



Numerical and experimental investigation of energy efficiency by applying phase change material to open vertical type refrigerated display cabinet

Ayşe Burcu Çelik^{1*}, Erhan Pulat², Furkan Sökmen³, Çağrı Balkan⁴, Salih Coşkun⁵

¹Bursa Uludağ University, Institute of Sciences, Department of Mechanical Engineering, Nilüfer, Bursa, Türkiye

²Bursa Uludağ University, Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering, Nilüfer, Bursa, Türkiye

³Bursa Technical University, Natural Sciences and Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering, Yıldırım, Bursa, Türkiye

⁴Kaplanlar Company, Department of research and development, Osmangazi, Bursa, Türkiye

⁵Bursa Uludağ University, Vocational School of Technical Sciences, Department of Mechanical Engineering, Nilüfer, Bursa, Türkiye

Highlights:

- Application of phase change material
- Investigation of energy efficiency of open vertical type refrigerated cabinets
- Numerical analysis by using 3D computational fluid dynamics method

Keywords:

- Open vertical type refrigerated display cabinets
- Phase change materials
- Three-dimensional computational fluid dynamics

Article Info:

Research Article

Received: 18.08.2021

Accepted: 21.06.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.984026

Acknowledgement:

This study was supported by the research and development department of KAPLANLAR A.C. The authors thank for their support.

Correspondence:

Author: Ayşe Burcu Çelik
e-mail:

ayseburcucelik@gmail.com

phone: +90 539 843 4929

Graphical/Tabular Abstract

In this study, to increase the energy efficiency of the vertical open type refrigerated display cabinet (OVRDC) with this cabin dimensions 2500 mm width, 2059 mm height, 920 mm depth, the phase change material (PCM) application was utilized. The test data obtained from tests according to the TS EN ISO 23953 1-2 standards. Test results were validated by using the three-dimensional (3D) computational fluid dynamics method (CFD) and obtained results shown in Table A. According to the results in Table A, air inlet, Taci and outlet, Taco temperature less increased during defrost cycle by using PCM. When compared to CFD results with test results were found that cabin air outlet temperature, Taco, 0,26 and 0,08°C difference, cabin air inlet temperature, Taci 0, 04 and 0, 24°C difference without PCM and with PCM respectively. Total refrigerated electrical energy consumption (REC) the OVRDC with PCM in the specified cabinet sizes was calculated 6,49 kWh in cabinet with PCM and 6,84 kWh without PCM. Total refrigerated electrical energy consumption decreased about 5,1% in the OVRDC with PCM compared to the cabinet without PCM.

Table A. Test and CFD data obtained from without PCM and with PCM applied cabinet

Average test and CFD data from without PCM and with PCM applied cabinet over a 12-hour test period		Test (12h)	CFD (3h-one defrost cycle)	CFD Difference (°C)			
Open Vertical type Refrigerated Display Cabinet		Without PCM	PCM	Without PCM	PCM		
1	Cabin air inlet temperature, Taci, (Left side-Fan inlet), (°C)	4,13	4,60	4,17	4,84	0,04	0,24
2	Cabin air outlet temperature, Taco, (Left side-Air outlet) (°C)	1,70	2,45	1,44	2,53	0,26	0,08
3	Total refrigerated electrical energy consumption (REC) (kWh)	6, 84	6, 49	6, 84	6, 49		
4	Decrease in total refrigerated electrical energy consumption (%)		5,1				

Purpose: The aim of this study is to apply PCM to an OVRDC to reduce energy consumption and to keep product temperatures in the desired temperature range (0-4°C).

Theory and Methods: In this study, the ice-water PCM applied to OVRDC. Tests for cabinets were carried out in a test room according to the TS EN ISO 23953 1-2 standards. For both cabinets, distribution of cold air in the OVRDC, product temperatures on shelves, compressor on-off period, defrost times and energy consumption values were examined. The test data were validated using by 3D CFD method with ANSYS Fluent module.

Results: According to the data obtained from the 12-hour tests, the cabinet without PCM compressor operated 17 times in the off state, while the cabinet with PCM compressor operated 12 times in the off state. While the cabinet with PCM compressor was closed for a total of 180 minutes, the cabinet without PCM remained closed for a total of 160 minutes. Also, As a result of the tests, it was found that the air temperature entering the cabin air intake grille was about 1°C (Taci) lower.

Conclusion: As a result, to apply PCM reduced the number of compressors starts by 29.41% and operating time by 2,18% while increasing the operating life and decreasing electricity consumption.



Açık dikey tip soğutucu teşhir dolabın faz değıştiren malzeme kullanılarak enerji verimliliğinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi

Ayşe Burcu Çelik^{1*}, Erhan Pulat², Furkan Sökmen³, Çağrı Balkan⁴, Salih Coşkun⁵

¹Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Nilüfer, Bursa, Türkiye

²Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Nilüfer, Bursa, Türkiye

³Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldırım, Bursa, Türkiye

⁴Kaplanlar A.Ş., Araştırma Geliştirme Bölümü, Osmangazi, Bursa, Türkiye

⁵Bursa Uludağ Üniversitesi, Teknik Bilimler MYO, Elektrik ve Enerji Bölümü, Nilüfer, Bursa, Türkiye

ÖNEÇIKANLAR

- Faz değıştiren malzeme uygulaması
- Açık dikey tip soğutucu teşhir dolapları enerji verimliliğinin incelenmesi
- Hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodu ile üç boyutlu sayısal analiz

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 18.08.2021

Kabul: 21.06.2022

DOI:

10.17341/gazimmfd.984026

Anahtar Kelimeler:

Açık dikey tip soğutucu teşhir dolapları, faz değıştiren malzemeler, ISO 23953 1-2 test standartları, üç boyutlu simülasyon, hesaplamalı akışkanlar dinamiği

ÖZ

Bu çalışmada 2500 mm uzunluk, 2059 mm yükseklik, 920 mm derinliğe sahip bir açık dikey tip soğutucu teşhir dolabının (ADSTD) enerji verimliliğini arttırmak üzere faz değıştiren malzeme (FDM) uygulanmıştır. Öncelikle geleneksel ADSTD (FDM'siz) daha sonra ise FDM uygulanmış ADSTD (FDM'li) üzerinde, TS EN ISO 23953 1-2 standardına göre tasarlanmış bir test odasında testler gerçekleştirilmiştir. Her iki tasarım için ADSTD içinde soğuk havanın dağılımı, raflardaki ürün sıcaklıkları, kompresörün devreye girme-çıkma periyodu, defrost süreleri ve enerji tüketim değerleri incelenmiştir. Test verileri, üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak doğrulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, FDM'li ADSTD, FDM'siz ADSTD'a göre belirtilen kabin boyutlarında toplam soğutma gücü elektrik enerjisi tüketimini %5,1 azalttığı bulunmuştur.

Numerical and experimental investigation of energy efficiency by applying phase change material to open vertical type refrigerated display cabinet

HIGHLIGHTS

- Application of phase-changing material
- Investigation of energy efficiency of open vertical type refrigerated display cabinets
- Numerical analysis by using 3D computational fluid dynamics method

Article Info

Research Article

Received: 18.08.2021

Accepted: 21.06.2022

DOI:

Keywords:

Open vertical type Refrigerated display cabinets, phase change materials, ISO 23953-1-2 test standards, three-dimensional computational fluid dynamics

ABSTRACT

In this study, phase change material (PCM) was applied to increase the energy efficiency of an open vertical type refrigerated display cabinet (OVRDC) with a width of 2500 mm, a height of 2059 mm, and a depth of 920 mm. First of all, tests were carried out on traditional OVRDC without PCM and then on OVRDC with PCM in a test room designed according to TS EN ISO 23953-2 standard. For both designs, distribution of cold air in the OVRDC, product temperatures on shelves, compressor on-off period, defrost times and energy consumption values were examined. The test data has been validated using by the computational fluid dynamics method. According to the results, it has been observed that the OVRDC with PCM in the specified cabinet sizes reduced total refrigerated electrical energy consumption by 5.1% compared to the conventional cabinets.

*Sorumlu Yazar/Yazarlar / Corresponding Author/Authors : *ayseburcucelik@gmail.com, pulat@uludag.edu.tr, furkan.sokmen@btu.edu.tr , cbalkan@kaplanlar.com, coskuns@uludag.edu.tr / Tel: +90 539 843 4929

