

AKÜ FEMÜBİD 17 (2017) 035906 (1172-1180)

AKU J. Sci. Eng. 17 (2017) 035906 (1172-1180)

DOI: 10.5578/fmbd.66304

Ultra Düşük Sıcaklıklarda Çalışan İki Kademeli Bir Soğutma Sisteminde Aşırı Soğutma ve Isıtmanın Performansa Etkilerinin Sayısal İncelenmesi

Deniz Yılmaz¹, Ünal Sınar², Ali Özyurt³, Barış Yılmaz⁴, Ebru Mancuhan⁵¹ İstanbul Arel Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul.^{2,3,4,5} Marmara Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul.

e-posta: denizyilmaz@arel.edu.tr

Geliş Tarihi: 17.04.2017 ; Kabul Tarihi: 20.12.2017

Özet

Soğutma sistemleri çalışılmak istenen soğutma sıcaklığına bağlı olarak çeşitli kategorilere ayrılmaktadır. -50°C ve -100°C sıcaklık aralığında gerçekleştirilen soğutma işlemleri ultra düşük sıcaklık uygulaması sınıfına girmektedir. Soğutma sistemleri; kompresör sıkıştırma oranı, dış hava sıcaklıkları ve kullanılan akışkan özellikleriyle sınırlandırıldığından dolayı bu sıcaklık değerlerini tek kademeli bir soğutma sistemiyle elde edebilmek çok zordur. Bu sebeple iki kademeli soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Bu sistemlerin yüksek sıcaklık çevrimlerinde R134a, R404A ve R507A gibi akışkanlar; düşük sıcaklık çevriminde ise R23, R503 ve R508B gibi akışkanlar kullanılabilir. Bu çalışmada, yüksek sıcaklık çevriminde R404A; düşük sıcaklık çevriminde ise R508B akışkanının kullanıldığı iki kademeli bir soğutma sistemi termodinamik olarak incelenmiştir. EES (Engineering Equation Solver) yazılımı kullanılarak ultra düşük oda sıcaklıklarında çalışan bir soğutma sistemine ait ekipmanların enerji ve ekserji analizi yapılmış ve sonuçlar irdelenmiştir. Gerçekleştirilen çalışmada kaskat ısı değiştiricisindeki buharlaşma sıcaklığının artışı sistem performansını arttırmakta kaskat ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkının artışının ise performans değerini azalttığı görülmüştür. Sistem performansının ise -30 °C ile -35 °C arasındaki kaskat ısı değiştirici buharlaşma sıcaklığında azami değerine ulaştığı sonucuna varılmıştır.

Anahtar kelimeler

Ultra Düşük Sıcaklık;
R508B; İki Kademeli
Soğutma; Ekserji

Numerical Investigation of The Effects of Subcooling and Superheating on The System Performance of a Two Stage Refrigeration System Working in Ultra Low Temperatures

Abstract

Refrigeration systems can be categorized according to the refrigeration temperature needed. The systems operating at the temperatures between -50°C and -100°C are classified as the ultra-low temperature refrigeration systems. Since the parameters such as compression ratio, ambient air temperature and refrigerant properties limit the operation of refrigeration system, it is difficult to obtain these operating temperatures with a single-stage refrigeration system. Therefore, double-stage, cascade, ones are preferred for this purpose. While refrigerants such as R134a, R404A, and R507A are used at the high temperature cycle of cascade systems, R23, R503 and R508B can be used at the low temperature cycles. In this study, a cascade refrigeration system with R404A at the high temperature and R508B at the low temperature cycle is thermodynamically analyzed. Using Energy Equation Solver (EES) software, energy and exergy analysis of the equipments of a system operating at ultra-low temperatures were performed and the results were investigated for different operating conditions. In this study; increasing evaporation temperature in the cascade heat exchanger has an increasing effect on system performance; nevertheless increasing temperature difference in cascade heat exchanger has an decreasing effect on system performance. Coefficient of performance has a maximum value between -30 °C and -35 °C cascade evaporation temperatures.

Keywords

Ultra Low
Temperature; R508B;
Cascade Refrigeration;
Exergy

1. Giriş

Bazı besin maddelerinin ve ilaçların depolanması için gerekli sıcaklıklar ultra düşük sıcaklık uygulamalarının alanına girmektedir. Ultra düşük sıcaklıkta çalışan soğutma sistemleri yaygın olarak biyolojik örneklerin depolanmasında kullanılmaktadır. -50°C ile -100°C arasında; bakteriler, kan bileşenleri, kemik iliği, klinik örnekler, mantarlar, kök hücresi kültürleri, memeli hücresi kültürleri, test malzemeleri, DNA, RNA, bitki hücresi kültürleri, kırmızı kan hücresi, sperm, döllenmiş yumurta, dokular ve virüsler depolanmaktadır. Ayrıca petrokimya endüstrisinde de gazların sıvılaştırılması için ultra düşük sıcaklık soğutma sistemleri kullanılmaktadır. -50°C ile -100°C arasındaki sıcaklıklarda çalışacak olan soğutma sisteminin hangi kriterlere sahip olması gerektiği ASHRAE yayınlarında (ASHRAE, 2010) detaylı olarak verilmektedir.

Endüstriyel uygulamalarda kullanılan tek kademeli soğutma sistemlerinin ulaşabileceği en düşük sıcaklık değerleri -40°C ile -45°C arasındadır. Tek kademeli sistemlerin çalışma şartları; kompresörlerin sıkıştırma oranı ve soğutucu akışkanı yoğunlaştıracak çevre sıcaklıklarıyla sınırlandırıldığı için -45°C 'nin altındaki sıcaklıklara düşmemektedir. Bu nedenle, -45°C ile -80°C arasındaki ultra düşük sıcaklıklara iki kademeli soğutma sistemi kullanarak verimli şekilde ulaşılabilir.

