

ULTRA DÜŞÜK SICAKLIK UYGULAMALARINDA KULLANILAN BİR KASKAT SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Thermodynamic Analysis of a Cascade Refrigeration System For Ultra Low Temperature Applications

Dilara KURTBOĞAN
Ebru MANÇUHAN
Barış YILMAZ
Deniz YILMAZ
İ.Timuçin İNCE

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.

Anahtar Kelimeler: Ultra Düşük Sıcaklık, R508B, İki Kademeli Soğutma, Ekserji

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.

Key Words: Ultra Low Temperature, R508B, Cascade Refrigeration, Exergy

1. GİRİŞ

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 [1]. -50°C ile -100°C arasındaki sıcaklıklarda çalışacak olan soğutma sisteminin hangi kriterlere sahip olması gerektiği ASHRAE yayınlarında [1] 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 için buharlaştırıcı; düşük sıcaklık çevrimi 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) [2] ve R1150 (Etilen) gibi doğal akışkanlar da kullanılabilir. Bununla birlikte, ultra düşük sıcaklık değerlerini elde edebilmek için farklı doğal akışkanların karışımları da kullanılabilir [3].

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.

Brinc ve arkadaşları [4] 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 ve arkadaşları [5] yaptıkları çalışmada; etan, etilen ve azot oksitinin 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 yoğunlaştırıcunun optimum sıcaklığı belirlenerek performans katsayısının artırılması için çalışmalar yapılmıştır. Sonuç olarak; buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklığı arttıkça ısı değiştiricisindeki optimum sıcaklık değeri ve kütleli debi oranının arttığını buna karşın buharlaşma sıcaklığı arttıkça ve yoğunlaşma 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 [6] 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 yoğunlaşma, buharlaşma ve aşırı soğutma ve aşırı ısıtma sıcaklık parametreleri ile düşük sıcaklık çevriminin ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkı, yoğunlaşma, 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 yoğunlaştırıcı sıcaklığı arttırıldığında ise sistem performans katsayısının düştüğü gösterilmiştir.

K. Wadell [7] 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 [8] düşük sıcaklık çevriminde R23, yüksek sıcaklık çevriminde ise R134a olan iki kademeli bir soğutma sistemi ile; yüksek sıcaklık çevrimi kritik üstü (transkritik) R744 (CO_2), düşük sıcaklık çevrimi azot oksit (N_2O) olan iki kademeli bir soğutma sistemini teorik olarak incelemiş ve karşılaştırmıştır. Sonuçlar, düşük sıcaklık çevriminde N_2O 'nun R23'e performans olarak iyi bir alternatif olabileceği; ayrıca R23'ün yüksek sera gazı etkisi (GWP:12000) düşünülüğünde, N_2O 'nun daha düşük sera gazı etkisi ile (GWP:240) çevreci bir seçim olabileceği ortaya konulmuştur. Ayrıca R134a, R717 ve hidrokarbonların yüksek sıcaklık çevriminde kullanılabilirliği; 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 yoğunlaşma 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. İKİ KADEMELİ SOĞUTMA SİSTEMİ

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 yoğunlaştırıcı, R404A akışkanını düşük sıcaklık ve basınç değerlerine düşüren genişleme vanası bulunmaktadır. Ortak ısı değiştiricisi bu çevrimde R404A akışkanını buharlaştırıcı görevi görmektedir. Düşük sıcaklık çevriminde R508B kompresörü, genişleme vanası ve buharlaştırıcı ekipmanları bulunmaktadır. Ortak ısı değiştiricisi bu çevrimde R508B akışkanı için yoğunlaştırıcı görevi görmektedir. Ortak ısı değiştiricisinde R508B yoğunlaşarak 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 ve arkadaşları [9] 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 düşüldükçe COP değerinin de 1'in altına düştüğünü gözlemlemiştir.

3. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÖZELLİKLERİ

Ultra-düşük sıcaklıklarda kullanılacak soğutucu akışkanların seçimi esnasında dikkat edilmesi gereken birçok faktör vardır. Doğru soğutucu akışkanı tayin ederken ozon delme potansiyeli (ODP), küresel ısınma potansiyeli (GWP), zehirlilik, yanıcılık, NBP(normal basınç noktası), T_{CR} (kritik sıcaklık) ve P_{CR} (kritik basınç) gibi özellikleri göz önüne alınmalıdır. Tablo 1'de kaskat sistemde kullanılan soğutucu akışkan çiftine ait bazı özellikler verilmiştir.

