



R290(Propan) ve R600(N-Bütan) Soğutucu Akışkanların Kullanıldığı Ardışık İki Kademeli (Kaskad) Bir Soğutma Sisteminin Optimum Çalışma Parametrelerinin Belirlenmesi

Determination Of The Optimum Operating Parameters Of The A Sequential Two-Stage Cooling System (Cascade), Using R290 (Propane) And R600 (N-Butane) Refrigerants

Halil Atalay ^{1*}

¹ Yozgat Bozok Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Yozgat, TÜRKİYE

Sorumlu Yazar / Corresponding Author *: halil.atalay@bozok.edu.tr

Geliş Tarihi / Received: 14.12.2018

Kabul Tarihi / Accepted: 15.04.2019

DOI:10.21205/deufmd.2019216309

Araştırma Makalesi/Research Article

Atıf şekli/ How to cite: ATALAY, H. (2019). R290(Propan) ve R600(N-Bütan) Soğutucu Akışkanların Kullanıldığı Ardışık İki Kademeli (Kaskad) Bir Soğutma Sisteminin Optimum Çalışma Parametrelerinin Belirlenmesi. DEUFMD, 21(63), 775-791.

Öz

Ardışık iki kademeli soğutma sistemleri özellikle buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinin düşük sıcaklık uygulamaları için yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu tarz sistemlerin daha verimli çalışabilmesi adına izlenecek önemli adımlardan biri sistemde kullanılacak soğutucu akışkanın seçimidir. Çünkü bir soğutma çevriminde en yüksek COP değerini elde etmek özellikle soğutucu akışkan seçimine ve çalışma parametrelerinin en iyi şekilde belirlenmesine bağlıdır. Hidrokarbonlar topraktaki madde döngüsünden ortaya çıktıkları için doğal soğutucu akışkan olarak adlandırılırlar. Özellikle propan (R290) ve bütan (R600) sağladığı avantajlardan dolayı son yıllarda soğutucu akışkan olarak tercih edilen doğal hidrokarbonlardır. Bu çalışmada, örnek olarak, R290 ve R600 soğutucu akışkanının kullanıldığı iki kademeli bir soğutma çevrimi modeli geliştirilerek sistemin optimum çalışma şartları belirlenmiştir. Bu amaç doğrultusunda Java programlama dili kullanılarak örnek bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Bu modelde, olası hataları önlemek için stokastik (istatistiksel) optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır. Ayrıca, soğutucu akışkanın bütün fazlarına ait termodinamik özellikler için Java dilinde ayrı bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Termodinamik özelliklerin belirlenmesi için geliştirilen simülasyon çalışmasında sıvı ve kızgın buhar bölgesindeki özellikler Helmholtz gerçek gaz hal denklemi kullanılarak elde edilmiştir. Soğutucu akışkanların doyma bölgesi özellikleri de kübik şerit polinom denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır. Geliştirilen bu simülasyon çalışmasından elde edilen sonuçların gerçek bir soğutma çevrimi önemli ölçüde uyum gösterdiği ve bu çalışma kapsamında geliştirilen modelin endüstriyel soğutma uygulamalarında özellikle sistem tasarımı ve analizi aşamasında önemli avantajlar sağlayacağı gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Soğutucu akışkanlar, termodinamik özellikler, soğutma çevrimleri.

Abstract

Successive two-stage refrigeration systems are widely used, especially for low-temperature applications of vapor compression cooling cycles. One of the important steps to be taken for the more efficient operation of such systems is the selection of the refrigerant to be used in the system. Because achieving the highest COP value in refrigeration cycle depends particularly on the selection of refrigerant and the optimal determination of the operating parameters. Hydrocarbons are called natural refrigerants since they reveal from the material cycle in the soil. In this study, as an example, a two-stage refrigeration cycle model using R290 and R600 refrigerants were developed and the optimal operating conditions of the system were determined. For this purpose, a simulation model has been developed by using Java language. In this model, stochastic (statistical) optimization methods have been utilized to prevent possible errors. In addition, a separate simulation model has been improved in the Java language for calculating the thermodynamic properties of all phases of the refrigerants. In the simulation study developed for the determination of thermodynamic properties, the properties for the liquid and superheated vapor zones were determined using the Helmholtz real gas state equation. The saturation properties of the refrigerants were also calculated using the cubic spline polynomial equations. It has been observed that the results obtained from this simulation study are significantly compatible with the actual cooling cycle and the model developed in this study will provide significant advantages, especially in the system design and analysis stage in industrial cooling applications.

Keywords: Refrigerants, thermodynamic properties, cooling cycles.

1. Giriş

Enerji verimliliği günümüzde oldukça önemli bir hal almıştır. Enerji üreten ve tüketen makinelerin daha verimli hale getirilmesi için, en uygun koşullarda çalışmaları çok önemlidir. Karmaşık sistemlerin optimum çalışma koşullarını belirleyebilmek ise çeşitli parametrelere bağlıdır. Soğutma sistemlerinde en iyi enerji verimliliği, en yüksek performans katsayısı (COP) anlamına gelmektedir. Bir soğutma makinesinin COP değeri, ortam sıcaklıkları, buharlaşma ve yoğuşma basınçları, sıkıştırma prosesleri, çok kademeli sistemler için ara basınçlar gibi çeşitli koşullara bağlıdır. Bu kadar çok parametre söz konusu olduğunda, en iyi strateji soğutma çevrimini en iyi şekilde optimize etmek için bilgisayar ortamını kullanmaktır. Yapılan araştırmalarda, çok boyutlu doğrusal olmayan fonksiyonların ideal çalışma şartlarını belirlemek adına geliştirilen birçok sayısal yöntem vardır. Bu fonksiyon gruplarından biri, iyi sonuçlar veren geometrik yöntemlerdir. Bu yöntem sadece yerel optimum noktaları tespit eder. Diğer önemli optimizasyon grubu ise, istatistiksel süreçleri gelişigüzel kullanan stokastik (istatistiksel) yöntemlerdir. Bu yöntemlerde sonuç her seferinde bir miktar farklılık gösterebilir, fakat verilen arama bölgesinde en iyi optimum noktaya yaklaşabilir.

Literatürde, soğutma sistemlerinin tasarımına ve optimizasyonuna ilişkin bazı çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Angelo vd.[1] R290/ R600a soğutucu karışımını kullanan bir buhar enjeksiyonlu soğutma sisteminin performans değerlendirmesini yapmışlardır. Bu performans değerlendirmesini gerçekleştirirken bu karışım soğutucu akışkanının COP değeri, kompresör gücü, soğutucu akışkan kütle akış oranı, soğutucu sıcaklık kayması, flaş tankındaki buhar ve besleme akışları arasındaki kütle akış oranı, flaş deposu çıkış akımlarının sıvı ve buhar bileşimi ve sıkıştırma oranı gibi parametreler üzerindeki etkilerini de göz önünde bulundurmuşlardır. Sonuç olarak, ağırlıkça %40 oranında R290 içeren bir karışım için maksimum COP değerini elde etmişler ve buhar enjeksiyonlu soğutma çevriminin COP değerinin bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre yaklaşık %16-32 oranında daha büyük olduğunu belirlemişlerdir. Chen vd. [2] yapmış oldukları çalışmada dondurucular için zeotropik bir karışım olan R290 / R600 soğutucu akışkanını kullanılarak modifiye edilmiş bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimini (MVRC) sunmuşlardır. Ayrıca, genel sistem performansını arttırmak için ek baypas tüpüne sahip bir iç alt-soğutucu geliştirmişlerdir. Sistem işletim performansını teorik olarak değerlendirmek ve geleneksel buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin (TVRC) performansı ile

