



Bu bir MMO
yayıdır

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

CO₂/NH₃ KASKAT SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ

DENİZ YILMAZ
İSTANBUL AREL ÜNİVERSİTESİ

NASUH ERDÖNMEZ
MARMARA ÜNİVERSİTESİ

ALİ ÖZYURT
PANEL SİSTEM SOĞUTMA

BARIŞ YILMAZ
MARMARA ÜNİVERSİTESİ

MUSTAFA KEMAL SEVİNDİR
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

EBRU MANÇUHAN
MARMARA ÜNİVERSİTESİ

MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI

BİLDİRİ



CO₂/NH₃ KASKAT SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE PERFORMANS DEĞERLENDİRMESİ

Ali ÖZYURT
Nasuh ERDÖNMEZ
Barış YILMAZ
Deniz YILMAZ
Mustafa Kemal SEVİNDİR
Ebru MANÇUHAN

ÖZET

Soğutma sistemlerinde kullanılan kloro-floro hidrokarbonların çevreye ve ozona zararlı olmalarından dolayı daha çevreci ve doğal soğutucuların bu bileşiklerle değiştirilmesi zorunlu hale gelmiştir. Doğal soğutkanlar çeşitli yollarla soğutma sistemlerinde kullanılabilir. Bunlardan biri tek soğutucu olarak trans-kritik soğutma çevriminin kullanıldığı sistemlerdir. Bir diğer çözüm ise düşük ve yüksek sıcaklık çevriminden oluşan kaskat soğutma çevriminin uygulandığı sistemlerdir. Amonyak -35 °C'nin altında buhar basıncı atmosfer basıncının altında kalarak sistemde kaçaklara sebep olmaktadır. Bu yüzden amonyak kaskat soğutma sistemlerinin düşük sıcaklık çevriminde kullanılmamaktadır. Ayrıca amonyağın zehirleyici ve yanıcı bir bileşik olması kaçak durumunda büyük riskleri de beraberinde getirmektedir. Diğer yandan karbondioksitin zehirleyici ya da yanıcı özellikleri yoktur. Ayrıca -35 °C'nin altındaki sıcaklıklarda buhar basıncı atmosfer basıncından yüksek olması özelliği onu düşük sıcaklık çevrimi için ideal hale getirmektedir.

Bu çalışmada, yüksek sıcaklık çevriminde R717(Amonyak), düşük sıcaklık çevriminde R744(Karbondioksit) akışkanlarının kullanıldığı iki kademeli ve kritik altı koşullarda çalışan soğutma sisteminin termodinamik analizleri yapılmıştır. Soğutma sistemine ve her bir ekipmana ait; kaskat kondenserdeki optimum çalışma şartlarının, performans katsayısının iyileştirilebilmesi ve ikinci kanun verimliliğinin hesaplanabilmesi için enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Kaskat soğutma sistemine ait kütle, enerji ve ekserji denklemleri çıkarılarak optimum kaskat kondenser sıcaklığı hesaplanmıştır. Ayrıca yüksek ve düşük sıcaklık çevrimlerinin yoğunlaşma sıcaklıklarına göre bağıntılar oluşturularak maksimum performans katsayısına ulaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Karbon dioksit, Amonyak, Kaskat Sistem, Soğutma

ABSTRACT

Environmental problems and harmful effects of chlorofluorocarbons on ozone depletion have led the manufacturers to replace them with natural refrigerants such as ammonia and carbon dioxide. These refrigerants can be utilized in several ways. One method may be using CO₂ as a refrigerant of a single cycle that works under trans-critical conditions. Another solution is to use CO₂ as a refrigerant of the low temperature cycle of a cascade system and ammonia will be the working fluid of the high temperature cycle. Ammonia cannot be used in low temperature cycle, because below -35 °C, it has a vapour pressure lower than atmosphere pressure which may cause air leakage into the system besides it is toxic and flammable gas. However carbon dioxide is neither toxic nor flammable. Having a positive vapour pressure at temperatures below -35 °C, it is a suitable choice for low temperature cascade cycle applications.

In this study thermodynamic analysis of a two stage sub-critical cascade refrigeration system using CO₂ (R744) and Ammonia (R717) refrigerants in low temperature and high temperature cycles is presented. The energy and exergy analysis of the system and its components are performed to determine optimum operating conditions for condensing temperature of the cascade condenser and to maximize the coefficient of performance (COP) and second law efficiency of the system. The required equations are the mass, energy and exergy balances for the cascade refrigeration system. The optimum condensing temperature of the cascade condenser is computed at the first phase of the study. Then correlations are developed to maximize COP of the system according to condensing temperatures of both high and low temperature cycles.

Keywords: Carbon dioxide, Ammonia, Cascade System, Refrigeration

1. GİRİŞ

Avrupa Birliği ve Birleşmiş Milletlerin ortak olarak aldığı kararlar sonucu Florlu gazların kullanımına getirilen kısıtlamanın oranı her geçen yıl artmaktadır. Buna paralel olarak florlu gazlara alternatif olacak soğutucu akışkanların kullanıldığı sistemlere duyulan ihtiyaç her geçen gün artmaktadır. Özellikle ozon delme ve küresel ısınma potansiyelleri karşılaştırıldığında hidrokarbonlar, amonyak, glikol ve karbon dioksit florlu gazlara en iyi alternatif oluşturacak soğutucu akışkanlardır.

