

MERKEZİ İKLİMLENDİRME (VRV) SİSTEMLERİNDE SICAK SU KULLANILARAK BUHARLAŞTIRICI YÜZEYİNDE OLUŞAN BUZUN ÇÖZÜLMESİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Ferhat DAMARHAN¹, Prof. Dr. İlhan Tekin ÖZTÜRK²

¹Daikin Isıtma ve Soğutma Sistemleri Sanayi Ticaret Anonim Şirketi Gülsuyu Mahallesi Fevzi Çakmak Caddesi Burçak Sokak No:20/A Maltepe, İstanbul, f.damarhan@daikin.com.tr

²Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
41380 İzmit, Kocaeli, ilhan@kocaeli.edu.tr

ÖZET

Günümüzde iklimlendirme sistemlerinin enerji tüketimi, binaların toplam enerji kullanımında büyük bir paya sahiptir. Özellikle VRV (Variable Refrigerant Volume) sistemleri, değişken soğutucu akışkan debileri sayesinde yüksek verimlilikle çalışan modern iklimlendirme çözümleri arasında yer almaktadır. Ancak kış aylarında dış ortam sıcaklığının düşmesiyle birlikte buharlaştırıcı yüzeylerde meydana gelen buzlanma, sistemlerin performansını olumsuz yönde etkilemekte, enerji tüketimini arttırmakta ve iç ortam konfor şartlarında düşüşe neden olmaktadır. Bu çalışmada, VRV sistemlerinde buz çözme işlemi için geleneksel defrost yöntemlerine alternatif olarak sıcak su kullanımı ile buz çözmenin etkileri deneysel olarak araştırılmıştır. Bu amaçla özel olarak tasarlanmış bir deney düzeneği ile plakalı ısı değiştirgeci entegre edilmiş bir sıcak su devresi sisteme eklenmiş ve buzlanma probleminin çözümüne yönelik deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar sonucunda, sıcak su hattının aktif olduğu durumlarda buharlaştırıcı yüzeyinde buzlanmanın oluşmadığı, sistemin ısıtma moduna kesintisiz olarak devam ettiği ve dolayısıyla defrost sırasında yaşanan enerji kayıplarının minimize edildiği tespit edilmiştir. Kurulan deney düzeneğindeki sıcak su destekli defrost sisteminde buz çözme kapasitesi 0.1415 kg/dak olarak belirlenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında, teorik analizle desteklenen bir alternatif defrost yöntemi önerilmiş ve defrost sonrası soğutucu akışkanın ikinci bir plakalı ısı değiştirgeçten geçirilerek, kompresöre yönlendirilmesi senaryosu değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: VRV, defrost, enerji verimliliği, binalarda enerji kullanımı, HVAC

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF DEFROST FORMATION ON THE EVAPORATOR SURFACE BY USING HOT WATER IN CENTRAL AIR CONDITIONING (VRV) SYSTEMS

ABSTRACT

Today, the energy consumption of air conditioning systems has a large share in the total energy use of buildings. Especially VRV (Variable Refrigerant Volume) systems are among the modern air conditioning solutions that operate with high efficiency thanks to variable refrigerant flow rates. However, as the outdoor temperature drops in the winter months, icing on the evaporator surfaces negatively affects the performance of the systems, increases energy consumption and causes a decrease in indoor comfort conditions. In this study, the effects of defrosting with hot water as an alternative to traditional defrosting methods for defrosting in VRV systems were investigated experimentally. For this purpose, a hot water circuit with a plate heat exchanger integrated was added to the system with a specially designed experimental setup and experiments were carried out to solve the icing problem. As a result of the experimental studies, it was determined that when the hot water line was active, no icing occurred on the evaporator surface, the system continued in the heating mode without interruption and therefore the energy losses experienced during defrosting were minimized. The defrosting capacity in the hot water assisted defrosting system was measured as 0.1415 kg/min. In the second phase of the study, an alternative defrosting method supported by theoretical analysis was proposed and the scenario of passing the refrigerant after defrosting through a second plate heat exchanger and sending it to the compressor was evaluated.

Keywords: VRV, defrost, energy efficiency, energy use in buildings, HVAC

1. GİRİŞ

VRV (Variable Refrigerant Volume) sistemleri, yüksek verimlilikleri ve bölgesel kontrol imkânları sayesinde modern ticari ve konut binalarında yaygın olarak tercih edilmektedir. Ancak düşük dış ortam sıcaklıklarında bu sistemlerin dış ünite evaporatörlerinde buzlanma meydana gelmekte; bu da hem enerji tüketimini artırmakta hem de iç ortam konforunu olumsuz etkilemektedir.(Zhang ve diğ., 2010)

Karakaş tarafından 2021 yılında yapılan çalışmada, iklimlendirme sistemi buharlaştırıcılarında ultrasonik titreşim ile buz çözme işlemi hakkında deneysel bir çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmada, ultrasonik titreşimin buharlaştırıcı yüzeyindeki buzlanmaya etkisi incelenmiştir. (Karakaş, 2021)

Jeong ve arkadaşları tarafından (2021) ev tipi buzdolaplarında buz çözme işlemi sırasında tüketilen enerji miktarını azaltmak amacıyla buz çözme ısıtıcılarının güç optimizasyonu üzerine bir dizi deney gerçekleştirilmiştir. Güç optimizasyonu ile ısıtıcı gücü ve buz çözme süresinin azaldığı ve buz çözme verimliliğinin %6,7 'ye kadar arttığı görülmüştür. (Jeong ve diğ., 2021)

Hongbing, (2020) yapmış olduğu çalışmada klima dış ünite eşanjöründe meydana gelen buz oluşumunu önlemek için 3 boyutlu derinlik sensörü ve bir kontrol cihazı kullanarak analiz yapmıştır. Kontrol cihazı, alınan bu bilgiler sayesinde klima dış ünitesinde buzlanma meydana geleceği zaman cihazın defrost moduna girmesini ve defrost bitiminde buz çözme modunu kapatması ile zamanında ve tam verimli bir buz çözme olanağı sunmuştur.(Li Hongbing, 2020)

Du ve arkadaşları, (2020) yapmış oldukları çalışmada farklı genleşme valfi açıklığına sahip bir R290 ısı pompasının buz çözme özelliklerini incelemişlerdir. Elde edilen deneysel sonuçlara göre gaz açıklığı ile buz çözme arasında ters orantı olduğunu gözlemlemişlerdir. (Du ve diğ., 2020)

Wang ve diğ., (2020) tarafından yapılan çalışmada hava kaynaklı transkritik CO₂ ısı pompası için sıcak gaz by-pass ile buz çözme deneysel olarak incelenmiştir. Buz çözme işleminin veriminin %41,16-50,84 aralığında olduğu değerlendirilmiştir. (Wang ve diğ., 2020)

Tan ve arkadaşları (2015) yapmış oldukları çalışmalarında aralıklı ultrasonik titreşim kullanan yeni bir buz çözme deneyini uygulamışlardır. Çalışmada çift sıralı bir dış ünite bataryasının titreşim sönmüleme özellikleri ve farklı ortam koşullarında donma durumları analiz edilmiştir. (Tan ve diğ., 2015)

Wenjie ve Yuanyuan, (2014) yapmış oldukları çalışmada VRV sistemlerinde, soğutucu akışkan sıvı ve gaz boru hatları ile iletişim kurabilen ısı akümülatörlü çalışma boru hattından oluşan bir düzenek kurarak defrost durumunu incelemişlerdir. (Dai ve diğ., 2014)

Choi ve arkadaşları, (2011) yılında havadan havaya ısı pompası için çift sıcak gaz baypasını benimseyen bir deney yapmışlardır. Bu yöntem ile kompresörden gelen sıcak gazın iki hattını ele almışlardır. Birini dış ısı değiştirgecin girişine diğerini ise çıkışına bağlamışlardır. Böylece mevcut ters döngü buz çözme ve sıcak gaz ile buz çözme sorunlarını çözmek ve iyileştirmek için çift sıcak gaz hattı kullanılan ikili sıcak gaz buz çözme yöntemini analiz etmişlerdir. (Choi ve diğ., 2011)

Qu ve arkadaşları (2012), yapmış oldukları çalışmada 6,5 kW'lık deneysel ısıtma kapasiteli konut tipi ısı pompası için elektronik genleşme valfi kullanarak ters çevrim ile buz çözme işleminin performansını incelemişlerdir. (Minglu ve diğ., 2012)

Wenju ve arkadaşları (2011) yılında yaptıkları çalışmada hava kaynaklı ısı pompalarında ters çevrimli sıcak gaz buz çözme yönteminin çalışmasına ilişkin yeni bir deney yapmışlardır. Deneysel sonuçlara göre, ısı pompası ünitesi için yeni ters çevrimli sıcak gaz buz çözme yönetiminin kullanılması ile buz çözme süresini 3 dakika veya %38 oranında kısalttığı gözlemlenmiştir.(Wenju ve diğ., 2011)

Li ve Chen (2014) yaptıkları çalışmada atmosferik hava akışında soğuk düz bir yüzey üzerinde don oluşumunu incelemişlerdir. Deney düzeneğini 20 kHz ultrasonik titreşim etkisine maruz bırakmışlardır. 20 kHz ultrason etkisinde ve etkisiz şekilde iki farklı inceleme yapılmış ve mikroskopik görüntü sistemi ile

incelemişlerdir. Düz yüzey üzerindeki buz oluşumu süresinin ultrasonun etkisi ile önemli ölçüde kısaltıldığı tespit edilmiştir. (Li ve Chen, 2014)

Wang ve Liu (2005), yapmış oldukları çalışmada dış hava evaporatöre girmeden önce katı kurutucu ile nemini alacak bir adsorpsiyon yatağı tasarlamışlardır. Nemi alınmış hava ısı değiştirgecinden geçtiğinde donmayı önlediği ve ısı pompasının veriminin arttığı sonucuna varmışlardır. (Wang ve Liu 2005)

Hongbin ve diğ., (2002) yapmış oldukları çalışmada elektromanyetik bağlantı kesme valfi kullanarak buz çözme durumunu incelemişlerdir. Elektromanyetik bağlantı kesme valfi ve yoğunlaştırıcı, kılcal boru ve buharlaştırıcı arasındaki paralel bağlantılar ile buz çözme işleminin çözülmesi amaçlanmıştır. (Huang ve diğ., 2002)

Kondepudi ve diğ., (1995), yapmış oldukları çalışmada kurutucular vasıtasıyla evaporatör üzerinden geçen hava akımındaki nemi azaltarak don oluşumunu incelemişlerdir. Doymuş hava ile testler yapılmıştır. Kurutucu sistemler buharlaştırıcı önüne yerleştirilmiş ve kurutuculu kurutucusuz sistemin buzlanma süreleri karşılaştırılmıştır. Nem alıcılarının serpantin buzlanmasını sadece sınırlı süre için önlediği sonucuna varmışlardır. (Kondepudi ve diğ., 1995)

Ameen ve diğ., (1993) yapmış oldukları çalışmada sıcak hava ile buz çözme işlemini analiz etmişlerdir. Klimalı bir rüzgâr tüneline kontrollü koşullar altında deneysel inceleme yapılmıştır. Bir ısı pompasının ısıtma görevini sürdürürken aynı koşullar altında evaporatörün buzunun çözülüp çözemeyeceği durumu incelenmiştir. (Ameen ve diğ., 1993).

Kondepudi ve O'Neal, (1990) yapmış oldukları çalışmada buzlanma koşulları altında kanatlı borulu ısı değiştirgeçlerinin performansı üzerindeki farklı kanat konfigürasyonlarının durumlarını inlemişlerdir. Düz, dalgalı ve panjurlu farklı kanat konfigürasyonları kullanmışlardır. Buzlanmanın sonucunda bobinin termal performansının en az %15 düştüğü gözlemlenmiştir. (Kondepudi ve O'Neal, 1990)

Isı pompası ve VRV sistemlerinin düşük sıcaklıklarda çalışma performansı, evaporatör yüzeyinde oluşan buzlanma ile ciddi şekilde etkilenmektedir. Bu nedenle buz çözme (defrost) işlemleri için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. En yaygın yöntemler arasında sıcak gaz by-pass, elektrikli rezistans, faz değiştiren malzemeler (PCM), ultrasonik titreşim ve mekanik yüzey titreşimi yer almaktadır. Ancak bu yöntemlerin çoğu ısıtma modunu kesintiye uğratmakta ve ek enerji tüketimine neden olmaktadır.

Özellikle günümüzde çok fazla tercih edilen ters çevrimli defrost uygulamalarında, iç ortam sıcaklığı düşmekte ve konfor bozulmaktadır. Bu durum, yeni, daha az enerji tüketen ve sürekli ısıtma sağlayan yöntemlerin geliştirilmesini gerekli kılmaktadır.

Geleneksel defrost yöntemleri, sistemin ters çevrimle çalışmasını veya elektrikli ısıtıcılarla desteklenmesini gerektirir. Bu yöntemler, ısıtma modunu kesintiye uğratarak hem verimliliği düşürmekte hem de kullanıcı konforunu azaltmaktadır. Bu nedenle, enerji tüketimi düşük, güvenilir ve ısıtma modunu kesintiye uğratmayan alternatif defrost çözümlerine ihtiyaç vardır.

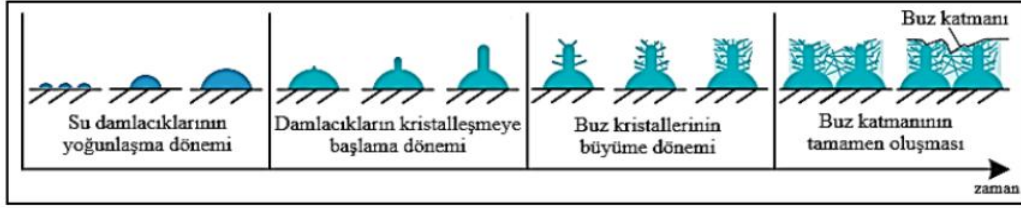
Bu çalışmada, VRV sistemlerinde sıcak su kullanımı ile gerçekleştirilen alternatif bir defrost yöntemi deneysel olarak incelenmiş; ayrıca, defrost sonrası kompresör giriş koşullarının optimize edilmesine yönelik teorik bir çalışma sunulmuştur.

2. HAVA KAYNAKLI ISI POMPALARINDA BUZLANMA

2.1. Buzlanma ve Karlanma

Buzlanma, hava kaynaklı ısı pompalarının evaporatör yüzey sıcaklığının, çevredeki havanın çığ noktasının altına düşmesiyle oluşur. Bu durumda havadaki su buharı doğrudan buza dönüşerek evaporatör yüzeyinde katman oluşturur ve ısı transferini olumsuz etkiler. Karlanma ise su buharının doğrudan katı faza geçerek ince kristal kar tabakası oluşturmaktır. VRV sistemlerinde karşılaşılan olay "buzlanma" olarak adlandırılır, çünkü evaporatör yüzeyindeki sıcaklık çevredeki havanın çığ noktasının altına düşer ve yoğunlaşan su, katı buz halinde yüzeyde birikir. Bu buz tabakası, sistemin ısı transferini azaltarak performansı düşürür ve bu

yüzden defrost işlemleri ile giderilmesi gerekir. Buz çözme (defrost) işlemi biriken buz ve karın bertaraf edilmesini sağlar. Buz çözme yöntemleri ile iklimlendirme sistemleri normal çalışma koşullarına dönerler ancak bu işlem ek enerji tüketimini hem de buz çözme işlemi sırasında mahaldeki konforu etkilemektedir. Şekil 1’de VRV sisteminin evaporatöründe buz oluşum evreleri verilmiştir. (Amer ve Wang, 2017)

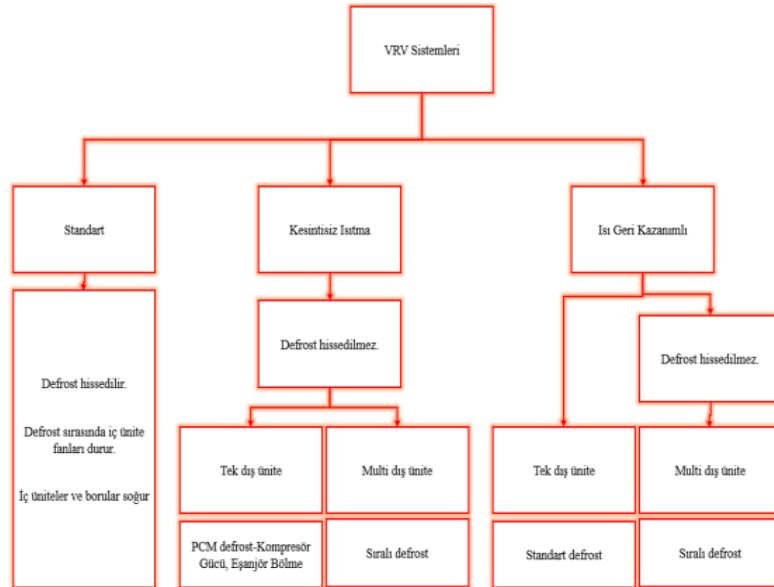


Şekil 1. Buz Oluşumu Aşamaları

VRV Sistemlerinde buzlanma nedenleri; dış ortam sıcaklığının düşük olması, yetersiz fan debisi, soğutucu akışkan eksikliği, sensör/ kontrol hataları ve kir/ yağ birikiminden dolayı olabilir.

2.2. Buz Çözme Yöntemleri

Isı pompası ve VRV sistemlerinde, kış koşullarında dış ünite evaporatör yüzeyinde oluşan buz, ısı transferini engelleyerek sistem performansını düşürür. Bu nedenle buz çözme, sistem verimliliği ve güvenilirliği açısından kritik bir işlemdir. Defrost yöntemleri genel olarak pasif ve aktif olmak üzere iki ana grupta incelenir. Şekil 2’de defrost özelliklerine göre hava soğutmalı VRV sistemleri yer almaktadır.



Şekil 2. Defrost Özelliklerine Göre VRV Sistemler

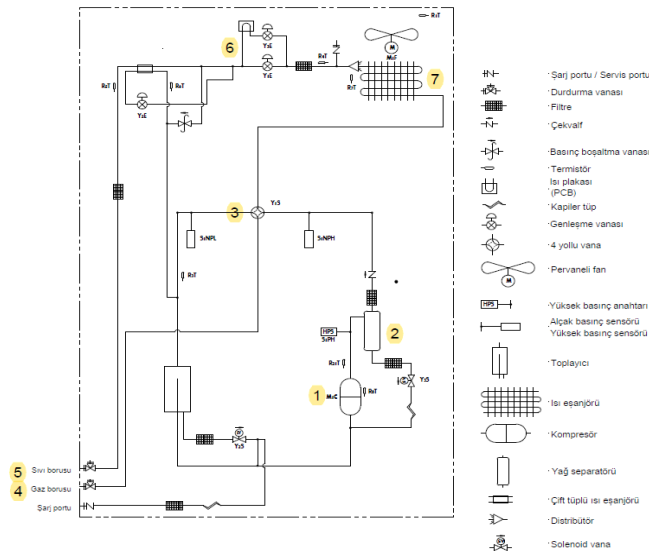
Buz oluşumunu engelleyen bazı yöntemler yüzey yapısını kullanarak buharlaştırıcının yüzeyinde buz birikimini engellemektedir. Örneğin, buzlanmayı önleyici hidrofobik veya süperhidrofobik kaplamalar pasif buz çözme yöntemi olarak adlandırılmaktadır. Aktif buz çözme yöntemleri (ters çevrim, elektrikli rezistans, PCM, ultrasonik titreşim, mekanik titreşim, hava akışı yönlendirmesi) doğrudan buz çözme hedefler, ancak çoğu ısıtma modunu kesintiye uğratar.

2.2.1 Ters Çevrimli (Sıcak Gaz) Defrost

Sistem ısıtma modunda çalışırken, kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan, 4 yollu vana vasıtasıyla akış yönü ters çevrilerek dış ünite evaporatörüne gönderilir. Kızgın buharın yüzeyle teması, serpantin üzerindeki karlanmayı çözer. Ancak bu süreçte, kış şartlarında iç ünite üzerinden mahalle soğuk hava üflenmesi nedeniyle konfor kaybı yaşanır ve ısı pompası veriminde düşüş meydana gelir.

Şekil 3’de standart hava soğutmalı sistemin çalışma şeması görülmektedir. Isıtma modunda, kompresörden (1) çıkan yüksek sıcaklık ve yüksek basıncıdaki gaz, yağ separatöründen (2) geçerek dört yollu vanaya (3) ulaşır. Buradan 4 numaralı hat ile iç ünite kondensere yönlendirilir. Kondanser üzerinde ısı yükünü ortama aktaran akışkan, doymuş sıvı fazda kondenserden çıkar ve 5 numaralı hat üzerinden sıvı borusundan geçerek elektronik genişleme valfine (6) ulaşır. Burada basıncı düşen soğutucu akışkan, sıvı+gaz karışımı halinde dış ünite evaporatörüne (7) girer ve kompresör tarafından emilerek çevrim tamamlanır.

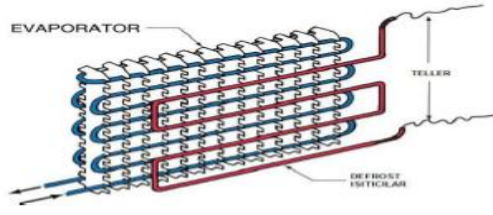
Defrost modu devreye girdiğinde, dış ünite evaporatörü önünde bulunan R7T sensörü $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'yi algılar. Bu durum, serpantin üzerinde buzlanma oluştuğunu gösterir. Böylece kompresörden çıkan gaz (1), dört yollu vana (3) ile yön değiştirerek dış ünite evaporatörüne gönderilir ve sistem, soğutma çevrimi prensibine benzer şekilde çalışmaya başlar. Bu durumda dış ünite kondenser, iç ünite ise evaporatör görevini üstlenir. Ters çevrim, buz tamamen çözülene kadar devam eder. (Daikin, 2024)



Şekil 3. Standart Hava Soğutmalı Sistemin Çalışma Şeması (Daikin, 2024)

2.2.2 Elektrikli Rezistans ile Defrost

Evaporatör yüzeyine veya tava altına yerleştirilen elektrikli ısıtıcılar ile buz eritilir. Uygulaması kolaydır ancak yüksek elektrik tüketimi nedeniyle verim düşer. Şekil 4’de elektrikli ısıtıcı görseli yer almaktadır. (Yamankaradeniz ve diğ., 2013)



Şekil 1. Defrost İçin Buharlaştırıcı Üzerine Yerleştirilen Elektrikli Isıtıcı

2.2.3 Faz Değiştiren Malzeme (PCM) Kullanımı

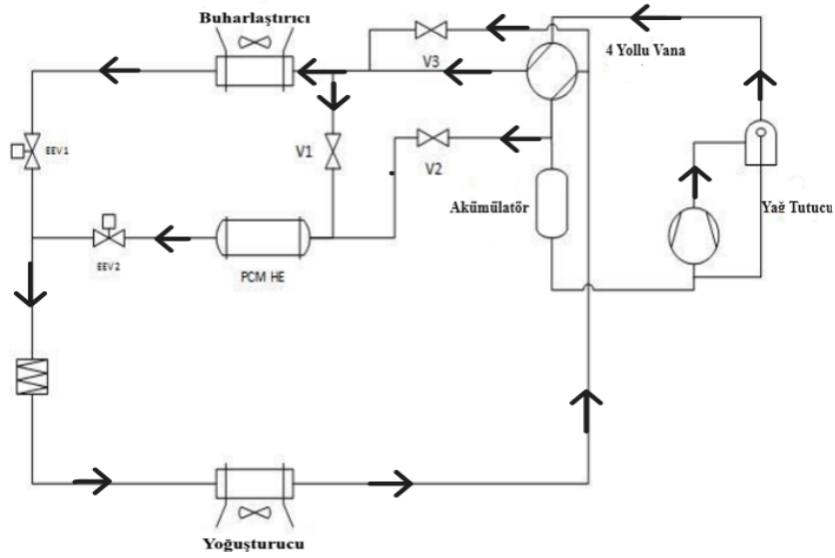
Enerjiyi depolayan PCM'ler, defrost anında bu enerjiyi serbest bırakarak buz eritmeye yardımcı olur. Enerji tasarrufu sağlar fakat ilk yatırım maliyeti yüksektir (Shen ve diğ., 2019).

Bir AR-GE çalışması kapsamında, hava soğutmalı VRV dış ünitesinin sürekli ısıtma özelliğine sahip olacak şekilde geliştirilmesiyle, defrost işleminin tamamen önlenmesi hedeflenmiştir. Bu sistemde, ısı pompasına özel olarak tasarlanmış bir ısı depolama elemanı kullanılmaktadır. Isı depolama elemanı, faz değiştirme özelliğine sahip patentli bir malzeme (PCM – Phase Change Material) ile doldurulmuştur. Bu malzeme, defrost işlemi sırasında iç ünitelerde kesintisiz ısıtma sağlayabilme kapasitesine sahiptir.

Çalışma prensibi şekil 5'e göre şu şekildedir:

- Isıtma modu başlangıcında: V1 vanası açık, V2 ve V3 vanaları kapalıdır. Bu konfigürasyonda soğutucu akışkan, iç bobin ve PCM ısı değiştiricisi (HE) arasında paralel olarak dolaşır. PCM HE tamamen şarj olana kadar bu akış devam eder.
- PCM şarjı tamamlandığında: EEV1 ve EEV2 elektronik genişleme vanaları açılır, soğutucu akışkan kılcal tüpten geçerek dış bobine yönlendirilir. Bu süreçte her iki akış da izentalpik genişleme yaşar.
- Normal çalışma: PCM şarj işlemi tamamlandıktan sonra, V1, V2 ve V3 vanaları kapatılır ve sistem, standart bir hava kaynaklı ısı pompası (ASHP) gibi çalışmaya devam eder.
- Defrost ihtiyacı olduğunda: 4 yollu vana pozisyon değiştirir, V2 ve V3 vanaları açılır, V1 vanası kapalı kalır. Bu durumda PCM ısı değiştiricisi buharlaştırıcı olarak çalışır. İç ve dış bobinler ise yoğunlaştırıcı görevini üstlenir. Kompresörden çıkan sıcak gaz ikiye ayrılır: bir kısmı dış bobinde buz çözme için kullanılırken, diğer kısmı iç bobinde ısı sağlamaya devam eder. Sonrasında her iki akış da genişleyerek PCM HE üzerinden geçer ve burada depolanan ısıyla buharlaşır.

Bu yöntem sayesinde defrost sırasında dahi iç ortama kesintisiz ısı sağlanabilir, böylece hem konfor hem de enerji verimliliği korunmuş olur.



Şekil 2. Sürekli Isıtma Özellikli Faz Değişiren Malzemeye Enerji Depolamalı, Hava Soğutmalı Cihaz Çevrimi (Azizi, S. (2016).

2.2.4 Ultrasonik Titreşim ile Defrost

Yüzeylerde titreşim uygulanması, buzun yüzeye tutunma kuvvetini azaltarak buzlanmayı önlemek veya mevcut buzı çözmek amacıyla kullanılan bir aktif yöntemdir. Evaporatör gibi soğutma yüzeylerine piezoelektrik elemanlar veya mekanik sistemler aracılığıyla titreşim verilerek buz tabakası gevşetilir ve düşmesi sağlanır (Li ve Chen, 2014 - Karakaş, 2021 - Tan ve diğ., 2015)

Yöntem etkili olmakla birlikte, ek enerji tüketimi, mekanik aşınma riski ve kurulum-bakım maliyetleri gibi dezavantajlara sahiptir. Bu nedenle uygulanmadan önce sistem ömrü ve işletme maliyetleri açısından dikkatle değerlendirilmelidir.

2.2.5 Evaporatör Yüzeylerinde Sıcak Hava Kullanımı

Bu yöntemde, evaporatör yüzeyine yönlendirilen sıcak hava ile buz çözme işlemi hızlandırılır. Sıcak hava, elektrikli ısıtıcılar veya sistemin sıcak gaz çıkışının ısıtma bobinlerinden geçirilmesiyle elde edilir. Fanlar aracılığıyla yüzeye üflenerek sıcak hava, buz tabakasını eriterek defrost süresini kısaltır ve ısıtma kapasitesini artırır (F.R. ve diğ., 1993).

Özellikle düşük dış ortam sıcaklıklarında etkili bir çözüm sunan bu yöntem, ek enerji tüketimi gerektirdiğinden işletme maliyetlerini artırabilir. Ayrıca, sürekli kontrol ve otomasyon ihtiyacı nedeniyle yanlış uygulamalarda gereksiz enerji kaybı ve aşırı ısınma riski oluşabilir. Bu nedenle enerji verimliliği ve maliyet unsurları göz önünde bulundurularak uygulanmalıdır.

2.2.6. Sıralı Defrost

Sıralı defrost yöntemi, çoklu evaporatörlü VRV/VRF sistemlerinde donma önleme ve ısı transfer verimliliğini artırmak amacıyla kullanılır. Bu teknikte evaporatörler belirli bir sıra ile defrost edilirken diğer evaporatörler aktif olarak çalışmaya devam eder. Böylece iç ortam sıcaklığı korunur ve sıcaklık dalgalanmaları minimuma indirilir. (Zhou, Y., & Zhang, L. 2021).

Defrost işlemi, genellikle sıcak gaz veya elektrikli ısıtıcılar kullanılarak gerçekleştirilir. Yöntemin en büyük avantajı, defrost süresince sistemin kesintisiz ısıtma sağlamasıdır. Ancak, gelişmiş kontrol sistemleri ve ek donanım gerektirdiği için kurulum ve bakım maliyetleri yüksektir. Ayrıca, yanlış tasarım veya bakım

eksikliği durumunda hava akışı ve sıcaklık dengesi olumsuz etkilenebilir. Şekil 6’da sıralı defrost yöntemi görsel olarak verilmiştir.