karşılaştırmak için enerjetik ve ekserjetik analiz yöntemlerini kullanmışlardır. Sonuç olarak, MVRC'nin TVRC'den daha yüksek soğutma katsayısına (COP), hacimsel soğutma kapasitesine ve ekserji verimine sahip olduğunu belirlemişlerdir. Bunun dışında, verilen şartlar altında, COP değerinin, volumetrik soğutma kapasitesinin ve MVRC'nin ekserji verimliliğinin ortalama% 8,9,% 12,4 ve% 10,4 oranında artırılabilirdiği ortaya çıkarmışlardır. Önerilen bu yeni çevrimin performans özelliklerinin, dondurucu sistemlerinde uygulama için potansiyel avantajlar sağladığını tespit etmişlerdir. Ju vd. [3] yapmış oldukları çalışmada doğal ısıya dayanaklı R744 (CO₂) karışımının R290 (propan) ile birlikte bir ısı pompası su ısıtıcısı (HPWH) sisteminde büyük ısı alıcı sıcaklık yükselmesi ile yapılmasının uygulanabilirliği sunmuşlardır. R744 / R290 karışımı ve R22 soğutucu akışkanının kullanıldığı bir su kaynaklı ısı pompası sisteminin performansını belirlemek için değişken çalışma koşulları altında deneysel çalışmalar ve simülasyon çalışmaları gerçekleştirmişlerdir. Wang vd. [4] iki buhar-sıvı ayırıcı ve altı adet ikili soğutucu (R23 / R134a, R23 / R227ea, R23 / R236fa, R170 / R290, R170 / R600a ve R170 / R600) ile çalışan otomatik kaskad soğutucunun performansını, yeni bir yaklaşımla incelemişlerdir. Elde etmiş oldukları sonuçlara göre, basınç oranının, karışık soğutucuların bileşimi, ana akış oranı ve basınç seviyesinin, optimizasyonda iyi bir dengeyi hak eden COP'yi etkileyen ana faktörler olduğunu belirlemişler ve soğutucu akışkanların ısıl kapasite oranlarının genel ve lokal eşleşmelerinin COP' nin iyileştirilmesi için önemli olduğunu tespit etmişlerdir. Bu ikili soğutucular arasında R23 / R236fa, R23 ve R170 / R600 için R170'in 0.55 mol fraksiyonunu, sırasıyla orta emme basınçlı kompresörler, yanmayan soğutucu akışkanlar ve doğal soğutucu akışkanlardaki en muhtemel bileşim olduğunu ortaya koymuşlardır. Bu çalışmada kullanılan yeni yaklaşım, aynı zamanda, çok bileşenli soğutucu akışkanlar ve farklı sıcaklık seviyeleri ile performans optimizasyonuna yönelik bir uygulama olarak literatüre geçmiştir. Yan vd.[5] ev tipi buzdolapları için R290 / R600a veya R290 / R600'ün zeotropik karışımıyla çalışan bir otomatik kaskad soğutma çevrimini geliştirmişlerdir. Bu sistemde, soğutmaya sağlamak ve genel sistem performansını arttırmak için bir faz ayırıcısıyla ilişkili kademeli bir ısı değiştirici kullanılmıştır.

Sistemin performansı, geliştirilmiş bir matematiksel model kullanılarak değerlendirilmiş ve daha sonra klasik soğutma çevrimi ile karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre, klasik bir soğutma çevrimi ile aynı koşullar altında, R290 / R600a ile sistemin performans katsayısında (COP) % 7.8-%13.3, hacimsel soğutma kapasitesinde % 10.2-%17.1'lik bir iyileşme ve kompresörün basınç oranında ise % 7.4-% 12.3'lik bir azalma gözlemlenmiştir. Ayrıca, soğutucu akışkan olarak R290 / R600 kullanılması durumunda ise sistemin COP performansının, hacimsel soğutma kapasitesinin ve kompresörün basınç oranının daha da geliştirilebileceğini göstermişlerdir. Yan vd. [6] düşük sıcaklıklı donduruculardaki uygulamalar için R170 / R290 soğutucu karışımını kullanan modifiye bir soğutma çevrimi önermiştir. Bu çalışmada, klasik otomatik kaskad çevrimden farklı olarak, bir ara basınçta faz ayırımı gerçekleştirmek için kondansatör ve ayırıcı arasında ek telafi edici ve genleşme valfi ayarlanmıştır. Modifiye edilmiş soğutma çevrimi özellikle düşük buharlaşma sıcaklığı koşullarında hacimsel soğutma kapasitesini (q_{ev}) ve performans katsayısını (COP) önemli ölçüde artırdığını ortaya koymuşlardır. Buharlaşma sıcaklığı -60 ° C' ye ayarladıklarında, modifiye edilmiş soğutma sistemi kullanılarak sırasıyla % 18 ve % 35 COP ve q_{ev} iyileştirmeleri elde etmişler ve bu soğutma sistemindeki sıkıştırma oranı klasik otomatik-kaskad sistemine kıyasla % 23 azaldığını belirlemişlerdir. Yılmaz vd.[7] kaskad soğutma çevrimleriyle ilgili güncel gelişmeler ve son yapılan uygulamaları incelemişlerdir. Bu sayede kaskad soğutma çevrimi uygulamalarında kullanılan güncel akışkanlar, bu akışkanların sistem verimi ve çevreye olan etkilerini araştırmışlar ve gelecek çalışmalara yönelik yaklaşımlar elde etmişlerdir.

Yüksek performansla sahip soğutma sistemleri elde edebilmek için bu sistemi oluşturan elemanların çalışma parametrelerini en iyi şekilde belirlemek ve doğru soğutucu akışkan seçimi yapmak çok büyük önem arz etmektedir. Dolayısıyla, bir soğutma sisteminin tasarımı aşamasında bu parametrelerin önceden tahmin edilmesi ve sistem dizaynının bu doğrultuda gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Bu çalışma kapsamında geliştirilen simülasyon programı ile bir kaskad soğutma çevrimini oluşturan tüm komponentlerin optimum çalışma parametrelerinin önceden belirlenmesi hedeflenmiştir. Böylece, geliştirilen bu

simülasyon modeli sayesinde hızlı ve kolay bir şekilde enerji verimliliği yüksek soğutma sistemleri dizayn etmek mümkün olacaktır. Ayrıca, soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinin hesaplanması için ayrı bir program geliştirilmiş ve bu program uluslararası geçerliliğe sahip REFPROP 9.0 programıyla karşılaştırılarak sonuçların birebir uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Bu program sayesinde de bilinen iki termodinamik özellik yardımıyla soğutma çevrimini oluşturan tüm bileşenler için diğer termodinamik özelliklerin hızlı ve doğru bir şekilde hesaplanması sağlanmıştır. Bu çalışmada örnek soğutucu akışkanlar olarak R290(propan) ve R600(bütan) seçilmiş ve sistem çalışma parametreleri bu soğutucu akışkanlara bağlı olarak belirlenmiştir. Fakat geliştirilen bu programlar sayesinde farklı soğutucu akışkanların kullanılabileceği soğutucu sistemleri için de optimum çalışma parametrelerini hızlı ve etkili bir şekilde belirlemek mümkündür.

2. Materyal ve Metod

2.1. Helmholtz Hal Denklemi

Bu çalışma için örnek olarak kullanılan R290(propan) ve R600(bütan) soğutucu akışkanlarının özellikle sıvı ve kızgın buhar bölgesindeki termodinamik özelliklerini hesaplamak için Helmholtz hal denklemi kullanılmıştır. Soğutucu akışkanların doyma bölgesine ait termodinamik özelliklerin hesaplanması için kübik şerit eğri uydurma yöntemi kullanılmıştır. Bu hal denklemi sıcaklık ve yoğunluk bağımsız değişkenlerini baz alarak Helmholtz serbest enerjisini hesaplamaktadır. Bu denklem formu aşağıda verilmektedir:[8]

$$a(\rho, t) = a^0(\rho, t) + a^r(\rho, t) \quad (1)$$

Denklemdaki “ $a^0(\rho, t)$ ” indisi ideal gaz “ $a^r(\rho, t)$ ” indisi ise gerçek gaz kısmını vermektedir.