Tablo 1. Soğutucu Akışkanların Özellikleri

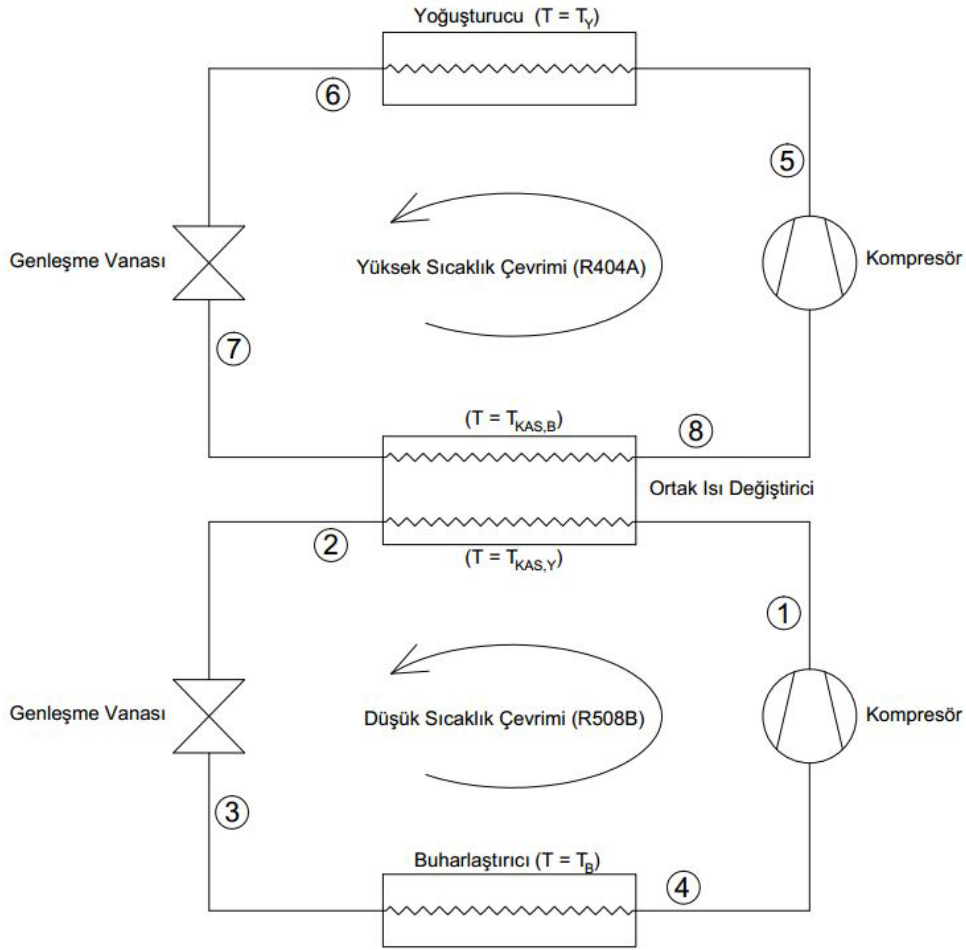
	Soğutucu Akışkan	T_{CR} (°C)	P_{CR} (bar)	NBP (°C)	ODP	GWP	Güvenlik Sınıfı
YŞÇ	R404A	72.0	37.3	-46.4	0	3922	A1
DŞÇ	R508B	14.0	39.0	-86.9	0	11698	A1

4. TERMODİNAMİK ANALİZ VE MATEMATİKSEL MODELLEME

Sistemin matematik modeli EES (Engineering Equation Solver) [10] 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 [6-11-12].

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.



Şekil 1. İki Kademeli Soğutma Sistemi Çevrimi

Sistemin sabit ve değişken çalışma parametreleri aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

- Düşük sıcaklık çevrimindeki buharlaşma (evaporation) sıcaklığı -86°C (T_B); soğutulmak istenen ortam sıcaklığı (T_R) ise -80°C (193 K) olarak alınmıştır.
- Yüksek sıcaklık çevrimindeki yoğuşma (condensation) 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;

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

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

Yüksek sıcaklık çevrimi yoğunlaştırıcı kapasitesi;

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

Düşük sıcaklık çevrimi genişleme vanası;

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

Yüksek sıcaklık çevrimi genişleme vanası;