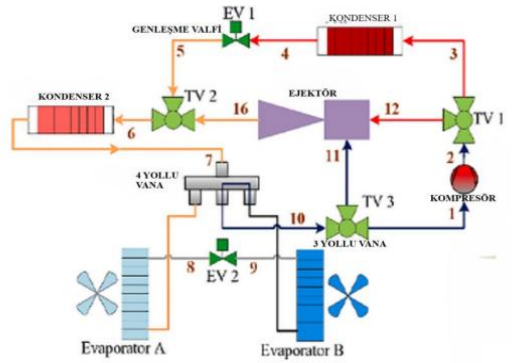


Şekil 3. Sıralı Defrost Yöntemi (Daikin, 2024)

2.2.7. Çift Evaporatör Kullanımı ile Defrost

Çift evaporatörlü defrost yönteminde, iki evaporatörlü bir sistemde biri aktif olarak ısı transferi yaparken diğeri defrost işlemi için devre dışı bırakılır. Buzlanma olan evaporatöre, kondenserden çıkan yaklaşık 40–45 °C sıcaklıkta yoğunlaşmış sıvı gönderilerek buz eritilir. Ardından akışkan, kısılma valfinden geçerek basınç ve sıcaklığı düşürülür ve ikinci evaporatörde soğutma/ısıtma görevine devam eder (Li ve arkadaşları 2022).

Bu yöntem, defrost sırasında sürekli ısı transferi sağladığı için iç ortam sıcaklığını korur, defrost sürelerini kısaltır ve enerji verimliliğini artırır. Ancak, ek evaporatör, borulama ve kontrol elemanları gerektirdiğinden ilk yatırım ve bakım maliyetleri tek evaporatörlü sistemlere göre daha yüksektir. Şekil 7’de çift evaporatör kullanımı ile defrost yöntemi görsel olarak gösterilmiştir.



Şekil 4. Çift Evaporatör Kullanımı ile Defrost (Li ve arkadaşları 2022).

3. BU ÇALIŞMADA ÖNERİLEN SU SOĞUTMALI DEFROST YÖNTEMİ VE BEKLENEN FAYDALAR

Güncel VRV sistemlerinde en yaygın buz çözme yöntemi, ters çevrim (reverse cycle) uygulamasıdır. Elektrikli ısıtıcı ile defrost, pratikte kullanılmamakta; ısı depolama elemanları veya sıralı defrost sistemleri ise yüksek ilk yatırım maliyetleri nedeniyle sınırlı tercih edilmektedir. Ayrıca mevcut yöntemlerde defrost sırasında mahal konforu bozulmakta, iç ünitelerden soğuk hava üflenmekte ve enerji tüketimi artmaktadır.

Bu çalışma, özellikle nem oranı düşük iklim bölgelerinde daha hızlı, verimli ve düşük maliyetli bir defrost çözümü sunmayı hedeflemektedir. Düşük nemli soğuk havalarda defrost sıklığı ve süresi genellikle düşüktür; bu durum, ek ısıtma kapasitesinin sınırlı olduğu, ekonomik çözümler için uygun bir fırsat oluşturmaktadır.

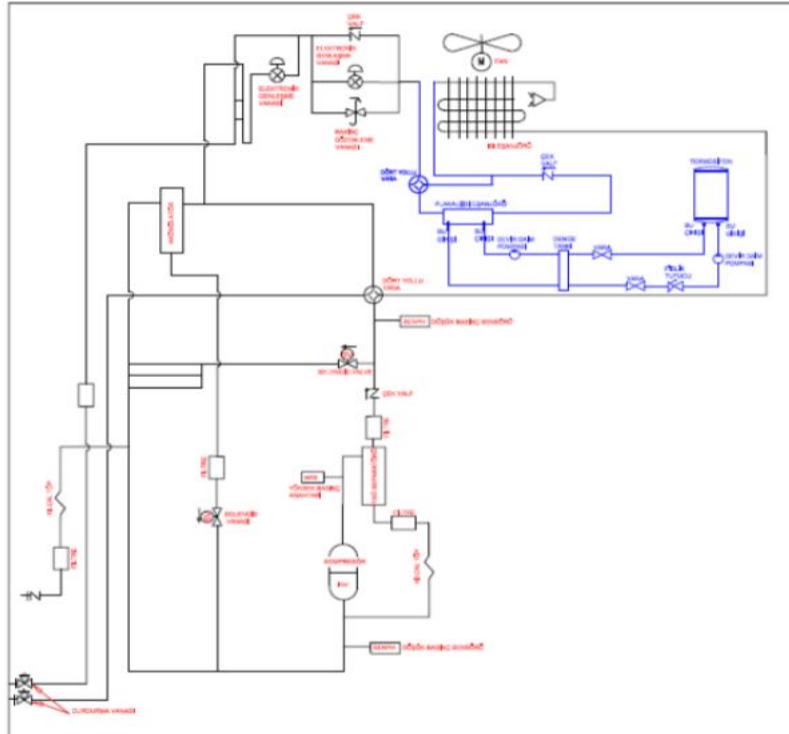
Önerilen yöntemde, VRV sistemine sadece defrost anında devreye giren sıcak su devresi entegre edilmiştir. Sistem, yaz modunda standart hava soğutmalı olarak çalışırken; kış modunda, defrost ihtiyacı oluştuğunda sıcak su devresi devreye girerek evaporatör yüzeyindeki buzun çözülmesini sağlar. Böylece:

- Mahalde konfor korunur (defrost sırasında soğuk hava üfleme sorunu ortadan kalkar).
- Enerji verimliliği artar, gereksiz ters çevrim kayıpları önlenir.
- İlk yatırım maliyeti düşüktür, su kaynağı sistemi yalnızca defrost anında çalışır.
- Kompresör güvenliği sağlanır, sıvı soğutucu giriş riski ve yağ kaçakları azaltılır.
- Kullanım sıcak suyu entegrasyonu ile ek fayda elde edilir.

Literatürde su kaynaklı ısı pompaları bulunmakla birlikte, bunlar genellikle su kulesi veya kazan ile çalışan, yüksek maliyetli sistemlerdir ve defrost sorunu yaşamazlar. Bu çalışma ise, piyasada yaygın hava soğutmalı VRV sistemler için daha önce uygulanmamış bir hibrit çözümü hayata geçirerek, düşük maliyetli ve yenilikçi bir defrost yöntemi ortaya koymaktadır.

4. ÖNERİLEN SU SOĞUTMALI BUZ ÇÖZME YÖNEMİ İÇİN DENEY TESİSATI

Bu çalışmada önerilen su soğutmalı defrost sisteminin performansını incelemek amacıyla özel bir deney düzeneği tasarlanmış ve kurulmuştur. Deneysel sistem, standart bir VRV dış ünitesi üzerine entegre edilen sıcak su devresi ve plakalı ısı değiştirici ile geliştirilmiştir. Şekil 8’de deneysel çalışma için tasarlanan soğutma çevrimi için deney düzeneği şematik gösterimi verilmiştir. Ayrıca şekil 9’da deney düzeneğinin uygulama resmi ve şekil 10’da plakalı ısı değiştirgeci bakır boru bağlantısı görseli yer almaktadır.



Şekil 8. Deneysel Çalışma İçin Tasarlanan Soğutma Çevrimi İçin Deney Düzeneği Şematik Gösterimi



Şekil 9. Deney Düzeneği Uygulama Resmi



Şekil 10. Plakalı Isı Değiştirgeci Bakır Boru Bağlantısı Görseli

Bu kapsamda Temel VRV dış ünitesine ilave edilen ekipmanlar plakalı ısı değiştirgeci (su-gaz), sıcak su kaynağı olarak termosifon, sirkülasyon pompası, vanalar, 4 yollu vana ve denge tankıdır.

VRV sistemlerinde ısıtma modunda ısı transferi dış ortamdan iç ortama doğru gerçekleşmektedir. Isıtma moduna alınan klima sistemi, işlemci tarafından devreye girmektedir. Isıtma talebini alan işlemci, elektronik kart üzerinden 4 yollu vanayı enerjilendirerek pistonun yer değiştirmesini sağlar. Yer değiştirilen piston ise kompresör tarafından basınçlandırılan akışkanı iç ünite serpantinine yönlendirmektedir. İç ünite serpantinine giren akışkan buharlaşmak için dış ortamdan çektiği ve kompresörde sıkıştırma sonucu kazandığı ısıyı iç ünite fanı sayesinde sirküle ettirirken ısı transferi ederek ortamın ısınmasını sağlamaktadır. İç ünite serpantininde ısınıp ortama bırakan akışkan yoğunlaşarak serpantinini terk ederek emme hattı üzerinden dış üniteye geri gelmektedir. Çek valften geçemeyen akışkan uzun kılcal boru hattını takip eden dış ünite serpantinine ıslak buhar olarak girer ve dış ortamdan ısı çekerek buharlaşmaya çalışır. Üzerine ısı yüklenerek buharlaşan akışkan 4 yollu vana üzerinden akümülatöre, oradan da kompresöre geri döner.

Sistem ısıtma programında çalıştığında dış ortam havasında bulunan nem dış serpantin yüzeyinde yoğunlaşan su yüzey sıcaklığı 0 °C ve altına düştüğünde donmaya ve buz formunu almaya başlar. Defrostun önlenmesi için su ısıtmalı deney düzeneği tasarlanarak, gerekli deneyler yapılarak bilgiler toplanmış ve sonuçlar tartışılmıştır.

Deney düzeneğinde sisteme ilave olarak entegre edilen 4 yollu vana, düzeneğe 3 yollu vana olarak kullanılmaktadır. Entegre edilen vana, Şekil 5.3'te 10 numaralı parça olarak yer almaktadır. Isıtma modunda dış ünite genişleme valfinden gelen sıvı+gaz karışımı, 4 yollu vanaya geldiğinde sistem defrost işlemine ihtiyaç duymuyorsa standart çalışmasına devam ederek dış ünite serpantin yüzeyine gelip ısı transferini yapıp çevrimini tamamlamaktadır. Sistem, üzerindeki ısıyı atamayıp defrost ihtiyacı duymaya yakın 4 yollu vana çekilecek ve akabinde likit + gaz plakalı ısı değiştirgecine gidecektir. Plakalı ısı değiştirgecinde soğutucu akışkan, sıcak su ile önce tamamen buharlaşacak arkasından da kızgın buhar oluncaya kadar ısınacaktır. Plakalı ısı değiştirgecinden çıkan kızgın buhar, dış üniteye evaporatöre giderek çevrimine devam edecektir. Bu sırada sıcak su sistemi devrede olduğu için, sistem sıcak suyun taşıyabileceği kadar ısıyı alacak, yani suya aktarabileceği maksimum ısı miktarını çekecektir. Geriye kalan fazla ısı ise iç ünitenin fanı yardımıyla ortama verilerek dışarıya atılacaktır. Bu sayede, ısı transferi hem sıcak su sistemiyle hem de fanla gerçekleştirilmiş olacaktır. Bu sayede oluşan buz çözülecek, buz çözme işlemi tamamlandıktan sonra cihaz klasik çalışma moduna geri dönecektir. Böylece sistem sürekli çalışmaya devam edecek ve konfor sağlanacaktır. Deneyde sıcak su ihtiyacı elektrikli termosifon ile karşılanacaktır, ancak sürekli uygulamalarda su kaynağı doğalgaz hattından veya kurulu sıcak su kaynaklarından alınması planlanmaktadır.

5. DENEYSEL SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu bölümde, VRV sistemine entegre edilen plakalı ısı değiştirgeç aracılığıyla geliştirilen sıcak su destekli defrost yöntemi, standart ters çevrimli defrost yöntemi ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Deneyler, hem sıcak su devresinin aktif olduğu durumlarda, hem de standart defrost çevrimiyle gerçekleştirilmiş; elde edilen elektrik tüketimi, evaporatör yüzeyindeki buzlanma davranışı ve buz eritme kapasitesi ölçülerek değerlendirilmiştir.

DeneySEL çalışmalar kapsamında; sistemin alçak ve yüksek basınç değerleri, yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıkları, çekilen akım ve güç değerleri ile birlikte serpantin üzerindeki buz tabakası gelişimi düzenli aralıklarla kaydedilmiştir. Bu ölçümler hem service checker cihazı hem de dijital manifold, pens ampermetre ve sıcaklık sensörleri yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen veriler, sıcak su destekli defrost yönteminin standart ters çevrimli defrosta kıyasla enerji tüketimi, buz çözme süresi ve sistemin ısıtma modunu kesintisiz sürdürebilmesi açısından daha üstün bir performans ortaya koyduğunu göstermiştir.

5.1. Elektrik Tüketimi

Sistemin elektrik tüketimi merkezi pano üzerinden izlenmiştir. Dış ünitenin katalog gücü 5,2 kW olup, deney sırasında sistemin %50 kapasitede çalıştığı kaydedilmiştir. Panodan ölçülen değerler doğrultusunda üç saatlik toplam enerji tüketimi 7,8 kWh olarak gözlemlenmiş ve katalog değerleri ile uyumlu olduğu doğrulanmıştır ($2,6 \text{ kW} \times 3 \text{ saat} = 7,8 \text{ kWh}$).

Deneyin ilk 60 dakikasında, plakalı ısı değiştirgeci devrede olmadığından enerji tüketimi 2,2 kWh olarak ölçülmüştür. Sonraki 120 dakikalık sürede ise ısı değiştirgeci devredeyken toplam tüketim 5,6 kWh olarak kaydedilmiştir; bu durumda 60 dakikada 2,8 kWh enerji harcandığı gözlemlenmiştir. Plakalı ısı değiştirgecinin devrede olduğu durum ile devrede olmadığı durum arasındaki ek tüketim 0,6 kWh olup, bu artışın sistem kompresör ve fanlarının, ısı değiştirgeci ve bağlantı hatlarındaki basınç kayıplarını yenmek ve daha yüksek sıcaklıktaki gazı sıkıştırmak için harcadığı enerjiye bağlı olduğu değerlendirilmiştir.

5.2. Buharlaştırıcı Yüzeyindeki Buz Tabakalarının Karşılaştırılması

Deneyler sırasında, belirli zaman aralıklarında buharlaştırıcı yüzeyinin fotoğrafları çekilmiştir. Standart çalışma modunda oluşan buz tabakalarının görselleri, belirli aralıklarla sunulmuştur. Su devresinin aktif olduğu durumda ise, serpantin yüzeyinde başlangıçta buzların çözüldüğü ve daha sonra yüzeyin kuru hale geldiği gözlemlenmiştir. Şekil 11’de deney düzeneğindeki evaporatör yüzeyinde oluşan buzlanma gösterilmiştir.



Şekil 11. Deney Düzeneğindeki Evaporatör Yüzeyinde Buzlanma Oluşumu

5.3 Buz Eritme Kapasitesi:

Su destekli defrost sisteminde yapılan deneylerde buz eritme kapasitesi 0,1415 kg/dak olarak hesaplanmıştır. Bu değer, sistemin buz çözme performansını yüksek verimlilikle gerçekleştirdiğini göstermektedir. Teorik değerlendirmelerde, defrost sonrası soğutucu akışkanın ikinci bir plakalı ısı değiştirgeçten geçirilerek kompresöre yönlendirilmesi senaryosunda, kompresör giriş sıcaklığının 0 °C’de yaklaşık %7,2, -5 °C’de ise %10 oranında güç azalması sağlanabileceği hesaplanmıştır.

5.4. PCM Teknolojisi ve Su Bağlantılı Defrost Yönteminin Değerlendirilmesi

PCM (Faz Değişim Malzemesi) teknolojisi, belirli bir faz değişim sıcaklığında enerji depolayarak iç mekânda sabit sıcaklık sağlamaktadır. Ancak PCM'lerin enerji depolama kapasitesi sınırlı olup, uzun süreli veya büyük sistemlerde yetersiz kalabilmektedir. Faz değişimi sırasında enerji kayıpları ve bazı PCM'lerin kimyasal olarak kararsız olması, sistem verimliliğini düşürebilir ve bakım maliyetlerini artırabilir. Ayrıca, PCM teknolojisi defrost sırasında iç üniteye sadece 25°C akışkan sağladığından, kullanıcı konforunu optimum seviyede korumakta yetersiz kalabilir.

Bu sınırlamalar ışığında, su bağlantılı plakalı ısı değiştirgeci ile defrost yöntemi daha avantajlı bir alternatif olarak öne çıkmaktadır. Plakalı ısı eşanjörü kullanıldığında iç üniteye 36°C akışkan gönderilmekte ve böylece PCM'e kıyasla daha sıcak hava sağlanmaktadır. Bu, iç mekân konforunu artırmakta ve defrost süresince kullanıcı rahatsızlığını azaltmaktadır. Ayrıca, plakalı ısı değiştirgeçler, sıcaklık transferini daha verimli ve esnek bir şekilde gerçekleştirerek sistem performansını iyileştirmekte, bileşenlerin ömrünü uzatmakta ve bakım maliyetlerini düşürmektedir.

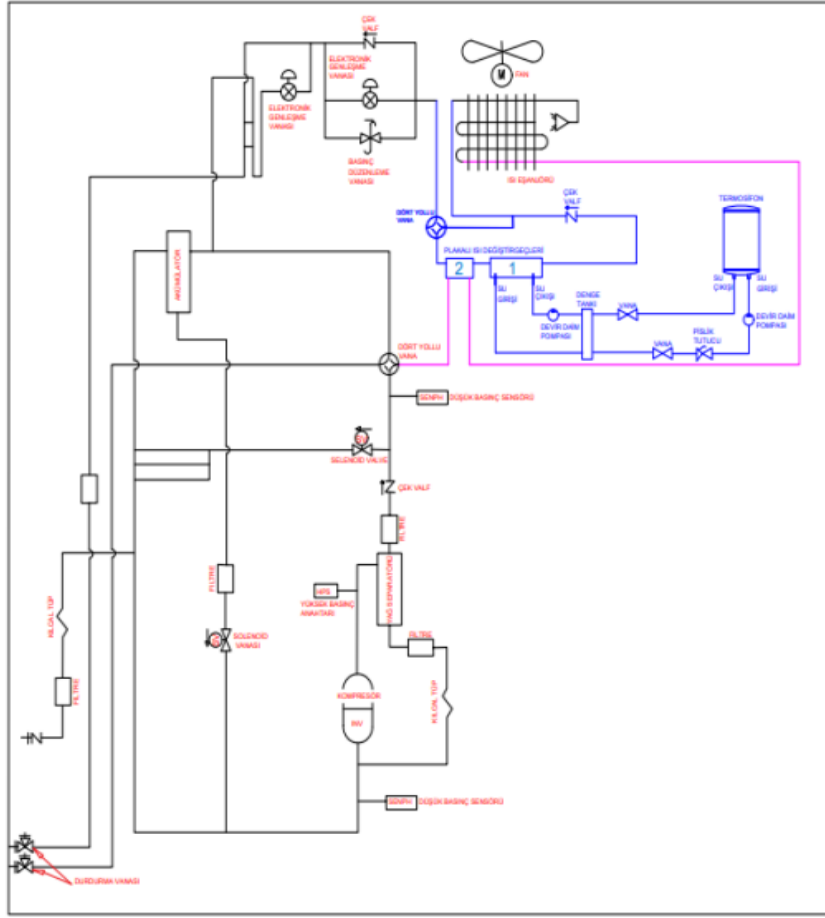
Su bağlantılı plakalı ısı değiştirgeçler, büyük VRV sistemlerinde ekonomik, uzun ömürlü ve güvenilir bir çözüm sunmakta olup mevcut HVAC sistemlerine kolayca entegre edilebilmektedir. Sonuç olarak, bu yöntem PCM teknolojisinin sınırlamalarını ortadan kaldırarak daha esnek, verimli ve kullanıcı dostu bir defrost çözümü sağlamaktadır.

6. SU ISITMALI DEFROST SİSTEMİNE ALTERNATİF ÖNERİLEN YÖNTEM VE TEORİK DEĞERLENDİRİLMESİ

Tablo 1'de sunulan sonuçlar, farklı kompresör giriş sıcaklıklarının, kompresör gücü ve ısı değiştirgeci verimliliği üzerindeki etkilerini göstermektedir. 4°C'lik referans giriş sıcaklığına göre yapılan hesaplamalarda, giriş sıcaklığının düşürülmesiyle birlikte kompresör gücünde azalma gözlemlenmiştir. Örneğin, 0°C'lik giriş sıcaklığı için kompresör gücü %7,2 oranında azalırken, -5°C'lik giriş sıcaklığı için bu oran %10'a çıkmaktadır. Bu sonuçlar, daha düşük kompresör giriş sıcaklıklarının enerji tüketiminde önemli bir azalma sağladığını, dolayısıyla enerji verimliliği üzerinde olumlu bir etkisi olduğunu ortaya koymaktadır. Ayrıca, düşük giriş sıcaklıklarının su ısı değiştirgecinin kapasitesini azalttığı görülmektedir. Bu durumun sistem performansını artırmada önemli bir parametre olarak değerlendirilebilir. Sistemin şematik gösterimi şekil 12'de verilmiştir.

Tablo 1. Kompresör Giriş Sıcaklığına Göre Hesaplama Teorik Sonuçlar

| Kompresör Giriş Sıcaklığı | Soğutucu Akışkan Evaporatör Çıkış Sıcaklığı °C | Su Çıkış Sıcak. (°C) | Sulu Plakalı Isı Değiştirgeci Kapasitesi Q ₁ (KW) | Gaz ile Çalışan Plakalı Isı Değiştirgeci Kapasitesi Q ₁₁ (KW) | Komp. Gerçek Gücü W (kW) | Komp. Gücünde (%) Azalma (4 °C 'ye Göre) | Komp. Gerçek Çıkış Sıcak. |
|---------------------------|--|----------------------|---|---|--------------------------|---|---------------------------|
| 4°C | 4°C | 51 | 34,535 | - | 1.38 | - | 86 |
| 0 °C | 4°C | - | 33,885 | 0,065 | 1.28 | 7.2 | 79 |
| -5 °C | 4°C | - | 33,012 | 0,15211 | 1.24 | 10 | 73 |



Şekil 12. Gaz ve Su Isıtmalı Alternatif Önerilen Buz Çözme Sistemi Akış Şeması

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, VRV sistemlerinde defrost işleminin iyileştirilmesi amacıyla sıcak su destekli defrost yöntemi deneysel olarak incelenmiş ve standart ters çevrimli defrost yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Çalışma, literatürdeki klasik yöntemlerden farklı olarak, plakalı ısı değiştirgeci üzerinden sıcak su devresinin entegre edilmesiyle gerçekleştirilmiş olup, özellikle buzlanma problemlerine yönelik alternatif bir çözüm sunulmuştur.

Elde edilen bulgular ışığında aşağıdaki sonuçlar ortaya çıkmıştır:

- Taşınım, ısınım ısı geçişi ve soğutucu akışkan katkısı birlikte değerlendirildiğinde sistemin dakikada yaklaşık 0.1415 kg buz çözme kapasitesine ulaştığı görülmüştür. Bu sonuçla, sıcak su destekli defrost yönteminin buz çözme etkinliği açısından güçlü bir alternatif olduğu görülmektedir.
- Sıcak su ile defrost yöntemi, düşük yatırım maliyeti ve düşük bakım gereksinimi ile öne çıkmıştır. Buna karşın sıralı defrost (çift kompresör) yöntemi yüksek yatırım maliyetine, çift evaporatörlü sistemler ise yüksek bakım ihtiyacına sahiptir.
- Çift evaporatör ve sıralı defrost sistemleri geniş alan ihtiyacı doğururken, sıcak su destekli defrost yöntemi kompakt yapısı sayesinde dar alanlarda avantaj sağlamaktadır. Ayrıca, defrost süresinin kısa olması ve iç ortam sıcaklığında hızlı toparlanma sağlaması nedeniyle yüksek konfor sunmaktadır.
- Plakalı ısı değiştirgeci entegre edilen sistemde, evaporasyon ve yoğuşma sıcaklıkları daha stabil değerler almış, basınç dalgalanmaları azalmış ve sistemin genel verimi artmıştır. Standart çalışma

moduna kıyasla defrost işlemi daha hızlı tamamlanmış, enerji tüketimi ise daha düşük seviyelerde gerçekleşmiştir.

- Alternatif teorik çalışmalarda, kompresör giriş sıcaklığının düşürülmesiyle kompresör güç tüketiminde %7,6 ila %10 arasında azalma sağlandığı görülmüştür. Bu durum, su ısıtmalı sistemin enerji verimliliğini desteklediğini göstermektedir.
- Standart ters çevrim yöntemi, PCM teknolojisine kıyasla daha düşük maliyetli olsa da, sıcak su destekli defrost yöntemi yatırım, bakım ve konfor açısından daha dengeli bir çözüm sunmaktadır.

Öneriler

- Sıcak su destekli defrost yöntemi, özellikle yüksek kullanıcı konforunun öncelikli olduğu projelerde tercih edilebilir.
- Enerji verimliliği açısından sıcak su destekli sistemler, standart defrost yöntemlerine alternatif bir çözüm olarak mevcut VRV/VRF projelerine entegre edilebilir.
- Kompresör giriş sıcaklıklarının optimizasyonu üzerine yapılacak ilave deneysel çalışmalar, sistem performansını daha ileri seviyeye taşıyabilir.

Sonuç olarak, yapılan deneysel ve teorik incelemeler göstermektedir ki; su bağlantılı plakalı ısı değiştirgeci ile desteklenen defrost yöntemi, modern HVAC uygulamalarında enerji verimliliğini ve kullanıcı konforunu artıran, standart yöntemlere güçlü bir alternatif olarak öne çıkmaktadır.

KAYNAKLAR

- Azizi, S. (2016). Novel Defrost Techniques on Air Source Heat Pumps. *Master's Thesis*, KTH Royal Institute of Technology.
- Amer, M., & Wang, C.-C. (2017). Review of Defrosting Methods. *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 73, 53–74.
- Chen, G., Fan, J., Tian, K., He, J., Zhou, Y., Chen, Y., Guan, J., Jiang, J., Gou, L., Huang, Y., Yu, Q., Wang, W., Zhang, H. (2020). Air Conditioner Defrosting Control Method and System and Air Conditioner.
- Choi, H.-J., Kim, B.-S., Kang, D., & Kim, K. C. (2011). Defrosting Method Adopting Dual Hot Gas Bypass for an Air-to-Air Heat Pump. *Applied Energy*, 88(12), 4544–4555.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2011). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik* (5th ed.). Güven Bilimsel Yayıncılık, 287-288.
- Çengel, Y. A. (2008). *Heat Transfer: A Practical Approach* (3rd ed.). McGraw-Hill.
- Dai, W., & Lian, Y. (2014). VRV (Varied Refrigerant Volume) Air Conditioning System and VRV Air Conditioning Defrosting Control Method.
- Du, Y., Wu, J., Wang, C., Chen, R., & Li, J. (2020). Investigation on the Influence of EEV Opening on the Reliability of an R290 ASHP During Defrosting. *Energy And Buildings*, 223, 110218.
- F. R. Ameen, J. E. R. Coney, C. G. W. Sheppard. (1993). Experimental Study of Warm-Air Defrosting of Heat-Pump Evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 16(1), 13-18.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley.
- J. Dong, Y. Jiang, Y. Yao, & X. Zhang. (2011). Operating Performance of Novel Reverse-Cycle Defrosting Method Based on Thermal Energy Storage for Air Source Heat Pump. *J Cent South Univ Technol*, 18, 2163-2169.
- Jeong, H., Byun, S., Kim, D. R., & Lee, K. S. (2021). Power Optimization for Defrosting Heaters in Household Refrigerators to Reduce Energy Consumption. *Energy Conversion And Management*, 237, 114127.
- Karakaş, E. (2021). *İklimlendirme Sistemi Buharlaştırıcılarında Ultrasonik Titreşim ile Buz Çözdürme Yönteminin İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük, 676625.
- Kondepudi, S., O'Neal, D. L. (1990). Effects of Different Fin Configurations on the Performance of Finned-Tube Heat Exchangers Under Frosting Conditions. *1990 Annual Meeting of the American Society Heating*, Code 14550, 439-444.
- Li, D., & Chen, Z. (2014). Experimental Study on Instantaneously Shedding Frozen Water Droplets from Cold Vertical Surface by Ultrasonic Vibration. *Experimental Thermal And Fluid Science*, 53, 17–25.
- Liu, T., Li, Z., & He, G. (2017). Experiments of a Heat Pump Water Heating System Using Stored Solar Energy to Defrost. *Energy Procedia*, 105, 1130–1135.
- Li, S., Lu, J., Li, W., Zhang, Y., Huang, S., Tian, L., Lv, Y., Hu, Y., Zeng, Y., (2022). Thermodynamic Analyses Of A Novel Ejector Enhanced Dual-Temperature Air Source Heat Pump Cycle With Self-Defrosting. *Applied Thermal Engineering* 215, 118944.
- Mengjie, S., Shiming, D., Chaobin, D., Ning, M., & Zhihua, W. (2017). Review on Improvement for Air Source Heat Pump Units During Frosting and Defrosting. *Applied Thermal Engineering*, 1-21.

Minglu, Q., Liang, X., Shiming, D., Yiqiang, J. (2012). An Experimental Investigation on Reverse-Cycle Defrosting Performance for an Air Source Heat Pump Using an Electronic Expansion Valve. *Applied Energy*, 97, 327-333.

M. Qu, S. Deng, Y. Jiang. (2010). An Experimental Study on the Defrosting Performance of a PCM-Based Reverse-Cycle Defrosting Method for Air Source Heat Pumps. *Int J Air-Cond Refrig*, 4, 327-337.

Mohammed, A., & Wang, C.-C. (2017). Review of Defrosting Methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 73, 53-74.

Shen, J., Qian, Z., Xing, Z., Yu, Y., Ge, Me, (2019). A Review Of The Defrosting Methods Of Air Source Heat Pumps Using Heat Exchanger With Phase Change Material, *Energy Procedia*, Volume 160, 491-498.

Nawaz, K., Elatar, A. F., & Fricke, B. A. (2018). A Critical Literature Review of Defrost Technologies for Heat Pumps and Refrigeration Systems. U.S. Department of Energy, Office of Scientific and Technical Information.

Reichl, C., Sandström, C., Hochwallner, F., Linhardt, F., Popovac, M., & Emhofer, J. (2021). Frosting in Heat Pump Evaporators Part A: Experimental Investigation. *Applied Thermal Engineering*, 1-16.

S. W. Wang, Z. Y. Liu. (2005). A New Method for Preventing HP from Frosting. *Renewable Energy*, 30(5), 753-761.

Tan, H., Xu, G., Tao, T., Sun, X., & Yao, W. (2015). Experimental Investigation on the Defrosting Performance of a Finned-Tube Evaporator Using Intermittent Ultrasonic Vibration. *Applied Energy*, 158, 220-232.

URL-1: <https://meslekihizmetler.csb.gov.tr/bina-sektoru-enerji-verimlilik-teknoloji-atlasi-i-100251>, (Ziyaret Tarihi: 1 Nisan 2024).