Bütün termodinamik özellikler Helmholtz serbest enerjisinden türetilerek hesaplanabilmektedir. Fonksiyonel form, boyutsuz sıcaklık ve yoğunluk parametreleri gibi bağımsız değişkenler kullanılarak boyutsuz Helmholtz enerjisinde, A, belirtilmiştir. Bu form aşağıda verilmektedir:

$$\frac{a(\rho, t)}{RT} = \alpha(\delta, \tau) = \alpha^0(\delta, \tau) + \alpha^r(\delta, \tau) \quad (2)$$

τ Boyutsuz sıcaklık parametresi (T_c/T)

δ Boyutsuz yoğunluk parametresi
(ρ / ρ_c)

Denklemin ideal gaz terimi:

$$\alpha^0 = \frac{h_{ref}}{RT_c} - \frac{s_{ref}}{R} - 1 + \ln \left(\frac{\delta \tau_0}{\delta_0 \tau} \right) + \quad (3)$$

$$\frac{\tau}{R} \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{C_p^0}{\tau^2} d\tau + \frac{1}{R} \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{C_p^0}{\tau} d\tau$$

Bu denklemdeki

$\delta_0 = \rho_{ref} / \rho_c$ olup referans noktasındaki yoğunluk değerinin kritik yoğunluğa oranı olarak tanımlanır.

ρ_{ref} : İdeal gaz referans yoğunluğu (Genellikle 0° C de doymuş sıvı yoğunluğu değeri seçilir.)

$\tau_0 = T_c / T_0$ olup kritik sıcaklık değerinin referans sıcaklık değerine oranı olarak tanımlanır.

T_0 :Referans sıcaklık değeridir.(0° C olarak seçilmiştir.)

h_{ref} : ideal gaz referans entalpisi (Genellikle 0° C de doymuş sıvı entropisi olarak 200 KJ/kg olarak seçilir.)

s_{ref} : ideal gaz referans entropisi (Genellikle 0° C de doymuş sıvı entropisi olarak 1 KJ/kg K olarak seçilir)

h_{ref} genellikle 0° C’ de doymuş sıvı entalpisi olarak 200 KJ/kg K olarak seçilir. Ancak referans sıcaklık değerine oranı olarak tanımlanır.

Değişik referanslar da aynı entalpi, entropi değerlerini vermek şartıyla seçilebilir. Denklem aynı zamanda ideal gaz sabit hacimde ısı kapasitesinin bilinmesini gerektirmektedir. Bu ısı kapasitesi:

$$\frac{C_p^0}{R} = 4 + \sum_{k=3}^6 v_k \frac{u_k^2 \exp(u_k)}{[\exp(u_k) - 1]^2} \quad (4)$$

Buradaki

u_k, v_k değerleri soğutkana eğri uydurma ile elde edilen katsayılarıdır.

R290 ve R600 soğutucu akışkanları için ideal gaz ek Helmholtz serbest enerji komponenti sırasıyla aşağıdaki gibi verilmiştir:[9,10,11]

R290 soğutucu akışkanı için;

$$\alpha^0 = a_1 + a_2 \tau + \ln(\delta) + 3 \ln(\tau) + \sum_{i=3}^6 v_i \ln[1 - \exp(-b_i \tau)] \quad (5)$$

Burada $a_1 = -4,970583$ ve $a_2 = 4,29352$ değerlerine sahiptir. v_i ve b_i katsayıları ise Tablo 1'de verilmiştir:

R600 soğutucu akışkanı için;

$$\alpha^0 = a_1 + a_2 \tau + \ln(\delta) + a_3 \ln(\tau) + \sum_{i=4}^7 v_i \ln[1 - \exp(-b_i \tau)] \quad (6)$$

Burada $a_1 = 12.54882924$, $a_2 = -5.46976878$ ve $a_3 = 3.24680487$ değerlerine sahiptir. v_i ve b_i katsayıları ise Tablo 2'de verilmiştir:

Tablo 1. R290 soğutucu akışkanı için ideal gaz denklem katsayıları

i	v_i	b_i
3	3,043	1,062478
4	5,874	3,344237
5	9,337	5,363757
6	7,922	11,762957

Tablo 2. R600 soğutucu akışkanı için ideal gaz denklem katsayıları

i	v_i	b_i
4	5.54913289	0.7748404445
5	11.4648996	3.3406025522
6	7.59987584	4.9705130961
7	9.66033239	9.9755537783

R290 ve R600 soğutucu akışkanlarına ait Helmholtz gerçek gaz hal denklemleri sırasıyla eşitlik (7) ve eşitlik (8) ile verilmiştir:

$$\alpha^r(\delta, \tau) = \sum_{k=1}^5 N_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} + \sum_{k=6}^{11} N_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} \exp(-\delta^{l_k}) + \sum_{k=12}^{18} N_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} \exp[-\eta_k (\delta - \varepsilon_k)^2 - \beta_k (\tau - \gamma_k)^2] \quad (7)$$

$$\alpha^r(\delta, \tau) = \sum_{k=1}^7 N_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} + \sum_{k=8}^{23} N_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} \exp(-\delta^{l_k}) + \sum_{k=24}^{25} N_k \tau^{t_k} \delta^{d_k} \exp[-\eta_k (\delta - \varepsilon_k)^2 - \beta_k (\tau - \gamma_k)^2] \quad (8)$$

Denklemdaki

N_k Sayısal eğri uydurma katsayıları

$\eta_k, \varepsilon_k, \beta_k, \gamma_k$ Eğri uydurmalarla özel soğutkan için belirlenmiş çarpanlar

t_k, d_k, l_k Eğri uydurmalarla özel soğutkan için belirlenmiş üst katsayıları

Daha önce verilen Helmholtz serbest enerji denklemini göz önüne alındığında:

$$P = - \left(\frac{\partial A}{\partial V} \right)_T \quad (9)$$

$$\alpha^r = \frac{A_r(T, \rho)}{RT} = - \int_V^{\infty} \left(\frac{P}{RT} - \rho \right) dV \quad (10)$$

olarak ifade edilebilir. Bu denklem ideal gaz Helmholtz serbest enerji denklemiyle birlikte kullanılarak Gerçek hal denklemi elde edilir.

Soğutkan Helmholtz serbest enerji denklemi elde edildikten sonra türevleri kullanılarak değişik termodinamik özellikler türetilir.

$$P = RT\rho \left(1 + \delta \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right) \quad (11)$$

$$u = RT \left(\tau \frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} + \tau \frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} \right) \quad (12)$$

$$h = RT \left(1 + \tau \frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} + \tau \frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} + \delta \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right) \quad (13)$$

$$s = R \left(-(\alpha^0 + \alpha^r) + \tau \frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} + \tau \frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} \right) \quad (14)$$

$$C_v = R \left(-\tau^2 \frac{\partial^2 \alpha^0}{\partial \tau^2} - \tau^2 \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \tau^2} \right) \quad (15)$$

$$C_p = C_v + R \frac{\left(1 + \delta \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} - \delta \tau^2 \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \tau \partial \delta} \right)}{1 + 2\delta \frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} + \delta^2 \frac{\partial^2 \alpha^r}{\partial \delta^2}} \quad (16)$$

Doyma bölgesi denklemleri hal denkleminde:

$$P(\tau, \delta_{siv}) = P(\tau, \delta_{gaz}) \quad (17)$$

$$g(\tau, \delta_{siv}) = g(\tau, \delta_{gaz}) \quad (18)$$

Denklemleri kullanarak da elde edilebilir. Her iki akışkana ilişkin gerçek gaz hal denklemlerine ait katsayılar sırasıyla Tablo 3 ve Tablo 4'te verilmiştir:

Tablo 3. R290 soğutucu akışkanı için gerçek gaz hal denklemleri katsayıları

k	N_k	t_k	d_k	l_k	η_k	β_k	γ_k	ε_k
1	0,0429100051	1,0	4	0	0	0	0	0
2	1,7313671	0,33	1	0	0	0	0	0
3	-2,4516524	0,80	1	0	0	0	0	0
4	0,34157466	0,43	2	0	0	0	0	0
5	-0,46047898	0,90	2	0	0	0	0	0
6	-0,66847295	2,46	1	1	0	0	0	0
7	0,20889705	2,09	3	1	0	0	0	0
8	0,19421381	0,88	6	1	0	0	0	0
9	-0,22917851	1,09	6	1	0	0	0	0
10	-0,60405866	3,25	2	2	0	0	0	0
11	0,066680654	4,62	3	2	0	0	0	0
12	0,017534618	0,76	1	0	0,963	2,33	0,684	1,283
13	0,33874242	2,50	1	0	1,977	3,47	0,829	0,6936
14	0,22228777	2,75	1	0	1,917	3,15	1,419	0,788
15	-0,23219062	3,05	2	0	2,307	3,19	0,817	0,473
16	-0,092206940	2,55	2	0	2,546	0,92	1,500	0,8577
17	-0,47575718	8,40	4	0	3,28	18,8	1,426	0,271
18	-0,017486824	6,75	1	0	14,6	547,8	1,093	0,948