İki kademeli soğutma sistemleri yüksek ve düşük sıcaklık olmak üzere iki çevrimden oluşmaktadır. Bu iki çevrim ortak bir ısı değiştirici ile birbirine bağlanmaktadır. Bu ısı değiştirici, yüksek sıcaklık çevrimi (YSÇ) için buharlaştırıcı; düşük sıcaklık çevrimi (DSÇ) için yoğunlaştırıcı görevi görmektedir. Yüksek sıcaklık çevriminde dış ortam sıcaklığı ile yaklaşık -40°C buharlaşma sıcaklığı arasında çalışan bir soğutma sistemi kullanılmaktadır. Düşük sıcaklık çevriminde ise ortak ısı değiştiricide -30°C ile -35°C arasında yoğunlaşan soğutucu akışkan -80°C ile -90°C arasında buharlaşma sıcaklığına ulaşabilmektedir.

Ultra düşük sıcaklıklara ulaşmak için kullanılan iki kademeli soğutma sistemlerinin yüksek sıcaklık çevriminde en çok tercih edilen akışkanlar R134a, R404A ve R507A gibi HFC soğutucu akışkanlardır.

Ayrıca R290 (Propan) ve R717 (Amonyak) gibi doğal akışkanlar da kullanılabilir. Basınç ve sıcaklık değerleri göz önüne alındığında bu sistemlerin düşük sıcaklık çevriminde en çok R23 ve R508B gibi akışkanlar kullanılmaktadır. Ayrıca, R170 (Etan) ve R1150 (Etilen) gibi doğal akışkanlar da kullanılabilir (Gong et al. 2009). Bununla birlikte, ultra düşük sıcaklık değerlerini elde edebilmek için farklı doğal akışkanların karışımları da kullanılabilir (Nasruddin et al. 2011).

Bu çalışmanın konusunu oluşturan akışkanlardan R404A, vakum basıncına düşmeden yaklaşık -40°C buharlaşma sıcaklığına sahip olabilmektedir. Diğer akışkan R508B, çok düşük kritik sıcaklık (11°C) değerine sahip olduğundan yoğunlaşma sıcaklığı -25°C ve altındaki değerler olabilmektedir. R508B; R23 (46%) ve R116 (54%) akışkanlarının kütlece birbirine yakın oranlarda eşkaynar (azeotropik) bir şekilde karışımından oluşmaktadır ve yanıcı ve zehirli olmaması gibi faydalı özelliklere sahiptir. 1 atm basınçta çok düşük kaynama sıcaklığına sahip olduğundan kaynama noktasının hemen üzerindeki ultra düşük sıcaklıktaki soğutma sistemlerinde kullanılabilir. Küresel ısınma potansiyeli (GWP) yüksek olan soğutucu akışkanların kullanımına çeşitli düzenlemeler ve mevzuatlar ile kısıtlamalar getirilmektedir. Öncelikle Montreal Protokolüyle birlikte ozon tahribat potansiyeli (ODP) olan akışkanların kullanımı yasaklanmıştır. Daha sonra F-Gaz yönetmeliği ile küresel ısınma potansiyeli yüksek olan akışkanların kullanımı kademeli olarak azaltılırken önümüzdeki yıllarda tamamen yasaklanması hedeflenmektedir. Fakat bu yönetmelik, -50°C 'nin altında soğutma işlemi yapan soğutma sistemlerini kapsamamaktadır. Bu sebeple, bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanlar yüksek küresel ısınma potansiyeline sahip olsalar dahi, bu yönetmeliğin dışında tutulmaktadır.

Brinc vd. (2003) yaptıkları çalışma kapsamında; -80°C 'de depolamak amacıyla sağlıklı çocuklardan serum örnekleri toplamışlardır. Çalışmanın amacı ise; serum içeriğindeki protein ve hormon bileşiklerinin aynı koşullar altında kimyasal olarak korunup korunmadığını incelemektir. 0-18 yaş arası çocuklardan örnekler toplanmış ve farklı kategorilere ayrılarak aylık periyotlar halinde örneklerin kontrolü yapılmıştır. Örneklerdeki 57 ayrı

analitin incelenmesi gerçekleştirilmiştir. Alınan sonuçlarda; analitlerin büyük bir bölümünde 13 aylık depolama süresi boyunca zamana bağlı herhangi bir değişikliğe rastlanmamıştır. Çalışma sonucunda analitlerin büyük bir kısmının -80°C saklama koşullarında kimyasal olarak 13 ay boyunca içeriklerini muhafaza ettiği görülmüştür.

Sarkar vd. (2013) yaptıkları çalışmada; etan, etilen ve azot oksitin düşük sıcaklık çevriminde kullanıldığı ultra düşük sıcaklıklarda çalışan iki kademeli bir soğutma sisteminin tasarım ve çalışma parametrelerinin sistem performansına etkilerini inceleyebilmek için teorik olarak analiz ve optimizasyon çalışmaları gerçekleştirmişlerdir. Sistemin yüksek sıcaklık çevriminde ise amonyak, propan ve propilen kullanılmıştır. Ayrıca düşük sıcaklık çevrimindeki yoğuşturucunun optimum sıcaklığı belirlenerek performans katsayısının artırılması için çalışmalar yapılmıştır. Sonuç olarak; buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı arttıkça ısı değiştiricisindeki optimum sıcaklık değeri ve kütleli debi oranının arttığını buna karşın buharlaşma sıcaklığı arttıkça ve yoğuşma sıcaklığı azaldıkça performans katsayısının arttığını göstermişlerdir. En yüksek performans katsayısı etan akışkanı ve en iyi hacimsel soğutma kapasitesi ise azot oksit akışkanı ile bulunmuştur.

