



T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

**AÇIK DİKEY TİP SOĞUTUCU TEŞHİR
DOLABIN FAZ DEĞİŞTİREN MALZEME
KULLANILARAK ENERJİ
VERİMLİLİĞİNİN SAYISAL VE
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Ayşe Burcu ÇELİK

Doktora Tezi

**AÇIK DİKEY TİP SOĞUTUCU TEŞHİR DOLABIN FAZ
DEĞİŞTİREN MALZEME KULLANILARAK ENERJİ
VERİMLİLİĞİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

Ayşe Burcu ÇELİK



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AÇIK DİKEY TİP SOĞUTUCU TEŞHİR DOLABIN FAZ DEĞİŞTİREN
MALZEME KULLANILARAK ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN SAYISAL VE
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Ayşe Burcu ÇELİK

0000-0002-6948-8281

Prof. Dr. Salih COŞKUN
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ENERJİ ANABİLİM DALI

BURSA– 2023
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Ayşe Burcu ÇELİK tarafından hazırlanan “AÇIK DİKEY TİP SOĞUTUCU TEŞHİR DOLABIN FAZ DEĞİŞTİREN MALZEME KULLANILARAK ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Termodinamik Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Salih COŞKUN

Başkan	:	PROF. Dr. Salih COŞKUN 0000-0001-6278-8444 Bursa Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Fakültesi, Termodinamik Anabilim Dalı	İmza
Üye	:	PROF. Dr. Erhan PULAT 0000-0003-2866-6093 Bursa Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Fakültesi, Enerji Anabilim Dalı	İmza
Üye	:	PROF. Dr. İhsan KARAMANGİL 0000-0001-5965-0313 Bursa Uludağ Üniversitesi, Otomotiv Mühendisliği Fakültesi, Taşıt Tahrik Ve Güç Sistemleri Anabilim Dalı	İmza
Üye	:	DOÇ. Dr. Osman TURAN 0000-000...-.....-..... Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Termodinamik Anabilim Dalı	İmza
Üye	:	Dr. Furkan SÖKMEN 0000-0001-8647-4861 Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Termodinamik Anabilim Dalı	İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

.././.....

B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.../.../.....

Ayşe Burcu ÇELİK

TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığını ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

ÖZET

Doktora Tezi

AÇIK DİKEY TİP SOĞUTUCU TEŞHİR DOLABIN FAZ DEĞİŞTİREN MALZEME KULLANILARAK ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ayşe Burcu ÇELİK

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Enerji Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Salih COŞKUN

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 değiştiren 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, belirtilen kabin boyutlarında soğutucu teşhir dolaplarına uygulanan FDM' nin, geleneksel dolaba göre enerji verimliliğini % 5, 1 arttırdığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Açık dikey tip soğutucu teşhir dolapları, faz değiştiren malzemeler, üç boyutlu simülasyon, hesaplamalı akışkanlar dinamiği
2023, xvii +147 sayfa.

ABSTRACT

MSc/PhD Thesis

NUMERICAL and EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A VERTICAL OPEN TYPE REFRIGERATED DISPLAY CABINET'S ENERGY EFFICIENCY WITH PHASE CHANGE METERIAL

Ayşe Burcu ÇELİK

Bursa Uludag University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Salih COŞKUN

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 1-2 standards. 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 3D computational fluid dynamics method. According to the results, it has been observed that the refrigerated display cabinets in the specified cabinet sizes increase the energy efficiency by 5, 1 % compared to the conventional cabinets.

Key words: Open vertical type refrigerated display cabinets, phase change materials, three-dimensional computational fluid dynamics

2023, xvii +147 pages.

TEŞEKKÜR

Doktora süresince çok değerli bilgi ve deneyimini paylaşan, akademik öğrenimime büyük katkıları olan çok değerli danışman hocam Sayın Prof.Dr. Salih Coşkun' a en içten dileklerle teşekkürlerimi sunarım.

Lisans, Yüksek Lisans ve doktora eğitimimde büyük desteği olan Sayın Prof.Dr. Recep YAMANKARADENİZ' e teşekkürlerimi sunarım.

Aynı zamanda değerli fikirleri ve bilgi birikimleri ile bu tez sürecinde sağladığı katkılardan dolayı Sayın Prof. Dr. Erhan PULAT, Sayın Prof. Dr. İhsan KARAMANGİL, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Furkan SÖKMEN ve Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ebubekir BEYAZOĞLU' na, çok değerli dostum Asst.Prof. Cansu ÇİMEN' e teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın testlerini gerçekleştirmemde gösterdikleri kolaylık ve yardımlardan dolayı, KAPLANLAR A.Ş.' ye ve Ar-Ge Mühendislik birimine sundukları test odası ve imkanları için teşekkürlerimi sunarım.

Tüm eğitim-öğretim hayatım süresince emekleri olan tüm değerli makine mühendisliği bölümü hocalarıma saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Öğrencilik dönemimde bana verdikleri katkılar nedeniyle B.U.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Doktora eğitimi sürecince her zaman yanımda olan sevgili eşim Celal Mahir Çelik' e, değerli fikirlerine her zaman ihtiyaç duyduğum ve duyacağım sevgili babam Prof. Dr. Bahri YILDIZ' a, her türlü sıkıntımı üstlenen sevgili annem Berrin YILDIZ' a, en zor anlarımda beni motive eden sevgili meslektaşım kardeşim Burak YILDIZ' a, bu süreçte dünyaya gelen ve benimle birlikte büyüyen sevgili yavrularım Ayça Lidya ve Aylin Karya' ya sonsuz sevgilerimle teşekkürlerimi sunarım.

Ayşe Burcu ÇELİK
01/01/2023

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	viii
TEŞEKKÜR.....	ix
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xvii
1. GİRİŞ.....	18
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	23
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	40
3.1. Deneysel Yöntem.....	43
3.1.1. Test standartları.....	43
3.1.2. Test düzeneği.....	45
3.2. Faz Değiştiren Malzeme (FDM) Uygulaması.....	49
3.3. Sayısal Analiz.....	52
3.3.1. Geometri ve ağ yapısı.....	54
3.3.2. Türbülans modeli, sınır şartları ve çözüm.....	56
3.3.3. Sürekli ve geçici rejim (Steady-transient rejim) analizi.....	64
4. BULGULAR.....	127
5. TARTIŞMA ve SONUÇ.....	134
KAYNAKLAR.....	136
EKLER.....	144
EK 1. Ansys Fluent 2020 modelleme adımları.....	144
EK 2. Makale ‘‘Açık dikey tip soğutucu teşhir dolabın faz değiştiren malzeme kullanılarak enerji verimliliğinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi’’.....	147
EK 3. Makale ‘‘ Açık dikey tip soğutucu teşhir dolabı yeni raf tasarımı ’’.....	
ÖZGEÇMİŞ.....	

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
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)
$k-\varepsilon$	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 ($^{\circ}C$)
T_{aci}	Kabin hava giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{aco}	Kabin hava çıkış sıcaklığı (hava jeti çıkış) ($^{\circ}C$)
$T_{a,amb}$	Çevre sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_p	M-paket sıcaklığı ($^{\circ}C$)
ϕ_n	Anlık ısı çekme oranı (kW)
ϕ_{run}	Aritmetik ısı çekme oranı (kW)

Kısaltmalar (Subscripts)

ADSTD	Açık Dikey Açık tip Soğutucu Teşhir Dolabı
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
FDM	Faz Değiştiren Malzeme
REC(SEETc)	Soğutma elektrik enerjisi tüketimi (kWh/12h)
GxDxY	Genişlik x Derinlik x Yükseklik
TED	Termal Enerji Depolama
3B	Üç boyutlu
COP	Cooling Coefficient of Performance

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1.	ADSTD ısı yükleri dağılımı, Gaspar ve vd. (2011)..... 19
Şekil 2.1.	Raf altı FDM ve ısı borusu içeren soğutma uygulaması, Lu ve vd. (2008)..... 39
Şekil 2.2.	Kısa hava perdesi uygulamalı ADTSD, Margues (2017)..... 39
Şekil 3.1.	Süpermarket enerji tüketim elemanlarını ve yüzdelerini gösteren grafik, Axell (2002)..... 40
Şekil 3.2.	Açık tip soğutucu teşhir dolabı geometri..... 41
Şekil 3.3.	Test odasında hava akışı yönü ve mesafesi (TS EN ISO 23953 1-2)..... 45
Şekil 3.4.	Test odasının şematik gösterimi..... 46
Şekil 3.5.	A) TS EN ISO 23953-2 Standartlarına göre ölçüm noktalarının şematik gösterimi B) Kabin içi yerleşim planı ve yerleştirilmiş M paketler..... 48
Şekil 3.6.	A) ADSTD içerisine kompresör çıkışı FDM kaplarının yerleşimi..... 50
Şekil 3.6.	B) ADSTD içerisine raf altları FDM kaplarının yerleşimi..... 50
Şekil 3.7.	HAD model ağ yapısı görünümü..... 55
Şekil 3.8.	HAD yakınsama grafikleri A) FDM'siz ADSTD ve B) FDM'li ADSTD..... 59
Şekil 3.9.	HAD kompresör modeli ısı akışı doğrulama görünümü..... 60
Şekil 3.10.	ADSTD üç boyutlu HAD modeli A) FDM'li ADSTD B) FDM'siz ADSTD..... 61
Şekil 3.11.	ADSTD Üç boyutlu HAD modeli A) FDM' li ADSTD B) FDM'siz ADSTD..... 61
Şekil 3.12.	A) HAD modeli ADSTD içinde yerleştirilen FDM paketlerinin sıcaklık ve erime/donma oranı..... 62
Şekil 3.12.	B) HAD modeli ADSTD içinde yerleştirilen FDM paketlerinin sıcaklık ve erime/donma oranı kesit görünümü..... 62
Şekil 3.13.	HAD modeli FDM' li ADSTD raflar ön paket sıcaklıkları simülasyonu..... 63
Şekil 3.14.	HAD modeli FDM' siz ADSTD raflar paket ön sıcaklıkları simülasyonları..... 63
Şekil 3.15.	HAD modeli A) FDM' li ADSTD ve B) FDM' siz ADSTD kompresör buharlaştırıcı giriş yüzeyi sıcaklığı..... 64
Şekil 3.16.	HAD modeli A) FDM' li ADSTD ve B) FDM' siz ADSTD kompresör buharlaştırıcı giriş yüzeyi hız simülasyonları..... 64
Şekil 3.17.	HAD modeli FDM' li ADSTD buz kapları sıcaklık simülasyonları..... 65
Şekil 3.18.	HAD modeli FDM'li ADSTD M-paket sıcaklık simülasyonları..... 66
Şekil 3.19.	HAD modeli FDM'li ADSTD M-paket A) Fan1 ve B) Fan6 sıcaklık simülasyonları..... 66