Normalizasyon faktörleri: $T_c=369.89\text{K}$, $\rho_c=5\text{ mol/lt}$, $M=44.09562\text{ g/mol}$, $R=8.314472\text{ J/mol K}$

Referans parametreleri: $T_{ref}=273.15\text{K}$, $P_{ref}=1.0\text{ kPa}$, $h_{ref}=26148.48\text{ J/mol}$, $S_{ref}=157.9105\text{ J/mol K}$

Tablo 4. R600 soğutucu akışkanı için gerçek gaz hal denklemleri katsayıları

k	N_k	t_k	d_k	l_k	η_k	β_k	γ_k	ε_k
1	2.5536998241635	0.50	1	0	0	0	0	0
2	-4.4585951806696	1	1	0	0	0	0	0
3	0.82425886369063	1.50	1	0	0	0	0	0
4	0.11215007011442	0	2	0	0	0	0	0
5	-0.035910933680333	0.50	3	0	0	0	0	0
6	0.016790508518103	0.50	4	0	0	0	0	0
7	0.032734072508724	0.75	4	0	0	0	0	0
8	0.95571232982005	2	1	1	0	0	0	0
9	-1.0003385753419	2.50	1	1	0	0	0	0
10	0.085581548803855	2.50	2	1	0	0	0	0
11	-0.025147918369616	1.50	7	1	0	0	0	0
12	-0.0015202958578918	1	8	1	0	0	0	0
13	0.0047060682326420	1.50	8	1	0	0	0	0
14	-0.097845414174006	4	1	2	0	0	0	0
15	-0.048317904158760	7	2	2	0	0	0	0
16	0.17841271865468	3	3	2	0	0	0	0
17	0.018173836739334	7	3	2	0	0	0	0
18	-0.11399068074953	3	4	2	0	0	0	0
19	0.019329896666669	1	5	2	0	0	0	0
20	0.0011575877401010	6	5	2	0	0	0	0
21	0.00015253808698116	0	10	2	0	0	0	0
22	-0.043688558458471	6	2	3	0	0	0	0
23	-0.0082403190629989	13	6	3	0	0	0	0
24	-0.028390056949441	2	1	0	10	150	1.16	0.85
25	0.0014904666224681	0	2	0	10	200	1.13	1

Normalizasyon faktörleri: $T_c=425.13\text{K}$, $\rho_c=3.923\text{ mol/l}$, $M= 58.12220\text{ g/mol}$, $R= 8.314472\text{ J/mol K}$

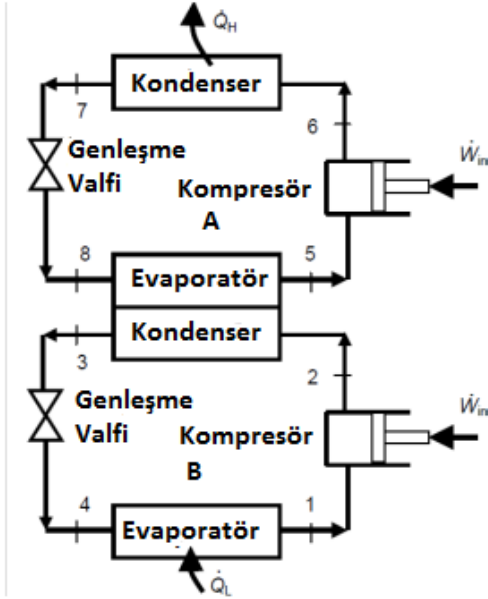
Referans parametreleri: $T_{ref}=298.15\text{K}$, $P_{ref}=0.101325\text{ MPa}$, $h_{ref}= 19275.7\text{ J/mol}$, $s_{ref}= 309.909\text{ J/mol K}$

2.2. Soğutma Çevrimleri

Soğutma çevrimleri, teknoloji güç enerji dengesi aşağıdaki bağıntılar yardımıyla kaynaklarında ve sistemi çalıştıran gerçek hesaplanabilir: termodinamik çevrimlerde çok farklı olabilir.

Bir soğutma çevriminin performansını geliştirmek için(COP değerini artırmak için) çok kademeli soğutma sistemleri kullanılabilir. Çift kademeli soğutma çevrimi elde etmek için iki adet tek kademeli soğutma çevrimi

birleştirilebilir. Bu çevrimde, tek bir eşanjör üst çevrim için buharlaştırıcı ve alt çevrim için kondenser görevi görür. Böyle bir çevrimin



Şekil 1. İki aşamalı Kaskad soğutma çevrimi

Üst ve alt çevrim için kompresör verimleri:

$$\eta_{komp\_B} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (19)$$

$$\eta_{komp\_A} = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (20)$$

Üst ve alt çevrim arasındaki kütle dengesi:

$$m_A(h_5 - h_8) = m_B(h_2 - h_3) \quad (21)$$

Kompresör girdisi:

$$W_1 = m_A(h_6 - h_5) \quad (22)$$

$$W_2 = m_B(h_2 - h_1) \quad (23)$$

$$W_{toplam} = W_1 + W_2 \quad (24)$$

Evaporatör ısı transferi(soğutulan alandan ısı atılması)

$$Q_{evaporatör} = m_B(h_1 - h_4) \quad (25)$$

Kondenser ısı transferi:

$$Q_{kondenser} = m_A(h_6 - h_7) \quad (26)$$

Sistemin performans katsayısı:

$$COP_{sistem} = \frac{Q_{evaporatör}}{W_{kompresör}} \quad (27)$$

Formüllerden de görüldüğü üzere, bilgisayar programlarıyla bir soğutma döngüsünün termodinamik simülasyonları, hal denklemi programlarından elde edilen özellikler hariç, basitçe hesaplanabilme özelliğine sahiptir.

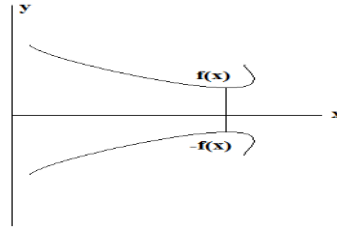
2.3. Optimizasyon Prosesi

Optimizasyon, maksimum veya minimum bulgulara erişme süreci olarak ifade edilebilir. Matematiksel olarak ele alındığında ise, fonksiyonun türevinin kökü ile optimum noktayı tanımlamak mümkündür.

$$\frac{df(x)}{dx} = 0 \quad (28)$$

Matematiksel süreç olarak, maksimum ve minimum süreçler birbirine benzer olduğu için;

Maksimum (f(x)) = minimum (-f(x))'dir.



Şekil 2. Aynı fonksiyonun maksimum ve minimum arasındaki ilişki

Bir termodinamik işlemin gerçekleştirilmesi sırasında, çevrimde yer alan parametreler en iyi performansın (Verim, performans katsayısı vb.) elde edilebileceği değerlere ayarlanabilir. Bu çalışma kapsamında, soğutma çevrimlerini incelendiği için, temel amaç çevre koşulları ile birlikte soğutma ve / veya ısıtma gereksinimlerini sağlamak adına maksimum performans katsayısını elde etmektir. Gerçek optimizasyon süreçlerine geçmeden önce, mümkün olan en az optimizasyon algoritmasını araştırmak gerekir. Bu çalışma kapsamında multistage(çok aşamalı) stokastik(tahmini) optimizasyon algoritması kullanılmıştır.