1. Giriş (Introduction)

Nüfusun artan ihtiyaçları sağlıklı gıdanın muhafaza edilmesini ve kolay erişebilir olmasını gerektirmektedir. Sadece gıdanın dağıtım ve teşhiri elektrik tüketimi sonucu oluşan karbon emisyonun yaklaşık olarak %7 sini oluşturmaktadır [1]. Yapılan çalışmalar marketlerde kullanılan soğutucu teşhir dolapları, bu marketlerin enerji tüketiminin %50-%70 kadarını oluşturduğunu göstermektedir [2]. Dikey kapalı tip teşhir dolapları daha az elektrik enerjisi tüketse de dikey açık tip teşhir dolapları müşteriler tarafından ürüne kolay erişebildiği ve ürünü daha rahat görebildiği için daha fazla tercih edilmektedir [3]. Bu ihtiyaç doğrultusunda kullanılan ADSTD'nın perakende satış yapan marketlerde kullanımı çok yaygındır. Marketlerin enerji tüketimi değerlerini azaltmak, ortalama karbon emisyonlarını düşürmek üzere teşhir dolaplarının enerji verimliliğini arttırmaya yönelik birçok çalışma yapılmaktadır. Bunlar hava jetinin ve hava perdesinin iyileştirilmesi, soğutucu akışkan geliştirilmesi, yeni dolap tasarımları üzerine yapılan çalışmalardır [4, 5]. Yeni ürün geliştirmek için yapılan çalışmaların yanı sıra mevcut geleneksel dolaplarda da enerji verimliliğini, ürünlerin raf ömrünü ve kalitesini arttırmak için yapılan uygulamalar vardır. Bunlardan en önemlisi FDM uygulamalarıdır. Termal enerji depolamaya (TED) dayalı faz değişim malzemelerinin (FDM), enerji ile ilgili çeşitli uygulamalarda büyük potansiyele sahip olduğu kanıtlanmıştır. Soğutmada en yaygın teknoloji mekanik buhar sıkıştırma soğutma sistemi olup, bu sistemlerde kullanılan FDM'ye dayalı TED sistemleri, kompresörün devreye girme/çıkma sıklığını azaltmak suretiyle önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlarlar. FDM'lerin soğutma sistemlerinde, özellikle soğutucu teşhir dolaplarında uygulanması, enerji tasarrufu sağlaması yanında homojen ürün sıcaklığı sağlamasından dolayı da son yıllarda bu konudaki araştırmalar yaygınlaşmaktadır. Yapılan literatür çalışmasına göre, Alzuwaid vd. [6], kabin boyutları 1250 mm x 850 mm x 1980 mm (GxDxY) olan, 3,15 m² soğutma alanı ve 1,5 m² teşhir alanı olan beş rafli dolap için, buharlaştırıcı çıkışı kabin arka sırt kısmına, içinde uygun donma ve erime noktalarını donma noktasını düşürmek farklı oranlarda gümüş iyonu karıştırılan su bazlı FDM kullanmışlardır. İçine yerleştirdikleri FDM dolu bir radyatörü, buharlaştırıcı çıkış yolunda yer alan dolap arka kısmına yerleştirmişlerdir. Aynı şartlar altına FDM'li ve FDM 'siz dolap test edilmiş ve test sonucunda FDM'li dolabın diğer dolaba göre %5,1 daha az enerji tükettiği görülmüştür. Ayrıca defrost periyodu esnasında ürün sıcaklıklarında sabit kaldığı gözlenmiştir. FDM'li kabinde ölçülen defrost süresinin, FDM'siz kabine göre 5 min daha fazla yani %16 daha fazla olduğu, kompresör bir çevrimde 5 min. daha fazla kapalı kaldığı tespit edilmiştir [6]. Alzuwaid vd., daha sonra çalışmanın devamında, aynı dolabın FDM'li ve FDM'siz modelini oluşturup, 2 boyutlu HAD analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu modeller yardımıyla, FDM ilave edildiği zaman, kabin verimine, hava ve ürün sıcaklıkları yanında kabin içindeki sıcaklık dağılımlarının nasıl değiştiğini tahmin edilebileceğini açıklamışlardır. Bu kabin modellerini doğrulamak amacıyla bir kabin prototipini test odasında farklı sabit hava sıcaklığı ve bağıl nem şartlarında test etmişlerdir. Farklı yerlerdeki hava ve ürün sıcaklıklarının ölçülmesiyle deney sonuçları, kabin modellerinin doğrulanmasında kullanılmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre, FDM içeren bir kabin yerleştirilmesiyle, önemli ölçüde enerji tasarrufunun yapılabileceği gösterilmiştir [7, 8].

Lu vd., FDM olarak kullanım potansiyeline sahip malzemeleri 0°C ile +5°C arasındaki bir ürün sıcaklığı aralığı için soğutucu teşhir dolaplarında uygulamışlar ve soğuk depolama için uygunluklarını araştırmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre, uygun miktarlarda çekirdek ajanının gümüş iyot (AgI) eklenmesi ile aşırı soğutmanın önemli ölçüde düşürüldüğü ve su bazlı ürünlerin bu sayede, soğutulmuş gıda dolaplarında soğuk depolama için FDM'ler olarak kullanıma uygun hale getirebildiği gözlenmiştir. Bu araştırmada ele

alınan dinamik soğutma koşullarında, FDM ile donmaya başlamak için gereken ısı transfer akışkanı arasındaki minimum sıcaklık farkı, su numuneleri için 1,5°C ve su/glikol numunesi için 2,5°C'dir. Lu vd., parafin ürünlerinin ihmal edilebilir aşırı soğutma sergilediğini, ancak daha yüksek gizli ısıya sahip olan ancak daha yüksek derecede aşırı soğutma sergileyen su bazlı ürünlere kıyasla düşük gizli ısıya sahip olduğunu ifade etmişlerdir [9]. Lu vd. geleneksel ADSTD'larda, ürünleri soğutmak için kullanılan geleneksel yöntemlerin kararsız ısı dağılımına ve defrost sırasında ürün sıcaklıklarının yükselmesine sebep olduğunu belirterek yeni bir raf tasarımı geliştirmişlerdir. Rafalara ısı boruları ve faz değiştiren malzeme uygulaması yapmışlar ve testlerle doğruladıklarını söylemişlerdir. Test sonuçlarında sadece ısı borusu uygulaması yapılan rafın ürün sıcaklıklarını 3-5,5°C daha düşürdüklerini, ısı borusu ve faz değiştiren malzeme uygulaması ile birlikte tasarlanan rafın defrost sırasındaki sıcaklık yükselmesini 1,5°C azalttıklarını ve üniform bir sıcaklık dağılımı elde ettiklerini göstermişlerdir [10].XueHong vd., ADSTD'ı için ısı borulu ve FDM içerikli kompozit bir raf geliştirdiklerini belirtmişler. Yaptıkları testler ile ürünlerin ortalama sıcaklıklarını %13-32 arasında iyileştirdiklerini göstermişlerdir [11]. Jouhara vd. ADSTD'ı için ürünlerin ortalama sıcaklıklarını ve raf kararlılığını iyileştirmek için bir raf tasarımı yaptıklarını belirtmişlerdir. Yaptıkları testler ile raflar için geliştirdikleri ısı borulu ve FDM'li tasarımın enerji tüketimini %12 azalttığını göstermişlerdir [12]. Raj vd., yaptıkları çalışmada soğuk depolamada FDM olarak polyethtylene glycol 400 (PEG400) uygulayarak kapı açılmalarından kaynaklanan ısı kayıplarını azaltmak ve elektrik enerjisi kesilmelerinde gerekli olan enerjiyi sağlamayı amaçlamışlardır. Sonuç olarak kapı açılmalarından kaynaklanan enerji tüketimini 1021,88 kJ/h azalttıklarını ve elektrik enerjisi kesilmesinden kaynaklanan enerji ihtiyacının yaklaşık 3,12 kJ/h kadarını FDM'den elde ettiklerini yaptıkları testler ile belirtmişlerdir [13]. Marques vd., geleneksel ev tipi buzdolabına FDM uygulaması yaparak FDM kalınlığının etkisini incelemişler ve erime süresinin 2 mm kalınlık için 101 dakikadan 5 mm kalınlık için 252 dakikaya çıktığını, donma süresinin 2 mm için 13 dakika, 5 mm için 34 dakika olduğunu tespit ettiklerini belirtmişlerdir [14]. Cheng vd., ev tipi çift kapılı buzdolaplarında yoğurtuculara FDM uygulaması yapmışlardır. Yoğurtucuların ısı transferi verimlerinin artırılmasıyla, düşük yoğunlaşma ve yüksek buharlaşma sıcaklıkları elde edilmesi ile COP değerlerini arttırdığını buna dayanarak yoğurtucu üzerine uygulanan FDM uygulaması ile enerji tüketimini %12 azalttıklarını test sonuçları ile belirtmişlerdir [15]. Elarem vd., ev tipi küçük buzdolaplarının dondurucu ünitesini FDM içeren ısı değiştiricileri uygulamışlar ve 2 boyutlu HAD metodu kullanmışlardır. COP değerinin %8 arttığını ve enerji tüketimini %12 azaldığını belirtmişlerdir [16]. Gin vd., bir derin dondurucunun arka ve yan panellerine FDM uygulayıp enerji tüketimini sırasıyla defrost sırasında %8 ve dolap açıp-kapama sayısını %7 azalttıklarını yaptıkları testler ile göstermişlerdir [17]. Wang vd., yaptıkları çalışmada bir soğutma sisteminde yoğurtucu girişine uygulanan FDM ile COP değerinde %6 artış ve enerji tüketiminde %8 azalma elde ettiklerini belirtmişlerdir [18]. Oro vd., donmuş gıdaların ürün sıcaklıklarının sabit kalması için, FDM uygulaması yaparak soğutma bölümlerindeki havanın ve ürünlerin sıcaklık artışlarını 5-10°C minimize ettiklerini belirtmişlerdir [19]. Liu vd., yaptıkları çalışmada ev tipi buzdolaplarının derin dondurucu ünitesinin alt ve üst rafına FDM uygulaması yaparak enerji tüketimini %18 azalttıklarını ve kompresör devreye girme oranlarını %13 düşürdüklerini yaptıkları testler ile belirtmişlerdir [20]. Azzouza vd., yaptıkları çalışmalarında, FDM kullanan bir ev tipi buzdolabının performansını araştırmak için gerçekleştirilen deneysel testlerin sonuçlarını sunmuşlardır. Verimi arttırmak ve güç kaynağı olmadan birkaç saat soğutmaya izin veren bir depolama kapasitesi sağlamak için bu FDM evaporatörün arka tarafına yerleştirilmiştir. Sistem su ve ötektik karışımla (donma noktası 3°C) ve çeşitli çalışma koşulları için test edilmiştir. Elde

edilen sonuçlar, buzdolabının FDM eklenmesine tepkisinin ve verimliliğinin, termal yüke büyük ölçüde bağlı olduğunu göstermiştir. FDM uygulanan buzdolabında, elektrik kesintisi durumunda, ürün sıcaklığının 5-9 saat muhafaza edildiği, normal buzdolabında ise bu sürenin 1-3 saat olduğu ve termal yüke bağlı olarak performans katsayısında %10-30'luk bir artış gözlemlendiği belirtilmiştir [21]. Bu çalışmada süpermarketlerde yaygın olarak kullanılan geleneksel bir açık tip soğutucu kabin HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yardımıyla modellenmiş ve üzerinde FDM uygulanmıştır. Kolay elde edilebilir olması ve gıda güvenliği için tehlike içermeyen buz FDM olarak seçilmiştir. Dolap aynı test şartlarında, aynı süreler için hem FDM'siz hem de FDM'li olarak ayrı zamanlarda TS EN ISO 23953-2 standardına göre tasarlanmış bir test odasında test edilmiştir. Ayrıca 3B HAD yardımıyla elde edilen her iki model deney verileri ile doğrulanmıştır. Bu çalışmadaki amaç, bu tür dolaplarda FDM kullanımının dolap içindeki hava ve ürünlerin sıcaklık değişimleri yanında sistem performansına etkisini araştırmaktır. Ayrıca 3B HAD yardımıyla elde edilen modellerin, bu tür dolapların araştırma ve geliştirme aşamasında test odasında gerçekleşen test sayılarının azaltılmasına yardımcı olması hedeflenmiştir.