Türkiye'nin orta kuşak iklim bölgesinde yer almasından dolayı yıllık ortalama sıcaklıkları yüksektir. Karbondioksit gazının üç faz noktasının düşük olması (+31 °C) trans-kritik uygulamalardaki veriminin düşük olmasına neden olmaktadır. Hem ülkemizin iklim koşulları hem de karbondioksit gazının termodinamik özellikleri göz önünde bulundurulduğunda karbondioksit gazının kullanılabilmesi için en uygun tasarım kaskat soğutma sistemidir. Kaskat soğutma sistemi düşük sıcaklık ve yüksek sıcaklık çevrimi olmak üzere iki çevrimden oluşmaktadır. Karbondioksitin kaskat sistemin düşük sıcaklık çevriminde kullanılması; düşük üç faz noktasıyla (31 °C) oluşan yüksek basınç dezavantajını da ortadan kaldırmaktadır. Ayrıca karbondioksitin -55 °C'ye kadar düşük sıcaklıklarda bile pozitif efektif basınçta sahip olması kullanılabilirliğini artırmaktadır. Yüksek sıcaklık çevriminde herhangi bir akışkanın kullanılması mümkün olmakla birlikte en uygun gaz amonyaktır. Amonyak düşük sıcaklık çevriminde kullanıldığında ulaşılabilecek minimum sıcaklık -35 °C'dir. Bu sıcaklığın altında amonyak gazının basıncı atmosfer basıncının altına düşmekte ve hava akışkanla birlikte çevrimde dolaşarak içerisindeki nemden dolayı ekipmanların zarar görmesine yol açmaktadır. Yüksek sıcaklık çevriminde, ozon delme ve küresel ısınma potansiyelleri sıfır olan amonyak kullanılması hem kaskat sistemin maksimum verimlilikte çalışmasını hem de tamamen çevre dostu bir çözüm olmasını sağlamaktadır.

Daha önce gerçekleştirilen sayısal ve deneysel çalışmaların tamamında CO₂ gazının; kaskat sistemin düşük sıcaklık çevriminde kullanılması gerektiği belirtilmiştir. Lee ve arkadaşları [1] gerçekleştirdiği çalışmada karbondioksiti düşük sıcaklık çevriminde, amonyak gazının ise yüksek sıcaklık çevriminde akışkan olarak kullanmış ve kaskat sistemin performans katsayısı üzerinde çalışmalar yapmıştır. Yapılan çalışmalar sonucu maksimum performans katsayısı değeri ve minimum ekserji kaybını sağlayabilmek için farklı buharlaşma, yoğuşma sıcaklıkları ve kaskat kondenser sıcaklık farklarını kullanarak matematiksel bir model oluşturmuştur. Ayrıca model üzerinden alınan sayısal verilerle deneysel veriler karşılaştırılmıştır.

Bansal ve Jain [2] kaskat kondenser için optimum çalışma sıcaklıklarını ve farklı standart çalışma koşullarına göre performans katsayısındaki değişimleri incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmalarda düşük sıcaklık çevriminde R744, yüksek sıcaklık çevriminde ise amonyak (R717), propan (R290), R1270 ve R404A gazları akışkan olarak kullanılmıştır. Sadece sistemin enerji analizi ile aşırı soğutma, aşırı ısıtma ve kütle debisinin performans katsayısı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir.

Yılmaz ve arkadaşları [3] karbondioksitin akışkan olarak kullanıldığı bir kaskat soğutma sisteminin enerji analizini gerçekleştirmiştir. Yüksek sıcaklık çevriminde kullanılan R404A gazının kondenser sıcaklığı ve kaskat kondenserdeki sıcaklık farkı arttırıldığında performans katsayısı değerinin düştüğü sonucuna varmıştır. Ayrıca; buharlaşma sıcaklığının, aşırı kızgınlık değerinin ve aşırı soğutma

değerinin artırılmasının performans katsayısı değeri üzerinde olumlu bir etki yaptığı gösterilmiştir. Getu ve Bansal [4] karbondioksit-Amonyak (R744/R717) kaskat soğutma sisteminin termodinamik analizinin gerçekleştirmişlerdir. Kaskat sistemdeki değişken çalışma koşullarının (yoğuşma, buharlaşma aşırı soğutma, aşırı kızgınlık) performans katsayısı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Ayrıca aşırı kızgınlık değerinin ve yoğuşma sıcaklığının artırılmasının performans katsayısı değerini düşürdüğü, aşırı soğutma ve buharlaşma sıcaklığının artırılmasının performans katsayısı değerini arttırdığı sonucuna varmışlardır.

Ahamed ve arkadaşları [5] buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının ekserji kayıpları, basınç kayıpları, ikinci kanun verimliliği ve performans katsayısı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Maksimum ekserji kayıplarının kompresör üzerinde olduğunu ayrıca emiş ve basma sıcaklıklarının artmasıyla ekserji kayıplarının da arttığı sonucuna varmıştır. Daha iyi bir sistem performansı için kompresör emiş ve basma sıcaklıklarının sırasıyla 14 °C ve 65 °C olması gerektiğini göstermiştir.