Stokastik optimizasyon, rastgelelik mevcut olduğunda nesnel bir işlevi en aza indirmek veya maksimize etmek için kullanılan bir

yöntemdir. Multistage stokastik optimizasyon yöntemleri ise genel olarak istatistiksel yaklaşım, karar verme ve sonuç alanları gibi sorunlu yapıya ilişkin güçlü varsayımlara bağlıdır. Bu optimizasyon yöntemi, sorunları en aza indiren bir dizi karar bulmayı hedefler. Bu amaç doğrultusunda kullanılan skolastik optimizasyon yöntemleri Bat algoritması ve particle(çoklu) swarm algoritmasıdır. Bat algoritması, yarasaların sosyal davranışları üzerine yapılan araştırmadan esinlenerek ortaya çıkarılmıştır. Bu algoritma, yarasaların ekolokasyon davranışına dayanmaktadır. Particle swarm optimizasyonu ise 1995 yılında Kennedy ve Eberhart tarafından, doğada balık ve kuş sürüsü davranışlarına dayanarak geliştirilmiştir. Particle swarm optimizasyon yöntemi, nesnelerin yörüngelerini ayarlayarak bir nesneye ait fonksiyonun alanını araştırır. Nesnelerin hareketi hem stokastik hem de deterministik elemanlara sahiptir. Her bir nesne, verilen zamanın en iyi konumuna ve yakın geçmişin en iyi konumuna doğru çekilir. Aynı zamanda rastgele hareket etme eğilimindedir. Nesne, daha önce bulunan konumlardan daha iyi bir yer bulduğunda, onu nesne için yeni akım olarak günceller. Ayrıca, mevcut global değeri güncellemek için tüm akımları en iyi değerler üzerinden hatırlar. Amaç, daha fazla iyileştirme sağlanana kadar mevcut değerler arasında en iyi olanını bulmaktır [11,12,13].

Bu çalışmada her iki stokastik optimizasyon algoritmasına ait örnek bir uygulama

gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon parametreleri olarak etkinlik katsayısı (COP), evaporatör (buharlaştırıcı) sıcaklığı, kondenser (yoğusturucu) sıcaklığı ve genişleme odası sıcaklığı alınır. Statik bir optimizasyon yönteminde her bir optimizasyon parametresi için bir aralık değeri verilir. Evaporatör sıcaklığı için en yüksek sıcaklık değerine maksimum COP değeri verilirken, en düşük kondenser sıcaklığının maksimum COP değeri vereceği yagın bir bilgidir. Fakat bu bilgiye yönelik bir bilgisayar programında yazılan herhangi bir kod bu bilgiyi bilmediğinden bu durum optimizasyon sürecinin iyi bir şekilde kontrol edilmesine olanak sağlayacaktır. Bu çalışmada kullanılan R290(propan) ve R600 (n-bütan) soğutucu akışkanları için, örnek olarak, evaporatör sıcaklık aralığı $-5^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C}$, yoğuşma sıcaklık aralığı $45^{\circ}\text{C} - 55^{\circ}\text{C}$ ve Kaskad ısı eşanjörü için sıcaklık aralığı $10^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}$ olarak seçilmiştir. Bu durumda, her iki skolastik optimizasyon yöntemi uygulanarak elde edilen sonuçlar sırasıyla Tablo 5 ve Tablo 6'da gösterilmiştir.

Table 5. R290 ve R600 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı kaskad soğutma çevrimi için uygulanan multistage optimizasyon sonuçları (Bat Algoritması için)

Sıcaklık Aralığı		-5°C - 5°C	45 °C - 55 °C	10 °C - 30 °C
Soğutucu Akışkan	COP	T _{evaporatör}	T _{kondenser}	T _{genleşme}
R290	4.977649616	4.999720217	45.00035929	24.58417603
R600	4.890606622	4.999802882	45.00041438	21.3316825

Table 6. R290 ve R600 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı kaskad soğutma çevrimi için uygulanan multistage optimizasyon sonuçları (Particle Swarm Algoritması için)

Sıcaklık Aralığı		-5°C - 5°C	45 °C - 55 °C	10 °C - 30 °C
Soğutucu Akışkan	COP	T _{evaporatör}	T _{kondenser}	T _{genleşme}
R290	4.977907894	5	45	24.21823681
R600	4.839756113	5	45	24.07236895

3. Bulgular

Bu çalışmada farklı soğutucu akışkanların kullanıldığı bir Kaskad soğutma çevriminin optimum çalışma koşullarını belirlemeye yardımcı olacak bir simülasyon programı geliştirilmiştir. Örnek soğutucu akışkan olarak propan(R290) ve n-bütan (R600) soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Bu soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinin hesaplanması için de Helmholtz hal denklemi kullanılarak ayrı bir yazılım çalışması geliştirilmiştir. Eğer bir soğutma sisteminin performansının artırılması isteniyorsa bu durumda iki kademeli soğutma sistemlerinin kullanılması önerilir. Elde edilen bu simülasyon programları ile kapsamında Kaskad soğutma sistemine yönelik örnek hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Kaskad soğutma sisteminde bir buharlaşma odası yerine bir ısı değiştirici kullanıldığından sistemin üst ve alt çevrimleri birbirinden tamamen bağımsız olduğu ve akışkanları birbirleri ile karışması söz konusu olmadığı için, çevrim aynı soğutucu ile veya iki farklı soğutucu ile çalışabilir. Özellikle farklı akışkanların kullanılması durumunda her bir soğutucu akışkan için doyma eğrileri ve dolayısıyla T-S diyagramları farklı olabilir. Ayrıca gerçek soğutma sistemlerinde, ısı aktarımının gerçekleştirilebilmesi için iki akışkan arasındaki sıcaklık farkı olması gerektiğinden iki çevrimin az da olsa üst üste binmesi durumu söz konusu olabilir. Bu ardışık yaklaşım ile kompresör işi azalır ve soğutulan ortamdan çekilen ısı artar. Böylece soğutma sisteminin etkinlik katsayısı da yükselmiş olur. Bu çalışmada ısı eşanjörünün kullanıldığı Kaskad tipi iki kademeli soğutma çevrimlerine yönelik örnek bir uygulama için ilk olarak her iki çevrimde de soğutucu akışkan olarak R290 kullanılmıştır. Propan için kritik sıcaklık ve basınç değerleri sırasıyla 96.74°C ve 4.2518 MPa olduğu için örnek olarak üst ve alt çevrim için en yüksek çalışma basınçları sırasıyla 1.2 MPa ve 0.5 MPa olarak alınmıştır. Ayrıca her iki çevrimde de kompresör izantropik verimi %80