2. Meteryal ve Metot (Meteryal ve Method)

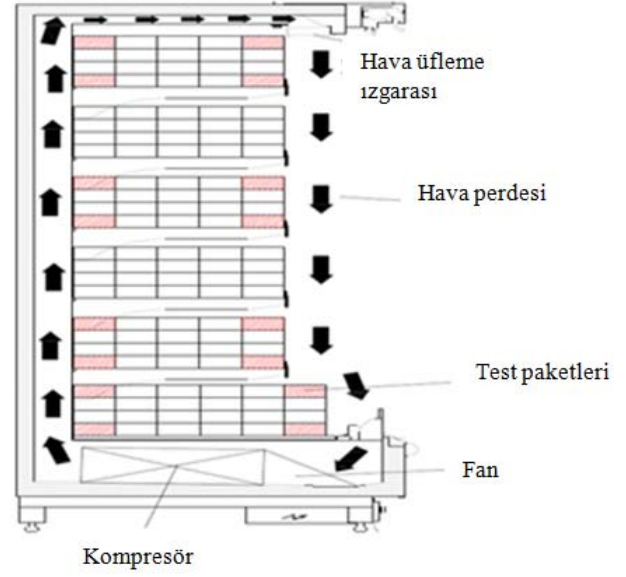
2.1. Açık Dikey Tip Soğutucu Teşhir Dolabı (Open Type Vertical Refrigerated Display Cabinet)

Bu çalışmada deneysel bir prototip olarak beş raflı bir ADSTD seçilmiştir. Soğutucu kabine ait elemanlar Şekil 1'de görülmektedir. Soğutucu kabin, gerçek koşullar altında gıdanın termal davranışını temsil eden, M paket adı verilen test malzemeleri ile ISO 23953-2 standartlarına göre test edilir. Soğutucu teşhir dolaplarında, R744 soğutucu akışkan kullanan bir mekanik buhar sıkıştırma soğutma sistemi kullanılarak soğutulan hava fanlar yardımıyla kabin içinde sirküle edilir. Bu sistemde fan yardımıyla dolap içinde ürünün ısısını alan hava, tekrar soğutulmak üzere buharlaştırıcı üzerinden geçirilerek, dolabın arka panelde açılan deliklerden dolap içerisine gönderilmekte ve kabini soğutmak üzere dağılmaktadır. Soğuk hava dolap arka paneli üzerine açılan deliklerden ve en üst raf üzerinde mevcut bal peteği geometrisine sahip menfezden üflenir. Arka panel yüzeyindeki arka panel delikleri, soğuk havayı raf aralarına üfler ve raf üzerindeki ürünleri soğutur. Burada üflenen hava, raflar arasında iletim ve taşınım ile ısı transferi yoluyla ürünlerin istenilen sıcaklık aralığında kalmasını sağlar. Üst raf üzerinden ise aşağı doğru üflenen soğuk hava ile oluşturulan hava jeti, arka panelden gelen soğuk havayı hızlandırarak, açık ön kısımda kabin ve çevre arasında bir soğuk hava perdesi oluşturur ve böylece soğutulmuş hava ile dış ortam havası arasındaki ısı transferi minimize edilir. Hava jeti ile oluşan hava perdesinin en alt rafın altında yer alan emiş menfezinden fanlar yardımıyla tekrar kabin içerisine girmesi ile çevrim tamamlanır. Bir ADSTD'ta enerji tüketimini belirleyen başlıca parametre, soğutma gücü ve defrost esnasında kaybedilen ısı gücüdür. Ürünün muhafaza sıcaklığı ve ortam çalışma koşulları soğutma için gerekli olan elektrik gücünün bağlı olduğu ana faktörlerdir. Defrost periyodunda buz çözme işlemi sırasında yükselen kabin sıcaklığını tekrar kabinin ideal çalışma sıcaklıklarına getirmek için daha fazla soğutma gücüne gereksinim vardır. Ölçülen ve hesaplanan verilerden yararlanılarak Tablo 2'deki veriler hesaplanmıştır [22].

Standartlara göre kabin anlık ısı çekme oranları aşağıdaki gibi Eş. 1'e göre hesaplanır :

$$\phi_n = \dot{m}_r (h_{r,ei} - h_{r,eo}) \quad (1)$$

Bir kabin için gerekli olan ısı çekme oranı, ϕ_{run} , anlık ısı çekme oranlarının, ϕ_n , çalışma süresi boyunca aritmetik ortalaması alınarak Eş. 2'ye göre hesaplanabilir.



Şekil 1. Açık tip soğutucu teşhir dolabı geometri (Open type refrigerated display cabinet geometry)

$$\phi_{run} = \frac{Q_{tot}}{t_{run}} = \frac{Q_{tot}}{12 - t_{def} - t_{stop}} \quad (2)$$

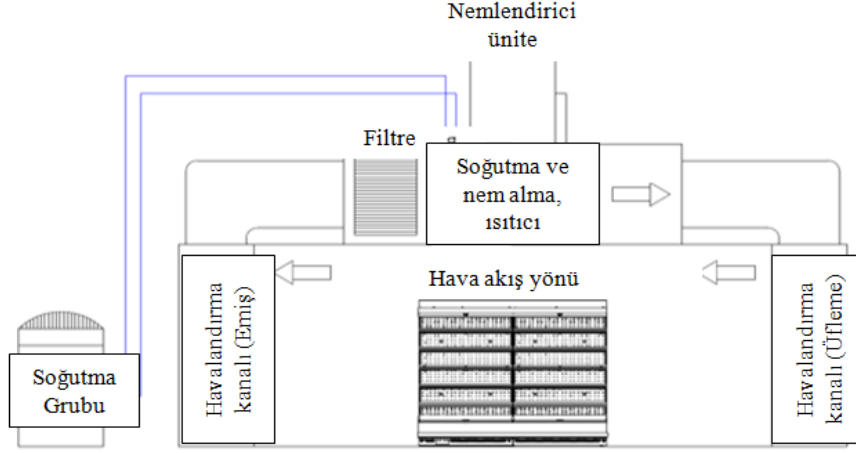
TS EN ISO 23953-2 Standartlarına göre soğutma elektrik enerjisi tüketimi $SEET_{RC}$, sabit yoğunlaşma sıcaklığında $T_c = 308, 15 \text{ K}$ Eş. 3'e göre hesaplanır.

$$SEET_{RC} = Q_{tot} \times \frac{(T_c - T_e)}{(0,34 \times T_e)} \quad (3)$$

2.2. Deneysel Yöntem (Experimental Method)

Bir ADSTD'nin ideal ürün muhafaza sıcaklıklarında çalıştığını ve enerji tüketim değerini belirtmek üzere ISO 23953-2 test standartları oluşturulmuştur. Bu standartlara göre kurulan soğutma test odalarında, belirtilen ölçüm aletleri ve kuralları ile ADSTD'larının testleri gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmadaki tüm ölçümler, ISO 23953-2 standartlarında belirtilen kalibre edilmiş ölçüm aletleri ile Şekil 2'de gösterilen test odasında istenilen test koşullarına uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Testler, bu standarda göre kurulmuş bir test odasında, sıcaklık ve bağıl nemin 20°C ve %50 olduğu, hava hızının $0,1-0,2 \text{ m/s}$ aralığında stabil olarak sağlandığı bir ortamda, 12 saatlik deney periyodunda gerçekleştirilmiştir. Dolap içinde ve dışında tüm ölçümler, ISO 23953-2 standartlarına göre belirlenmiş noktalardan gerçekleştirilmiştir. Deney sırasında hava çıkış, T_{acoSet} değeri 1°C olarak ayarlanmış olup, bu sıcaklık kompresör çıkışı üflenen hava sıcaklığıdır. Yani kompresör hava çıkış sıcaklığı 1°C olduğunda devreden çıkarken, hava giriş sıcaklığı, $T_{aci}9^\circ\text{C}$ 'ye ulaştığında tekrar devreye girmektedir. Defrost sayısı 8 kez/gün, defrost süresi ise 30 min olarak ayarlanmıştır. Belirlenen bu defrost süresinde, eğer kabin hava giriş sıcaklığı 9°C 'ye ulaşırsa, defrost işlemi sürenin sonlanmasını beklemeden kompresör devreye girmektedir.

Şekil 3'te görüldüğü gibi, kabin içine yerleştirilen $50\text{cm} \times 100\text{cm} \times 100\text{mm}$ ebatlarında her biri 500 g olan M paketlerin iç (çekirdek) sıcaklıklarını ölçmek için yerleştirilen T tipi termokapıl sıcaklık ölçer elemanlar ile her 20 saniyede bir sıcaklık ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Soğutucu akışkan debisi, bir debimetre ile 20 saniyede bir ölçülmüş ve 12 saatlik test süresi için kullanılan ortalama debi değeri belirlenmiştir. Dolap içindeki ve dışındaki hava sıcaklıkları, Şekil 1'de kırmızı ile gösterilen ölçüm noktalarına yerleştirilen T tipi



Şekil 2. Test odasının şematik gösterimi (Schematic representation of the test chamber)



Şekil 3. Kabin içine yerleştirilmiş M paketler TS EN ISO 23953-2 Standartlarına göre test düzeneği (M package placed cabinet test setup according to TS EN ISO 23953-2 Standards)

termokaplı sıcaklık ölçer ile hava jeti çıkış hava hızı ise bir anemometre yardımıyla ölçülmüştür.

