

Ultra Düşük Sıcaklıkta (-78 °C) Kaskad Soğutma Sisteminin Farklı Tasarım ve Operasyon Parametreleri İçin Teorik Analizi

Berçem Kiran YILDIRIM

Dr. Öğretim Üyesi
Marmara Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Kimya Mühendisliği
İstanbul
bercem.kiran@marmara.edu.tr
orcid: 0000-0002-7504-0176

Deniz YILMAZ

Doç. Dr.
İstanbul Arel Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği
İstanbul
denizyilmaz@arel.edu.tr
orcid: 0000-0003-1109-6397

Ebru MANÇUHAN

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

ÖZ

Ultra düşük sıcaklıkta çalışan soğutma sistemlerinin kullanım alanları oldukça yaygındır. Özellikle biyolojik ürünlerin uzun süre depolanabilmesi için ultra düşük sıcaklıklarda çalışabilen soğutma sistemlerine ihtiyaç vardır. Bunun önemli örneklerinden biri Covid-19 salgını sonlandırmaya yönelik SARS-CoV-2 virüsüne karşı geliştirilmiş Pfizer/BioNTech aşısı için gerekli saklama koşulları, -70 °C'de 6 ay, buzdolabında ise +4 °C'de 5 gün saklanabilmektedir. Ayrıca, hayati önem taşıyan kan ve kan bileşenlerinin de uzun süre depolanması işlemi bu sıcaklık şartlarında gerçekleştiğinden bu sistemlerin verimli bir şekilde çalışması oldukça önemlidir. Ultra düşük sıcaklık değerlerini sağlamak için uygulamalarda iki kademeli soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada, biyolojik ürünlerin depolama sıcaklığını ultra düşük bir sıcaklık (-78 °C) değerine düşürebilecek farklı soğutma kapasitelerinde (1, 3, 6, 9 kW) tasarlanan bir kaskad soğutma sistemi teorik olarak modellenmiştir. Kaskad soğutma sisteminin yüksek sıcaklık çevriminde R404A; düşük sıcaklık çevriminde ise R508B soğutucu akışkanı kullanıldı. Modelde yoğuşma, kaskad buharlaşma sıcaklıkları gibi çalışma parametrelerinin sistem performans katsayısına (COP) etkileri belirlendi. Böylece farklı soğutma kapasiteleri için optimum çalışma parametreleri önerildi.

Anahtar Kelimeler

Ultra Düşük Sıcaklık, Kademeli Soğutma Sistemi, Performans Katsayısı.

Theoretical Analysis of Ultra-Low Temperature (-78 °C) Cascade Refrigeration System for Different Design and Operation Parameters

ABSTRACT

The application areas of ultra-low temperature refrigeration systems are widespread. In particular, it is required refrigeration systems that can operate at ultra-low temperatures for long-term storage of biological products. An important example of this is the conditions required to store the Pfizer/BioNTech vaccine developed against the SARS-CoV-2 virus to end the COVID-19 pandemic. It can be stored for 6 months at -70 °C and 5 days at +4 °C. Moreover, the storage of vital blood and blood components for a long time is performed at these temperature conditions; therefore, the operation of these systems efficiently is of great importance. Two-stage refrigeration systems are used in applications to provide ultra-low temperature values. A theoretical model of a cascade refrigeration system designed with different refrigeration capacities (1, 3, 6, 9 kW) could reduce biological products' storage temperature to an ultra-low temperature (-78 °C) was developed in this study. R404A was used in the high-temperature cycle of the cascade refrigeration system, while R508B refrigerant was circulated in the low-temperature cycle. The effects of operating parameters such as condensation and cascade evaporation temperatures on the coefficient of performance (COP) were determined in the model. Thus, optimum operating parameters were proposed for different refrigeration capacities.

Keywords

Ultra-Low Temperature, Cascade Refrigeration System, Coefficient of Performance.

Geliş Tarihi : 14.07.2021
Kabul Tarihi : 25.10.2021

1. GİRİŞ

Ultra düşük sıcaklık uygulamaları şoklama sıcaklıkları olan $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile kriyojenik sıcaklıkların üst limiti olan $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişen sıcaklıktaki uygulamalara verilen isimdir. Ultra düşük sıcaklık uygulamalarının gıda ve ilaç gibi farklı sektörlerde ürünlerin istenilen koşullarda depolanması amacıyla yaygın olarak tercih edildiği bilinmektedir. Buna ek olarak, dondurarak saklama işlemi (kriyoprezervasyon) olarak bilinen uygulamada; kan bileşenleri, kemik iliği, kök hücresi kültürleri, test malzemeleri, dokular ve organlar vb. gibi farklı biyolojik örneklerin depolanmasında kullanılmaktadır.

Dondurarak saklama işlemi ilk olarak Tullis tarafından önerilen metotla [1,2] eritrositler içinde uygulanması %40 gliserolün eritrositik süspansiyona katılmasıyla $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de mekanik dondurucularda yapılmıştır ve dondurulmuş kırmızı hücreler $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de saklanmıştır [3]. Bu ürünlerin bozulmalarının engellenmesi için yapılan dondurularak saklama işleminde, istenilen sıcaklıklara ulaşmak için belirtildiği gibi ultra düşük sıcaklık soğutma sistemlerinden faydalanılmaktadır.