Parekh ve Tailor (2011) yaptıkları çalışmada; R23 ve R507A akışkanlarının kullanıldığı iki kademeli bir soğutma sistemini termodinamik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. R507A; R125 ve R143A'nın (%50-%50) karışımında oluşmasına rağmen iki faz bölgesinde herhangi bir sıcaklık değişimine uğramamaktadır. R23 ise düşük sıcaklık uygulamalarında R13 gazının muadili olarak kullanılmaktadır. Soğutma sistemi; yüksek sıcaklık çevriminin yoğuşma, buharlaşma ve aşırı soğutma ve aşırı ısıtma sıcaklık parametreleri ile düşük sıcaklık çevriminin ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı, yoğuşma, buharlaşma, aşırı soğutma ve aşırı ısıtma sıcaklık parametreleri kullanılarak oluşturulan tasarım analiz edilmiştir. Sonuç olarak; buharlaşma sıcaklığı arttığında performans katsayısının arttığı bulunmuştur. Yüksek sıcaklık çevriminin yoğuşturucu sıcaklığı arttırıldığında ise sistem performans katsayısının düştüğü gösterilmiştir.

Wadell (2005) yüksek lisans tezinde yüksek sıcaklık çevriminde R134a, düşük sıcaklık çevriminde R508B olacak şekilde tasarlanan iki kademeli bir soğutma sistemi üzerinde çalışmıştır. Sistemin R508B buharlaştırıcısına buharlaşma sıcaklığı -86°C ve -79°C; kütleli debisi $(0.833-1.167) \times 10^{-3}$ kg/s olacak şekilde akışkan göndermiş ve sonuçları incelemiştir. Sistemin buharlaştırıcı ekipmanının mikrokanallı ve yüzey alanı genişletilmiş olarak tasarlandığında daha iyi performans sağladığı; ayrıca buharlaşma sıcaklığında soğutucuda meydana gelen basınç kayıplarının ihmal edilecek seviyede olduğu gösterilmiştir.

Kruse ve Russmann (2006) düşük sıcaklık çevriminde R23, yüksek sıcaklık çevriminde ise R134a olan iki kademeli bir soğutma sistemi ile; yüksek sıcaklık çevrimi kritik üstü (transkritik) R744 (CO₂), düşük sıcaklık çevrimi azot oksit (N₂O) olan iki kademeli bir soğutma sistemini teorik olarak incelemiş ve karşılaştırmıştır. Sonuçlar, düşük sıcaklık çevriminde N₂O'nun R23'e performans olarak iyi bir alternatif olabileceği; ayrıca R23'ün yüksek sera gazı etkisi (GWP:12000) düşünüldüğünde, N₂O'nun daha düşük sera gazı etkisi ile (GWP:240) çevreci bir seçim olabileceği ortaya konulmuştur. Ayrıca R134a, R717 ve hidrokarbonların yüksek sıcaklık çevriminde kullanılabilmesi; fakat R717 zehirli ve hidrokarbonlar yanıcı gazlar olduğundan; bu seçimler yerine R744'ün transkritik kullanımının daha sürdürülebilir bir çözüm olabileceği vurgulanmıştır.

Bu çalışmada yüksek sıcaklık çevriminde R404A; düşük sıcaklık çevriminde R508B olan ultra düşük sıcaklıklarda çalışan bir soğutma sisteminin matematiksel modeli geliştirilerek değişken çalışma parametrelerinin sistem performansına (COP), ikinci kanun verimine ve toplam ekserji kaybına etkisi belirlenmiştir. Hesaplamalarda aşırı ısıtma ve aşırı soğutma sıcaklıkları, yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşma sıcaklığı, kaskat ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ve sıcaklık farkı değişken çalışma parametreleri olarak kullanılmıştır. Düşük sıcaklık çevrimi buharlaşma sıcaklığı (-86°C) ve sistemin soğutma kapasitesi (11 kW) sabit çalışma parametresi olarak kabul edilmiştir.

2. Materyal ve Metot

Bu çalışmada, yüksek sıcaklık çevriminde R404A, düşük sıcaklık çevriminde R508B kullanılan iki kademeli bir soğutma sistemi teorik olan modellenmiştir. İki kademeli soğutma çevrimine ait şematik gösterim Şekil 1’de verilmiştir.

Yüksek sıcaklık çevriminde R404A kompresörü, hava soğutmalı yoğuşturucu, R404A akışkanını düşük sıcaklık ve basınç değerlerine düşüren genleşme vanası bulunmaktadır. Ortak ısı değiştiricisi bu çevrimde R404A akışkanını buharlaştırıcı görevi görmektedir. Düşük sıcaklık çevriminde R508B kompresörü, genleşme vanası ve buharlaştırıcı ekipmanları bulunmaktadır. Ortak ısı değiştiricisi bu çevrimde R508B akışkanı için yoğuşturucu görevi görmektedir. Ortak ısı değiştiricisinde R508B yoğuşup R404A ise buharlaşarak iki çevrim arasında ısı geçişi gerçekleşmektedir.

İki kademeli soğutma sistemlerinde soğutma etkisi düşük sıcaklık çevrimindeki buharlaştırıcı ekipmanı ile elde edilmektedir. Sisteme güç girişi iki farklı kompresör aracılığıyla yapıldığından geleneksel iki kademeli soğutma sistemlerinde Performans Katsayısı (COP) değeri tek kademeli sistemlere göre oldukça düşebilmektedir. Bu çalışmada olduğu gibi, sistem eğer ultra düşük sıcaklıklarda çalışıyor ise, sistemin çalışma sıcaklıkları arasındaki fark da çok fazla olduğundan, COP değeri 1’in altındaki değerler de olabilmektedir. Kılıçarslan vd. (2010) yaptıkları çalışmada, yüksek ve düşük sıcaklık çevrimlerinde kullanılan farklı akışkan çiftlerinin sistem performansına nasıl etki ettiğini ve COP değerini nasıl değiştirdiğini analiz etmişler; sistemin soğutma kapasitesinin elde edildiği buharlaşma sıcaklığı ultra düşük seviyelere düştükçe COP değerinin de 1’in altına düştüğünü gözlemlemişlerdir.

