

<https://dergipark.org.tr/tr/pub/khosbd>

# İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde Kısma Vanası Davranışının MATLAB Simulink ile İncelenmesi

## Investigation of Throttler Valve Behavior with Ideal Vapor Compression Refrigeration Cycle Element in MATLAB Simulink

Faruk KILIÇ<sup>1\*</sup> Hande ERKAYMAZ<sup>2</sup> Büşra NAMLIOĞLU<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Milli Savunma Üniversitesi, Kara Harp Okulu, Makine Mühendisliği Bölümü, Ankara, Türkiye

<sup>2</sup>Milli Savunma Üniversitesi, Deniz Harp Okulu, Bilgisayar Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye

<sup>3</sup>Milli Savunma Üniversitesi, Alparslan Savunma Bilimleri ve Milli Güvenlik Enstitüsü, Silah Sistemleri Mühendisliği, Ankara, Türkiye

### Makale Bilgisi

Araştırma makalesi  
Başvuru: 31.08.2025  
Düzeltilme: 24.09.2025  
Kabul: 02.10.2025

### Anahtar Kelimeler

MATLAB Simulink  
Kısma Vanası  
R134A

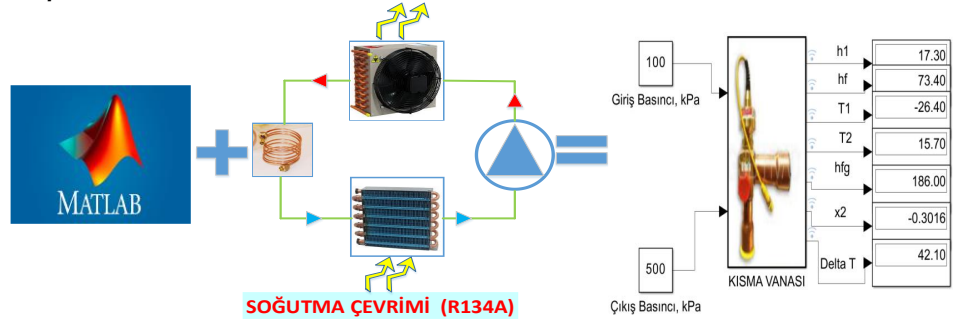
### Keywords

MATLAB Simulink  
Throttler Valve  
R134A

### Önemli Noktalar

Soğutma sistemleri günümüzde mühendisliğin birçok alanında olduğu gibi uzay ve havacılık sanayiinde kullanılmaktadır. Bu kritik süreç deneme yanılma ya da kıyasla tasarlanamayacak kadar önemli ve uzun bir süreçtir. Soğutma sisteminin termodinamik özellikleri MATLAB Simulink programına işlenerek yapay ortamda sanki fiziksel olarak soğutma sistemi kurulmuş gibi doğru termodinamik sonuçları elde etmek mümkündür. Bu makalede tam bir soğutma sistemi kurularak kısma vanası üzerinde sonuçlar elde edilmiştir.

### Grafiksel Özet



### Özet

R134A akışkan değerlerinin termodinamik özellikleri Matlab Simulink uygulamasında formüle edilmiştir. Giriş basıncının sırasıyla: 200 ve 1000 kPa, çıkış basıncından yüksek olduğu üçüncü ve beşinci örnekler üzerinden, giriş basınç değerinin yüksek olmasının başlangıç entalpi (sırasıyla h1: 31.50, 107.4 kJ/kg) ve doymuş sıvı entalpi (sırasıyla hf: 17.30, 95.50 kJ/kg) değerlerini doğrudan etkilediği görülmüştür. Çıkış sıcaklığının sırasıyla T2: 39.40, 24.15 olarak yükseldiği gözlenen dördüncü ve altıncı örnekte çıkış basınç değerinin giriş basınç değerine göre fazla olduğu görülmüştür. Diğer taraftan, doymuş sıvı halinde 0, doymuş buhar halinde ise 1 değerini veren kuruluk derecesinin negatif değer olarak çıktığı birinci: -0,3016, dördüncü: -0,07679 ve altıncı: -0,3136 sistem örneklerinin realitede mümkün olmadığı görülmüş olup formül tutarlılığı çalışılmıştır.

### Abstract

The thermodynamic properties of R134A fluid values were formulated in the MATLAB Simulink application. . In the third and fifth examples where the inlet pressure is 200 and 1000 kPa, respectively, higher than the outlet pressure, it is observed that the high inlet pressure value directly affects the initial enthalpy (h1: 31.50, 107.4 kJ/kg, respectively) and saturated liquid enthalpy (hf: 17.30, 95.50 kJ/kg, respectively) values. In the fourth and sixth examples where the outlet temperature is observed to increase as T2: 39.40, 24.15, respectively, it is observed that the outlet pressure value is higher than the inlet pressure value. On the other hand, the first: -0.3016, fourth: -0.07679 and sixth: -0.3136 system examples, where the dryness fraction is 0 during the saturated liquid state and 1 in the saturated vapor state, are negative, which are not possible in reality. That's why, only formula consistency is studied for these examples.

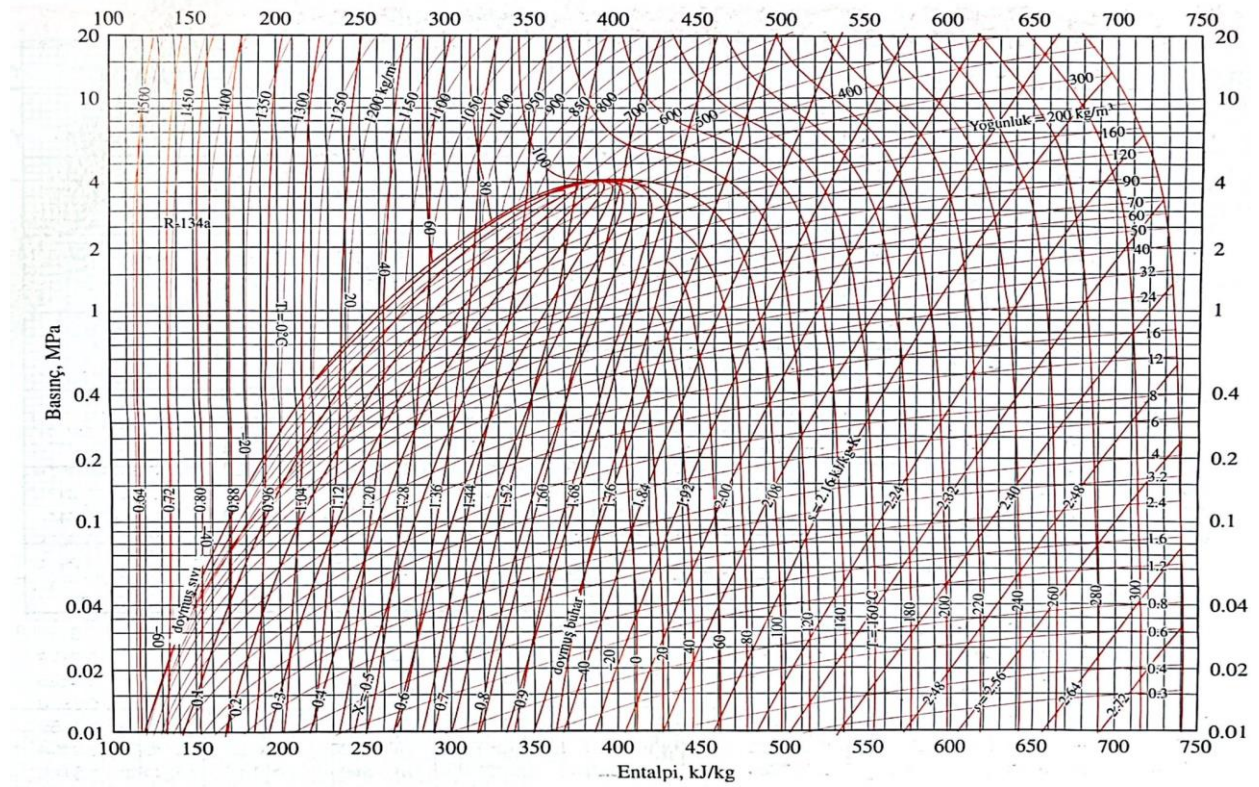
\*Corresponding author, e-mail: faruk.kilic@msu.edu.tr



kullanılmaktadır. Ayarlanabilir, gözenekli tapa, kılcal boru gibi çeşitleri mevcuttur.