Ultra düşük sıcaklık soğutma sistemlerinde, istenilen sıcaklıklarda verimli bir şekilde çalışabilmek için kullanılan farklı yöntemler mevcuttur. Yaklaşık $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarında çalışmak için kullanılacak iki yöntem önerilmiştir. Bunlar, çok kademeli kaskad soğutma çevrimi kullanılmak veya $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de sıvılaştırma sıcaklığına sahip sıvı azot kullanımınıdır [4]. Sıvı azotun kullanımının maliyet açısından dezavantaj yaratması ve pratik olmaması sebebiyle tercih edilmediği ortaya konulmuştur. Bu problemler dikkate alınarak, literatürde iki kademeli karışık soğutucu akışkanlı bir kriyojenik buzdolabı önerilmiştir [5-8].

Ultra düşük sıcaklık soğutma sistemlerinde kullanımını gün geçtikçe yaygınlaşan iki kademeli kaskad sistemleri yüksek sıcaklık çevrimi (YSÇ) ve düşük sıcaklık çevrimi (DSÇ) olarak adlandırılan iki kademe içermektedir. Herbir kademede kullanılacak olan doğal ve sentetik soğutucu akışkanlar mevcuttur. En çok kullanılan yüksek sıcaklık çevrimi akışkanları R-134a, R-404A ve R507A'dır. Düşük sıcaklık çevriminde ise; R-13, R-503, R23 ve R508B akışkanları kullanılabilir. Literatürde farklı soğutucu akışkanların kullanıldığı ultra-düşük sıcaklıklarda çalışan iki kademeli so-

ğutma sistemleriyle ilgili çeşitli deneysel ve teorik çalışmalar mevcuttur.

Aprea ve Maiorino organ ve hücrelerin korunması için otokaskad soğutma sisteminde ultra düşük sıcaklıkta deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. Sistemin $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ düşük sıcaklık değerinde çalışması için gerekli güç değeri deneysel olarak 250 W olarak ölçülmüş ve oldukça düşük performans katsayısı (COP) tespit edilmiştir [4].

Hugh ve ark. yaptıkları çalışmada; R23/R134A akışkan çifti kullanılan $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık için bir soğutma sistemini teorik olarak modellemiştir. Teorik analizlerde; kütsel olarak %33,4 R23, %66,6 R134A'dan oluşan karışımla $-78,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ evaporasyon sıcaklığına ulaşılmaktadır. Belirtilen koşullarda sistem deneysel olarak $-75,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye ulaşmakta ve sistemin $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığa ulaşabilmesi için karışımdaki R23 oranının artırılması gerektiği sonucuna varmışlardır [9].

Parekh ve Tailor yaptıkları teorik çalışmada ozon dostu soğutuculardan R507A ve R23 kullanılan bir kaskad soğutma sisteminin tasarım ve operasyon parametreleri optimize edilmiş ve çalışma parametrelerinin COP'ye etkisini belirlemiştir. Örneğin, DSC'de buharlaştırıcı sıcaklığı $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye artarken COP değerinin yaklaşık %57 arttığı tespit edilmiştir [10].

Yılmaz ve ark. yaptıkları çalışmada ultra düşük sıcaklıklarda çalışan kaskad soğutma sistemini teorik olarak incelemiştir. İlk çalışmada, R404A/R508B kaskad sistem performansını analiz etmek için kütle, enerji ve ekserji denklemleri kullanılarak bir matematiksel model Engineering Equation Solver (EES) yazılımı kullanılarak geliştirilmiştir. COP değerleri, ikinci kanun verimi ve toplam ekserji kaybı farklı çalışma parametre değerleri için hesaplanarak karşılaştırılmıştır [11]. Literatüre sunulan diğer çalışmada ise sentetik (R404A/R508B) ve doğal (R1270/R170) iki farklı soğutucu çifti kullanılan bir kaskad sistemi $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dan $-86\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye değişen sıcaklıklar için EES programıyla modellenmiştir. Geliştirilen modelde farklı soğutucu akışkan çiftinin COP ve çevreye etkileri hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Sistem performans katsayısının doğal akışkan çifti için sentetik soğutucu çiftine göre %5 daha iyi olurken CO_2 emisyonunun ise yarı yarıya azaldığı belirlenmiştir [12].

Niu ve ark. ultra düşük sıcaklıkta kaskad soğutma

sisteminde CO₂ katı-gaz iki faz akışını incelemişlerdir. Sistemin uygun çalışma koşullarında -62 °C sıcaklığında sürekli ve dengeli olarak çalışabildiği sonucuna varılmıştır [13].

Bu sistemlerde kullanılacak farklı soğutucu akışkanlar ile ilgili geniş literatür bilgisi Mota-Babiloni ve ark. tarafından yapılan bir çalışmada sunulmuştur [14].