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

Kaskat ısı değiştiricisi kapasitesi;

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

Düşük sıcaklık çevrimi buharlaştırıcı kapasitesi;

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

Ekserji kayıpları;

Düşük ve yüksek sıcaklık çevrimi kompresörleri;

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

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

Yüksek sıcaklık çevrimi yoğunlaştırıcı;

$$\dot{X}_{HT,Yog} = \dot{m}_{HT} * (h_5 - h_6 + T_o * (s_6 - s_5)) \quad (11)$$

Düşük sıcaklık çevrimi genişleme vanası;

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

Yüksek sıcaklık çevrimi genişleme vanası;

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

Kaskat ısı değiştirici için;

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

Düşük sıcaklık çevrimi buharlaştırıcısı;

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

COP ve ikinci kanun verimliliği:

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

$$COP_{YSÇ} = \frac{\dot{Q}_{KAS}}{\dot{W}_{HT}} \quad (17)$$

$$COP_{DSÇ} = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{W}_{LT}} \quad (18)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{izentropik}}{\dot{W}_{gerçek}} \quad (19)$$

$$\dot{W}_{izentropik} = \dot{Q}_B * ((T_0/T_B) - 1) \quad (20)$$

$$\dot{W}_{gerçek} = \dot{W}_{LT} + \dot{W}_{HT} \quad (21)$$

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

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_Y), 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_Y) 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.

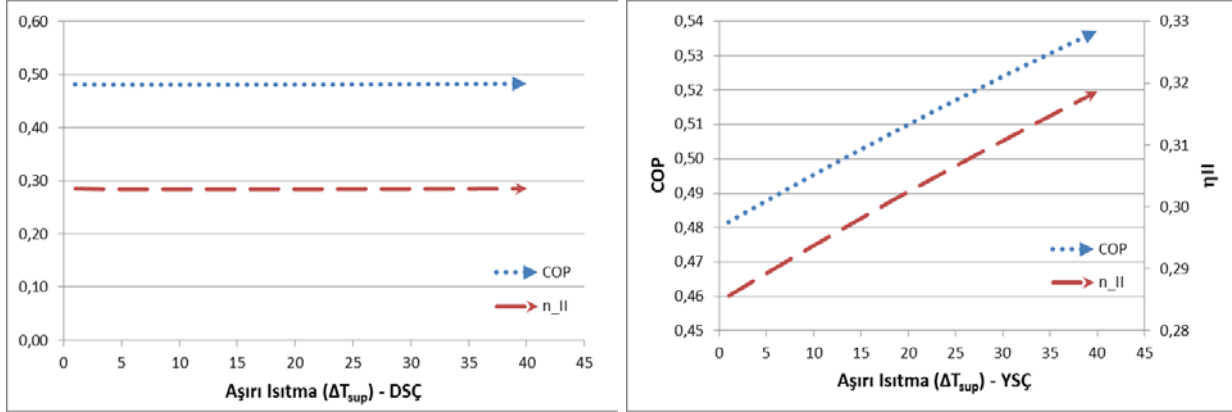
5.1 Aşırı Isıtma ve Aşırı Soğutma Değerlerinin Etkisi

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.

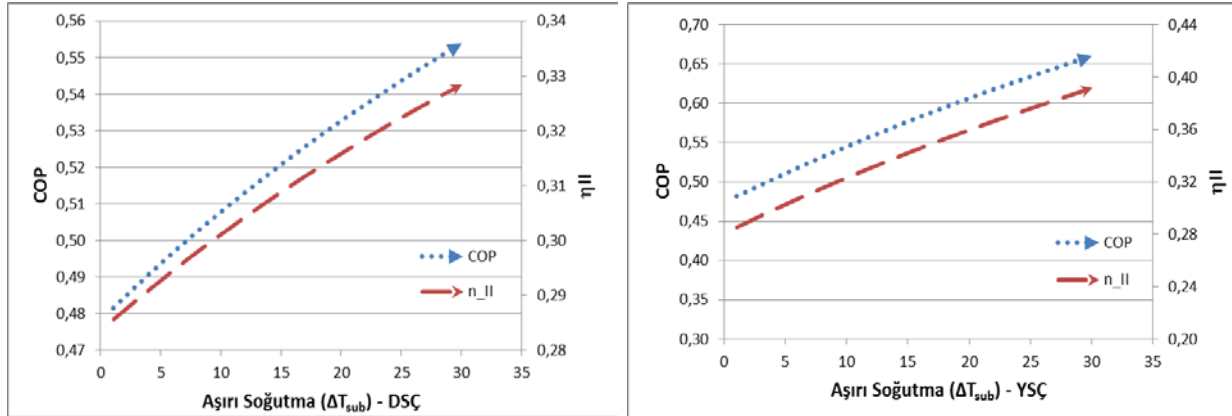
Şekil 2 ile 3'de düşük ve yüksek ısı çevriminde aşırı ısıtma ile aşırı soğutmanın sistemin COP ve ikinci kanun verimine etkisi görülmektedir. Bu etkiler incelenirken düşük sıcaklık çevrimi buharlaşma sıcaklığı (T_B) -86°C , yüksek sıcaklık çevrimi yoğunlaşma sıcaklığı (T_Y) 45°C ve kaskat ısı değiştiricisindeki 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 yok denecek kadar azdır. 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

