



Alınış tarihi (Received): 15.10.2024

Kabul tarihi (Accepted): 22.11.2024

## Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Sisteminin Performansının Yanıt Yüzeyi Metodolojisi ile Modellenmesi ve Optimizasyonu

Safiye Nur ÖZDEMİR<sup>1</sup>, Oğuzhan PEKTEZEL<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup>Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Sakarya, TÜRKİYE

<sup>2</sup>Tokat Gaziosmanpaşa Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Tokat, TÜRKİYE

\*Sorumlu yazar: [oguzhan.pektezel@gop.edu.tr](mailto:oguzhan.pektezel@gop.edu.tr)

**ÖZET:** Bu çalışmada, R404A gazı ile çalışan deneysel bir soğutma sisteminde yanıt yüzeyi metodolojisi (RSM) uygulanmış ve en iyi işletme parametrelerini belirlemek için optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Sistemin termodinamik performansının optimize edilmesi için gereken kritik parametreler evaporatör ve kondenser sıcaklıklarıdır. Bu nedenle, deney parametresi olarak evaporatör sıcaklığı  $-12^{\circ}\text{C}$ ,  $-8^{\circ}\text{C}$  ve  $-4^{\circ}\text{C}$  aralığında, kondenser sıcaklığı ise  $30^{\circ}\text{C}$ ,  $35^{\circ}\text{C}$  ve  $40^{\circ}\text{C}$  aralığında değişim göstermektedir. RSM yönteminde, kütleli debi ve COP maksimize edilmesi gereken yanıt değişkenleri olarak belirlenirken, kompresör çıkış sıcaklığı ve güç tüketimi minimize edilmesi gereken yanıt değişkenleri olarak tanımlanmıştır. Bu yöntem kapsamında, kütleli debi, COP, kompresör çıkış sıcaklığı ve kompresör güç tüketimini bağımsız parametrelere dayalı olarak belirleyecek ikinci mertebeden doğrusal olmayan denklemler türetilmiştir. RSM sonuçları, kompresör çıkış sıcaklığı, kütleli debi, kompresör güç tüketimi ve performans katsayısı (COP) için istatistiksel model ile deneysel veriler arasındaki maksimum sapma değerlerinin sırasıyla %0,40, %0,14, %0,81 ve %0,84 olduğunu ortaya koymaktadır. Optimizasyon sonuçlarına göre, maksimum kütleli debi  $7,37\text{ g/s}$ , maksimum COP  $2,37$ , minimum kompresör çıkış sıcaklığı  $60,559^{\circ}\text{C}$  ve minimum kompresör güç tüketimi  $403,246\text{ W}$ 'tır. Bu kapsamda  $-4^{\circ}\text{C}$  evaporatör ve  $30^{\circ}\text{C}$  kondenser sıcaklıkları optimum çalışma koşulları olarak belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler** – Soğutma sistemi, Yanıt yüzey metodolojisi, Optimizasyon

## Modeling and Optimization of Performance of Vapor Compression Mechanical Refrigeration System Using Response Surface Methodology

**ABSTRACT:** In this study, response surface methodology (RSM) was applied in experimental refrigeration system operating with R404A gas, and an optimization study was carried out to detect the best operational parameters. The critical parameters required to optimize the thermodynamic performance of the system are the evaporator and condenser temperatures. Therefore, the evaporator temperature varies between  $-12^{\circ}\text{C}$ ,  $-8^{\circ}\text{C}$  and  $-4^{\circ}\text{C}$ , and the condenser temperature ranges between  $30^{\circ}\text{C}$ ,  $35^{\circ}\text{C}$  and  $40^{\circ}\text{C}$  as experiment parameter. In the RSM method, mass flow rate and COP are determined as the response variables to be maximized, while compressor discharge temperature and power consumption are defined as the response variables to be minimized. Within the scope of this method, second-order nonlinear equations were derived to determine mass flow rate, COP, compressor discharge temperature and compressor power consumption based on independent parameters. RSM results reveal that the maximum deviation values between the statistical model and experimental data for compressor discharge temperature, mass flow rate, compressor power consumption, and coefficient of performance (COP) are 0.40%, 0.14%, 0.81%, and 0.84%, respectively. According to the optimization results, the maximum mass flow rate is  $7.37\text{ g/s}$ , the maximum COP is  $2.37$ , the minimum compressor discharge temperature is  $60.559^{\circ}\text{C}$ , and the minimum compressor power consumption is  $403.246\text{ W}$ . In this context,  $-4^{\circ}\text{C}$  evaporator and  $30^{\circ}\text{C}$  condenser temperatures were determined as optimum operating conditions.

**Keywords** – Refrigeration system, Response surface methodology, Optimization

## 1. Giriş

Soğutma uygulaması insanlığın konforlu yaşamı için günümüzde temel bir ihtiyaç haline gelmiştir. Isı pompası, soğutma ve iklimlendirme uygulamalarının temelini oluşturan buhar sıkıştırma teknolojisinde geçmişte uygun termofiziksel ve güvenlik özelliklerine sahip birçok farklı soğutucu gazdan faydalanılmıştır ve bu akışkanların soğutma sistemlerinin çalışması için oldukça büyük önem sahip oldukları söylenebilir (Belman-Flores ve ark. 2023). Soğutma sistemlerinin marketlerde ve evlerde gıda muhafazası, işyerlerinde ve sağlık kuruluşlarında iklimlendirme ve termal konfor uygulamaları gibi çeşitli uygulama alanına sahip oldukları bilinmektedir (Pektezel ve ark. 2023b).

Soğutma sektörü, gezegenimizin karşı karşıya olduğu sıcaklık artışına en çok sebep olan sektörlerden biri olup, 2018 yılında küresel sera gazı emisyonlarının %7,8'inden soğutma sistemlerinin sorumlu olduğu bildirilmiştir (Calleja-Anta ve ark. 2023). En son küresel antlaşmalar arasında olan Montreal Protokolü'ne eklenen Kigali Değişikliği ile birlikte hidroflorokarbon soğutucu gazların 2047 yılına kadar %80 oranında azaltılması ve yüzyılın sonuna kadar küresel sıcaklıkta gerçekleşecek 0,5 K'lik yükselişten kaçınılması amaçlanmaktadır (Calleja-Anta ve ark. 2022).

2010 yılında soğutma sektöründe kullanılan cihazların sayısının 2 milyarı evsel amaçlı ve 120 milyonu ticari amaçlı olmak üzere 2,12 milyarı geçtiği, ayrıca ev tipi buzdolapları ve dondurucuların yıllık üretiminin 170 milyon adet olduğu tahmin edilmektedir (Dupont ve ark. 2019). Enerji günümüz dünyasının en önemli konusu olmakla birlikte enerji kapasitesi ve tüketimi ulusların gelişmişlik düzeyinin bir göstergesidir (Erzen ve ark. 2022). Dünya genelinde gerçekleşen enerji tüketimindeki ana paylardan bir tanesi soğutma sistemleridir ve dünyadaki enerji tüketiminin %17'si soğutma uygulamalarından kaynaklanmaktadır (Das ve ark. 2022). Dünya nüfusunun artmasıyla birlikte soğutma ve iklimlendirmeye olan talebin de artması olağandır. Örnek olarak Çin'de 1990 yılında nüfusun sadece yüzde 1'i klimaya sahipken 2009 yılına gelindiğinde bu oranın yüzde 100'e çıktığı görülmüştür (Das ve Pektezel 2022).