2.3. FDM Uygulaması (PCM Application)

Termal enerji depolama yöntemlerinden, gizli ve duyulur ısı depolama yöntemlerinin kullanımı oldukça yaygındır. Enerji depolama kapasitesi duyulur ısı depolama sisteminde, özgül ısı kapasitesine ve sıcaklık farkına bağlıdır. Maddelerin gizli ısısından yararlanan ısı depolama yöntemi ise duyulur ısısından yararlanan ısı depolama yöntemlerine göre 5-14 kez daha yoğun enerji depolama kapasitesine sahiptir. Depolanan enerji miktarı ise malzemenin faz değiştirirken kullandığı gizli ısıya bağlıdır [23]. FDM uygulaması sırasında seçilen FDM'nin türü, boyutları ve miktarı soğutucu dolabın çalışma koşullarına bağlı olup, aşırı miktarda FDM kullanılması halinde, FDM'in katılaşması için daha fazla enerji harcanması gerektiğinden, kompresör yükü artacağından optimum miktarda FDM kullanılmalıdır[24]. Bu çalışmada geleneksel ADSTD'a FDM

uygulanmış ve FDM olarak buz seçilmiştir. Buz kaplarının yüzey alanı, soğutucu hava ile teması maksimum olacak şekilde ve erime/donma faz değişimlerini hızlandırmak amacıyla 9,6 cm x 2,5 cm x 18 cm (GxDxY) ebatlarında plastik kaplar kullanılmıştır. Bu paketlerden buharlaştırıcı çıkışında yer alan arka kısma 26 adet ve kritik raf olarak belirlenen birinci raf üzeri (dolap tavan altına) ve üçüncü rafın altına 10'ar adet olarak yerleştirilmiştir. FDM'in uygulandığı buharlaştırıcı çıkışı, kabin arka sırt bölümü Şekil 4'te gösterilmiştir.

Kullanılan FDM'nin erime/donma başlangıcı yaklaşık 0 – (-2)°C'dir. Kompresörün devre dışı kaldığı defrost süresi boyunca, FDM kabı, kabin sıcaklıklarını kabul edilebilir bir aralık içinde tutmak için 'yardımcı buharlaştırıcı' gibi işlev görmektedir. Kullanılan FDM'nin (su-buz) ısı özellikleri yoğunluğu (kg /m³), ısı iletim (W/mK), özgül ısı (kJ/kgK), erime ve donma sıcaklıkları (°C), Erime/Donma ısı değeri (kJ/kg) ve kullanılan miktarı ve ağırlığı Tablo 1'de belirtilmiştir.



Şekil 4. ADSTD içerisine FDM kaplarının yerleşimi (Placements of PCM packets in the OVRDC)

Tablo 1. Kullanılan FDM'nin ısı özellikleri
(Thermal properties of the PCM used)

FDM olarak kullanılan madde	Buz
Yoğunluk (kg /m ³)	998,2
Isıl iletim (W/mK)	0,6
Özgül ısı (kJ/kgK)	4,182
Erime ve donma sıcaklıkları (°C)	0
Erime/Donma ısı değeri (kJ/kg)	334
Adet / Ağırlık (g)	46/360

Bu modelde, kullanılan FDM ile buharlaştırıcıdan çıkan soğuk dolaşım havası arasında taşınım yoluyla ısı transferi gerçekleşir. Kompresör defrost periyoduna girdiğinde, donmuş halde bulunan FDM, erimek için gerekli olan ısıyı dolap havasının ısısından alır. Böylece defrost sırasında soğutucu dolap içindeki hava sıcaklığında gözlenen artış, FDM uygulaması ile azalır. Daha sonra kompresör tekrar devreye girdiğinde FDM uygulanan dolap, geleneksel dolaplara göre daha az güç tüketerek, dolabı istenilen sıcaklığa düşürür. Yardımcı buharlaştırıcı gibi davranan FDM, kompresörün aşırı güç harcayarak buzlanmasını önleyerek devreye girme/çıkma (on/off) sayılarını azaltır[25]. Böylece bir çevrimde, defrost süresini arttırarak kompresörün daha az çalışmasını sağlamak suretiyle enerji tasarrufu sağlar. Ayrıca dolap defrost çevriminden çıktığında dolap kabin içi ısı FDM uygulanmayan dolaba göre daha az yükselmiş olacağından daha az debi kullanarak soğutma işlemini gerçekleştirir. Böylece soğutma için daha az enerji tüketir [26].

2.4. Sayısal Analiz (Numeric Analysis)

Son on yılda HAD teknikleri, gıda üretiminde soğutma/donma süresini tahmin etmek ve dolayısıyla verimli işleme sistemleri geliştirmek için kullanılmaya başlandı. Smale vd., gıda üretiminde soğutma/dondurma sistemlerini sayısal olarak incelemek için farklı HAD modelleri kullanmıştır [27]. Bu alanda HAD uygulamasının erken örneği Hoang vd., tarafından sunulmuştur. Hoang vd., çalışmalarında nemlendirici ve ürün rafları gibi problemin geometrik olarak karmaşık bölgelerini HAD yardımıyla çözmüşlerdir [28]. Nahor vd., boş ve yüklü bir soğuk depoda hız, sıcaklık ve nem dağılımını hesaplamak için geçici üç boyutlu HAD modellemesi gerçekleştirdi. Modelin hava ve ürün sıcaklığını makul bir doğrulukla

tahmin edebildiğini gösterdiler [29]. Bu çalışmada da üç boyutlu HAD modeli kullanılarak, FDM uygulamasının ADSTD'm enerji verimliliği incelenmiştir. Bu çalışmada Alzuwaid, vd. tarafından yapılan çalışmada yapılan analiz yaklaşımı temel alınmıştır [6]. Alzuwaid vd., çalışmada ilk analizler sürekli rejimde (steady state) testleri analizlerle doğrulamak ve zamana bağlı analize temel oluşturmak için yapmıştır. Bu çalışmada da yapılan analizler sıcaklık dağılımı odaklı olarak sürekli rejimde gerçekleştirilmiştir. HAD sonuçları test verileri ile doğrulanmış ve karşılaştırmalı olarak Tablo 2'de sunulmuştur. Ayrıca analizlerle FDM üzerindeki sıcaklık dağılımı ve sıcaklık dağılımına göre son durumda FDM'in faz durumu tahmin edilmiştir.

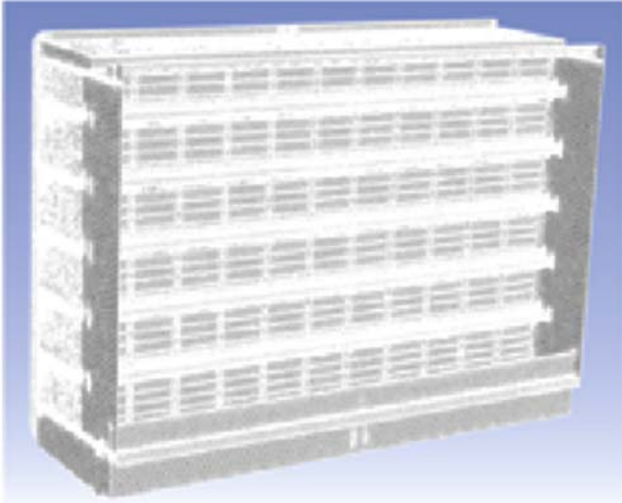
Tablo 2'ye göre evaporatör giriş sıcaklıkları, $T_e(^{\circ}C)$, FDM uygulanan dolapta $0,07^{\circ}C$ kadar daha az düşüktür. Bunun sebebi buz aküleri dolap için fazladan bir yük gibidir. Bu durum da evaporatör sıcaklığını bir miktar düşürür. Dolap verimi için çok etkili bir düşüş değildir. Kabin hava giriş sıcaklığı, $T_{aci}(^{\circ}C)$, ve kabin hava çıkış sıcaklığı, $T_{aco}(^{\circ}C)$, farkı kabin önü hava perdesi verimini etkilemektedir. Bu farkın en az olması ideal hava perdesi tasarımı için gereklidir. FDM uygulanan dolapta bu fark $2,15^{\circ}C$ ve FDM uygulanmayan dolapta $2,43^{\circ}C$ 'dir. FDM uygulanan dolapta hava buz akülerinin ısısını kullandığı için sıcaklık farkı $0,28^{\circ}C$ daha azdır. Bu sebeple hava perdesi daha verimlidir. Kabin içi paket sıcaklıkları, $T_p(^{\circ}C)$, her iki dolap içinde standartlarda belirtilen uygun sıcaklık aralıklarındadır. Soğutucu akışkan giriş, $h_{r,ei}$ ve çıkış, $h_{r,eo}$ (kJ/kg) entalpileri evaporatör sıcaklığına bağlı olup değerleri Tablo 2'de belirtildiği gibidir. Kompresöre giren anlık debilerin aritmetik ortalaması ile belirlenen hava debisi, \dot{m}_r soğutma yükünü ve performansını belirlemektedir. FDM kullanılan dolapta $0,79$ g/s daha az kütleli hava debisi ile standartlara uygun kabin içi sıcaklık sağlanmıştır. Ortalama anlık ısı çekme gücü, Φ_{run} kompresöre giren hava debisine bağlı olup, FDM kullanılan dolapta $0,05$ kW daha azdır. Bu sonuca göre FDM kullanılan kabin soğutma gücü performansı daha iyidir. Kompresör çalışma süresi, t_{run} (h), 12 h süre boyunca yapılan testler sonucu elde edilen verilere göre kompresör çalışma süresidir. Toplam soğutma yükü, Q_{tot} (kWh) Eş. 2'ye göre hesaplanmıştır. Soğutma elektrik tüketim değeri, REC (SEET_c) (kWh) TS EN ISO 23953-2 standartlarında belirtilen Eş. 3'e göre hesaplanmıştır. Eşitliklerden elde edilen sonuçlar Tablo 2'de belirtilmiştir;

Tablo 2. FDM'siz ve FDM'li ADSTD'tan elde edilen test ve HAD verileri
(Test and CFD data obtained from OVRDC without and with PCM)

