9)$$

Evaporatörün soğutma kapasitesi, CO₂ çevriminde ölçülen basınç ve debi değerleri ile hesaplanır. CO₂ evaporatörünün sıcaklık ve basınç değerleri evaporatör giriş ve çıkışında ölçüldü. Aynı zamanda, hava tarafı ölçümleri, bir hava akış kanalı kullanılarak CO₂ evaporatörünün giriş ve çıkışında yapıldı. Evaporasyon sıcaklığı arttıkça, kompresör güç tüketimi ve soğutulan ortamdan çekilen ısının azalmasının bir sonucu olarak toplam performans katsayısının artması beklenir. Tablo 8'de görüldüğü gibi -34 °C, -25 °C ve -18 °C soğuk oda SC gibi şartları için sırasıyla 1,14; 1,40; 1,96 COP değerleri deneysel veriler kullanılarak hesaplandı. Ayrıca Tablo 8'de, evaporatör kapasite değerlerinin deney düzeneğinin hava tarafından ölçülen değerlerden hesaplanan ile yaklaşık aynı olduğu görülmektedir.

Tablo 8. Farklı Standart Şartlar için Evaporatör Kapasiteleri ve COP Değerleri

Standart Şartlar	Q _{evap} (kW)	W _{CO2+R404A} (kW)	COP
SC3	9,33	4,76	1,96
SC4	7,19	5,10	1,40
SC5	7,26	6,34	1,14

Sistemin COP değerlerini arttırmak için, düşük sıcaklık çevriminde kullanılan aşırı soğutma ve aşırı ısıtma değerleri yeniden seçilerek test edilmelidir. Ayrıca özellikle çalışma koşulları dikkate alınarak evaporatör tasarımındaki farklı kombinasyonlar, sistemin daha iyi COP değerlerine elde edilmesini sağlayabilir.

SEMBOLLER

COP	Performans Katsayısı [boyutsuz]
CO ₂ _{evap}	Buharlaştırıcı, CO ₂ tarafı
h	Entalpi [kJ.kg ⁻¹]
m	Debi [kg/s]
P	Güç tüketimi [kW]
PLC	Programlanabilir Mantık Devresi
Q _{evap}	Buharlaştırıcı soğutma kapasitesi [kW]
RH	Bağıl nem [%]
SC3	Standart Şart 3 [°C]
SC4	Standart Şart 4 [°C]
SC5	Standart Şart 5 [°C]
YŞÇ	Yüksek Sıcaklık Çevrimi
DŞÇ	Düşük Sıcaklık Çevrimi

KAYNAKLAR

- [1] Stoecker, W.F., Industrial Refrigeration Handbook, McGraw-Hill, 1998.
- [2] The Role of Refrigeration in the Global Economy 29th Informatory Note on Refrigeration Technologies, International Institute of Refrigeration, November 2015.
- [3] Yilmaz, D., Yilmaz, I.C., Comparative Cost Assessment of Cold Storage Plants and Natural Storage Structures for Potato, Potato Res., 1-9, (2020).
- [4] Lorentzen, G., Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant, Int J Refrig., 17:292-301, 1994.
- [5] Cavallini, A., Neksa, P., Prospects for the Return of CO₂ as a refrigerant, Buenos Aires (Argentina): CIAR, 761–790, 2001.
- [6] Cavallini, A., Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Zilio, C., Two-stage Transcritical Carbon Dioxide Cycle Optimisation: a Theoretical and Experimental Analysis, Int J Refrig., 28:1274–1283, 2005.
- [7] Cho, H., Ryu, C., Kim, Y., Cooling Performance of a Variable Speed CO₂ Cycle With an Electronic Expansion Valve and Internal Heat Exchanger, Int J Refrig., 30:664–671, 2007.
- [8] Agrawal, N., Bhattacharyya, S., Studies on a Two Stage Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump Cycle With Flash Intercooling, Appl Therm Eng., 27:299–305, 2007.
- [9] Rigola, J., Ablanque, N., Pérez-Segarra, C.D., Oliva, A., Numerical Simulation and Experimental Validation of Internal Heat Exchanger Influence on CO₂ Transcritical Cycle Performance, Int J Refrig.,33:664–74, 2010.
- [10] Torrella, E., Sánchez, D., Llopis, R., Cabello, R., Energetic Evaluation of an Internal Heat Exchanger in a CO₂ Transcritical Refrigeration Plant Using Experimental Data, Int J Refrig., 34:40–9, 2011.
- [11] Agrawal, N., Bhattacharyya, S., Studies on a Two Stage Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump Cycle With Flash Intercooling, Appl Therm Eng., 27:299–305, 2007.
- [12] Sarkar, J., Agrawal, N., Performance Optimization of Transcritical CO₂ Cycle With Parallel Compression Economization, Int J Therm Sci., 49:838–43, 2010.
- [13] Llopis, R., Sánchez, D., Sanz-Kock, C., Cabello, R., Torrella, E., Energy and Environmental Comparison of Two-Stage Solutions for Commercial Refrigeration at Low Temperature: Fluids and Systems, Appl. Energy, 138:133–142, doi:10.1016/j.apenergy.2014.10.069, 2015.
- [14] Mota-Babiloni, A., Mateu-Royo, C., Navarro-Esbrí, J., Molés, F., Amat-Albuixech, M., Barragán-Cervera, Á., Optimisation of High-Temperature Heat Pump Cascades With Internal Heat Exchangers Using Refrigerants With Low Global Warming Potential, Energy, 165:1248–1258, doi:10.1016/j.energy.2018.09.188, 2018.
- [15] Lee T., Liu C., Chen T. , Thermodynamic Analysis of Optimal Condensing Temperature of Cascade Condenser in CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration Systems, Int J Refrig., 29: 1100–1108, 2006.
- [16] Bansal, P.K., Jain, S., Cascade Systems: Past, Present, and Future, ASHRAE Trans., 113 (1): 245–252, 2007.
- [17] J. Alberto Dopazo, J. F. Seara, F. J. Uhia, Theoretical Analysis of a CO₂–NH₃ Cascade Refrigeration System for Cooling Applications at Low Temperatures, Appl. Therm Eng., 29:1577-1583, 2007.
- [18] V. Casson, Theoretical and experimental analysis of CO₂ as a refrigerant in retail refrigeration (in Italian). PhD. Thesis, Università di Padova, Italy, (2002).
- [19] P. Bansal, A Review - Status of CO₂ as a Low Temperature Refrigerant: Fundamentals and R&D Opportunities, Appl. Therm Eng, 41:18-29, 2012.
- [20] Sun, Z., Li, J., Liang, Y., Sun, H., Liu, S., Yang, L., Wang C., Dai, B., Performance Assessment of CO₂ Supermarket Refrigeration System in Different Climate Zones of China, Energy Convers Manage., 208:112572, 2020.