Hermetik cihazlar genellikle R22, R-134A, R-404A ve R-507A ile veya bazı yeni uygulamalarda R-290 ile çalışmaktadır, ancak ticari soğutma vitrinlerinde tüm sıcaklık seviyelerinde en çok yararlanan soğutucu gazlardan bir tanesi R-404A'dır (Llopis ve ark. 2019). Sıfır ozon seyreltme potansiyeli, yanıcılık özelliği olmaması, toksisitesi bulunmaması ve enerji verimliliğinin yüksek olması gibi çeşitli özelliklere sahip olan R404A soğutucu gazı, geçtiğimiz yıllarda R22 ve R502 ticari soğutma sistemlerinde alternatif soğutucu akışkan olarak yaygın şekilde faydalanılmıştır (Zhang ve ark. 2022). Hidroflorokarbon grubuna dahil olan R404A'nın dezavantajı yüksek küresel ısınma potansiyeline sahip olmasıdır ve bu nedenle önümüzdeki yıllarda kademeli olarak soğutma sistemlerinde kaldırılması planlanmaktadır. R404A soğutucu gazı R143A, R125 ve R134A akışkanlarından oluşmaktadır ve -46,22°C'lik normal kaynama noktasına sahip olması nedeniyle düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır (Pektezel ve ark. 2023a). R404A'nın kullanıldığı sistemlere örnek olarak buzdolapları, dondurucular, soğuk hava depoları ve nakliye taşımacılığı gibi ticari uygulamalar örnek verilebilir. Ticari soğutma sektörü, dünya HFC tüketiminin yaklaşık %32'sini, soğutma/klima sektörlerindeki HFC tüketiminin ise %40'ını oluşturmaktadır (Llopis ve ark. 2017). İleriki yıllarda küresel ısınmaya en az neden olacak soğutucu akışkanların üretilmelerinin ve soğutma sistemlerinde kullanımlarının yaygınlaşması beklenmektedir.

Literatürde soğutma sistemlerinde çeşitli deneysel çalışmalar yapılmıştır. Mota-Babiloni ve ark. (2015) R448A ve R404A gazlarının performansını bir soğutma sisteminde deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Donma koşullarında R448A'nın enerji tüketiminin R404A'ya göre yaklaşık %26 daha az olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca R448A'nın COP değerinin  $-8^{\circ}\text{C}$  sıcaklıkta R404A'ya göre %6 ile %15 aralığında daha yüksek olduğu bulunurken soğutma kapasitesinin ise aynı sıcaklıkta R404A'ya kıyasla %1 ile %6 aralığında daha düşük olduğu belirlenmiştir. Zhang ve ark. (2022) RTJU-Z isimli ve R32/R134a/CF3I/R1234yf/R152a gazlarından oluşan yeni soğutucu gaz karışımının performansını R404A ile bir soğuk hava deposu soğutma sisteminde deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Çeşitli sıcaklıklarda RTJU-Z gazının R404A'ya kıyasla %2,15 ile %5,71 aralığında daha fazla COP sağladığı saptanmıştır. RTJU-Z gazının optimum şarj miktarının R404A'dan %11,76 daha düşük olduğu belirlenmiştir.  $-20^{\circ}\text{C}$  ile  $10^{\circ}\text{C}$  aralığında soğutma kapasitesi açısından karşılaştırma yapıldığında ise RTJU-Z ile R404A arasında önemli bir fark bulunmadığı sonucuna varılmıştır. Llopis ve ark. (2017) ticari bir soğutma sisteminde R407H ve R404A soğutucu akışkanlarının performansı deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Deney parametreleri olarak  $-20^{\circ}\text{C}$  ürün sıcaklığı ve  $25^{\circ}\text{C}$ ,  $35^{\circ}\text{C}$  ve  $45^{\circ}\text{C}$  yoğuşturucu sıcaklıkları kullanılmıştır. Sisteme R407H şarj edildiğinde kompresörün güç tüketiminin R404A'ya göre ortalama %7,3 oranında azaldığı belirlenmiştir. Ancak R407H kullanıldığında kompresör çıkış sıcaklığında R404A'ya kıyasla  $13.8\text{ K}$ 'e varan yükselişler olduğu kaydedilmiştir. Yıldırım ve ark. (2021) R404A gazına alternatif olarak R454C soğutucu akışkanının enerji performansını incelemişlerdir. İşletme parametresi olarak  $-15^{\circ}\text{C}$  ile  $5^{\circ}\text{C}$  arasında değişen buharlaştırıcı sıcaklıkları ve  $35^{\circ}\text{C}$  yoğuşturucu sıcaklığı kullanılmıştır. Sonuçlar R404A'nın yüksek yoğunluğu sebebiyle kütleli debisinin R454C'ye kıyasla %18,5 daha yüksek olduğunu ortaya koymuştur. Kompresör güç tüketiminde ise R404A gazı R454C'ye kıyasla %2,8 ile %4,5 aralığında artışa neden olmuştur. Ayrıca R454C soğutucu gazının COP değerinin R404A'dan %4 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Devocioğlu ve Vedat (2021)  $-4^{\circ}\text{C}$  ve  $+4^{\circ}\text{C}$  buharlaştırıcı sıcaklıkları ile  $30^{\circ}\text{C}$  ve  $50^{\circ}\text{C}$  yoğuşturucu sıcaklıklarının deney parametresi olarak kullanıldığı bir soğutma sistemi için R404A ve R454C gazlarının performans karşılaştırmasını yapmışlardır. Sonuçlar buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça soğutma kapasitesinin, kompresör güç tüketiminin ve COP'nin arttığını, kompresör çıkış sıcaklığının ise azaldığını ortaya koymuştur. R454C'nin COP değerinin R404A gazına kıyasla %10 daha fazla olduğu belirlenmiştir. Ancak R454C'nin soğutma kapasitesinin R404A'dan %6 daha az olduğu saptanmıştır. Kompresör güç tüketiminde ise R454C gazı R404A'ya kıyasla %15 daha az güç tüketmiştir. Yılmaz ve Onat (2024) R404A, R134A, R32 ve R290 soğutucu akışkanlarının performansını klima sisteminde karşılaştırmışlardır. Kompresör sıkıştırma oranı R134A için 3,893, R404A için 3,36, R290 için 3,2 ve R32 için 3,41 olarak hesaplanmıştır.  $10^{\circ}\text{C}$  evaporatör ve  $40^{\circ}\text{C}$  yoğuşturucu sıcaklıkları işletme parametrelerinde kütleli debi R134A için 37,77 kg/h, R404A için 52,19 kg/h, R290 için 21,05 kg/h ve R32 için 27,1 kg/h olarak hesaplanmıştır. Aynı işletme parametrelerinde kompresör güç tüketimi R134A için 0,541 kW, R404A için 0,547 kW, R290 için 0,513 kW ve R32 için 0,38 kW olarak hesaplanmıştır.