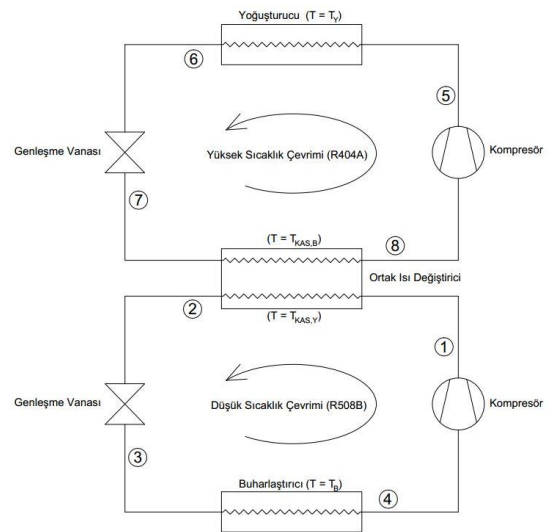
3. Termodinamik Analiz ve Modelleme

Sistemin matematik modeli EES (Engineering Equation Solver) kullanılarak çıkarılmıştır. EES yazılımı, farklı akışkanların termodinamik özelliklerini içeren bir kütüphanesi olması ve bu kütüphanedeki bilgilerin kullanımının kolay ve hızlı olması sayesinde çeşitli termodinamik analizlerde sıklıkla kullanılmaktadır. Çözücüsünün basit ve hızlı olması; ayrıca grafik çizdirebilme imkanı tanıdığından enerji,

ekserji ve optimizasyon hesaplamaları içeren birçok çalışmada çeşitli avantajlar sağlamaktadır.

Bu çalışmada yer alan iki kademeli soğutma sistemi, çevrimde yer alan her bir işlem –sıkıştırma, genleşme, yoğuşma ve buharlaşma– ayrı ayrı düşünülerek matematiksel olarak modellenmiştir. Bu kapsamda, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları kullanılarak kütle, enerji ve ekserji denklemleri çıkarılmıştır. Sistemi daha kolay analiz edebilmek için matematiksel modelleme sırasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

- Düşük ve yüksek sıcaklık çevrimlerindeki kompresör izentropik verimleri 0.80 olarak belirlenmiştir.
- Isı değiştiricilerdeki ısı geçişi işlemi sabit basınçta (izobarik) gerçekleşmektedir.
- Genleşme vanalarında akışkanlar sabit entalpide (izentalpik) genleşmektedir.
- Sistemde borular ve ısı değiştiricilerde gerçekleşen akışlardaki basınç kayıpları ihmal edilmektedir.
- Potansiyel ve kinetik enerjideki değişimler ihmal edilmiştir.
- Ortak ısı değiştiricinin etkinliği (effectiveness) 1 olarak kabul edilmiştir.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcılarda kullanılan fanların elektrik tüketimleri performans hesabına katılmamıştır.



Şekil 1. İki Kademeli Soğutma Sistemi Çevrimi
Sistemin sabit ve değişken çalışma parametreleri aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

- Düşük sıcaklık çevrimindeki buharlaşma (evaporasyon) sıcaklığı -86°C (T_B);

soğutulmak istenen ortam sıcaklığı (T_R) ise -80°C (193 K) olarak alınmıştır.

- Yüksek sıcaklık çevrimindeki yoğuşma (kondenzasyon) sıcaklığı (T_Y) 30°C ile 55°C arasında değişmektedir.
- Yüksek sıcaklık çevrimindeki buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) -40°C ile -10°C arasında değişmektedir.
- Aşırı ısıtma (superheating) miktarı (ΔT_{sup}) her iki sıcaklık çevrimi için 1 K ile 40 K arasında olabilmektedir.
- Aşırı soğutma (subcooling) miktarı (ΔT_{sub}) her iki sıcaklık çevrimi için 1 K ile 30 K arasında olabilmektedir.
- Kaskat ısı değiştiricideki sıcaklık farkı (ΔT_{KAS}) 2 K ile 15 K arasında olabilmektedir.
- Sistemin soğutma kapasitesi 11 kW olarak alınmıştır.
- Ekserji kayıp hesaplarında referans sıcaklığı (T_0) 25°C (298 K) olarak kabul edilmiştir.

Sistemin kütle, enerji ve ekserji denklemleri her bir ekipman için aşağıdaki gibi yazılmıştır.

Kütle dengesi;

$$\dot{m}_g = \dot{m}_ç \quad (1)$$

Enerji dengesi;

Düşük ve yüksek sıcaklık çevrimi kompresör kapasiteleri;

$$\dot{W}_{LT} = \dot{m}_{LT} \cdot (h_1 - h_4) \quad (2)$$

$$\dot{W}_{HT} = \dot{m}_{HT} \cdot (h_5 - h_8) \quad (3)$$

Yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşturucu kapasitesi;

$$\dot{Q}_Y = \dot{m}_{HT} \cdot (h_5 - h_6) \quad (4)$$

Düşük sıcaklık çevrimi genleşme vanası;

$$h_2 = h_3 \quad (5)$$

Yüksek sıcaklık çevrimi genleşme vanası;

$$h_6 = h_7 \quad (6)$$

Kaskat ısı değiştiricisi kapasitesi;

$$\dot{Q}_{KAS} = \dot{m}_{HT} \cdot (h_8 - h_7) = \dot{m}_{LT} \cdot (h_1 - h_2) \quad (7)$$