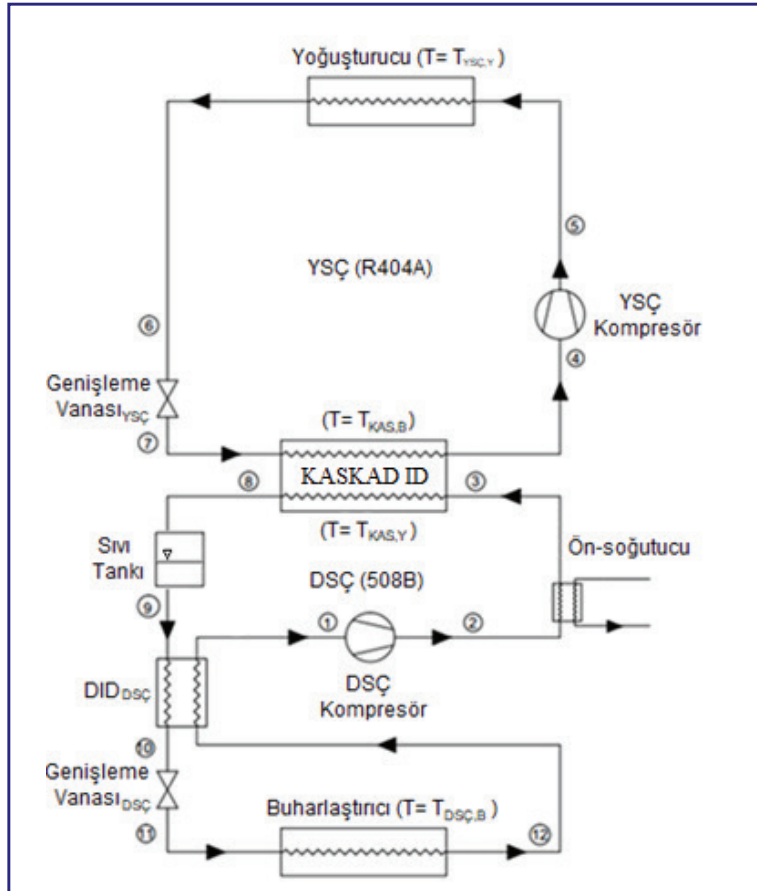
Bu çalışmada, EES yazılımı kullanılarak kaskad sistemi ultra düşük sıcaklık (-78 °C) koşulunda farklı soğutma kapasiteleri (1, 3, 6, 9 kW) için teorik olarak modellenmiştir. Modelde yoğuşma, kaskad buharlaşma sıcaklığı gibi çalışma parametrelerinin sistem performansına etkileri belirlenip, farklı soğutma kapasiteleri için en optimum çalışma parametreleri belirlenmiştir. Geliştirilen model ile kaskad sistemi komponentlerinin kapasiteleri, farklı soğutma kapasiteleri için hesaplanarak gelecekte kurulumu yapılacak sistemler için veri seti oluşturulmuştur.

2. TEORİK MODELLEME

2.1. Ultra-Düşük Sıcaklık İçin Soğutma Sistemi

Geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde, yüksek basınç (yoğuşma basıncı) ve düşük basınç (buharlaşma basıncı) çevrimi olarak iki basınç kademesi vardır. Bu basınç değerleriyle sırasıyla yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları belirlenir. Kaskad sisteminde ise ara basınç adı verilen ek basınç aşaması vardır. Bu tür iki kademeli soğutma sistemlerinin tasarımında, basit sisteme ek olarak dahili ısı değiştirici (DID) veya en yaygın olarak uygulamalarda 'ekonomizer' olarak adlandırılan bir ısı değiştirici vardır.

İki kademeli kaskad soğutma sistemi Şekil 1'de görülmektedir. Kaskad sistem yüksek sıcaklık çevrimi (YŞÇ) ve düşük sıcaklık çevrimi (DŞÇ) olmak üzere iki çevrimden oluşur. Bu iki çevrimi birbirine bağlayan bir kaskad ısı değiştiricisi mevcuttur. Kaskad ısı değiştiricisi YŞÇ'de sıvı fazdaki

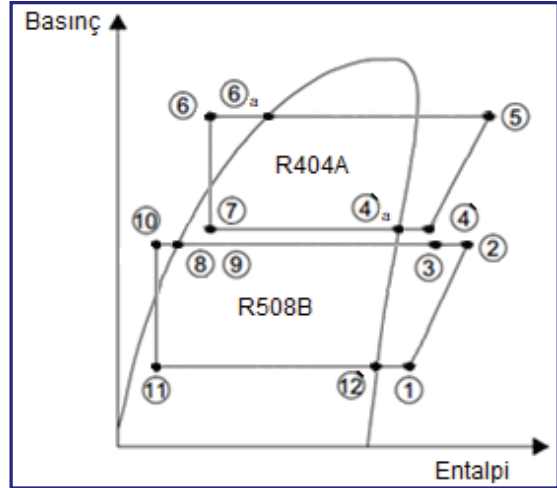


Şekil 1. Bir kaskad soğutma sisteminin şematik gösterimi

soğutucu akışkanı buharlaştırırken, DSC’de gaz halindeki soğutucu akışkanı yoğunlaştırır. Modellenen sistemde YSC’de R404A, DSC’de ise R508B kullanılır.

YSC’de bir kompresör, bir hava soğutmalı yoğunlaştırıcı ve bir genişleme valfi bulunur. DSC ise, bir buharlaştırıcı, bir genişleme valfi, bir kompresör, bir dahili ısı değiştiricisi (DID) ve bir ön-soğutucudan oluşmaktadır. Dahili ısı değiştiricisi, kaskad ısı değiştiricisi çıkışında doymuş sıvı olan soğutucu akışkanı aşırı soğuturken, kompresör girişindeki gazı aşırı kızdırmayı sağlar. Dahili ısı değiştiricisiyle DSC kompresörü iki fazlı akıştan korunarak güvenilir bir çalışma ortamı sağlanırken, düşük kuruluk derecesinde doymuş sıvı olarak buharlaştırıcıya giren soğutucu ile sistem COP’si iyileştirilir.