Literatürde soğutma sistemlerinde yanıt yüzey metodolojisinin uygulanması ve performans optimizasyonu ile ilgili çalışmalar oldukça sınırlı olmakla birlikte bazı çalışmalar bulunmaktadır. Borikar ve ark. (2021) R134A soğutucu gazı ile çalışan ev tipi bir buzdolabının performansı üzerinde etkili olan faktörleri değerlendirmek amacıyla deney tasarımı metodunu uyguladılar. Deney sayısını tanımlamak için Box-Behnken tekniğini kullandılar ve ikinci dereceden bir model oluşturdular. Taze gıda bölmesi sıcaklığı, ortam sıcaklığı ve ısı yükü giriş parametreleri olarak seçilirken, buzdolabının günlük enerji tüketimi ve COP değeri yanıt parametreleri olarak kullanılmıştır. Çalışmada ortam

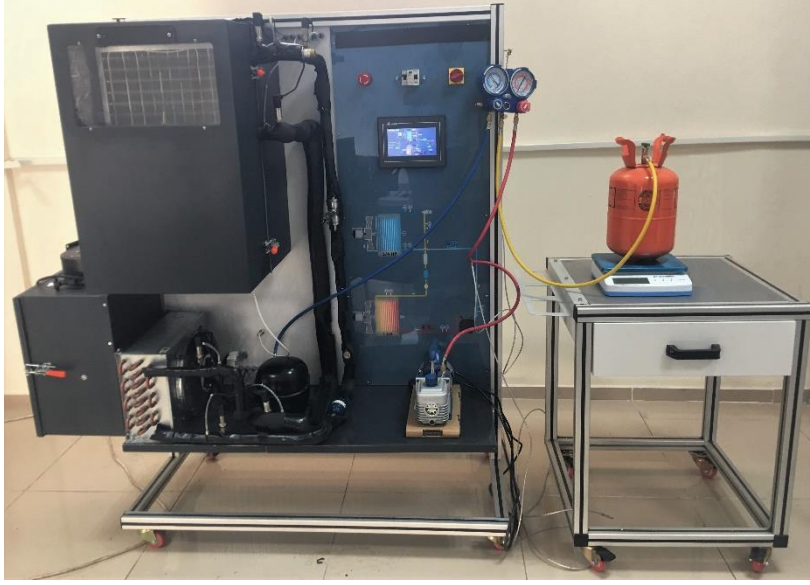
sıcaklığının yanıt parametresi üzerinde ısı yükü ve taze gıda sıcaklığından daha büyük bir etkisi olduğu sonucuna varılmıştır. Oluşturulan modelin  $R^2$  değerinin deneysel veri setindeki 0,995'lik  $R^2$  değeri ile yüksek uyum gösterdiği belirlenmiştir. Li ve ark. (2023) Box-Behnken tasarımını kullanarak yanıt yüzey metodolojisini bir soğutma sisteminde uygulamışlardır. RSM ile yapılan analiz sonucunda elde edilen optimum parametreler ile enerji tüketiminde optimizasyon yapılmayan temel duruma kıyasla %8,4'lük bir azalma elde edilebileceği sonucuna varılmıştır. Kayes ve ark. (2024) üç aşamalı kaskad soğutma sisteminde yanıt yüzey metodolojisini uygulamışlardır. Buharlaştırıcı sıcaklığı, düşük ve orta sıcaklıktaki çevrimlerin yoğunlaştırıcı sıcaklıkları, kaskad eşanjörü sıcaklık farkı ve yoğunlaştırıcı sıcaklığı girdi parametreleri olarak kullanılmıştır. Tasarımda yanıt parametreleri olan toplam tesis maliyeti oranının minimize, COP ve ekserji veriminin ise maksimize edilmesi amaçlanmıştır. Sonuçlar buharlaştırıcı sıcaklığı ve kaskad eşanjörü sıcaklık farkının toplam tesis maliyeti üzerinde etkili olduğunu ortaya koymuştur. COP ve ekserji verimi üzerinde ise buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı sıcaklıklarının kritik öneme sahip oldukları belirlenmiştir. Optimum koşullar buharlaştırıcı sıcaklığı için  $-101,023^{\circ}\text{C}$ , yoğunlaştırıcı sıcaklığı için  $36,545^{\circ}\text{C}$ , düşük sıcaklıktaki çevrimin yoğunlaştırıcı sıcaklığı için  $-69,047^{\circ}\text{C}$  ve orta sıcaklıktaki çevrimin yoğunlaştırıcı sıcaklığı için  $-34,651^{\circ}\text{C}$  olarak belirlenmiş ve bu koşullar altında COP 0,71, ekserji verimi ise 0,51 olarak tespit edilmiştir.

Enerjiyi daha verimli kullanmak için soğutma sistemlerinin performansının iyileştirilmesi kritik bir konudur. Halihazırda soğutma sistemlerinde sıklıkla kullanılan soğutucu gazların performanslarının optimize edilmesi çevresel ve ekonomik açıdan önem arz etmektedir. Literatürdeki önceki çalışmalara bakıldığında genellikle çeşitli tipteki soğutucu gazların sadece enerji performansı analizleri yapıldığı anlaşılmaktadır. Araştırmacıların soğutma sisteminde sirküle eden soğutucu akışkanların deneysel çıktılarına herhangi bir optimizasyon analizi yapmadan sundukları görülmektedir. Bu çalışmanın özgünlüğü ise merkezi kompozit tasarımının kullanıldığı yanıt yüzey metodolojisi yaklaşımıyla R404A gazı ile çalışan bir soğutma sisteminin performansının optimize edilmesi ve en iyi işletme parametrelerinin belirlenmesidir. Bu kapsamda soğutma sistemlerinin performansının yanıt yüzey metodolojisi ile optimize edilmesi noktasında literatürde eksiklik bulunmaktadır.

## 2. Materyal ve Yöntem

Şekil 1 buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma test düzeneğini göstermektedir. Sistemin dört ana elemanı hermetik kompresör, borulu kanatçıklı tip yoğunlaştırıcı, kısılma vanası olarak görev yapan otomatik genişleme valfi ve borulu kanatçıklı tip buharlaştırıcıdır. Kompresör 600 W gücündedir. Buharlaştırıcı 3/4 HP, yoğunlaştırıcı ise 1 HP kapasitesindedir. Sistemin yardımcı elemanları  $\pm 1\%$  doğruluk değerine sahip ve 0.1 ile 10 litre/dak aralığında ölçüm yapabilen hacimsel debimetre,  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$  doğrulukta ve  $-50^{\circ}\text{C}$  ile  $+230^{\circ}\text{C}$  aralığında ölçüm yapabilen PT100 tipi sıcaklık sensörleri,  $\pm 0,3\%$  doğruluk değerine sahip ve 0 ile 100 bar aralığında ölçüm yapabilen basınç sensörleri,  $\pm 1\%$  doğrulukta ve 0 ile 4000 W aralığında ölçüm yapabilen wattmetre, gaz değişimi sırasında sistemi temizlemek için kullanılan vakum pompası, filtre kurutucu ve gözetleme camıdır. Sistemde bulunan sıcaklık ve basınç sensörleri test düzeneğinin dört ana elemanının giriş ve çıkışlarına konumlandırılmıştır. Ayrıca bu sensörler bakır borular içerisinden geçen soğutucu akışkan ile temas ederek en doğru ölçüm sonucunun alınmasını sağlamaktadırlar. Sistemin sıvı hattına monte edilen türbin tip debimetre ile hacimsel debi ölçümü yapılmış, sonrasında ise ölçülen hacimsel debi yoğunluk ile çarpılarak kütleli debi elde edilmiştir. Sistemden elde edilen debi, sıcaklık, basınç ve güç tüketimi ölçümleri bilgisayara datalogger ile her saniyede bir veri

alacak şekilde kaydedilmiştir. Sistemdeki bütün kontroller PLC ekran üzerinden yapılmıştır.