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., & Yamankaradeniz, N. (2013). *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları* (3rd ed.). Doğa Yayıncılık, Bursa, Türkiye, 690.

Zhou, Y., & Zhang, L. (2021). Energy performance of variable refrigerant flow systems considering defrost operations and unbalanced loads. *Journal of Building Performance Simulation*, 14(6), 707-721.

Wang, Y., Ye, Z., Song, Y., Yin, X., & Cao, F. (2020). Experimental Investigation on the Hot Gas Bypass Defrosting in Air Source Transcritical CO₂ Heat Pump Water Heater. *Applied Thermal Engineering*, 178, 115571.

Wenju, H., Yiqiang, J., Minglu, Q., Long, N., Yang, Y., & Shiming, D. (2011). An Experimental Study on the Operating Performance of a Novel Reverse-Cycle Hot Gas Defrosting Method for Air Source Heat Pumps. *Applied Thermal Engineering*, 31(2-3), 363-369.

Soğutuculu Teşhir Dolaplarında Sabit Hızlı ve Değişken Hızlı Kompresörlerin Enerji Performansına Etkilerinin Deneysel İncelenmesi

Olcay ÖNER ^a, Hilal EYİNC AKKAYA ^b, Hakan TAVUKÇU ^c, Metin YÜCE ^d

^a Fonksiyonel Tasarım Uzmanı, UĞUR SOĞUTMA A.Ş., Nazilli, Aydın, Türkiye, olcay.oner@ugur.com.tr

^b Fonksiyonel Tasarım Uzmanı, UĞUR SOĞUTMA A.Ş., Nazilli, Aydın, Türkiye, hilal.akkaya@ugur.com.tr

^c Fonksiyonel Tasarım Uzmanı, UĞUR SOĞUTMA A.Ş., Nazilli, Aydın, Türkiye, hakan.tavukcu@ugur.com.tr

^d Kıdemli Fonksiyonel Tasarım Uzmanı, UĞUR SOĞUTMA A.Ş., Nazilli, Aydın, Türkiye, metin.yuce@ugur.com.tr

Özet

Bu çalışma kapsamında, ticari yatay süpermarket muhafaza dolabının, sabit hız ve değişken hız prensibine göre çalışan kompresörler ile enerji tüketimi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Kompresör tipi olarak, R290 (propan) soğutucu akışkanıyla çalışan iki farklı model sabit hızlı ve iki farklı model değişken hızlı hermetik kompresörler kullanılmıştır. Deneysel çalışma, TS EN ISO 23953-2:2023 standardına uygun olarak kalibre edilmiş ve gerçekleştirilmiştir. İlgili uygulama kapsamında, aynı komponentlere sahip soğutuculu teşhir dolaplarında, hız kontrol yöntemleri farklı kompresörler kullanılarak dört farklı deneysel konfigürasyon oluşturulmuştur. Kullanılan kompresörler, farklı enerji verimliliklerine sahip olup aynı devirdeki COP (Coefficient of Performance) değerleri birbirinden farklıdır. Konfigürasyonlar; (1) COP değeri 1,40 olan sabit hızlı kompresörlü, (2) COP değeri 1,57 olan sabit hızlı kompresörlü, (3) COP değeri 1,77 olan değişken hızlı kompresörlü ve (4) COP değeri 1,80 olan değişken hızlı kompresörlü kabinlerden oluşmaktadır. Enerji tüketim testleri sonuçlarına göre, 9,497 kWh/24h enerji harcayan 1 numaralı kabin referans alındığında; 2 numaralı kabin 8,75 kWh/24h ile %7,9, 3 numaralı kabin ise 7,543 kWh/24h ile %20,6, 4 numaralı kabin ise 7,095 kWh/24h ile %25,3 oranında daha verimli bulunmuştur. Elde edilen bulgular, sabit hızlı kompresörlere kıyasla değişken hızlı kompresörlerin kullanılmasının, soğutma sisteminin toplam enerji verimliliği üzerinde istatistiksel olarak anlamlı bir iyileşme sağladığını göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Değişken Hızlı Kompresör, Enerji Verimliliği, Soğutma, Teşhir Dolapları

1. Giriş (Introduction)

Endüstriyel soğutucular temel olarak teşhir ve depolama dolapları olarak sınıflandırılmaktadır. Teşhir dolapları, ürünlerin tazeliğini koruyarak sergilenmesini sağlamakta ve perakende sektöründe yaygın biçimde kullanılmaktadır.

Soğutmalı teşhir dolapları (STD), kimyasal ve mikrobiyal faaliyetleri yavaşlatarak raf ömrünü uzatmada kritik bir rol üstlenmektedir [1,2]. Son yıllarda bu sistemlerdeki yenilikler, çevresel uyumluluk ve enerji verimliliği hedefleri doğrultusunda şekillenmektedir. Avrupa Komisyonu tarafından yürütülen çalışmalar sonucunda ekotasarım (ecodesign regulation) gereklilikleri ve enerji etiketleme kriterleri geliştirilmiş; kapalı dolapların, açık dolaplara kıyasla sekiz kata kadar daha az enerji tükettiği rapor edilmiştir [3,4]. Enerji verimliliğini artırmaya yönelik teknolojiler arasında elektronik komütatörlü fanlar, LED aydınlatma, R290 soğutucu akışkan ve adaptif kontrolörler öne çıkmakta ve %54–87 arasında enerji tasarrufu sağlamaktadır [4]. Bununla birlikte test standartlarındaki farklılıklar, ürün performanslarının karşılaştırılabilirliğini sınırlamakta ve uyumlaştırılmış yöntemlerin gerekliliğini ortaya koymaktadır [5].

Bu bağlamda en umut verici gelişme, değişken hızlı kompresörlerin (VSC) kullanımıdır. VSC'ler, kapasiteyi dinamik biçimde ayarlayarak sabit hızlı kompresörlerde görülen sık başlat-durdur döngüsünü azaltmakta ve küp yasası ilişkisi sayesinde dikkate değer enerji tasarrufu sağlamaktadır [6]. İlk yatırım maliyetlerinin yüksekliği ve entegrasyon zorlukları nedeniyle geçmişte sınırlı kullanım alanı bulan bu teknoloji, son yıllarda düzenleyici baskılarla daha yaygın hale gelmiştir [7].

Literatürde, R290 sistemlerinde güç tüketiminin %23 oranında azaltıldığı [8], kapı açılmalarının olumsuz etkilerinin hafifletildiği [9], CO₂ sistemlerinde %60'a varan enerji tasarrufu ve %120'ye kadar COP artışı sağlandığı [10] rapor edilmektedir. Ayrıca optimize edilmiş kontrol stratejileri ve bulanık mantık uygulamaları ile %3–30 arasında ek enerji tasarrufu ve %76'ya varan maliyet düşüşleri elde edilmiştir [11,12].

Ekren vd., değişken hızlı DC kompresörlerin sabit hızlı kompresörlere kıyasla çok daha verimli olduğunu; ekserji verimliliğinde %4'ün üzerinde, COP değerinde ise %7 oranında iyileşme sağladığını ortaya koymuştur [13]. Dechesne vd, değişken hızlı kontrolle çalışan scroll kompresörlerde emiş süper ısı optimizasyonu sayesinde %9,3 COP artışı ve %12,6 ısıtma kapasitesi iyileşmesi elde etmiştir [14]. Sabry & Ker ise DC motorla çalışan inverter kontrollü buzdolaplarının yalnızca daha verimli olmakla kalmadığını, aynı zamanda enerji tüketim profillerinin daha dengeli olduğunu; batarya-yük sistemlerinin ise %99'a varan verimlilikte çalıştığını göstermiştir [6]. Wang vd, değişken hacim oranı ve DC motor hız kontrolü ile çalışan iki kademeli scroll kompresör sisteminin COP değerinde %37,6 oranında artış sağladığını rapor etmiştir [15].

Mevcut literatür, genel olarak değerlendirildiğinde, değişken hızlı kompresörlerin (VSC) özellikle enerji tasarrufu ve genel performans optimizasyonu açısından çok sayıda avantaj sunduğunu açıkça ortaya koymaktadır. Bununla birlikte, bu teknolojinin Soğutmalı Teşhir Dolapları (STD) uygulamalarına tam ve uyumlu entegrasyonu halen gelişim sürecindedir. Bu alandaki en önemli zorluklardan biri, ISO 23953-

2:2015 [5] gibi standart test koşullarının oluşturulmasıdır. Ayrıca, bu tür sistemlerin dolap üretimi açısından maliyet boyutu da kritik bir husus olarak öne çıkmaktadır. Zira STD'lerde enerji tüketiminin yarısından fazlası kompresörlerden kaynaklanmakta olup, daha yüksek verimlilik ve performans elde edebilmek için motor teknolojisinin optimize edilmesi ve gelişmiş kontrol algoritmalarının tasarlanması gerekmektedir. Bu özel uygulamada, kompresörün minimum ve maksimum hızları, inverter frekansı, süper ısı basıncı ve sıcaklığı gibi en etkili tasarım parametrelerinin yüksek hassasiyetle kontrol edilmesi büyük önem arz etmektedir. Bu şekilde performans ve enerji verimliliği etkin bir biçimde optimize edilebilmektedir.

Bu gereklilikleri karşılamak amacıyla mevcut çalışma kapsamında, biri standart sabit hızlı AC kompresör, diğeri ise değişken hızlı DC inverter kompresör ile donatılmış iki STD sistemi tasarlanmış, inşa edilmiş ve deneysel olarak test edilmiştir. Sistemler, COP, günlük enerji tüketimi ve sıcaklık kararlılığı gibi temel parametreler üzerinde karşılaştırılmıştır. Elde edilen bulgular, ticari soğutma uygulamalarında kompresör seçiminin performans ve enerji verimliliği üzerindeki etkilerini ortaya koymayı amaçlamaktadır.

Bu çalışmada, soğutuculu teşhir kabinlerinde farklı COP değerlerine sahip değişken hızlı kompresörlerin aynı test koşulları altında karşılaştırmalı analizleri üzerine çalışılmıştır.

Literatürde kompresör hız kontrol yöntemlerinin enerji verimliliği üzerindeki etkileri farklı sistemlerde incelenmiş olsa da süpermarket tipi soğutuculu teşhir kabinleri gibi yüksek enerji tüketimine sahip uygulamalarda yapılan karşılaştırmalar oldukça sınırlıdır. Bu kabinler, gıda güvenliği ve sürekli

düşük sıcaklık ihtiyacı nedeniyle enerji yoğun sistemler arasında yer almakta ve enerji verimliliği çalışmaları açısından kritik öneme sahiptir. Bu bağlamda, mevcut çalışmada farklı COP değerlerine sahip sabit hızlı ve değişken hızlı kompresörler aynı test koşulları altında karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

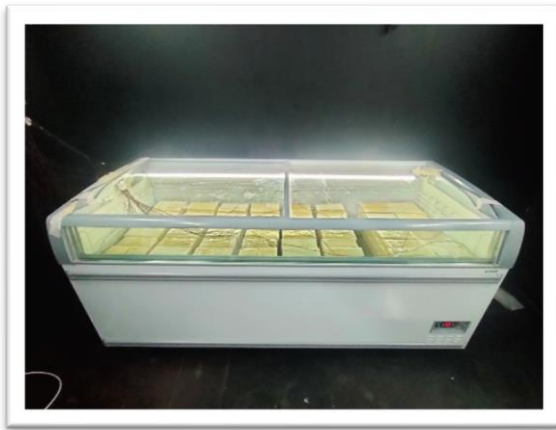
2. Metodoloji (Methodology)

Bu çalışmada test edilen ticari süpermarket tipi soğutucu, Şekil1(a)'da gösterilmiştir. Deneyler yükleme etiket seviyesine kadar M paket ile yüklenerek yapılmıştır. Standartlara uygun olarak kullanılan M paketlerinin boyutları (uzunluk \times genişlik \times yükseklik) $200 \times 100 \times 50 \text{ mm}$ (1 kg) ve $100 \times 100 \times 50 \text{ mm}$ (0,5 kg) şeklindedir [5]. Çalışmada kullanılan 1000 gramlık paketinin bileşimi ve termal özellikleri Tablo 1'te sunulmuştur.

Tablo 1. M paket bileşenleri ve termal özellikleri

| Bileşen / Özellik | Miktar / Değer | Açıklama / Notlar |
|-------------------------|-------------------------------|---|
| Oksi etil metil selüloz | 230 g | Katkı maddesi |
| Para-kloro-meta-krezol | 0,8 g | Koruyucu madde |
| Sodyum klorür | 5 g | Tuz katkısı |
| Su | 764,2 g | Çözelti ortamı |
| Donma noktası | $-1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ | Karışımın donma noktası |
| Termal özellik | Yağsız sığır eti | Termal davranış benzerliği |
| Entalpi | 285 kJ/kg | $(-1 \pm 0,5) \text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığına karşılık |

DeneySEL çalışma, TS EN ISO 23953-2:2023 standardına uygun olarak kalibre edilmiş ve deney odası, standardın Sınıf 3 gerekliliklerine uygun şekilde iklimlendirilmiştir. Bu sınıf için odanın sıcaklığı $25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, bağıl nemi ise %60'tır.



(a)



(b)

Şekil 1. (a) UMD modeli yatay sürme cam süpermarket dolabı (b) Farklı boyutlarda M-paketler

Tablo 2. M-paket sıcaklık sınıfları (TS EN ISO 23953-2:2023)

| SINIF | En sıcak M-paketinin maksimum sıcaklığı | En soğuk M-paketinin minimum sıcaklığı | Tüm M-paketlerinde minimum sıcaklıkların en yükseği |
|-------|---|--|---|
| | °C | | |
| L1 | -15 | - | -18 |
| L2 | -12 | - | -18 |
| L3 | -12 | - | -15 |
| M0 | +4 | -1 | - |
| M* | +6 | -1 | - |
| M1 | +5 | -1 | - |
| M2 | +7 | -1 | - |
| H1 | +10 | +1 | - |
| H2 | +10 | -1 | - |

Deney düzeneğinde, T tipi termokupllar 0,5 kilogram M paketlerin tam ortasından (25x50x50) 24 farklı noktadan ölçüm almaktadır. Evaporatör ölçümleri kabinin evaporatör sarımının alt giriş noktası, üst giriş giriş noktası, orta sarım noktası ve akü giriş noktasından alınmaktadır.

Kompresör ve kondenser fanı sıcaklık ölçümleri; kompresör basma hattı (discharge), kompresör emme hattı (suction), kurutucu (dryer) ve kompresör kabuğu (compressor top point) üzerinde olmak üzere 4 farklı noktadan gerçekleştirilmiştir.

Kabin üzerinde toplamda 32 farklı noktadan sıcaklık verileri kaydedilmiştir. Ölçümlerde kullanılan T tipi termokupllar, ısıl kanallı bir panoya bağlanmış olup, uçlarında bulunan nikel ve bakır teller arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan termoelektrik gerilim, dijital sıcaklık verisine dönüştürülmüştür.

Kompresör, kondenser fanı, LED aydınlatma, termostat ve değişken devirli kompresör için inverter, kabinin toplam enerji tüketimini belirleyen bileşenlerdir. Kabinin enerji tüketimi, güç analizörü aracılığıyla kabinin priz bağlantısı üzerinden ölçülmüştür. Deneysel düzende tüm ölçümler, 30 saniyelik aralıklarla ve 24 saat boyunca

kesintisiz olarak kayıt altına alınmıştır. Testlerde kullanılan sensörlere ilişkin teknik özellikler ve ölçüm parametreleri Tablo 3'te sunulmuştur.

Tablo 3. Sensörlerin teknik özellikleri

| Tipi | Marka | Ölçüm Aralığı | Hassasiyet |
|------------------|----------------------|------------------------|-----------------------|
| Güç Analizörü | Yokogawa | V= 0-2kV A=0-20A | 0.1% (V) 0.1% (mA) |
| T tipi Termokupl | Agilent Technologies | Sıcaklık -200/350°C | ±1°C |
| Nem Sensörü | HT-6830 | 10-95%RH | ±1%RH |

Denklem (1) içinde verilen parametreler: T_{ort} , ölçüm paketlerinin anlık ortalama sıcaklığı, N , ölçüm M paket miktarı, k , her bir M paketinin indeksi, t , anlık ölçülen numune zaman indeksi, $T_{M\ paket}$, anlık ölçülen M paketinin sıcaklığıdır.

$$T_{ort} = \frac{0,5}{N} \sum_{k=0,5}^N (T_{M\ paket})_t \quad (1)$$

Çalışmada, enerji verimliliğinin karşılaştırmalı olarak incelenebilmesi amacıyla, COP (Performans Katsayısı) değerleri birbirinden farklı olan iki sabit devirli ve iki değişken devirli olmak üzere toplam dört farklı kompresör kullanılmıştır. Tüm kompresörler aynı test kabini içerisinde

değerlendirilmiş olup, deneysel kurulumda değişken parametre yalnızca kompresör tipidir. Deneylerde kullanılan tüm kompresörler R290 (propan) soğutucu akışkanını ile çalışmakta olup, düşük evaporasyon basıncı (LBP) koşullarında işletilmektedir. Kompresör performanslarının karşılaştırıla-

bilirliği için 3000 devir/dakika çalışma noktası dikkate alınmış ve performans karakteristikleri ASHRAE standardına uygun şekilde, -23,3 °C evaporasyon sıcaklığı ve 54,4 °C kondenser sıcaklığı referans alınarak belirlenmiştir

Tablo 4. Test konfigürasyonları ve kompresör modelleri

| Konfigürasyon No | Marka | Model | Çalışma Tipi | Sıkıştırma Oranı (cm ³) | Kapasite (W) | COP | Not |
|------------------|---------|-----------|------------------|-------------------------------------|--------------|------|----------------------|
| Konfigürasyon 1 | Wanbao | FL180ML | Sabit devirli | 18,3 | 840 | 1,4 | En düşük verimlilik |
| Konfigürasyon 2 | Embraco | NEU2170UA | Sabit devirli | 16,8 | 815 | 1,57 | Orta verimlilik |
| Konfigürasyon 3 | Cubigel | NUS125FSC | Değişken devirli | 12,6 | 635 | 1,77 | Yüksek verimlilik |
| Konfigürasyon 4 | Embraco | FMFT413U | Değişken devirli | 12,92 | 680 | 1,8 | En yüksek verimlilik |

Kompresörün COP (Coefficient of Performance) değerleri, aşağıdaki termodinamik bağıntılar esas alınarak hesaplanmıştır.

2.1. Soğutma Kapasitesi (Q_{evap})

Evaporatörde meydana gelen ısı transferi (denklem 2), sistemin soğutma kapasitesini nicel olarak belirleyen en önemli parametrelerden biri olup, bu değer soğutma çevriminin performans değerlendirmesinde kritik rol oynamaktadır.

$$Q_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (2)$$

- \dot{m} : Soğutucu akışkanın kütleli debisi (kg/s)
- h_1 : Evaporatör çıkışındaki (veya kompresör girişindeki) özgül entalpi (kJ/kg)
- h_4 : Genleşme valfi çıkışındaki (evaporatör girişindeki) özgül entalpi (kJ/kg) [16]

2.2. Net İş (W_{net})

Net iş, kompresör giriş ve çıkış entalpileri arasındaki fark üzerinden denklem (3)de belirtildiği şekilde hesaplanmaktadır:

$$Q_{net} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3)$$

h_2 : Kompresör çıkışındaki entalpi (kJ/kg)
 h_1 : Kompresör girişindeki entalpi (kJ/kg) [17]

2.3. Performans Katsayısı (COP)

Sistemin enerji verimliliğini gösteren COP değeri (denklem 4), soğutma kapasitesi ile net işin oranı olarak tanımlanmaktadır:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{net}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (4)$$

Burada COP, çekilen elektriksel güce karşılık elde edilen soğutma kapasitesini ifade etmekte olup birimsizdir.

2.4. Enerji Tüketimi (E_c)

Test süresince her 30 saniyede bir kaydedilen anlık güç (W) değerleri, 24 saatlik periyot boyunca toplanmış ve bu veriler kullanılarak enerji tüketimi hesaplanmıştır.

TS EN ISO 23953-2 standardında tanımlanan standart test prosedürüne göre, enerji tüketimi 24 saatlik referans test periyodu esas alınarak belirlenmekte olup, söz konusu büyüklük Denklem (5) & (6)'da belirtildiği gibi hesaplanmaktadır.

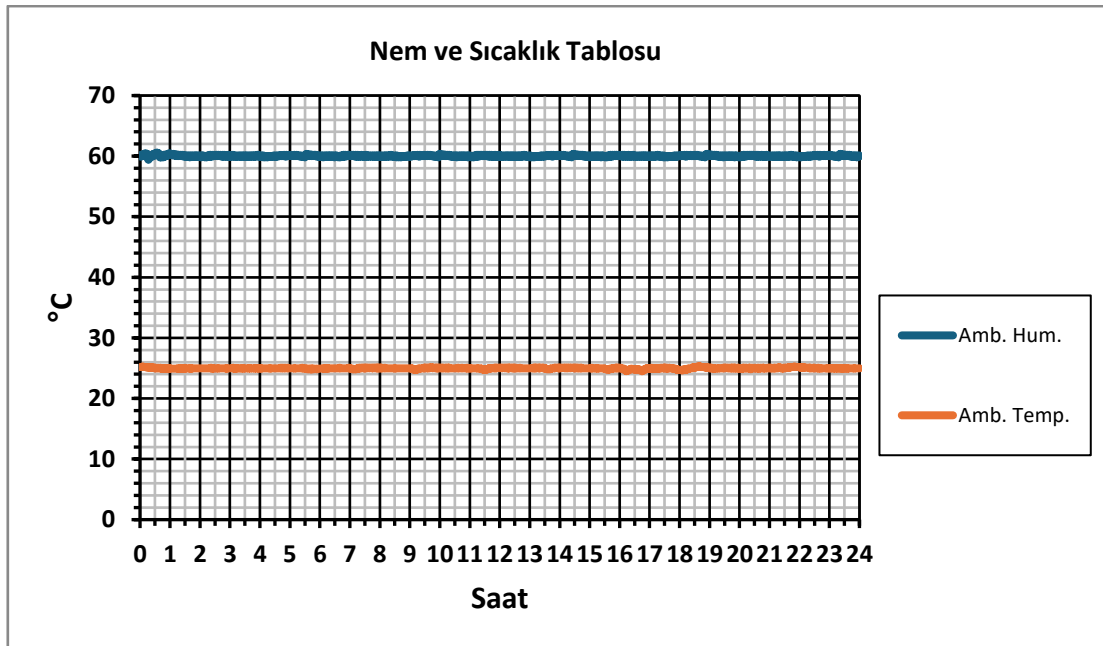
$$E_{günlük} = \int_0^{24} P_{el} (t) dt \quad (5)$$

$$E_{günlük} = \frac{1}{1000} \times \sum_{i=1}^n (W_i \times \Delta t) \quad (6)$$

| | |
|------------|--|
| W_i | Her 30 saniyelik ölçülen güç değeri (watt) |
| Δt | Ölçüm süresi (saat) |
| n | Data miktarı |
| P_{el} | Kompresörün ortalama elektriksel güç tüketimi (kW) |

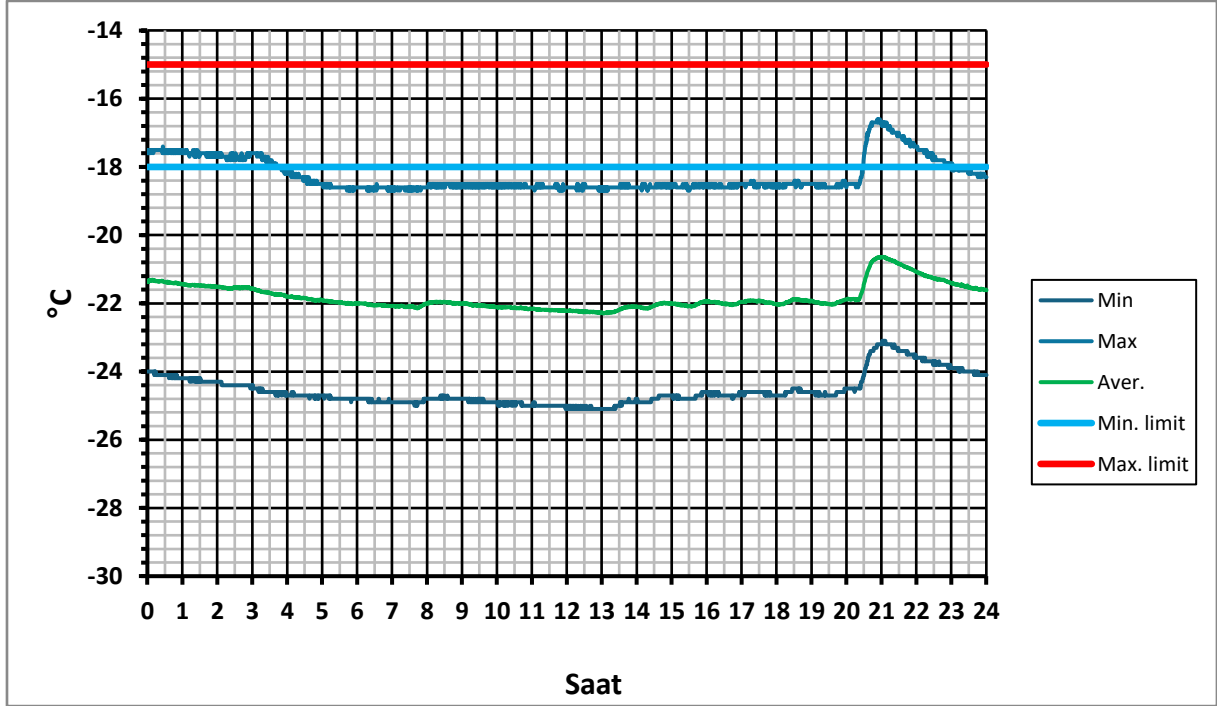
3. Sonuç (Results)

Bu çalışmada, ticari süpermarketlerde kullanılan yatay tip dondurucu dolaplarda sabit devirli ve değişken devirli kompresörlerin enerji tüketimine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalar TS EN ISO 23953-2:2023 standardına uygun olarak, 25 °C sıcaklık ve %60 bağıl nem koşullarında, 30 saniyelik kayıt aralıklarıyla 24 saatlik test süresi boyunca gerçekleştirilmiştir. Test periyodu içerisinde bir adet sıcak gazlı buz çözme döngüsü uygulanmıştır. Deney süresince kaydedilen çevresel koşullar, ortalama olarak $25 \pm 0,4$ °C sıcaklık ve $\%60 \pm 0,6$ bağıl nem değerleriyle ölçülmüş olup, bu sapmalar standardın izin verdiği tolerans aralıkları içerisinde kalmaktadır. Dolayısıyla test odasının iklimlendirme koşullarının yüksek düzeyde kararlılık (Şekil 2) göstermiştir.



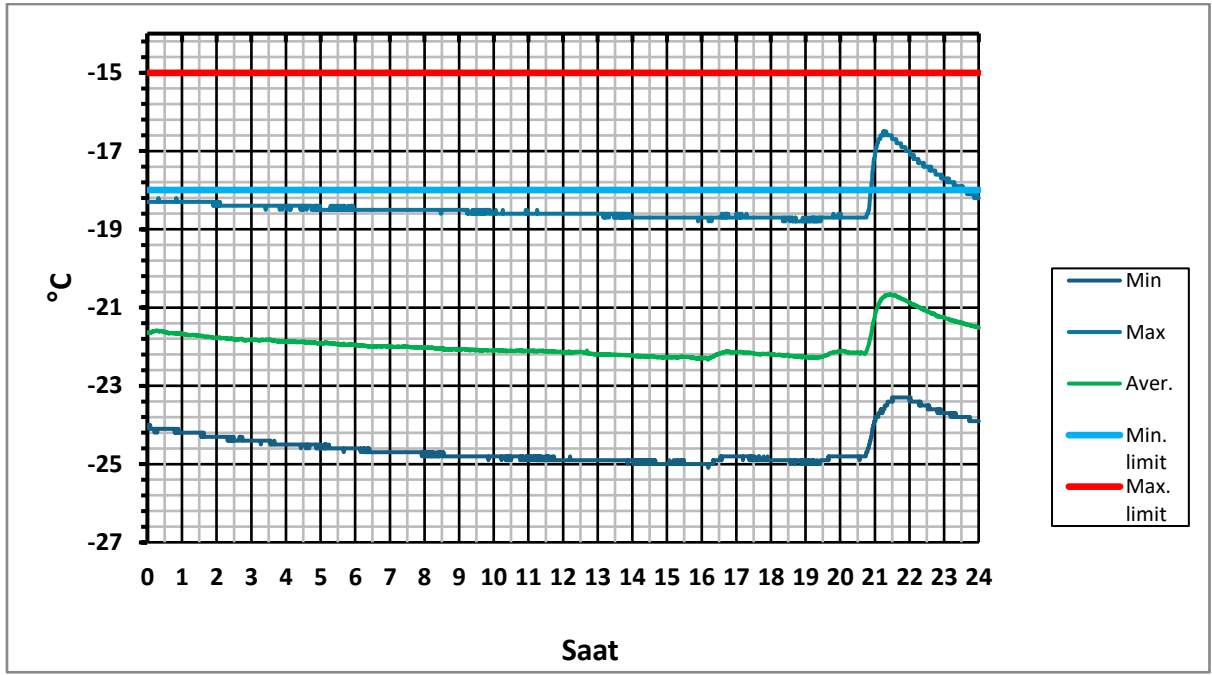
Şekil 2. Test odasının zamana göre nem ve sıcaklık değerleri

Çalışma kapsamında dört farklı konfigürasyon oluşturulmuştur. Dört farklı konfigürasyon için farklı kompresör modelleri kullanılmıştır. Bu seçim, her bir konfigürasyonun performansını karşılaştırmalı olarak değerlendirebilmek amacıyla yapılmıştır. Tüm konfigürasyonlarda tek değişken kompresördür.