Behnbahaninia ve Rezayan [6] CO₂/NH₃ kaskat soğutma sisteminin termo – ekonomik ve ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca sistemin sağlıklı çalışması için gereken optimum çalışma parametrelerini belirlemişler ve bu değerler üzerinden gerçekleştirilecek yıllık tasarruf miktarlarını hesaplamışlardır.

2.KASKAT SOĞUTMA SİSTEMİ

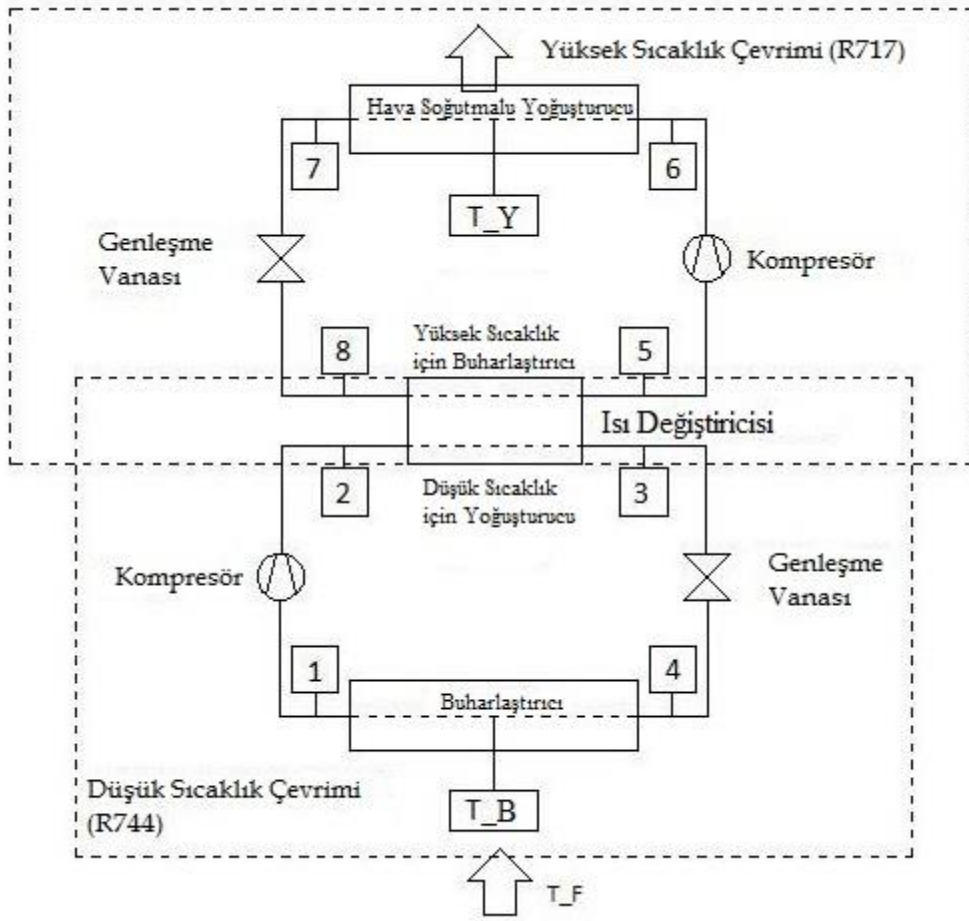
Kaskat sistem; yüksek sıcaklık çevriminde Amonyak, düşük sıcaklık çevriminde CO₂'in kullanıldığı iki aşamalı soğutma sistemidir. İki kademeli kaskat soğutma çevrimine ait şematik gösterim Şekil 1'de verilmiştir. Yüksek sıcaklık çevrimi NH₃ kompresörü, hava soğutmalı kondenser, genleşme vanası ve çevrimin evaporatörü olarak ısı değiştiricisi olan kaskat kondenser ekipmanlarından oluşmaktadır. Düşük sıcaklık çevrimi de aynı ekipmanlardan oluşmakta sadece kompresör ve evaporatör akışkana göre farklı olarak bulunmaktadır. Kaskat ısı değiştiricisi üzerinde NH₃ buharlaşıp CO₂ yoğunlaşarak iki çevrim arasındaki ısı transferi gerçekleştirilmiş olur.

Geleneksel soğutma sistemlerinde buharlaşma sıcaklığı, $T_{\text{buharlaştırıcı}}$ ve yoğuşma sıcaklığı, $T_{\text{yoğuşturucu}}$ olmak üzere iki sıcaklık seviyesi bulunmaktadır. Sistem tasarımı gerçekleştirilirken bu sıcaklık seviyeleri ortam koşulları ve soğutulacak alan koşullarına bağlı olarak belirlenir. Ancak kaskat soğutma sistemlerinde toplam dört adet sıcaklık seviyesi bulunmaktadır. Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına ek olarak; alçak sıcaklık çevriminin yoğuşma sıcaklığı, $T_{\text{CO}_2, \text{yoğuşturucu}}$ ve yüksek sıcaklık çevriminin buharlaşma sıcaklığı, $T_{\text{R717, buharlaştırıcı}}$ sıcaklıklarının da belirlenmesi gerekir. Belirli bir çalışma şartına kullanılacak olan ara sıcaklık seviyeleri sistemin tasarımına bağlı olarak değişmektedir ve ideal sıcaklık seviyeleri optimizasyon yoluyla elde edilebilmektedir.