Ölçülen ve hesaplanan değerler	Test verileri		HAD verileri		Test ve CFD verileri arasındaki farklar (°C)	
	FDM'siz	FDM'li	FDM'siz	FDM'li	FDM'siz	FDM'li
T _e (°C)	-5,25	-5,32	-5,65	-5,83	0,50	0,51
T _{aci} (°C)	4,13	4,60	4,17	4,84	0,04	0,24
T _{aco} (°C)	1,70	2,45	1,44	2,53	0,26	0,08
T _p (°C)	max (4,5), min (1,5)	max (4), min (-2,0)	max (5,8), min (-0,78)	max (6,12), min (-1,97)	max (1,3), min (1,75)	max (2,12), min (0,3)
h _{r,ei} (kJ/kg)	213,27	213,53	213,27	213,53		
h _{r,eo} (kJ/kg)	426,75	427,08	426,75	427,08		
ṁ _r (g/s)	7,9	7,67	8,1	7,67		
Φ _{run} (kW)	1,69	1,64	1,73	1,64		
trun (h)	9,20	9	-	-		
Q _{tot} (kWh)	15,55	14,76	-	-		
REC(kWh) (SEET _c)	6,84	6,49	6,84	6,49		
Verim (%)	-	5,1	-	5,1		

2.4.1. Ağ yapısı (Mesh Types)

Çalışmamızda analizler için eleman sayısından bağımsızlık çalışması 15478365, 17132760 ve 19478254 hücre sayılarında yapılmış ve sonuçların 17132760 eleman sayısından sonra değişmediği tespit edilmiştir. Çalışmamızda sonuçlar 17132760 adet hücre, 89025400 yüzey ve 62891804 adet düğüm sayısında alınmıştır. Çalışmada kullanılan ağ yapısı görüntüsü Şekil 5'te gösterilmiştir.



Şekil 5. HAD model ağ yapısı görüntüsü
(Mesh structure view (Polyhedral mesh) in the CFD Model network)

2.4.2. Sınır şartları ve çözüm (Boundary conditions and solution)

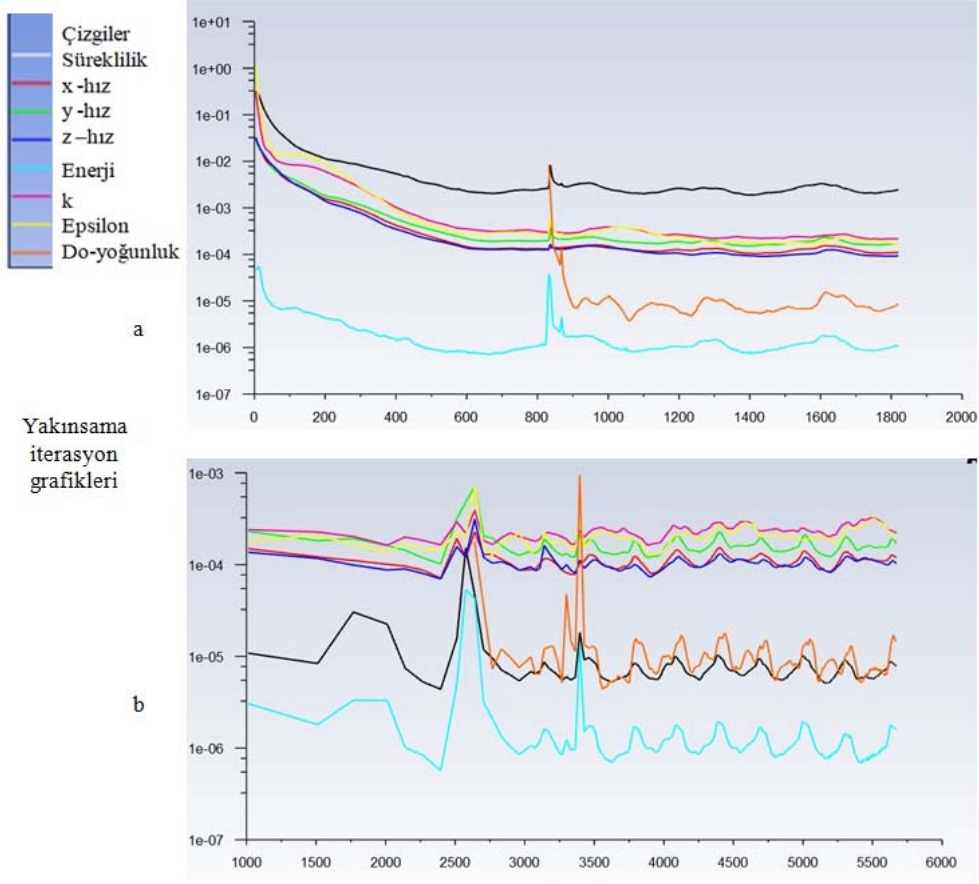
Analizlerde türbülans modeli olarak gerçekleştirilebilir k-ε modeli ("realizable k-ε modeli") kullanılmıştır. Yakın cidar modeli olarak iyileştirilmiş duvar fonksiyonları ("enhanced-wall treatment") yaklaşımı kullanılmıştır. Radyasyon modeli olarak ise ayrık ordinatlar ("discrete ordinates (DO)") seçilmiştir. ADSTD'ı kabin hava çıkışı bal peteği geometrisi şeklindeki hızlandırıcı, gözenekli yapı ("porous jump") kullanılarak modellenmiştir. Mekanik çevrim buharlaştırıcı ünitesi, bir ısı kaynağı şeklinde tanımlanıp, buharlaştırıcı giriş yüzey alanı 0,263144 m² olarak alınmıştır. Soğutucu giriş sınır şartı olarak testlerden elde edilen soğutma gücü verisi kullanılarak E_ş 4'e göre hesaplanan ısı akısı (W/m²) tanımlanmıştır ve ısı akısına bağlı bir çözüm geliştirilmiştir.

$$\dot{q}_{flux} = \Phi_{run} / A_s \quad (4)$$

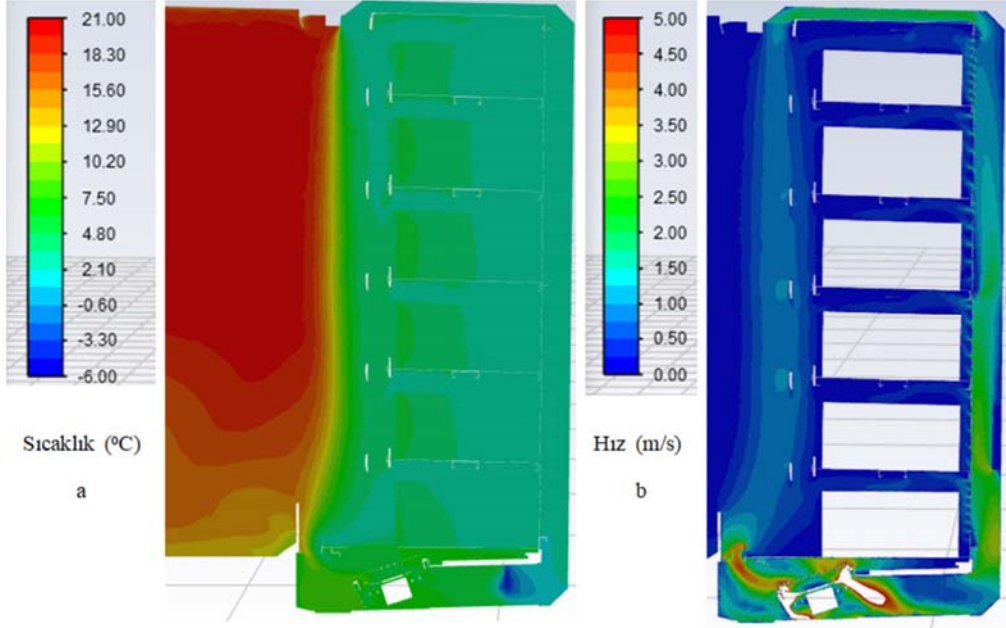
Fanlar, teknik çalışma şartlarındaki çalışma hızları (2474 dev/min) ile 6 adet olmak üzere modellenmiştir. Besin paketleri ve buz kapları, sırasıyla 0,8 ve 0,4 iç neşretme katsayısı (internal emissivity) değerleri kullanılarak modellenmiştir. Çözücü (Solver) yöntemi olarak basınca dayalı ve mutlak hız formülasyon yöntemi kullanılmıştır. Akış 3-B boyutlu, sıkıştırılmaz ve sürekli rejimde kabul edilmiştir. Sistem (teşhir dolabı) adyabatik olarak kabul edilmiştir. İterasyona başlama metodu olarak, hybrid initialization kullanılmıştır. Analizler süreklilik, momentum ve enerjinin korunum denklemlerinin yakınsama kriteri 10⁻³ değerini sağlayana kadar devam ettirilmiştir. İterasyonlar Şekil 6'da yakınsama grafiklerinden görülebileceği gibi FDM'siz ADSTD'de 1800, FDM'li ADSTD'de 5750 iterasyonda yakınsamıştır.

CFD model oluşturulurken ısı akısına bağlı çözüm gerçekleştirilmiştir. Testlerden elde edilen buharlaştırıcı soğutma yükleri kullanılarak hesaplanan ısı akıları, ısı kaynağı olarak modellenen buharlaştırıcı sınır şartı olarak girilmiştir. Elde edilen HAD sonuçlarına göre Şekil 7a'da görüldüğü gibi dolap kabin içi ısı FDM kullanılmayan dolaba göre nispeten daha az yükseldiğinden kabin önü hava jeti yoğunluğu daha az bozulur ve havanın sürtüklenme miktarını azaltır [30]. Farklı ısı akılarına bağlı geliştirilen çözüm modeli ile, FDM uygulanan dolap ve geleneksel dolap için ayrı ayrı kabin önü akış hızı ve sıcaklığı, fan giriş sıcaklıkları ve soğutucu çıkış sıcaklıkları, buz kapları sıcaklık değişimleri, M- paket sıcaklıkları Şekil 7-Şekil 11'de incelenmiştir. Şekil 7 ve Şekil 8'de gösterildiği gibi Fluent HAD simülasyonu sonucu kabin içi ve kabin önü sıcaklık ve hız büyüklükleri FDM uygulanması ile farklılık göstermiştir. Şekil 7b ve Şekil 8b karşılaştırıldığında kabin arkası buz aküleri kalınlığı sebebiyle (25 mm) hava dolaşım hızının FDM uygulanan dolapta azaltmakta olduğu gösterilmiştir. Hava hızı, soğuk havanın geri dönüş ızgarasına ulaşabilmesi için kabin önü hava perdesinin hızını belirlemede en önemli etkidir. Şekil 7a'da FDM uygulanan dolabında daha az soğutma yükü kullanılmasına rağmen kabin içi hava sıcaklık dağılımının standartlara uygun aralıkta olduğu bulunmuştur.