Şekil 3.20.	HAD modeli FDM' li ADSTD fan1 A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	67
Şekil 3.21.	HAD modeli FDM' li ADSTD fan6 A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	67
Şekil 3.22.	HAD modeli FDM' li ADSTD yakınsama iterasyon grafiği.....	68
Şekil 3.23.	HAD modeli 15. saniyedeki FDM' li ADSTD A) Sıcaklık ve B) Hız Simülasyonları.....	68
Şekil 3.24.	HAD modeli 15. saniye FDM' li ADSTD sıcaklık simülasyonu.....	69
Şekil 3.25.	HAD modeli 0. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	71
Şekil 3.26.	HAD modeli 0. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	71
Şekil 3.27.	HAD modeli 15. min FDM' li ADSTD A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	71
Şekil 3.28.	HAD modeli 15. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	72
Şekil 3.29.	HAD modeli 15. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	73
Şekil 3.30.	HAD modeli 30. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	74
Şekil 3.31.	HAD modeli 30. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	74
Şekil 3.32.	HAD modeli 30. Min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.....	75
Şekil 3.33.	HAD modeli 30. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	76
Şekil 3.34.	HAD modeli 30. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	77
Şekil 3.35.	HAD modeli 45. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	77
Şekil 3.36.	HAD modeli 45. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	78
Şekil 3.37.	HAD modeli 45. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan 6 kesit sıcaklık simülasyonu.....	78
Şekil 3.38.	HAD modeli 45. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	79
Şekil 3.39.	HAD modeli 45. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	80
Şekil 3.40.	HAD modeli 60. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	81
Şekil 3.41.	HAD modeli 60. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	81
Şekil 3.42.	HAD modeli 60. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.....	82
Şekil 3.43.	HAD modeli 60. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	83

Şekil 3.44.	HAD modeli 60. Min FDM'li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	84
Şekil 3.45.	HAD modeli 75. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	84
Şekil 3.46.	HAD modeli 75. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	85
Şekil 3.47.	HAD modeli 75. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.....	85
Şekil 3.48.	HAD modeli 75. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	87
Şekil 3.48.	HAD modeli 75. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	86
Şekil 3.49.	HAD modeli 75. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	87
Şekil 3.50.	HAD modeli 90. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	88
Şekil 3.51.	HAD modeli 90. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	88
Şekil 3.52.	HAD modeli 90. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.....	89
Şekil 3.53.	HAD modeli 90. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	90
Şekil 3.54.	HAD modeli 90. Min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	91
Şekil 3.55.	HAD modeli 105. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	92
Şekil 3.56.	HAD modeli 105. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	92
Şekil 3.57.	HAD modeli 105. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.....	93
Şekil 3.58.	HAD modeli 105. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	94
Şekil 3.59.	HAD modeli 105. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	95
Şekil 3.60.	HAD modeli 120. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	95
Şekil 3.61.	HAD modeli 120. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	96
Şekil 3.62.	HAD modeli 120. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.....	96
Şekil 3.63.	HAD modeli 120. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	97
Şekil 3.65.	HAD modeli 135. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	98
Şekil 3.66.	HAD modeli 135. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	98
Şekil 3.67.	HAD modeli 135. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.....	99

Şekil 3.68.	HAD modeli 135. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	100
Şekil 3.69.	HAD modeli 135. min FDM'li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	101
Şekil 3.70.	HAD modeli 150. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	101
Şekil 3.71.	HAD modeli 150. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A)SıcaklıkveB)Hızsimülasyonları.....	102
Şekil 3.72.	HAD modeli 150. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.....	102
Şekil 3.73.	HAD modeli 150. Min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	103
Şekil 3.74.	HAD modeli 150. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	104
Şekil 3.75.	HAD modeli 165. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız Simülasyonları.....	105
Şekil 3.76.	HAD modeli 165. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	105
Şekil 3.77.	HAD modeli 165. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	106
Şekil 3.78.	HAD modeli 165. min FDM'li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	107
Şekil 3.79.	HAD modeli 180. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	108
Şekil 3.80.	HAD modeli 180. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.....	108
Şekil 3.81.	HAD modeli 180. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.....	109
Şekil 3.82.	HAD modeli 180. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.....	110
Şekil 3.83.	HAD model A) FDM' li ve B) FDM' siz ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min sıcaklık görünümü.....	111
Şekil 3.83.	HAD model A) FDM' li ve B) FDM' siz ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min sıcaklık görünümü.....	111
Şekil 3.84.	HAD model FDM' siz ADSTD kompresör kapalı (defrost) 15. min fan 1 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	112
Şekil 3.85.	HAD model FDM' siz ADSTD (kompresör kapalı) defrost 15. min fan 6 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	112
Şekil 3.86.	HAD model FDM' siz ADSTD (kompresör kapalı) defrost 15. min M-paketler sıcaklık görünümü.....	113
Şekil 3.87.	HAD model FDM' siz ADSTD (kompresör kapalı) defrost 30. min fan 1 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	113
Şekil 3.88.	HAD model FDM' siz ADSTD (kompresör kapalı) defrost 30. min fan 6 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	114
Şekil 3.89.	HAD model FDM' siz ADSTD (kompresör kapalı) defrost 30. min M-paketler sıcaklık görünümü.....	114
Şekil 3.90.	HAD model FDM' siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 15. min fan 1 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	115

Şekil 3.91.	HAD model FDM' siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 15. min fan 6 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	115
Şekil 3.92.	HAD model FDM' siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 15. min M-paketler sıcaklık görünümü.....	116
Şekil 3.93.	HAD model FDM' siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 30. min fan 1 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	116
Şekil 3.94.	HAD model FDM' siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 30. min fan 6 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	117
Şekil 3.95.	HAD model FDM' siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 30. min M-paketler sıcaklık görünümü.....	117
Şekil 3.97.	HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 0. min A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	119
Şekil 3.98.	HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min fan 1 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	119
Şekil 3.99.	HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min fan 6 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.....	120
Şekil 3.100.	HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min hava sıcaklıkları Fan 1 ve b) Fan 6120	
Şekil 3.101.	HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min M-paket sıcaklıkları A) Fan1 ve B) Fan 6.....	121
Şekil 3.102.	HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min M-paketler sıcaklık A) Ön ve B) Arka görünümü.....	122
Şekil 3.104.	HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) buz kapları 0. min ve 30. min buz kapları görünümü.....	123
Şekil 3.105.	HAD modeli FDM'li ADSTD steady analiz A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyon görünümü.....	123
Şekil 3.106.	HAD model FDM' li ADSTD steady analiz M-paketler sıcaklık görünümü.....	124
Şekil 3.107.	HAD modeli FDM'li ADSTD transient analiz 15. min A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyon görüntüleri.....	124
Şekil 3.108.	HAD model FDM' li ADSTD transient analiz M-paketler sıcaklık görünümü.....	125
Şekil 3.109.	HAD model FDM' li ADSTD transient analiz 15. min buz aküleri sıcaklık görünümü.....	126
Şekil 4.1.	FDM' siz ADSTD ve FDM' li ADSTD hava giriş ve çıkış sıcaklıklar.....	127
Şekil 4.2.	FDM' siz ADSTD ve FDM' li ADSTD için kompresör devreye girme-çıkma periyodu ve defrost süreleri.....	128
Şekil 4.3.	Geleneksel ve FDM uygulanan ADSTD bir döngü sırasında defrost ve kompresör açık konumdayken hava sıcaklıkları.....	129
Şekil 4.4.	FDM' siz ve FDM' li ADSTD kritik M-paket sıcaklıkları HAD verileri karşılaştırma.....	131
Şekil 4.5.	FDM' li ADSTD paket sıcaklıkları HAD analizi ve test sonuçları kritik paket sıcaklıkları doğrulama.....	133

ÇİZELGELER DİZİNİ

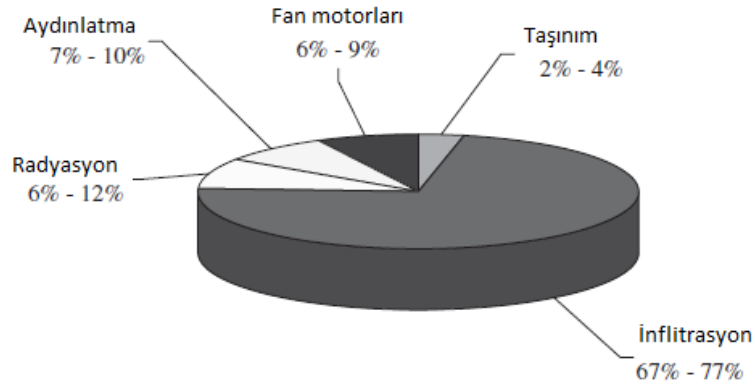
	Sayfa
Çizelge 3.1. Ölçüm aletleri ve hata tolerans değerleri.....	47
Çizelge 3.2. Kullanılan FDM' nin ısıl özellikleri.....	51
Çizelge 3.3. FDM' siz ve FDM' li ADSTD test ve HAD verileri.....	53

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji kaynaklarının verimli kullanılması amacıyla birçok çalışma yapılmaktadır. Uluslararası Enerji Ajansı (IEA) tarafından yapılan araştırmalara göre, sera gazı emisyonlarına bağlı küresel enerji talebi 2030 yılında 2007 yılına göre % 40 kadar artacaktır, Alzuwaid (2016). Artan nüfus ile birlikte ihtiyaçların da artması, gıdaların sağlıklı bir şekilde uzun süre muhafaza edilmesini ve kolay erişilebilir olmasını gerektirmektedir. Bu ihtiyacı karşılamak için hizmet veren marketler gıdaların mümkün olan en ekonomik ve güvenli bir şekilde muhafaza edilmesini sağlarken, enerji maliyetlerini de düşürmek isterler.

Belirli standartlara göre saklanması gereken gıdaların muhafaza koşullarını sağlamak amacıyla süpermarketlerin enerji tüketimi, büyük bir oranda soğutma yüküne bağlıdır. Yapılan çalışmalar marketlerde kullanılan soğutucu teşhir dolaplarının, toplam enerji tüketiminin % 50- % 70 kadarını oluşturduğunu göstermektedir, Faramarzi ve Ramin (1999). Bir soğutma sisteminde kompresörler toplam enerji tüketiminin % 30 ila % 35' ini oluştururken, geri kalanı fanlar, vitrin aydınlatması, defrost ısıtıcılar ve nem önleyici ısıtıcılar tarafından tüketilmektedir, Walker ve Baxter (2003). Süpermarketlerde soğutma ve HVAC sistemleri tüm elektrik yükünün sırasıyla yaklaşık % 50 ve % 10' nünü oluşturmaktadır, Kosar ve Dumitrescu (2005). Gıdanın dağıtımı ve teşhiri, elektrik tüketimi sonucu oluşan karbon emisyonunun yaklaşık olarak %7' sini oluşturmaktadır, Defra (2005). Gelişmiş ülkelerde, büyük süpermarketler toplam enerji tüketiminin % 3 ile % 5' ini oluşturur, Tassou ve vd. (2007). Soğuk zincir ile ilgili çeşitli soğutma süreçlerinin enerji verimliliği ile iklim değişikliği arasında doğrudan bir ilişki vardır. Daha verimli soğutma sistemlerinin geliştirilmesi ile daha az enerji kullanımı, daha uzun raf ömrü ve daha iyi ürün kalitesi sağlanacaktır. Araştırmacılar tüm gıdanın % 40' nün soğutulması gerektiğini ve dünya çapında tüketilen elektriğin % 15' inin soğutma için kullanıldığını belirtmişlerdir. Suamir (2012) soğutma için gerekli enerji tüketiminin, toplam enerji tüketiminin % 15' ini oluşturduğunu söylemiştir. Teşhir dolapları arasında orta sıcaklıkta, açık, dikey, çok katlı, teşhir dolapları toplam soğutmalı teşhir dolabı serilerinin % 50' si kadarını oluşturmaktadır, Al-Sahaf (2011). Kapalı dikey tip teşhir dolapları daha az elektrik enerjisi tüketse de dikey açık tip teşhir dolapları müşteriler tarafından ürüne kolay erişilebildiği ve ürünün daha rahat görülebildiği için daha fazla tercih edilmektedir, Ge ve vd. (2001). Bu sebeple açık dikey tip soğutucu teşhir dolaplarının (ADSTD) perakende satış yapan marketlerde kullanımı daha çok yaygındır. Marketlerin enerji tüketimi değerlerini azaltmak, ortalama karbon emisyonlarını düşürmek üzere teşhir dolaplarının enerji verimliliğini arttırmaya yönelik