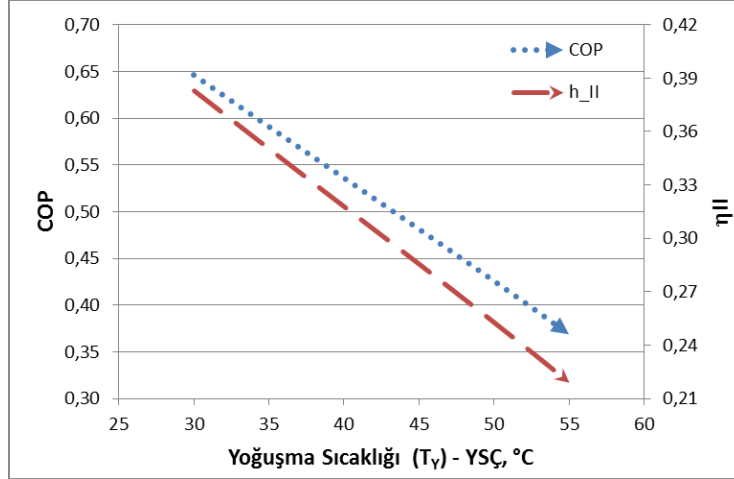


Şekil 3. Aşırı soğutmanın düşük ve yüksek sıcaklık çevriminde COP ve ikinci kanun verimine etkisi

5.2 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.



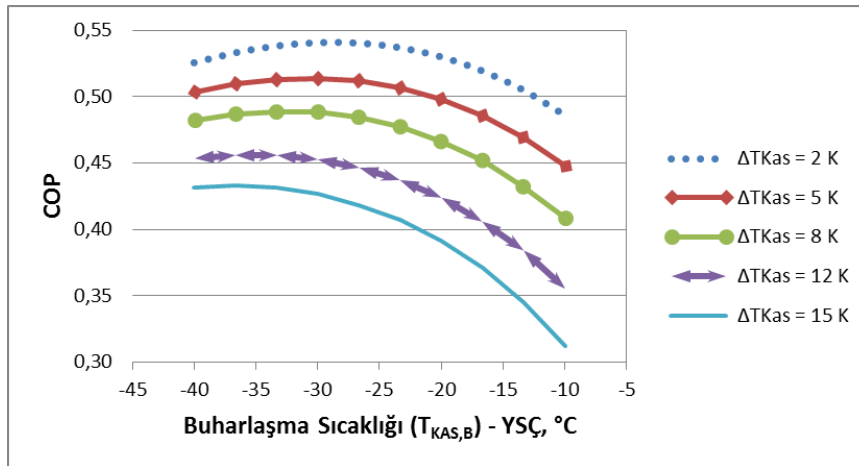
Şekil 4. Yüksek sıcaklık çevrimi yoğuşma sıcaklığının (T_Y) COP ve ikinci kanun verimine etkisi