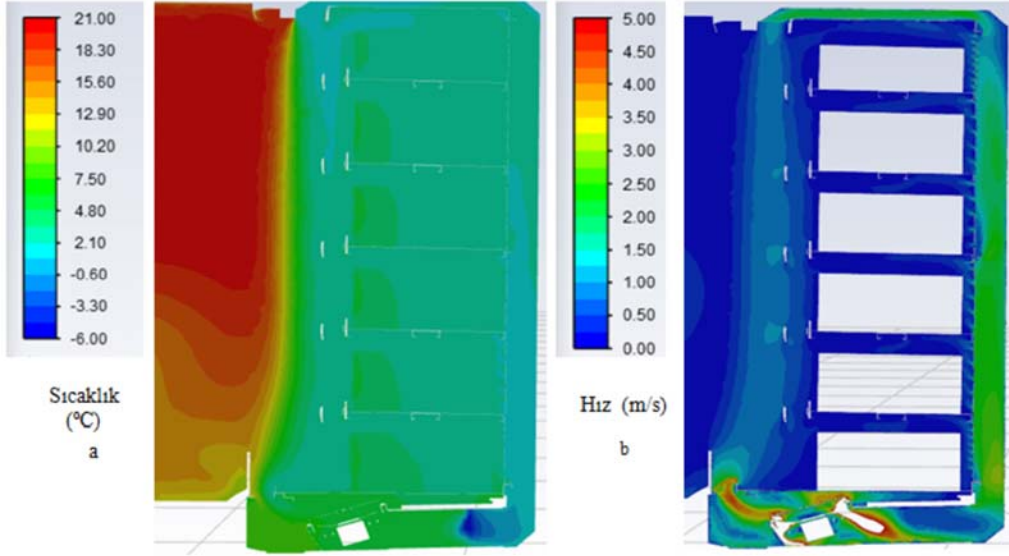
Şekil 9 ve Şekil 10'da teşhir M-paketlerinin sıcaklık değişim simülasyonları gösterilmiştir. M-paketler testler sırasında içlerine saplanan termokapılar ile merkezinden sıcaklık ölçümleri alınmaktadır. Bu paket merkez limit sıcaklık aralığı -2 / +4 °C olmalıdır. Buna göre simülasyon sonucu testler ile uyumlu olduğu bulunmuştur.



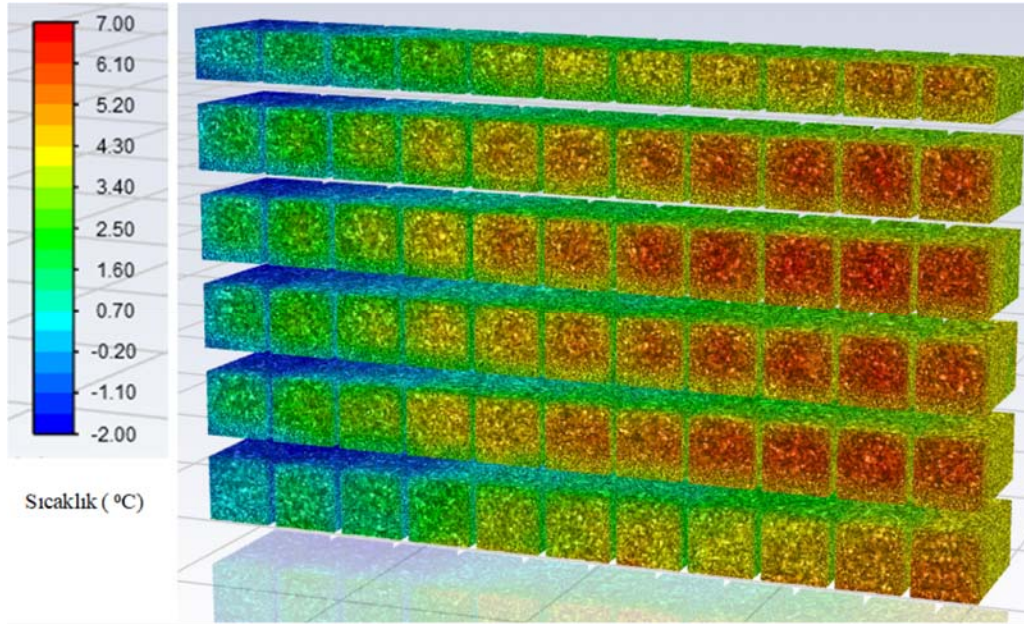
Şekil 6. HAD modeli yakınsama iterasyon grafikleri a) FDM'siz ADSTD, b) FDM'li ADSTD (CFD convergence plot of a) the ÖVRDC withoutPCM and b) the ÖVRDC withPCM)



Şekil 7. HAD modeli FDM'li ADSTD hava akış a) Sıcaklık ve b) Hız simülasyonları (CFD model of the ÖVRDC with PCM's air flow a) Temperature and b) Velocity simulations)



Şekil 8. HAD modeli FDM'siz ADSTD hava akışı a) Sıcaklık ve b) Hız simülasyonları (CFD model of the OVRDC without PCM's air flow a) Temperature and b) Velocity simulations)



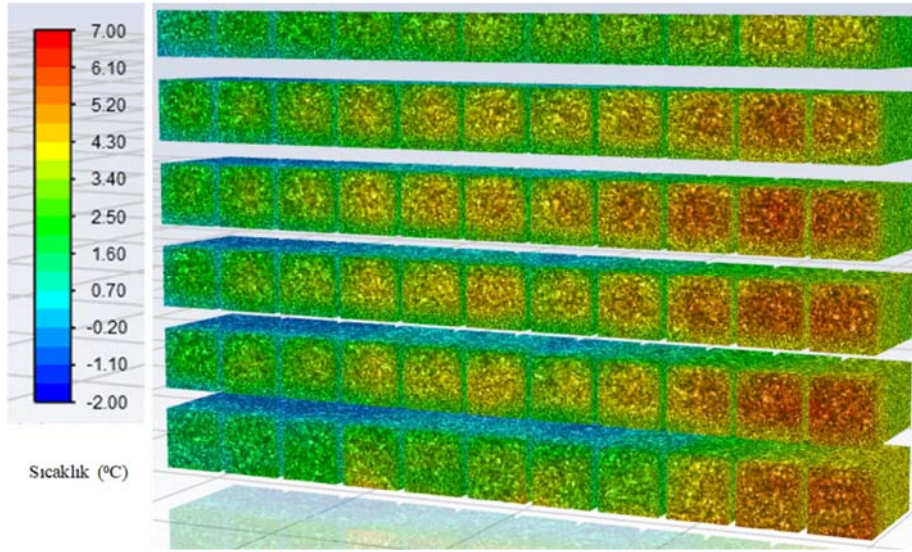
Şekil 9. HAD modeli FDM'li ADSTD paket sıcaklıkları simülasyonu (CFD model of package temperatures simulations at OVRDC with PCM)

Şekil 11a'da FDM buz kaplarının sıcaklık dağılımı ve 11b'de erime/donma oranı verilmiştir. Simülasyon sürekli (steady) rejimde gerçekleştirildiği için FDM erime/donma süreci hakkında kesin bir bilgi vermemek ile birlikte fikir sağlamak ve de bir sonraki yapılacak olan geçici (transient) rejim koşullarında analiz çalışmasında kullanılmak üzere sıcaklık ve erime oranları değerlendirilmiştir. Bu analize göre buz akülerinin sıcaklık değişimi Şekil 11a'da gösterilmiştir. Şekil 11b'ye göre ise belirli bölgelerde tamamen 1 oranında eridiği görülürken kabin önu dış hava akımı sebebiyle kabin sağ tarafında bazı bölgeler tam olarak erimediği görülmüştür.

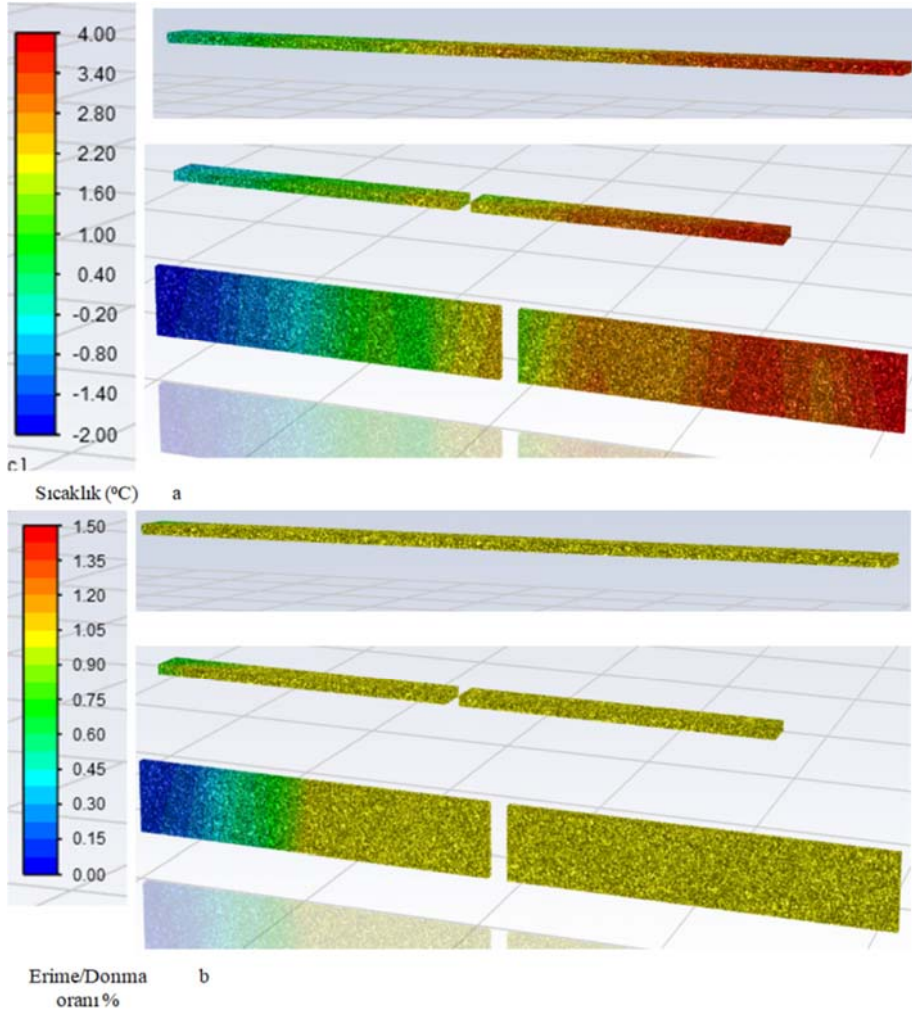
3. Bulgular (Results)