Şekil 1. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi  
Figure 1. Vapor compression mechanical refrigeration system

Deneylerde hedeflenen sıcaklıklara ulaşılması birkaç adımda gerçekleştirilmiştir. Soğutucu akışkanın sıcaklık sensörü ile buharlaştırıcı girişinde ölçülen sıcaklığı anlamına gelen buharlaştırıcı sıcaklığı sisteme gaz basılmasının ardından düşmeye başlamaktadır. Bundan sonra kısımla vanası alyan anahtarı ile çevrildiğinde buharlaştırıcı sıcaklığında ciddi düşüşler meydana gelmektedir. İstenilen sıcaklık değerine hassas bir şekilde ulaşmak için buharlaştırıcı fanının devri invertör sayesinde değiştirilmiştir, ayrıca soğutma kabinine bir rezistans ile ısı yük sağlanmıştır. Soğutucu akışkanın sıcaklık sensörü ile yoğuşturucu çıkışında ölçülen sıcaklığı anlamına gelen yoğuşturucu sıcaklığı için gerekli ayarlamalar yoğuşturucu fanının devrinin invertör ile değiştirilmesi ile yapılmıştır. Bu noktada düşük yoğuşturucu çıkış sıcaklığı için fan devrinin artırılması sağlanarak soğutucu gaz ile ortam havası arasındaki ısı aktarımı yükseltilmiş, yüksek yoğuşturucu çıkış sıcaklığı için ise fan devrinin azaltılması sağlanarak soğutucu gaz ile ortam havası arasındaki ısı aktarımı azaltılmıştır.

Deneyler R404A gazı kullanılarak yapılmıştır. Termodinamik hesaplar için gerekli olan ölçüm verileri stabil koşullarda alınmıştır. Veri doğruluğu için deneyler üç sefer tekrarlanmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarındaki maksimum  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$  aralığındaki dalgalanmalar veri seçimi için kıstas olmuştur.

Denklem 1 soğutma kapasitesini göstermektedir. Soğutma kapasitesi hesabında kütleli debi ile buharlaştırıcıdaki entalpi farkının çarpımı kullanılmaktadır.

$$\dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı}} = \dot{m}(h_{\text{buharlaştırıcı, çıkış}} - h_{\text{buharlaştırıcı, giriş}}) \quad (1)$$

Denklem 2 ile soğutma sisteminin performans katsayısı yani COP hesaplanmaktadır. COP, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne bölünmesi ile tespit edilmektedir.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{buharlaştırıcı}}}{W_{\text{kompresör}}} \quad (2)$$

Çizelge 1’de tüm ölçümlerin belirsizlik değerleri gösterilmektedir.

Çizelge 1. Ölçümlerin belirsizlik değeri  
Table 1. Uncertainty of measurements

Ölçüm	Belirsizlik
Debi	±0,7 %
Sıcaklık	±0,6 °C
Basınç	±0,03 bar
Kompresör Güç Tüketimi	±0,3 %

## 2.1. Yanıt Yüzeyi Metodolojisi

Box ve Wilson tarafından 1951 yılında geliştirilen Yanıt Yüzeyi Metodolojisi (RSM), çok değişkenli problemlerin çözümüne yönelik istatistiksel bir yöntemdir. Bu yöntem, deneysel verileri elde etmek amacıyla uygun bir deney tasarımı kullanılarak gerçekleştirilir ve değişkenler arasındaki ilişkilerin modellenmesiyle optimum koşulların belirlenmesine olanak sağlar (Box ve Wilson 1992). Girdi faktörleri ile yanıt parametreleri arasındaki fonksiyonel ilişkiyi modellemek amacıyla ikinci dereceden regresyon denklemi kullanılmaktadır. Regresyon denkleminin analizi aracılığıyla, optimum işletme parametreleri belirlenmektedir. Yanıt değişkeni Y ile girdi faktörleri  $x_1, x_2, \dots, x_k$  arasındaki ilişki aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$Y = f(x_1, x_2, \dots, x_k) + \varepsilon \quad (3)$$

Bu eşitlikte, f yanıt değişkeni ile girdi faktörleri arasındaki doğrusal olmayan ilişkiyi temsil eden ikinci dereceden bir polinom fonksiyonunu ifade ederken,  $\varepsilon$  hata terimini göstermektedir. İkinci mertebeden fonksiyon, doğrusal, kuadratik ve etkileşim terimlerini içerecek şekilde Denklem 4’te verilmiştir (Ozdemir ve ark. 2023).

$$Y = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i x_i + \sum_{i=1}^k a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^k \sum_{j>1} a_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (4)$$

Burada,  $a_0, a_i, a_{ii}$  ve  $a_{ij}$  bilinmeyen regresyon katsayılarını ve  $x_i, x_j$  girdi faktörlerini ( $i = 1, 2, \dots, k$ ) ve ( $j = 1, 2, \dots, k$ ) ifade etmektedir. Merkezi kompozit tasarım (CCD), deney sayısını belirlemek ve incelenen faktörlerin etkilerini değerlendirmek amacıyla kullanılan deneysel tasarım yöntemlerinden biridir.

## 3. Bulgular ve Tartışma

Şekil 2’de, soğutma sisteminin performansını değerlendirmek amacıyla gerçekleştirilen deneysel ve istatistiksel tahminlere ait değerlerin, kompresör çıkış sıcaklığı, soğutucu akışkanın kütleli debisi, kompresör güç tüketimi ve COP gibi yanıt parametreleri için dağılımı gösterilmektedir. Deneysel veri noktalarının köşegen çizgisi boyunca yakından hizalanması, deneysel veriler ile istatistiksel tahminler arasında yüksek düzeyde bir uyumun bulunduğunu ortaya koymaktadır. Regresyon denklem modelleri, bağımlı ve bağımsız değişkenler arasındaki ilişkiyi etkili bir şekilde tanımlamak için istatistiksel analizde kullanılan temel araçlardır. Bu modeller, bağımsız değişkenlerin değerlerine dayanarak bağımlı değişkendeki değişimlerin tahmin edilmesini veya açıklanmasını amaçlamaktadır. Çalışmada, kompresör çıkış sıcaklığı (R1), kütleli debi (R2), kompresör güç tüketimi (R3)