birçok çalışma yapılmaktadır. Bunlar hava jetininin ve hava perdesinin iyileştirilmesi, farklı soğutucu akışkanların kullanılması, alternatif soğutma yöntemlerinin geliştirilmesi, yeni dolap tasarımları üzerine yapılan çalışmalardır. Yeni ürün geliştirmek için yapılan çalışmaların yanı sıra mevcut geleneksel dolaplarda da enerji verimliliğini, ürünlerin raf ömrünü ve kalitesini arttırmak için yapılan çalışmalar da vardır. Kabin performansını arttırmak için son zamanlarda yapılan araştırmalar, bu tür dolaplardaki soğutma yükünün yaklaşık % 80' inin, Şekil 1.1' de belirtildiği gibi kabin önü hava perdesinden kaynaklandığını göstermiştir;



Şekil 1.1. ADSTD ısı yükleri dağılımı, Gaspar ve vd. (2011).

Hava perdesi ile açık tip dolaplarda, dolap içine giren sıcak havanın (infiltrasyon) engellenmesi sağlanmaktadır. Bu tip dolaplarda hava emiş ızgarası alt kısımda bulunduğu için soğuk havanın bir kısmının market içine dağıldığı ve bunun sonucunda önemli bir enerji kaybının ortaya çıktığı tespit edilmiştir, Vincet ve vd. (2021). Geleneksel soğutucu dolaplarında kompresör devreye girer ve çıkar. Kompresör devredeyken buharlaştırıcı serpantinlerinden geçen soğutucu akışkan dolabın ısını kullanılır ve böylece soğutma gerçekleşir. Evaporatör serpantinleri yüzeyinde soğutma sırasında buzlanma gerçekleşir. Kompresör, belirli periyotlarda evaporatör yüzeyi üzerindeki buzlanmayı çözdürmek üzere çalışmayı durdurur ve kapalı duruma geçer. Bu sürece defrost işlemi denir. Defrost süresince kabin ısının yükselmesine bağlı olarak ürün sıcaklıkları yükselir. Defrost işlemi bitiminde kompresör, soğutucu dolabı çalışma koşullarına getirmek üzere standart çalışma değerlerinin üzerinde enerji tüketerek çalışır. Defrost sırasındaki sıcaklık artışını ve defrost çıkışındaki bu enerji tüketimini azaltmaya yönelik birçok araştırma yapılmaktadır. Bu doğrultuda ADSTD' ta enerji kayıplarını azaltmak üzere yapılan çalışmalardan biri de kabin içinde termal enerji depolama (TES) yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilebilecek mevcut tasarımlar ile enerji tüketimini iyileştirmektir. TES, birçok farklı teknik kullanarak fazla termal enerjiyi depolamayı sağlayan bir yöntemdir. Depolama ortamları şunları içerebilir: küçük ve büyük buz tankları, toprak, derin yer altı su kuyuları ve faz değişim

malzemeleri. Gelişen yeni teknolojiler ile birlikte TES sistemleri de gelişmekte ve kullanımı yaygınlaşmaktadır, Alzuwaid (2016). Ure (2001), yaptığı bir çalışmada FDM' li ısı eşanjörlerinin soğutma grubunda kullanılmasının, buzlanma sıcaklığını yükselterek ve buharlaşma ısısını düşürerek enerji verimliliği sağladığını göstermiştir. Duyulur ısı depolama yönteminde, bir depolama malzemesi örneğin kaya, su, kum vb. kullanarak bu malzemeyi soğutarak ve/veya ısıtarak ısı enerjisi depolar. Gizli ısı depolama yöntemi, FDM ile malzemenin hal değişimi sırasında kullandığı depolanmış gizli ısı enerjisini kullanarak ısı enerjisi depolar, El-Dessouky (1997). Kimyasal ısı depolama yöntemi, adsorpsiyon gibi, yüksek miktarda enerji depolayarak ısı depolamak için kullanılabilir. Gizli ısı enerjisi depolama yöntemi, duyulur ısı depolama yöntemine göre 4-5 kat daha fazla enerji depolama kapasitesine sahip olduğundan dolayı tercih edilir, Veerakumar (2016). Termal enerji depolama sistemleri, kullanılmayan termal enerjiyi çeşitli teknikler ile daha sonra gerekli zaman ve durumda kullanmak üzere gerçekleştirilen depolama işlemidir. Soğutmada ısı enerjisi depolama süreci ise bir ortama ihtiyaç duyulduğunda kullanılmak üzere soğutma enerjisini depolamaktır. Şarj (buz yapma) işlemi sırasında, mevcut soğutma termal enerjisi depolama alanında depolanır. Deşarj (buz eritme) işlemi sonrasında, depolanmış soğuk termal enerji yeniden bir miktar enerji verilerek depolanır ve tekrar kullanım için tedarik edilir. Soğutma termal enerji, iç enerji veya faz değişimi olarak depolanabilir. TES sistemleri gizli, duyulur ve kimyasal olmak üzere üç farklı yöntemle kurulabilir, Veerakumar (2016). Gizli ısı termal enerji depolama sistemi olarak FDM kullanma evaporatör verim kayıplarını azaltıp soğutucu dolaplarının soğutma performansının artırılması için kullanılacak uygun yöntemlerdendir. Son yıllarda, teşhir dolaplarında ve ev tipi buzdolaplarında enerji performansını artırmak için FDM'lerin uygulanabilirliği hakkında araştırmalar yapılmaktadır. FDM'lerin uygulanması sistemin enerji verimliliğini artırma potansiyeline sahiptir. Kompresör çevrim frekansını ve devreye girip/çıkma sayılarını düşürerek enerji kayıplarını azaltır. Depolamanın bir diğer avantajı ise, soğutma sisteminin çeşitli nedenlerden dolayı (elektrik kesintileri vb.) devre dışı olması durumunda, ürün sıcaklığını güvenli bir sıcaklık aralığında tutar. Bu uygulama ile ilave termal enerji depolama yöntemi elektrik tüketiminin azalmasına önemli katkılarda bulunur, Tassou (2013). FDM, yüksek hal değiştirme ısısına, belirli erime ve katılma sıcaklığında yüksek miktarda enerji depolama ve bırakma kapasitesinde (geniş hal değiştirme entalpi aralığında) olan maddelerden seçilmelidir. FDM, döngüsel olarak hal değişimi kararlılığına sahip olmalıdır, Khan (2016). FDM kullanıldığında, hal değişimi sırasında kabin ısısını kullanacaktır. Hal değiştirme (erime/donma) işlemi bitene kadar FDM' nin sıcaklığı sabittir. Isı, faz değişim işlemi sırasında

depolanan malzemenin gizli ısı olarak adlandırılır. Bu nedenle, belirli bir süre için (FDM fazı tamamen değişene kadar), ürünün istenen sıcaklığı korunabilir. FDM kompresöre uygulandığında, kompresör devredeyken, soğutma yükünün bir kısmı FDM tarafından gizli ısı olarak depolanır. Bu işlem sırasında, FDM sıvı halden katı hale geçerek hal değiştirir. Kompresör devre dışı iken, FDM' nin bir kısmı katı halden sıvı hale dönüşecektir. Bu sırada malzemeler, hal değişimi sırasında ortam ısını kullanır. Çevre ısından bir miktar kullanarak, iç ortam havasını soğutmuş olur. Böylece, enerji depolama işlemi, tüm çevrim boyunca erime ve donma periyodları olarak sürekli olarak devam eder. Yapılacak olan çalışmalarla ısı transfer performansları önemli ölçüde iyileştirilebilir, Cheng ve vd. (2016). Böylece kompresörün kapalı durumda daha fazla kalmasını sağlayarak defrost kapalı döngüsü uzatılır. Ayrıca, kompresör çalışma periyodu sırasında FDM evaporatör serpantini ile temas edecek şekilde yerleştirilirse soğutucu akışkan iletim yoluyla FDM' de depolanan ıyı aktarabilir. Bu nedenle, FDM' nin uygulanması evaporatörün ya da kondenserin ısı transferi performansını iyileştirebileceğinden kompresör verimini artırır, Khan (2016). Açık tip soğutucu teşhir dolaplarının kabin önü hava perdesi sıcaklık ve akış analizi, ürün sıcaklık değişiklikleri, kabin havası sıcaklıkları, evaporatör ve kondenser sıcaklıkları, enerji tüketim değerleri analizleri için çeşitli teknikler kullanılmaktadır. Açık bir dolapta hem hava akışını hem de gıda sıcaklığını içeren olayların tam olarak anlaşılması birçok faktöre bağlı çok karmaşık bir problemdir. Kabinin çalışması ve ortam koşulları aynı şekilde hareket eder ve birbirlerini etkiler. Ayrıca, ışınım ısı transferi ve dış hava akımları etkisi nedeniyle çevre koşulları çok önemlidir. Tasarım aşamasında bazı bileşenlerin optimizasyonu için zaman ve para gerektiren deneysel testler yapmak gereklidir. Bilgisayar destekli HAD, deneysel testlerden daha hızlı ve daha ucuz olduğu için daha iyi bir çözümdür, D'Agaro ve vd. (2005). Literatür çalışmaları, kabin performansını arttırmak için geliştirilen modellerin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) metodu kullanılarak sayısal analizlerin gerçekleştirilmesinin araştırmaların hızını ve doğruluğunu attırdığını göstermiştir, Hadaway (2012). ADSTD' ta hava perdesi üzerinde gerçekleşen hava akışını üç boyutlu olarak görselleştirmek değişen hava hızı ve sıcaklıklarını analiz etmek ve kabin performansına etkisini incelemek için önemlidir. Yapılan birçok araştırma, iki boyutlu HAD simülasyonları ile gerçekleştirilmiş ve ayrıca kararlı durum hava akışı ve kabinin sıcaklık dağılımı ile sınırlandırılmıştır. Kabin büyüklüğü arttıkça ADSTD' ları soğutma sistemlerinin dinamik çalışmasının simülasyonu daha da zordur, Wang ve vd. (2015). Bu sebeple literatürde HAD metodu kullanılarak yapılan üç boyutlu kabin hava hızı ve sıcaklığı analizi çalışmaları az sayıda yapılmıştır. Simülasyon işlemi kolaylaştırmak için genellikle iki boyutlu ve kararlı hal