Ultra düşük sıcaklık uygulamalarında düşük sıcaklık çevrim kompresör çıkışında kızgın buhar sıcaklığı oldukça yüksek olduğu için bir ön-soğutucu kullanmak gereklidir. Kaskad ısı değiştiricisi girişine yerleştirilen hava soğutmalı ön-ısıtıcı ile kızgınlık giderme işlevi sağlanır. Ön-soğutucudan çıkan kızgın buhar ile $T_{KAS,B}$ arasındaki sıcaklık farkının tasarım parametresi olarak 70 °C ile 80 °C arasında olacağı belirlenmiştir. Kızgınlık giderme derecesi DSC kompresör çıkışı ile kaskad kondanser girişi arasındaki sıcaklık farkı olarak tanımlanır, $\Delta T_{DESUP} = T_3 - T_2$. Bu teorik modelde seçilen aşırı soğutma (17 K), aşırı ısıtma (34 K) ve aşırı ısıtma



Şekil 2. Kaskad soğutma sistemi P-h diyagramı

giderme dereceleri (48 K) tasarım parametresi olarak Tablo 2’de verilmiştir. İki kademeli kaskad sistemine ait P-h diyagramı Şekil 2’de sunulmuştur.

2.2. Termodinamik Analiz

Kaskad soğutma sisteminin matematiksel modeli, sürekli akışlı hal değişimlerinden oluşan çevrim için kütle ve enerji korunum denklemleri kullanılarak geliştirilmiştir. Hem yüksek hem de düşük sıcaklık çevrimlerinin her komponenti için yazılan denklemler Engineering Equation Solver (EES) yazılımı [15] kullanılarak çözülmüştür. Birçok saf

Tablo 1. Tasarım ve Çalışma Parametreleri

Tasarım Parametreleri		
Kompresör izantropik verimi (η_s) [16]		$\eta_s = 0.874 - 0.0135 \frac{P_H}{P_L}$
Mekanik verimi (η_M) [16]		$\eta_M = 0.959 - 0.00642 \frac{P_H}{P_L}$
Kompresör elektrik motoru verimi (η_E) [16]		0,90
Kompresör toplam verimi (η_C)		$\eta_C = \eta_s \eta_M \eta_E$
Kaskad ısı değiştiricisi etkinliği		1,0
Sistem soğutma kapasitesi (Q_o)	kW	1/ 3/ 6/ 9
T_B ve T_{Ortam} arasındaki sıcaklık farkı	K	8
Kaskad ID’deki sıcaklık farkı (ΔT_{KAS})	K	8
$T_{KAS,B}$ ve T_3 arasındaki maksimum sıcaklık farkı [17]	K	70’den 80’e kadar
Çalışma Parametreleri		
Soğuk oda sıcaklığı (T_{ODA})	°C	-78
DSC buharlaşma sıcaklığı (T_B)	°C	-86
YSC yoğunlaşma sıcaklık aralığı (T_v)	°C	30’dan 55’e kadar
Kaskad ID ($T_{KAS,B}$) buharlaşma sıcaklık aralığı	°C	-40’dan -25’e kadar
DSC genişleme valfi sonrası maksimum buhar kalitesi	-	0,28

madde ve karışım için termodinamik veri tabanına sahip EES yazılımı, döngüsel cihazların termodinamik analizi için yaygın olarak kullanılmaktadır. Sistem analizinde yapılan kabuller:

- Isı değiştiricide ısı transferi izobarik prosestir.
- Soğutucu akışkanlar, genişleme valflerinde sabit entalpiyle genişler.
- Isı değiştiricilerdeki ve sistem borularındaki basınç düşümü ihmal edilir.
- Soğutucu akışkanın potansiyel ve kinetik enerjide değişimleri ihmal edilir.

İki kademeli kaskad sistemimiz için tasarım ve çalışma parametreleri Tablo 1’de listelenmiştir.

2.2.1. Model Denklemleri

Kaskad sistem komponentleri, DSC ve YSC kompresörleri ve genişleme valfleri, DSC’de dahili ısı değiştiricisi ve ön-soğutucusu, yoğunlaştırucusu, YSC buharlaştırıcısı ve kaskad ısı değiştiricisi olmak üzere modellenmiştir. Kütle ve enerji denklemleri, Şekil 1’de şematik olarak görülen sistemin her bir bileşeni için aşağıda verilmiştir.