Prensip olarak alçak basınç bölgesi oluşturularak kompresörün tam tersi olarak davranıp egzoz

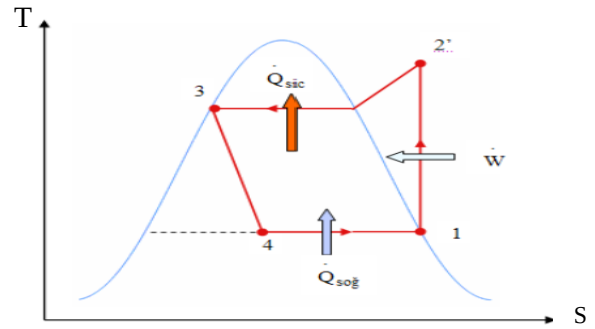
bolumu gibi faaliyet göstermektedir. Genleşen akışkanın basıncı ve sıcaklığı düşmekteyken entropisi ve akış enerjisi artar. Böylece doymuş sıvıdan, doymuş sıvı-buhar karışımı bölgesine geçiş gerçekleşmektedir (Şekil 2).



Şekil 2: Basınç-Entalpi grafiği.

Soğutma işlemi bir maddenin veya bir ortamın sıcaklığının altına düşürmek için ısının çekilmesi işlemidir [2].

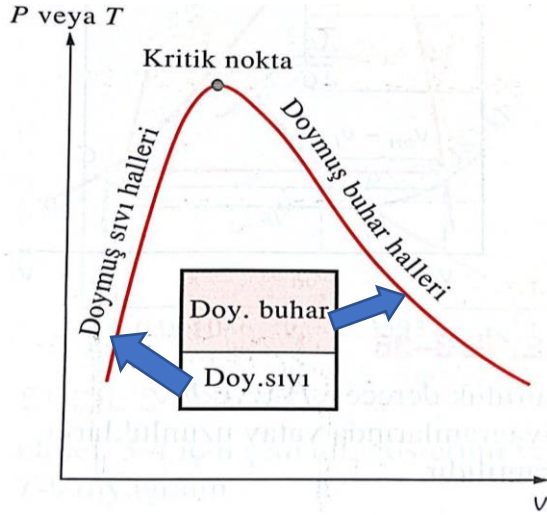
Sabit entropide kompresör elektrik iş girişi olarak, ortamdaki soğuk havayı alıp sıkıştırır, sıcaklığını ve basıncını artırır. Sıcaklık-Entropi grafiğinde basınç değişimi numaralarla gösterilecek olursa: Kompresör elemanı 1-2, yoğusturucu 2-3, genleşme valfi 3-4 ve buharlaştırıcı 4-1 aralığında yer almaktadır (Şekil 3).



Şekil 3: Sıcaklık-Entropi grafiği basınç değişimi [3].

Sıvı hattının sol tarafındaki alan aşırı soğutulmuş sıvı bölgesi, buhar hattının sağ tarafındaki alan ise kızgın buhar bölgesidir. Basınç-özgül entalpi diyagramının logaritmik olarak gösterimi Şekil 4 ile verilmiştir [4].





**Şekil 4:** Basınç/sıcaklık-özellik hacim.

Isı pompası kapasitesini etkileyen en önemli etken sıcaklıktır. Sıcaklık ise sistemde kullanılan akışkanın performansı ile direkt ilişkilidir. Sistem tasarımında ihtiyaca yönelik en uygun fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip soğutucu akışkan seçilmektedir. Günümüzde evsel soğutucularda uzun ömürlü olması nedeniyle R134A tercih edilmektedir [5]. Bu çalışma kapsamında kullanılan veriler R134A termodinamik tablosundan alınmıştır. Gıda dondurma sistemlerinin performans analizi hakkında araştırmalar yapmıştır [6].

Bolajı ve Huan, 2013 yılında yayımladıkları “Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile çalışan R290 ve R600a karışımlarının performansının incelenmesi” isimli çalışmalarında çevre açısından zararsız doğal soğutucuları çalışmış olup, küresel ısınmaya etkilerini incelemişlerdir. Çalışma kapsamında seçilen karışımların performansının R134a’ninkinden daha yüksek olduğu görülmüştür [7].

Diğer yandan, günümüz dünyasında iklimlendirme sistemleri olmadan bir ofis, okul, hastane, otobüs, uçak, ev vb. hiçbir ortam

düşünülemez. Diğer yandan modern yaşamda bağlı olduğumuz teknolojilerin dünyayı ısıtan sera gazına mal olduğu unutulmamalıdır. Alsouda vd., 2023 yılında yayımladıkları Çevrim İyileştirmeleri, Su ve Diğer Doğal Soğutucu Akışkanlar Üzerine Bir İnceleme isimli çalışmalarında doğal soğutucu akışkanların ozon tabakası incelenmesi ve küresel ısınma dahil olmak üzere çevresel problemlerin incelenmesi üzerinde durmuşlardır [8]. Doğal akışkan parametrelerinin MATLAB üzerinde simüle edilmesi, küresel iklimlendirme sistemlerinde elde edilebilecek verim, maliyet ve karbon ayak izi sonuçlarının değerlendirilmesi, ileriye yönelik yapılabilecek bir çalışma önerisidir.

Birçok ülke yeşil enerji destek projeleri ve küresel ısınmayı azaltma hedeflerini dünyaya duyurmuştur. En önemli başlıklardan bir tanesi de sera gazı ile mücadeledir. Emisyon oranlarını azaltmak için ısı geri kazanım tekniği Ambarita ve Sihombing tarafından 2017’de yapılan çalışmada kullanılmış ve enerji verimliliğine olan olumlu etkisi paylaşılmıştır [9].

Saf soğutucuların belirli oranlarda karıştırılmasıyla elde edilen karışımlara karışık soğutucu denir. Karışık soğutucular, termodinamik davranışlarına göre iki gruba ayrılır: Zeotropik karışımlar ve azeotropik karışımlar. Kılıç ve İpek tarafından 2021 yılında gerçekleştirilen çalışmada, iki saf soğutucunun (R125 ve R32) karışımından elde edilen R410A soğutucusunun buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimindeki performansı incelenmiştir. Çalışma koşulları altında soğutma sisteminin en yüksek COP değeri 7.3 olarak belirlenmiştir [10].

Soğutucu akışkanlar sistem tasarımında önemli bir unsurdur. R22 ve R134a kıyası yapılan

çalışmada, R22'nin daha düşük sistem performansına neden olduğu, kompresörden daha fazla güç çektiği görülmüştür [11].

Soğutucu akışkan verim araştırmalarının yanı sıra, soğutma sistemi optimizasyonunda bileşenlerin ayrı ayrı performansı çeşitli uygulamalar ile değerlendirilebilmektedir. Kaya, 2022'de hazırladığı çalışmasında Taguchi ve Anova analiz sonuçlarını değerlendirerek sistemlerin birbiri ile olan tutarlılığı ve sonuç güvenilirliği sayısal değerler ile paylaşmıştır [12].

Ambarita vd., 2017'de yayımladığı çalışmada, çok aşamalı soğutma sistemlerinin tek aşamaları sistemlere oranla daha yüksek performans gösterdiğini ve daha verimli bir döngü olduğunu sayısal olarak ortaya koymaktadır [13].

Çok kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinde kullanılan düşük ve yüksek sıcaklık uygulamalarının yanı sıra alternatif soğutucu akışkanlar da araştırılmaktadır. Kaya, 2021 yılında gerçekleştirdiği çalışmada, performans katsayısını optimize etmek için farklı soğutucu akışkanları parametrik olarak incelemiştir. En yüksek Performans Katsayısı (COP) değeri bu çalışma kapsamında R600 ile elde edilirken, R227ea en düşük değeri vermiştir. R600'ün ise diğer akışkanlara göre daha yüksek COP değeri, düşük basınç ve yüksek soğutma kapasitesi olduğu tespit edilmiştir [14].

Ali vd., 2023'te yayımladığı çalışmada buhar sıkıştırma sistem için soğutucu akışkan seçiminde saflık derecelerinin performansa etkisini incelemiş olup teorik ve sayısal kıyaslamalara yer verilmiştir [15].