Düşük sıcaklık çevrimi buharlaştırıcı kapasitesi;

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{LT} \cdot (h_4 - h_3) \quad (8)$$

Ekserji kayıpları;

Düşük ve yüksek sıcaklık çevrimi kompresörleri;

$$\dot{X}_{LT,Komp} = \dot{m}_{LT} \cdot T_0 \cdot (s_1 - s_4) \quad (9)$$

$$\dot{X}_{HT,Komp} = \dot{m}_{HT} \cdot T_0 \cdot (s_5 - s_8) \quad (10)$$

Yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşturucu;

$$\dot{X}_{HT,Yog} = \dot{m}_{HT} \cdot [-h_6 + T_0 \cdot (s_6 - s_5)] \quad (11)$$

Düşük sıcaklık çevrimi genleşme vanası;

$$\dot{X}_{LT,GV} = \dot{m}_{LT} \cdot T_0 \cdot (s_3 - s_2) \quad (12)$$

Yüksek sıcaklık çevrimi genleşme vanası;

$$\dot{X}_{HT,GV} = \dot{m}_{HT} \cdot T_0 \cdot (s_7 - s_6) \quad (13)$$

Kaskat ısı değiştiricisi için;

$$\dot{X}_{KAS} = \dot{m}_{LT} \cdot T_0 \cdot (s_2 - s_1) + \dot{m}_{HT} \cdot T_0 \cdot (s_8 - s_7) \quad (14)$$

Düşük sıcaklık çevrimi buharlaştırıcısı;

$$\dot{X}_{LT,Buh} = \dot{m}_{LT} \cdot [(T_0/T_R) \cdot (h_3 - h_4) + T_0 \cdot (s_4 - s_3)] \quad (15)$$

COP ve ikinci kanun verimliliği;

$$COP = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{W}_{LT} + \dot{W}_{HT}} \quad (16)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{izentropik}}{\dot{W}_{gerçek}} \quad (17)$$

$$\dot{W}_{izentropik} = \dot{Q}_B \cdot [(T_0/T_B) - 1] \quad (18)$$

$$\dot{W}_{gerçek} = \dot{W}_{LT} + \dot{W}_{HT} \quad (19)$$

4. Tartışma ve Sonuç

Sistemin performansını analiz etmek için kütle, enerji ve ekserji denklemleri çıkarıldıktan sonra, matematiksel model EES yazılımı kullanılarak hazırlanmıştır.

Sistemin yüksek ve düşük sıcaklık çevrimlerinde yer alan aşırı soğutma (ΔT_{sub}) ile aşırı ısıtma sıcaklıkları (ΔT_{sup}), yüksek sıcaklık çevrimi yoğunlaştırıcı sıcaklığı (T_V), yüksek sıcaklık çevrimi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) kaskat ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı (ΔT_{KAS}) gibi çalışma parametrelerinin farklı değerleri için sistemin COP'si, ikinci kanun verimliliği ve toplam ekserji kaybı irdelenmiştir. Bu hesaplamalarda, düşük sıcaklık çevrimi buharlaşma sıcaklığı (T_B) -86°C ; sistemin soğutma kapasitesi 11 kW olarak sabit kabul edilmiştir.

Bu çalışmada yüksek sıcaklık çevrimi yoğunlaşma sıcaklığının (T_V) 30°C ile 55°C arasında değişiminin COP'ye etkisi belirlenirken kaskat ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı (ΔT_{CAS}) 8 K, düşük ve yüksek ısı çevrimi aşırı ısıtma (ΔT_{sup}) ile aşırı soğutma (ΔT_{sub}) sıcaklıkları 1 K olarak sabit alınmıştır. Ayrıca yüksek sıcaklık çevrimi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) -40°C ile -10°C arasında değişiminin COP'ye etkisini belirlerken kaskat ısı değiştiricisi sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}) 2 K, 5 K, 8 K, 12 K ve 15 K değerleri için hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalarda aşırı soğutma (ΔT_{sub}) ve aşırı ısıtma sıcaklıkları (ΔT_{sup}) 1 K olarak sabit alınmıştır.

4.1. Aşırı ısıtma ve aşırı soğutma değerlerinin etkisi

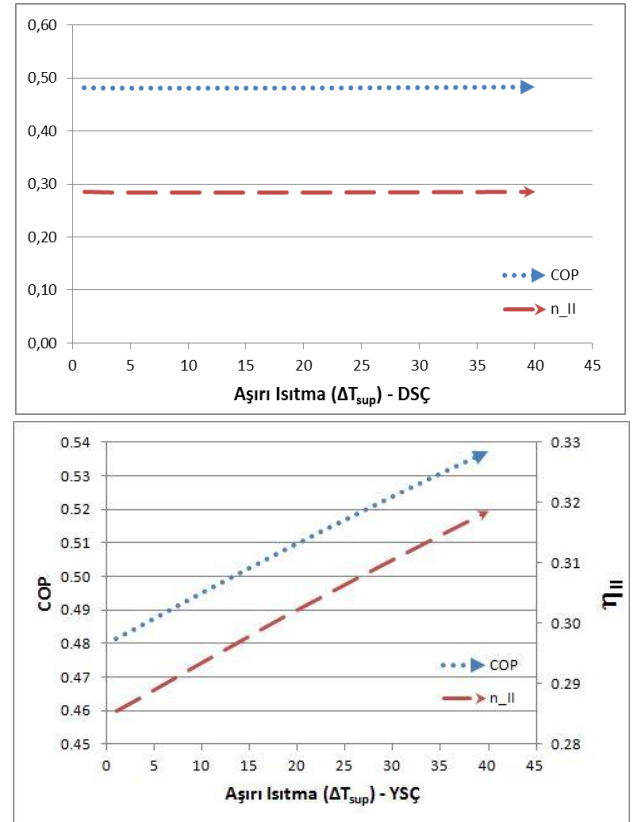
Aşırı ısıtma; soğutma çevriminde buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın kompresöre girdiği sıcaklık ile sistemin buharlaştırıcı sıcaklığı arasındaki farkı ifade eder. Aşırı soğutma ise; sistemin yoğunlaştırıcı ekipmanından çıkan soğutucu akışkanın genleşme vanasına girdiği sıcaklık ile yoğunlaşma sıcaklığı arasındaki farkı ifade eder.