YSC soğutucu akışkanı kütleli debisi:

$$\dot{m}_{YSC} = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (1)$$

YSC kompresörü tarafından tüketilen güç:

$$\dot{W}_{YSC} = \dot{m}_{YSC} (h_5 - h_4) \quad (2)$$

YSC yoğunlaştırucusu tarafından çevreye birim zamanda atılan ısı:

$$\dot{Q}_{YSC,YOG} = \dot{m}_{YSC} (h_5 - h_6) \quad (3)$$

DSC soğutucu akışkanı kütleli debisi:

$$\dot{m}_{DSC} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (4)$$

DSC kompresörü tarafından tüketilen güç:

$$\dot{W}_{DSC} = \dot{m}_{DSC} (h_2 - h_1) \quad (5)$$

Kaskad ısı değiştiricisinde DSC’de bulunan akışkanın verdiği, YSC’de bulunan akışkanın aldığı ısı:

$$\dot{Q}_{KAS} = \dot{m}_{YSC} (h_4 - h_7) = \dot{m}_{DSC} (h_3 - h_{10}) \quad (6)$$

DSC buharlaştırıcısı tarafından soğutulan ortamdan birim zamanda çekilen ısı:

$$\dot{Q}_{DSC,BUH} = \dot{m}_{DSC} (h_1 - h_{11}) \quad (7)$$

DSC dahili ısı değiştiricisinde birim zamanda atılan ve çekilen ısı:

$$\dot{m}_{DSC} (h_1 - h_{12}) = \dot{m}_{DSC} (h_9 - h_{10}) \quad (8)$$

DSC’de ön-soğutucusunda kızgınlık giderme kapasitesi:

$$\dot{Q}_{OS,ID} = \dot{m}_{DSC} (h_2 - h_3) \quad (9)$$

Kaskad sistemi toplam performans katsayısı:

$$COP = \dot{Q}_{DSC,BUH} / \dot{W}_{DSC} + \dot{W}_{YSC} \quad (10)$$

3. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Geliştirilen modelde, Tablo 1’deki tasarım parametreleri kullanılarak 1, 3, 6, 9 kW soğutma kapasiteleri için hesaplanan çalışma parametreleri Tablo 2’de sunulmuştur. Model kullanılarak yapılan hesaplamalarda kaskad ısı değiştiricisi evaporasyon sıcaklığı $-35\text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{KAS,B}$) kabul edildiğinde, buhar kalitesi 0,28 (X_{11}) iken en iyi COP (0,52) değerinin elde edildiği görülmüştür. Soğutma kapasitesindeki değişimin diğer parametreler üzerinde etkisi olmadığı tespit edilmiştir.

Tablo 3’de düşük ve yüksek sıcaklık çevriminde kullanılan soğutucu akışkanların kütleli debileri farklı soğutma kapasiteleri için sunulmuştur. Soğutucu akışkan çifti (R404A/R508B) kütleli debileri belirlenerek düşük ve yüksek sıcaklık çev-

Tablo 2. Farklı Soğutma Kapasitesi (1, 3, 6, 9 kW) İçin R404A/R508B Kaskad Sistemi Çalışma Parametreleri

YSC $T_{KAS,B}$ (°C)	DSC $T_{KAS,Y}$ (°C)	DSC $T_8 = T_9$ (°C)	DSC T_{10} (°C)	DSC $T_{11} = T_{12}$ (°C)	Buhar Kalitesi X_{11}	DSC T_2 (°C)	DSC T_3 (°C)	COP	DSC ΔT_{SUB} (K)	DSC ΔT_{SUP} (K)	DSC T_1 (°C)	DSC ΔT_{DESUP} (K)
-40	-32	-32	-49	-86	0,24	80,53	32,53	0,51	17	34	-52	48
-35	-27	-27	-44	-86	0,28	90,05	42,05	0,52	17	34	-52	48
-30	-22	-22	-39	-86	0,32	99,24	51,24	0,52	17	34	-52	48
-25	-17	-17	-34	-86	0,36	108,1	60,14	0,51	17	34	-52	48
-20	-12	-12	-29	-86	0,40	116,8	68,76	0,51	17	34	-52	48

Tablo 3. Farklı Soğutma Kapasiteleri ve ($T_{KAS,B} = -35\text{ }^{\circ}\text{C}$) için Model Sonuçları