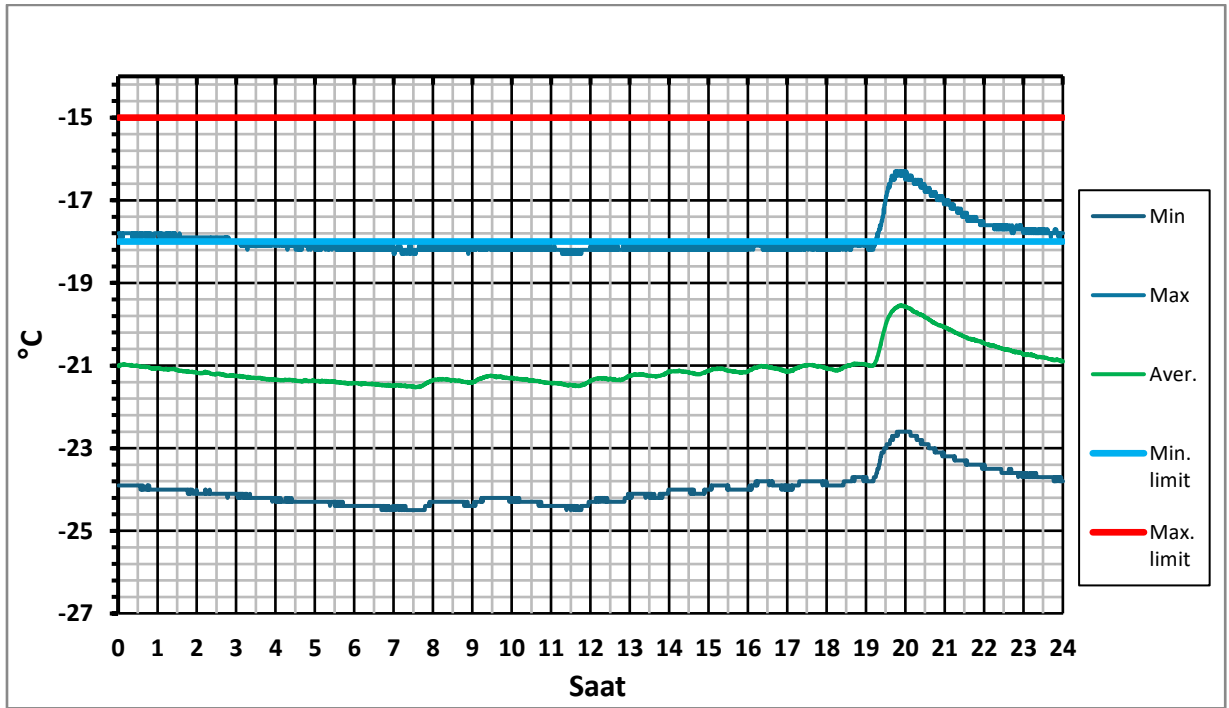


Şekil 3. Konfigürasyon 1 Paket Sıcaklıkları

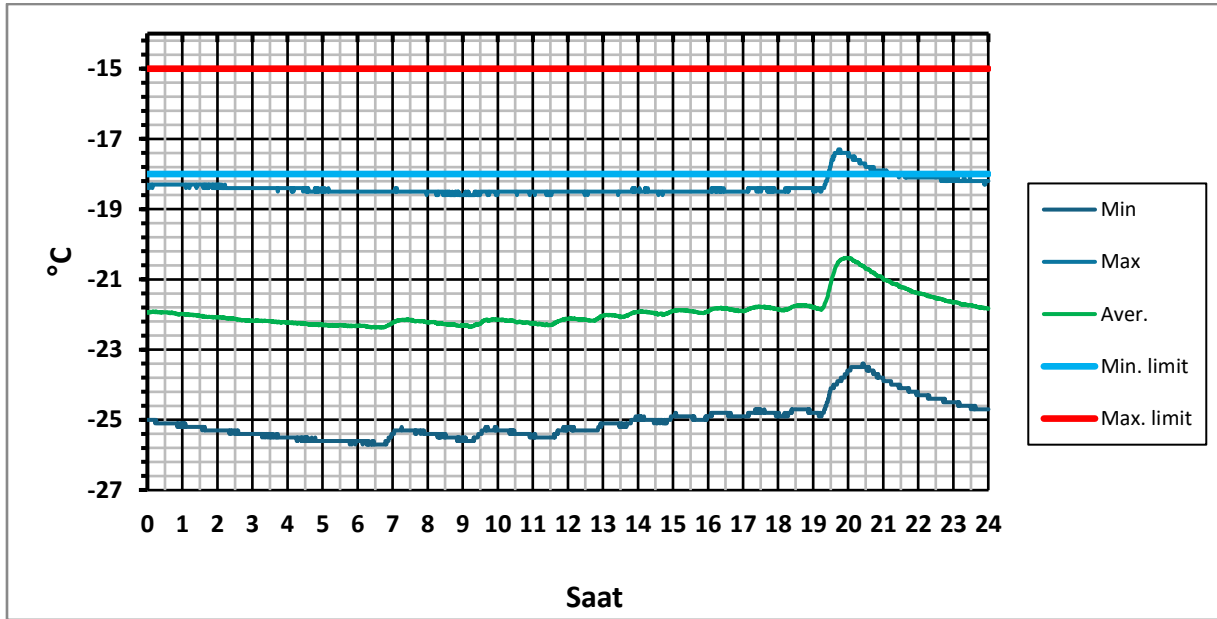
Kompresör karakteristiğinin paket sıcaklıkları ve dolap içi soğuk hava dağılımı üzerinde belirleyici bir rol oynadığı gözlenmiştir. Özellikle kompresör kapasitesi ve modülasyon kabiliyeti, evaporatör çalışma noktalarını ve dolayısıyla hava akımı paternlerini değiştirerek hem ortalama paket sıcaklıklarını hem de uzaysal homojenliği etkilemiştir. Bu nedenle kompresör seçimi, yalnızca enerji verimliliği kriterleriyle değil, aynı zamanda dolap içindeki sıcaklık homojenliğini sağlama gereksinimiyle birlikte değerlendirilmelidir. 24 ayrı noktadan ölçüm alınan bu deneyde, bu ölçüm noktaların en düşük, en yüksek ve ortalama paket sıcaklıkları tablolar halinde verilmiştir.



Şekil 4. Konfigürasyon 2 Paket Sıcaklıkları



Şekil 5. Konfigürasyon 3 Paket Sıcaklıkları



Şekil 6. Konfigürasyon 4 Paket Sıcaklıkları

Tüm konfigürasyonlara ait paket sıcaklıkları Şekil 3-6 'da sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar, her dört konfigürasyonun da ilgili standart kriterlerine uygun olarak çalıştığını açık bir şekilde göstermektedir. Paket sıcaklıklarındaki günlük pik değerleri, sistemde gerçekleşen günlük defrost döngüsünü yansıtmaktadır.

Özellikle, değişken devirli kompresörlerin kullanıldığı Konfigürasyon 3 ve Konfigürasyon 4'te, defrost sonrasında sistemin stabil çalışma koşullarına dönmesi ve paket sıcaklıklarının dengeye ulaşması, sabit devirli konfigürasyonlara kıyasla daha hızlı gerçekleşmektedir. Bu durum, değişken devirli kompresörlerin çalışma devrini ihtiyaca göre ayarlamasından kaynaklanmaktadır ve dolayısıyla sıcaklık stabilitesini artırmaktadır.

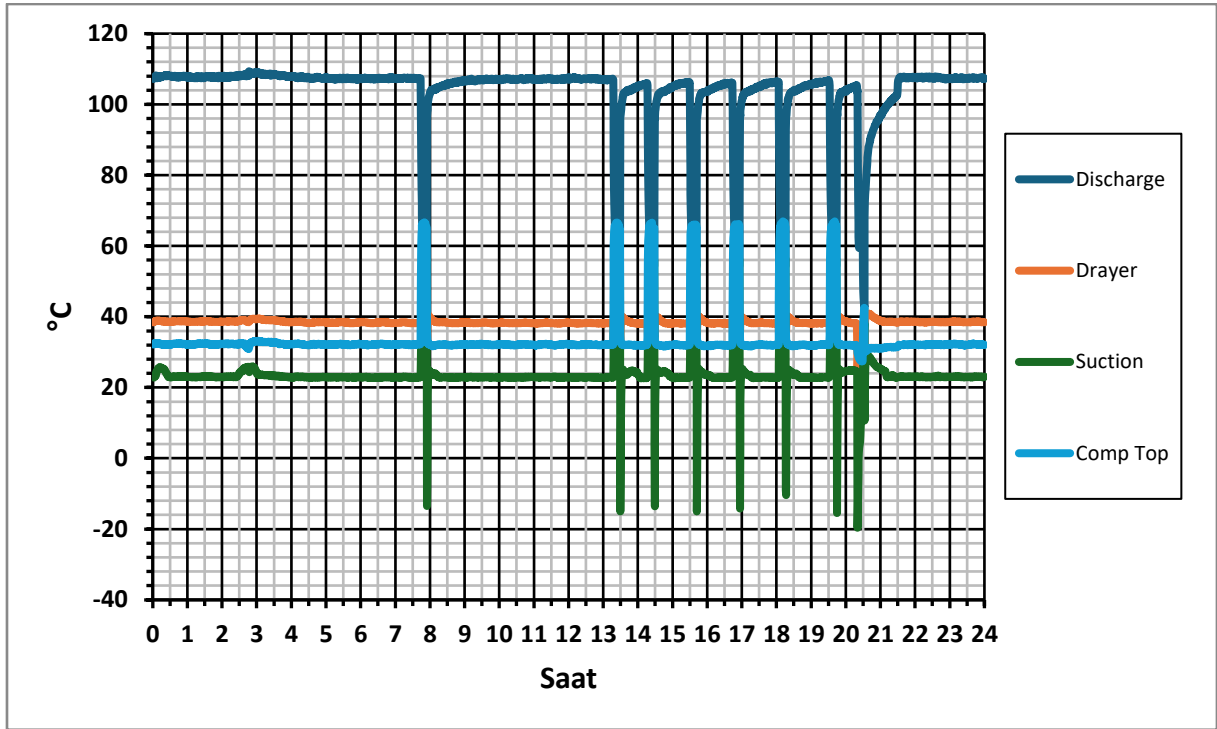
Test süresi boyunca sistemin hedeflenen çalışma koşullarında performans gösterdiğini doğrulayan diğer önemli veriler ise sistem sıcaklıklarıdır. Şekil 7-10'da konfigürasyonlara göre sistem sıcaklıklarının zaman içerisindeki değişimi sunulmuş ve her bir konfigürasyonun stabil işletim karakteristikleri görselleştirilmiştir.

Discharge: Kompresörün basma hattından ölçülen sıcaklıktır. Bu değer, kompresör basma sıcaklığı olarak tanımlanır ve kompresörün yaptığı basma işinin doğrudan bir göstergesidir.

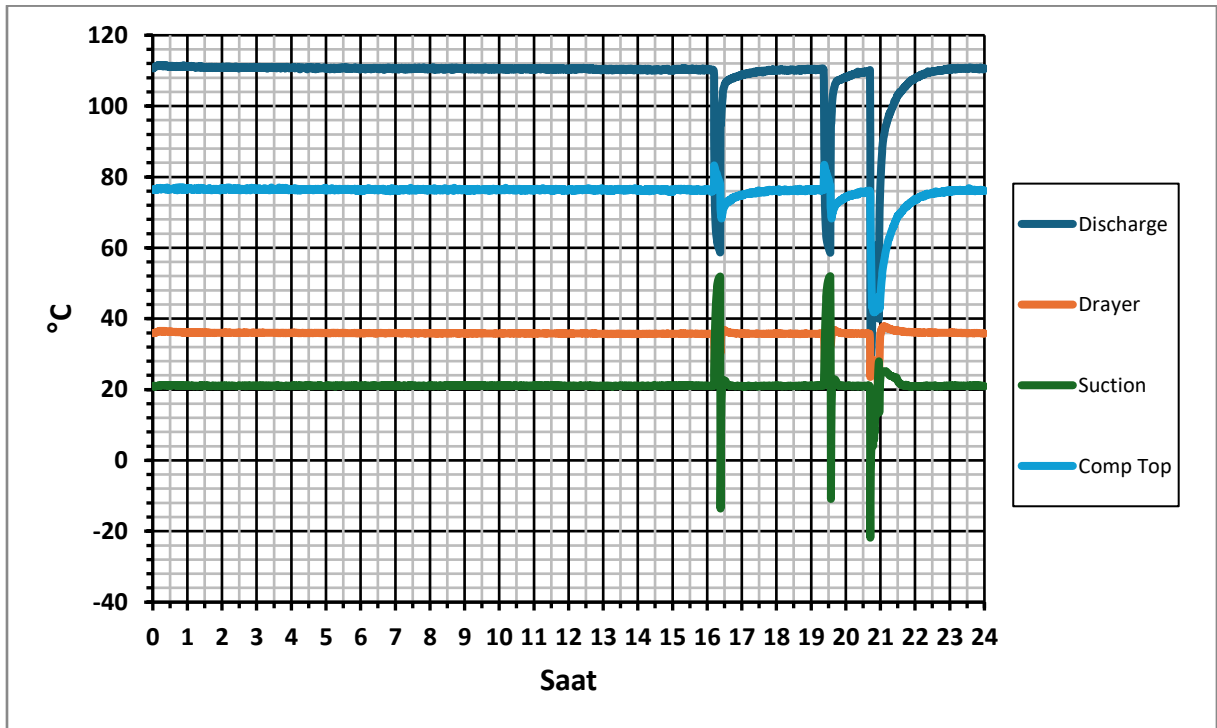
Dryer: Kondenser çıkış hattında, nem tutucu üzerinden alınan sıcaklıktır. Bu ölçüm, kondenser sonrası akışkanın termodinamik durumunu karakterize etmektedir.

Suction: Kompresör emiş hattından elde edilen sıcaklıktır. Kompresöre geri dönen soğutucu akışkanın sıcaklığını ifade eder ve sistemin buharlaştırıcı çıkışı ile doğrudan ilişkilidir.

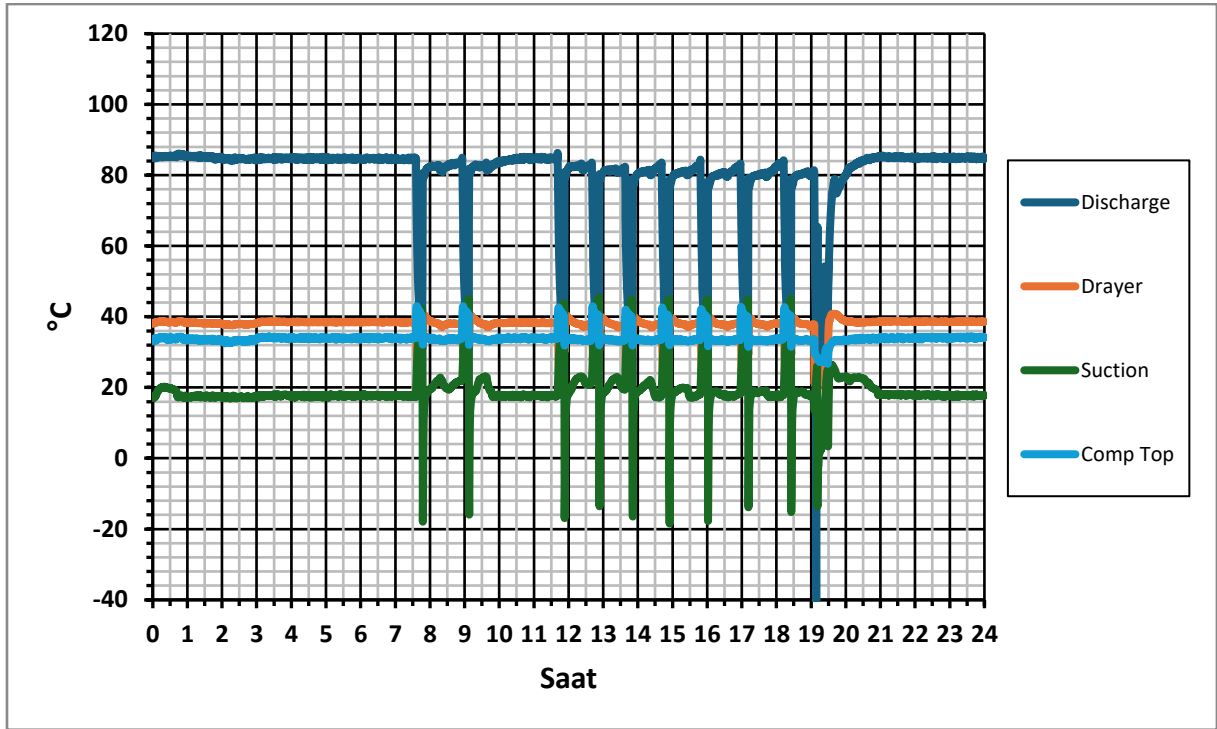
Comp Top: Kompresör kabuğunun üst kısmından ölçülen sıcaklıktır. Bu nokta, kompresör kabuğunun termal davranışını izlemek amacıyla kullanılmıştır.



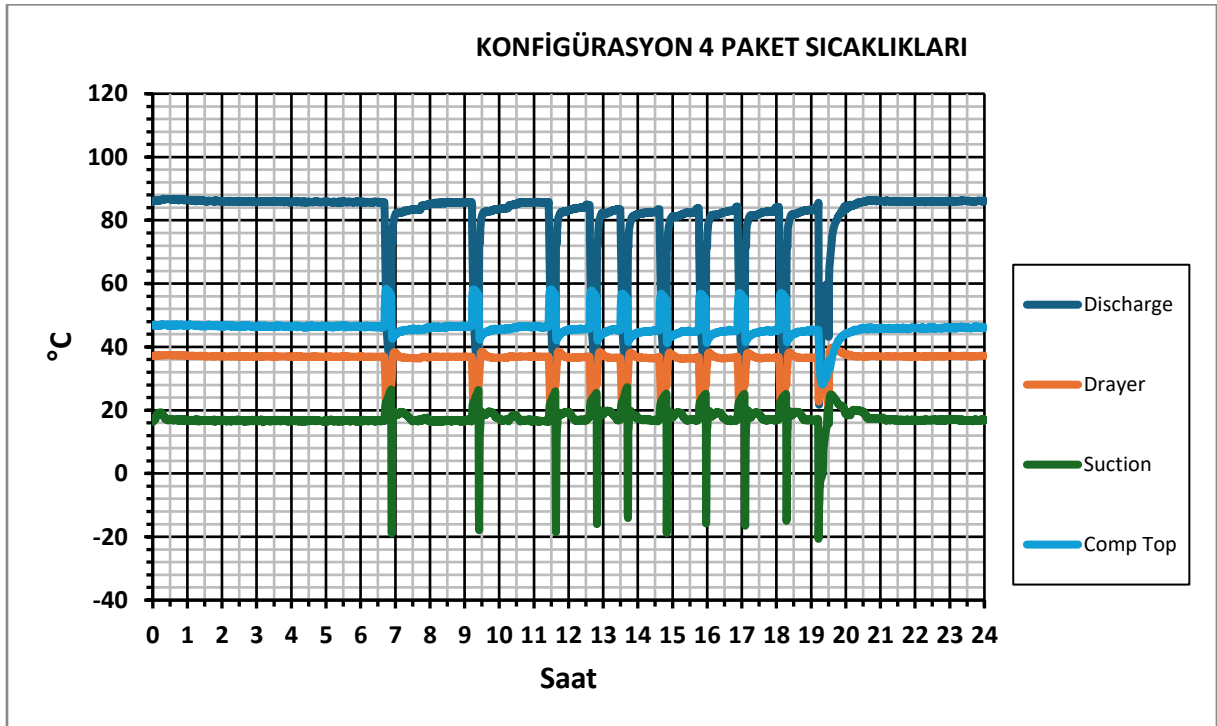
Şekil 7. Konfigürasyon 1 Sistem Sıcaklıkları



Şekil 8. Konfigürasyon 2 Sistem Sıcaklıkları



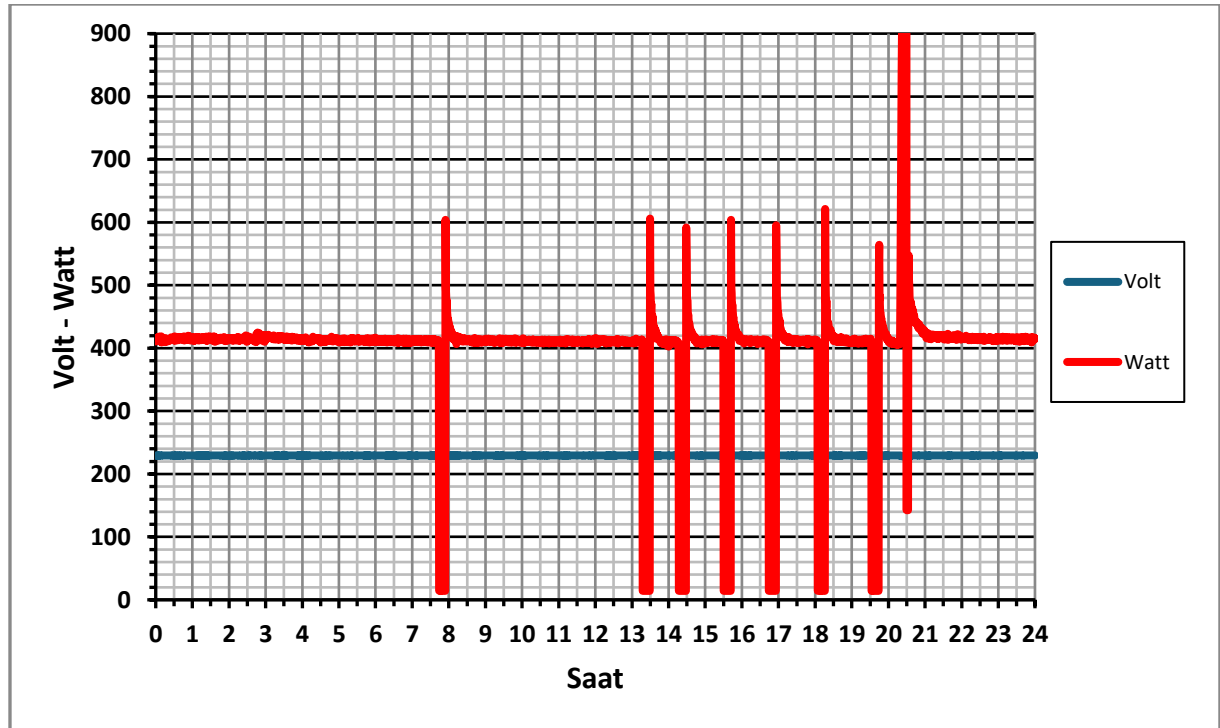
Şekil 9. Konfigürasyon 3 Sistem Sıcaklıkları



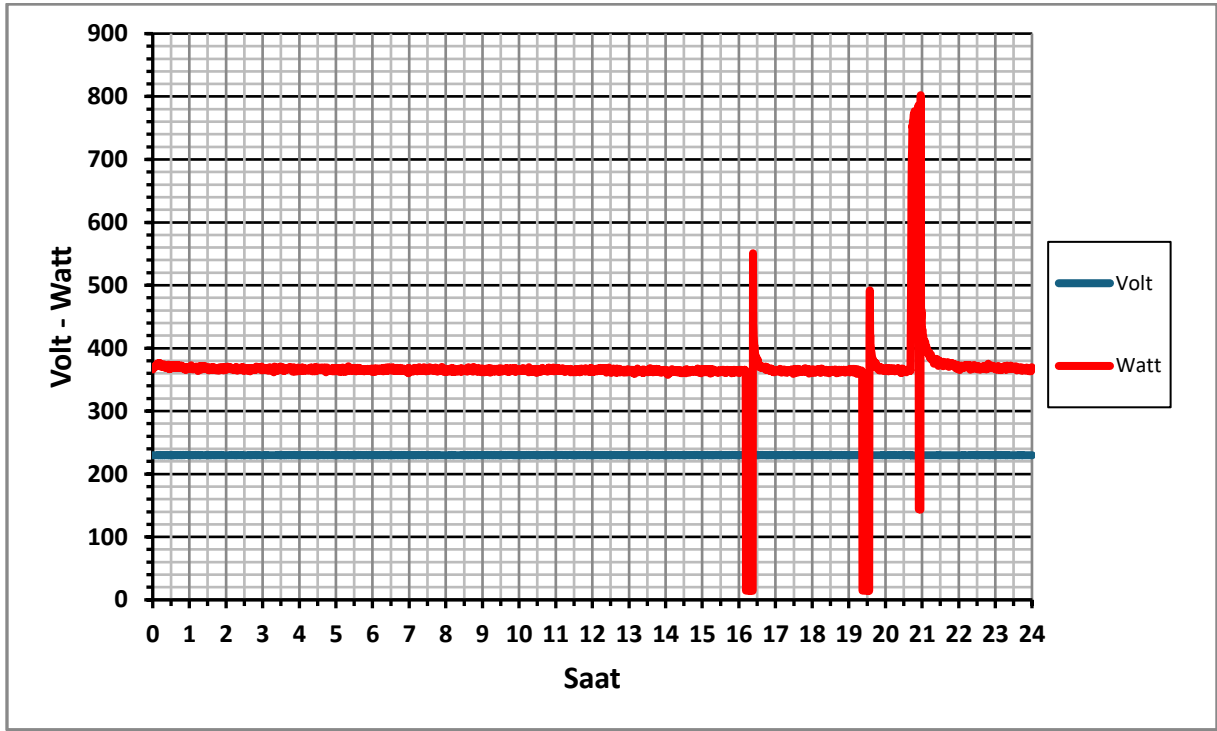
Şekil 10. Konfigürasyon 4 Sistem Sıcaklıkları

Soğutma sistemlerinde kompresör basma sıcaklığının yükselmesi, kompresörün gerçekleştirdiği basma işine doğrudan etki etmektedir. Daha yüksek basma sıcaklığı, buna bağlı olarak daha yüksek basma entalpisi oluşturmakta ve bu durum kompresörün çektiği gücün artmasına neden olmaktadır. Aynı soğutma kapasitesi için daha fazla elektrik enerjisi tüketildiğinden, sistemin performans katsayısı (COP) düşmektedir.

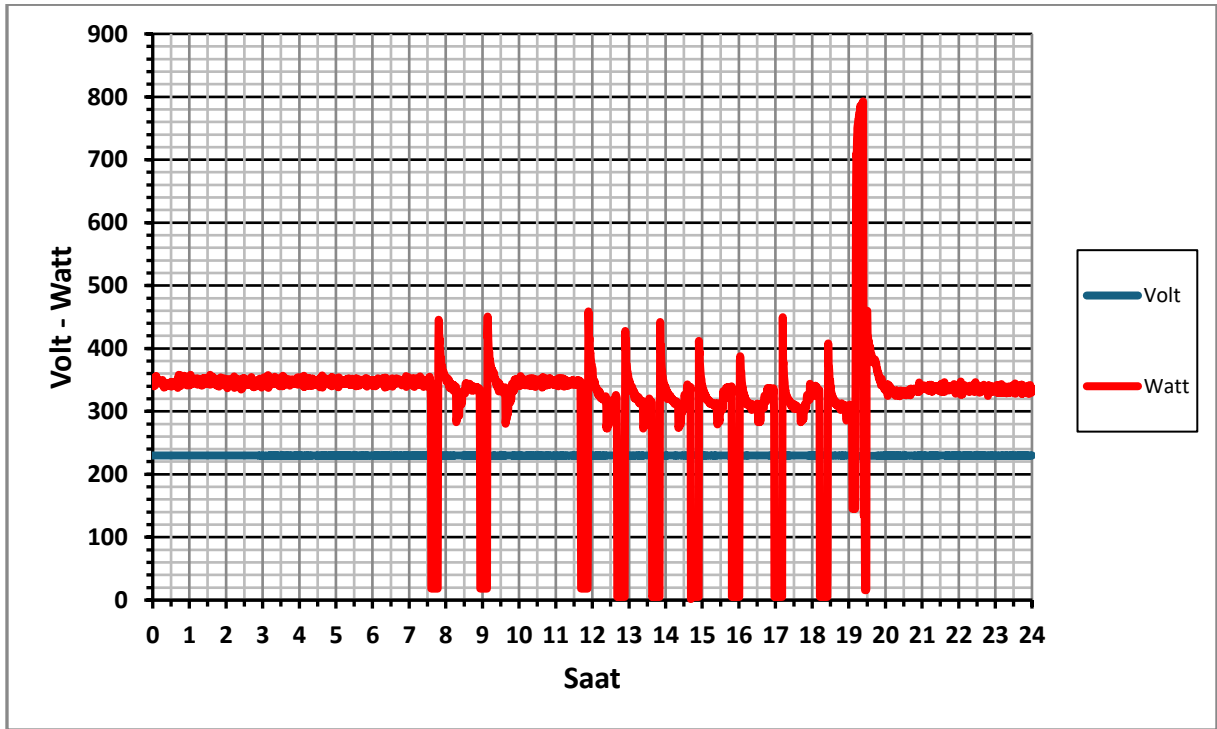
Yapılan deneysel çalışmada, sabit devirli kompresörlerin kullanıldığı Konfigürasyon 1 ve Konfigürasyon 2'nin, değişken devirli kompresörlerin kullanıldığı Konfigürasyon 3 ve Konfigürasyon 4'e kıyasla ortalama 25 °C daha yüksek basma sıcaklığına sahip olduğu belirlenmiştir. Bu durum, sabit devirli kompresörlerin enerji verimliliği açısından dezavantajlı olduğunu ve değişken devirli kompresörlere göre daha düşük performans sergilediğini ortaya koymaktadır. Ayrıca, test süresi boyunca kompresörlerin çektiği güç (watt) ve gerilim (volt) değerleri tüm konfigürasyonlar için kaydedilmiş olup, sistemlerin enerji tüketim profilleri ayrıntılı olarak karşılaştırılmıştır.