Ünver tarafından 2011'de gerçekleştirilen yüksek lisans tezinde, emiş hattı-ısı değiştiricisi çiftinin buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde yaygın şekilde kullanıldığı, bu sistemin performans özelliklerinin sayısal ve deneysel olarak incelendiği belirtilmiştir. Yapılan çalışmada, kılcal borunun kompresör emiş hattında kullanılarak soğutma sağladığı ve emiş hattı ısı değiştiricisi çiftindeki ısı geçiş ve basınçta azalma karakterlerinin incelendiği açıklanmıştır. Sonuçlar, yarı ampirik sayısal modelin deneysel verilerle uyumlu olduğunu göstermektedir. Bu çalışma kapsamında, matematiksel model oluşturulup ve doğrulanmıştır [16].

Çeşitli sistem tasarımlarının termodinamik modelleri kıyaslanarak buhar sıkıştırma çevrimlerinin performans katsayısının artırılmasına yönelik bir çalışma yapılmıştır. R410A ve R454B'nin birbirine yakın değerler verdiği görülmüştür [17].

Buhar sıkıştırma soğutma çevriminin aşırı ısınma, emme ve boşaltma basınçları gibi bazı faktörlerini inceleyen Khudaiwala, özellikle ısı artışının kompresörün iş girdisini önemli ölçüde azalttığı ve performans katsayısını artırdığı tespit edilmiştir [18].

Bilen vd., 2021'de yayımladıkları çalışmada R134a'nın alternatifi olarak görülen R1234yf soğutucu akışkanının, alüminyum dioksit ( $Al_2O_3$ ) ve karbon nanotüp (CNT) nanoparçacıkları ilavesiyle iş akışkanı olarak kullanımı incelenmiştir. Soğutma sistemi, termodinamik açıdan aynı şartlarda, yalnızca iş akışkanı değiştirilerek teorik olarak değerlendirilmiştir. R134a ve R1234yf kullanımına yönelik yapılan analizlerde, sistemin soğutma tesir katsayısı (COP) ve ikinci kanun verimleri arasında belirgin

farklar tespit edilmiştir.  $Al_2O_3$  ve CNT nanoparçacıklarının ilavesiyle elde edilen R1234yf/  $Al_2O_3$  ve R1234yf/CNTs nano soğutucu akışkanlarında ise COP değeri ve ekserji veriminin arttığı gözlemlenmiştir [19].

Soğutucu sistem performansını artırmaya yönelik yapılan bir çalışmada, kondenser maliyetini ısı transferinin düzenlenmesiyle düşürülebileceği kanıtlanmıştır [20].

Geleneksel içten yanmalı motorlu taşıtlarda motor soğutma suyu atık ısıyla kabin ısıtması ile yapılırken, elektrikli taşıtlarda bu atık ısının yetersiz olması nedeniyle ısıtma ihtiyacı için farklı çözümler geliştirilmiştir. Örneğin, elektrikli ısıtıcılar hızlı ısıtma sağlarken yüksek enerji tüketimi sorunu sebebiyet vermektedir. Diğer yandan, hibrit ısıtma sistemlerinin atık enerjiden faydalanarak daha düşük enerji tüketimiyle daha iyi performans sergilediği görülmüştür. Geliştirilen yenilikçi taşıt iklimlendirme sistemi ile ise, farklı dış ortam koşullarında simülasyonlarla test edilerek verimli bir ısıtma ve soğutma performansı elde edilmiş olup enerji tasarrufu sağladığı sonucuna varılmıştır [21].

Seka, 2016'da gerçekleştirdiği çalışmada, sülityum bromür çözeltisi ile çalışan seri akışlı bir sistem üzerinde yapılan termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizleri ve DELPHI programı yardımıyla oluşturulan simülasyon üzerinde yapılan analizleri özetlenmiştir. Analizlerde sistem elemanlarının farklı çalışma koşullarına bağlı olarak performans katsayıları, ekserji kayıpları ve ısı kaynağına ait debi miktarları gibi parametreler incelenmiştir. Sistemde yer alan eşanjörlerin aktif ya da devre dışı olması durumlarında, performans üzerindeki etkileri,

yüksek basınçlı kaynatıcı ve yoğunlaştırıcının sıcaklıklarının sistem performansına etkileri irdelenmiştir. Analizlerde ayrıca enerji ve ekserji analiz sonucunda elde edilen veriler ekonomik bağlamda da değerlendirilmiştir [22].

Oğuz, 2011'de gerçekleştirdiği doktora tez çalışmasında, hermetik soğutucu akışkan kompresörlerinde akışkan enerjisinin göstergesi olan indikatör diyagramı ve kompresör performansına etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Bununla birlikte, salınımlı ve pulsatif akışların hidrodinamik ve ısı transferi üzerindeki etkileri sayısal olarak araştırılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda, valf yaprağı hareketinin krank açısına bağlı ölçülmesi, salınımlı akışların ısı transferi üzerindeki etkileri ile pulsatif akışların kompresör performansına olan etkileri detaylı olarak incelenmiştir [23].

Isı pompaları kullanılarak yapılan sıcak su üretimi, enerji verimli bir ısıtma yöntemi olarak kanıtlanmıştır. Isı pompaları, enerji tüketimini azaltma, ısıtma performansını iyileştirme ve diğer ısıtma yöntemlerine kıyasla çevre üzerindeki olumsuz etkileri azaltma gibi önemli avantajlar sunmaktadır. Minh v.d. tarafından, 2006'da yayımlanan makale ile, iyileştirilmiş buhar sıkıştırma soğutma çevrim performansı değerleri paylaşılmıştır. Isı pompaları soğutma çevrimi ve bileşenlerinin performansının daha da iyileştirilmesi için önerilerde bulunulmuştur [24].

Ejektörlü soğutma sistemleri, geçmişten günümüze araştırmacıların yoğun ilgi gösterdiği bir alan olmuştur. Ünal vd. 2013 yılında, otobüslerde kullanılan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinin ejektörlü hale getirilmesiyle oluşturulan yeni sistemde soğutma etkinliğinin kütleli debi oranıyla değişimi konusunu teorik

olarak incelemiştir. Ejektörlü soğutma sisteminde elde edilen soğutma etkinliği, ters Rankine çevrimine göre çalışan sistemin soğutma etkinliği ile karşılaştırılmış olup sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur [25].

Al-Sayyab tarafından 2017'de yayımlanan çalışmada, düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucuların R134a'ya alternatif olarak kullanılması teorik olarak incelemiştir. R1234yf, R1234ze, R245fa ve R227ea bu çalışmaya dahi edilen soğutuculardır. Çalışma kapsamında, farklı yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarında EES programı kullanılarak matematiksel model performans özellikleri tahmin edilmiştir. Sonuçlar, R1234ze'nin her çalışma koşulunda R134a ile aynı performansı gösterdiğini ve alternatif soğutucu olarak kullanılabileceğini ortaya koymuştur [26].

Kalınış vd., 2021 yılında yayımladıkları bitirme projesinde, buzdolabında enerji tasarrufu sağlayacak basit tasarım önlemlerini paylaşmışlardır. Buzdolabına şeffaf kapak uygulaması ile oda ve buzdolabı kabini arasında açma/ kapama sırasında gereksiz soğuk hava transferinin önlenmesi hedeflenmiştir. Bu kapsamda, literatür ve patent araştırması yapılarak özgün değer taşıyan bilgiler toplanmıştır. Projede kullanılan malzemeler ve parçalar Solidworks programında üç boyutlu olarak tasarlanmış, kapaklar için pleksiglass ve yalıtım için poliüretan köpük seçilmiştir [27].

Touaibi ve Koten, 2021 yılında yayımladıkları makalede düşük küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahip Hidro-Fluoro-Olefin (HFO) tipi soğutucuların, R1234yf ve R1234ze, buhar sıkıştırma soğutma çevrimi üzerine bir enerji analizi gerçekleştirmiştir. Bu doğrultuda, R134a,

R404A ve R410A gibi üç HFC tipi soğutucu ile karşılaştırmalı bir yorum yapılmıştır. Sonuç olarak, R1234ze'nin seçilen soğutucular arasında en iyi performansı gösterdiği ve buhar sıkıştırma soğutma çevrimi için R134a'ya alternatif olarak kullanılabileceğini yorumu yapılmıştır [28].