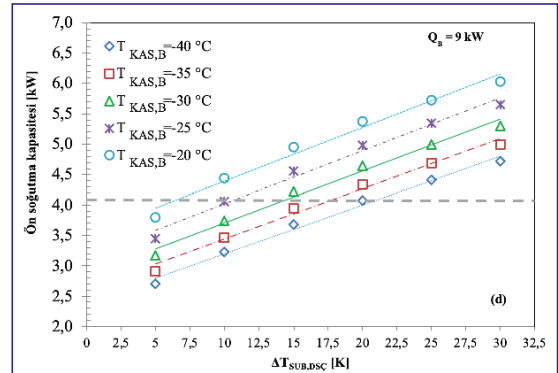
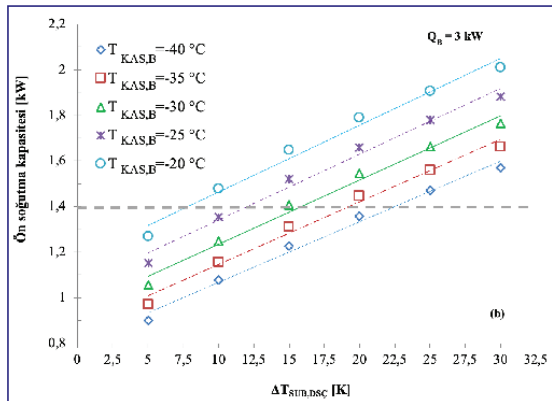
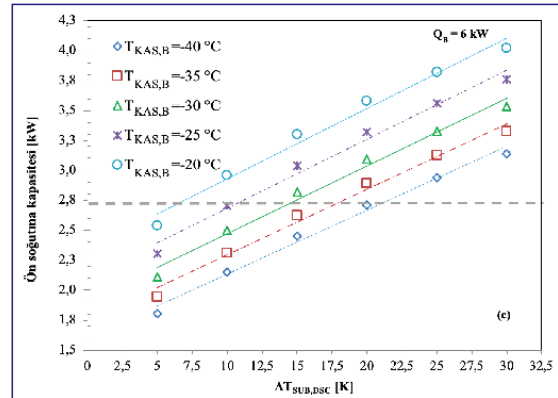
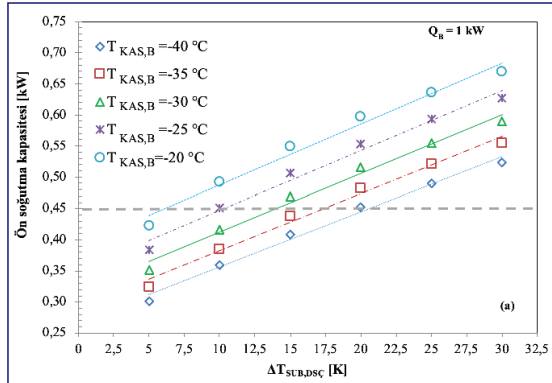
	R404A/R508B			
Q_B (kW)	1	3	6	9
$Q_{KAS,Y}$ (kW)	1,28	3,83	7,65	11,5
$Q_{KAS,B}$ (kW)	1,28	3,83	7,65	11,5
Q_Y (kW)	2,45	7,4	14,73	22,0
Q_{PCHX} (kW)	0,45 kW	1,4 kW	2,75	4,1 kW
Q_{DID} (kW)	0,16	0,5	0,95	1,42
$W_{C,YSC}/W_{C,DSC}$ (kW)	1,2/0,73	3,5/2,2	7/4,5	10,62/6,58
$W_{C,Toplam}$ (kW)	1,91	5,7	11,5	17,2
m (kg/s)	0,012/0,007	0,035/0,022	0,071/0,044	0,106/0,065

riminde kullanılan komponentlerin kapasiteleri bulunur. Sistem soğutma kapasiteleri 1, 3, 6 ve 9 kW için maksimum ön-soğutucu kapasiteleri sırasıyla 0,45/ 1,40/ 2,75 ve 4,10 kW olarak hesaplandı. Aynı şekilde soğutma kapasiteleri 1, 3, 6 ve 9 kW için dahili ısı değiştiricisi kapasiteleri sırasıyla 0,16/ 0,50/ 0,95 ve 1,42 olarak belirlendi. Böylece toplam kompresör kapasitesi (W_{Toplam}) ve buharlaşma kapasitesinden (Q_B) sistem COP'si farklı soğutma kapasitesi için belirlenir. Geliştirilen model ile en iyi performansa (COP= 0,52) sahip olan siste-

min tasarımı 1, 3, 6 ve 9 kW soğutma kapasiteleri ve $T_{KAS,B} = -35\text{ }^{\circ}\text{C}$ için gerçekleştirilmiş oldu.

3.1. DSC'nde Aşırı Soğutma Sıcaklığının Ön Soğutma Kapasitesine Etkisi

Modelden elde edilen sonuçlar Şekil 3'de görülmektedir. Şekil 3 (a)-(d)'de görüldüğü gibi aşırı soğutma seviyesinin $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye yükseltilmesinin ön soğutma kapasitesini arttırdığı tespit edilmektedir. Ayrıca $T_{KAS,B}$ değerine ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile



Şekil 3. Farklı soğutma kapasiteleri ve değişen $T_{KAS,B}$ değerlerinde düşük sıcaklık çevrimi aşırı soğutma sıcaklığının ($\Delta T_{SUB,DSC}$) ön soğutma kapasitesine etkisi

-20 °C arasında) ve Q_B değerlerine bağlı olarak değişimde şekillerde görülmektedir.

Şekil 3 a'da soğutma kapasitesi $Q_B = 1$ kW için, ön soğutma kapasitesi 0,45 kW için düşük sıcaklık çevrimi aşırı soğutma sıcaklığının 20 °C'den daha az 17,5 °C civarında olduğu belirlendi. Diğer soğutma kapasiteleri 3 kW, 6 kW ve 9 kW için ön soğutma kapasiteleri sırasıyla 1,4 KW, 2,75 ve 4,1 kW olarak hesaplandı. Bu değerler için düşük sıcaklık çevrimi aşırı soğutma sıcaklığının sırasıyla yaklaşık 20 °C, 18 °C ve 17 °C olduğu görülmektedir.

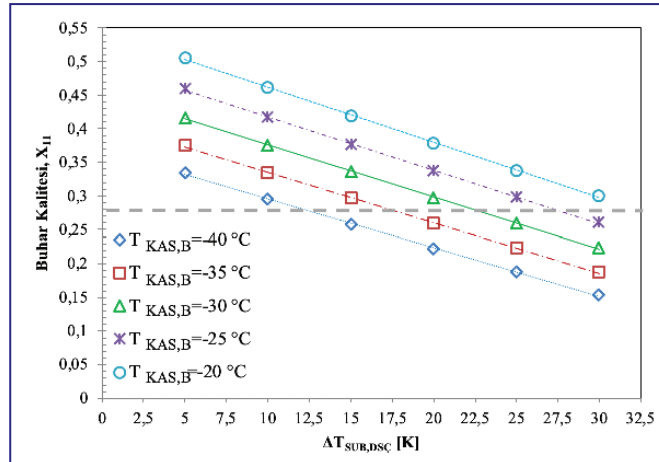
3.2. DSC'nde Aşırı Soğutma Sıcaklığının Buhar Kalitesine Etkisi