durumunda analizler kullanılır. Açık vitrin tasarımında ana araştırma konusu soğutulmuş hava akışını etkileyen ünitenin geometrisi, hava hızı ve yük gibi parametrelerin optimizasyonudur. Bir vitrinin en iyi tasarımını elde etmek için, termal enerji dengesi özelliklerini yani yük, kabin ile çevre oda arasındaki tüm ısı değişimleri bilmek önemlidir, Cortella (2002). Deneysel araştırmanın temel amacı, içindeki ürünün sıcaklıklarını, kabin hava sıcaklığını ve hızını, kompresöre giren ve çıkan havanın sıcaklığını belirlemektir. Başlıca ölçümler, elektrik, soğutma ve buz çözme güç girişlerini hesaplamak üzere yapılır. Öte yandan, ürün sıcaklığı ve ortam çalışma koşulları, belirli bir kabinin enerji gereksinimlerini etkileyen başlıca faktörlerdir ve bu nedenle doğru bir şekilde ölçülmesi gerekir. Bu ölçümler TS EN ISO 23953 1-2 standartlarına göre belirlenmiş koşullarda ekipmanlar ile yapılır. Deneysel metod için TS EN ISO 23953 1-2 kalite standartlarında belirtilen test odası ve ekipmanları kullanarak, belirli şartlar altında ölçümler yapılır. Enerji tüketim değerleri, bu ölçümlere göre hesaplanır. Bu çalışmada açık dikey tip soğutucu teşhir dolaplarının enerji verimliliğini arttırmak üzere termal enerji depolama yöntemi kullanılmıştır. Malzemelerin hal değişimi sırasında kullandıkları gizli ısı enerjisinden faydalanmak üzere FDM uygulaması yapılmıştır. Bu yöntem ile elektrik tüketimlerini azaltmak, ürün saklama sıcaklıklarını düşürmek ve gıda güvenliğini arttırmak amaçlanmıştır. Yapılan çalışmalar, FDM' lerin soğutma sistemlerinde kullanımı, özellikle soğutucu teşhir dolaplarına uygulamaları ile potansiyel enerji depolama ve tasarrufu, homojen ürün sıcaklığı sağlandığını göstermiştir.

Bu çalışmada FDM uygulanan dolabın üç boyutlu kararlı hal durumunda ve üç boyutlu zamana bağlı, kompresör devrede ve devre dışı durumunda analizler birlikte yapılmıştır. Üç boyutlu akışın kabin verimi üzerindeki etkisinin analizi ile ilgili literatürde çok az bilgi mevcuttur. ADSTD' inin HAD metodu kullanarak yapılan üç boyutlu simülasyonlarının kabin performansı hakkındaki sonuçlara daha gerçeğe yakın veriler elde edilebilir, Hadaway (2012). Bu tez çalışmasının konusu, mevcut açık dikey tip soğutucu teşhir dolaplarının enerji verimliliklerinin iyileştirilmesidir. Bu amaçla, bu çalışma kapsamında hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) metodu ile termal enerji depolama yöntemi kullanılarak FDM uygulanan ADSTD' inin nümerik analizi yapılmıştır. FDM olarak su kullanılmıştır. Su, diğer FDM' lere göre yüksek gizli ısı değerine, kararlı hal değişim davranışına ve bilinen termofiziksel özelliklerine sahip olmasından dolayı FDM olarak yaygın kullanılır. Kolay erişilebilir, ucuz ve sağlıklı olması uygulama kolaylığı sağlar. Bir prototip üzerine FDM uygulanmış, TS EN ISO 23953 1-2 standartlarına göre test edilerek, sonuçlar deneysel ve nümerik olarak geleneksel dolap ile karşılaştırılması ve doğrulanması yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Soğutucu teşhir dolaplarının verimlerini arttırmak üzere birçok çalışma yapılmaktadır. Bu çalışma kapsamında açık dikey tip soğutucu teşhir dolap üzerine FDM uygulanacaktır. FDM uygulaması, ürün sıcaklık kararlılığı ve enerji tüketimi açısından değerlendirilecektir. Bu konu üzerine yapılan literatür araştırmasına göre;

Redo ve vd. (2019) çalışmalarında soğutmalı vitrinlerde CO₂ emisyonunu incelemişler. Doğrudan ve dolaylı CO₂ emisyonun yanı sıra yüksek kümülatif enerji tüketimi de gerçekleştirdiklerini belirtmişler. Bu çalışma ile mevsimsel bir performans değerlendirme yöntemi formüle etmeyi, oluşturmayı ve uygulamayı amaçlamışlar. Matematik bir model geliştirip bu termodinamik modele göre seçilen bölgelerdeki yıllık sıcaklık dağılımı, yıllık termal yük, yıllık elektrik tüketimi ve yıllık performans katsayısı hesaplama ve analiz etme yöntemi geliştirmişler. Evaporatör giriş sıcaklığının optimize edilmesi ile daha iyi bir COP elde edilmesi dolayısıyla daha düşük enerji tüketimi ve CO₂ emisyonları olarak yararlı etkisi olduğunu belirtmişler.

Wang ve vd. (2005) yaptıkları çalışmada bir soğutma sisteminde yoğuşturucu girişine uygulanan FDM ile performans (COP) değerinde % 6 artış ve enerji tüketiminde % 8 azalma elde ettiklerini belirtmişler.

Wang ve vd. (2005) yaptıkları çalışmada soğutucunun farklı yerlerine uyguladıkları FDM' nin aşırı-soğutma (subcooling) özelliğini iyileştirmek ve termostatik expansion valf ve orifis kullanarak COP değerini % 4-% 7 arasında arttırdıklarını göstermişler.

Surendra ve vd. (2007) yaptıkları çalışmada geleneksel ev tipi buzdolabı dondurucusunun buharlaştırıcı kabinini FDM (HS01) ile doldurulmuş alüminyum borularla çevreleyerek soğutma performansını % 30-33 geliştirdiklerini yaptıkları testlerle göstermişlerdir.

Lu ve vd. (2008) geleneksel açık tip teşhir soğutucu dolaplarda, ürünleri soğutmak için kullanılan geleneksel yöntemlerin kararsız ısı dağılımına ve defrost sırasında ürün sıcaklıklarının yükselmesine sebep olduğunu belirterek yeni bir raf tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Raflara ısı boruları ve FDM uygulaması yapmışlar ve testleri gerçekleştirmişler. FDM olarak % 2 borax katılmış saf su kullandıklarını belirtmişlerdir. Test sonuçlarında sadece ısı borusu uygulaması yapılan rafın ürün sıcaklıklarını 3-5, 5 °C daha

düşürdüklerini, ısı borusu ve FDM uygulaması ile birlikte tasarlanan rafın defrost sırasındaki sıcaklığın 1, 5 °C daha az yükseldiğini ve üniform bir sıcaklık dağılımı elde ettiklerini göstermişlerdir.

Azzouz ve vd. (2009) yaptıkları çalışmada ev tipi buzdolaplarında (75 W) buharlaştırıcı çıkışına yerleştirdikleri FDM' nin farklı kalınlıklarda, farklı çevre koşullarında, çeşitli faz değiştirme sıcaklıkları için buzdolabı soğutma performansını analiz etmişlerdir. Bu çalışmaya göre bir tarafa bir faz değişim malzemesi levhası ekleyerek FDM içindeki iletimden dolayı evaporatörün ısı transferinin artmasını sağlayan verimli ve ucuz bir çözümdür. 5 mm ve 10 mm kalınlıklarındaki FDM kaplarını evaporatör yüzeyi ve kabin duvarı arasına uygulamışlar. Deneysel çalışmalarında FDM olarak su-buz kullanmışlar. Yaptıkları testler sonucu deney sonuçlarını üç şekilde sınıflandırmışlar; FDM' nin tamamen eritildiği ve sonra tamamen donduğu çevrimler; FDM' nin tamamen erimesine izin verilmeyen çevrimler (yüksek termal yük koşulları); FDM' nin tamamen donmasına izin verilmeyen çevrimler (düşük termal yük koşulları). Yüksek termal yük durumunda, kompresör durdurulduğu zaman FDM' den soğutulmuş hücreye çıkarılan enerji gerekli soğutma kapasitesini sağlamak için yeterli değildir. Bu durumda, kompresör çalıştırılmadan önce FDM tamamen erimeden kabin içinde hava sıcaklığı limit sıcaklıktan daha yüksek sınır sıcaklığının üzerine çıkar. Bu çevrim FDM' nin kısmen eritildiği genel bir durumdur. Bir diğer durum kompresör kapalıyken FDM tarafından sağlanan enerji soğutma yükü için yeterlidir. Tüm erime süresi boyunca kabinin içinde gerekli olan düşük sıcaklık korunur ve kompresör tüm FDM erimeden önce yeniden çalışmaya başlamaz. FDM olduğunda tamamen erimiş, hava kabini sıcaklığı hızla yükselir ve kompresör yeniden başlatılır. Kompresör açıkken, FDM aşamalı olarak yeniden dondurulur. FDM tamamen donduğunda, buharlaşma sıcaklığı -15 °C veya daha da düşer, kabin sıcaklığının istenilen alt limit sıcaklığa hızlı bir şekilde ulaşmasına neden olur. Kompresör çalışmayı durdurur. Bu çevrim FDM' nin tamamen eridiği ve tamamen donduğu durumdur. Düşük termal yük durumunda, kompresör açık periyotta, FDM ile soğutulmuş hücre arasındaki ısı transferi, gerekli soğutma kapasitesinden daha yüksektir. Soğutulmuş hücre sıcaklığı izin verilen alt limit sıcaklığa kadar hızla azalır ve kompresör levha tamamen donmadan önce durur. Erime çevrimi sırasındaki soğutulmuş kabin son sıcaklığı düşebilir. Bu durum FDM' nin tamamen donmadığı durumdur. Sonuçlar, buzdolabına FDM eklemenin ve buzdolabı verimliliğinin termal yüke büyük ölçüde bağlı olduğunu göstermektedir. Gizli ısı depolama entegrasyonu elektrik kaynağı olmadan 5-9 saat sürekli çalışma sağlar (1-3 saat geleneksel dolap) ve termal yüke bağlı olarak performans katsayısında FDM kullanılan dolapta % 10-30 artış sağlar.