Soğutma, ısıyı bir yerden başka bir yere kontrollü koşullar altında taşımaktır. Bu işlem genellikle mekanik enerji ile gerçekleştirilir, ancak ısı enerjisi, manyetizma, lazer ve diğer yöntemlerle de yapılabilir. Soğutma; ev tipi buzdolapları, endüstriyel soğutucular, kriyojenik ve havalandırma gibi birçok uygulamaya sahiptir. Çoğu soğutma sistemi buhar sıkıştırma soğutma sistemine dayanır ve bu sistem, kompresör, yoğunlaştırıcı, genleşme vanası ve buharlaştırıcıdan oluşur. Ramana vd. tarafından 2017'de yayımlanan makalede, VCR sisteminin farklı kondansatör borusu çapları için performans katsayısı (COP), ANSYS kullanılarak analiz edilmiştir [29].

Buhar sıkıştırma soğutma çevrimi (VCRC), soğutma ve klima sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Performans katsayısını (COP) artırmak için alt soğutma yöntemleri de kullanılır ve bu yöntemler soğutma kapasitesini artırır. Sumeru tarafından 2019'da yayımlanan makalede, VCRC'nin performansını artırmak için kullanılan çeşitli alt soğutma yöntemleri incelenmiş ve bu yöntemlerin avantajları ve dezavantajları tartışılmıştır. Çalışmada, dört alt soğutma yöntemi (LSHX, DMS, IMS ve CAS) gözden geçirilmiş ve CAS yönteminin COP'yi en yüksek oranda (%28,9) artırdığı belirtilmiştir [30].

Geçmişte iklimlendirme ve soğutma çevrimlerinde kullanılan CFC ve HCFC gazları, ozon tabakasına ve küresel ısınmaya olan olumsuz etkileri nedeniyle 1989 yılında imzalanan Montreal Protokolü ile kademeli olarak kısıtlanmaktadır. Günümüz soğutma sistemlerinde, bu gazların yerini karbondioksit gibi daha çevre dostu soğutucu akışkanlar almaktadır. Karbondioksit (R744) özellikle transkritik çevrimlerde diğer soğutucu akışkanlara göre çok daha yüksek basınçlara ve sıcaklıklara ulaşmaktadır. İyim ve diğerleri 2019 yılında yaptıkları çalışma ile, transkritik soğutma sistemlerinde kullanılacak valflerin tasarım detaylarını ve gelecekteki kullanım alanlarını ele almıştır [31].

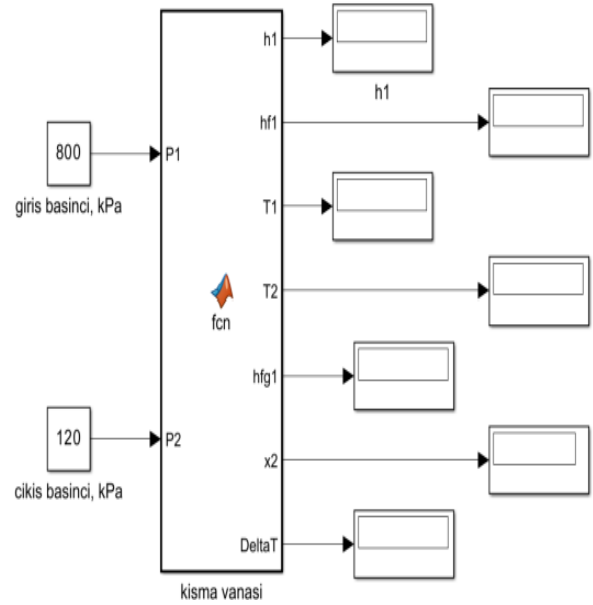
Bu çalışmanın amacı, R134A tablo değerleri ile MATLAB Simulink uygulamasında bir kısma vanası formüle etmektir. Bu kapsamda, 6 farklı giriş çıkış basınç değerine karşılık giriş çıkış sıcaklık, başlangıç entalpisi, doymuş sıvı entalpisi, buhar entalpisi ve kuruluk derecesini incelemektir.

## 2. DENEY DÜZENİĞİ ve FORMÜLASYON (EXPERIMENTAL SETUP and FORMULATION)

### 2.1. Deney Düzenliği

Yüksel Koç vd. tarafından 2021 yılında yayımlanan çalışmada belirtildiği gibi, günümüzde evsel soğutucularda uzun ömürlü olması nedeniyle R134A soğutucu akışkan tercih edilmektedir. Bu nedenle bu çalışma kapsamında da bu soğutucu akışkan değerleri kullanılmıştır.

Matlab Simulink uygulamasında tasarlanan kısma vanası sistemi Şekil 5 ile verilmiştir.



Şekil 5: Kısma vanası modeli.

Kısma vanasına ait formülasyon Şekil 6 ile verilmiştir.

```
function [h1,hf1, T1,T2,hfg1,x2,DeltaT]= fcn(P1,P2)

P=[60 80 100 120 140 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 360 400 500 600 700 800 900 1000
1200 1400 1600 1800 2000 2500 3000];
hf=[3.9 11.2 17.3 22.5 27.1 31.2 35.0 38.5 41.7 44.7 47.5 50.2
52.8 55.2 57.5 59.8 64.0 73.4 81.5 88.8 95.5 101.6 107.4 117.8
127.3 136.0 144.1 151.8 169.7 186.6];
T=[-36.9 -31.1 -26.4 -22.3 -18.8 -15.6 -12.7 -10.1 -7.6 -5.4 -3.2 -1.2
0.7 2.5 4.2 5.8 8.9 15.7 21.6 26.7 31.3 35.5 39.4 46.3 52.4 57.9 62.9
67.5 77.6 86.2];
hfg=[223.9 220.2 217.2 214.5 212.1 209.9 207.9 206.0 204.3 202.6 201.0 199.5
198.1 196.7 195.4 194.1 191.6 186.0 180.9 176.2 171.8 167.7 163.7 156.1
148.9 141.9 135.1 128.3 111.2 92.6];

h1=interp1(P,hf,P1);
hf1=interp1(P,hf,P2);
T1=interp1(P,T,P1);
T2=interp1(P,T,P2);
hfg1=interp1(P,hfg,P2);
x2 = (h1-hf1)/(hfg1);
DeltaT = T2-T1;
```

Şekil 6: Kısma vanası matematiksel modeli.

### 2.2. Formülasyon

Bu çalışmada, R134A tablosundan alınan değerler (Tablo 1) kullanılarak MATLAB Simulink uygulamasında bir kısma vanasını formüle edilmiş olup farklı giriş ve çıkış basınç değerlerine karşılık beklenen parametre değişimi çalışılmıştır.



**Tablo 1:** R134A Doymuş soğutucu akışkan-basınç tablosu.

|      |        |       |       |       |        |
|------|--------|-------|-------|-------|--------|
| P=   | [60    | 80    | 100   | 120   | 140    |
|      | 160    | 180   | 200   | 220   | 240    |
|      | 260    | 280   | 300   | 320   | 340    |
|      | 360    | 400   | 500   | 600   | 700    |
|      | 800    | 900   | 1000  | 1200  | 1400   |
|      | 1600   | 1800  | 2000  | 2500  | 3000]  |
| hf=  | [3.9   | 11.2  | 17.3  | 22.5  | 27.1   |
|      | 31.2   | 35.0  | 38.5  | 41.7  | 44.7   |
|      | 47.5   | 50.2  | 52.8  | 55.2  | 57.5   |
|      | 59.8   | 64.0  | 73.4  | 81.5  | 88.8   |
|      | 95.5   | 101.6 | 107.4 | 117.8 | 127.3  |
|      | 136.0  | 144.1 | 151.8 | 169.7 | 186.6] |
| T=   | [-36.9 | -31.1 | -26.4 | -22.3 | -18.8  |
|      | -15.6  | -12.7 | -10.1 | -7.6  | -5.4   |
|      | -3.2   | -1.2  | 0.7   | 2.5   | 4.2    |
|      | 5.8    | 8.9   | 15.7  | 21.6  | 26.7   |
|      | 31.3   | 35.5  | 39.4  | 46.3  | 52.4   |
|      | 57.9   | 62.9  | 67.5  | 77.6  | 86.2]  |
| hfg= | [223.9 | 220.2 | 217.2 | 214.5 | 212.1  |
|      | 209.9  | 207.9 | 206.0 | 204.3 | 202.6  |
|      | 201.0  | 199.5 | 198.1 | 196.7 | 195.4  |
|      | 194.1  | 191.6 | 186.0 | 180.9 | 176.2  |
|      | 171.8  | 167.7 | 163.7 | 156.1 | 148.9  |
|      | 141.9  | 135.1 | 128.3 | 111.2 | 92.6]  |

MATLAB Simulink uygulamasında oluşturulan fonksiyon Formül 1 ile verilmiştir.