Şekil 4'de buhar kalitesinin $T_{KAS,B}$ değerine bağlı olarak $\Delta T_{SUB,DSC}$ değeri ile değişimi sunulmuştur. $\Delta T_{SUB,DSC}$ değeri $T_{KAS,B}$ değeri -40 °C ile -20 °C değeri arasında artarken, genişleme valfi sonrası buhar kalitesinin 5 °C'den 30 °C'ye kadar azaldığı gö-

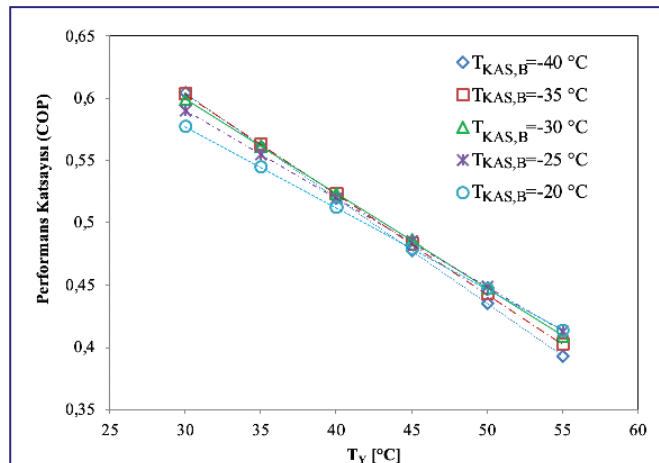
rülmektedir. Buhar kalitesi ($X_{11}=0,28$) farklı $T_{KAS,B}$ değerleriyle kesişir. Bu kesişim noktalarından düşük sıcaklık çevrimi aşırı soğutma derecesi farklı $T_{KAS,B}$ değerleri için belirlenir. Tüm sistem soğutma kapasiteleri için buhar kalitesi değeri değişiminin aynı olduğu tespit edilmiştir (Tablo 2). Şekil 4'de görüldüğü gibi $T_{KAS,B} = -35$ °C için buhar kalitesi değeri 0,28 değeri ile kesişiminden $\Delta T_{SUB,DSC}$ değerinin yaklaşık 16 °C olduğu görülmektedir. Düşük sıcaklık değeri $T_{KAS,B} = -40$ °C için $\Delta T_{SUB,DSC}$ değeri yaklaşık 11,5 °C olurken, en yüksek olurken, en yüksek $T_{KAS,B} = -25$ °C için $\Delta T_{SUB,DSC}$ değeri yaklaşık 26,5 °C olduğu görülmektedir.

3.3. DSC'nde Yoğuşma Sıcaklığının COP'ye Etkisi

Şekil 5'de kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığının ($T_{KAS,B}$) ve yoğunlaşma sıcaklığının (T_Y) COP'ye etkisi sunulmuştur. T_Y sıcaklığı 30 °C'den 55 °C'ye artarken COP değerinin azaldığı



Şekil 4. Farklı $T_{KAS,B}$ değerlerinde düşük sıcaklık çevrimi aşırı soğutma sıcaklığının ($\Delta T_{SUB,DSC}$) genişleme valfi sonrası buhar kalitesine etkisi



Şekil 5. Kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) ve yoğunlaşma sıcaklığının (T_Y) COP'ye etkisi

görülmektedir. Ayrıca tüm $T_{KAS,B}$ değerleri için en uygun T_Y sıcaklığının yaklaşık $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de olduğu belirlendi ve bu değerde tespit edilen COP değeri ise yaklaşık 0,48 olduğu görülmektedir.

Literatürde sunulan sonuçlarla bu çalışmada elde edilen COP değeri tutarlılık göstermektedir. Ultra düşük sıcaklıkta çalışan soğutma sistemlerinde T_B ve T_Y sıcaklıkları arasındaki farkın çok yüksek olmasından dolayı COP değerinin 1'den düşük çıktığı belirtilmiştir [12, 18].

4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, ultra düşük sıcaklık ($-78\text{ }^{\circ}\text{C}$) uygulamalarında R404A/ R508B akışkan çifti için bir kaskad soğutma sistemi EES yazılımı kullanılarak sayısal olarak modellenmiştir. Sistem performans katsayısına farklı çalışma parametrelerinin etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar:

Yüksek sıcaklık çevriminde en yüksek verimi (COP= 0,52) veren kaskad buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak belirlendi. Buhar kalitesi 0,28 olarak bulundu. Dolayısıyla tüm sistem tasarımı bu değerlere göre gerçekleştirildi.

Farklı soğutma kapasiteleri (1, 3, 6, 9 kW) için önerilen tasarım parametreleri kullanılarak çalışma parametreleri belirlendi. Bu tasarım ve çalışma parametreleri kullanılarak soğutma sisteminde kullanılan akışkanların kütleli debileri ve komponentlerinin kapasiteleri hesaplandı.

$T_{KAS,B}$ $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ değerleri için düşük sıcaklık çevriminde en uygun yoğunlaşma sıcaklığının yaklaşık $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu ve bu değerde tespit edilen COP değerinin ise yaklaşık 0,52 olduğu belirlendi.