Şekil 2 ile 3'de düşük ve yüksek ısı çevriminde aşırı ısıtma ile aşırı soğutmanın sistemin COP ve ikinci kanun verimine etkisi görülmektedir. Bu etkiler incelenirken düşük sıcaklık çevrimi buharlaşma sıcaklığı (T_B) -86°C , yüksek sıcaklık çevrimi yoğunlaşma

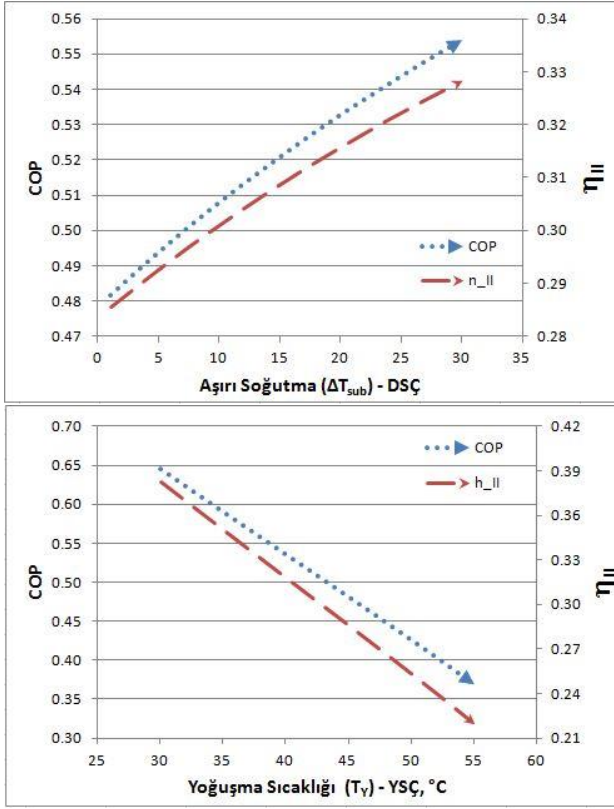
sıcaklığı (T_V) 45°C ve kaskat ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı (ΔT_{KAS}) 8 K olarak kabul edilmiştir.

Şekil 2'de görüldüğü gibi düşük ve yüksek sıcaklık çevriminde aşırı ısıtma sıcaklıkları 1 K'dan 40 K'ya kadar değiştirilmiştir. Düşük sıcaklık çevrimindeki aşırı ısıtmanın COP üzerindeki etkisi %0.4 ikinci kanun verimliliği üzerine etkisi ise %0.38 seviyesindedir. Yüksek sıcaklık çevriminde ise aşırı ısıtma COP'yi 0.48'den 0.54'e iyileştirmiştir.

Şekil 3'de ise düşük ve yüksek sıcaklık çevriminde aşırı soğutma sıcaklıkları 1 K'dan 30 K'ya kadar değiştirilmiştir. Aşırı soğutmanın yüksek ve düşük sıcaklık çevriminde sistem COP'sine pozitif katkı sağladığı belirlenmiştir. Şekil 2 ve 3 birlikte incelendiğinde aşırı soğutmanın, aşırı ısıtmaya göre COP üzerinde daha fazla olumlu etkiye sahip olduğu gözlenmiştir.



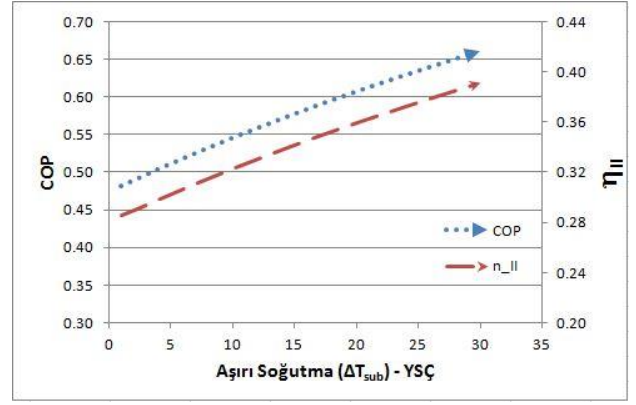
Şekil 2. Aşırı ısıtmanın düşük ve yüksek sıcaklık çevriminde COP ve ikinci kanun verimine etkisi



Şekil 3. Aşırı soğutmanın düşük ve yüksek sıcaklık çevriminde COP ve ikinci kanun verimine etkisi

4.2. Yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşturucu sıcaklığının etkisi

Yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşturucu sıcaklığının (T_Y) sistemin COP ve ikinci kanun verimliliğine etkisi incelenirken düşük sıcaklık çevrimi buharlaşma sıcaklığı (T_B) -86°C , kaskat ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı (ΔT_{KAS}) 8 K, düşük ve yüksek ısı çevriminde aşırı ısıtma (ΔT_{sup}) ile aşırı soğutma (ΔT_{sub}) sıcaklıkları 1 K olarak sabit alınmıştır. Yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşma sıcaklığı (T_Y) 30°C ile 55°C arasında değiştirilerek hesaplamalar yapılmıştır. Yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşturucu sıcaklığı (T_Y) 30°C ile 55°C arasında değişirken COP ve ikinci kanun verimine etkisi Şekil 4'te görülmektedir. Yoğuşma sıcaklığı artarken sistemin COP'si ve ikinci kanun verimliliği azalmaktadır. Yoğuşma sıcaklığı, hava soğutmalı yoğuşturucularda dış ortam sıcaklığından doğrudan etkilendiğinden dolayı bir sistemin COP'sini kurulduğu yerin iklim şartları belirlemektedir.