**function** [h1, hf, T1, T2, hfg, x2, DeltaT]=  
fcn(P1,P2) (Formül 1)

Denklemin sağ tarafı girdileri, sol tarafı ise çıktıları göstermektedir. Fonksiyon, Termodinamik 1. kanunundan hareketle giren ve

çıkan enerjilerin eşit olması esasına dayanarak oluşturulmuştur.

Isı, iş girişi, kinetik ve potansiyel enerjiler toplamının; ısı, iş çıkışı, açığa çıkan kinetik ve potansiyel enerjilerin toplamına eşit olduğu Formül 2 ile verilmiştir.

$$Q_g + \dot{W}_g + \sum \dot{m} \left( h_1 + \left( \frac{V_1^2}{2} \right) + gz + P_g V \right) =$$

$$Q_c + \dot{W}_c + \sum \dot{m} \left( h_2 + \left( \frac{V_2^2}{2} \right) + gz + P_c V \right) \text{ (Formül 2)}$$

$Q_g$  = Isı Girişi,  $\dot{W}_g$  = İş Girişi,  $Q_c$  = Isı Çıkışı,  $\dot{W}_c$  = İş Çıkışı,  $h$  = Bir sistemdeki enerjinin ölçüsü olan entalpi, alınan-verilen enerji miktarıdır.

Vanadaki işi gerçekleştirmek için iş giriş çıkışı olmadığından Formül 2'deki denklemde  $Q_g$  ve  $Q_c$  karşılıklı olarak birbirini götürmektedir. Yükseklik farkı da göz ardı edildiğinde potansiyel enerjiler ( $gz$ ) de birbirini götürmektedir. Kısma vanaları ana prensibine göre basınç azalıp hız artacağından akış enerjisinin de artacağı söylenebilir. Çıkış hızı yükselmiş olsa da hız mertebesi değersel olarak düşük olduğundan Kinetik Enerji ihmal edilebilir. Bu açıklamalardan hareketle, Formül 3 elde edilir.

$$u_1 + P_1 V_1 = u_2 + P_2 V_2 \quad \text{(Formül 3)}$$

$u_1$  ve  $u_2$  iç enerji (ısıl enerji) olmak üzere,  $P_1$  ve  $P_2$  akış enerjisini göstermektedir. İç enerji ve akış enerjisi ters orantılıdır. Bu eşitlikten hareketle ana vana denklemi elde edilir (Formül 4).

$$h_2 \cong h_1 \text{ (kJ/kg)} \quad \text{(Formül 4)}$$

Kısma vanalarında sıcaklığın azalması  $T_{çıkış}$ , bir diğer deyişle iç enerjinin de azaldığının

göstergesidir. Böylece  $P_2 V_2'$ 'nin artması beklenir. Bununla birlikte:

$h_1$ : Başlangıç Entalpisi (kJ/kg),

$h_f$ : Doymuş Sıvı Entalpisi (kJ/kg)

$T_1$ : Başlangıç Sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ ),

$T_2$ : Çıkış Sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )

$h_{fg}$ : Buhar Entalpisi (kJ/kg)

Delta T: Sıcaklık Farkı ( $^{\circ}\text{C}$ )

X2: Kuruluk Derecesi olarak tanımlanabilir.

Kuruluk derecesine değinmek gerekirse: Buharlaşıma sırasında suyun bir bölümü sıvı fazında, diğer bölümü ise buhar fazındadır. Bu karışım durumunda buhar kütesinin toplam kütleyle oranına kuruluk derecesi denir. Bu değer her zaman 0 ile 1 arasındadır. Doymuş sıvı halinde 0, doymuş buhar halinde ise 1'dir.

MATLAB Simulink uygulamasında hesaplamaların yapılabilmesi için kısma vanasına tanımlanan parametre değerleri Formül 5'teki interpolasyon yöntemini içermektedir. Buradaki gaye, bilinen değerlerden bilinmeyeni tayin etme esasına yöneliktir. Örnek vermek gerekirse P ve  $h_f$ 'den hareketle  $P_1$ ,  $P_1$ 'den hareketle  $h_1$  değeri atanmaktadır.

$h_1 = \text{interp1}(P, h_f, P_1)$ ;  $h_f = \text{interp1}(P, h_f, P_2)$ ;

$T_1 = \text{interp1}(P, T, P_1)$ ;  $T_2 = \text{interp1}(P, T, P_2)$ ;

$x_2 = (h_1 - h_f) / (h_{fg})$ ;

Delta T =  $T_2 - T_1$

$h_{fg}$  (buharlaşıma ısısı) =  $\text{interp1}(P, h_{fg}, P_2)$ ;  
(Formül 5)

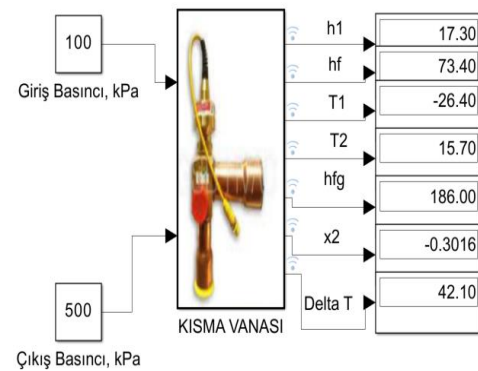
Buharlaşıma Isısı tanımını: İç potansiyel enerjiyi değiştirmek üzere, parçalama işi ve genişleme işi için harcanan ısıdır.

### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

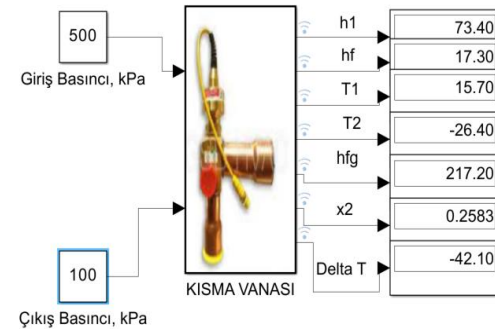
Bu başlık altında MATLAB Simulink uygulamasında koşturulan, farklı giriş ve çıkış basıncına (kPa) karşılık elde edilen  $h_1$ ,  $h_f$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $h_{fg}$ ,  $x_2$ , Delta T değerleri Tablo 2'de yer almaktadır.

**Tablo 2:** MATLAB Simulink hesaplama sonuçları.

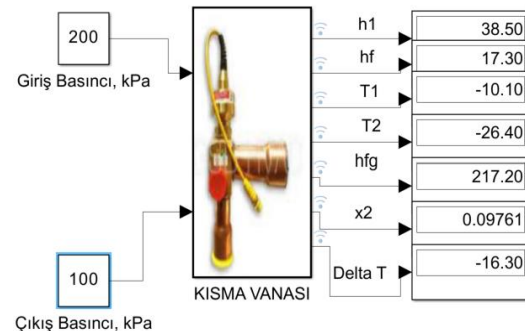
#### Örnek 1 (Ö1)



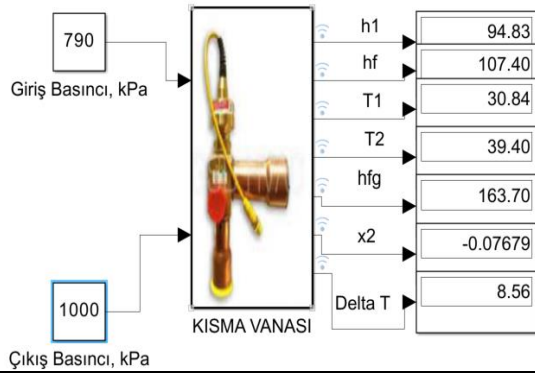
#### Örnek 2 (Ö2)