3. MATEMATİKSEL MODEL VE SİSTEM OPTİMİZASYONU

3.1 Matematiksel Model

Kaskat soğutma sisteminin matematiksel modeli termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları kullanılarak oluşturulmuştur. Hem yüksek sıcaklık hem de düşük sıcaklık çevrimleri için kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri oluşturulmuştur. Daha sonra ise belirlenen çalışma şartlarına göre sistemin performans katsayısı ve ikinci kanun verimliliği hesaplanmıştır. Çalışma şartı olarak ASHRAE 33 (2000) standardında belirlenmiş olan SC koşullarından SC3 şartı belirlenmiş ve hesaplamalar bu



Şekil 1. Kaskat Soğutma Sistemi Çevrimi

standart şartında buharlaşma ve oda koşulları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. SC3 şartı için oda sıcaklığı -18°C , buharlaşma sıcaklığı ise -25°C 'dir.

Aşağıda belirtilene kabuller göz önünde bulundurularak iki aşamalı kaskat soğutma sisteminin termodinamik analizleri gerçekleştirilmiştir.

- Genleşme vanalarında akışların adyabatik olarak genleştikleri,
- Yüksek ve düşük sıcaklık çevrimlerinin kompresörlerine ait izentropik verim olarak 0.80 değeri,
- Potansiyel ve kinetik enerji değişimlerinin ihmal edilmesi,
- Tüm sistem ekipmanlarında basınç ve ısı kayıplarının ihmal edilmesi,

varsayımları kullanılarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Sayısal analiz için EES yazılımı kullanılmış ve hesaplamalar doğrusal olmayan regresyon kullanılarak optimize edilmiştir.

EES yazılımı farklı akışkanların termo-fiziksel özelliklerini içeren kütüphaneleri ve bu kütüphanelerden istenen verilere kolaylıkla ulaşabilmesi sayesinde farklı sistemlerde termodinamik modelleme çalışmaları yapılabilmesine olanak sağlamaktadır. Ayrıca belirli bir çalışma aralığında elde edilen sonuçların grafikleri de EES programında çizdirilebilmektedir. Bu programın bir diğer özelliği ise optimizasyon çalışması yapılabilmesine de olanak sağlamasıdır.

Tablo 1. NH₃/CO₂ Kaskat Soğutma Sistemi için Kullanılan Matematiksel Model Denklemleri

Ekipman	Kütle	Enerji	Entropi	Ekserji
DS Buharlaştırıcı	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{DS}$	$\dot{Q}_B = \dot{m}_{DS}(h_1 - h_4)$	$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{DS}(s_1 - s_4) - \dot{Q}_B/T_B$	$\dot{X}_{\text{kaybı}} = (1 - T_0/T_F) * \dot{Q}_B + \dot{m}_{DS}(h_1 - h_4 - T_0(s_4 - s_1))$
DS Kompresör	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{DS}$	$\dot{W}_{DS} = \dot{m}_{DS}(h_2 - h_1)$	$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{DS}(s_2 - s_1)$	$\dot{X}_{\text{kaybı}} = \dot{W}_{DS} - \dot{m}_{DS}(h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1))$
Isı Değiştiricisi	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{DS}$ $\dot{m}_8 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{DS}$	$Q_{\text{Isı değiştiricisi}} = \dot{m}_{DS}(h_5 - h_8) = \dot{m}_{DS}(h_2 - h_3)$	$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{DS}(s_2 - s_3) - \dot{m}_{YS}(s_5 - s_8)$	$\dot{X}_{\text{kaybı}} = \dot{m}_{DS}((h_8 - h_5 - T_0(s_8 - s_5)) - \dot{m}_{DS}((h_3 - h_2 - T_0(s_3 - s_2)))$
DS Genleşme Vanası	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{DS}$	$h_3 = h_4$	$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{DS}(s_4 - s_3)$	$\dot{X}_{\text{kaybı}} = \dot{m}_L(h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4))$
YS Kompresör	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{DS}$	$\dot{W}_{YS} = \dot{m}_{YS}(h_6 - h_5)$	$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{YS}(s_6 - s_5)$	$\dot{X}_{\text{kaybı}} = \dot{W}_{YS} - \dot{m}_{YS}(h_6 - h_5 - T_0(s_6 - s_5))$
YS Yoğuşturucu	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{DS}$	$\dot{Q}_{YS} = \dot{m}_{YS}(h_6 - h_7)$	$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{YS}(s_7 - s_6) - \dot{Q}_H/T_{\text{Yoğuşturucu}}$	$\dot{X}_{\text{kaybı}} = \dot{m}_{YS}(h_6 - h_7 - T_0(s_6 - s_7))$
YS Genleşme Vanası	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{DS}$	$h_7 = h_8$	$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{YS}(s_8 - s_7)$	$\dot{X}_{\text{kaybı}} = \dot{m}_{YS}(h_7 - h_8 - T_0(s_7 - s_8))$
Sistem Performans Katsayısı	$COP = \dot{Q}_B / (\dot{W}_{YS} + \dot{W}_{DS})$			
Sistemin İkinci Kanun Verimliliği	$\eta_{II} = \dot{W}_{\text{izentropik}} / \dot{W}_{\text{gerçek}}$ $\dot{W}_{\text{izentropik}} = \dot{Q}_B / ((T_0/T_B) - 1)$			