Gin ve vd. (2010) bir derin dondurucunun arka ve yan panellerine FDM uygulayıp enerji tüketimini sırasıyla defrost sırasında % 8 azalttıklarını yaptıkları testler ile göstermişlerdir. Üründeki sıcaklık değişimlerinin karşılaştırıldığında, FDM ile dondurucudaki ürünlerde ulaşılan en yüksek ürün sıcaklığının defrost sırasında FDM' sizden 1 °C daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Yaptıkları çalışmada FDM' nin ürün sıcaklıkları üzerine olan etkisini incelediklerini belirtmişlerdir. Gıdalar ve ilaçlarında dahil olmak üzere birçok bozulabilir maddenin depolanması ve taşınmasında kontrollü sıcaklık ortamlarının sağlanması önemlidir. Birçok bozulabilir maddenin sıkı sıcaklık bantları içinde düşük sıcaklıklarda tutulması gerekir. Ayrıca sıcaklıktaki dalgalanmalar ürünün kalitesini olumsuz yönde etkileyebilir ve bu nedenle bu tür sıcaklık değişimleri en aza indirilmelidir. Depolama ve nakliye sırasında dondurulmuş gıdalar uygulanan ısı yükleri nedeniyle sistemde sıcaklık dalgalanmalarına maruz kalabilir. Bu ısı yükleri; soğutulmuş bölmenin duvarları boyunca geçen ısı, soğutma sistemindeki defrost ısıtıcılarından gelen ısı ve ayrıca kapı açıklıklarından gelen infiltrasyon (taze hava) ısısıdır. Buna göre yazarlar çalışmalarında derin dondurucunun arka yüzeyine FDM plakaları yerleştirmişler. Faz değişim sıcaklığı -15, 4 °C olan sulu bir amonyum klorür çözeltisi FDM olarak kullanılmıştır. Çünkü bu sıcaklık dondurulmuş gıda deposu sıcaklığına (-18 °C) yakındır. Uyguladıkları FDM' nin büyük ısı depolama kapasitesi ile birlikte, sıcaklık regülasyonunda faydalı olan küçük bir sıcaklık aralığında büyük miktarda enerjiyi emme ve serbest bırakma özelliğinin önemli olduğunu belirtmişler. FDM içeren panellerden 7 adet dondurucu duvarlarına yerleştirip duvarların yüzey alanının % 26' sı ve dondurucu depolama alanın hacimce % 3' ünü kapladığını belirtmişlerdir. Toplam FDM kütlesi 7 panelde 2, 2 kg ve FDM' nin tamamen erimesi üzerine maksimum enerji miktarı olan yaklaşık 620 kJ/gizli ısı depolaması sağlandığını söylemişlerdir.

Cheng ve vd. (2010) ev tipi çift kapılı buzdolaplarında kondensere FDM uygulaması yapmışlardır. Kondenserlerin ısı transferi verimlerinin artırılmasıyla, düşük yoğuşma ve yüksek buharlaşma sıcaklıkları elde edilmesi ile COP değerlerini arttırdığını buna dayanarak kondenser üzerine uygulanan FDM uygulaması ile enerji tüketimini % 12 azalttıklarını test sonuçları ile belirtmişlerdir.

Cheng ve vd. (2011) ev tipi çift kapılı buzdolaplarında kondensere termal iletkenliği yüksek FDM uygulamasının termal özellikleri ve termal kontrol etkinliğini araştırmış ve matematik model kullanmışlardır.

Fioretti ve vd. (2016) soğutuculu konteyner zarflarının termal performansını iyileştirmek Faz Değişirme Malzemesi (FDM) araştırmışlar. Bu amaçla, dış iklim koşullarının neden olduğu ısı akış değişimini azaltmak ve yalıtımlı bir sandviç FDM panel entegre edildi. Bu uygulama deneysel ve sayısal bir yöntemle araştırmışlar. Spesifik olarak, deneysel bir prototip ile panel ilk önce içeride test edildiği belirtmişler. Tasarım, iklimsel bir test odası ve ardından mini soğuk odalar üzerine monte edilmiş ve gerçek yaz koşullarında değerlendirilmiş. Son olarak, HAD metodu kullanılarak 2B zamana bağlı sayısal analiz yaptıklarını söylemişler. Test ve HAD sonuçlarının uyumlu olduğunu belirtmişler.

Cheng ve vd. (2016) yaptıkları bir diğer çalışmada ev tipi buzdolaplarında yoğuşturucu ve buharlaştırıcı eşanjörlerin etrafını FDM içeren malzeme ile kaplayıp ayrı prototipler olarak test etmişler. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya uygulanan FDM ile buzdolabı, en iyi ısı transferine ve çalışma performansına sahiptir ve bu durum, soğutma kapasitesini ve soğutma verimliliğini artırır. Bu uygulama ile tüm çevrim boyunca kondenser/ evaporatör' den sürekli ısıtma/soğutma elde edebilir. Bu uygulama, diğer sadece buharlaştırıcıya ya da sadece yoğuşturucuya FDM uygulanan buzdolaplarına göre en iyi enerji tasarrufu verimliliğine sahiptir ve enerji tüketimi tasarrufu % 32' dir. Yoğuşturucuya uygulanan FDM' li buzdolabı sık kompresör açma / kapama özelliğine sahiptir (38 dakika çevrim süresi) ve enerji kazanımı % 12' dir. Buharlaştırıcıya FDM uygulanan buzdolabında daha uzun kompresör döngü süresi bulunur ve enerji kazanımı % 16' dır (65 dakika). Sonuç olarak çalışmalarında soğuk depolandığı buharlaştırıcının ve ısının depolandığı yoğuşturucunun, COP' nin artmasına ve güç tüketimini önemli ölçüde azaltılmasına neden olduğunu belirtmişlerdir.

Oro ve vd. (2012) donmuş gıdaların düşük sıcaklıklarda taşınması ve depolanması sırasında soğutma yükü olmadan ürün sıcaklıklarının sabit kalması için FDM uygulamasını incelemişlerdir. Sonuç olarak, FDM uygulayarak soğutma bölümlerindeki havanın ve ürünlerin sıcaklık artışlarını 5-10 °C minimize ettiklerini belirtmişlerdir.

Marques ve vd. (2014) geleneksel ev tipi bir buzdolabına FDM uygulamasının enerji verimliliğine, kompresör devreye girme sayılarına, defrost süresine etkisini araştırmışlardır. Erime ve donma sürelerini hesaplayabilmek için bir numerik model geliştirmişlerdir. FDM olarak yüksek gizli ısı kapasitesi ve belirgin erime/donma noktalarına dayanarak su seçmişler ve evaporatör ile ısıl temasta olacak şekilde yerleştirmişlerdir. Modeli basitleştirmek için modelin termofiziksel özellikleri sabit, farklı fazlar için yoğunluğun değişmediği kabul

edilmiştir. Erime bölgelerdeki taşınım ve aşırı-soğutma etkisi ihmal edilmiştir. Donma faz değişimi soğutma yükü, erime faz değişimi soğutma prosesine bir soğutma kapasitesi olarak uygulanmışlardır. 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. Çalışmalarında çevre sıcaklığının erime ve donma sürelerine etkilerini incelemişler, sonuç olarak çevre sıcaklığının 20 °C den 30 °C' ye çıkmasıyla, erime süresinin 320 dakikadan 208 dakikaya düştüğünü, donma süresinin 7 dakika arttığını söylemişlerdir. Geliştirdikleri nümerik analizde FDM' yi malzeme sınır şartı olarak girdiklerini belirtmişler. FDM için doğal taşınım için bir Rayleigh (Ra) sayısı hesaplanmıştır. Geliştirilen nümerik model testler ile doğrulandığını göstermişlerdir.

Khan ve vd. (2014) yaptıkları çalışmada ev tipi buzdolaplarına iki farklı FDM su ve ötektik karışım (%90 H₂O+%10 NaCl) uygulayarak farklı faz değiştirme sıcaklıklarının sıcaklık kararsızlığına etkisini incelemişler. FDM uygulamasını beş borulu buharlaştırıcıyı içi FDM dolu bir kabin içine yerleştirerek uyguladıklarını belirtmişlerdir. Ötektik karışımın (erime sıcaklığı -5 °C) daha iyi sonuçlar verdiğini deney sonuçları ile göstermişlerdir.

Hoang ve vd. (2014) yaptıkları çalışmada gıda paketlenmesinde kullanılan FDM uygulamaları için bir ısı transferi modeli geliştirdiklerini belirtmişlerdir.

Alzuwaid ve vd. (2016) yaptıkları bu çalışmada FDM uyguladıkları açık tip dikey soğutucu dolap prototipini üretmek üzere HAD analizi ile iki boyutlu model geliştirmişlerdir. FDM olarak su kullanıp (aşırı-soğuma etkisini azaltmak için AgI (gümüş iyodür)katılmış, FDM' yi hava akışının olduğu arka panele radyatör şeklinde tasarlanmış bir kabin içerisine yerleştirmişler. Geliştirilen modelin, FDM uygulanmış soğutucu dolabın verimliliğini, hava sıcaklıklarının dağılımlarını, ürün sıcaklıklarını, kabin içerisindeki hava akış modelini işletme koşullarında öngörebildiğini belirtmişler. Geliştirilen modeli standartlara göre geleneksel dolap ile karşılaştırmalı olarak, farklı çevre koşullarında test etmişler ve nümerik analizi doğruladıklarını belirtmişlerdir. Sonuç olarak FDM uygulaması soğutucu teşhir dolabın enerji tüketimini azalttığı, ürün sıcaklıklarının kararlılığını arttırdığını belirtmişler. Geleneksel sistem için gerekli olan güç, değiştirilmiş dolaptan elde edilenden yaklaşık % 5 daha yüksek olduğunu bulmuşlar. FDM konteynerleri tarafından sağlanan soğutma kapasitesi, FDM şarj (eritme) işlemi sırasında kabin sıcaklığından sağlanmaktadır. Bu periyotta, kompresör kapalı durumdadır ve FDM kapları hava çıkış sıcaklıklarını yüksek sıcaklık sınırı altında daha uzun

süre tutarak ekstra bir evaporatör görevi görürler. FDM tamamen eritildiğinde, kabin hava sıcaklığı kademeli olarak yükselir ve kompresör yeniden başlatılır.

Veerakumar ve vd. (2016) domestik soğutma sistemlerinde FDM uygulamalarının enerji tasarrufuna etkilerini inceleyen bir literatür çalışması hazırladıklarını belirtmişlerdir.

Khan ve vd. (2016) geleneksel soğutma sistemlerinde (ev tipi buzdolaplarında) FDM uygulamaları hakkında yapılan çalışmaları derlemiş ve değerlendirmişler. Çeşitli FDM'lerin kalınlığının, uygulama yerlerinin, faz değiştirme sıcaklıklarının kompresör devreye girme sayılarına, defrost sürelerine, soğutma tesir katsayısına, ürün sıcaklık kararlılıklarına etkilerini literatürdeki çalışmaları karşılaştırarak çalışmalarında incelediklerini söylemişlerdir.

Elarem ve vd. (2017) ev tipi küçük buzdolaplarının dondurucu ünitesini FDM içeren ısı değiştiricileri uygulamışlar ve 2 boyutlu HAD metodu kullanmışlar. COP değerini % 8 arttırdıklarını ve enerji tüketimini % 12 azalttıklarını belirtmişlerdir.

XueHong ve vd. (2017) dikey açık tip soğutucu teşhir dolapları için ısı borulu ve FDM içerikli kompozit bir raf geliştirdiklerini belirtmişler. Yaptıkları testler ile ürünlerin ortalama sıcaklıklarını % 13-32 arasında iyileştirdiklerini göstermişlerdir.

Liu ve vd. (2017) arkadaşları yaptıkları çalışmada ev tipi buzdolaplarının derin dondurucu ünitesinin alt ve üst rafına FDM uygulaması yaparak enerji tüketimini % 18 azalttıklarını ve kompresör on-time oranlarını % 13 düşürdüklerini yaptıkları testler ile belirtmişlerdir.