İncelemek üzere ele alınan bir ADSTD, TS EN ISO 23953-2 test standartlarına göre kurulan bir test odasında sabit 25°C sıcaklık %60

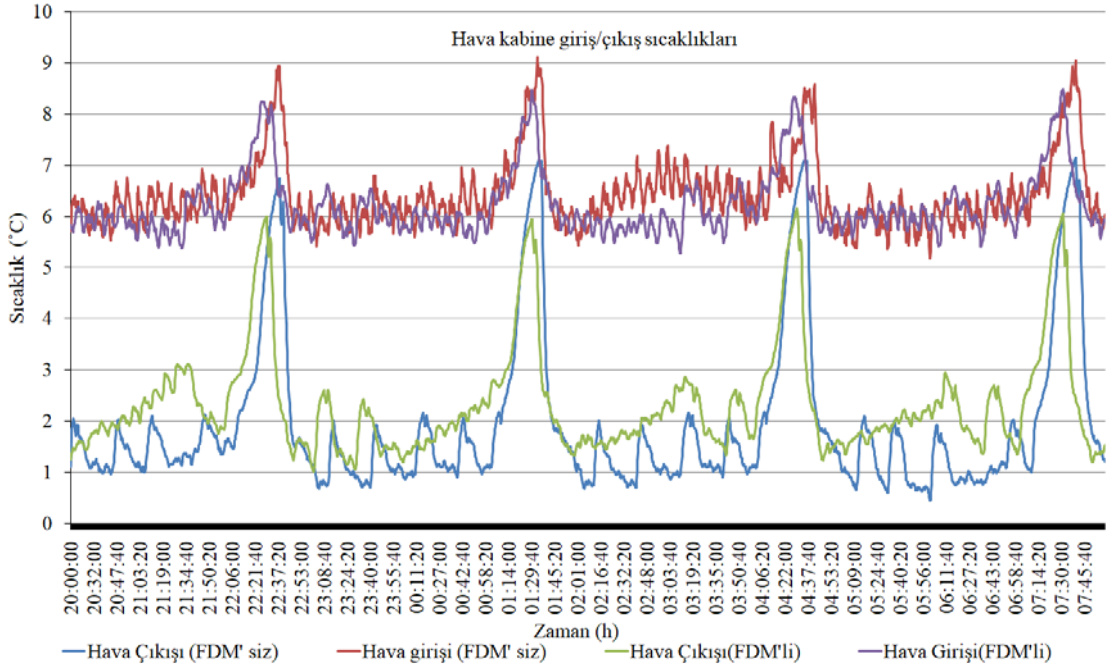
bağıl nem şartlarında test edilmiştir. FDM uygulanmış ADSTD üzerinden elde edilen test verilerine göre, defrost periyodu sırasında, kompresör çıkışında ve hava giriş izgarasında hava sıcaklığı FDM uygulanmayan geleneksel dolaba göre 1°C daha az artış göstermiştir. Bunun sebebi, FDM'nin erimesi sırasında kabin havasından ısı çekmeye devam etmesinden kaynaklanmaktadır. Kabin hava sıcaklıkları değişimi test verileri Şekil 12'de gösterilmiştir. On iki saat süren testlerden elde edilen verilere göre FDM'siz ADSTD uygulamasında, kompresör 17 kez kapalı durumda çalışırken, FDM'li ADSTD uygulamasında ise kompresör 12 kez devreden çıkmıştır. Bu verilere göre, FDM uygulaması durumunda kompresörün devreye girme sayısı geleneksel FDM'siz ADSTD'e göre %29,41 daha azaltılmıştır. FDM'li ADSTD uygulamasında kompresör toplam 180 min devre dışı kalırken, FDM'siz ADSTD uygulamasında ise kompresör



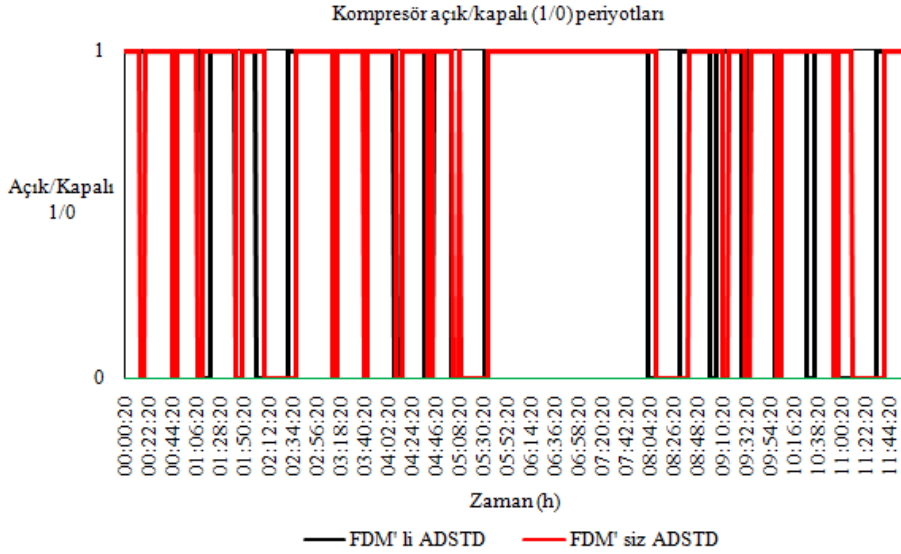
Şekil 10. HAD modeli FDM'siz ADSTD paket sıcaklıkları simülasyonu
(CFD model of package temperatures simulations at OVRDC without PCM)



Şekil 11. HAD modeli FDM'li ADSTD içi FDM buz kapları a) Sıcaklık ve b) Erime/Donma oranı simülasyonları
(CFD model of the ice packages in the OVRDC with PCM a) Temperature and b) Melting/Solidify ratio simulations)



Şekil 12. FDM'siz ADSTD ve FDM'li ADSTD hava giriş ve çıkış sıcaklıkları
(Inlet and outlet air temperatures of a) the OVRDC without PCM and the OVRDC with PCM)



Şekil 13. FDM'siz ADSTD ve FDM'li ADSTD için kompresör açık/kapalı periyotları ve defrost süreleri
(Compressor on-off period and defrost times for the OVRDC without PCM and the OVRDC with PCM)

toplam 168 min kapalı kalmıştır. Bunun nedeni, defrost sırasında, FDM'nin hal değişimi sırasında kabin ısısını kullanması sebebiyle, kabin hava sıcaklığının daha az yükselmesidir. Kabin havasının daha az yükselmesi ile kompresör daha uzun süre devre dışı kalmaktadır. Daha uzun süre devre dışı kalmasından dolayı devreye girme/çıkma sayıları azalmıştır. Yapılan testler sonucu elde edilen bulgulara göre geleneksel ADSTD ve FDM uygulanan ADSTD kompresör devreye girme ve devreden çıkma sayı ve süreleri Şekil 13'te gösterilmiştir;

4. Simgeler (Symbols)

A_s : Isı transferi alanı (m^2)

$h_{r,ei}$: Soğutucu akışkan buharlaştırıcı giriş entalpisi (kJ/kg)
 $h_{r,eo}$: Soğutucu akışkan buharlaştırıcı çıkış entalpisi (kJ/kg)
 $k-\epsilon$: Türbülans kinetik enerji (m^2 /s^2) – Epsilon (m^2 /s^3)
 \dot{m}_r : Ortalama soğutucu akışkan debisi (g/s)
 \dot{q} : Isı akısı (W/m^2)
 Q_{tot} : Toplam çekilen ısı miktarı (kWh)
 t_{def} : Defrost süresi (h)
 t_{stop} : Kompresör duruş süresi (h)
 t_{run} : Kompresör çalışma süresi (h)

T_c	: Yoğuşturucu sıcaklığı (K)
T_e	: Buharlaştırıcı sıcaklığı (K)
T_{as}	: Buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığı (°C)
T_{aci}	: Kabin hava giriş sıcaklığı (°C)
T_{aco}	: Kabin hava çıkış sıcaklığı (hava jeti çıkışı) (°C)
$T_{a,amb}$: Çevre sıcaklığı (°C)
T_p	: M-paket sıcaklığı (°C)
Φ_n	: Anlık ısı çekme oranı (kW)
Φ_{run}	: Aritmetik ısı çekme oranı (kW)

Kısaltmalar (Abbreviations)

ADSTD	: Açık Dikey Açık tip Soğutucu Teşhir Dolabı
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
FDM	: Faz Değiştiren Malzeme
$REC(SEET_{RC})$: Soğutma elektrik enerjisi tüketimi (kWh/12h)
GxDxY	: Genişlik x Derinlik x Yükseklik
TED	: Termal Enerji Depolama