3.2 Optimizasyon

Optimizasyon çalışmaları maksimum sistem performansı elde edebilmek için gerekli tasarım şartlarını belirlemek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda; kaskat kondenserin yoğuşma sıcaklığı ($T_{\text{CO}_2, \text{yoğuşturucu}}$) ve yüksek sıcaklık çevriminin yoğuşma sıcaklığı kullanılarak sistem performansı optimize edilmiştir. Evaporasyon sıcaklığı ise standart şart değerinde sabit kabul edilmiştir. EES yazılımında doğrusal regresyon yöntemi kullanılarak optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

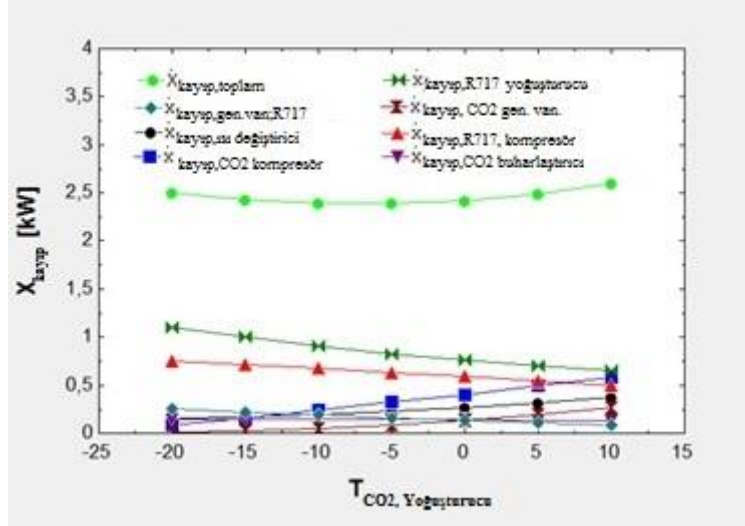
4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Tüm sistemin ve ekipmanlarının ekserji kayıplarını ve sistem performans katsayısını hesaplamak için yukarıda bahsedilen matematiksel model EES yazılımı kullanılarak uygulanmıştır. Kaskat sistemin ikinci kanun verimliliği ve performansı belirlenen farklı şartlara göre hesaplanmıştır. Buharlaştırma sıcaklığı olarak daha önce de belirtildiği gibi SC3 standart şartı seçilmiştir. Düşük sıcaklık çevrimindeki yoğuşma sıcaklığı -50C/250C arasında değişken olarak belirlenmiş ve kaskat kondenserdeki yüksek sıcaklık ve düşük sıcaklık çevrimleri arasındaki sıcaklık farkı, ΔT ise ilk olarak 50C alınmış çalışma koşullarına göre değişken olarak hesaplanmıştır. Yüksek sıcaklık çevriminin yoğuşma sıcaklığı ise 25 0C ile 45 0C sıcaklıkları arasında değişken olarak seçilmiştir. Evaporatör soğutma kapasitesi ise 10 kW olarak sabit değer kabul edilmiştir.

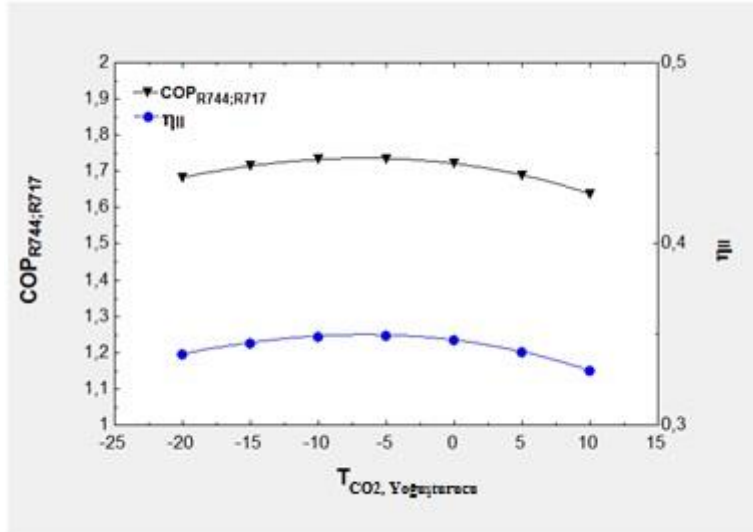
4.1 $T_{\text{CO}_2, \text{yoğuşturucu}}$ Değerinin Sistem Performansı ve Ekserji Kayıpları Üzerindeki Etkileri