Jouhara ve vd. (2017) açık tip soğutucu dolaplar için ürünlerin ortalama sıcaklıklarını ve raf kararlılığını iyileştirmek için bir raf tasarımı yaptıklarını belirtmişler. Yaptıkları testler ile raflar için geliştirdikleri ısı borulu ve FDM'li tasarımın enerji tüketimini %12 azalttığını göstermişlerdir.

Bista ve vd. (2018) çalışmalarında, soğutma sistemlerinde faz değiştiren malzemenin (FDM) uygulanmasına ilişkin çeşitli araştırma incelemelerinin bir incelemesini sunmaktadır. Bu çalışmaya göre, FDM'lerin çoğunlukla buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde uygulanması, soğutma sistemlerinde sistemin performansı, kompresör açma-kapama döngüsü ve elektrik tüketiminin azaltılması üzerinde önemli etkiler göstermiştir. FDM'nin buzdolaplarında termal enerji depolaması için uygulanabilmesi için çok sayıda donma/erime döngüsü boyunca kimyasal ve termal olarak kararlı olması gerektiğinden, soğutma sistemleri için FDM seçimi

önemli bir konu olarak tartışılmaktadır. Ayrıca, FDM kalınlığı ve FDM' nin faz değişim sıcaklığı gibi bazı parametrelerin soğutma sistemlerinin performansı üzerindeki etkileri gözden geçirilmiştir. Evaporatör, kondenser, bölme bölümü ve kompresörde FDM kullanımının avantaj ve dezavantajları değerlendirilmiştir. Evaporatör bölümünde FDM kullanılması, bölme sıcaklığındaki dalgalanmayı en aza indirir ve termal yük değişimlerine karşı kararlı koşullar sağlar. FDM' nin evaporatöre dahil edilmesi başlangıçta kompresörün çalışma süresini arttırdığından ve yoğuşma sıcaklığını yükselttiğinden, kondenser bölümünde FDM'yi dahil etmek için çeşitli araştırmalar yapılmıştır. Günümüz dünyasında buzdolaplarının kullanımındaki ve toplam elektrik tüketimindeki ürkütücü artış hızıyla, buzdolaplarına FDM uygulaması, buzdolaplarının verimliliğini arttırmak ve enerji tüketimini azaltmak için uygun bir yöntem olduğunu belirtmişler.

Raj ve vd. (2018) yaptıkları çalışmada soğuk depolamada FDM olarak polyethylene glycol 400 (PEG400) uygulayarak kapı açılmalarından kaynaklanan ısı kayıplarını azaltmayı ve elektrik enerjisi kesilmelerinde gerekli olan enerjiyi sağlamayı amaçlamışlar ve sonuç olarak kapı açılmalarından kaynaklanan enerji tüketimini 1021,88 kJ/h azalttıklarını ve elektrik enerjisi kesilmesinden kaynaklanan enerji ihtiyacının 3115 kJ/h kadarını FDM'den elde ettiklerini yaptıkları testler ile belirtmişlerdir.

Ben-Abdallah ve vd. (2019, 2021) yaptıkları çalışmada dört rafli ADSTD prototipine boru-kanatlı ısı değiştiricileri ekleyip kabin içi ürün sıcaklıkları değişimini test etmişler. FDM olarak su (7 kg) kullanmışlar. FDM malzemenin erime ve donma süresini analiz etmişler. Elde ettikleri sonuçlara göre kompresör kapalı durumdayken 2 saatlik kapalı periyodunda ürün sıcaklıkları 1 °C' lik bir artış göstermiş, enerji tüketiminde % 2' lik bir iyileşme olduğunu belirtmiş. Uyguladıkları modelde FDM' lerin tamamen erimesinin 96 min sürdüğünü ve de tamamen donmasının 225 min sürdüğünü belirtmişler. Arka panele Yerleştirilen FDM ısı değiştiricilerinin kabin arka hava akış hızını düşürdüğünü, bu durumun kabin önü hava akış hızını ve sıcaklığını etkilediğini belirtmişler. Bu çalışmanın devamı olarak Ben-Abdallah ve vd. (2021) yaptıkları uygulamada FDM uygulanan dolap için farklı çevre koşullarında farklı fan hızlarında ve farklı çalışma sıcaklıklarında testler gerçekleştirmiş ve sonuçları değerlendirmiştir. Bu sonuçlara göre daha yüksek fan hızları kabin önü hava jeti hızını artırırken, hava infiltrasyonunun arttırmasına rağmen enerji tüketimini azaltmaktadır. Ayrıca çevre sıcaklığı arttıkça, donma süresi % 20 artmakta, erime süresi % 50 azalmakta ve düşük

çalışma ayarlarında 6 saatten 4 saatte, donma süresi 6 saatten 4 saatte düşürürken daha fazla kompresör gücüne gereksinim duyulduğu belirtilmiştir.

Purohit ve vd. (2020) FDM' lerin soğutucu dolaplar için kullanımı araştırmışlar. Bu çalışmanın sonucuna göre FDM uygulamanın çeşitli tiplerde soğutuculara entegrasyonunda belirgin avantajları vardır. FDM özellikli dolaplar süpermarket işletimi için enerji faturalarını düşürebilir, aynı zamanda vitrinlerin ortalama sıcaklığını sabitleyerek gıdaların raf ömrünü korur. Pik yük azaltarak elektrik şebekesinin daha iyi yönetilmesini sağlar, karbon ayak izini azaltırken üretim maliyetlerini düşürür, olarak belirtmişler.

Leungtongkum ve vd. (2022) çalışmalarında FDM erime noktası, konumu, FDM kütlesi ve yükü, yalıtım malzemesi gibi çalışılan koşulların akışkanlığı, dış hava sıcaklığı/ürün sıcaklıkları ve enerji tüketimi analiz etmişler. Bu parametreler arasındaki karmaşık etkileşimler nedeniyle, kullanım koşulları ile birlikte değerlendirilmesi gerektiğini belirtmişler. Ekipman içerisindeki ısı değişimi ve içindeki hava akımı arasındaki ilişkideki işlevine, özellikle FDM konumuna, gelecek çalışmalar olarak daha fazla çalışılması gerektiğini önermişler.

Chaomuang ve vd. (2020) yaptıkları çalışmada kapalı dikey tip soğutucu teşhir dolaplarında PIV ve HAD metodunu kullanarak kabin hava akışını kompresör açık ve kapalı durumları için incelediler ve sonuçları testlerle doğrulamışlar. Kompresör kapalı durumdayken özellikle kabinin üst raflarında, açık duruma göre daha fazla infiltrasyon kaybı olduğunu belirtmişler.

Literatür market tipi açık tip soğutucu dolabın performansının iyileştirilmesine yönelik birçok çalışma mevcuttur (Ge ve vd. (2001), Cortella ve vd. (2001), Bhattacharjee ve vd. (2003), Brandon ve vd. (2004), Fostera ve vd. (2005), D'Agaro ve vd. (2005), Navaz ve vd. (2005), Foster ve vd. (2006), Yua ve vd. (2007), Ge ve vd. (2009), Yu ve vd. (2009), Hammond ve vd. (2010)) HAD modelleme metodu kullanarak gerekli iyileştirmeler ve kalite kontrol yapılırken ürün üzerinde yapılan test sayıları azaltılıp, zaman ve enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Ge ve vd. (2001) oluşturdukları simülasyon modelinde, iklimlendirilmiş ortam ve dış çevre arasında gerçekleşen ısı ve nem transferini incelemişler. Sonlu elemanlar metodunu kullanarak geliştirdikleri modelde, hava perdesi ısı ve akış değişimlerini öngörmek ve optimize etmek amaçlanmıştır. Sonuçlar doğrultusunda geliştirilen korelasyonlar ile hızlı hesaplama ve tasarım ve soğutma grubu elemanları seçimi için gerekli olan parametrik analizi yapmışlar ve sonuçlar standartlara uygun testler ile doğrulanmıştır. Ge ve vd. (2001) açık vitrinlerdeki hava perdesinin

avantajını, kabin ve bulunduğu çevre arasında bir koruma sağlamasıdır, olarak açıklarlar. Süpermarket ortamı ile soğutulmuş teşhir alanı arasındaki bariyer oluştururken raflarda sergilenen soğutulmuş yiyecekleri almak için müşteriye kolaylık sağlar. ADSTD' larında hava perdesinin cam kapılı dolaplara göre dezavantajı, kabinin enerji yükünü meydana gelen infiltrasyon sebebiyle arttırmasıdır. Açık dolaplarda soğutulmuş hava ve çevre ortam arasındaki ısı ve nem değişimini azaltmaya çalışarak enerji kayıpları indirgenebilir. Genel olarak hava perdelerinin performansının hava jetinin genişliği ve uzunluğu, ilk jet hızı, jet başlangıç türbülansı, hava dönüş ızgarasının konumu ve boyutları, hava perdesinin her iki tarafındaki hava koşullarına bağlı olduğu belirli parametrelerdir. Bir diğer çalışmada Ge ve Tassou (2001), sabit basınçta serbest karışimli düz iki boyutlu bir jet için akış teorisine dayanan dikey bir vitrin modelini tanımlamaktadır. Soğuk jetin karışması, sabit bir ortamda meydana gelir. Çözüm yöntemi, sonlu farklara dayanmaktadır. Bu profiller daha sonra vitrin ve çevresi arasında iletim, konveksiyon ve radyasyon yoluyla nem ve ısı taşınmasını hesaplamak için kullanılır ve böylece kabinin toplam soğutma gücü gereksinimini hesaplanır. Sonuçlar ayrıca, buharlaştırıcının ayrı bir modeli için giriş koşulları için veri sağlar, bu kabinin modeli daha sonra buharlaştırıcıdan çıkan havanın termodinamik durumundaki varyasyonları hesaplamak için kullanılabilir ve kompresöre giriş koşulları hakkında bilgi sağlar.