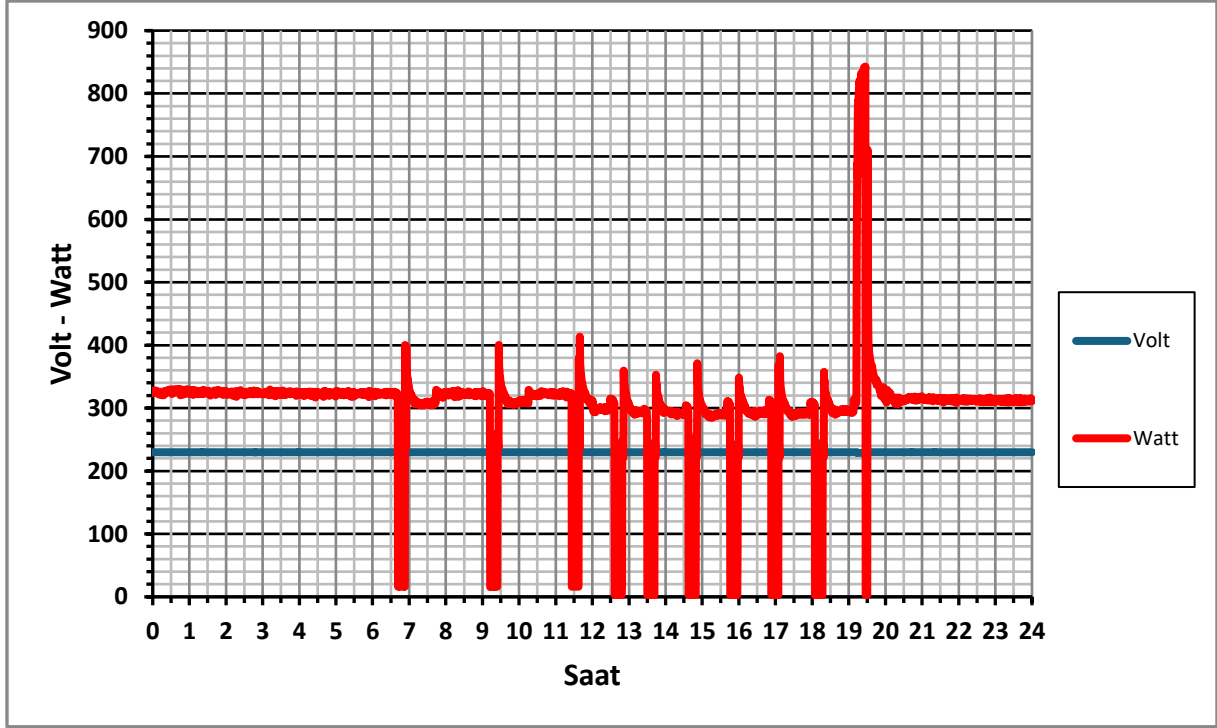
Şekil 11. Konfigürasyon 1 Güç-Gerilim Grafiği



Şekil 12. Konfigürasyon 2 Güç-Gerilim Grafiği



Şekil 13. Konfigürasyon 3 Güç-Gerilim Grafiği



Şekil 14. Konfigürasyon 4 Güç-Gerilim Grafiği

Şekil 11-14'te, dört farklı konfigürasyona ait voltaj ve güç tüketim grafikleri sunulmuş olup, bu grafikler sistemlerin 24 saatlik enerji tüketim profillerini yansıtmaktadır. Elde edilen sonuçlar, kompresör teknolojilerinin enerji verimliliği ve işletme karakteristikleri üzerindeki etkilerini açık bir biçimde ortaya koymaktadır.

Konfigürasyon 1, diğerlerine kıyasla en yüksek enerji tüketimini göstermektedir. Bu durum, kompresörün sabit devirli yapısı nedeniyle sık açma-kapama döngüleriyle birlikte, her başlatma anında ortaya çıkan yüksek enerji çekişlerinden kaynaklanmaktadır.

Konfigürasyon 2, Konfigürasyon 1'e göre daha düşük enerji tüketimi sergilemiştir. Bu fark, daha az sayıda başlatma döngüsü gerçekleştirilmesiyle ilişkilidir. Böylece, kompresörün ilk kalkış anında görülen yüksek enerji çekişi minimize edilmiş ve toplam enerji tüketiminde azalma sağlanmıştır.

Konfigürasyon 3'te, değişken devirli kompresör teknolojisi kullanılmıştır. Defrost sonrasında devreye giren kompresör, enerji verimliliğini artırmak amacıyla çalışma devrini düşürmüştür. Bu özellik, sabit devirli konfigürasyonlara kıyasla daha düşük enerji tüketimiyle sonuçlanmıştır. Ancak, Konfigürasyon 3'ün algoritması kompresörün çalışma yüzdesi ve süresine dayalı olarak kapasiteyi belirlediğinden, özellikle statik soğutmalı dondurucu kabinlerde uzun süreli çalışma koşullarında devir değişimlerinde kararsızlıklar gözlenmiştir. Kompresör, devir geçişlerini istikrarlı şekilde yönetemediği durumlarda tam kapasite verimini yansıtamamış ve enerji performansı istenilen seviyeye ulaşamamıştır.

Konfigürasyon 4'te ise yine değişken devirli bir kompresör kullanılmış, ancak bu konfigürasyonda drop-in yazılım mantığına dayalı akıllı bir algoritma uygulanmıştır. Sistem, son üç

döngüdeki işletme verilerini temel alarak gerekli soğutma kapasitesini hesaplamakta ve kompresörü buna göre uygun devirde çalıştırmaktadır. Bu yöntem, ani devir değişimlerinin ve verimlilik kayıplarının önüne geçerek daha kararlı bir işletme sağlamıştır. Nitekim, Konfigürasyon 4'ün COP değeri Konfigürasyon 3'ten yalnızca %1,17 daha yüksek olmasına rağmen, test sonucunda toplam enerji tüketiminde %6'lık bir fark ortaya çıkmıştır. Bu farklılığın temel nedeni, kullanılan yazılım algoritmalarındaki yaklaşım farklılıklarıdır.

Sonuç olarak, değişken devirli kompresörlerde kullanılan kontrol algoritmaları, yalnızca nominal COP değerleriyle değil, aynı zamanda sistemin uzun süreli işletme senaryolarındaki enerji tüketim profilleri ile değerlendirilmelidir. Bu durum, farklı teknolojiler arasında gözlenen enerji verimliliği farklılıklarını açıklamada kritik bir rol oynamaktadır.

Tablo 5. Konfigürasyonlara Göre 24 Saatlik Enerji Tüketimi ve Göreceli Verimlilik

| Konfigürasyon | Enerji Tüketimi (kWh/24h) | Göreceli Tasarruf (%) |
|---------------|---------------------------|-----------------------|
| 1 (Referans) | 9,497 | — |
| 2 | 8,750 | 7,9 |
| 3 | 7,543 | 20,6 |
| 4 | 7,095 | 25,3 |

4. Tartışma (Discussion)

Elde edilen bulgular, sabit hızlı kompresörlere kıyasla değişken hızlı kompresörlerin kullanımının, soğutma sistemlerinin toplam enerji verimliliği üzerinde istatistiksel olarak anlamlı bir iyileşme sağladığını ortaya koymaktadır. Bununla birlikte, değişken devirli kompresörlerin performansı yalnızca mekanik tasarımdan değil, aynı zamanda kullanılan yazılım algoritmalarından da doğrudan etkilenmektedir. Kompresörün sahip olduğu kontrol yazılımı, devir optimizasyonunu yönetmekte ve enerji tüketiminde farklı senaryoların ortaya çıkmasına neden olmaktadır.

Dolayısıyla, değişken devirli kompresörlerin enerji performansının maksimize edilebilmesi için devir optimizasyon stratejileri kritik bir rol oynamaktadır. Uygulanan algoritmaların, ani devir değişimlerini önleyecek, sistemin yük profiline uyum sağlayacak ve uzun dönemli çalışma koşullarında kararlılığı koruyacak şekilde tasarlanması, elde edilen enerji verimliliği sonuçlarını doğrudan etkilemektedir. Bu durum, gelecekte yapılacak çalışmalar için yazılım tabanlı optimizasyon yaklaşımlarının önemini vurgulamaktadır.

5. Kaynaklar (References)

- [1] Edwin, M.; Joseph Sekhar, S. Thermo-Economic Assessment of Hybrid Renewable Energy Based Cooling System for Food Preservation in Hilly Terrain. *Renew. Energy* 2016, 87, 493–500, doi: 10.1016/j.renene.2015.10.056.
- [2] Ocak, C.; Koşan, M.; Erten, S.; Nur Erdoğan, F.; Öder, M. Comparison of Different Compressor Technologies for Refrigerated Display Cabinet: Experimental Study. *Mater. Today Proc.* 2023, 81, 74–80, doi: 10.1016/j.matpr.2023.01.213.
- [3] Topten.Eu Available online: <https://www.topten.eu/private/products/refrigerators>.
- [4] Demirpolat, H.; Erten, S.; Ataş, Ş.; Aktaş, M.; Özkaymak, M. Comparison of the Impact of R449-A and R290 on Refrigerated Display Cabinets Using Life-Cycle Climate Performance Method. *Eur. Mech. Sci.* 2024, 8, 125–136, doi:10.26701/ems.1493164.
- [5] *ISO 23953-2:2005/Amd 1:2012 Refrigerated Display Cabinets Part 2: Classification, Requirements and Test Conditions*; 2025.
- [6] Sabry, A.H.; Ker, P.J. DC Environment for a Refrigerator With Variable Speed Compressor; Power Consumption Profile and Performance Comparison. *IEEE Access* 2020, 8, 147973–147982, doi:10.1109/ACCESS.2020.3015579.
- [7] Olszewski, P. Experimental Analysis of ON/OFF and Variable Speed Drive Controlled Industrial Chiller towards Energy Efficient Operation. *Appl. Energy* 2022, 309, 118440, doi: 10.1016/j.apenergy.2021.118440.
- [8] Kasera, S.; Nayak, R.; Bhaduri, S.C. Energy Efficiency Analysis of Variable Speed DC Compressor Using R290. In Proceedings of the 2020 5th IEEE International Conference on Recent Advances and Innovations in Engineering (ICRAIE); IEEE: Jaipur, India, December 1, 2020; pp. 1–5.
- [9] Liu, D.-Y.; Chang, W.-R.; Lin, J.-Y. Performance Comparison with Effect of Door Opening on Variable and Fixed Frequency Refrigerators/Freezers. *Appl. Therm. Eng.* 2004, 24, 2281–2292, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.01.009.
- [10] Bahar, E.M.; Erten, S.; Aktaş, M. An Experimental Study Towards Decreasing the Energy Efficiency Index Value in Industrial Refrigerators. *Gazi Üniversitesi Fen Bilim. Derg. Part C Tasar. Ve Teknol.* 2021, 9, 432–445, doi:10.29109/gujsc.903320.
- [11] Kagiri, C.; Zhang, L.; Xia, X. Optimal Control of a Variable Speed Drive Compressor for Energy Efficiency of a Compressed Natural Gas Station. In Proceedings of the 2019 1st International Conference on Industrial Artificial Intelligence (IAI); IEEE: Shenyang, China, July 2019; pp. 1–5.
- [12] Shaban, N.; Nasser, I.; Al Asfar, J.; Al-Qawabah, S.; Olimat, A. Thermodynamic and Economic Analysis of a Refrigerator Display Cabinet Equipped with a DC Compressor and Electronic Expansion Valve. *Int. J. Heat Technol.* 2020, 38, 432–438, doi:10.18280/ijht.380219.

- [13] Ekren, O.; Celik, S.; Noble, B.; Krauss, R. Performance Evaluation of a Variable Speed DC Compressor. *Int. J. Refrig.* 2013, *36*, 745–757, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.09.018.
- [14] Dechesne, B.J.; Tello-Oquendo, F.M.; Gendebien, S.; Lemort, V. Residential Air-Source Heat Pump with Refrigerant Injection and Variable Speed Compressor: Experimental Investigation and Compressor Modeling. *Int. J. Refrig.* 2019, *108*, 79–90, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.08.034.
- [15] Wang, J.; Qv, D.; Ni, L.; Yao, Y. Experimental Study on an Injection-Assisted Air Source Heat Pump with a Novel Two-Stage Variable-Speed Scroll Compressor. *Appl. Therm. Eng.* 2020, *176*, 115415, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115415.
- [16] Jovane, M. E., Braun, J. E., & Groll, E. A. (2006). Analysis of vapor extraction strategies for evaporators. In Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue (July 17–20, 2006). Purdue University, Ray W. Herrick Laboratories. Purdue e-Pubs.
- [17] Raharjo, S., Irawan, B., & Pujianto, M. E. (2022). Optimization of compressor work, power and heat on efficiency refrigerant R290 on split AC. *SINTEK Jurnal: Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*, *16*(2), 77–81. <https://doi.org/10.24853/sintek.16.2.77-81>

DERİN DONDURUCULARDA FAZ DEĞİŞİM MALZEMESİ KULLANIMININ GIDA GÜVENLİĞİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

İsmet ALPSOY*, Mehmet YOGUN*, Mehmet Furkan KOPARAN*, Okan GÖK*, Ersin ALPTEKİN*, Mehmet Akif EZAN*, Aytunç EREK*

*Dokuz Eylül University, Faculty of Engineering, Mechanical Engineering Department,

35390 Buca, İZMİR

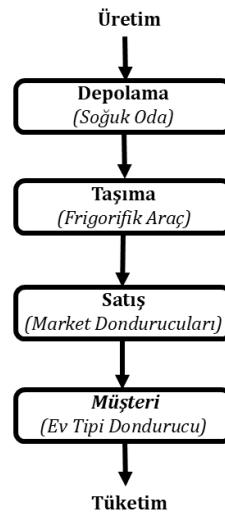
ismetalpsoy13@gmail.com , mehmetyogun90@gmail.com , mfurkankoparan@gmail.com ,
okan.gok@deu.edu.tr , ersin.alptekin@deu.edu.tr , mehmet.ezan@deu.edu.tr , aytunc.erek@deu.edu.tr

Özet: Gıdaların üreticiden tüketiciye sağlıklı bir biçimde ulaşabilmesi için soğuk zincir sürekliliğinin sağlanması gerekmektedir. Ancak nakliye ve ara depolama evrelerinde elektrik kesintisi gibi nedenlerden dolayı soğuk zincir kırılıp insan sağlığını tehdit etmektedir. Bu duruma çözüm olarak çeşitli yöntemler kullanılmaktadır ve Faz Değişim Malzemesi (FDM) 'de bunlardan biridir. Bu çalışma kapsamında ev tipi derin dondurucunun dinamik davranışı farklı yükleme senaryolarında ve çeşitli FDM kullanımında olmak üzere soğutma & elektrik kesintisi altında parametrik olarak incelenip gıda güvenliği açısından değerlendirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda çalışma aralığı en uygun FDM'in FDM'siz durumla karşılaştırıldığında kritik sıcaklığa yükselme süresini %50'ye yakın arttırdığı gözlemlenmiş olup ayrıca derin dondurucunun yükleme oranı azaldıkça FDM'in gıda güvenliği üzerindeki etkisinin arttığı tespit edilmiştir.

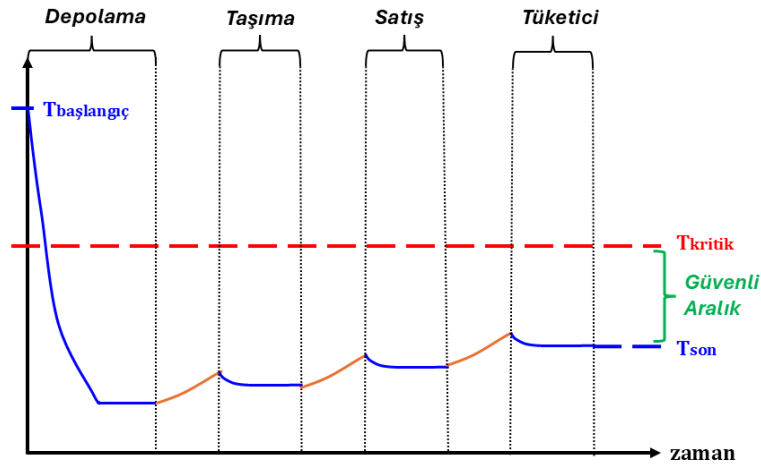
Anahtar Kelimeler: Faz Değişim Malzemesi, Gıda Güvenliği, Deneysel Çalışma, Soğuk Zincir.

GİRİŞ

Sürdürülebilir gıda sistemlerinin kurulması, gıda güvenliği, gelecek nesiller için beslenme güvencesi ve sınırlı doğal kaynakların verimli kullanımını teşvik etmek için oldukça önemlidir. Nüfus artışına bağlı olarak artan gıda talebiyle beraber, gıda güvenliğinin korunması ve gıda israfının önlenmesi gittikçe önemli hale gelmektedir. Türkiye İsrافی Önleme Vakfı'na (2019) göre, yetersiz taşıma ve depolama koşulları nedeniyle dünya genelinde her yıl yaklaşık 931 milyon ton gıda israf edilmektedir. Soğuk zincir, gıda ürünlerinin üretimden nakliye, depolama ve tüketime kadar belirli bir sıcaklık aralığında depolanmasını amaçlamaktadır. Herhangi bir aşamada belirtilen sıcaklık aralığının aşılması, zincirin bozulmasına sebep olmaktadır. Bu da ürünün kimyasal yapısında değişikliklere ve bozulmaya yol açar. Soğuk zincir aşamaları ve zamana bağlı olarak ürünün sıcaklık değişimleri Şekil 1 ve 2'de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 1. Soğuk Zincir Adımları



Şekil 2. Soğuk zincir sırasında ürünün zamana bağlı sıcaklık değişimleri

Gıdalarda sıcaklık kontrolünün stabilizasyonun sağlanmasındaki en zor kısımlar soğuk zincirin son üç aşaması olan nakliye, market dondurucuları ve ev dondurucularıdır. Market buzdolaplarındaki ürünlerin %30'unda, alışveriş sonrası nakliyede %70'inde ve ev buzdolaplarında ise %40'ında ortalama ürün sıcaklığı önerilen değerden 2 °C daha yüksektir (Laguerre vd., 2013). Kompresör açma/kapama çevrimleri, defrost işlemleri, kapı açılırken ani sıcaklık değişimleri ve uzun süreli elektrik kesintileri gibi dinamik faktörler soğuk zinciri önemli ölçüde etkiler. Bu bağlamda termal enerji depolama sistemleri giderek popülerlik kazanmaktadır. FDM (Faz Değişim Malzemesi), soğuk zincirin kırılmasını önlemek için soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan termal enerji depolama yöntemlerinden biridir. Bu çalışma, depolama sırasında gıda güvenliğini artırmak için FDM kullanarak sıcaklık dalgalanmalarını azaltmayı ve FDM'nin çeşitli durumlarda gıda güvenliğine olan etkisini göstermeyi amaçlamaktadır.

Literatürde, FDM'li ve FDM'siz olarak derin dondurucuların dinamik davranışlarını analiz etmek ve gıda güvenliğini artırmak için çok sayıda çalışma yapılmıştır. Gin ve Farid (2010), dondurucu bölmelerine entegre edilmiş FDM panelleri ile dondurulmuş gıdaların depolama koşullarındaki iyileştirmeyi deneysel olarak incelemişlerdir. Gıda ürünü olarak dondurma ve et seçilmiştir. Erime ve donma noktası -15,4 °C olan su ve amonyum klorürden oluşan ötektik bir bileşime sahip FDM olarak kullanılmıştır. 2 hafta boyunca her 24 saatte bir tekrarlanan güç kesintisi uygulanan deneylerde FDM paketleri bir derin dondurucunun iç duvarlarına yerleştirilmiştir. Ürün sıcaklık değişimi için, FDM'siz güç kaybı -3 °C'lik bir maksimum tepe sıcaklığına neden olmuş ve sabit durum sıcaklığından maksimum 13 °C'lik bir sapma sağlamıştır. FDM ile -11 °C'lik çok daha düşük bir tepe sıcaklığına ulaşılmış ve sabit durum sıcaklığından yalnızca 5 °C'lik bir maksimum sapma sağlanmıştır. Dondurulmuş etteki damlama kaybı da daha düşük sıcaklık dalgalanmalarının FDM nedeniyle elde edildiğini göstermiştir. 2 haftanın sonunda, FDM panelleriyle damlama kaybı %10 iken, FDM kullanılmadığında bu oran %17 olmuştur. Zarajabad ve Ahmadi (2018), dondurucu kabini olarak modellenen soğuk depolama sistemlerinde farklı PCM hacimlerini sayısal olarak incelemiştir. FDM olarak -21 °C erime sıcaklığına sahip ötektik çözelti (NaCl-H₂O) kullanılmıştır. Maksimum açık alana ve 0,5, 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 cm'lik farklı kalınlıklara sahip FDM kutuları, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak simüle edilmiştir. FDM kalınlığının artmasıyla, dondurucu kabinin soğuk depolama sistemi kullanımında standart olarak belirlenen koşulda kalma süresinin arttığı belirlenmiştir. FDM kalınlığında 2 cm'den 3 cm'ye kadar ortalama soğuk termal güçte keskin bir düşüş gözlenmiş ve daha sonra neredeyse sabit kalmıştır. Böylece 3 cm kalınlığındaki bir FDM kutusunun diğerlerinden daha etken olduğu gözlemlenmiştir. Diğer yandan, 3 cm'nin üzerindeki FDM kutu kalınlığı dondurucu kabin hacminin %10'undan fazlasını kapladığından dolayı kullanıcıya sunulan hacmi küçülttüğü, bu bakış açısına göre, 3 cm kalınlığında bir PCM kutusunun optimum olduğuna karar verilmiştir. Cofré-Toledo vd. (2018), iki farklı ötektik FDM'ye sahip bir ev tipi buzdolabının entegre evaporatör davranışını testler gerçekleştirerek deneysel olarak incelemiştir. Deneylerde iki kapılı, üç yıldız bölmeli, T sınıfı bir ev tipi buzdolabı kullanılmıştır. Dondurucu bölümü M-paketleriyle tamamen doluyken, taze gıda bölümü testler sırasında boştur. Taze gıda ve dondurucu bölmelerinin ortalama depolama sıcaklıkları, FDM E-10 ile sırasıyla %37,2 ve %56,9 ve

ağırlıkça %19,5 NH_4Cl sulu çözeltisi içeren FDM ile sırasıyla %37,8 ve %49,0 oranında azalmıştır. Evaporatör FDM E-10 ve FDM %19,5 ağırlıkça NH_4Cl sulu çözeltisi ile modifiye edildiğinde güç tüketimi sırasıyla %1,74 ve %5,81 oranında azaltılmıştır. Ghodrati vd. (2022), entalpi yöntemini kullanarak simülasyon yoluyla soğutma uygulamaları için uygun iki tip (su ve etilen glikol) FDM'nin termal davranışını sayısal olarak incelemiştir. Bölmenin üstünde FDM bulunan bir dondurucu kabini simüle edilmiştir. Sonuçlar, dondurucuda kabininde FDM olarak su kullanıldığında, dondurucu kabinin 100 dakikalık bir elektrik kesintisinden sonra soğutma enerjisinin yalnızca %63'ünü kaybetmesine neden olduğunu, FDM olmadığında ise sistemin neredeyse %90,9'unu kaybettiğini gösterdi. Etilenin su ile değiştirilmesiyle, ilk 500 dakikada sistem enerjisinin yalnızca %35,97'sini kaybetmiştir. Sistemdeki etilen glikol, dondurucuda enerji depolanmasına katkı sağlamış ve sudan daha iyi performans göstermiştir. Kiran-Yıldırım (2022), iki farklı FDM ile ortalama 4 °C'lık bir kabin sıcaklığını koruyan, ev tipi bir buzdolabını simüle eden laboratuvar ölçekli bir soğutma sistemini deneysel olarak incelemiştir. Farklı miktarda ve tipte FDM'lerin kompresör güç tüketimi ve kabin hava sıcaklığı üzerindeki etkileri, kompresörün açık ve kapalı periyotlarında analiz edilmiştir. İlk olarak, deneyler FDM olmadan ve kabinin evaporatör yüzeyine entegre edilmiş su içeren FDM (400, 600 ve 800 mL) ile ortalama 4 °C sıcaklık için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, sudaki ağırlıkça farklı Na_2SO_4 konsantrasyonları içeren FDM'leri (%1,0, 2,0 ve 4,0) aynı çalışma koşulları altında test edilmiştir. Kapalı periyot için, kabin sıcaklığı FDM kullanılmadan 114 dakikada 20,0°C'ye ulaşırken, 400 mL, 600 mL ve 800 mL su FDM'leri için bu süre sırasıyla 226 dakika, 356 dakika ve 302 dakika olmuştur. Farklı konsantrasyonlardaki Na_2SO_4 çözeltileri FDM olarak kullanıldığında, %1,0 ağırlık, %2,0 ağırlık ve %4,0 ağırlık Na_2SO_4 çözeltileri FDM'leri için sırasıyla 549 dakika, 396 dakika ve 347 dakikada 20,0°C'ye ulaştığı gözlemlenmiştir. Kabin hava sıcaklığının FDM entegrasyonu ile daha kolay kontrol edilebildiği tespit edilmiştir. 20°C ortam sıcaklığına ulaşmak için gereken süre, 600 mL'lik %1,0 ağırlıkça Na_2SO_4 -su çözeltisi ile en üst düzeye çıkarılmıştır (yaklaşık 9 saat), bu da 600 mL su FDM'li durum ile karşılaştırıldığında yaklaşık 3 saatlik kazanım elde edilmiştir

Bu çalışma, FDM'li/FDM'siz bir dondurucunun termal davranışını deneysel olarak incelemektedir. Üç tip FDM kullanılmakta ve üç farklı yükleme planı (yüksüz, 24 M paketli kısmi yük ve 40 M paketli tam yük) olarak belirlenmiştir. Bu çalışma, FDM tiplerinin ve dondurucu yükleme oranlarının, güç kesintisi süresince kritik sıcaklığa yükselme süresi üzerindeki etkisini parametrik olarak göstermeyi amaçlamaktadır.

METOD

Sistem Sunumu


Çalışmada, derin dondurucunun dinamik davranışı, 3 farklı FDM tipi de dahil olmak üzere EN 62552:2020 standardına göre 12 deneyde, 3 yükleme senaryosunda (yüksüz/kısmen/tam yüklü) incelenmiştir. Deneylerde kullanılan dondurucunun teknik özellikleri Tablo 1'de sunulmuştur.

Tablo 1. Derin dondurucunun teknik özellikleri (Arçelik, 2023)

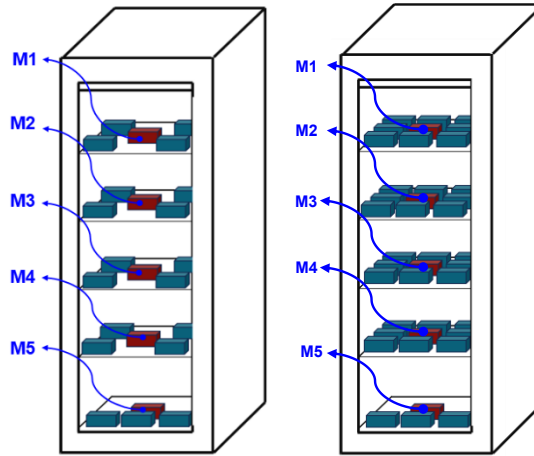
| | |
|------------------------|---------------|
| Soğutma Sistemi | Statik |
| Soğutucu Akışkan | R600a |
| Depolama Kapasitesi | 196 L |
| Günlük Enerji Tüketimi | 0.613 kWh/gün |
| Genişlik | 54 cm |
| Yükseklik | 145.7 cm |
| Derinlik | 57.5 cm |
| Bölme Sayısı | 5 |

Dondurucunun depolama kapasitesi 196 litre olup, 5 bölmeye ayrılmıştır. Derin dondurucudaki hava sirkülasyonu doğal taşınım ile sağlanmaktadır. Tam ve kısmi yüklü deneylerde kullanılan test paketinin (M paket) termofiziksel özellikleri Tablo 2'de sunulmaktadır.

Tablo 2. M-paketlerinin termofiziksel özellikleri

| | | |
|---|---------------------------------------|---|
|  | Boyutlar ($W \times H \times D$) | 100 mm x 50 mm x 100 mm |
| | Donma Noktası | -5°C |
| | Kütle | 500 grams |
| | İçerik | 23.2% oxy-ethyl-methyl cellulose, 72.5% water, 4.3% sodium chloride |
| | Ph | 7 |
| | Yoğunluk | 1000 kg/m ³ |

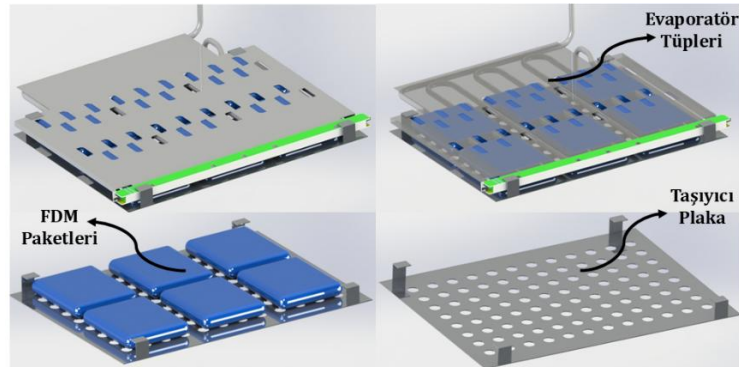
Şekil 3'te, kısmen (24 test paketi) ve tamamen yüklü (40 test paketi) deneyler için M-paket yerleşimleri gösterilmektedir.



Şekil 3. Kısmi (24 M-paket) ve tam (40 M-paket) yüklemeler için M-paket yerleşim planı

Her deney iki bölüme ayrılmıştır: (1) Soğutma ve (2) Elektrik kesintisi. Soğutma aşamasında, derin dondurucu -18 °C'ye soğutulur. Elektrik kesintisi deneyleri sırasında, derin dondurucu soğutma aşamasının sonunda fişten çekilir. Dondurucu boşsa, iç ortam sıcaklığı dikkate alınacaktır. Derin dondurucu doluysa (kısmen veya tamamen), M paketleri kritik sıcaklığa (-5 °C olarak belirtilir) ulaşana kadar sıcaklık yükselme davranışı incelenir.

Deneylerde üç tip FDM kullanılmıştır. FDM paketleri, taşıyıcı plaka tasarımıyla her bölmedeki evaporatör borularının altına yerleştirilmiştir. Taşıyıcı plaka ayrıca, dondurucu içerisine FDM kullanımının entegrasyonunu sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. FDM'lerin taşıyıcı plaka üzerindeki yerleşimi Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4. FDM yerleşimi ve taşıyıcı plaka tasarımı

Her FDM tipi için, deneylerdeki toplam kütlesi ve termofiziksel özellikleri Tablo 3 ve 4'te gösterilmiştir.