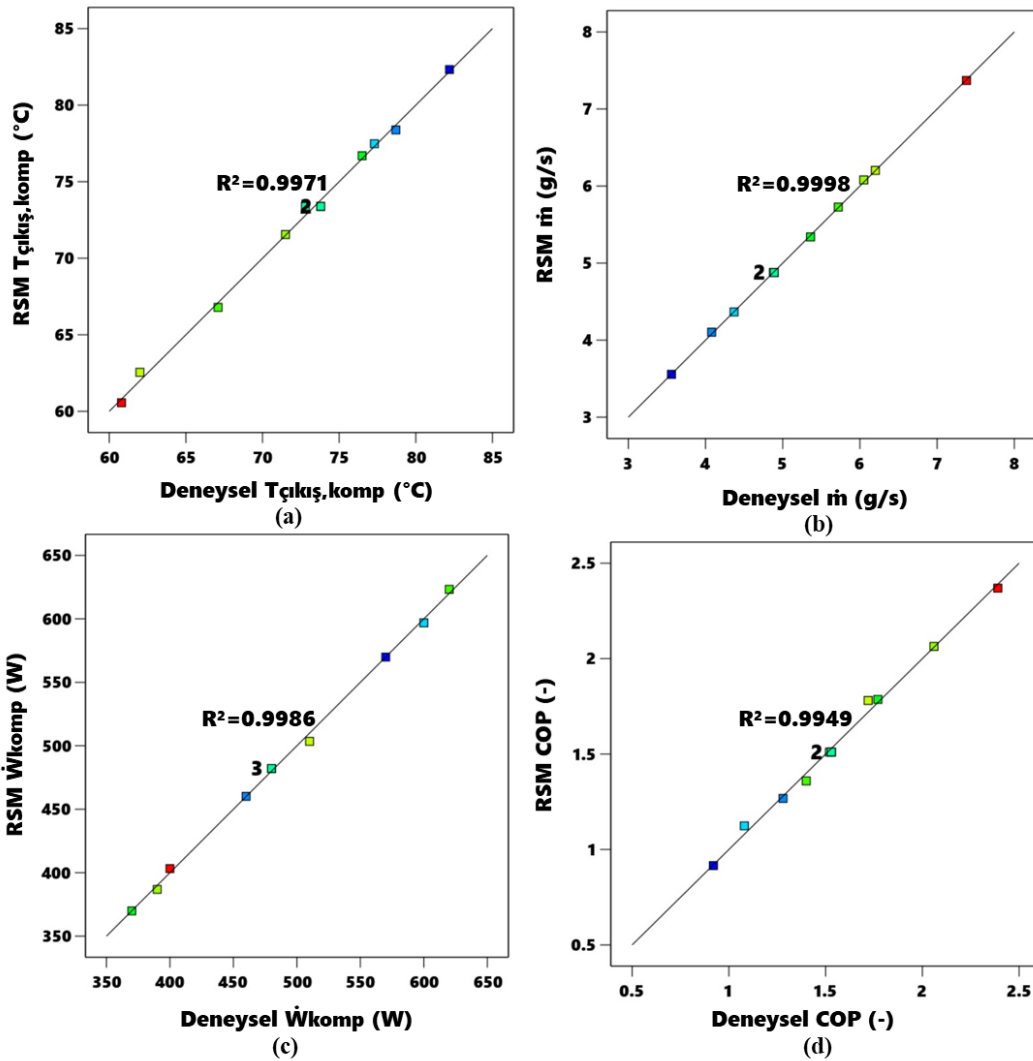
ve COP (R4) olmak üzere dört yanıt değişkeni belirlenmiştir. İlgili yanıt değişkenlerinin ikinci dereceden regresyon modelleri aşağıdaki denklemlerde tanımlanmıştır.

$$R1=+78.18421-5.16535 \cdot A-2.50035 \cdot B+0.007500 \cdot A \cdot B-0.182730 \cdot A^2+0.045053 \cdot B^2 \quad (5)$$

$$R2=+30.50351+0.476513 \cdot A-1.12407 \cdot B+0.001750 \cdot A \cdot B+0.017204 \cdot A^2+0.013811 \cdot B^2 \quad (6)$$

$$R3=+196.49123-3.59649 \cdot A-4.26316 \cdot B+0.250000 \cdot A \cdot B-0.016447 \cdot A^2+0.38947 \cdot B^2 \quad (7)$$

$$R4=+9.95912+0.139101 \cdot A-0.342316 \cdot B-0.001750 \cdot A \cdot B+0.000855 \cdot A^2+0.003347 \cdot B^2 \quad (8)$$



Şekil 2. Deneysel ve tahmin edilen değerlerin a) kompresör çıkış sıcaklığı, b) kütleli debi, c) kompresör güç tüketimi ve d) COP için karşılaştırılması

Figure 2. Comparison of experimental and predicted values for a) compressor discharge temperature, b) mass flow rate, c) compressor power consumption and d) COP

Varyans analizi (ANOVA) tablosu, modelin P-değeri, kareler toplamı (SS), determinasyon katsayısı (R<sup>2</sup>), düzeltilmiş Adj R<sup>2</sup>, tahmin edilen Pred R<sup>2</sup> ve yeterli hassasiyet gibi istatistiksel ölçütler aracılığıyla modelin performansını ve incelenen girdi faktörlerinin

yanıt değişkenleri üzerindeki bireysel ve birleşik etkilerini değerlendirerek bu etkilerin önem seviyelerini ortaya koymaktadır.

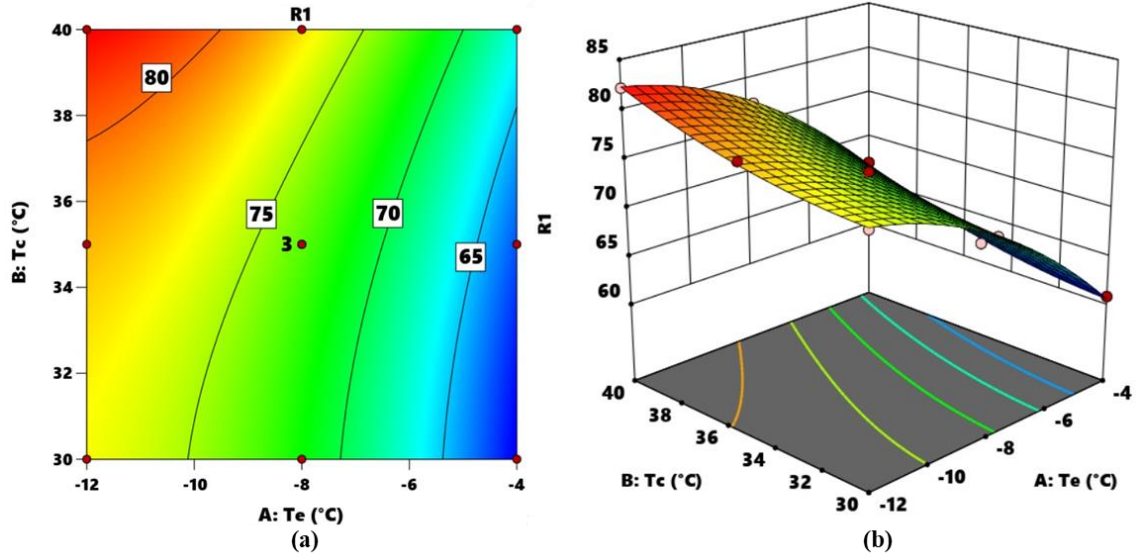
ANOVA sonuçları Çizelge 2’de verilmiştir. Bu çalışmada, evaporatör (A) ve kondenser (B) sıcaklıkları girdi değişkenleri olarak tanımlanmakta; kompresör çıkış sıcaklığı, kütleli debi, kompresör güç tüketimi ve COP ise bağımlı değişkenler olarak belirlenmiştir. P-değerinin 0,05’ten küçük olması, modelin bağımsız değişkenlerinin bağımlı değişken üzerindeki etkisinin istatistiksel olarak anlamlı olduğunu göstermektedir. Kompresör çıkış sıcaklığı için A, B, A<sup>2</sup> ve B<sup>2</sup> model terimleri anlamlıdır. Kütleli debi tüm model terimlerinden önemli ölçüde etkilenmektedir. ANOVA sonuçları, A, B ve B<sup>2</sup> model terimlerinin kompresör güç tüketimi ve COP için anlamlı olduğunu ortaya koymaktadır. Kompresör çıkış sıcaklığı, kütleli debi, kompresör güç tüketimi ve COP modelleri için R<sup>2</sup> katsayısı değerleri sırasıyla 0,9971, 0,9998, 0,9986 ve 0,9949 olarak hesaplanmıştır. Her bir yanıt parametresi için elde edilen R<sup>2</sup> değerlerinin istatistiksel olarak mükemmel uyum noktası olarak kabul edilen R<sup>2</sup>=1 değerine çok yakın olması oluşturulan modelin deneysel verilerle yüksek düzeyde uyum sağladığını yani modelin doğruluğunu göstermektedir. R<sup>2</sup> değeri, modelin performansı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu değer 0,75’in üzerinde olması, modelin iyi ve tatmin edici bir performans sergilediğini göstermektedir (Keskin Gündoğdu ve ark. 2016).