Şekil 2'de $T_{\text{CO}_2, \text{yoğuşturucu}}$ sıcaklığının belirlenen çalışma şartlarında her bir sistem ekipmanının toplam ekserji kayıplarına etkisi gösterilmiştir ($T_{\text{yoğuşturucu}} = 40^\circ\text{C}$, $T_{\text{buharlaştırıcı}} = -25^\circ\text{C}$ and $\Delta T = 5^\circ\text{C}$). Şekil 2'de $T_{\text{CO}_2, \text{yoğuşturucu}}$ değeri arttıkça sistemin toplam ekserji kayıp oranının azaldığı görülmektedir. $T_{\text{CO}_2, \text{yoğuşturucu}}$ sıcaklığı -10 °C olduğunda ekserji kayıplar en düşük seviyede olmaktadır. $T_{\text{CO}_2, \text{yoğuşturucu}}$ sıcaklığı arttıkça, CO₂ kompresörü, ısı değiştirici ve CO₂ genleşme vanasının ekserji kayıpları artarken; R717

kompresörü, R717 genişleme vanası ve R717 yoğuşturucusunun ekserji kayıpları azalmaktadır. $T_{CO_2, yoğuşturucu}$ sıcaklığının sistem performans katsayısı ve ikinci kanun verimliliği üzerindeki etkisi Şekil 3'te gösterilmiştir. Performans katsayısı ve ikinci kanun verimliliği değeri $T_{CO_2, YOĞUŞTURUCU}$ sıcaklığı $-10^{\circ}C$ iken maksimum değerlerine ulaşmıştır.



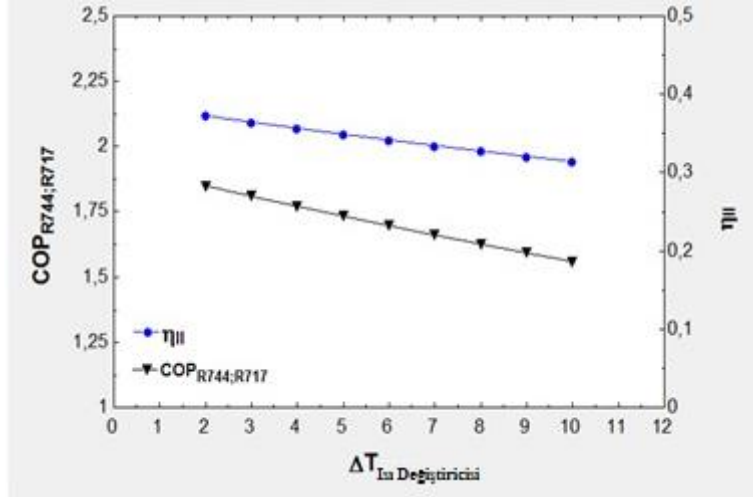
Şekil 2. $T_{CO_2, yoğuşturucu}$ değerinin ekipmanlardaki ekserji kayıpları ve toplam ekserji kaybı üzerindeki etkisi



Şekil 3. $T_{CO_2, yoğuşturucu}$ değerinin sistem performans katsayısı ve ikinci kanun verimliliği üzerindeki etkisi

4.2 Isı Değiştiricisindeki Sıcaklık Farkının (ΔT) Sistem Performansına Etkisi

Şekil 4'te ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkının (ΔT), sistem performansı ve ikinci kanun verimliliği üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Isı değiştiricisindeki sıcaklık farkı (ΔT) arttırıldığında sistem performans katsayısı ve ikinci kanun verimliliğinin azaldığı sonucuna varılmıştır.



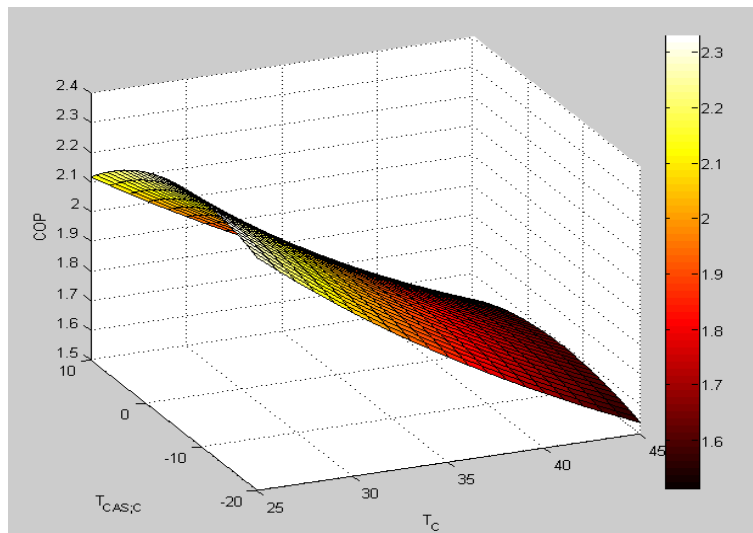
Şekil 4. Isı değiştiricisindeki sıcaklık farkının sistem performans katsayısı ve ikinci kanun verimliliği üzerindeki etkisi