Cortella ve vd. (2001) yaptıkları çalışmada geliştirdikleri türbülans modeli ile farklı işletme koşullarında çalışan açık tip soğutucu dolap geliştirmişlerdir. Çeşitli tasarım parametrelerinin etkisini HAD metodu kullanarak incelemişler ve sonuçları standartlara göre test edip, doğrulamışlardır. Cortella, sonlu elemanlar yöntemine dayanan boyutsal bir hesaplama programı olan kendi PSIOME kodunu kullandılar. Hesaplama, yiyeceklerdeki ısı transferi ve havadaki sıcaklık değişimlerinin farklı zaman sabitlerine sahip olmasından dolayı havanın iki ayrı modelle hesaplandığı iki aşamaya bölünmüştür. Gıda maddelerindeki sıcaklık dağılımı daha sonra bir iletim modeli kullanılarak ayrı ayrı belirlenmiştir. Hesaplamalarda sınır koşulları olarak sabit yüzey sıcaklıkları kullanılmıştır. Hava perdesinin, dağıtım jeti boyunca tek tip bir hız profiline sahip olduğu varsayılmış ve arka plakadan hava akışı, bir hava hızı (0,1 m/s) tanımlanarak modellenmiştir. Sonuçlar, hava perdesi için optimum dağıtım hızının 0,6 m/s olduğunu belirtmişlerdir. PSIOME HAD kodunu ve LES (Büyük Girdap Simülasyonu) türbülans modelini kullanarak dikey bir ekran kabini üzerinde hesaplamaları açıklamışlardır. HAD modeli oluşturulurken ölçülen değerlere göre gıda maddelerinin sabit bir yüzey sıcaklığına sahip olduğunu kabul edilir. Ölçülerin alındığı ve hesaplamaların dayandığı vitrin, soğutulmuş gıda maddelerine yönelik olup çift hava perdesine sahiptir. 20.000 hücrelik bir

ızgara boyutuna sahip olan model iki boyutludur ve klima odasındaki hava akımları ihmal edilmiştir. Hesaplanan sonuçlar, EN 441'e göre yapılan ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Hava perdesi, hesaplanan ve ölçülen sıcaklıkların karşılaştırılması sadece 0,2 K'lik bir fark gösterse de, hesaplanan ve ölçülen soğutma gücü gereksinimi arasında önemli bir fark olduğunu belirtmiştir. Bu uyumsuzluğun nedenlerinden birinin, iklim odasındaki hava akımlarının etkisinin modelde dikkate alınmamış olması olabileceğini söylemiştir. Hesaplamaları durdurma kriteri, artık değişmeyen hava perdesi çıkış bağlantısındaki sıcaklığın zaman ortalama değerine bağlı olduğunu söylemişlerdir. Hava perdesi en çok iç hava perdesi ve dış hava perdesinin düşük bir hıza (0,3 m/s) sahip olduğu durumlarda etkili olacağını belirtmişlerdir. Sızmaya bağlı ısı girdisi 487 W/m'dir. Simülasyon, tam dolu bir vitrin ile ve 6 °C'lik bir gıda maddesi sıcaklığı ve 25 °C'lik bir ortam sıcaklığı ile gerçekleştirilir. Cortella, HAD'nin vitrinlerin tasarımında kullanılabilecek etkili bir araç olduğunu belirtmiştir. Ancak, değişken karmaşık ve stabil olmayan sınır koşulları nedeniyle basit modeller kullanırken sayısal olarak iyi sonuçlar elde etmek zor olduğunu belirtmiştir. Cortella ve D'Agaro (2006) geliştirdikleri bir PSIOME kodu kullanılarak yapılan hesaplamaların sonuçlarını, üç boyutlu ve sonlu hacimlere dayanan CFX kodu ile karşılaştırırlar. En içteki hava perdesinde sıcaklık değiştirilerek ve hesaplanan sonuçlar EN 441'e göre yapılan ölçümlerle doğrulanarak üç dikey hava perdeli bir teşhir dolabına ilişkin hesaplamalar gerçekleştirdiler. CFX kodu kullanılarak yapılan hesaplamalardan iyi sonuçlar, sabit bir model, k-ε türbülans modeli ve birinci dereceden ayrıklaştırma şeması kullanılarak elde edildiğini belirtmişler. Yapılan çalışmalar, hava perdesindeki ısı aktarımı ve soğutulmuş ürünlerde ısı aktarımı hesaplamasının iki ayrı adımda yapılması gerektiğini önermektedir. Konvektif olan havadaki ısı transferinin ilk adımda çözüldüğü ve ardından soğutulmuş mallarda ısı transferinin hesaplandığı belirtilmiştir. Bunun nedeni, gıda maddelerindeki ısı aktarımının zaman sabiti uzun (saat mertebesinde), havadaki ısı taşınması için zaman sabiti ise saniye mertebesinde olmasıdır. HAD hesaplamalarının doğrulanması için termoelementler, sıcaklık dengelemeli anemometreler ve iz bırakan gaz kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Brandon ve vd. (2004) çalışmalarında, açık süpermarket vitrinlerinde sıcak ortam havasıyla soğuk hava arasında geçişi engellemek için kullanılan hava perdelerini incelemişlerdir. Ortam havasının, kayma etkisiyle soğutma havasına karışması sırasında oluşan vortexleri incelemek için HAD modelleme yöntemini kullanmışlardır. Sonuç olarak, yüksek Reynolds sayılarında termal enerji kayıplarının da arttığını belirtmişlerdir.

Fostera ve vd. (2005) çalışmalarında HAD analizini kullanmışlar ve HAD modellemesinin deneysel çalışma ile birlikte etkili bir çalışma yöntemi sağladığını bildirmişlerdir. Çalışmaları arasında, vitrinler birbirine bakacak şekilde sıraya dizildiğinde ve yere soğuk hava döküldüğünde vitrinler arasındaki soğuk koridorlar sorunu da bulunmakta. Araştırmak için HAD kullanırken, tam ölçekli modeller yerine daha küçük modellerin kullanımını içeren bir yöntem önermişlerdir. Açık tip teşhir soğutucu dolabında üç boyutlu HAD analizi ile yaptıkları iyileştirme sonucu ortalama güç tüketimini 1,37 kW' tan 1,29 kW' a düşürmeyi başarmışlardır. D'Agaro ve vd. (2005) ise 3 boyutlu HAD analizi ile dolap uzunluğunun, sıcak hava perdesine ve dikey ortam havası hareketinin dik tipi soğutucu dolapların performansına etkilerini araştırmışlardır. Sonuç olarak, dönüş havasının sıcaklığı ve soğutma gücü dolap uzunluğunun azaltılmasıyla yan duvarlarda meydana gelen kayıpların minimize edilebildiğini belirtmişlerdir.

Navaz ve vd. (2005) yaptıkları çalışmada, kabin içindeki havaya karışan dış hava miktarına, giriş hava ızgarasındaki ortalama hız profili şekline ve Reynolds sayına bağlı olan türbülans yoğunluğunun ana etkisi olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca, düşük Reynolds sayılarının kabin içine giren hava miktarını azaltacağı sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte, hava perdesinin bütünlüğünü sağlamak için yeterince yüksek momentum olması gerektiğini belirtmişlerdir.

Yua ve vd. (2007) oluşturdukları iki akışlı türbülans HAD modeli ile arka yüzeyden çıkan hava akışını, iç hava ve dış hava perdelerini ilk akış olarak alıp, standart k-ε türbülans modeli ile tanımlamışlar. Kabin dışındaki hava ikinci akış olarak kabul edilmiş ve laminer model ile hesaplanmıştır. Mevcut iki akışlı modellere göre, türbülanslı ve türbülanslı olmayan akış arasında kütle transferi hızı denklemi düzenlemiştir. Böylece geliştirilen kütle transfer hızı denklemi ile havaperdeleri ve ortam havası arasındaki uygun kütle transferi hızı ve bal peteği tasarımının etkinliği ve akış karakterleri belirlenmiştir. Geliştirilmiş iki akışkanlı modeldeki ilk akışkanın hacim bölmelerini, hava perdesinin yeterli çıkış momentumunu ve enerjisini sağlayabilen bal peteği tasarımı yüzey katsayısının belirlediğini söylemişlerdir.

Ge ve vd. (2008) yaptıkları çalışmada, dik tip soğutucu teşhir dolabı soğutma ünitesi HAD modelleme yöntemi kullanılarak geliştirilmiştir. Hava çıkış değerleri sınır şartları olarak kullanılmıştır. Geliştirilen modeli standartlara göre test edip, farklı koşullar için doğrulamışlardır.

Yu ve vd. (2009) termal sürüklenme katsayısını hesaplamak için HAD metodunu kullanarak bir korelasyon modeli geliştirmişlerdir. Yayınlanmış deneysel verilere göre, oluşturdukları

korelasyon modelinin maksimum sapma değeri % 9, 4 ve ortalama sapma değeri % 0, 1 olarak elde etmişlerdir. Hava perdesi dönüş sıcaklığını, oluşturulan korelasyon modeliyle deneysel verilere göre maksimum sapma değeri 0, 9 °C ve ortalama sapma değerini 0, 1 olarak hesaplamışlardır.

Hammond ve vd. (2010) yaptıkları çalışmanın amacı, en verimli hava perdesi tasarımı rehberi oluşturmaktır. Richardson sayısı, bir hava perdesi tasarımına yardımcı olacak basit ve hızlı hesaplanabilir bir parametre olarak hava sirkülasyonu sırasında meydana gelen soğutma boşluklarını belirlemede kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Bu çalışmada yayınlanan denklemler ile en düşük hızların ve minimum sapmaların hesaplanabileceğini söylemişlerdir. HAD uygulaması özellikle hava perdesinin analizinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bhattacharjee ve vd. (2003) yaptıkları çalışmada soğuk depo kapısında hava perdesini laminer ve geçişli akış koşulları için duvar jetleri içerisindeki sıcaklık dağılımı gelişimini ve ilgili jet kalınlıklarını incelemişler ve sonuç olarak duvar jetinin gelişimi (sıcaklık dağılımı ve jet kalınlığı açısından) akış girişinde bir sabit gradyan hız profili ($Re=2000$) en düşük büyüme oranlarını sağladığını Reynolds-averaged Navier–Stokes denklemleri kullanılarak göstermişlerdir.

Foster ve vd. (2006) yaptıkları çalışmada ise soğuk hava deposuna uygulanan bir hava perdesinin farklı jet hızlarında ölçülen etkinliğini üç boyutlu olarak HAD yöntemi ile modellemişler, hava perdesini 0, 71 verimlilik ile çalıştırmayı başarmışlardır.

Tassou ve vd. (2016, 2017, 2019) yaptıkları çalışmalarda hava serpantini çıkışındaki hava akışı, sıcaklık ve nem üzerindeki donun etkisini ve gıda maddelerinin sıcaklığını içeren dikey bir vitrin için dinamik bir HAD modeli geliştirdiler. Donma oluşum sürecini temsil etmek için deneysel verilerden zamana bağlı sınır koşullarını kullanan deneysel bir model kullandılar. Gıda maddeleri, gıda maddeleri içindeki ısı transferi göz ardı edilerek, iletken bir duvar modeli ile simüle edildi. Hem hava perdesi hem de soğutulmuş havanın arka plakadan boşaltılması gözenekli ortam olarak modellendi. Kullanılan model sabit ve iki boyutlu olup türbülans modeli, RNG k- ϵ türbülans modelidir. Bir diğer çalışmada Xiang ve Tassou (2000) kabin önündeki soğuk zemin sorununu araştırmak için HAD yöntemini kullandılar. Modeli oluştururken kabin ve çevresi arasındaki sınırı bir basınç sınırı olarak simüle etti, bu da havanın hem kabinin içinde hem de dışında akabileceği anlamına geliyordu. Soğuk zemin sorununu azaltmaya yönelik ısıtma ve havalandırma sistemindeki çeşitli önlemlerin etkisi karşılaştırılmış.