Çizelge 2. ANOVA sonuçları  
Table 2. ANOVA results

Kaynak	R1		R2		R3		R4	
	SS	P-değeri	SS	P-değeri	SS	P-değeri	SS	P-değeri
Model	450,92	<0,0001	11,69	<0,0001	69321,69	<0,0001	1,75	<0,0001
A-Te (°C)	376,04	<0,0001	6,62	<0,0001	2816,67	<0,0001	0,3953	<0,0001
B-Tc (°C)	52,81	<0,0001	4,40	<0,0001	66150,00	<0,0001	1,33	<0,0001
AB	0,0900	0,5858	0,0049	0,0223	100,00	0,0719	0,0049	0,1601
A <sup>2</sup>	21,65	0,0003	0,1920	<0,0001	0,1754	0,9277	0,0005	0,6298
B <sup>2</sup>	3,21	0,0177	0,3020	<0,0001	240,18	0,0168	0,0177	0,0257
R <sup>2</sup>	0,9971		0,9998		0,9986		0,9949	
Adj R <sup>2</sup>	0,9941		0,9996		0,9972		0,9897	
Pred R <sup>2</sup>	0,9825		0,9983		0,9888		0,9541	
Yeterli hassasiyet	57,1819		240,9229		78,0826		46,3504	

Evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının kompresör çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi, Şekil 3’te 2B kontur ve 3B yüzey grafikleri ile gösterilmiştir. Kondenser sıcaklığının azalması ve evaporatör sıcaklığının artması kompresör çıkış sıcaklığının düşmesine neden olur. RSM sonuçları, evaporatör sıcaklığı -4°C ve kondenser sıcaklığı 30°C olduğunda, buhar sıkıştırma soğutma sistemi için kompresör çıkış sıcaklığının minimum 60,559°C değerine ulaştığını göstermektedir.

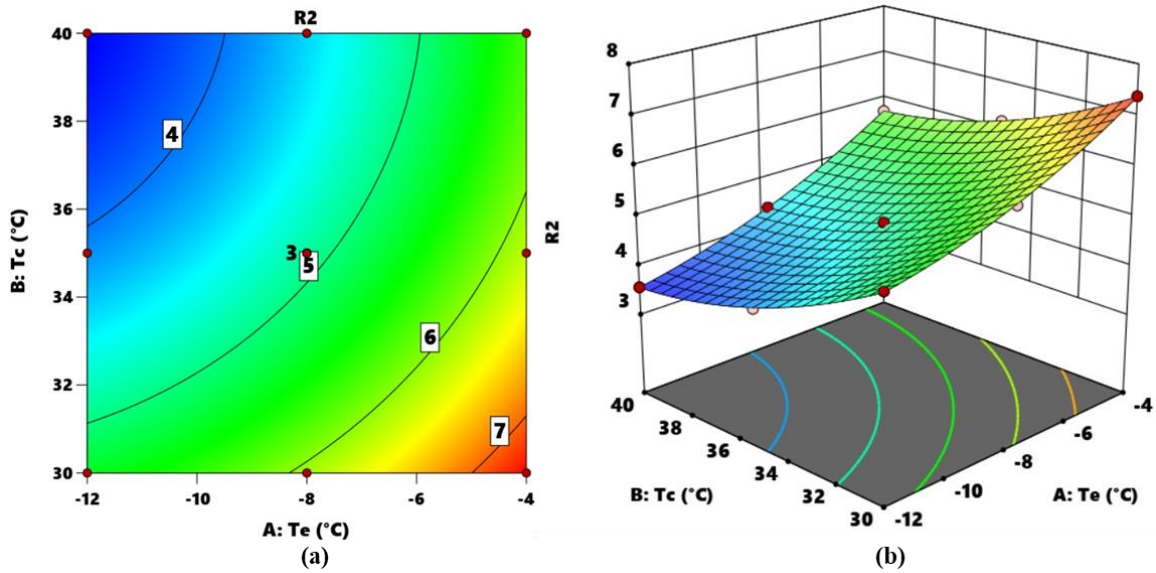




Şekil 3. Evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının kompresör çıkış sıcaklığı üzerindeki etkileri a) 2B kontur grafiği, b) 3B yüzey grafiği.

Figure 3. Effects of evaporator and condenser temperatures on compressor discharge temperature a) 2D contour plot, b) 3D surface plot.

Evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının soğutucu akışkanın kütleli debisi üzerindeki etkisi, Şekil 4'te gösterilmiştir. Şekilden, evaporatör sıcaklığının  $-4^{\circ}\text{C}$  olduğu durumda, kondenser sıcaklığının azalmasıyla birlikte kütleli debinin arttığı gözlemlenmektedir. Kondenser sıcaklığının azalması, soğutucunun yoğunlaşması için gerekli olan sıcaklık farkının artmasına yol açar. Bu durum, kondenser tarafından daha verimli bir ısı transferi sağlanmasına ve soğutucunun daha fazla yoğunlaşmasına imkan tanır (Ye ve ark. 2024).

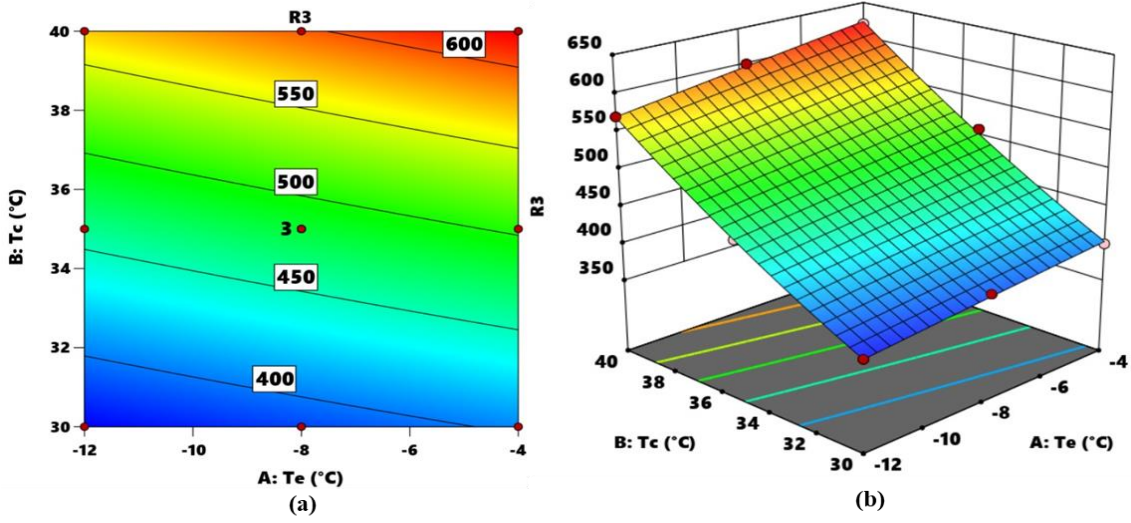


Şekil 4. Evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının kütleli debi üzerindeki etkileri a) 2B kontur grafiği, b) 3B yüzey grafiği

Figure 4. Effects of evaporator and condenser temperatures on mass flow rate a) 2D contour graph, b) 3D surface graph

Kondenser sıcaklığı  $30^{\circ}\text{C}$ 'de sabit tutulduğunda, evaporatör sıcaklığının  $-12^{\circ}\text{C}$ 'den  $-4^{\circ}\text{C}$ 'ye yükseltilmesiyle kompresör güç tüketiminin yaklaşık 30 W arttığı gözlemlenmiştir (Şekil