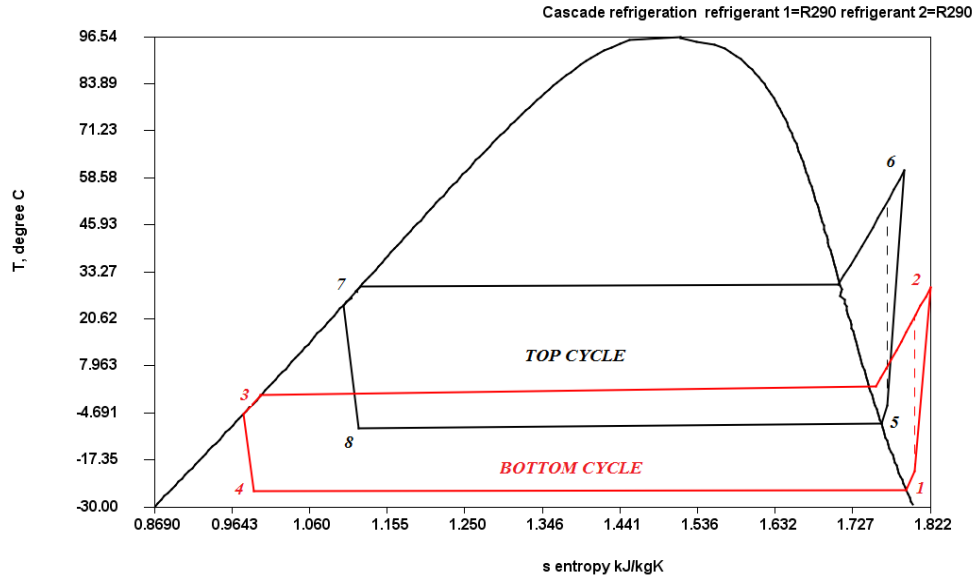
olarak belirlenmiştir. Bu durumda simülasyon programından elde edilen sonuçlar Şekil 3'de ve çevrimin T-S diyagramı ise Şekil 4'de gösterilmiştir. Bu koşullar altında kondenser ve evaporatör için COP değerleri sırasıyla 2.77 ve 3.84 olarak tespit edilmiştir. Benzer şekilde her iki çevrimde de R600 soğutucu akışkanı kullanıldığında bu soğutma için kritik sıcaklık ve basınç değerleri sırasıyla 151.98°C ve 3.796 MPa olduğundan bu döngüde en yüksek üst ve alt çevrim basınçları R290 soğutucu akışkanına göre daha düşük tutularak üst ve alt çevrim için sırasıyla 1 MPa ve 0.4 Mpa kabul edilmiş ve kompresör izantropik verimi ise her iki çevrim için de %80 olarak alınmıştır. Elde edilen sonuçlar ve çevrimin T-S diyagramı sırasıyla Şekil 5 ve Şekil 6'da verilmiştir. Bu çevrimde ortaya çıkan kondenser ve evaporatör COP değerleri sırasıyla 3.99 ve 5.08 olarak ortaya çıkmıştır. Bu çevrimde elde edilen COP değerlerinin R290 soğutucu akışkanının kullanıldığı çevrime kıyasla daha yüksek çıkmasının sebebi üst ve alt çalışma basınçlarının daha düşük olmasıdır. Son olarak yapılan deneme çalışmasında üst çevrim için soğutucu akışkan olarak R290'nın ve alt çevrim için soğutma çevrimi ele alınmıştır. Bu çevrim için üst ve alt en yüksek çalışma basınçları sırasıyla 2.5 MPa ve 1.5 MPa olarak seçilmiştir. Kompresör izantropik ve bu çalışmada da %80 olarak kabul edilmiş ve hesaplamalar buna göre yapılmıştır. Bu çevrime ilişkin sonuçlar ve T-S diyagramı sırasıyla Şekil 7 ve Şekil 8'de gösterilmiştir. Buna göre kondenser ve evaporatör için COP değerleri sırasıyla 3.37 ve 4.45 olarak tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlara bakıldığında her iki bileşene ait COP değerlerinin tek soğutma kullanılmasına kıyasla ortalama değerler verdiği gözlemlenmiştir. Bu durumun temel sebebi olarak çalışma basınçları gösterilebilir. Daha düşük basınçlarda COP değerlerinin daha yüksek olacağı açıktır.

```

C:\java\bin\java.exe" ref_cycle7testA
Cascade Refrigeration Cycle
compressor work = 46.557689380580285 kW
condenser heat output = 179.1910789630847 kW
evaporator heat input = 129.2012201024127 kW
heat exchanger input/output = 147.90723649915645 kW
COP evaporator = 2.7750780122757535
COP condenser = 3.8487966509314617
Top Cycle
refrigerant = R290
m = 1.0kg/s
h5 compressor input = 601.638719432599678 kJ/kg
T5 compressor input = 13.760391726590042 derece C
P5 compressor input = 400.0 kPa
s5 compressor input = 2.4972553609550266 kJ/kgK
x5 compressor input = 2.0 kgvapor/kgtotal
T6 compressor output = 59.75600041799221 derece C
P6 compressor output = 1200.0 kPa
s6 compressor output = 2.5110728460591 kJ/kgK
x6 compressor output = 1.0966552920873422 kgvapor/kgtotal
h6 compressor output = 662.91728140744719 kJ/kg
T6 condenser saturation = 46.21416207180537 derece C
P6 condenser saturation = 1198.0 kPa
s6 condenser saturation = 1.7100129797825283 kJ/kgK
h6 condenser saturation = 634.6636191550141kJ/kg
x6 condenser saturation = 0.0 kgvapor/kgtotal
h7 flash chamber input = 290.4970676081135 kJ/kg
T7 flash chamber input = 34.174926677186208 derece C
P7 flash chamber input = 1194.0 kPa
s7 flash chamber input = 1.30686004528854404 kJ/kgK
x7 flash chamber input = 0.0 kgvapor/kgtotal
h8 evaporator input = 592.76470676081135 kJ/kg
T8 evaporator input = 8.611307337942751 derece C
s8 evaporator input = 2.466757586220795 kJ/kgK
x8 evaporator input= 0.254602123.0 kgvapor/kgtotal
Bottom cycle
refrigerant = R290
m = 0.7160847400458633kg/s
h1 compressor input = 577.34384167379755 kJ/kg
T1 compressor input = -5.329546896665409 derece C
P1 compressor input = 200.0 kPa
s1 compressor input = 2.5324091085814 kJ/kgK
x1 compressor input = 2.0 kgvapor/kgtotal
h2 compressor output =626.25364712323407 kJ/kg
T2 compressor output = 29.609873382254033 derece C
P2 compressor output = 500.0 kPa
s2 compressor output = 2.541941124425834 kJ/kgK
x2 compressor output = 1.0706127884130356 kgvapor/kgtotal
T2 condenser saturation = 15.582823738854056 derece C
P2 condenser saturation = 498.0 kPa
s2 condenser saturation = 2.458167043376862 kJ/kgK
h2 condenser saturation = 601.2520567043376862 kJ/kgK
x2 condenser saturation = 0.0 kgvapor/kgtotal
h3 flash chamber input = 226.55656417848645 kJ/kg
T3 flash chamber input = 10.457077674540868 derece C
P3 flash chamber input = 494.0 kPa
s3 flash chamber input = 1.094425283471824 kJ/kgK
x3 flash chamber input = 0.0 kgvapor/kgtotal
h4 evaporator input = 264.65656417848645 kJ/kg
T4 evaporator input= -10.585295785211429 derece C
s4 evaporator input = 1.2483402933582916 kJ/kgK
x4 evaporator input= 0.231546 kgvapor/kgtotal

```

Şekil 3. Her iki çevrimde de R290 soğutucu akışkanının kullanıldığı Kaskad soğutma sisteminin hesaplama sonuçları



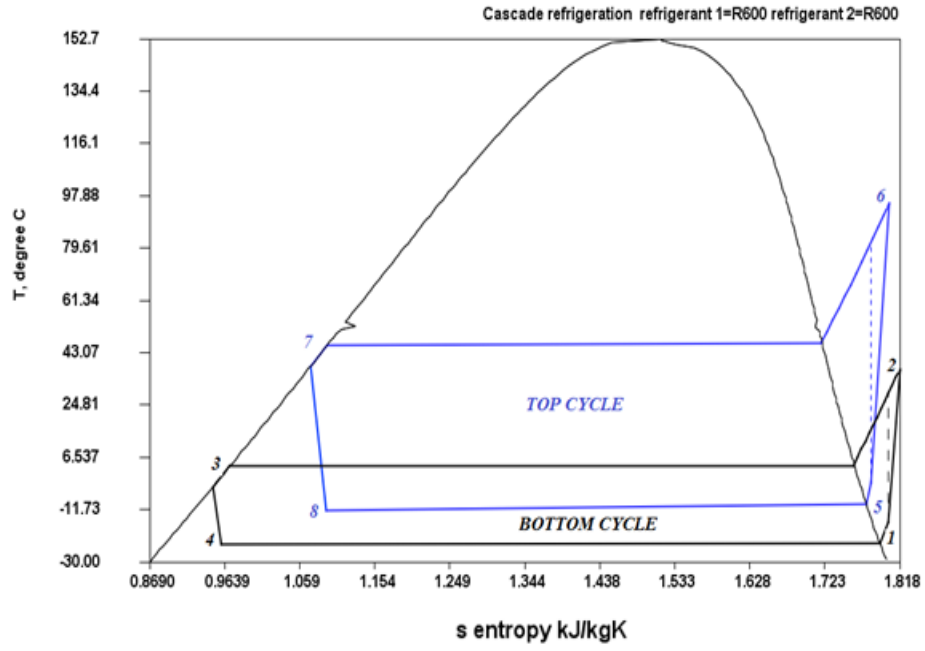
Şekil 4. Her iki çevrimde de R290 soğutucu akışkanının kullanıldığı Kaskad soğutma sistemine ilişkin T-S diyagramı

```

D:\java\bin\java.exe" ref_cycle7testA
Cascade Refrigeration Cycle
compressor work = 41.44006201863556 kW
condenser heat output = 210.51085121238364 kW
evaporator heat input = 165.4903619616589 kW
heat exchanger input/output = 183.5941493642567 kW
COP evaporator = 3.9934873139726004
COP condenser = 5.079887455711749
Top Cycle
Refrigerant = R600
m = 1.0kg/s
h5 compressor input = 406.37154943961417 kJ/kg
T5 compressor input = 0.9111605112258392 derece C
P5 compressor input = 450.0 kPa
s5 compressor input = 1.764244729360026 kJ/kgK
x5 compressor input = 2.0 kgvapor/kgtotal
h6 compressor input = 431.2882512877411 kJ/kg
T6 compressor output = 46.573965624594734 derece C
P6 compressor output = 1000.0 kPa
s6 compressor output = 1.779982382657853 kJ/kgK
x6 compressor output = 1.1012000698262414 kgvapor/kgtotal
h6 compressor input = 412.4576833568612 kJ/kg
T7 condenser saturation = 22.86295760135583 derece C
P7 condenser saturation = 985.0 kPa
s7 condenser saturation = 1.7201179066528673 kJ/kgK
x7 condenser saturation = 0.0 kgvapor/kgtotal
h7 flash chamber input = 226.89525134079264 kJ/kg
h8 evaporator input = 220.77740007535746 kJ/kg
T8 evaporator input = 17.30436610635213 derece C
P8 evaporator input = 455.0 kPa
s8 evaporator input = 1.0724913044348592 kJ/kgK
x8 evaporator input = 0.2156489235 kgvapor/kgtotal
Bottom cycle
Refrigerant = R600
m = 0.7902136160445964kg/s
h1 compressor input = 397.7051542596088 kJ/kg
T1 compressor input = -20.41997986802687 derece C
P1 compressor input = 200.0 kPa
s1 compressor input = 1.8035243356369344 kJ/kgK
x1 compressor input = 2.0 kgvapor/kgtotal
T2 compressor output = 16.608942517362838 derece C
P2 compressor output = 400.0 kPa
s2 compressor output = 1.8181062179771859 kJ/kgK
x2 compressor output = 1.0763122150693283 kgvapor/kgtotal
h2 compressor output = 418.4881486016757 kJ/kg
T2 condenser saturation = -6.7002628877356125 derece C
P2 condenser saturation = 398.0 kPa
s2 condenser saturation = 1.7606584208475784 kJ/kgK
x2 condenser saturation = 0.0 kgvapor/kgtotal
h3 flash chamber input = 186.28031191125913 kJ/kg
T3 flash chamber input = -11.846142103343595 derece C
P3 flash chamber input = 394.0 kPa
s3 flash chamber input = 0.949702288309113 kJ/kgK
x3 flash chamber input = 0.0 kgvapor/kgtotal
h4 evaporator input = 188.28031191125913 kJ/kg
T4 evaporator input = -25.670461161543493 derece C
s4 evaporator input = 0.9595658125855323 kJ/kgK
x4 evaporator input = 0.1999815642 kgvapor/kgtotal