5.3 Ortak Isı Değiştiricideki Buharlaşma Sıcaklığı ve Sıcaklık Farkının Etkisi

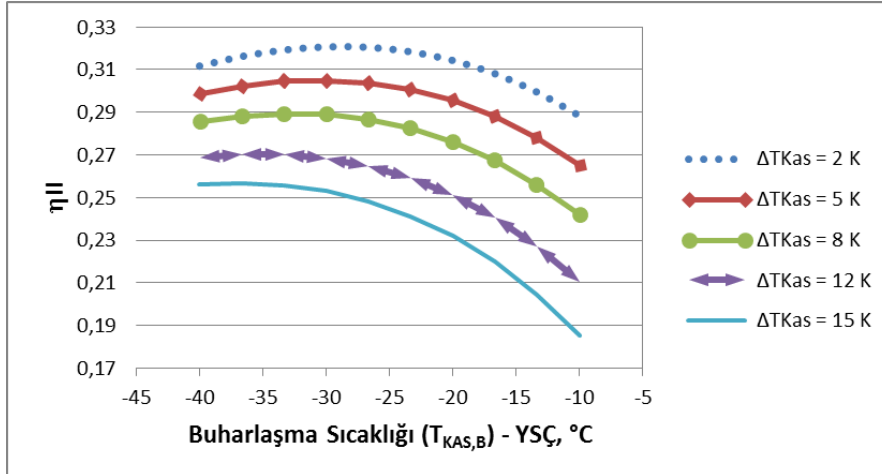
İki kademeli soğutma sisteminde kaskat ısı değiştiricisi, yüksek sıcaklık çevrimi için buharlaştırıcı, düşük sıcaklık çevrimi için yoğuşurucu görevi görmektedir. Arada ısı geçişi olabilmesi için bir sıcaklık farkı (ΔT_{KAS}) olması gerekmektedir. Bu sıcaklık farkı yüksek sıcaklık çevriminin buharlaşma 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 değiştiricisi sıcaklık farkının 5 K – 10 K arasında değiştiği gözlenmiştir. Bu çalışmada ΔT_{KAS} değeri 8 K olarak alınmıştır.



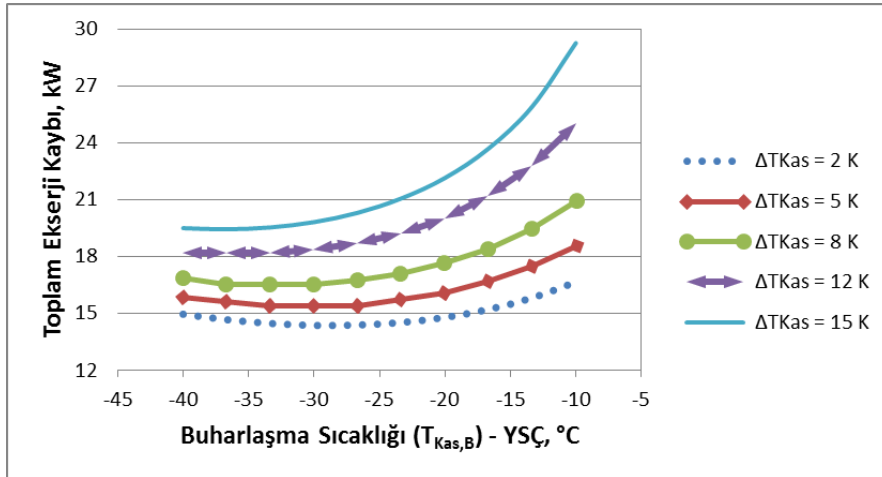
Şekil 5. Kaskat ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) ve sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}) COP'ye etkisi



Şekil 6. Kaskat ısı değıştiricisi 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 [13]. Sistemin sıcaklık ve basınç aralıkları, kütsel 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 yoğunlaştırıcısında, kaskat ısı eşanjöründe ve düşük sıcaklık çevrimi buharlaştırıcısında meydana gelen ekserji kayıplarının toplamıdır.

Şekil 7'de kaskat ısı eşanjörü buharlaşma sıcaklığının ($T_{KAS,B}$) ve sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}) sistemdeki toplam ekserji kaybına nasıl etkilediği görülmektedir. 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 değıştiricisi buharlaşma sıcaklığı ($T_{KAS,B}$) ve sıcaklık farkının (ΔT_{KAS}) sistemdeki toplam ekserji kaybına etkisi

SONUÇ

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.

- Yüksek sıcaklık çevrimi yoğunlaştırıcı sıcaklığı (T_Y) artarken sistemin COP'si ve ikinci kanun verimliliği azalmaktadır. Soğutucu akışkanın yoğunlaşma 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 yoğunlaşma sıcaklıkları arasındaki fark (ΔT_{KAS}) azaldıkça sistem performansı (COP) artmaktadır. Bu çalışmada, aşırı ısıtma, aşırı soğutma ve yüksek sıcaklık çevrimi yoğunlaşma 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.