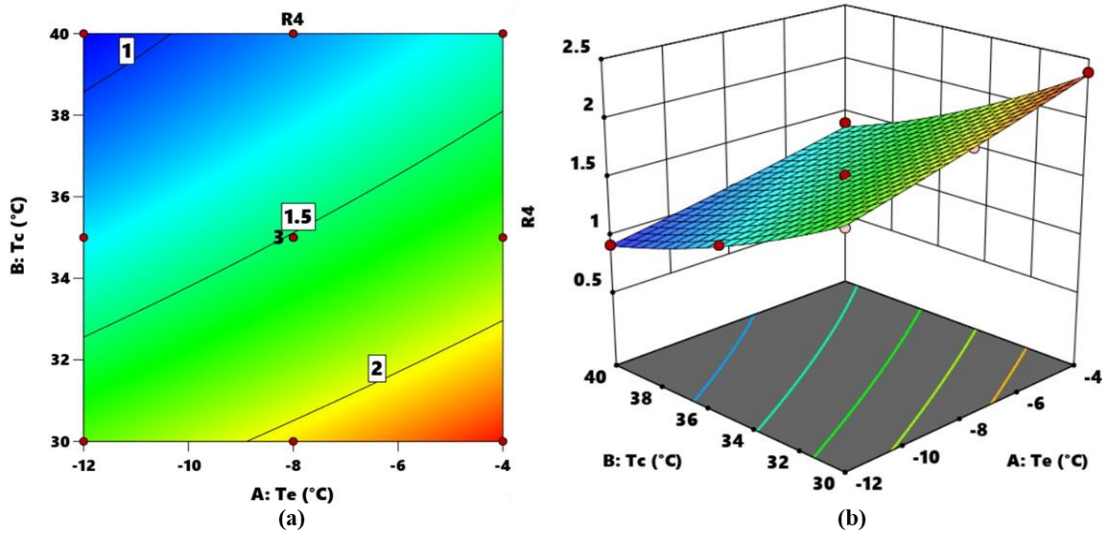
5). Kompresör güç tüketimindeki artış, sistemin genel enerji tüketimi ve işletme maliyetlerini yükseltmekte, bu durum kompresörün ömrünü kısaltarak sistemin bakım ve onarım maliyetlerinin artmasına yol açmaktadır. Sistemde kompresörün minimum güç tüketimi 370 W olarak ölçülmüştür. Sıkıştırma oranının azalması, kompresörün güç tüketimini azaltacaktır.



Şekil 5. Evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının kompresör güç tüketimi üzerindeki etkileri a) 2B kontur grafiği, b) 3B yüzey grafiği

Figure 5. Effects of evaporator and condenser temperatures on compressor power consumption a) 2D contour plot, b) 3D surface plot

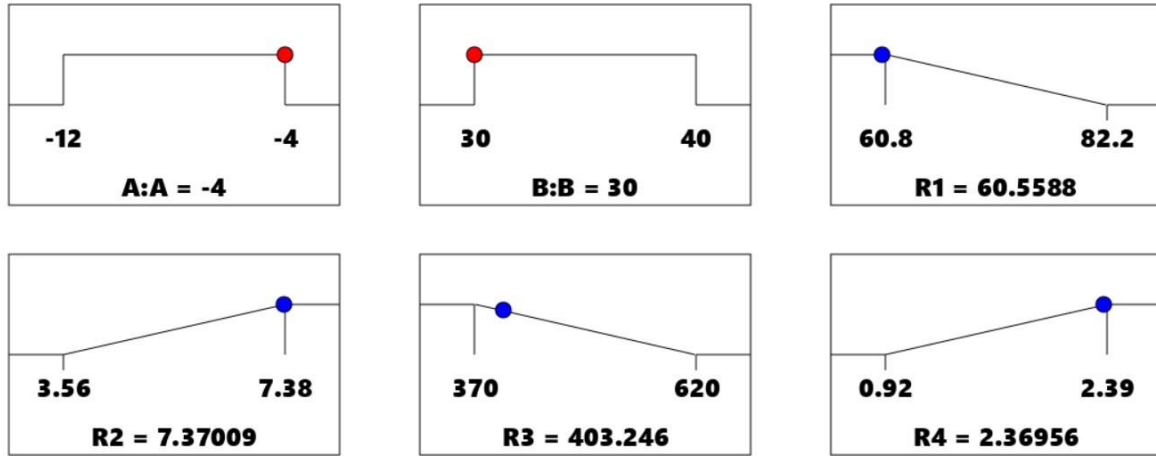
Şekil 6, çeşitli işletme koşulları altındaki COP değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığının  $-4^{\circ}\text{C}$ , kondenser sıcaklığının ise  $30^{\circ}\text{C}$  olduğu koşullarda, COP 2,37'luk maksimum değere ulaşmaktadır. Düşük kondenser ve yüksek evaporatör sıcaklıkları, kompresörün daha düşük bir basınç oranında çalışmasına yol açarak sıkıştırma işini azaltır. Aynı zamanda, evaporatörün daha yüksek bir sıcaklıkta çalışması, soğutma etkisini artırarak sistemin verimliliğini iyileştirir (Yılmaz ve ark. 2024). Bu iki etkenin birleşimi, soğutma sisteminin performans katsayısında (COP) bir artışa yol açacaktır.



Şekil 6. Evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının performans katsayısı (COP) üzerindeki etkileri a) 2B kontur grafiği, b) 3B yüzey grafiği

Figure 6. Effects of evaporator and condenser temperatures on the coefficient of performance (COP) a) 2D contour plot, b) 3D surface plot

Şekil 7, soğutma sisteminin en yüksek termodinamik performansını sağlayacak optimum işletme koşullarını ve yanıt değişkenlerinin aralıklarını göstermektedir. Örneğin, evaporatör sıcaklığı  $-12^{\circ}\text{C}$  ile  $-4^{\circ}\text{C}$  aralığında değişirken, kondenser sıcaklığı ise  $30^{\circ}\text{C}$  ile  $40^{\circ}\text{C}$  arasında değişiklik göstermektedir. RSM optimizasyonu kapsamında soğutma sisteminin en uygun işletme koşulları, kırmızı daireler ile gösterilmiştir. Sayısal optimizasyon sürecinde, kompresör çıkış sıcaklığı (R1) ve kompresör güç tüketimi (R3) minimum seviyede tutulurken, kütleli debi (R2) ve soğutma tesir katsayısı (COP) (R4) maksimum seviyeye çıkarılmıştır. Optimum işletme koşullarında, RSM tarafından tahmin edilen yanıt değişkenlerine ait değerler mavi dairelerle gösterilmiştir.



**Desirability = 0.961**

**Solution 1 out of 8**

Şekil 7. Soğutma sisteminin performans parametrelerinin optimizasyonuna yönelik yaklaşım

Figure 7. Approach for optimizing the performance parameters of refrigeration system

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi için gerçekleştirilen RSM analizinden elde edilen optimum sonuçlar Çizelge 3'te listelenmiştir. Maksimum evaporatör sıcaklığı ve minimum kondenser sıcaklığı koşullarında, kompresör çıkış sıcaklığının  $60,559^{\circ}\text{C}$ , kütleli debinin  $7,370$  g/s, kompresör güç tüketiminin  $403,246$  W ve COP'nin de  $2,370$  olduğu kaydedilmiştir.