Tablo 3. Dondurucudaki Toplam FDM Kullanımı

| FDM Tipi | Kütle (Paket Başına) [gr] | FDM Paket Adedi | Toplam Kütle [kg] |
|----------|------------------------------|-----------------|----------------------|
| A | 400 | 10 | 4 |
| B | 400 | 10 | 4 |
| C | 400 | 10 | 4 |

Tablo 4. FDM Termofiziksel Özellikleri (PLUSS, 2024)

| FDM Tipi | A | B | C |
|--------------------------------------|------|------|------|
| Erime Noktası (°C) | -16 | -17 | -21 |
| Donma Noktası (°C) | -17 | -18 | -23 |
| Gizli Isı (kJ/kg) | 327 | 260 | 254 |
| Yoğunluk (Katı) (kg/m ³) | 1016 | 1095 | 1078 |
| Yoğunluk (Sıvı) (kg/m ³) | 1070 | 1083 | 1155 |
| Özgül Isı (Katı) (kJ/kgK) | 1.87 | 3.9 | 1.58 |
| Özgül Isı (Sıvı) (kJ/kgK) | 3.4 | 3.48 | 3.4 |
| Isıl İletkenlik (W/mK) | 0.53 | 0.44 | 0.7 |

Daha önce açıklanan tüm parametreleri içeren deney matrisi, Tablo 5'te sunulmuştur.

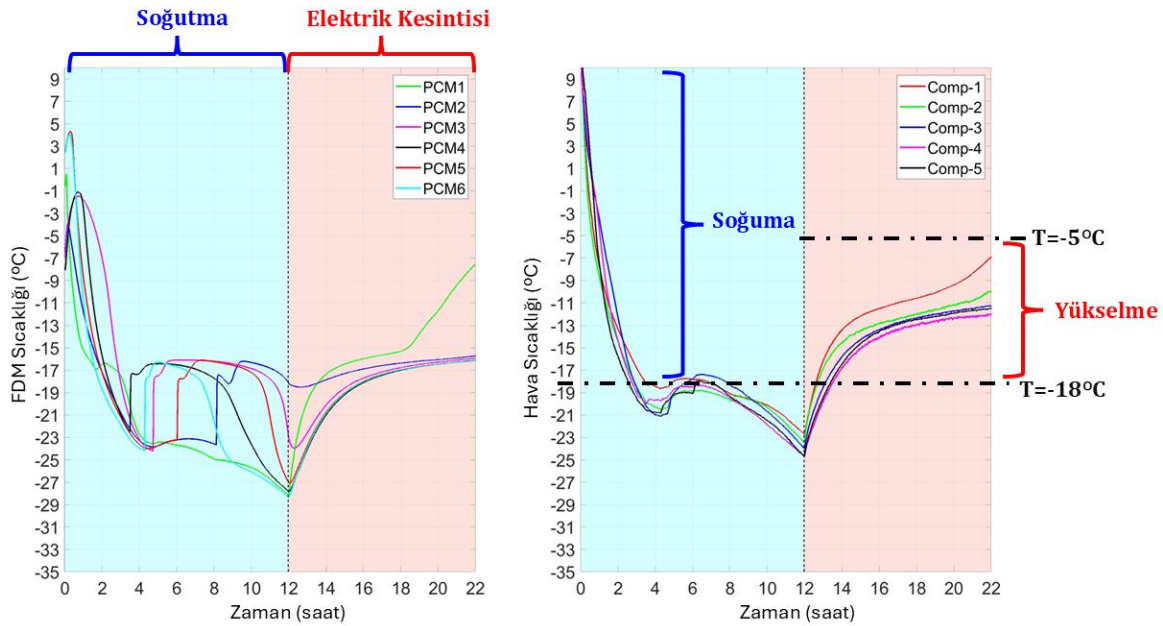
Tablo 5. Deney Matrisi

| Deney No | FDM Tipi | M-Paket Sayısı |
|----------|----------|----------------|
| 1 | Yok | 0 |
| 2 | Yok | 24 |
| 3 | Yok | 40 |
| 4 | A | 0 |
| 5 | A | 24 |
| 6 | A | 40 |
| 7 | B | 0 |
| 8 | B | 24 |
| 9 | B | 40 |
| 10 | C | 0 |
| 11 | C | 24 |
| 12 | C | 40 |

BULGULAR

Deneylerde, T tipi termokupllar kullanılarak 51 noktadan sıcaklık ve 3 noktada basınç ölçümleri alınmıştır. Sistemin termal davranışı dinamik olarak edilmiştir.

Deneyler, üç farklı yük planı (yüksüz, kısmen yüklü, tam yüklü) ve üç farklı FDM (A, B, C) ile gerçekleştirilmiştir. İlk deneyler, derin dondurucu üzerindeki etkisini değerlendirmek için FDM kullanılmadan gerçekleştirilmiştir. Daha sonra FDM tipleri farklı yük durumlarında test edilmiştir. Depolama aşamasında, derin dondurucunun ortalama hava sıcaklığı -18°C 'ye ulaştıktan sonra dondurucunun fişi çekilir ve kritik sıcaklığa (-5°C) ulaşana kadar sıcaklık yükselme davranışı incelenir. Kritik sıcaklıklar yüksüz deneylerde iç hava sıcaklığı için, yüklü deneylerde ise en sıcak M paketi olan (M1) için dikkate alınarak gerçekleştirilir. Deney prosedürlerine bir örnek olarak, yüksüz donduruculu FDM-A'da sıcaklık değişimi Şekil 5'te sunulmaktadır.



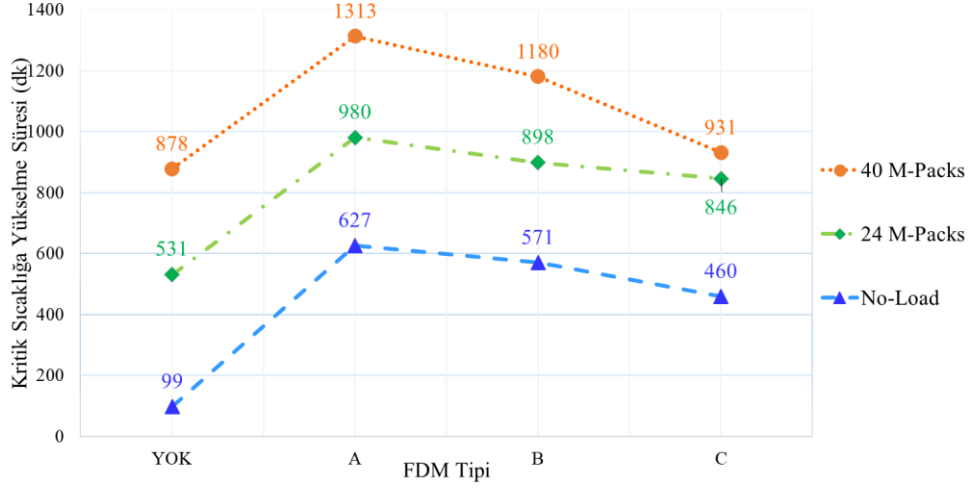
Şekil 5. FDM-A / Yüksüz durum – Zamana bağlı sıcaklık değişimleri

Yüksüz deneylerde, -18 dereceye soğuma süresi FDM tipine bağlı olarak 107 dakika (FDM olmadan) ile 631 dakika arasında değişmektedir. Derin dondurucunun iç hava sıcaklığı için kritik sıcaklığa yükselme süresi FDM olmadan 99 dakikadır; FDM A, B ve C ile kritik sıcaklığa yükselme süreleri sırasıyla 627, 571 ve 460 dakikadır. FDM-A kritik sıcaklığa (-5°C) ulaşmak için 528 dakika, FDM B ve C ise 472 ve 361 dakika ek süre sağlamıştır.

Kısmen yüklü (24 M-Paketli) deneylerde, -18 dereceye soğuma süresi kullanılan FDM tipine bağlı olarak 130 dakika (FDM olmadan) ile 845 dakika arasında değişmektedir. FDM olmadan en sıcak M-Paket (M1) için kritik sıcaklığa yükselme süresi 531 dakikadır. FDM -A, B ve C ile kritik sıcaklığa yükselme süreleri sırasıyla 980, 898 ve 846 dakikaya ulaşmaktadır. FDM -A, yükselme süresine 449 dakika, FDM -B ve C ise sırasıyla 367 ve 315 dakika ek süre sağlamaktadır.

Tam yüklü (40 M-Paketli) deneylerde, -18 dereceye soğuma süresi, kullanılan FDM türüne bağlı olarak 183 dakika (FDM olmadan) ile 1484 dakika arasında değişmektedir. FDM olmadan kritik sıcaklığa yükselme süresi 878 dakika iken, FDM -A, B ve C ile kritik sıcaklığa yükselme süreleri sırasıyla 1313, 1180 ve 931 dakikaya çıkmaktadır. FDM -A, yükselme süresine 435 dakika ek süre sağlarken, FDM -B ve C sırasıyla 302 ve 53 dakika sağlamaktadır.

Her yük planı ve FDM tipi için kritik sıcaklığa yükselme süreleri Şekil 6'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 6. FDM Tipi Ve Yükleme Planlarının Kritik Sıcaklığa (-5 °C) Yükselme Süresine Etkisi

SONUÇLAR

Bu çalışma, derin dondurucular üzerinde laboratuvar ortamında gerçekleştirilen deneylerden elde edilen bulguların bir karşılaştırmasını sunmayı amaçlamaktadır. Çalışmamızda elde edilen temel sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- FDM 'li ve FDM 'siz deneylerde, dondurucunun yük kütlesi arttıkça -18 dereceye soğuma süresi ve kritik sıcaklığa yükselme süresi artmaktadır.
- Yüksüz deneylerde, FDM -A, B ve C, kritik sıcaklığa yükselme süresi FDM 'siz duruma kıyasla sırasıyla %533, %476 ve %346 oranında iyileşmiştir.
- Kısmen yüklü durumda, FDM -A, B ve C, FDM 'siz duruma kıyasla kritik sıcaklığa yükselme süresini sırasıyla %84,5, %69,1 ve %59,3 oranında artırmıştır.
- Tam yüklü durumda, FDM -A, B ve C, FDM 'siz duruma kıyasla kritik sıcaklığa yükselme süresini sırasıyla %49,5, %34,3 ve %6,03 oranında artırmıştır.
- Artan termal atalet nedeniyle, tüm FDM tiplerinde yük kütlesi arttığında FDM etkinliği azalır.

TEŞEKKÜR

Bu araştırma, Dokuz Eylül Üniversitesi ve ARÇELİK iş birliğiyle yürütülen TÜBİTAK destekli 5220120 numaralı 1505 projesi kapsamında yürütülmüştür.

KAYNAKÇA

ARCELİK (2023) <https://www.arcelik.com.tr/cekmece-derin-dondurucu/2062-mb-derin-dondurucu>

Cofré-Toledo, J., Vasco, D. A., Isaza-Roldán, C. A., & Tangarife, J. A. (2018). Evaluation of an integrated household refrigerator evaporator with two eutectic phase-change materials. *International Journal of Refrigeration*, 93, 29-37.

European Norms (EN 62552-1:2020)

Ghodrati, A., Zahedi, R., & Ahmadi, A. (2022). Analysis of cold thermal energy storage using phase change materials in freezers. *Journal of Energy Storage*, 51, 104433.

Gin, B., & Farid, M. M. (2010). The use of PCM panels to improve storage condition of frozen food. *Journal of Food Engineering*, 100(2), 372-376.

Kiran-Yildirim, B. (2022). Performance evaluation of a laboratory-scale cooling system as a household refrigerator with phase change materials. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 44(3), 5852-5867.

Laguerre, O., Hoang, H. M., & Flick, D, Experimental investigation and modelling in the food cold chain: Thermal and quality evolution, *Trends in Food Science & Technology*, 29(2), 87-97. (2013).

PLUSS (2024) <https://pluss.co.in/>

Turkish Waste Prevention Foundation., Comparative analysis of food waste in the world, (2019)

Zarajabad, O. G., & Ahmadi, R. (2018). Numerical investigation of different PCM volume on cold thermal energy storage system. *Journal of Energy Storage*, 17, 515-524.

ZrO₂ NANOPARÇACIKLARININ KASKAD SOĞUTMA ÇEVİRİMİNDE ANALİZİ

Metin YILMAZ*, Canan CİMŞİT**, Elif ÖĞÜT**

*Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Umuttepe-Kocaeli, metinyilmaz@outlook.com.tr

**Kocaeli Üniversitesi, Gölcük MYO, Gölcük-Kocaeli, ccimsit@kocaeli.edu.tr
*** Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği, Umuttepe Kampüsü, Kocaeli,
elif.ogut@kocaeli.edu.tr

Özet

Nanosöğütücü akışkanlar, söğütme ve iklimlendirme sistemlerinde ısı transfer verimliliğini artırmada kritik bir rol oynamaktadır. Bu çalışmada, düşük Küresel Isınma Potansiyeli'ne (GWP) sahip R290 ve R717 (amonyak) gibi çevre dostu bir söğütücü akışkan çiftinin kullanıldığı bir kademeli söğütme sisteminde, zirkonyum dioksit (ZrO₂) nanoparçacıklarının sistem performansı üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Sisteme eklenen ZrO₂ nanoparçacıklarının, söğütücü akışkan çiftinin yoğunluk değişimleri üzerine kurulu bir model aracılığıyla kademeli söğütme sistemine olan etkileri analiz edilmiştir. Farklı evaporatör sıcaklıkları ve kütle oranları altında gerçekleştirilen termodinamik analizler, nanoparçacıkların sistemin enerji verimliliği ve çevresel performansı üzerindeki belirgin iyileşmeleri ortaya koymuştur. Sonuçlar, evaporatör sıcaklığı arttıkça kompresörün güç tüketiminin azaldığını ve bunun da COP)değerlerinde önemli bir artışa yol açtığını göstermektedir.

Anahtar kelimeler: Söğütme Sistemi, Söğütücü Akışkan, Nanosöğütücü akışkan, Termodinamik Analiz

Abstract

Nanorefrigerants play a critical role in enhancing heat transfer efficiency in refrigeration and air conditioning systems. This study thoroughly investigates the effects of zirconium dioxide (ZrO₂) nanoparticles on the system performance of a cascade refrigeration system utilizing an environmentally friendly refrigerant pair with low Global Warming Potential (GWP), namely R290 and R717 (ammonia). The impact of added ZrO₂ nanoparticles on the cascade refrigeration system was analyzed through a model based on the density variations of the refrigerant pair. Thermodynamic analyses conducted under varying evaporator temperatures and mass ratios revealed significant improvements in the system's energy efficiency and environmental performance due to the nanoparticles. The results indicate that as the evaporator temperature increases, the power consumption of the compressor decreases, leading to a substantial rise in the COP values.

Keywords: Refrigeration System, Refrigerant, Nanorefrigerant, Thermodynamic Analysis

1 Giriş

Günümüzdeki teknolojik ilerlemenin hızı, enerjiyi her zamankinden daha önemli bir konuma taşımıştır; bu gelişmelerle birlikte sanayiden günlük yaşama dek pek çok alanda enerji talebi belirgin şekilde artmıştır. Ne yazık ki, dünya genelinde başlıca enerji kaynağı olan fosil yakıt rezervleri azalırken, bu yakıtların çevreye verdiği zararlar da göz ardı edilemez boyutlardadır. Özellikle endüstriyel sektörlerde ve günlük yaşamda yaygın olarak kullanılan söğütme sistemleri, yüksek enerji tüketimi nedeniyle enerji verimliliği çalışmalarının odağı haline gelmiştir. Bu sistemlerin enerji harcamaları, verimlilik odaklı yaklaşımların

gerekliliğini pekiştirmekte ve hem çevresel sürdürülebilirlik hem de operasyonel maliyetler açısından enerji tasarrufunun kritik önemini ortaya koymaktadır.

Araştırmalar, bu alandaki çalışmaların önemini açıkça ortaya koyuyor. Adelekan ve arkadaşlarının [1] deneysel çalışması, R600a soğutucu akışkanına titanyum dioksit (TiO_2) nanoparçacıkları eklemenin sistem performansını artırdığını belirtmiştir. Benzer şekilde, Jatinder'in [2] R600a ve LPG kullanan sistemlerde yaptığı başka bir deneysel çalışma, TiO_2 katkılı R600a sisteminin aynı koşullar altında LPG sistemine kıyasla daha üstün bir performans sergilediğini ortaya koymuştur.

Tripathy ve ekibi [3], NH_3/CO_2 , R1234yf/ CO_2 ve R1234ze/ CO_2 çiftlerini karşılaştırmıştır. Bu çalışmada NH_3/CO_2 'nin denenen tüm kombinasyonlar arasında en yüksek COP sergilediği belirtildi. Benzer şekilde, Soni ve diğerleri [4] bu çevre dostu soğutucu akışkanları değerlendirmek için bir matematiksel model geliştirdi. Model, NH_3/CO_2 'nin hem en iyi enerji verimliliğini sunduğunu hem de en düşük kompresör gücü gerektirdiğini ortaya koymuştur.

Massuchetto ve ekibi [5], karışık soğutucu akışkanlar (R744/R1270, R744/R717 ve R744/R170) kullanan bir kademeli soğutma sisteminin termodinamik performansını incelememiştir. Çalışmada, karışım bileşimi ve kademeli ısı eşanjöründeki yoğunlaşma sıcaklığı girdi olarak alındı ve kompresör gücü, soğutucu akışkan kütle debisi, ekserji yıkım hızı, enerji verimliliği ve performans katsayısı gibi sistem çıktıları analiz edilmiştir. R744/R170 çiftinin en iyi sonuçları verdiği; COP'u artırdığı, enerji verimliliği iyileştirdiği ve soğutucu akışkan kütle debisi, kompresör gücü ile ekserji yıkım hızını azalttığı belirtilmiştir.

Prasad ve diğerleri [6], düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanların, süspanse edilmiş nanopartiküllerle yani nanosoğutucu akışkanlarla kullanıldığı bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin performansını değerlendirmek için bir araştırma yapmıştır. Bu çalışma, farklı nanomalzemelerin sistemin enerji ve ekserji verimliliğini nasıl etkilediğini, özellikle ısı transferini artırma ve kompresör üzerindeki yükü azaltma odaklı olarak incelenmiştir. Sonuçlara göre, CuO nanopartikülü hem birinci yasa verimliliğini en çok artıran hem de ekserji verimliliğini en iyi şekilde iyileştiren madde oldu; bunu sırasıyla Al_2O_3 ve TiO_2 takip ettiği belirtilmiştir.

Akhayere ve diğerleri [7] ise SiO_2 kullanarak nanopartikül destekli kaskad buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin performansını araştırmıştır. Bulgular, nanosoğutucu akışkanların ısı transferini güçlendirdiğini, COP'u artırdığını ve kompresörün yaptığı işi azalttığını göstermiştir. Test edilen soğutucu akışkanlar arasında, R1234ze(E)/ SiO_2 karışımı en üstün performansı sergilediği belirtilmiştir. Diğer bir deneysel çalışmada [8], R134a'nın kullanıldığı bir buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimine SiO_2 ilavesinin etkisi incelenmiştir. Bu çalışma, R134a'ya SiO_2 nanopartikülleri eklenmesinin COP açısından performansta %8,62'lik bir iyileşme sağladığını belirtilmiştir.

Kaskad soğutma sistemlerinde farklı soğutucu akışkan kombinasyonlarının ve nanopartikül katkılarının performans üzerindeki olumlu etkilerini göstermektedir. Bu bağlamda, bu çalışma R290/R717 soğutucu akışkan çifti kullanılan bir buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevriminde ZrO_2 nanopartiküllerinin termodinamik performans üzerindeki etkilerini incelenmiştir.

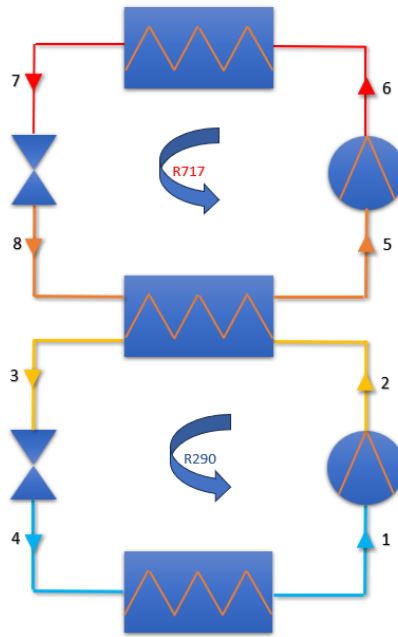
2 Teorik model

Bu çalışmada kullanılan metot, nanosoğutucu akışkanların buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde kullanılmaya uygun teorik bir yaklaşım geliştirilmesi için literatürdeki benzer çalışmaların incelenmesine dayanmaktadır. Bu teorik yaklaşım Bilen ve diğerleri [9], Aktemur ve arkadaşlarının [10] yaptığı yaptığı

çalışmadan esinlenilerek oluşturulmuştur. Kumar ve diğerleri [11] ise bu çalışmadan yola çıkarak R134a ve R152a soğutucu akışkanlarına ZrO₂ nanoparçacık katkısının etkilerini incelemiştir.

Şekil 1'de bir Buhar Sıkıştırımlı Kaskad Soğutma Çevrimi görülmektedir. Sistem, en düşük sıcaklık seviyesinde çalışan LTC ile başlar. Bu çevrimde R290 (Propan) soğutucu akışkanı kullanılır. LTC'nin evaporatörü (nokta 1-2), soğutulacak ortamdan ısıyı emer ve bu sayede düşük basınçtaki sıvı R290'ı buhara dönüştürür. Evaporatörden çıkan buhar (nokta 2), LTC kompresörüne (nokta 2-3) girerek sıkıştırılır ve böylece basıncı ile sıcaklığı artırılır. Sıkıştırılan yüksek basınçlı R290 buharı (nokta 3), ara ısı eşanjörüne girer. Bu eşanjör, LTC için bir kondenser görevi görürken, aynı zamanda HTC için bir evaporatör işlevi görür. R290 buharı, ara eşanjörde ısınıp HTC'ye aktararak yoğunlaşır ve yüksek basınçlı sıvıya dönüşür (nokta 4). Bu yüksek basınçlı sıvı, bir genişleme valfinden (nokta 4-1) geçerek basıncı düşürülür, buharlaşır ve tekrar evaporatöre dönerek çevrimi tamamlar.

Eş zamanlı olarak, HTC devreye girer ve LTC'den gelen ısıyı alarak bu ısıyı çevreye atar. Bu çevrimde R717 (Amonyak) soğutucu akışkanı kullanılır. HTC'nin evaporatörü (nokta 5-6) de aslında ara ısı eşanjörüdür ve LTC'den gelen ısıyı emer. Düşük basınçtaki sıvı R717, bu eşanjörde buharlaşarak yüksek basınçlı R717 buharına dönüşür (nokta 6). Bu buhar, HTC kompresörüne (nokta 6-7) girerek sıkıştırılır ve sıcaklığı ile basıncı yükseltilir. Yüksek sıcaklık ve basınçtaki R717 buharı (nokta 7), ana kondensere (nokta 7-8) girer. Kondenserde, R717 ısınıp dış ortama (hava veya su) bırakarak yoğunlaşır ve yüksek basınçlı sıvıya dönüşür (nokta 8). Son olarak, bu sıvı bir genişleme valfinden (nokta 8-5) geçerek basıncını ve sıcaklığını düşürür ve tekrar ara ısı eşanjörüne dönerek HTC çevrimin tamamlar.



Şekil 1 . Buhar Sıkıştırımlı Kaskad Soğutma Çevrimi

Bu çalışmada, nanosoğutucu akışkanların buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kullanılmasına uygun teorik bir yaklaşım geliştirmek amacıyla literatürdeki benzer çalışmalar incelenmiştir. Yapılan analizlerde, LTC için R290 soğutucu akışkan, HTC için ise R717 soğutucu akışkan kullanılmıştır.

Sistemde 2 K aşırı soğutma ve 10 K kızgınlık değerleri uygulanmıştır. Soğutucu akışkanlara ZrO₂ nanoparçacığı eklenmiştir. Farklı evaporatör sıcaklıkları için sistem parametrelerindeki değişimler araştırılmıştır. Kondenser sıcaklığı, soğutucu akışkanlar ve karışımlar için sabit 50 °C'de tutulmuştur. Soğutma yükü (Q_e) ise 100 kW olarak belirlenmiştir.

Bu çalışmanın temel amacı, nanoparçacıkların buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerindeki potansiyel uygulamalarını teorik bir perspektiften araştırmaktır. Geliştirilen teorik model, literatürdeki önceki benzer araştırmaların bulgularından ve Kumar ve arkadaşları [11] ile Aktaş ve arkadaşlarının [12] çalışmalarından alınan referanslarla oluşturulmuştur.

Analizde, sistem tasarımı sadeleştirilmiş varsayımlar üzerine kurulmuştur: çalışma akışkanının evaporatörden kızgın buhar olarak, kondenserden ise sıkıştırılmış sıvı formunda çıktığı kabul edilmiştir. Ayrıca, ısı transferi sürecinde çalışma akışkanının ısı kayıpları ve basınç düşüşleri gibi faktörler göz ardı edilmiştir. Nanoparçacıklar ise, modelde basitleştirilmiş bir yaklaşımla, çalışma sıvısı içinde hem gaz hem de sıvı fazlarında tamamen homojen bir şekilde dağıldığı varsayılmıştır; bu durumda agregasyon (kümelenme) veya sedimentasyon (çökeltme) etkileri dikkate alınmamıştır. Soğutucu akışkan ve nanoparçacıkların her bir bileşen içinde aynı sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir.

Çalışmada, çevrimin performansını değerlendirmek için ana ölçüt olarak Performans Katsayısı (COP) kullanılmıştır. COP değeri, kompresörün enerji tüketimiyle doğrudan ilişkili olduğundan, kompresörün izentropik verimliliği de hesaplamalara dahil edilmiştir. Enerji dengesi analizleri, P-h diyagramları üzerinde birim kütle bazında yapılmış ve sürekli rejim koşullarında geçerli olan bağıntılar kullanılarak gerçekleştirilmiştir. ZrO₂ nanopartikülü için yoğunluk değeri 5890 kg.m⁻³ olarak alınmıştır [13]. İncelenen çevrimin performansını belirlemek için kullanılan ilgili bağıntılar bu çalışmanın ilerleyen bölümlerinde sunulmuştur.

$$Q - W = \sum H_{out} - \sum H_{in} \quad (1)$$

$$W_{net} = h_2 - h_1 \quad (2)$$

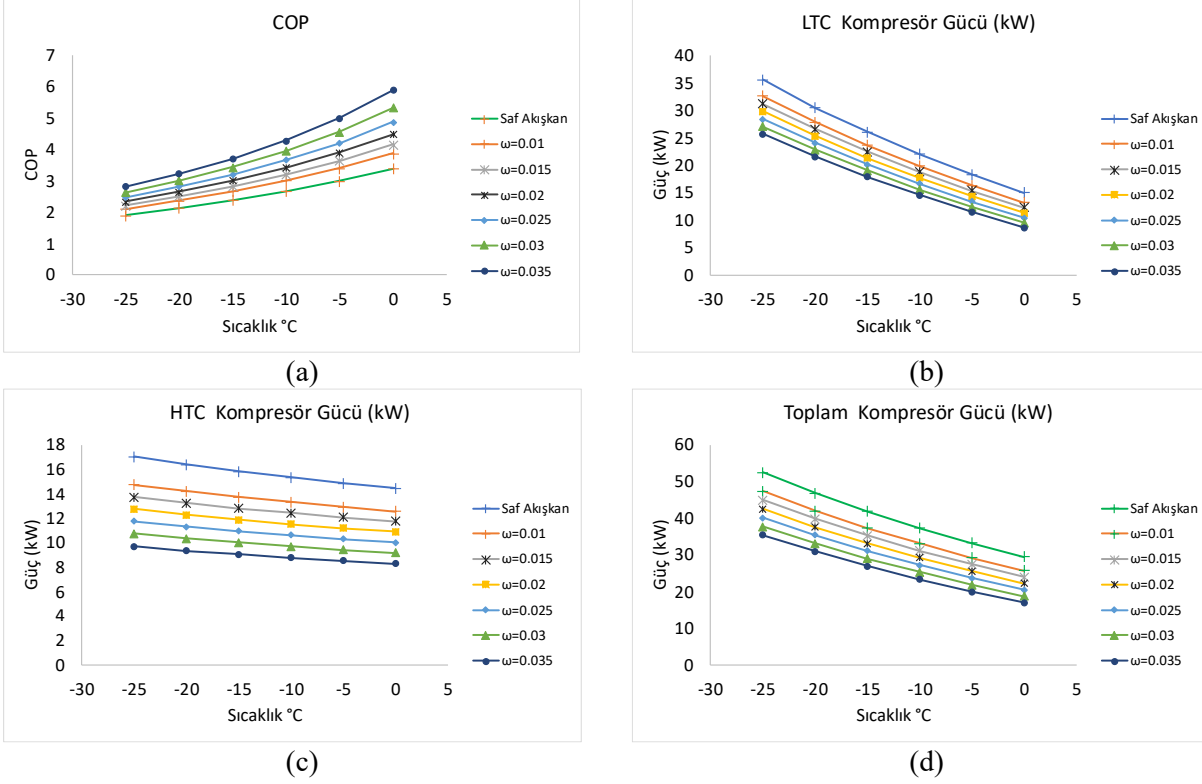
$$COP = \frac{Q_E}{W_{LTC} - W_{HTC}} \quad (3)$$

$$\varphi = \frac{\omega \rho_{NP} + (1 - \omega) \rho_{pr}}{\omega \rho_R} \quad (4)$$

$$\rho_{nr} = \varphi \rho_{np} + (1 - \varphi) \rho_{pr} \quad (5)$$

3 Sonuçlar ve Tartışma

R290/R717 soğutucu akışkan çifti ve ZrO₂ nanoparçacıkları kullanılarak yapılan kademeli soğutma sisteminin performansı, Şekil 2'de detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. Evaporatör sıcaklığına bağlı olarak sistemin COP değerindeki değişimi gözler önüne sermektedir. Tüm nanoparçacık kütle oranları için, evaporatör sıcaklığı arttıkça sistemin COP değerinin yükseldiği açıkça görülmektedir; bu durum, soğutma sistemlerinin daha yüksek buharlaşma sıcaklıklarında daha verimli çalıştığı temel termodinamik ilkesiyle uyumludur. Bulgulardan biri, saf akışkana kıyasla ZrO₂ nanoparçacıklarının eklenmesinin COP değerlerini belirgin şekilde artırmasıdır. Özellikle $\omega=0.035$ kütle oranında, sistemin en yüksek COP değerlerine ulaştığı tespit edilmiştir, bu da belirli bir optimal nanoparçacık konsantrasyonunun sistem performansını maksimize ettiğini gözlemlenmiştir.