5. Sonuçlar ve Tartışmalar (Results and Discussions)

Bu çalışmada 2500 mm uzunluk, 2059 mm yükseklik, 920 mm derinliğe sahip bir açık dikey tip soğutucu teşhir dolabı, TS EN ISO 23953-2 standartlarına uygun olarak tasarlanmış bir test odasında test edilmiştir. Ele alınan bu ADSTD üzerinde FDM uygulandığında sistem performansı, hava ve ürün sıcaklıkları, defrost süresi ve elektrik tüketim değerlerinin değişimleri incelenmiştir. FDM olarak plastik kap içinde su kullanılmıştır ve dolap içerisinde buharlaştırıcı çıkışında dolap arka sırt bölümüne, birinci raf üstüne ve üçüncü rafın altına taşınabilir kap içinde muhafaza edilmek suretiyle yerleştirilmiştir. FDM'li ve FDM'siz olarak ADSTD üzerinden elde edilen test verileri karşılaştırılmış, HAD analizi ile doğrulanıp gelecek çalışmalar için bir model oluşturulmuştur. Sonuç olarak, FDM uygulanan ADSTD üzerinde mevcut raflardaki ürün sıcaklıklarını istenilen sıcaklık aralığında (0-4°C) daha kararlı bir şekilde muhafaza edildiği, kompresörün devreye girme sayısının %29,41, kompresörün çalışma süresinin %2,18 azaldığı bulunmuştur. Kompresörün daha az devreye girip çıkmasından dolayı kompresörün ömrü artarken, aynı zamanda tüketilen toplam elektrik enerjisinin de %5,1 düştüğü bulunmuştur. Alzuwaid vd. [7] çalışmalarında bu çalışmada kullanılan ADSTD ile aynı tip fakat biraz daha küçük boyutlarda (1250 mm x 850 mm x 1980 mm (GxDxY)), beş raflı bir ADSTD için, buharlaştırıcı çıkışı kabin arka sırt kısmına, içinde gümüş iyonu karıştırılan su bazlı FDM doldurulan bir radyatörün yerleştirilmesiyle %6,4 enerji tasarrufu elde etmişlerdir. FDM'nin eklenmesi, toplam çalışma süresi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Alzuwaid vd., yaptığı çalışmada FDM'nin hal değişimi etkisiyle kompresörün kapalı kalma süresi ve sayısının sırasıyla yaklaşık %55 ve %26 arttığını bildirmişlerdir. Kompresör açık/kapalı döngü sayılarının, her döngünün süre artışı nedeniyle 11'den 8'e önemli ölçüde azaldığını göstermişler. Alzuwaid vd., yaptığı çalışmaya göre bu çalışmada verim değeri daha düşük bulunmuştur. Bunun nedeni her iki çalışmada da aynı miktarlarda FDM kullanılmasına rağmen kabin boyutları arasındaki fark elde edilen veri değerlerini etkilemektedir. Daha büyük kabin hacmi, soğutma performansını etkilemektedir. Bunun yanında, Alzuwaid vd., çalışmasında 16 mm kalınlığında FDM dolu radyatör panel kullanırken, bu çalışmada kullanılan buz kapları kalınlığı 25 mm'dir. Buz akülerinin kalınlığı erime/donma hızını etkilemektedir.

Sonuç olarak bir ADSTD üzerine FDM uygulamasının sistem performansına önemli katkı sunduğu görülmektedir. Elde edilen bu sonuç doğrultusunda bu çalışmanın devamında, doğrulanmış HAD modeli yardımıyla, farklı içerikte ve farklı miktarda FDM'in dolabın muhtelif yerlerine yerleştirilmesinin, ürün sıcaklık ve dolap

performansını nasıl etkilediği araştırılması ve geçici (transient) rejimde 3B sayısal analiz gerçekleştirilmesi planlanmaktadır. Ayrıca sadece açık tip soğutucu kabinler değil aynı zamanda kapalı tip soğutucu kabinler üzerinde de FDM uygulamalarının yapılması planlanmaktadır.

Teşekkür (Acknowledgement)

Soğutma test odalarını kullanımımıza açarak, bize testler konusunda her türlü desteği vermek suretiyle Üniversite- Sanayi iş birliği örneği sergileyen KAPLANLAR Soğutma Sanayi ve Ticaret A.Ş. yetkililerine ve bu çalışmada emek veren herkese teşekkürlerimizi sunarız.

Kaynaklar (References)

- DEFRA. The Validity of Food Miles as an Indicator of Sustainable Development. 2005
- Faramarzi, R., Efficient Display Case Refrigeration, ASHRAE Journal, 41 (11), 46-54, 1999.
- Ge Y.T., Tassou S.A., Simulation of the performance of single jet air curtains for vertical refrigerated display cabinets, Appl Therm Eng, 21, 201-19, 2001.
- Ge Y.T., Cropper R., Performance simulation of refrigerated display cabinets operating with refrigerants R22 and R404A, Appl Energy, 85, 694-707, 2008.
- Ge Y.T., Tassou S.A., The impact of geometric structure and flow arrangement on the performance of CO2 evaporators in multi-deck medium temperature display cabinets, Int J Refrig, 35, 142-9, 2012.
- Alzuwaid F.A., Ge Y.T., Tassou S.A., Raieisi A., Gowreesunker L., The novel use of phase change materials in a refrigerated display cabinet: an experimental investigation, Appl Therm Eng, 75, 770-8, 2015.
- Alzuwaid F.A., Ge, Y.T., Tassou, S.A., Sun J., The novel use of phase change materials in an open type refrigerated display cabinet: A theoretical investigation, Applied Energy, 180, 76-85, 2016.
- Alzuwaid F., The Novel Use of Phase Change Materials in Refrigerated Display Cabinets for Energy Conservation, doktora tezi, Brunel University London, Department of Mechanical, Aerospace and Civil Engineering, 2016.
- Lu W., Tassou S.A., Characterization and experimental investigation of phase change materials for chilled food refrigerated cabinet applications, Appl Energy, 112, 1376-82, 2013.
- Lu Y.L., Zhang W.H., Yuan P., Xue M.D., Qua Z.G., Tao W.Q., Experimental study of heat transfer intensification by using a novel combined shelf in food refrigerated display cabinets. Applied Thermal Engineering, 30, 85-91, 2010.
- XueHong W., WeiPing L., Yanling W., ZhiJuan C., ChunXu W, Chang D., Experimental investigation of the performance of cool storage shelf for vertical open refrigerated display cabinet. International Journal of Heat and Mass Transfer, 110, 789-795, 2017.
- Jouhara H., Nonnou T., Ghazal H., Kayyal R., Tassou S.A., Lester S., Temperature and energy performance of open refrigerated display cabinets using heat pipe shelves, Energy procedia, 123, 273-280, 2017.
- Raj, M.A. F., Sekhar J. Investigation of energy and exergy performance on a small-scale refrigeration system with PCMs inserted between coil and wall of the evaporator cabin, Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 136, 355-365, 2018.
- Marques A.C., Davies G.F., Maidment G.G., Evans J.A., Wood I.D., Novel design and performance enhancement of domestic refrigerators with thermal storage, Applied Thermal Engineering, 63, 511-519, 2014.
- Cheng W., Ding M., Yuan X., Han B., Analysis of energy saving performance for household refrigerator with thermal storage of condenser and evaporator, Energy Conversion and Management, 132, 180-188, 2017.
- Elarem R., Mellouli S., Abhilash E., Jemni A., Performance analysis of a household refrigerator integrating a PCM heat exchanger, Applied Thermal Engineering, 125, 1320-1333, 2017.
- Gin B., Mohammed M.F., Effect of door opening and defrost cycle on a freezer with phase change panels, Energy Conversion and Management, 51, 2698-2706, 2010.
- Wang F., Maidment G., Missenden J., Tozer R., The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: PCM for control and energy savings, Applied Thermal Engineering, 27, 2911-2918, 2007.

19. Oró E., Gracia A., Castell A., Farid M.M., Cabeza L.F., Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications, *Applied Energy*, 99, 513–533, 2012.
20. Liu Z., Zhao D., Wang Q, Chi Y., Zhang L., Performance study on air-cooled household refrigerator with cold storage phase change materials., *International Journal of Refrigeration* 79, 130–142, 2017.
21. Azzouza K., Leducqa D., Gobinb D., Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: An experimental investigation, *International journal of refrigeration* 32, 1634-1644, 2009.
22. TS EN ISO 23953-2 Standards Refrigerated display cabinets - Part 2: Classification, requirements and test conditions, 2007.
23. Onyejekwe D., Cold storage using eutectic mixture of NaCl/H₂O: An application to photovoltaic compressor vapors freezers, *Solar Wind Technol.*, 6, 11–18, 1989.
24. Khan M. I. H., Afroz H. M. M., An experimental investigation of the effects of Phase Change Material on Coefficient of performance (COP) of a household refrigerator, *Proc. Int. Conf. on Mechanical Engineering and Renewable Energy (ICMERE2011)*, Chittagong, Bangladesh, 22–24, 2011.
25. Tsamos M.K., Mroue H., Sun J., Tassaou A.S., Nicholls N., Smith G., Energy Savings Potential in Using Cold-shelves Innovation for Multi-desk Open Front Refrigerated Cabinets, 2nd International Conference on Sustainable Energy and Resource Use in Food Chains, ICSEF 2018, Paphos, Cyprus or Multi-deck Open Front Refrigerated Cabinets, *Energy Procedia*, 161, 292-299, 2019.
26. Asker M., Günerhan H., Parametric study of phase change material heat exchanger, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31 (3), 555-565, 2016.
27. Smale, N., Moureh, J., Cortella G., A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications, *Int. J. Refrig.*, 29, 911–930, 2006.
28. Hoang M., Verboven P., Baerdemaeker J.D., Nicolai B., Analysis of the air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics, *Int. J. Refrig.*, 23, 127–140, 2000.
29. Nahor H., Hoang M., Verboven P., Baelmans M., Nicolai B., CFD model of the airflow, heat and mass transfer in cool stores, *Int. J. Refrig.*, 28, 368–380, 2005.
30. Çalışkan S., Altunok T., Başkaya Ş., Güngüneş H.M., Numerical analysis of a commercial display cabinet with air curtain, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 26 (2), 415-425, 2011.