Çizelge 3. Optimum sonuçlar

Table 3. Optimum results

Evaporatör sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )	Kondenser sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )	Kompresör çıkış sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )	Kütleli debi (g/s)	Kompresör güç tüketimi (W)	COP
-4	30	60,559	7,370	403,246	2,370

#### 4. Sonuç

Bu çalışmada, R404A gazı ile çalışan bir deneysel soğutma sisteminin termodinamik performansı Yanıt Yüzey Metodolojisi kullanılarak kapsamlı bir şekilde optimize edilmiştir. Ardından, kompresör çıkış sıcaklığını ve kompresör güç tüketimini minimize

etmek, kütleli debi ve COP değerlerini maksimize etmek amacıyla sayısal optimizasyon yapılmıştır. Elde edilen önemli bulgular aşağıda özetlenmiştir:

- Kompresör çıkış sıcaklığı, güç tüketimi, kütleli debi ve COP modelleri için  $R^2$  değerleri sırasıyla 0,9971, 0,9986, 0,9998 ve 0,9949 olarak hesaplanmıştır.
- Sayısal optimizasyon sonuçları, minimum kompresör çıkış sıcaklığı ve güç tüketiminin sırasıyla 60,559 °C ve 403,246 W olduğunu, maksimum kütleli debi ve COP değerlerinin ise sırasıyla 7,370 g/s ve 2,370 olarak minimum kondenser sıcaklığı ile maksimum evaporatör sıcaklığı koşullarında elde edildiğini ortaya koymuştur.
- RSM sonuçları, kompresör çıkış sıcaklığı, kütleli debi, kompresör güç tüketimi ve soğutma tesir katsayısı (COP) için istatistiksel model ile deneysel veriler arasındaki maksimum standart sapma değerlerinin sırasıyla %0,40, %0,14, %0,81 ve %0,84 olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak, istatistiksel model ile deneysel verilerin yüksek düzeyde uyum gösterdiği tespit edilmiştir.

## 5. Kaynaklar

- Belman-Flores, J.M., Heredia-Aricapa, Y., García-Pabón, J.J., Pérez-García, V., Pérez-Reguera, C.G. 2023. Drop-in replacement of R134a in a household refrigerator with low-GWP refrigerants R513A, R516A, and R1234ze (E). *Energies*, 16, 3422.
- Borikar, S.A., Gupta, M.M., Alazwari, M.A., Malwe, P.D., Moustafa, E.B., Panchal, H., Elsheikh, A. 2021. A case study on experimental and statistical analysis of energy consumption of domestic refrigerator. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101636.
- Box, G.E., Wilson, K.B. 1992. On the experimental attainment of optimum conditions. *Breakthroughs in statistics*, 270-310.
- Calleja-Anta, D., Nebot-Andres, L., Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R. 2022. Drop-in substitutes for R-600a. Experimental evaluation and optimization of a commercial fridge. *Applied Thermal Engineering*, 211, 118490.
- Calleja-Anta, D., Sánchez, D., Nebot-Andrés, L., Cabello, R., Llopis, R. 2023. Alternative mixtures to R-600a. Theoretical assessment and experimental energy evaluation of binary mixtures in a commercial cooler. *International Journal of Refrigeration*, 152, 83-92.
- Das, M., Pektezel, O. 2022. Experimental and numerical comparison of thermodynamic performances of new and old generation refrigerants in the same cooling system. *Thermal Science*, 26, 4841-4854.
- Das, M., Pektezel, O., Alic, E. 2022. Experimental and numerical investigation of thermal performances of R290 and R1234yf refrigerants in a cold room. *Science and Technology for the Built Environment*, 28, 970-984.
- Devecioğlu, A.G., Vedat, O. 2021. Soğutma sistemlerinde R454C kullanılmasının deneysel incelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 1-1.
- Dupont, J., Domanski, P., Lebrun, P., Ziegler, F. 2019. The role of refrigeration in the global economy. 38th note on refrigeration technologies,
- Erzen, S., Acar, H.I., Pektezel, O. 2022. Exergy analysis of a coal-fired thermal power plant in Kangal District of Turkey. *International Journal of Exergy*, 39, 262-279.
- Kayes, I., Ratul, R.E., Abid, A., Majmader, F.B., Khan, Y., Ehsan, M.M. 2024. Multi-objective optimization and 4E (energy, exergy, economy, environmental impact) analysis of a triple cascade refrigeration system. *Heliyon*,
- Keskin Gündoğdu, T., Deniz, I., Çalışkan, G., Şahin, E.S., Azbar, N. 2016. Experimental design methods for bioengineering applications. *Critical Reviews in Biotechnology*, 36, 368-388.
- Li, X., Liu, H., Zhang, Z., Hu, X., Liu, S., Guo, Y. 2023. Performance optimization of open refrigerated display cabinet based on response surface method. *Applied Thermal Engineering*, 219, 119608.
- Llopis, R., Calleja-Anta, D., Sánchez, D., Nebot-Andrés, L., Catalán-Gil, J., Cabello, R. 2019. R-454C, R-459B, R-457A and R-455A as low-GWP replacements of R-404A: Experimental evaluation and optimization. *International Journal of Refrigeration*, 106, 133-143.
- Llopis, R., Sánchez, D., Cabello, R., Nebot-Andres, L., Catalán-Gil, J. 2017. R-407H as drop-in of R-404A. Experimental analysis in a low temperature direct expansion commercial refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 80, 11-23.

- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbri, J., Peris, B., Molés, F., Verdú, G. 2015. Experimental evaluation of R448A as R404A lower-GWP alternative in refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*, 105, 756-762.
- Ozdemir, S.N., Taymaz, I., Okumuş, E., Boyacı San, F.G., Akgün, F. 2023. Optimization of operating parameters for boosting the performance of the PEMEC by the response surface methodology. *International Journal of Green Energy*, 20, 1861-1872.
- Pektezel, O., Das, M., Acar, H.I. 2023a. Experimental exergy analysis of low-GWP R290 refrigerant and derivation of exergetic performance equations with regression algorithms. *International Journal of Exergy*, 40, 467-482.
- Pektezel, O., Das, M., Ibrahim Acar, H. 2023b. Experimental analysis of different refrigerants' thermal behavior and predicting their performance parameters. *Journal of Thermophysics Heat Transfer*, 37, 309-319.
- Ye, W., Liu, F., Yan, Y., Liu, Y. 2024. Application of response surface methodology and desirability approach to optimize the performance of an ultra-low temperature cascade refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 239, 122130.
- Yıldırım, R., Kumaş, K., Akyüz, A.Ö. 2021. Soğutma Sisteminde R404A Yerine R454C Soğutucu Akışkanın Kullanılmasının İncelenmesi: Enerji ve Çevresel Analizi. *Teknik Bilimler Dergisi*, 11, 47-51.
- Yılmaz, B., Onat, A. 2024. Pano Klimalarında Farklı Soğutucu Akışkan Kullanımının Analizi. *International Journal of Advances in Engineering and Pure Sciences*, 36, 247-261.
- Yılmaz, M., Cimsit, C., Keven, A., Karaali, R. 2024. Analysis of cascade vapor compression refrigeration system using nanorefrigerants: Energy, exergy, and environmental (3E). *Case Studies in Thermal Engineering*, 57, 104373.
- Zhang, L., Yang, Z., Zhai, R., Lv, Z., Zhang, Y., Deng, Q. 2022. Flammable performance and experimental evaluation of a new blend as R404A lower-GWP alternative. *International Journal of Refrigeration*, 135, 113-120.