Şekil 2 . Farklı evaporasyon ve kütle derişimine göre (a) COP, (b) LTC kompresör güç tüketimi, (c) LTC HTC kompresör güç tüketimi, (d) Toplam kompresör güç tüketimi

LTC kompresör gücünün evaporatör sıcaklığına ve nanoparçacık kütle oranına bağlı değişimini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça LTC kompresör gücünün azaldığı gözlemlenmiştir; bu, daha yüksek evaporatör sıcaklıklarında kompresörün daha az sıkıştırma işi yapma ihtiyacından kaynaklanmaktadır. Saf akışkana göre, ZrO_2 nanoparçacıklarının varlığı LTC kompresör gücünü önemli ölçüde düşürmüştür.

HTC kompresör gücünün değişimini incelemektedir. LTC kompresör gücüne benzer şekilde, evaporatör sıcaklığı arttıkça HTC kompresör gücünün azaldığı görülmektedir. Bu, kademeli sistemlerde her iki çevrimin de evaporatör koşullarından etkilendiğini göstermektedir. ZrO_2 nanoparçacıklarının saf akışkana göre HTC kompresör gücünü de düşürdüğü tespit edilmiştir; bu durum, nanoparçacıkların sadece LTC'yi değil, ara ısı eşanjörü aracılığıyla tüm kademeli sistemin verimliliğini artırdığını işaret etmektedir. $\omega=0.035$ kütle oranının, HTC kompresör gücünü en düşük seviyeye çektiği gözlemlenmiştir.

4 Değerlendirme

ZrO_2 nanoparçacıklarının R290/R717 nanosoğutucu akışkan karışımına eklenmesinin sistemin termodinamik performansı üzerindeki olumlu etkilerini açıkça ortaya koymaktadır. Özellikle kompresör güç tüketimindeki azalma ve COP değerlerindeki artış, nanosoğutucu akışkanların enerji verimliliği açısından kayda değer iyileştirmeler sağladığını göstermektedir. Saf akışkan karışımı ile $\omega=0.035$ COP karşılaştırma sonuçları Tablo 1'de sunulmuştur.

Tablo 1 . Farklı evaporasyon ve kütle derişimine göre saf akışkan karışımı ile $\omega=0,035$ COP karşılaştırması

| T_e (°C) | Saf Akışkan | $\omega=0,035$ | Fark (%) |
|------------|-------------|----------------|----------|
| -25 | 1,90 | 2,83 | 48,50% |
| -20 | 2,13 | 3,23 | 51,53% |
| -15 | 2,39 | 3,71 | 55,36% |
| -10 | 2,68 | 4,29 | 60,20% |
| -5 | 3,01 | 5,01 | 66,35% |
| 0 | 3,39 | 5,91 | 74,29% |

Bu çalışmada aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Evaporatör Sıcaklığının Etkisi: LTC kompresör gücüne benzer şekilde, evaporatör sıcaklığı arttıkça HTC kompresör gücünün azaldığı gözlemlenmektedir. Bu, kademeli sistemlerde her iki çevrimin de evaporatör sıcaklığıyla ilişkili performans karakteristiklerini paylaştığını göstermektedir.
- Nanoparçacık Katkısının Etkisi: Saf akışkana kıyasla ZrO_2 nanoparçacıklarının eklenmesi, HTC kompresör gücünü de düşürmektedir. Bu, nanoparçacıkların sadece LTC'yi değil, aynı zamanda ısı eşanjörü aracılığıyla HTC'nin performansını da olumlu yönde etkilediğini göstermektedir.
- Kütle Oranının Etkisi: En düşük HTC kompresör gücünün yine $\omega=0.035$ kütle oranında elde edildiği görülmektedir. Bu, optimal nanoparçacık konsantrasyonunun tüm sistemin enerji tüketimini minimize etmede etkili olduğunu doğrulamaktadır.

5 Simgeler

COP : Soğutma Performans Katsayısı

H : Entalpi (kJ)

P : Basınç (bar)

Q : Evaporatör Isı Geçisi (kW)

T : Sıcaklık (°C)

w : Kompresör İşİ Geçisi (kW)

ω : Kütlesel Fraksiyon

η_{is} : İzentropik Verim

ρ : Yoğunluk (kg/m³)

LTC: Düşük Sıcaklık Çevrimi

HTC: Yüksek Sıcaklık Çevrimi

6 Referanslar

- [1] D.S. Adelekan, O.S. Ohunakin, J. Gill, O.E. Atiba, I.P. Okokpujie, and A.A. Atayero, “Experimental investigation of a vapour compression refrigeration system with 15 nm TiO₂-R600a nano refrigerant as the working fluid,” *Procedia Manufacturing*, vol. 35, pp.1222-1227, 2019. doi: 10.1016/j.promfg.2019.06.079
- [2] G. Jatinder, O.S. Ohunakin, D.S. Adelekan, O.E. Atiba, A.B. Daniel, J. Singh, and A.A. Atayero, “Performance of a domestic refrigerator using selected hydrocarbon working fluids and TiO₂-MO nanolubricant,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 160 (114004), pp. 1-12, 2019. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114004
- [3] Tripathy S, Jena J, Padhiary DK, Roul MK. Thermodynamic analysis of a cascade refrigeration system based on carbon dioxide and ammonia. *world*. 2014;3:6-10..
- [4] Soni S, Mishra P, Maheshwari G, Verma DS. Theoretical energy analysis of Cascade refrigeration system using low Global warming potential refrigerants. *Materials Today: Proceedings*. 2022 Jan 1;63:164-9.
- [5] Massuchetto LH, do Nascimento RB, de Carvalho SM, de Araújo HV, d'Angelo JV. Thermodynamic performance evaluation of a cascade refrigeration system with mixed refrigerants: R744/R1270, R744/R17 and R744/RE170. *International Journal of Refrigeration*. 2019 Oct 1;106:201-12.
- [6] Prasad US, Mishra RS, Das RK. Study of vapor compression refrigeration system with suspended nanoparticles in the low GWP refrigerant. *Environmental Science and Pollution Research*. 2024 Jan;31(1):1-26.
- [7] Akhayere E, Adebayo V, Adedeji M, Abid M, Kavaz D, Dagbasi M. Investigating the effects of nanorefrigerants in a cascaded vapor compression refrigeration cycle. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*. 2023 Dec;14(4):601-12.
- [8] Che Hussin MH, Sowi SA, Mahadi MA, Sanuddin A, Mohd Khalil AN, Abdul Rahim Y. Experimental Performance of R134a/SiO₂ in Refrigeration System for Domestic Use. *J. Adv. Res. Fluid Mech. Therm. Sci*. 2022;95:145-63.
- [9] K. Bilen, K. Dağdır, E. Aracklıoğlu “Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde R1234YF Yerine R1234yf ve R1234yf/Al₂O₃ ile R1234yf/CNTs Nanosoğutucu Akışkanların Kullanımının Termodinamiğin I. ve II. Kanunları Bakımından Teorik Olarak İncelenmesi”, *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi* 2021, 7(3): 183-195
- [10] Aktemur, C.; Tekin Öztürk, 'I. Thermodynamic performance enhancement of booster assisted ejector expansion refrigeration systems with R1270/CuO nano-refrigerant. *Energy Convers. Manag*. 2022, 253, 115191.
- [11] V.P.S. Kumar, A. Baskaran, and K.M Subramanian, “A performance study of vapour compression refrigeration system using ZrO₂ nano particle with R1234YF and R152a,” *International Journal of Scientific and Research Publications*, vol. 6, no. 12, 410-421, 2016.
- [12] M. Aktas, A.S. Dalkilic, A. Celen, A. Cebi, O. Mahian, and S. Wongwises, “A theoretical comparative study on nanorefrigerant performance in a single-stage vapor-compression refrigeration cycle,” *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 7, no. 1, pp. 1-12, 2015.

[13] Hande UF. Thermodynamic Evaluation of Nanorefrigerant-Enhanced Cascade Refrigeration System. International Journal of Refrigeration. 2025 Jul 9.

GÜNEŞ ENERJİSİ İLE BÜTÜNLEŞİK ÇATI TİPİ MERKEZİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİNİN TASARIMI VE ISITMA SEZONU PERFORMANSININ ANALİZİ

DESIGN AND ANALYSIS OF THE HEATING SEASON PERFORMANCE OF A ROOF-INTEGRATED CENTRAL AIR CONDITIONING SYSTEM WITH SOLAR ENERGY

Nazlıcan SARIOĞLU*, Eralp ERİM*, Okan GÖK, Tunahan AKIŞ**, Mehmet Akif EZAN*****

*Doğu İklimlendirme San. ve Tic. A.Ş., Menderes, İZMİR, nazlican.sarioglu@dogu.com.tr,
eralp.erim@dogu.com.tr

**Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi Programı, Buca, İZMİR, okan.gok@deu.edu.tr, tunahan.akis@deu.edu.tr

***Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Buca, İZMİR, mehmet.ezan@deu.edu.tr

Özet: Enerji kaynaklarının etkin kullanımı ve çevresel etkilerin azaltılması için binaların iklimlendirmesinde kullanılan merkezi iklimlendirme cihazlarının enerji etkin işletilmesi öne çıkmaktadır. Bu çalışmada, bir spor salonunun ısıtma sezonu boyunca oluşan ısıtma yükü güneş enerjisi ile bütünleşik havadan havaya prensiple, ısı pompası olarak da çalışabilen bir çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemi ile karşılanmıştır. Spor salonuna ait bina modeli, SketchUp programı kullanılarak oluşturulmuş, bina termal modeli ise TRNBuild arayüzünde oluşturulmuştur. Tasarlanan sistem Ankara ili için gerçekçi iklim koşulları altında TRNSYS programıyla sezonluk bazda beş aylık periyotta dinamik olarak analiz edilmiştir. Güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sisteminde son ısıtıcı olarak sıcak sulu ısıtıcı serpantin eklenmesiyle yenilenebilir enerji kaynağı olan güneşin termal enerjisinin bir ikincil akışkana aktarılması ile merkezi iklimlendirme sisteminin güç tüketiminin azaltılması amaçlanmıştır. Bu doğrultuda, doğal gazlı veya elektrikli bir son ısıtıcı kullanılmasına alternatif olarak yenilenebilir enerjiden faydalanılmış ve çatı tipi merkezi iklimlendirme sisteminin sezonsal verimliliğine olumlu katkı sağlanmıştır. Çalışmadan elde edilen bulgular ile, bir çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemini güneş termal enerjisi desteği ile güç tüketimindeki değişim, ısıtma sezonundaki sezonsal verimliliği ele alınarak kıyaslamalı olarak sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Çatı tipi merkezi iklimlendirme, sıcak sulu ısıtıcı serpantin, TRNSYS, bina termal model, yenilenebilir enerji

Abstract: The energy-efficient operation of central air conditioning systems used in building climate control is paramount for the effective use of energy resources and the reduction of environmental impacts. In this study, the heating load generated during the heating season of a sports hall is met using a roof-top central air conditioning system that can also function as a heat pump, based on the air-to-air principle integrated with solar energy. The building model of the sports hall is created using the SketchUp program, and the building thermal model is created in the TRNBuild interface. The designed system is dynamically analyzed on a seasonal basis over a 5-month period using the TRNSYS program under realistic climate conditions for the province of Ankara. In the solar-integrated roof-top central air conditioning system, a hot water heating exchanger is added as the post heater to transfer the thermal energy of the sun, a renewable energy source, to a secondary fluid, thereby aiming to reduce the power consumption of the central air conditioning system. In this regard, renewable energy is utilized as an alternative to using a natural gas or electric final heater, positively contributing to the seasonal efficiency of the roof-type central air conditioning system. The findings obtained from the study are presented comparatively, addressing the change in power consumption of a roof-type central air conditioning system with solar thermal energy support and its seasonal efficiency during the heating season.

Keywords: Roof-top central air conditioning, hot water heater coil, TRNSYS, building thermal model, renewable energy

1. GİRİŞ

Artan nüfus ile sanayi ve teknolojideki ilerlemeler, enerji talebinde sürekli artışa yol açmaktadır. Artan enerji talebine paralel biçimde fosil yakıt tüketimi yükselmektedir. Fosil yakıt kullanımından kaynaklanan sera gazı emisyonları küresel ısınmayı artırmaktadır. Bu nedenle ülkeler, enerji politikalarında yenilenebilir ve temiz enerji kaynaklarına yönelmektedir. Bu dönüşüm politika ve sanayi stratejileriyle hız kazanmaktadır. 2030'a kadar başlıca fosil yakıtlarda talebin zirveye ulaşması öngörülmektedir. Yenilenebilir enerji kaynakları elektrik üretimindeki büyümeye liderlik ederek talep artışını karşılayabilecek hızda ilerlemektedir. Bina sektöründe enerji talebi 2023'te %0,7 gerilemiş, doğal gaz kullanımı %4'ün üzerinde azalmış; buna karşılık elektrik tüketimi artmış ve toplam talep içindeki payı 2010'da %31'den 2023'te %37'ye yükselmiştir (IEA,2024).

Türkiye'de 2020 yılı nihai enerji tüketiminin sektörel dağılımı; sanayi %34,4, konut %24,5, hizmetler %15,6 ve ulaşım %25,5 olarak gerçekleşmiştir (T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, 2022). Buna göre binalar (konut + hizmetler) toplamda yaklaşık %40,1 pay ile ülke nihai enerji tüketiminin en büyük bileşenlerinden birini oluşturmaktadır. Dolayısıyla verimlilik ve elektrifikasyon odaklı politikaların etkisi en yüksek olacak alanlardan biri olarak öne çıkmaktadır. Bina ölçeğinde, ısıtma ve soğutma yüklerinin belirleyiciliği nedeniyle enerji tüketiminin önemli bir kısmı iklimlendirme sistemlerinde gerçekleşmektedir. Özellikle geniş hacimli yapılar, ısıtma ve soğutma yükleri bakımından yüksek enerji tüketimine sahiptir. Bu tür yapılarda, iklimlendirme sistemlerinin enerji etkin işletilmesi kritik bir gereklilik haline gelmiştir.

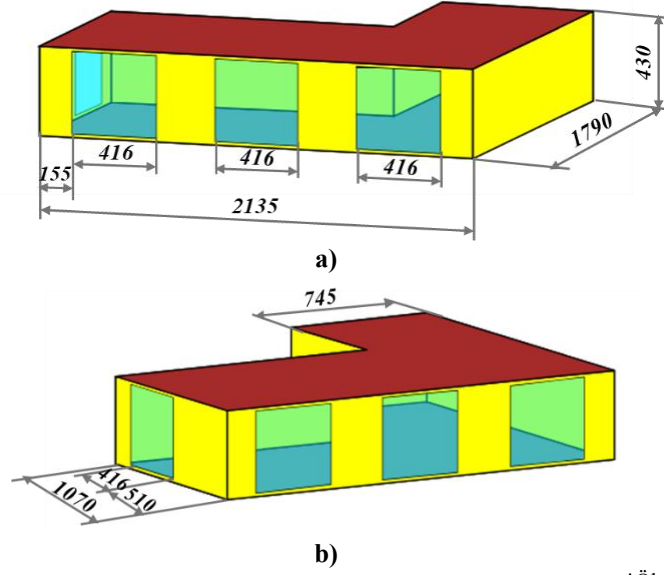
Yenilenebilir enerji kaynaklarının, özellikle güneş enerjisinin bina iklimlendirme sistemleri ile bütünleşik biçimde kullanılması hem enerji tüketimini hem de sera gazı emisyonlarını azaltma potansiyeli sunmaktadır. Bu bağlamda, merkezi iklimlendirme cihazlarının güneş enerjisi destekli çalıştırılması, mevsimsel yüklerin karşılanmasında sürdürülebilir ve ekonomik bir çözüm olarak öne çıkmaktadır. Güneş termal enerjisinin çatı tipi merkezi iklimlendirme cihazına sıcak sulu son ısıtıcı serpantini üzerinden entegrasyonu, elektrikli yeniden ısıtma ve doğalgaz tüketimini düşürmek için doğrudan uygulanabilir bir yaklaşımdır. Uygulamalı bir çalışmada, klima santralinin yeniden ısıtma (reheat) olarak güneşle beslenen bir ısı eşanjörü eklenmiş ve elektrikli destek ısıtıcı güç tüketiminde ölçülebilir azalma elde edilmiştir (Wilson, 2010). Ciddi iklim koşulları için yürütülen ayrıntılı bir çalışmada, güneş kolektörleri ile beslenen serpantin ve ısı geri kazanımının birlikte kullanılması sonucunda soğutma ve ısıtma serpantini yüklerinin azaldığı ve bu doğrultuda enerji tasarrufunun sağlandığı belirtilmiştir (Khetib, 2021). Güneş destekli ısı pompasına ilişkin kapsamlı derlemeler ve Avrupa ölçeğinde yapılan karşılaştırmalı değerlendirmeler, bu tür bütünleşik çözümlerin farklı iklimlerde ve bina kabuğu düzeylerinde sezonsal verimi yükselttiğini ve maliyet açısından rekabetçi olabildiğini göstermektedir (Büker ve Riffat, 2016; Bellos ve Tzivanidis, 2017). Türkiye'de erken dönem deneysel çalışmalar da depolama ile güneş ve ısı pompası entegrasyonunun konut ve mahal ısıtmasında performans artışı sağladığını ortaya koymuştur (Çomaklı vd., 1993; Kaygusuz ve Ayhan, 1993).

Dinamik bina-enerji hesaplamalarında TRNSYS yazılımı yaygın biçimde kullanılmakta; spor salonu gibi yüksek havalandırma gereksinimi olan yapılarda uygun stratejilerle enerji tüketiminin anlamlı ölçüde düşürülebildiği gösterilmektedir (Accili vd., 2016; Rashad vd., 2022). Uluslararası araştırma programlarında da güneş destekli ısı pompası sistemlerinin tasarım ilkeleri ve kontrol yaklaşımları ayrıntılı biçimde rapor edilmiş, özellikle mevsimsel performansın iyileştirilmesi için sıcaklık farkı kontrollü pompalar ve uygun işletme stratejileri önerilmiştir (Haller vd., 2014; IEA SHC, 2018). Bu çalışmalar doğrultusunda, çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemlerinde güneş enerjisinin son ısıtıcı ile bütünleşik kullanımına yönelik tasarım ve analiz çalışmalarına yöntemsel altyapı sağlanmaktadır. Literatürde güneş enerjisi ile entegre edilmiş bütünleşik sistemler üzerine çeşitli çalışmalar bulunmasına rağmen, bina tarafındaki dinamik davranışların yeterince ayrıntılı biçimde ele alınmadığı görülmektedir. Özellikle binanın gerçekçi kullanım koşullarının çoğunlukla göz ardı edilmesi, sistem performansının bütüncül değerlendirilmesini sınırlandırmaktadır.

2. MATERYAL ve METOT

2.1. Problem Tanımı

Çalışmada, Ankara ilinde bulunan bir spor salonu örnek yapı olarak ele alınmıştır. Spor salonunun mahali SketchUp programı kullanılarak modellenmiştir. Spor salonunun toplam hacmi 1212,6 m³ olup, geometrik boyutları Şekil 1'de sunulmaktadır.



*Ölçüler cm cinsinden verilmiştir.

Şekil 1. Spor salonu mahalinin **a)** Güney cephesi görünüşü ve **b)** Batı cephesi görünüşü

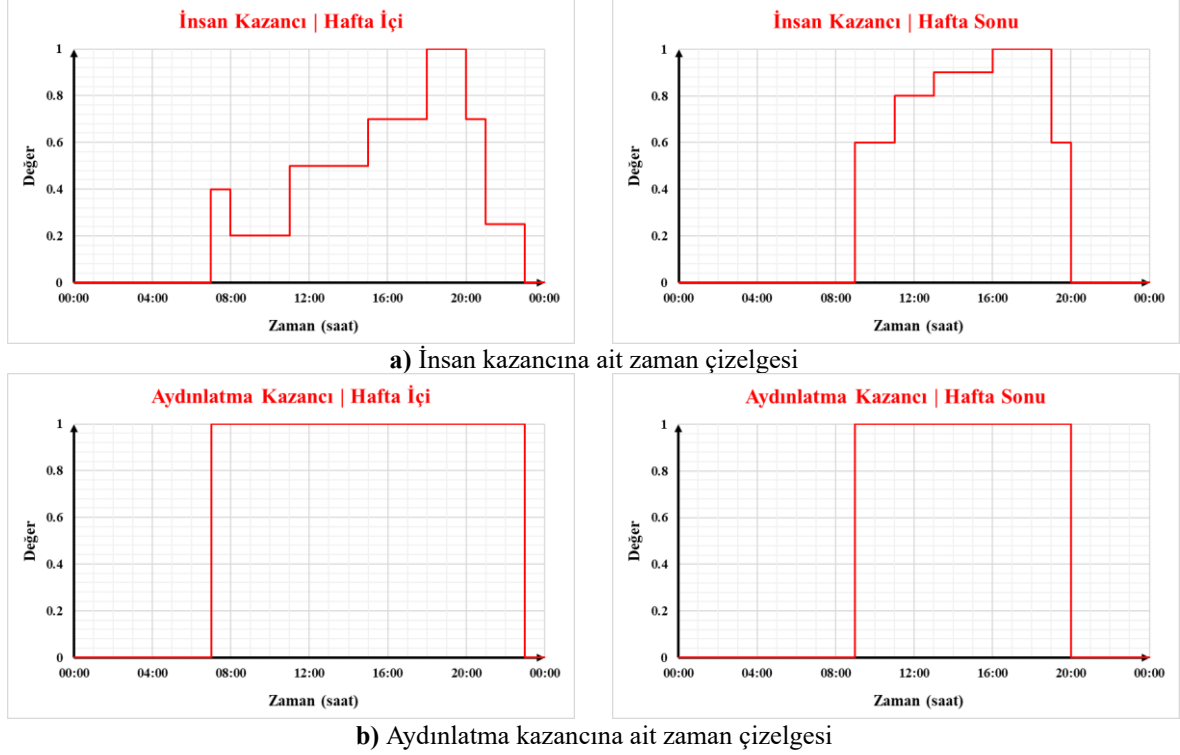
SketchUp programında modellenmiş olan spor salonu mahali, bina dinamik termal modelinin oluşturulabilmesi amacıyla TRNBuild arayüzüne aktarılmıştır. Spor salonunu oluşturan çatı, zemin ve duvar katmanlarında kullanılan malzemeler, bu malzemelerin özellikleri ve hesaplanan toplam ısı transfer katsayıları (U) Tablo 1’de verilmektedir. İZODER tarafından yayımlanan ve revize edilen TS825:2024 standardında tavsiye edilen toplam ısı transfer katsayıları (U) dikkate alınarak yalıtım kalınlıkları uygun şekilde belirlenmiştir (Diz, T., 2024). Ayrıca, spor salonu mahali için TRNBuild arayüzünde infiltrasyon aktif edilmiştir. İnfiltrasyon değeri saatteki hava değişimi olarak 0,3 olarak tanımlanmıştır.

Tablo 1. Spor salonunu oluşturan yapı malzemelerinin özellikleri ve toplam ısı transfer katsayıları (IES, 2021)

| Isı Kaybeden Yüzey | Bina Yapı Elemanı | Yapı Elemanı Kalınlığı d (m) | Isı İletim Katsayısı λ_h (W/mK) | Isıl Direnç R (m ² K/W) | Toplam Isı Transferi Katsayısı U (W/m ² K) |
|--------------------|---------------------------|------------------------------|---|------------------------------------|---|
| Zemin | İç yüzey taşınım direnci | | | 0,13 | |
| | Kauçuk Kaplama | 0,01 | 0,300 | 0,033 | |
| | Şap | 0,05 | 0,410 | 0,122 | |
| | XPS Yalıtım | 0,09 | 0,030 | 3,000 | |
| | Grobeton | 0,10 | 0,960 | 0,104 | |
| Toplam | | | | 3,389 | 0,295 |
| Çatı | İç yüzey taşınım direnci | | | 0,13 | |
| | Betonarme | 0,12 | 1,400 | 0,086 | |
| | XPS Yalıtım | 0,10 | 0,030 | 3,333 | |
| | Şap | 0,05 | 0,410 | 0,122 | |
| | Çakıl Serimi | 0,05 | 0,960 | 0,052 | |
| Toplam | Dış yüzey taşınım direnci | | | 0,08 | |
| | | | | 3,803 | 0,263 |
| Dış Duvar | İç yüzey taşınım direnci | | | 0,13 | |
| | Hafif Alçı Sıva | 0,02 | 0,160 | 0,125 | |
| | Gaz Beton Blok | 0,2 | 0,240 | 0,833 | |
| | XPS Yalıtım | 0,06 | 0,035 | 1,714 | |
| | Çimentolu Sıva | 0,02 | 2,900 | 0,007 | |
| Toplam | Dış yüzey taşınım direnci | | | 0,04 | |
| | | | | 2,8495 | 0,351 |

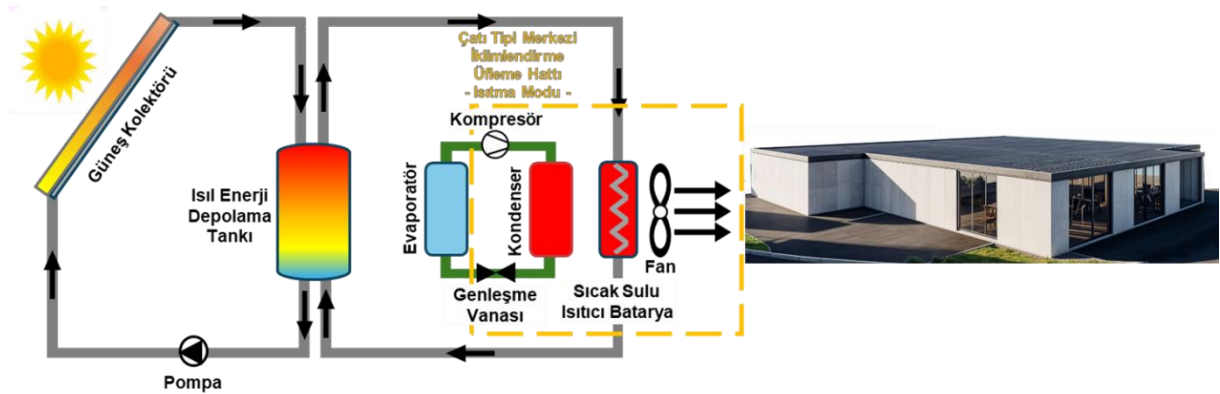
Spor salonuna insan ve aydınlatma kaynaklı iç kazançlar TRNBuild arayüzünde tanımlanmıştır. Her bir kişinin oluşturduğu ısı kazancı, TRNBuild kütüphanesinde yer alan ASHRAE standardı dikkate alınarak, aktivite düzeyine göre belirlenmiştir. Spor salonundaki kullanıcıların aktivitesi “yürüyüş ve hafif makine çalışması” olarak kabul edilmiş ve bu doğrultuda kişi başına 295 W ısı kazancı seçilmiştir. Aydınlatma kazancı ise birim yüzey alanı başına 6 W olacak şekilde TRNSYS kütüphanesinden alınmıştır (Klein, S. A., vd., 2017).

Bina kullanım süreleri hafta içi 07.00–23.00, hafta sonu ise 09.00–20.00 saatleri arasında tanımlanmıştır. Mahal alanında toplam 28 kişi kapasitesi öngörülmüş ve insan kazançları, yoğunluk saatlerine bağlı olarak hafta içi ve hafta sonu kullanım süreleri için dinamik zaman çizelgeleri ile modellenmiştir. Bu doğrultuda, maksimum kapasite senaryosunda spor salonunda 28 kişi bulunmaktadır. Aydınlatma kazancı ise tanımlanan kullanım sürelerinde sürekli açık olacak şekilde belirlenmiştir. Bu doğrultuda oluşturulan kullanım çizelgeleri Şekil 2’de sunulmaktadır.



Şekil 2. İç kazançlara ait hafta içi ve hafta sonu zaman çizelgeleri

Çalışmada, spor salonu için ısıtma sistemi tasarlanmıştır. Tasarlanan ısıtma sistemi, ısıtma sezonu boyunca 5 aylık periyotta (Kasım – Mart) güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemi ile sağlanmıştır. Çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemlerinin geleneksel uygulamalarında, son ısıtıcı olarak kullanılan doğal gazlı ve elektrikli ısıtıcı yerine yenilenebilir enerji kaynağı olan güneş enerjisinden faydalanılmıştır. Bu sebeple son ısıtıcı olarak sıcak sulu ısıtıcı batarya sisteme dahil edilmiştir. Sistemde, güneş kolektörleri tarafından suya aktarılan edilen enerji, termal enerji depolama tankında biriktirilerek depo edilmektedir. Termal enerji depolama tankı hedeflenen sıcaklığa ulaştığında, sıcak sulu ısıtıcı batarya devreye girerek mahalin ısıtma talebini karşılamaya başlamaktadır. Aksi durumda, çatı tipi merkezi iklimlendirme sisteminin içerisinde yer alan kompresör devreye girerek cihaz çalışmakta ve mahalin ısıtma talebini karşılar. Bu sistem sayesinde, yenilenebilir enerjiden faydalanarak kompresör çalışma süresi azalmaktadır ve buna bağlı olarak elektrik tüketimi de azalmaktadır. Güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sisteminin şematik gösterimi Şekil 3’te sunulmaktadır.