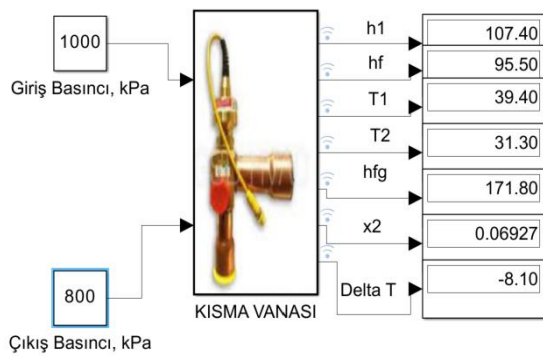
#### Örnek 3 (Ö3)



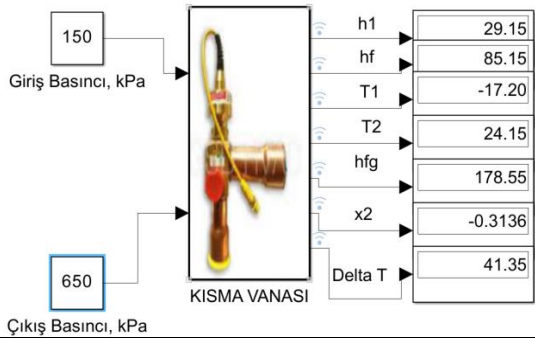
## Örnek 4 (Ö4)



## Örnek 5 (Ö5)



## Örnek 6 (Ö6)



Birinci örnekte 100 kPa giriş basıncı ve 500 kPa çıkış basıncı mevcuttur. Bu koşullar altında  $h_1$ : 17.30 kJ/kg,  $h_f$ : 73,40 kJ/kg,  $T_1$ : -26.40 °C,  $T_2$ : 15.70 °C,  $h_{fg}$ : 186 kJ/kg,  $x_2$ : -0.3016, Delta T: 42.10 °C olarak elde edilmiştir.

Örnek 2'de 500 kPa giriş basıncı ve 100 kPa çıkış basıncı ele alınmıştır. Bu koşullar altında  $h_1$ : 73,40 kJ/kg ve  $h_f$ : 17,30 kJ/kg  $T_1$ : 15.70 °C,

$T_2$ : -26.40 °C,  $h_{fg}$ : 217.20 kJ/kg,  $x_2$ : 0.2583, Delta T: -42.10 °C olarak elde edilmiştir.

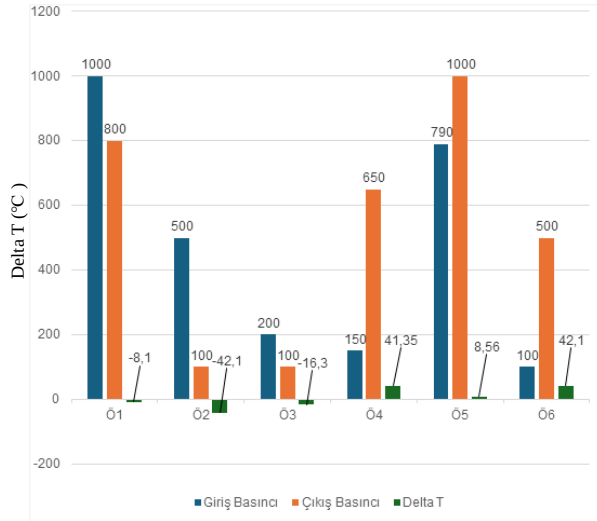
Üçüncü örnekte giriş basıncı: 200 kPa, çıkış basıncı: 100 kPa,  $h_1$ : 38.50 kJ/kg,  $h_f$ : 17.30 kJ/kg,  $T_1$ : -10.10 °C,  $T_2$ : -26.40 °C,  $h_{fg}$ : 217.20 kJ/kg,  $x_2$ : 0.09761, Delta T: -16.30 °C olarak elde edilmiştir.

Dördüncü örnekte giriş basıncı: 790 kPa, çıkış basıncı: 1000,  $h_1$ : 94.83 kJ/kg,  $h_f$ : 107.40 kJ/kg,  $T_1$ : 30.84 °C,  $T_2$ : 39.40 °C,  $h_{fg}$ : 163.70 kJ/kg,  $x_2$ : -0.07679, Delta T: 8.56 °C olarak elde edilmiştir.

Beşinci örnekte giriş basıncı: 1000 kPa, çıkış basıncı: 800 kPa,  $h_1$ : 107.40 kJ/kg,  $h_f$ : 95.50 kJ/kg,  $T_1$ : 39.40 °C,  $T_2$ : 31.30 °C,  $h_{fg}$ : 171.80 kJ/kg,  $x_2$ : 0.06927, Delta T: -8.10 °C olarak elde edilmiştir.

Altıncı örnekte giriş basıncı: 150 kPa, çıkış basıncı: 650 kPa,  $h_1$ : 29.15 kJ/kg,  $h_f$ : 85.15 kJ/kg,  $T_1$ : -17.20 °C,  $T_2$ : 24.15 °C,  $h_{fg}$ : 178.55 kJ/kg,  $x_2$ : -0.3136, Delta T: 41.35 °C olarak elde edilmiştir.

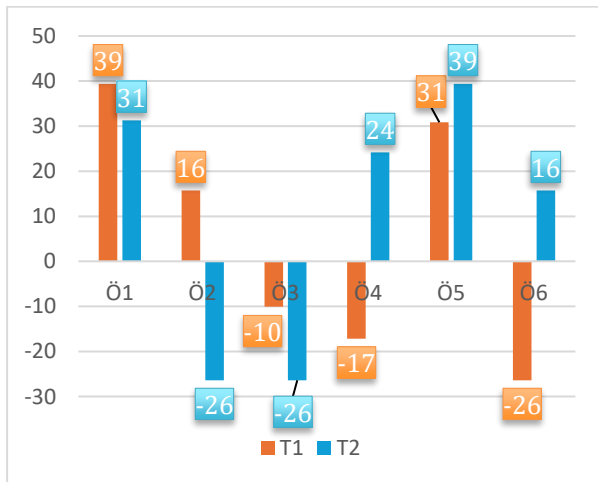
MATLAB Simulink uygulamasında koşturulan, farklı giriş ve çıkış basıncına (kPa) karşılık elde edilen  $h_1$ ,  $h_f$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $h_{fg}$ ,  $x_2$ , Delta T değerlerine yönelik bulgular tartışma kapsamında paylaşılmıştır. Bu analizde aktarılan Delta T parametresinin eksi olması, sıcaklık derecesinin azaldığını göstermektedir (Şekil 4).



**Şekil 4:** Giriş çıkış basıncı (kPa) ile delta T (°C) kıyası.

Delta T'nin negatif değerde olduğu, sıcaklığın azaldığı, ilk üç parametre incelendiğinde, çıkış basıncı değerinin giriş basıncı değerine göre düştüğü gözlemlenmiştir. Buradan hareketle, iç enerjinin düştüğü yorumu da yapılabilir. Kısmi Vanası çalışma prensibine göre ilk üç örnek doğru birer örnektir ve çıkış sıcaklığının azaldığı görülebilir. Bu aynı zamanda entropinin ve akış enerjisinin arttığını göstermektedir.

Delta T'nin pozitif değerde olduğu, sıcaklığın yükseldiği (Şekil 5), son üç parametre incelendiğinde, çıkış basıncı değerinin giriş basıncı değerine göre arttığı gözlemlenmiştir.

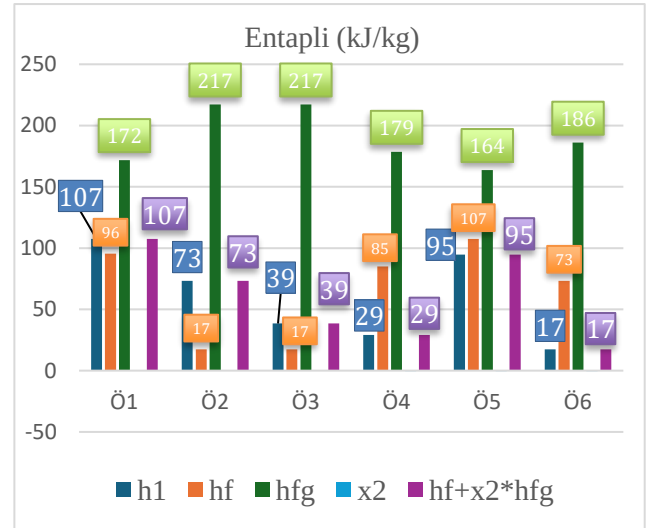


**Şekil 5:** Başlangıç T<sub>1</sub> ve çıkış T<sub>2</sub> sıcaklıkları (°C).

Şekil 4'te yer alan Delta T'ye ait sıcaklık değerleri Şekil 5 ile verilmiştir. Basınç entalpi diyagramında kısma vanasının basınç değişim eğiliminden de görüleceği üzere entalpinin değişmemesi beklenir. Entalpi hesabı Formül 6 ile verilmiştir.

$$h = h_f + x \cdot h_{fg} \quad (\text{Formül 6})$$

Formül 6'nın doğrulaması Şekil 6 ile verilmiştir. Entalpi, alınan/verilen enerji miktarı, dört örnekte de doğrulanmıştır.