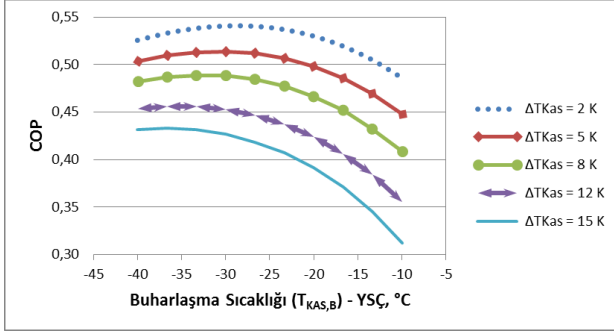
Şekil 4. Yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşma sıcaklığının (T_Y) COP ve ikinci kanun verimine etkisi

4.3. Ortak ısı değiştiricideki buharlaşma sıcaklığı ve sıcaklık farkının etkisi

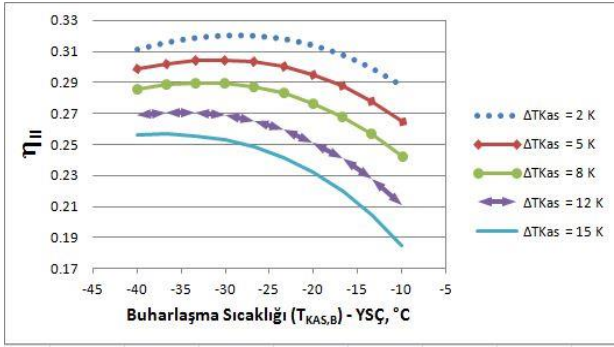
İki kademeli soğutma sisteminde kaskat ısı değiştiricisi, yüksek sıcaklık çevrimi için buharlaştırıcı, düşük sıcaklık çevrimi için yoğuşturucu görevi görmektedir. Arada ısı geçişi olabilmesi için bir sıcaklık farkı (ΔT_{KAS}) olması gerekmektedir. Bu sıcaklık farkı yüksek sıcaklık çevriminin buharlaşma ve düşük ısı çevriminin yoğuşma sıcaklıklarına doğrudan etkilediğinden sistem performansı üzerindeki etkisi de irdelenerek belirlenmelidir. Düşük sıcaklık çevrimi yoğuşma sıcaklığı ($T_{KAS,Y}$), yüksek sıcaklık çevrimi buharlaşma sıcaklığından ($T_{KAS,B}$) belirtilen sıcaklık farkı (ΔT_{KAS}) kadar fazladır.

Şekil 4, Şekil 5 ve Şekil 6'da, kaskat ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) ve sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}), sistemin COP'si, ikinci kanun verimi ve toplam ekserji kaybını nasıl etkilediği görülmektedir. Kaskat ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) -40°C ile -10°C arasında değişirken kaskat ısı değiştiricisi sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}) 2 K, 5 K, 8 K, 12 K ve 15 K değerleri için hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalarda düşük sıcaklık çevrimi buharlaşma sıcaklığı (T_B) -86°C , düşük ve yüksek sıcaklık çevriminde aşırı ısıtma (ΔT_{sup}) ile aşırı soğutma (ΔT_{sub}) sıcaklıkları 1 K olarak sabit alınmıştır. Kaskat ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) arttıkça sistemin COP'si ve ikinci kanun verimi azalmaktadır. Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları arasındaki fark (ΔT_{KAS}) azaldıkça sistem performansı ve ikinci kanun verimi artmaktadır (Şekil 4 ve 5). Endüstriyel uygulamalarda genel olarak kaskat ısı

değiştirici sıcaklık farkının 5 K – 10 K arasında değiştiği gözlenmiştir. Bu çalışmada ΔT_{KAS} değeri 8 K olarak alınmıştır.



Şekil 5. Kaskat ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) ve sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}) COP'ye etkisi

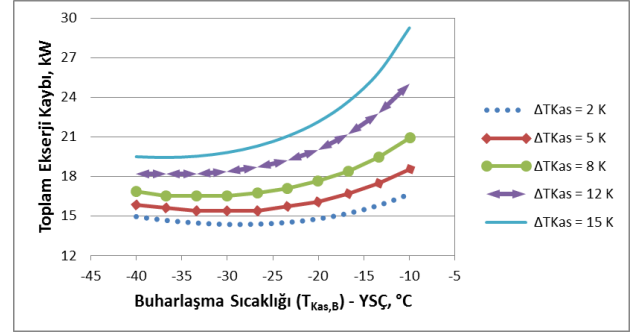


Şekil 6. Kaskat ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) ve sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}) ikinci kanun verimine etkisi

Ekserji, bir sisteme verilen enerji ile sistem tarafından yapılabilecek maksimum iş potansiyelini ifade etmektedir (Cengel, 2015). Sistemin sıcaklık ve basınç aralıkları, kütesel debi gibi çalışma parametreleri; bu potansiyeli azaltarak sistemi oluşturan komponentlerden meydana gelen ekserji kaybının artmasına neden olabilmektedir. Soğutma sistemi toplam ekserji kaybı; düşük ve yüksek sıcaklık çevrimi kompresörlerinde, genişleme vanalarında, yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşturucusunda, kaskat ısı eşanjöründe ve düşük sıcaklık çevrimi buharlaştırıcısında meydana gelen ekserji kayıplarının toplamıdır.