4.3 $T_{yoğuşturucu}$ ve $T_{CO_2,yoğuşturucu}$ Değerlerinin Sistem Performans Katsayısı Üzerindeki Etkileri

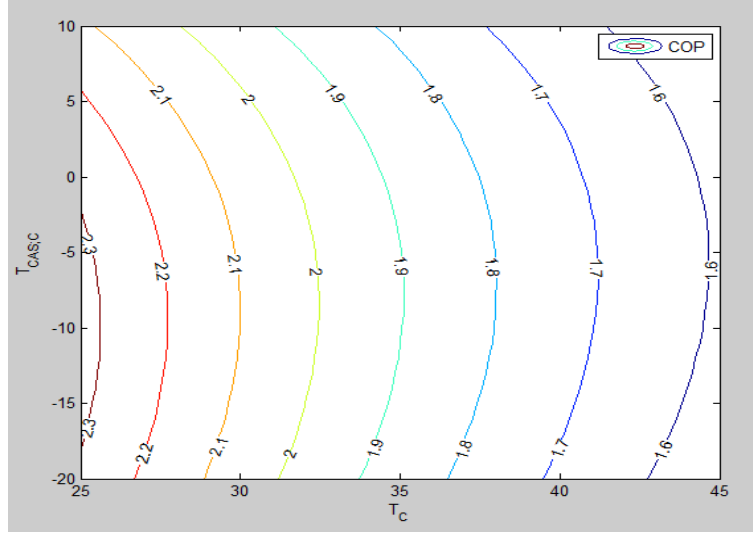
T_c ve $T_{CO_2,yoğuşturucu}$ değerlerinin sistem performans katsayısı üzerindeki etkileri Şekil 5&6'da gösterilmiştir. Yoğuşma sıcaklığı, T_c , 25 °C ile 45 °C arasında ve $T_{CO_2,yoğuşturucu}$ sıcaklığı ise 10 °C ile -20 °C arasında değişkenlik göstermektedir. Şekil 5'te T_c değerinin 25 °C, $T_{CO_2,yoğuşturucu}$ değerinin ise -5 °C olduğu sıcaklıklarda sistem performans katsayısının maksimum olduğu gösterilmiştir. Şekil 6'da eş-performans eğrileri kullanılarak maksimum performans değerleri daha net gösterilmiştir.

Optimum çalışma şartlarını kullanarak maksimum performans katsayısını belirleyebilmek için EES yazılımı üzerinde iki değişkenli optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Kaskat kondenserin yoğuşma sıcaklığı ($T_{CO_2,yoğuşturucu}$, ve yüksek sıcaklık çevriminin yoğuşma sıcaklığı T_c) bağımsız değişkenler olarak, buharlaşma sıcaklığı sabit kabul edilmiştir. Bu iki parametre kullanılarak bağıntılar oluşturulmuştur. Optimizasyonlarda doğrusal regresyon kullanılmıştır. Elde edilen optimizasyon denklemi aşağıda verilmiştir.

$$COP = (3,12) - (0,0027) * T_{CO_2, yoğuşturucu} - (0,035) * T_{Yoğuşturucu} \quad R^2 = \% 97,64$$



Şekil 5. $T_{yoğuşturucu}$ ve $T_{CO_2,yoğuşturucu}$ değerlerinin sistem performans katsayısı üzerindeki etkileri



Şekil 6. Eş-performans eğrileri

5. SONUÇ

Bu çalışmada, düşük sıcaklık çevriminde CO₂, yüksek sıcaklık çevriminde amonyak (R717) kullanılan iki kademeli kritik altı kaskat soğutma sisteminin termodinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Termodinamik analiz sonucunda Tablo1 de verilen matematiksel denklemler elde edilmiş ve bu denklemler EES programına girilerek sistemin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Bu çalışmadaki amaç; farklı çalışma şartlarının sistem performansına olan etkilerinin gözlemlenmesi, maksimum performans katsayısı elde edebilmek için gerekli optimum çalışma koşullarının belirlenmesi ve ekserji kaybının en aza indirilmesidir. Çalışma koşullarının belirlenmesinde ASHRAE standardı kullanılmıştır. Ayrıca son aşama olarak sistemin iki değişkenli optimizasyon denklemleri oluşturulmuştur.

Öncelikle ısı değiştirici sıcaklığının -25 °C buharlaşma sıcaklığındaki etkisi incelenmiştir. T_{CO₂,yoğuşturucu} sıcaklığının artırılmasıyla sistemdeki ekserji kayıplarının azaldığı, performans katsayısı ve ikinci kanun verimliliğinin arttığı gözlemlenmiştir. Bu koşullarda optimum T_{CO₂,yoğuşturucu} sıcaklığının -10 °C olduğu sonucuna varılmıştır.