**Şekil 6:** Örneklerin entalpi değer doğrulaması.

Buharlaştırma sırasında suyun bir bölümü sıvı fazında, diğer bölümü ise buhar fazındadır. Bu karışım durumunda buhar kütlelerinin toplam kütleyle oranına kuruluk derecesi denir (x2). Bu değer her zaman 0 ile 1 arasındadır. Doymuş sıvı halinde 0, doymuş buhar halinde ise 1'dir. Bu doğrultuda birinci, dördüncü ve altıncı örnekler incelendiğinde x2 değerinin negatif değerde olması böyle bir denklemin realitede mümkün olmadığını göstermektedir.

Kısma vanasının amacı soğutucu akışkanı buhar halinden sıvı haline dönüştürmek olduğu için realite iç enerjinin ve T<sub>çıkış</sub> değerinin azalması

beklenir. Bu durum T2, T1 değeri farkını gösteren Delta T parametresi ile de görülebilir. Delta T'nin negatif değerde olması sıcaklığın azaldığını göstermektedir. Bu durumun iki, üç ve beşinci örneklerde sağlandığı görülmüştür. Bu örneklerin ortak özelliği giriş basıncının çıkış basıncından yüksek olmasıdır.

Gerçek ortamda entropi sabit değildir. Entropi daima artar. Termodinamiğin ikinci kanunudur. Ortamda bir hareket, iş vardır. İkinci ve üçüncü örnekte giriş basıncı farklı olmasına rağmen çıkış basıncının aynı olması, buharlaşma ısı ve çıkış sıcaklığının da aynı olması sonucunu doğurmuştur.

İlk iki örnek incelendiğinde  $h_1/h_f$ ,  $T_1/T_2$  parametre değerlerinin yer değiştirdiği görülmüştür. Realitede ilk sistem mümkün olmasa da, formülasyon üzerinden yapılan bu sağlama başlangıç ve doymuş sıvı entalpi ve giriş çıkış sıcaklık değerinin giriş çıkış basıncı ile olan orantısını göstermiştir.

Yapılan bu çalışma MATLAB ortamında Simulink eklentisinin modüllerini kullanarak gerçek bir soğutma çevriminin matematiksel doğrulaması elde edilmiştir. Yapılan bu eşleşme sayesinde diğer gazlarında aynı yapı ve yöntem ile karşılaştırılabilir duruma getirilmesi literatüre katkı sağlamaktadır. Her gaz için farklı değerlerin çalışması gerçek bir soğutma çevriminde farklı gaz ve farklı sistemlerin çalıştırılarak değerlerinin denenmesi zaman alıcı ve masraflı bir iştir. Bir sistemin formül ve gerçek değerleri doğruluğu sağlandıktan sonra farklı tasarımlar içinde sistemi imal etmeye gerek duyulmayacaktır. Bu durumda tüm tasarım

mühendislerine oldukça zaman ve mali kazanç sağlayacaktır.

Dubey ve Mishra tarafından 2017 yılında yapılan çalışmada R22 ve R134a kıyası yapılmış ve R22'nin daha düşük sistem performansına neden olduğu, kompresörden daha fazla güç çektiği görülmüştür.

#### 4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, R134A akışkan değerlerinin termodinamik özellikleri MATLAB Simulink uygulamasında formüle edilmiştir. Bir kısma vanasının 6 farklı giriş ve çıkış basınç değerlerine karşılık beklenen parametre değişimi davranışı analiz edilmiştir. Literatürde yer alan kısma vanası davranışı ile MATLAB Simulink formülasyonunun doğrulaması yapılmıştır. Hesaplama sonuçları, giriş çıkış basınçları, sıcaklık farkı kıyası ve entalpi hesabı doğrulaması grafikler ile paylaşılmıştır.

Soğutma proseslerinde kullanılan kısma vanası çalışma prensibine göre belirlenmiş ikinci, üçüncü ve beşinci örnekler incelendiğinde doğru orantılı parametre sonuçları elde edilmiştir: Sistemlerin çıkış sıcaklığı azalmış, entropinin ve akış enerjilerinin ise arttığı tespit edilmiştir. İlk iki örnekteki  $h_1/h_f$  ve  $T_1/T_2$  oranlarının yer değiştirmesi, sistem parametrelerinin basınç ile olan orantısını vurgulamıştır. İlk üç örnekte, Delta T negatif olduğundan sıcaklık ve iç enerjinin düştüğü, basınç farkının giriş lehine olduğu görülmüştür. Bu, kısma vanası çalışma prensibi ile uyumlu olup entropi ve akış enerjisi artışını gösterir.

Delta T'nin negatif olması sıcaklığın azaldığını belirtir; bu durum, basınç düşüşü yaşanan örneklerde gözlenmiştir. Ayrıca, entropinin her



durumda artması gerektiğini belirten termodinamiğin ikinci yasası örnek sonuçlarıyla uyumludur. Giriş basıncının sırasıyla: 200 ve 1000 kPa, çıkış basıncından yüksek olduğu üçüncü ve beşinci örnekler üzerinden, giriş basınç değerinin yüksek olmasının başlangıç entalpi (sırasıyla  $h_1$ : 31.50, 107.4 kJ/kg) ve doymuş sıvı entalpi (sırasıyla  $h_f$ : 17.30, 95.50 kJ/kg) değerlerini doğrudan etkilediği görülmüştür. Çıkış sıcaklığının sırasıyla  $T_2$ : 39.40, 24.15 olarak yükseldiği gözlenen dördüncü ve altıncı örnekte çıkış basınç değerinin giriş basınç değerine göre fazla olduğu görülmüştür. Son üç örnekte, pozitif Delta T ile sıcaklığın arttığı ve çıkış basıncının giriş basıncından yüksek olduğu saptanmıştır. Basınç-entalpi diyagramında, kısma vanası sürecinde entalpi sabit kalmakta, formül 6 ( $h = h_f + x \cdot h_{fg}$ ) ile hesaplanan entalpi değerleri dört örnekte de doğrulanmaktadır.

Doymuş sıvı halinde 0, doymuş buhar halinde ise 1 değerini veren buharlaşma sırasındaki kuruluk derecesi ( $x_2$ ) değeri, bazı örneklerde negatif çıkmış ve bu, gerçekte mümkün olmadığı için analitik bir yanılgıya işaret etmiştir. Böylece, birinci: -0,3016, dördüncü: -0,076 ve altıncı: -0,31 sistem örneklerinin realitede mümkün olmadığı görülmüş olup formül tutarlılığı tespit edilmiştir.

#### TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGMENTS)

Bu araştırma hiçbir dış finansman almamıştır. Ancak Yazılım imkanları kullanılan Milli Savunma Üniversitesi Kara Harp Okulu Makine Mühendisliği Bölümü, Milli Savunma Üniversitesi Deniz Harp Okulu Bilgisayar Mühendisliği Bölümü ve Alparslan Savunma Bilimleri ve Millî Güvenlik Enstitüsü'ne teşekkür ederiz.

#### YAZAR KATKILARI (AUTHOR CONTRIBUTIONS)

**Faruk KILIÇ:** Kuramsal tasarım, Metodoloji, MATLAB Simulink ile soğutma sistemi tasarımı ve analizi, gözden geçirme, onay.