Bu çalışma, ultra düşük sıcaklıkta çalışmak üzere tasarlanacak olan bir kaskad soğutma sistemi için farklı soğutma kapasitelerinde sistem komponentlerine ait parametrelerin değişimi hakkında bilgi sunması ve tasarlanacak sistemin geliştirilmesine ön bir çalışma olması açısından önemlidir.

Kısaltmalar

COP	Performans Katsayısı
EES	Engineering Equation Solver
ID	Isı Değiştirici
DID	Dahili Isı Değiştirici
YŞÇ	Yüksek Sıcaklık Çevrimi
DŞÇ	Düşük Sıcaklık Çevrimi

Semboller

T	Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)
H	Özgül Entalpi (kJ/kg)
W	Güç (kW)
Q	Isı transfer hızı (kJ/s)
m	Kütleli debi (kg/s)

Alt İndisler

B	Buharlaşma
BUH	Buharlaştırıcı
KAS	Kaskad
YOĞ	Yoğunlaştırıcı
Y	Yoğunlaşma
ÖS	Ön-Soğutma
SUB	Aşırı Soğutma
SUP	Aşırı Isıtma
DESUP	Aşırı ısıtma giderme dereceleri

KAYNAKLAR

- [1] Tullis, J.L., Ketchel, M.M., Pyle, H.M., Pennell, R.B., Gibson, J.G., Tinch, R.J., Driscoll, S.G., Studies on the in Vivo Survival of Glycerolized and Frozen Human Red Blood Cells, The Journal of the American Medical Association, 168, 399-404, 1958.
- [2] Tullis, J.L., Haynes, L., Pyle, H., Wallach, S., Pennell, R., Sproul, M., Khoubessarian, A., Clinical Use of Frozen Blood, Archives of Surgery, 1960, 81:169.
- [3] Bohoněk, M., Cryopreservation of Blood, Blood Transfusion in Clinical Practice, In-Tech, 2012.
- [4] Aprea, C., Maiorino, A., Autocascade Refrigeration System: Experimental Results in Achieving Ultra Low Temperature, International Journal of Energy Research, 33, 565 – 575, 2009.
- [5] Park, S.N., Kim, M.S., Rivet, P., Radermacher, R., Performance of Autocascade Refrigeration System Using Carbon Dioxide and R134a, Natural Working Fluids Gustav Lorentzen Conference, Oslo, 357–367, 1998.
- [6] Weng, C., Non-CFC Autocascade Refrigeration System, U.S. Patents 5408848.
- [7] Kim, S.G., Kim, M.S., Experiment and Simulation on the Performance of an Autocascade Refrigeration System Using Carbon Dioxide as a Refrigerant, International Journal of Refrigeration, 25, 1093–1101, 2002.
- [8] Han, R., Autocascade System and Low Temperature Refrigeration, International Journal of Refrigeration, 4, 59–61, 1999.

- [9] Hugh, N., Mathison, M., Bowman, A., Modeling and Testing of an R23/R134a Mixed Refrigerant System for Low Temperature Refrigeration, Mechanical Engineering Faculty Research and Publications, 2013
- [10] Parekh, A.D., Tailor, P.R., Thermodynamic Analysis of R507a-R23 Cascade Refrigeration System, World Academy of Science, Engineering and Technology, 2011.
- [11] Yılmaz, D., Sınar, Ü., Özyurt, A., Yılmaz, B., Mançuhan, E., Ultra Düşük Sıcaklıklarda Çalışan İki Kademeli Bir Soğutma Sisteminde Aşırı Soğutma ve Isıtmanın Performansa Etkilerinin Sayısal İncelenmesi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi, 17, 1172-1180, 2017.
- [12] Yılmaz, B., Mançuhan, E., Yılmaz, D., Sınar, Ü., Theoretical Analysis of a Cascade Refrigeration System with Natural and Synthetic Working Fluid Pairs for Ultra Low Temperature Applications, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 40, 141-153, 2020.
- [13] Niu, X., Yamaguchi, H., Iwamoto, Y., Neksa, P., Experimental Study on a CO₂ Solid-Gas-Flow-Based Ultra-Low Temperature Cascade Refrigeration System, International Journal of Low Carbon Technologies, 6, 93-99, 2010.
- [14] Mota-Babiloni, A., Joybari, M.M., Navarro-Esbrí, J., Mateu-Royo, C., Barragán-Cervera, A., Amat-Albuixech M., Molés, F., Ultralow-Temperature Refrigeration Systems: Configurations and Refrigerants to Reduce the Environmental Impact, International Journal of Refrigeration, 111, 147-158, 2020.
- [15] Klein, S.A., Engineering Equation Solver (EES), Academic Professional V10.294, F-Chart Software, Madison, WI, USA, 2017.
- [16] Brunin, O., Feidt, M., Hivet, B., Comparison of the Working Domains of Some Compression Heat Pumps and a Compression-Absorption Heat Pump, International Journal of Refrigeration, 20, 308-318, 1997.
- [17] SWEP Company 2016, <http://www.swep.cn/refrigerant-handbook/10.-systems/asdf2/>
- [18] Parekh, A. D., Tailor, P.R., Thermodynamic Analysis of R507A-R23 Cascade Refrigeration System, International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering, 5, 1912-1916, 2011.