```

Şekil 5. Her iki çevrimde de R600 soğutucu akışkanının kullanıldığı Kaskad soğutma sisteminin çıktı değerleri



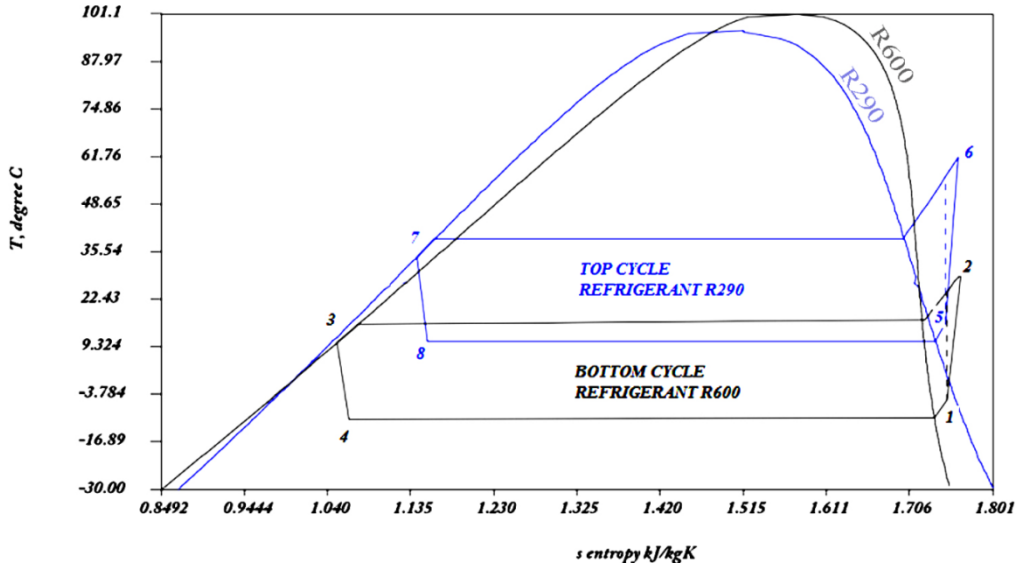
Şekil 6. Her iki çevrimde de R600 soğutucu akışkanının kullanıldığı Kaskad soğutma sistemine ilişkin T-S diyagramı

```

C:\java\bin\java.exe" ref_cycle7test
Cascade Refrigeration Cycle
compressor work = 43.63978004024978 kW
condenser heat output = 194.35609347721999 kW
evaporator heat input = 147.0858959305664 kW
heat exchanger input/output = 168.38129220334156 kW
COP evaporator = 3.3704545667944785
COP condenser = 4.453645121445657
Top Cycle
refrigerant = R290
m = 1.0kg/s
h5 compressor input = 666.4629202446289 kJ/kg
T5 compressor input = 65.82384668927146 derece C
P5 compressor input = 1500.0 kPa
s5 compressor input = 2.4866638120291129 kJ/kgK
x5 compressor input = 2.0 kgvapor/kgtotal
h6 compressor output = 695.01772151850734 kJ/kg
T6 compressor output = 91.50679237571848 derece C
P6 compressor output = 2500.0 kPa
s6 compressor output = 2.4926085057473234 kJ/kgK
x6 compressor output = 1.1195970417376142 kgvapor/kgtotal
T6 condenser saturation = 39.026896625615855 derece C
P6 condenser saturation = 1498.0 kPa
S6 condenser saturation = 1.6999540073912813 kJ/kgK
h6 compressor input = 303.4754432673927 kJ/kg
T6 condenser saturation = 38.97310626089193 derece C
P6 condenser saturation = 1496.0 kPa
s6 condenser saturation = 1.3399967780114848 kJ/kgK
x6 condenser saturation = 0.0 kgvapor/kgtotal
h7 flash chamber input = 289.84162804128735 kJ/kg
T7 flash chamber input = 33.97310626089193 derece C
P7 flash chamber input = 1494.0 kPa
s7 flash chamber input = 1.3027973251732016 kJ/kgK
x7 flash chamber input = 0.0 kgvapor/kgtotal
h8 evaporator input = 225.73762804128735 kJ/kg
T8 evaporator input = 10.728386486701817 derece C
s8 evaporator input = 1.1541583870802548 kJ/kgK
x8 evaporator input = 0.225648932 kgvapor/kgtotal
Bottom Cycle
refrigerant = R600
m = 0.8152087532019033kg/s
h1 compressor input = 396.66384167379755 kJ/kg
T1 compressor input = -5.329546896665409 derece C
P1 compressor input = 700.0 kPa
s1 compressor input = 1.748643091085814 kJ/kgK
x1 compressor input = 2.0 kgvapor/kgtotal
h2 compressor output = 420.7864712323407 kJ/kg
T2 compressor output = 29.609873382254033 derece C
P2 compressor output = 1500.0 kPa
s2 compressor output = 1.7647141124425834 kJ/kgK
x2 compressor output = 1.0706127884130356 kgvapor/kgtotal
T2 condenser saturation = 15.582823738854056 derece C
P2 condenser saturation = 1498.0 kPa
s2 condenser saturation = 1.720567043376862 kJ/kgK
x2 condenser saturation = 0.0 kgvapor/kgtotal
h3 flash chamber input = 214.23656417848645 kJ/kg
T3 flash chamber input = 10.457077674540868 derece C
P3 flash chamber input = 494.0 kPa
s3 flash chamber input = 1.050685283471824 kJ/kgK
x3 flash chamber input = 0.0 kgvapor/kgtotal
h4 evaporator input = 216.23656417848645 kJ/kg
T4 evaporator input = -10.585295785211429 derece C
s4 evaporator input = 1.0638402933582916 kJ/kgK
x4 evaporator input = 0.203564782 kgvapor/kgtotal