**Hande ERKAYMAZ:** Metodoloji, MATLAB Simulink ile soğutma sistemi tasarım, simülasyon ve analizi, gözden geçirme.

**Büşra NAMLIOĞLU:** Literatür araştırması, görselleştirme, gözden geçirme ve yazma.

#### ÇIKAR ÇATIŞMALARI (CONFLICTS OF INTEREST)

Yazarlar, herhangi bir çıkar çatışması olmadığını beyan eder.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Y. A. Kara, S. Akın, "Soğutma Deneyi Föyü," Makine Mühendisliği Bölüm Başkanlığı, Bursa Teknik Üniversitesi. (Erişim: 04.10.2025).
- [2] E. Demirci, M. Özkaymak, M. Koşan, A. E. Akkoç, M. Aktaş, "Doğal Soğutucu Akışkan Kullanımında Gelişmeler," Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi, vol. 6, no. 3, pp. 184-199, 2020. <https://dx.doi.org/10.30855/gmbd.2020.03.02>
- [3] Ü. Şahin, "Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Elemanları," Erişim: 13 Nisan 2024. [https://prezi.com/j72\\_eo7ars0n/buhar-skstrmal-mekanik-sogutma-cevrimi/](https://prezi.com/j72_eo7ars0n/buhar-skstrmal-mekanik-sogutma-cevrimi/)
- [4] H. Bulgurcu, "Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimleri," Erişim: 13 Nisan 2024. <https://deneysan.com>
- [5] A. Y. Koç, A. Bahadıroğlu, B. N. Atay, Ü. Ünver, "Soğutucu Akışkan Performanslarının Farklı Kriterlere Göre Karşılaştırılması," Koç Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, vol. 4, no. 1, pp. 22-31, 2021.
- [6] M. Aktaş ve ark., "Performance Analysis of Food Refrigeration System Without Defrost Operation: Eco-Design Approach," Journal of Food Process Engineering, vol. 48, no. 2, 2025. <https://doi.org/10.1111/jfpe.70058>

- [7] B. O. Bolaji, Z. Huan, "Thermodynamic analysis of the performance of a vapour compression refrigeration system, working with R290 and R600a mixtures," *Scientia Iranica B*, vol. 20, no. 6, pp. 1720-1728, 2013.
- [8] F. Alsouda, N. S. Bennett, S. C. Saha, F. Salehi, M. S. Islam, "Vapor Compression Cycle: A State-of-the-Art Review on Cycle Improvements, Water and Other Natural Refrigerants," *Clean Technologies*, vol. 5, no. 2, pp. 584-608, 2023.  
<https://doi.org/10.3390/cleantechnol5020030>
- [9] H. V. Sihombing, H. Ambarita, W. Naibaho, E. Y. Setiawan, "Effect of multi-stages vapor compression refrigeration cycle using refrigerant R32 for Air-Conditioning unit," *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, vol. 725, 012017, 2020. DOI:10.1088/1757-899X/725/1/012017
- [10] B. Kılıç, O. İpek, "Performance analysis of vapor compression refrigeration system using mixed refrigerant R410A," *International Journal of Energy Applications and Technologies*, vol. 8, no. 2, pp. 60-64, 2021.  
<https://doi.org/10.31593/ijeat.870203>
- [11] K. K. Dubey, R. S. Mishra, "Thermodynamic study of R134a in Vapour Compression Refrigeration System in Summer Climate," *International Journal of Research in Engineering and Innovation (IJREI)*, vol. 1, no. 2, pp. 49-53, 2017.
- [12] A. M. Kaya, "Thermodynamical Study and Taguchi Optimization of a Two-Stage Vapor Compression Refrigeration System," *Thermal Science*, vol. 26, no. 5A, pp. 3951-3963, 2022.  
<https://doi.org/10.2298/tsci211111054k>
- [13] H. Ambarita, H. V. Sihombing, "The optimum intermediate pressure of two-stages vapor compression refrigeration cycle for Air-Conditioning unit," *IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conference Series*, vol. 978, 012098, 2018.  
<https://doi.org/10.1088/1742-6596/978/1/012098>
- [14] A. M. Kaya, "Çok Kademeli Buhar Sıkıştırılmalı İdeal Soğutma Çevrimlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar Kullanarak Enerji ve Ekserji Analizi," *BŞEÜ Fen Bilimleri Dergisi*, vol. 8, no. 1, pp. 42-55, 2021.  
<https://doi.org/10.35193/bseufbd.826970>
- [15] H. M. Ali, S. A. Kadhim, O. A. A. İbrahim, "Evaluating Refrigerant Purity Characteristics: An Experimental Approach to Assess Impact on Vapor-Compression Refrigeration System Performance," *Mechanical Engineering Department, University of Technology, Baghdad, Iraq*, 2021. <https://doi.org/10.18280/ijht.410410>
- [16] E. Ünver, "Soğutma Sistemi Kılcal Boru Emiş Hattı Isı Değiştiricisinin Sayısal ve Deneysel Modellenmesi," *Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye*, 2011.
- [17] A. Khan, C. R. Bradshaw, "Quantitative Comparison of the Performance of Vapor Compression Cycles with Various Means of Compressor Flooding," *International Compressor Engineering Conference, Paper 2739*, 2022. <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2739>
- [18] A. N. Khudaiwala, "Factors affecting the performance of Vapour Compression Refrigeration System - A Review," *Journal of Emerging Technologies and Innovative Research (JETIR)*, vol. 5, no. 8, 2018.
- [19] K. Bilen, K. Dağdır, E. Arcaklıoğlu, "Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde R134a Yerine R1234yf ve R1234yf/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ile R1234yf/CNTs Nanosoğutucu Akışkanların Kullanımının Termodinamiğin I. ve II. Kanunları Bakımından Teorik Olarak İncelenmesi," *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, vol. 7, no. 3, pp. 183-195, 2021.
- [20] N. Upadhyay, "Analytical Study of Vapour Compression Refrigeration System Using Diffuser and Subcooling," *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, vol. 11, no. 3, pp. 92-97, 2014.
- [21] H. Bayram, "Elektrikli Taşıtlar İçin İklimlendirme Sistemlerinde Performans ve Enerji Kullanımı Açısından İyileştirme Yöntemlerinin Araştırılması," *Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa Uludağ Üniversitesi, Bursa, Türkiye*, 2019.
- [22] K. Seka, "İki Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin I. ve II. Kanun Analizleri," *Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Uludağ Üniversitesi, Bursa, Türkiye*, 2016.

- [23] E. Oğuz, "Hermetik Soğutucu Akışkan Kompresörlerinde Zamana Bağlı Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi," Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye, 2006.
- [24] N. Q. Minh, N. J. Hewitt, P. C. Eames, "Improved Vapour Compression Refrigeration Cycles: Literature Review and Their Application to Heat Pumps," 2006.
- [25] Ş. Ünal, T. Yılmaz, E. Cihan, O. Büyükalaca, "Ejektörlü Klima Sisteminde Soğutma Etkinliğinin Kütlesel Debi Oranı ile Değişimi," Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, vol. 28, no. 1, pp. 61-76, 2013.
- [26] A. K. S. Al-Sayyab, "Energy-Exergy Performance Comparison of an Ideal Vapor Compression Refrigeration Cycle using Alternatives Refrigerants of R134a for Low Potential of Global Warming," Basrah Journal for Engineering Sciences, vol. 17, no. 1, pp. 35-39, 2017. DOI:10.33971/bjes.17.1.5
- [27] A. Kalınış, A. Kurtul, B. Doğruöz, T. Mandal, "Sensörlü ve Şeffaf Kapaklı Buzdolabı Projesi," Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 2021. makina\_2165c.pdf (ktu.edu.tr) (Erişim: 04.10.2025).
- [28] R. Touaibi, H. Koten, "Energy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Cycle Using a New Generation Refrigerants with Low Global Warming Potential," Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences, vol. 87, no. 2, pp. 106-117, 2021. <https://doi.org/10.37934/arfmts.87.2.106117>
- [29] V. N. D. V. Ramana, P. S. Reddy, N. G. Murthy, M. Manoj, "Design Evaluation and Analysis of Vapor Compression Cooling Cycle With Change In Span of Condenser," International Journal of Science Engineering and Advance Technology (IJSEAT), vol. 5, no. 6, 2017.
- [30] K. Sumeru, "A Review on Sub-Cooling in Vapor Compression Refrigeration Cycle for Energy Saving," Jurnal Teknologi, vol. 81, no. 5, 2019. <https://doi.org/10.11113/jt.v81.13707>
- [31] E. İyim, A. Altınbaş, Ç. Almış, "Karbondiyoksit Akışkanlı Transkritik Soğutma Sistemlerinde Valf Seçim Kriterleri," 14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Türkiye, Nisan 17-20, 2019.