Çevre sıcaklık koşullarının R717 yoğuşturucu sıcaklığı, T_{yoğuşturucu}, üzerindeki etkisi, 25 °C ile 45 °C arasındaki değişken kabul edilerek incelenmiştir. T_{yoğuşturucu} sıcaklığı artırıldığında, düşük sıcaklık çevrimindeki ekserji kayıpları değişmemesine rağmen tüm sistemin ekserji kayıplarının arttığı sonucuna varılmıştır. Böylece sistemdeki ekserji kayıplarının ana kaynağının R717 yoğuşturucu olduğu belirlenmiştir.

Isı değiştiricideki sıcaklık farkı değişken olarak belirlenmiştir. Sıcaklık farkının artmasıyla sistem performans katsayısının ve ikinci kanun verimliliğinin düştüğü sonucuna varılmıştır.

Sistemin performans katsayısına ait denklemler iki değişken T_{CO₂,yoğuşturucu} ve T_{yoğuşturucu} kullanılarak oluşturulmuştur. Böylece sistem performansı bu iki değişkene bağlı olarak bulunan denklemle yüksek kesinlikle bulunabilmektedir. Maksimum performans katsayısı değerine T_{CO₂,yoğuşturucu} sıcaklığının -5 °C, T_c sıcaklığının ise 25 °C olduğu koşullarda ulaşıldığı sonucuna varılmıştır.

Bu çalışmada karbondioksit çevrimindeki buharlaştırıcı kapasitesi endüstriyel bir soğutma sisteminde kullanılacak bir ölçekte olabilecek kapasite düşünülerek 10 kW seçilmiştir. 2-4 ve 6 kW kapasiteleri de çalışılacak kapasiteler olarak belirlenmiştir ve üzerinde çalışmalar devam etmektedir ancak bu bildiri kapsamında yalnızca 10 kW ile ilgili sonuçlar verilmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] Lee T., Liu C., Chen T., 2006, Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems, International Journal of Refrigeration 29: p. 1100–1108.
- [2] Bansal, P.K., Jain, S., 2007, Cascade systems: past, present, and future. ASHRAE Trans. 113 (1), 245–252 (DA-07-027).
- [3] Yilmaz B., Erdonmez N., Ozyurt A., Mancuhan E., Sevindir M. K., 2013 Numerical analysis of a cascade cooling system using carbondioxide as refrigerant. ULIBTK2013-175: p. 1005-1010.
- [4] Getu H.M., Bansal P. K., 2008, Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system. Int. J. Refrigeration 31 (1): p. 45–54.
- [5] Ahamed J. U., Saidur R., Masjuki H. H., 2011 A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system, Renewable and Sustainable Energy Reviews 15: p. 1593–1600.
- [6] Rezayan O., Behbahaninia A., 2011 Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems, Energy 36: p. 888-895.

ÖZGEÇMİŞ

Ali ÖZYURT

1988 yılı Bursa doğumludur. 2011 yılında Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. Halen Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Yüksek Lisans yapmaktadır. Ayrıca Panel Sistem Soğutma A.Ş. firmasında Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaktadır. Termodinamik ve soğutma alanlarında deneysel ve sayısal olarak çalışmaktadır.

Nasuh ERDÖNMEZ

1988 yılında Eskişehir'de doğmuştur. 2012 yılında Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun olmuştur. Halen Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Yüksek Lisans yapmaktadır. Termodinamik ve Isı Tekniği alanlarında sayısal ve deneysel olarak çalışmalar yapmaktadır.

Barış YILMAZ

1974 yılında Kars'ta doğmuştur. 2009 yılında Hacettepe Üniversitesi Nükleer Enerji Mühendisliği bölümünde lisans, 2002 yılında Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde yüksek lisans ve 2010 yılında Fransa Orleans Üniversitesi ve Marmara Üniversitesinde doktora çalışmalarını tamamlamıştır. Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde halen Isı tekniği ve Termodinamik Anabilim Dalında Yardımcı Doçent olarak çalışmaktadır.

Deniz YILMAZ

1980 yılı İstanbul doğumludur. 2000 yılında Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden 2003 yılında Yüksek Mühendis, İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünden 2011 yılında Doktor unvanını almıştır. 2011 yılında İstanbul AREL Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlamış, 2012 yılında aynı üniversitede Yrd. Doç. Dr. olarak atanmıştır. Ayrıca Panel Sistem Soğutma A.Ş. firmasında Ar-Ge Müdürü olarak görev yapmaktadır. Termodinamik, Isı Tekniği ve Tesisat konularında çalışmaktadır.

**Mustafa Kemal SEVİNDİR**

1973 Eskişehir doğumludur. 1996 yılında YTÜ Makine Fakültesini bitirmiştir. 1999 yılında YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı'ndan yüksek mühendis unvanını almıştır. 1999 yılında aynı enstitüde doktora programına kaydolmuş, 2007 yılında Dr. Müh. Unvanını almıştır. 1996 yılından beri YTÜ Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı'nda araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır

Ebru MANÇUHAN

Lisans Eğitimini 1981 yılında Uludağ Üniversitesi, Balıkesir Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği bölümünde, Yüksek Lisans eğitimini ise 1985 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde tamamlamıştır. 1997 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünden Doktor unvanı almıştır. Halen Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümü, Isı tekniği ve Termodinamik Anabilim Dalında Doçent olarak görev yapmaktadır.