```

Şekil 7. Üst çevrimde R290 , alt çevrimde ise R600 soğutucu akışkanının kullanıldığı bir Kaskad soğutma sistemine ait sonuçlar



Şekil 8. Üst çevrimde R290 ve alt çevrimde R600 soğutucu akışkanının kullanıldığı Kaskad soğutma sisteminin T-S diyagramı

Tartışma ve Sonuç

Bu çalışmada düşük sıcaklık uygulamalarında yüksek verim sağlayabilecek iki aşamalı bir soğutma sisteminin farklı durumları için geliştirilmiş simülasyon programı kullanılarak bu sistemlere yönelik optimum çalışma parametreleri belirlenmiştir. Örnek soğutucu akışkanlar olarak doğal hidrokarbon şeklinde tanımlanan R290(propan) ve R600(n-bütan) tercih edilmiştir. Bu soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri için Java programlama dili kullanılarak ayrı bir yazılım gerçekleştirilmiş ve bu yazılımda sıvı ve kızgın buhar bölgesinin özellikleri Helmholtz gerçek gaz hal denklemleri kullanılarak ve doyma bölgesinin özellikleri ise kübik şerit polinom denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır. Termodinamik özellikler uluslararası geçerliliğe sahip olan REFPROP 9.0 programı ile karşılaştırılmış ve her iki programdan da elde edilen sonuçların birbirleri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Geliştirilen bu çalışmada soğutma çevrimlerinde karşılaşılabilecek olası hataları önlemek için stokastik (istatistiksel) optimizasyon yöntemleri olan bat algoritması ve particle swarm algoritması kullanılmıştır. Her iki algoritmada da minimum değerler bulunmuştur. Tablo 5 ve Tablo 6'da verilen

sonuçlar incelendiğinde her iki optimizasyon yönteminin de birbirlerine yakın sonuçlar verdiği, fakat particle swarm algoritmasının optimal değer için daha yakın sonuçlar ortaya çıkardığı tespit edilmiştir. R290 ve R600 soğutucu akışkanları kullanılarak yapılan karşılaştırmada R290 soğutucu akışkanının her iki algoritmada da daha yüksek COP değeri verdiği açıkça görülmektedir. Fakat skolastik optimizasyon yöntemlerinin optimum değerlere yaklaştığı ve kodların istatistiksel niteliğinden dolayı kesin olarak optimum noktayı bulamayabileceğine dikkat edilmelidir. Optimizasyon süreçlerinin ve algoritmalarının, herhangi bir fonksiyon ve termodinamik süreç ile kullanılabilmesi için optimize edilecek gerçek fonksiyonlardan da bağımsız olarak tasarlanması gerekir. Tüm bu faktörler göz önünde bulundurularak geliştirilen bu simülasyon modellerine ilişkin sonuçlar üst ve alt çevrim soğutucu akışkan çifti olarak sırasıyla R290/R290, R600/ R600 ve R290 /R600'ün kullanılmasıyla hesaplanmıştır. Her bir simülasyon modelinden elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde ve gerçek soğutma çevrimi kriterleri ile karşılaştırıldığında sonuçların birbirleri ile oldukça uyumlu olduğunu ve uygulama alanlarında kolay ve etkin bir şekilde

kullanılabileceğini açıkça ortaya koymuştur. Ayrıca, her iki çevrimde de R600 soğutucu akışkanın kullanıldığı değerlendirilmedi diğer iki duruma göre daha yüksek COP değerlerinin elde edildiği gözlemlenmiştir. Bu nedenle, gerçek bir soğutma sisteminin tasarımı ve analizi safhalarında bu tarz simülasyon

yazılımlarının kullanılması, yüksek enerji verimliliğine ve düşük enerji tüketimine sahip soğutma ünitelerinin geliştirilmesinde oldukça önemli katkılar sağlayacaktır.

Semboller:

C_p : Sabit basınçta özgül ısı değeri [KJ/kg K]

C_v : Sabit hacimde özgül ısı değeri [KJ/kgK]

COP: Etkinlik katsayısı

h : Entalpi [KJ/kg]

h_{ref} : ideal gaz referans entalpisi [KJ/kg]

m :Kütle[kg]

P :Basınç[kPa]

R : Gaz sabiti[kPa. m³/kg K]

$Q_{evaporatör}$: Evaporatör tarafından çekilen ısı[KJ]

$Q_{kondenser}$: Kondenser tarafından atılan ısı [KJ]

s :Entropi [KJ/kgK]

s_{ref} : ideal gaz referans entropisi [KJ/kg K]

T :Sıcaklık [°C]

T_o : Referans sıcaklık değeri [°C]

T_c : Kritik sıcaklık değeri [°C]

u :İç Enerji [KJ/kg]

$W_{kompresör}$: Kompresör gücü [KJ]

x : Kuruluk derecesi

Yunan Harfleri:

τ : Boyutsuz sıcaklık faktörü [= T_c / T]

δ : Boyutsuz yoğunluk faktörü [= ρ / ρ_c]

ρ_c : Kritik yoğunluk [kg/m³]

ρ_{ref} : İdeal gaz referans yoğunluğu[kg/m³]

Teşekkür

Bu çalışmada desteklerini esirgemeyen Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyesi Doç. Dr. M. Turhan ÇOBAN'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Kaynakça

[1] Angelo J.V.H., Aute V., Radermacher R., 2016, Performance Evaluation of a Vapor Injection Refrigeration System Using Mixture Refrigerant R290/R600a, Int. J. Refrigeration, 65, 194-208. [2] Chen Q., Yu J., Yan G., 2016, Performance Analysis of a Modified

Zeotropic Mixture (R290/R600) Refrigeration Cycle with Internal Subcooler for Freezer Applications, Applied Thermal Engineering, 108, 172-180.

[3] Ju F., Fan X., Chen Y., Quyang H., Kuang A., Ma S., Wang F., 2018, Experiment and Simulation Study on Performances of Heat Pump Water Heater Using Blend of R744/R290, Energy & Buildings, 169, 148-156.

[4] Wang Q., Li D.H., Wang J.P., Sun T.F., Han X.H., Chen G.M., 2013, Numerical Investigations on the Performance of a Single-Stage Auto-Cascade Refrigerator Operating with Two Vapor-Liquid Separators and Environmentally Benign Binary Refrigerants, Applied Energy, 112,949-955.

[5] Yan G., Hu H., Yu J., 2014, Performance Evaluation on an Internal Auto-Cascade Refrigeration Cycle with Mixture Refrigerant R290/R600a, Applied Thermal Engineering, 75, 994-1000.

[6] Yan G., He C., Yu J., 2018, Theoretical on the Performance of a Modified Refrigeration Cycle Using Binary Zeotropic Hydrocarbon Mixture R170/R290, Int. J. Refrigeration,

[7] Yılmaz İ., Çekin S., Bayrakçı H.C., Özgür A.E., 2017, Alternatif Soğutkanlı Kaskad Soğutma Çevrimleri ve Güncel Gelişmeler, 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 1675-1688.

[8] International Standard ISO 17584 Refrigerant Properties, Reference Number: ISO 17584:2005(E), 2010.

[9] Buecker, D., Wagner, W. 2006. Reference equations of state for the thermodynamic properties of fluid phase n-butane and isobutene. *Journal of physical and chemical reference data*, 35(2), 929-1019.

[10] Lemmon, E.W., McLinden, M.O., Wagner, W., 2009. Thermodynamic properties of propane. III. A reference equation of state for temperatures from the melting line to 650 K and pressures up to 1000 MPa. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 54(12), 3141-3180.

[11] Xin-She Yang, Engineering Optimization, An introduction with Meta heuristic applications, John Willey & Sons, 2010, ISBN 978-0-470-58246-6

[12] Xin-She Yang: A New Meta heuristic Bat-Inspired Algorithm. Nature Inspired Cooperative Strategies for Optimization (NICSO 2010). Studies in Computational Intelligence Vol. 284 (2010) 65-74.

[13] Xin-She Yang, Engineering Optimization, An introduction with Meta heuristic applications, John Willey & Sons, 2010, ISBN 978-0-470-58246-6.