KAYNAKLAR

- [1] 2010 ASHRAE Handbook - Refrigeration (SI Edition)-American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [2] Performance of R170 mixtures as refrigerants for refrigeration at -80°C temperature range. Maoqiong Gong, Zhaohu Sun, Jianfeng Wu, Yu Zhang, Chong Meng, Yuan Zhou. International Journal of Refrigeration 32 (2009) Pages 892-900.
- [3] A Cascade Refrigeration System Using Mixture of Carbon dioxide and Hydrocarbons for Low Temperature Applications. Nasruddin, Darwin R.B, Syaka, M. Idrus Alhamid. Journal of Engineering and Applied Science 6 (6): 379-386, 2011.
- [4] Long-term stability of biochemical markers in pediatric serum specimen stored at -80°C , Clinical Biochemistry, D. Brinc, M.K. Chan, A.A. Venner, M.D. Pasic, D. Colantino, L. Kyriakopolou, K. Adeli, 2012
- [5] Performance comparison of natural refrigerants based cascade systems for ultra-low-temperature applications, International Journal of Sustainable Energy, J. Sarkar, S. Bhattacharyya, A. Lal, 2013
- [6] Thermodynamic Analysis of R507A-R23 Cascade Refrigeration System, World Academy of Science, Engineering and Technology, A.D. Parekh, P.R. Tailor, 2011
- [7] Design of compact evaporators for ultra low temperature thermal management of microprocessors, Robert Paul Wadell, Master thesis, Georgia Institute of Technology, 2005.
- [8] The Natural Fluid Nitrous Oxide - An Option as Substitute for Low Temperature Synthetic Refrigerants. Kruse, H., and H. Russmann. 2006. International Journal of Refrigeration 29 (5): 799-806.
- [9] Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples. A. Kilicarslan, M. Hosozb. Energy Conversion and Management, Volume 51, Issue 12, December 2010, Pages 2947-2954.
- [10] EES Engineering Equation Solver, 2014, fChart Software Inc.
- [11] Thermodynamic analysis and optimization of cascade condensing temperature of a CO2 (R744)/404A cascade refrigeration system, Yilmaz B., Erdönmez N., Sevindir M., Mancuhan E.



2014, 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University, USA, July 14-17.

- [12] Energy and Exergy Analysis and Optimization Studies of a CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration System. B. Yılmaz, N. Erdönmez, A. Özyurt, D. Yılmaz, E. Mançuhan, M. K. Sevindir. 6th IIR Conference: Ammonia and CO₂ Refrigeration Technologies, Ohrid, 2015
- [13] Thermodynamics an Engineering Approach 8th Edition by Boles, Cengel, 8e, (SI Unit)

ÖZGEÇMİŞ

Dilara KURTBOĞAN

1994 İstanbul doğumludur. 2017 yılında Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği(İngilizce) bölümünü bitirmiştir. Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği(İngilizce)'de yüksek lisans eğitimi almaktadır. Ocak 2018'dan beri Frigoblock Soğutma Sistemleri A.Ş.'nin Ar-Ge departmanında çalışmaktadır.

Ebru MANÇUHAN

Lisans Eğitimi 1981 yılında Uludağ Üniversitesi, Balıkesir Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği bölümünde, Yüksek Lisans eğitimi 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 Kimya Mühendisliği bölümü, Temel İşlemler ve Termodinamik Anabilim Dalında Doçent olarak görev 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 FrigoBlock Soğutma Sistemleri A.Ş. firmasında Ar-Ge Müdürü olarak görev yapmaktadır. Termodinamik, Isı Tekniği ve Tesisat konularında çalışmaktadır.

Timuçin İNCE

1962 yılı Aydın/Nazilli doğumludur. 1982 yılında Kara Harp Okulu Teknik Bilimler Bölümü Makine Bölümünü, 1985 yılında Boğaziçi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 1988 yılında Yüksek Mühendis ünvanını, 1992 yılında Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünden Doktor ünvanını almıştır. 1982-2010 yılları arasında Silahlı Kuvvetlerin çeşitli kademelerinde Mühendis ve Öğretim Elemanı olarak görev yapmıştır. 2011 yılından beri İstanbul AREL Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Yrd. Doç. Dr. Olarak görev yapmaktadır. Isı Transferi, Akışkanlar Mekaniği ve Otomotiv konularında çalışmaktadır.