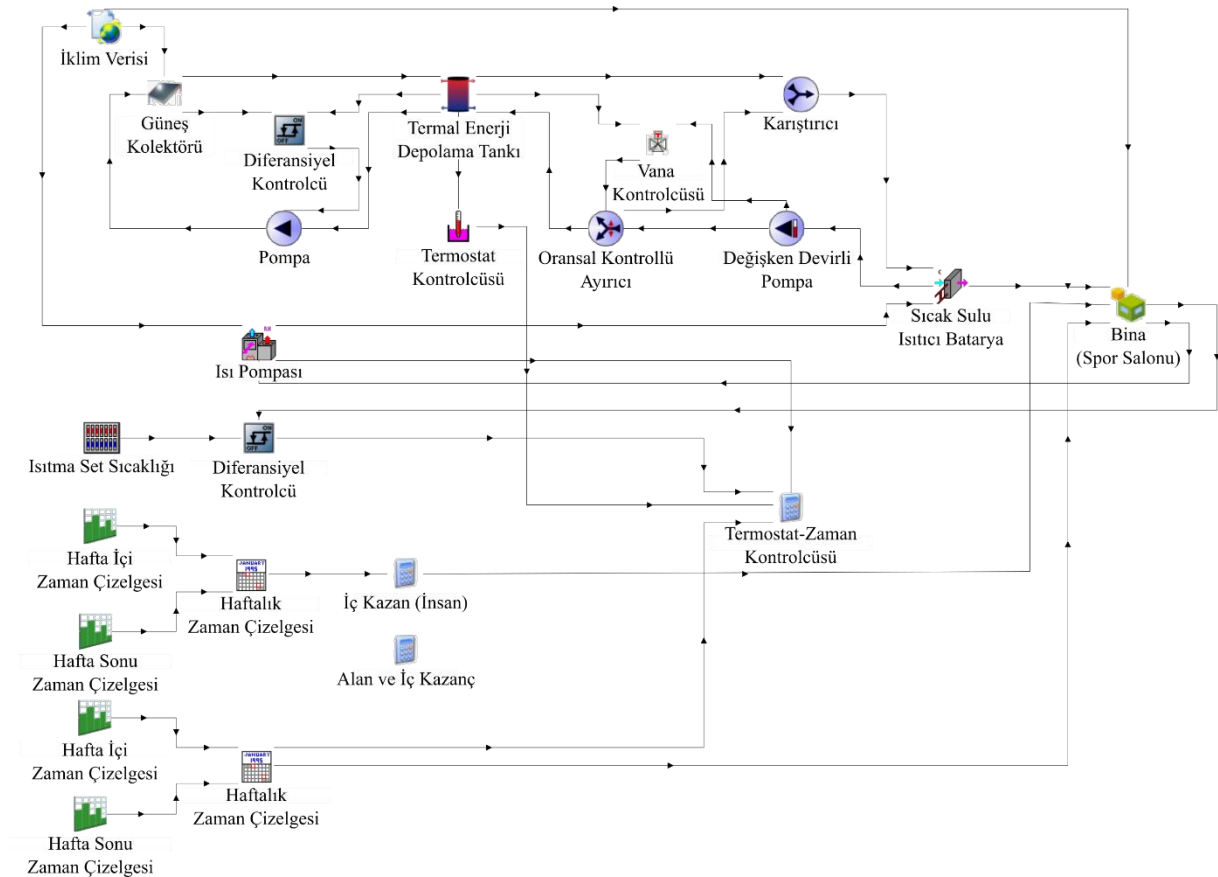


Şekil 3. Güneş enerjisi ile bütünleşik merkezi iklimlendirme sisteminin şematik gösterimi

2.2. Çözüm Yöntemi

Bir binanın enerji verimliliği; mimari tasarımı, kabuğunun ısı özellikleri, kullanılan ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinin karakteristikleri, bölgesel iklim koşulları ve kullanıcıların kullanım alışkanlıkları gibi pek çok etmenden etkilenmektedir. Bu nedenle, binanın gerçek performansının ortaya konulabilmesi için söz konusu parametreleri dikkate alan hesaplamalara ihtiyaç duyulmaktadır. Günümüzde bu tür hesaplamaların yapılmasında bilgisayar tabanlı enerji simülasyon yazılımları yaygın olarak tercih edilmektedir. Çalışma kapsamında bina modeli ile güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sisteminin analizinde TRNSYS (Transient System Simulation Tool) yazılımı kullanılmıştır. Wisconsin Üniversitesi ile Colorado Üniversitesi'nin güneş enerjisi laboratuvarları tarafından geliştirilen TRNSYS, termal sistemlerin dinamik davranışlarını incelemek üzere tasarlanmış kapsamlı bir simülasyon aracıdır (Klein, S. A., vd., 2017). TRNSYS yazılımı, Simülasyon Stüdyosu, Simülasyon Motoru, TRNBuild ve TRNEdit gibi çeşitli modüllerden oluşmaktadır. Bu çalışmada Simülasyon Stüdyosu, Simülasyon Motoru ve TRNBuild modülleri kullanılmıştır. Simülasyon Stüdyosu'nda model kütüphanelerinden seçilen bileşenlerin bağlantıları yapılarak tanımlanmış, Simülasyon Motoru ise bu bileşenlerin etkileşimini çözümlyerek simülasyonu yürütmüş ve elde edilen çıktılar grafiksel olarak değerlendirilmiştir.

Spor salonu mahalinin 3 boyutlu modeli SketchUp programında oluşturulmuştur. Ardından, bina termal modelinin oluşturulabilmesi amacıyla TRNBuild arayüzüne aktarılmıştır. Bu aşamada çatı, zemin ve duvar katmanlarında kullanılan yapı malzemelerinin ısı özellikleri tanımlanmış, ayrıca mahale iç kazanç olan insan ve aydınlatma kazançları dahil edilmiştir. TRNBuild'de dinamik termal modeli oluşturulan bina, ilgili bileşen aracılığıyla Simülasyon Stüdyosu'na entegre edilmiştir. Güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemi tasarımında kullanılan bileşenler TRNSYS Simülasyon Stüdyosu'nda yer alan kütüphanelerden seçilmiş ve aralarındaki bağlantılar tanımlanmıştır. Güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemine ait TRNSYS şematiği Şekil 4'te sunulmaktadır.



Şekil 4. Güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemi tasarımının TRNSYS şematiği

Güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemi tasarımı, modellenen mahal Ankara ilinde yer aldığından iklim verisi olarak Ankara iline ait meteorolojik veriler kullanılmıştır. Hava verilerinin okunması ve işlenmesi amacıyla Type 15-6 bileşeni kullanılmıştır. TRNBuild arayüzünde oluşturulan bina dinamik termal modeli Type 56 modülü ile TRNSYS programına aktarılmıştır. Binaya tanımlanan iç kazançların hafta içi ve hafta sonu zaman çizelgeleri Type 14 zamana bağlı yük fonksiyonu ile tanımlanmış, bu çizelgelerin haftalık zaman çizelgesine entegrasyonu ise Type 41 aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Mahal sıcaklığı 20 °C olarak set edilmiş, bu set sıcaklığının kullanım saatlerinde sağlanabilmesi için haftalık ısıtma-soğutma set sıcaklığı zamanlayıcısı olan Type 520 kullanılmıştır. Set sıcaklığının kontrolü ise oda termostatı işlevi gören Type 166 bileşeni ile sağlanmıştır.

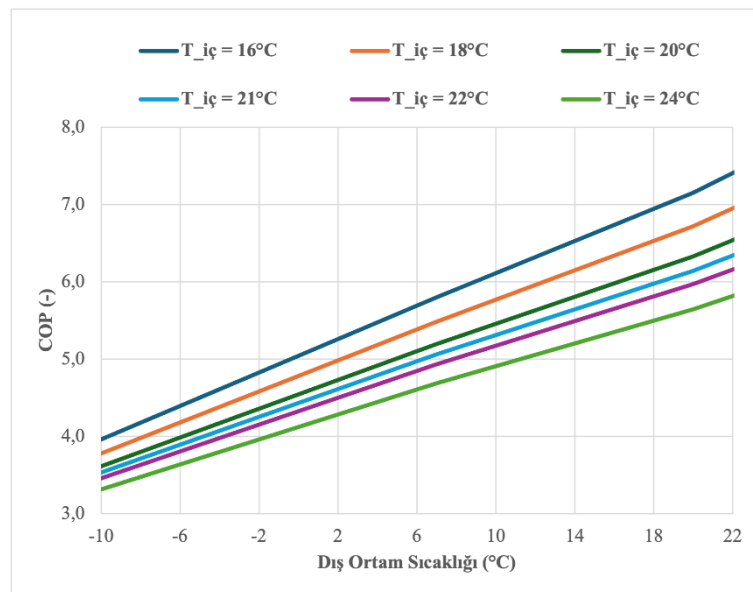
Çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemi, hava kaynaklı bir ısı pompasıdır ve bu kapsamda Type 954c hava kaynaklı ısı pompası bileşeni kullanılmıştır. Güneş enerjisinden termal olarak faydalanabilmek amacıyla sistemde kullanılan güneş kolektörleri Type 73 düz plakalı güneş kolektörü ile modellenmiştir. Güneşten elde edilen enerji ikincil bir akışkan olan suya aktararak termal enerji depolama tankından depo edilmiştir. Kolektör ile depolama tankı arasındaki akışkan devri, Type 114 pompa aracılığıyla sağlanmıştır. Termal enerji depolama tankı Type 534 ile modellenmiştir. Tankın hedeflenen sıcaklığı olan 65°C termostat kontrolü ile ayarlanmıştır. Termostat kontrolcü için Type 106 kullanılmıştır. Tank sıcaklığının 90 °C seviyelerine ulaşması durumunda, doğrudan sıcak suyun ısıtıcı bataryaya gönderilmesi yerine bir bypass hattı oluşturulmuştur. Bypass hattı; karıştırıcı, değişken devirli pompa, oransal kontrollü ayırıcı ve vana kontrolcüsünden oluşmaktadır. Hidronik bölümünde yer alan bu bileşenler sırasıyla yer alıp Type 11h, Type 110, Type 11f ve Type 116 kullanılarak oluşturulmuştur. Bypass hattı, sıcak sulu ısıtıcı batarya aktif olduğu durumda sisteme sürekli olarak 60 °C sıcaklık sağlamaktadır.

Güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemi tasarımı, kullanılan ısı pompasına ait karakteristik parametreler Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Çatı tipi havadan-havaya ısı pompasının nominal değerleri

| Parametre | Birim | Değer |
|------------------------|-------------------|--------------------------|
| Cihaz Hava Debisi | m ³ /h | 5000 |
| Soğutma Kapasitesi (*) | kW | 12.11 |
| Isıtma Kapasitesi (*) | kW | 15 |
| Güç Tüketimi | kW | 2.89 |
| EER | - | 4.19 |
| COP | - | 5.19 |
| Soğutkan Bilgisi | - | R32 |
| Kompresör Teknolojisi | - | Sabit Devir – Scroll |
| Güç Kaynağı | - | 380-400 V / 3 Ph / 50 Hz |

Bu parametreler doğrultusunda, dış ortam sıcaklığı ve iç ortam sıcaklığına bağlı COP grafiği Şekil 5’te sunulmaktadır.



Şekil 5. Isı pompası COP grafiği

Termal enerji depolama tankı güneş kolektörü tarafından sağlanan enerji ile beslenmektedir. Çalışmada, termal enerji depolama tankı olarak Ünmak Boyler Teknik Kataloğu'nda yer alan ÜAT Serisi Akümülayon Tankı (Ünmak Isıtma Sistemleri A.Ş., 2024) kullanılmıştır. İlgili tank, TRNSYS yazılımının TESS kütüphanesinde bulunan, düşey silindirik geometriye sahip ve ısı değıştirgeci içermeyen tank bileşeni aracılığıyla modellenmiştir. Modelleme sürecinde tankın hacimsel özellikleri ve diğer teknik parametreleri, üretici kataloğunda belirtilen verilere dayanılarak sisteme tanımlanmıştır. Depolama tankında akışkan olarak saf su kullanılmıştır.

Güneş kolektörü, elde ettiğı ısıyı doğrudan termal enerji depolama tankına aktarmaktadır. Tezde, düzlemsel güneş kolektörü olarak Greenone TEC markasına ait GK3003 modeli (GreenOneTec, 2024) kullanılmış olup, kolektör çevriminin tanımlanmasında üretici kataloğunda belirtilen teknik özelliklerden yararlanılmıştır. Ayrıca, kolektör çevriminde kullanılan dolaşım pompası için, kolektör yüzey alanı başına 25 kg/m²s debi tanımlaması uygulanmıştır (Viessmann, 2016).

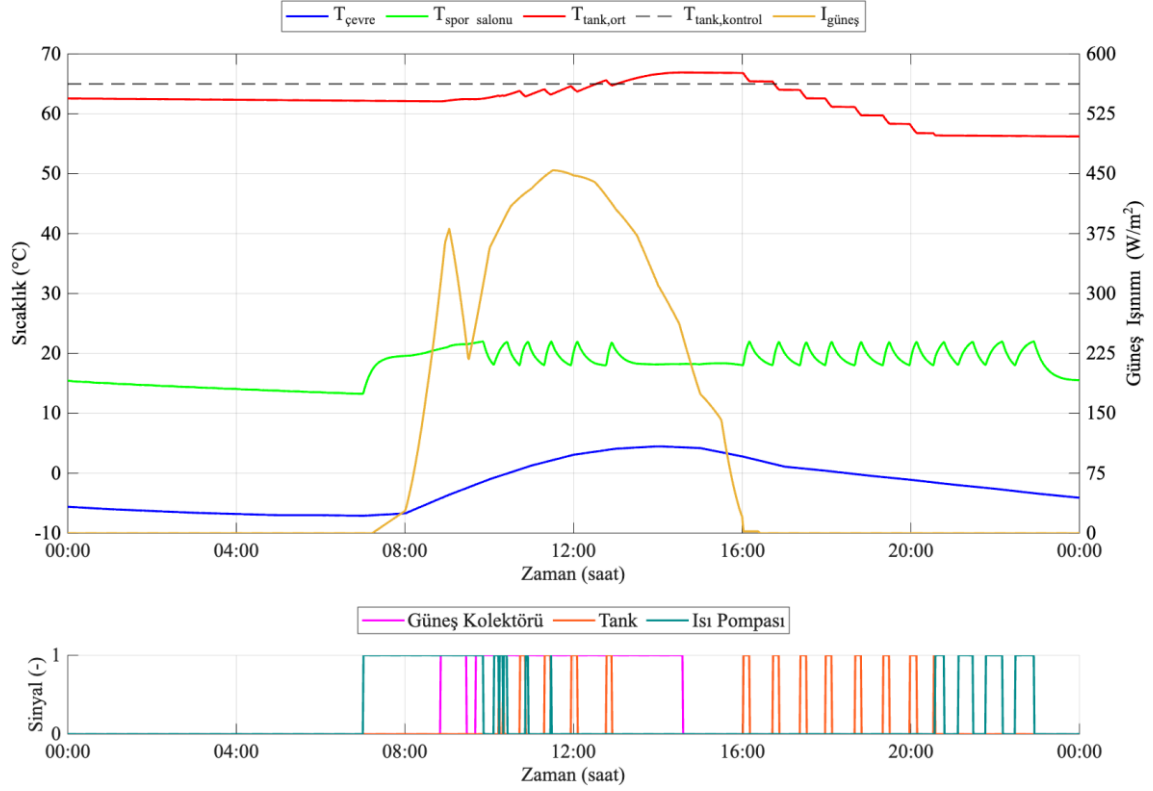
3. BULGULAR

Bu çalışmada, SketchUp ortamında modellenen spor salonu mahali TRNBuild arayüzü kullanılarak dinamik bina termal modeli oluşturulmuş ve simülasyon stüdyosuna aktarılmıştır. Ardından, güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemi, ısıtma sezonunu kapsayan Kasım–Mart ayları boyunca 1 dakikalık zaman adımı ile analiz edilmiştir. Ayrıca, sistem performansının değerlendirilmesi amacıyla termal enerji depolama tankı hacmi ve güneş kolektörü alanı üzerinde parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

3.1. Günlük Analiz Sonucu

Güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sisteminin ısıtma sezonu boyunca 1 dakikalık zaman aralığında analizi gerçekleştirilmiştir. Isıtma sezonunda bulunan her gün detaylı analiz edilerek kümülatif sonuçlar elde edilmiştir. Hem ısı pompasının hem de güneş kolektörünün çalıştığı güne örnek olarak 24 Aralık günü detaylı olarak Şekil 6'da ele alınmıştır.

24 Aralık günü için elde edilen detay sonuç grafiğinde, güneş radyasyonu sabah saatlerinde artmaya başlayarak öğle saatlerinde yaklaşık 500 W/m² değerine ulaştığı, akşamüstü ise hızla azaldığı görülmektedir. Buna bağlı olarak spor salonu iç sıcaklığı kullanım zamanı boyunca 20 °C seviyesinde sabit tutulmuştur. Çevre sıcaklığı günün büyük bölümünde 0 °C'nin altında seyrederken, tank ortalama sıcaklığı 60–66 °C aralığında korunmuştur. Tank kontrol sıcaklığının belirlenen eşik değerini aştığı anlarda ısı pompası ve güneş kolektörü devreye girip çıkmış, böylece sistemin dinamik kontrolü sağlanmıştır. Grafikten anlaşılabacağı üzere, güneş enerjisi katkısı özellikle öğle saatlerinde belirgin şekilde artmış ve ısı pompası ile bütünleşik çalışarak ısıtma yükünün karşılanmasına katkıda bulunmuştur. Bu sonuçlar, sistemin düşük dış sıcaklıklarda dahi iç ortam konforunu sağladığını ve güneş enerjisinin etkin şekilde kullanıldığını göstermektedir.



Şekil 6. 24 Aralık günü için sıcaklık, güneş ışınlamı ve sinyallerin zamana bağlı değişimi

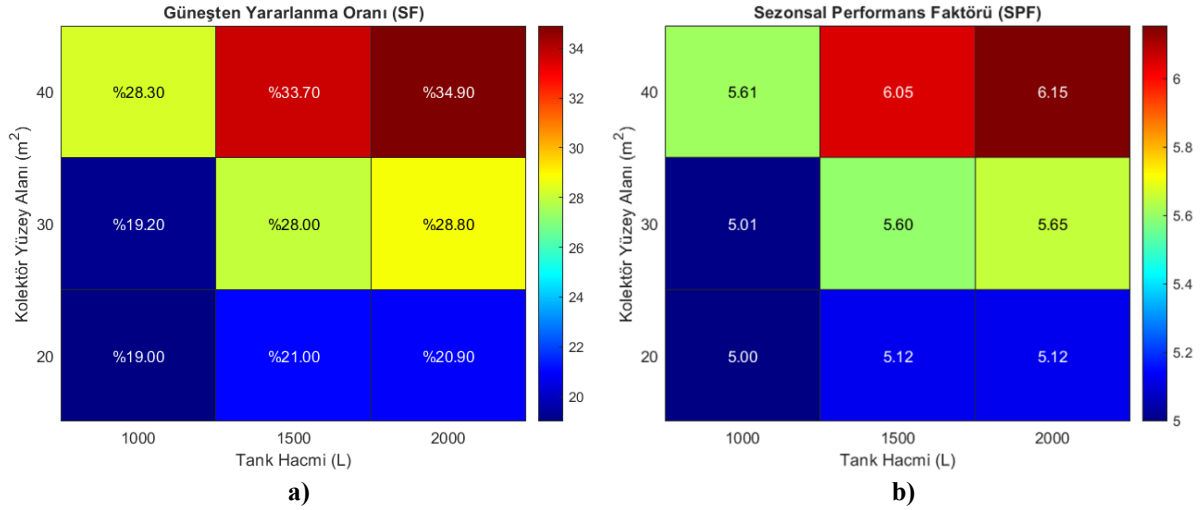
3.2. Parametrik Analiz Sonuçları

Çalışma kapsamında gerçekleştirilen parametrik analizlerde, tank hacmi ve güneş kolektörü alanı değişkenleri ele alınmıştır. Tank hacmi için 1000, 1500 ve 2000 litre; güneş kolektörü alanı için ise 20, 30 ve 40 m² değerleri ele alınmıştır. Yapılan analizler sonucunda tasarlanan güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sisteminde güneşten yararlanma oranı ve sezonsal performans faktörü (SPF) hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar Şekil 7’de sunulmuştur.

Sezonsal performans faktörü Denklem (1)’e göre hesap edilmiştir.

$$SPF_{system} = \frac{\sum_t \dot{Q}_{load,del}(t)}{\sum_t [\dot{W}_{HP,in}(t) + \dot{W}_{pumps,all}(t)]} \quad (1)$$

SPF, belirli bir dönem boyunca ısıtma yükünü karşılamak için sağlanan toplam faydalı ısı enerjisinin, aynı dönemde ısı pompası ve yardımcı pompalara ait toplam elektrik enerjisi tüketimine oranı olarak ifade edilmektedir. Pay kısmında, zaman boyunca mahal ısıtma talebine aktarılan faydalı ısı yükü $\dot{Q}_{load,del}$ yer almaktadır. Payda kısmında ise ısı pompasının elektriksel enerji girdisi $\dot{W}_{HP,in}$ ile sistemde kullanılan tüm pompaların elektriksel enerji tüketimi dikkate alınmaktadır. Böylece SPF, yalnızca ısı pompasının değil, aynı zamanda tüm yardımcı bileşenlerin enerji tüketimini kapsayarak sistemin genel verimliliğini temsil etmektedir. Bu parametre, güneş destekli hibrit sistemlerin performans değerlendirmesinde kritik bir gösterge olup, yüksek SPF değerleri sistemin enerji açısından daha etkin çalıştığını ortaya koymaktadır.



Şekil 7. a) Güneşten yararlanma oranı (SF) ve b) Sezonlar performans faktörü (SPF) parametrik sonuçları

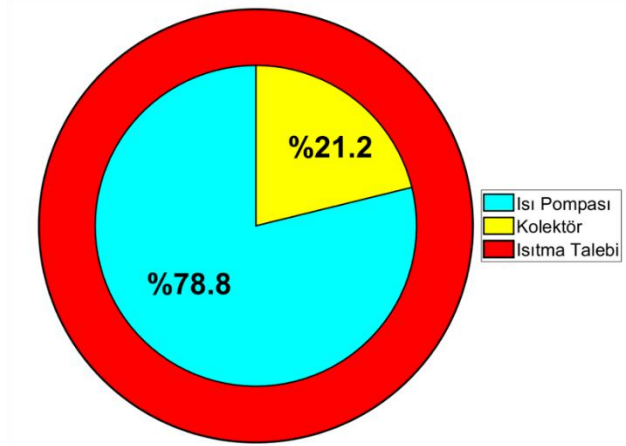
Kolektör yüzey alanı ve tank hacmindeki artış, sistemin güneşten yararlanma oranını artırdığı sonucu elde edilmiştir. En yüksek oran %34,90 ile 40 m² kolektör yüzey alanı ve 2000 L tank hacmi kombinasyonunda elde edilmiştir. Bu bulgu, büyük hacimli depolama tanklarının kolektörlerden elde edilen enerjiyi daha etkin bir şekilde depolayabildiğini ve sistemin güneş enerjisinden yararlanma potansiyelini artırdığını göstermektedir. Buna karşılık, 20 m² kolektör yüzey alanına sahip sistemlerde SF değerlerinin %19–21 aralığında kalması, düşük kolektör alanının güneş katkısını sınırladığını ortaya koymaktadır. Öte yandan, 1500 L tank hacmi ile %28 seviyesinde SF elde edilmesi, yüksek kolektör alanı ile düşünüldüğünde maliyet-performans açısından uygun bir seçenek olabileceğini göstermektedir.

Sezonlar performans faktörünün (SPF) kolektör yüzey alanı ve tank hacmindeki artışa paralel olarak yükseldiği görülmektedir. Özellikle 40 m² kolektör yüzey alanına sahip sistemlerde SPF değerinin 6,15 seviyesine ulaştığı belirlenmiştir. Bu sonuç, güneş kolektörleri aracılığıyla sağlanan ilave ısınnın ısı pompası çevrimini daha verimli kıldığını ve dolayısıyla sistemin genel enerji performansını iyileştirdiğini göstermektedir. Küçük kolektör yüzey alanlarında (20 m²) SPF değerleri 5,0–5,12 aralığında kalmış olup, bu durum düşük kolektör alanının sistem performansında sınırlayıcı bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymaktadır. Dolayısıyla, SPF üzerinde kolektör yüzey alanı artışının, tank hacmi artışına kıyasla daha belirleyici bir parametre olduğu gösterilmiştir.

İncelenen parametreler doğrultusunda, 30 m² kolektör yüzey alanı ve 1500 L tank hacmi için gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre, sistemin yıllık ısıtma talebinin 12801 kWh olduğunu ve bu ihtiyacın %21,2'sinin güneş kolektörleri, %78,8'inin ise ısı pompası tarafından karşılandığı Şekil 8'de ortaya koyulmuştur. Elde edilen bulgular, güneş kolektörlerinin doğrudan katkısının sınırlı olmasına rağmen ısı pompası yükünü önemli ölçüde azalttığını ve böylece sistemin genel enerji verimliliğini iyileştirdiğini göstermektedir. Bu sonuç, kolektör yüzey alanı ve tank hacmi arasında uygun boyutlandırmanın sağlanmasının hibrit sistemlerde optimum performans elde edilmesi açısından kritik bir parametre olduğunu ortaya koymaktadır.

Tank Hacmi = 1500 L

Kolektör Yüzey Alanı = 30 m²



Şekil 8. Isıtma talebinin ısı pompası ve güneş kolektörleri tarafından karşılanma oranları

4. SONUÇ

Bu çalışmada, spor salonu örnek yapısı için güneş enerjisi ile bütünleşik çatı tipi merkezi iklimlendirme sistemi tasarlanmış ve ısıtma sezonu boyunca TRNSYS yazılımı kullanılarak dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın temel amacı, güneş kolektörleri ve termal enerji depolama tankı entegrasyonu ile sistemin enerji verimliliğinin artırılması ve ısı pompası yükünün azaltılması olmuştur. Parametrik analizler kapsamında farklı kolektör yüzey alanları (20–40 m²) ve depolama tankı hacimleri (1000–2000 L) değerlendirilerek, sistem performansının güneşten yararlanma oranı (SF) ve sezonsal performans faktörü (SPF) açısından nasıl değiştiği ortaya konulmuştur. Çalışmadan elde edilen başlıca sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- Kolektör yüzey alanı ve depolama tankı hacmindeki artış, sistemin hem SF hem de SPF değerlerini iyileşme sağlamıştır.
- En yüksek SF değeri, %34,9 ile 40 m² kolektör yüzey alanı ve 2000 L tank hacmi kombinasyonunda elde edilmiştir.
- SPF değerlerinin özellikle kolektör alanındaki artışa duyarlı olduğu gözlemlenmiş, 40 m² kolektör alanında SPF 6,15 seviyesine ulaşmıştır.
- 20 m² kolektör alanı kullanılan senaryolarda ise SF (%19–21) ve SPF (5,0–5,2) değerlerinin düşük kaldığı, bu nedenle sınırlayıcı bir etki yarattığı belirlenmiştir.
- 30 m² kolektör yüzey alanı ve 1500 L tank hacmi için yıllık ısıtma talebi 12801 kWh olarak hesaplanmış; bu talebin %21,2'si güneş kolektörleri, %78,8'i ise ısı pompası tarafından karşılanmıştır.
- Güneş kolektörlerinin doğrudan katkısı sınırlı düzeyde kalmasına rağmen, ısı pompasının yükünü önemli ölçüde azaltarak sistemin toplam enerji verimliliğine kayda değer katkı sağlamıştır.

Sonuç olarak, güneş enerjisi ile bütünleşik hibrit sistemlerin, ısıtma sezonunda enerji verimliliğini artırmada ve güç tüketimini azaltmada etkili bir çözüm sunduğu görülmektedir. Bulgular, performansın iyileştirilmesinde kolektör yüzey alanının tank hacmine kıyasla daha baskın bir parametre olduğunu ortaya koymuştur. Bu nedenle, tasarım aşamasında kolektör alanı ile depolama kapasitesinin dengeli biçimde boyutlandırılması hem teknik verimlilik hem de ekonomik uygulanabilirlik açısından kritik öneme sahiptir.

5. KAYNAKLAR

1. Bellos, E., Tzivanidis, C., 2017, Energetic and financial sustainability of solar assisted heat pump heating systems in Europe, Elsevier, Sustainable Cities and Society, Amsterdam, Hollanda.
2. Büker, M. S., Riffat, S. B., 2016, Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: a systematic review, Elsevier, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Amsterdam, Hollanda.
3.  omaklı,  ., Kaygusuz, K., Ayhan, T., 1993, Solar-assisted heat pump and energy storage for residential heating, Elsevier, Solar Energy, Amsterdam, Hollanda.
4. Diz, T., 2024, Yeni TS 825 Standardı ve Sekt r m ze Etkileri, İZODER Isı Su Ses ve Yangın Yalıtımcıları Derneđi, İstanbul, Türkiye.
5. GreenOneTec, 2024, Product Data Book 2024 (Version: 3003_en_PDB_2024), GreenOneTec, St. Veit, Avusturya. (Eriřim tarihi: 10 Eylül 2025, https://www.greenonetec.com/wp-content/uploads/2023/04/3003_en_PDB_2024.pdf)
6. IES, 2021, Table 6: Thermal conductivity, specific heat capacity and density, Integrated Environmental Solutions, Glasgow, Birleřik Krallık.
7. Kaygusuz, K., Ayhan, T., 1993, Exergy analysis of solar-assisted heat-pump systems for domestic heating, Elsevier, Energy, Amsterdam, Hollanda.
8. Khetib, Y., 2021, Transient Thermal Analysis of a Solar-Assisted AHU by Focusing on Heat Recovery and Nanoparticles: Jeddah Climate Zone, Frontiers Media SA, Frontiers in Energy Research, Lozan, İsvi re.
9. Klein, S. A., vd., 2017, TRNSYS 18: A Transient System Simulation Program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, ABD.
10. T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, 2022, Türkiye Ulusal Enerji Planı, Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Ankara, Türkiye.
11.  nmak Isıtma Sistemleri A.ř., 2024, Boyler Teknik Kataloğu:  AT serisi akümülasyon tankı,  nmak Isıtma Sistemleri A.ř., Konya, Türkiye.
12. Viessmann, 2016, Vitosol g neř kolekt r i ürün kataloğu, Viessmann, Allendorf, Almanya. (Eriřim tarihi: 10 Eylül 2025, <https://www.viessmann.ca/en/products/vitosol/vitosol-200-fm.html>)
13. Wilson, S. A., 2010, Integrating solar heating into an air handling unit to minimize electric reheat, Purdue University, West Lafayette, ABD.
14. Wilson, S. A., 2010, Integrating solar heating into an air handling unit to minimize electric reheat, Purdue University, West Lafayette, ABD.