Şekil 7'de kaskat ısı eşanjörü buharlaşma sıcaklığının ($T_{KAS,B}$) azalmasıyla sistemdeki toplam ekserji kaybı artmakta, kaskat ısı eşanjörü sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}) ise artış göstermektedir. Optimum kaskat ısı eşanjörü buharlaşma sıcaklığı ise tüm kaskat ısı eşanjörü sıcaklık farkları dikkate alındığında -30 °C ile -35 °C arasında değiştiği belirlenmiştir. Sistemin

COP ve ikinci kanun veriminin artması ekserji kaybının azalması; COP ve ikinci kanun veriminin azalması ise ekserji kaybının artması anlamına gelmektedir. Dolayısıyla aynı parametrelerinin toplam ekserji kaybına etkisi, COP ve ikinci kanun verimine olan etkisinin tam tersi yönünde gerçekleşmektedir.



Şekil 7. Kaskat ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) ve sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}) sistemdeki toplam ekserji kaybına etkisi

Bu çalışmada, yüksek sıcaklık çevriminde R404A, düşük sıcaklık çevriminde R508B akışkanı olan ultra düşük sıcaklıklarda çalışan iki kademeli bir soğutma sisteminin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Sistemin kütle, enerji ve ekserji denklemleri çıkarılmış, EES yazılımı kullanılarak matematiksel modeli oluşturulmuştur. Bu model oluşturulurken sistemi daha kolay analiz edebilmek için belli kabuller yapılmıştır. Farklı çalışma değişkenlerinin sistem performansı üzerindeki etkisi araştırılmış ve sonuçlar irdelenmiştir.

Çalışma sonucunda mevcut sistemin performans katsayısı farklı değişkenler baz alınarak hesaplanmış ve en düşük olarak 0.31 en yüksek olarak ise 0.54 olarak bulunmuştur. Söz konusu etkilerin optimum değerler sağlanarak sistem performansının %74.2 oranında iyileştirilebileceği belirlenmiştir.

- Yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşturucu sıcaklığı (T_V) artarken sistemin COP'si ve ikinci kanun verimliliği azalmaktadır. Soğutucu akışkanın yoğuşma sıcaklığı, dış ortam sıcaklığından doğrudan etkilendiği için sistemin COP'sini kurulduğu yerin iklim şartları da belirlemektedir.

- Kaskat ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) -40°C ile -10°C arasında değişirken kaskat ısı değiştiricisi sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}) 2 K, 5 K, 8 K, 12 K ve 15 K değerleri için hesaplamalar yapılmıştır. Kaskat ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) arttıkça sistemin COP'sinin azaldığı gözlenmiştir. Ayrıca buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları arasındaki fark (ΔT_{KAS}) azaldıkça sistem performansı (COP) artmaktadır. Bu çalışmada, aşırı ısıtma, aşırı soğutma ve yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşma sıcaklıklarının etkisi karşılaştırılırken ΔT_{KAS} değeri 8 K olarak belirlenmiştir.
- Düşük sıcaklık çevriminde aşırı ısıtmanın COP üzerindeki etkisi yok denecek kadar az iken yüksek sıcaklık çevriminde aşırı ısıtma COP'yi iyileştirmiştir. Aşırı soğutma ise hem yüksek hem de düşük sıcaklık çevriminde sistemin performansına pozitif katkı sağlamıştır. Genel olarak aşırı soğutmanın, aşırı ısıtmaya göre COP üzerinde daha olumlu etkiye sahip olduğu gözlenmiştir.

Journal of Engineering and Applied Science, **6**, 379-386.

Parekh A.D., Tailor P.R., 2011. Thermodynamic Analysis of R507A-R23 Cascade Refrigeration System. World Academy of Science, Engineering and Technology, **5**, 902-906.

Sarkar J., Bhattacharyya S., Lal A., 2013. Performance comparison of natural refrigerants based cascade systems for ultra-low-temperature applications. International Journal of Sustainable Energy, **32**, 406-420.

Wadell R.P., 2005. Design of compact evaporators for ultralow temperature thermal management of microprocessors, Master thesis, Georgia Institute of Technology.

Yılmaz B., Erdönmez N., Sevindir M., Mançuhan E. 2014. Thermodynamic analysis and optimization of cascade condensing temperature of a CO₂ (R744)/404A cascade refrigeration system. 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, USA, July 14-17.

Yılmaz B., Erdönmez N., Özyurt A., Yılmaz D., Mançuhan E., Sevindir M.K., 2015. Energy and Exergy Analysis and Optimization Studies of a CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration System. 6th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies, Ohrid.

Kaynaklar

- ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI Edition), 2010. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc, Atlanta, USA.
- Brinc D., Chan M.K., Venner A.A., Pasic M.D., Colantino D., Kyriakopolou L., Adeli K., 2012. Long-term stability of biochemical markers in pediatric serum specimen stored at -80°C , Clinical Biochemistry, **45**, 816-826.
- Cengel B., 2015. Thermodynamics an Engineering Approach 8th Edition. McGraw-Hill, NewYork.
- Gong M., Sun Z., Wu J., Zhang Y., Meng C., Zhou Y., 2009. Performance of R170 mixtures as refrigerants for refrigeration at -80°C temperature range. International Journal of Refrigeration, **32**, 892-900.
- Kilicarslan A., Hosozb M., 2010. Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples. Energy Conversion and Management, **51**, 2947-2954.
- Kruse H., Russmann H., 2006. The Natural Fluid Nitrous Oxide - An Option as Substitute for Low Temperature Synthetic Refrigerants. International Journal of Refrigeration, **29**, 799-806.
- Nasruddin, Syaka D.R.B., Alhamid M.I., 2011. A Cascade Refrigeration System Using Mixture of Carbondioxide and Hydrocarbons for Low Temperature Applications.