En iyi performansın, soğuk hava mağazanın içi ile aynı sıcaklığa kadar ısıtıldıktan sonra alttan emilir ve vitrinlerin üzerinde yüksek bir seviyede döndürülürse elde edilebileceğini ve bunu yaparak enerji tasarrufunun sağlanabileceğini belirtmişlerdir. Pappas ve Tassou (2003) klimalı mahallerde çalışan kapı açık hava perdelerinin performansını etkileyen farklı parametreleri sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Elde ettikleri sonuçlar, hava perdesi jetinin zemin ile temasını sağlayan yeterince yüksek bir hıza sahip olması durumunda, iki taraf arasındaki hava değişiminde % 90' lık bir azalma elde edilebileceğini göstermektedir. Tek bir hava perdesine sahip dikey bir teşhir dolabının incelenmesi için iki boyutlu vitrinlerin tasarım optimizasyonu için uygun bir model tarif etmektedirler. Sıcaklığın normalde hıza yakından bağlı olmadığını, ancak bir akıştaki hızın (vitrinlerdeki hava akışında olduğu gibi) yoğunluk gradyanlarının bir sonucu olarak doğrudan sıcaklıkla ilişkili olduğunu bildirdiler. Sonlu farklar yöntemine dayalı olarak Ge ve Tassou (2001) dikey çok katlı teşhir kabinlerinin hava perdelerinin performansını tahmin edebilen ve optimize edebilen kapsamlı bir model sundular. Hava perdesi boyunca toplam ısı transferinin, jet sıcaklığı ile hava perdesi arasındaki fark ile doğrusal olduğu bulunmuştur. Perde yüksekliği arttıkça dönüş havası sıcaklığının da arttığı görülmüştür. Açık teşhir dolaplarında, optimum başlangıç hızında çalışan bir hava perdesine sahip olmak, hava perdesinin verimliliği için kritik bir parametredir. Düşük deşarj hızları, ortam havasının kabin ortamına girmesini engelleyemeyen zayıf bir hava perdesine neden olur. Geri dönüş ızgarasındaki aşırı hız büyüklükleri, neredeyse doğrusal bir şekilde artan kesme kuvvetleri nedeniyle ortam havasında yüksek sürüklenme hızları üretecektir.

Hayes ve Stoecker (1969, a) sıcaklık ve basınç farklılıklarına maruz kalan ince, yüksek hızlı, devridaimsiz tip hava perdelerinde ısı transferi ve hava akış oranını tahmin etmek için kütle, momentum ve enerji dengesi denklemlerine dayalı matematiksel modeller geliştirdiler. Çalışmalarının ana katkısı, hava perdesindeki sıcaklık farkının momentuma bağlılığını ve yerle teması garanti etmek için gereken minimum momentum arasında bir ilişki formüle etmektir.

Howell ve vd. (1976) türbülanslı devridaim hava perdelerindeki ısı ve nem transferini sayısal ve deneysel olarak araştırmışlar. Hava perdesi boyunca toplam ısı transferinin, ilk jet hızı ve hava perdesi boyunca sıcaklık farkı ile doğru orantılı olduğunu göstermişlerdir. Verilen bir ilk hız ve sıcaklık farkında, ilk türbülans yoğunluğunun, özellikle % 0 ile % 7 aralığında hava perdesinden geçen ısı ve nem miktarı üzerinde fark edilebilir bir etkiye sahip olduğu bulunmuştur. Ancak türbülans yoğunluğu % 8' in üzerine çıktıkça bu etkinin azaldığını göstermişler. Ayrıca hava perdesinin başlangıç bölgesinin uzunluğunun ve bununla ilişkili

türbülanslı karışımın büyük ölçüde jetin başlangıçtaki türbülans yoğunluğuna bağlı olduğunu bildirmişlerdir.

Howell ve vd. (1980) devridaim yapan hava perdeleri aracılığıyla aktarılan ısı ile bunlarla ilişkili sapma modülü arasındaki ilişkiyi incelemiştir. Hava perdesi boyunca ısı transfer hızının, başlangıç türbülans yoğunluğunun yanı sıra hava perdesinin uzunluğundan güçlü bir şekilde etkilendiği söylemişlerdir. Ek olarak aktarılan ısının, ilk jet hızı ve hava perdesi boyunca sıcaklık farkı ile doğru orantılı olduğu bulmuşlardır. Deneysel araştırma, her hava perdesi konfigürasyonu için minimum sapma modülü değeri ile ilişkili optimum akış hızı bulunduğunu ve bunun üzerinden minimum ısı transferini belirlediğini göstermiştir. Hava perdesinin başlangıç hızının ve yuva genişliğinin, kabinin verimliliğini etkileyen en önemli parametreler olduğunu belirtilmiştir.

Navaz ve vd. (2002, 2005, 2006) tarafından yapılan araştırmaya göre boşalma hızı Reynolds sayısı (boşaltma ızgarasının'nin genişliğine bağlı olarak) ile karakterize edilebilir. 3400 mertebesindeki bir Reynolds sayısının optimum hız büyüklükleri verdiğini buldular ve bu değerin hava perdesi boyunca türbülans gelişimini geciktirdiğini, hava perdesinin geri dönüş ızgarasına ulaşmadan önce erken yayılmasını önlemek için yeterli momentuma sahip olduğunu söylemişler. Hava perdesi hızının ve sıcaklık farkının açık teşhir kabinlerinde sürüklenen hava üzerindeki etkisini araştırmak için HAD tekniğiyle birleştirilmiş parçacık görüntüleme tekniği (PIV) kullanarak, bu yaklaşımın deneysel sonuçları, bir açık teşhir dolabının HAD modellemesini kalibre etmek için kullandıklarını belirtmişlerdir.

Howell ve vd. (1993) bir devridaim hava perdesine ilişkin deneysel araştırmalarında, iletim hızını 0,8 m / s ile 5,2 m / s arasında değiştirmiş ve buna göre şu sonuçları elde etmişlerdir. Hava perdesi uygun sızdırmazlığı sağladığında minimum sapma modülü değeri vardır, ilk türbülans yoğunluğu, bir hava perdesinden ısı transfer hızı üzerinde orta derecede bir etkiye sahiptir, devridaim olan bir hava perdesinden toplam ısı transferi, ilk jet hızı ve hava perdesi boyunca sıcaklık farkı ile doğrudan orantılıdır, enine ve boylamasına sıcaklık farklılıkları, devridaim hava perdeleri için karşılık gelen parametreler olarak kullanılabilir. Bu çalışmaya göre, hava perdesinin performansı üzerinde en fazla etkiye sahip olan parametrelerin yükseklik / genişlik oranı ve iletim hızı olduğudur. Teşhir dolaplarındaki dikey hava perdeleri, ısı transferini en aza indirecek şekilde tasarlanmalıdır.

Field, Kalluri vd. (2002) hava perdesini analiz etmek için, Richardsson sayısı, Reynold sayısı, Grashof sayısı ve termal infiltrasyon için bir ifade kullanan bir yöntem sunmuştur.

Yuan ve vd. (2022) yaptıkları testler ile kabin önü hava jeti akışını düzenleyen aerofiller kullanılarak hazırlanan prototipte kabin önü ısıl sızmanın %38-50 arasında azaltıldığını, güç tüketimini % 21, 7 iyileştirdiklerini belirtmişlerdir.

Mansson ve vd. (2021) kapalı tip dikey soğutucu teşhir dolapları için termal model geliştirmişler. Bu modelin süpermarketlerde enerji yönetim sistemleri akıllı şebeke için kullanılabileceğini belirtmişler.

Vengalis ve vd. (2022) çalışmalarında basitleştirilmiş iki boyutlu zamana bağlı hesaplamalı akışkan dinamiği kullanmış. Açık tip yarı dikey soğutmalı vitrinde duvar rafı konfigürasyonunun ve petek eğimi açısının hava perdesi performansına etkisini incelemek için HAD modeli kullanmışlar. Sayısal simülasyon sonuçları, raf konfigürasyonunun değiştirilmesiyle birlikte açının değiştirilmesinin, emme havası ızgarasının sıcaklığını azaltabileceğini ve sıcak/soğuk hava oranını iyileştirebileceğini, ayrıca gıda ürünlerinin ortalama sıcaklığının, değiştirilmemiş ürünlere kıyasla 1, 2 °C azaldığını belirtmişlerdir. Önerilen HAD modeli deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. Elde edilen simülasyon sonuçları, ürün depolama kalitesini artırmak ve enerji tüketimini azaltmak üzere kabin tasarımı için önemli olduğunu belirtmişlerdir. Diğer bir çalışmada ise, açık dikey tip soğutucu teşhir dolaplarında enerji verimliliğini ve üniform sıcaklık dağılımını raf sistemlerinden sağlamak üzere raf altlarına uygulanan kısa borulu havalandırma tasarımını HAD ile simule edip, enerji verimliliğini geleneksel soğutucu teşhir dolabı ile enerji tüketimleri karşılaştırılmıştır.

Nie ve vd. (2020) faz değiştiren malzeme temelli termal enerji depolama (TES) sistemlerinde, enerji ile ilgili çeşitli uygulamalarda büyük potansiyele sahip olduğunu göstermişlerdir. Yüksek enerji depolama yoğunluğu, TES'in enerji arzı ve talebi arasındaki dengesizliği ortadan kaldırmasını sağlar. Soğuk enerjiye olan talebin hızla artmasıyla birlikte, soğuk termal enerji depolaması yeni araştırma konularını oluşturuyor. Bu çalışmada, çeşitli sıvı-katı düşük sıcaklıklı FDM'lerden oluşan soğuk enerji depolaması için TES incelemesi yapılmıştır. FDM'lerin sınıflandırılması incelenmiş, özelliklerini optimize etmeye yönelik yaklaşımlar, özellikle zayıf termal iletkenliği, sıvı FDM'lerin sızıntısını ve TES'in soğuk uygulamalarını sınırlayan yüksek derecede süper soğutmayı gidermek için araştırmalar yapmışlardır. Kompozit FDM'ler

ve katı ağ kullanımı dahil olmak üzere termal performansı artırmaya yönelik yöntemler karşılaştırılmıştır. Soğuk enerji depolama cihazları ile ilgili hem modelleme hem de deneysel araştırmaları incelemişlerdir.

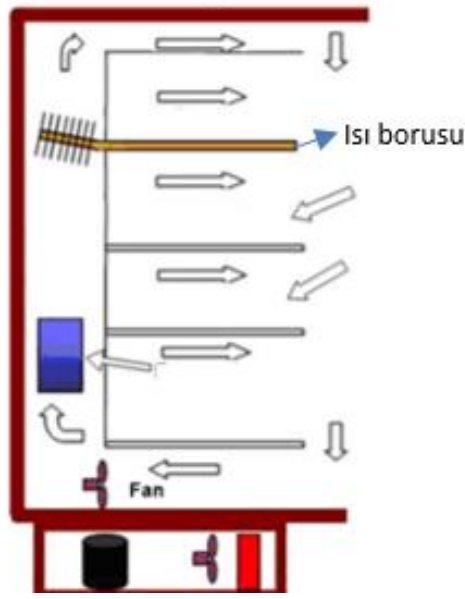
Nikitin ve vd. (2020) açık soğutmalı vitrinlerin sayısal simülasyonu için Smagorinsky türbülans modeline dayanan sayısal model OpenFOAM kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Hava perdesi için tasarım çözümlerinin tanımı ve hava akımı dağıtım şemaları verilmiştir. Açık soğutmalı vitrinler için tek ve çift jetli hava perdelerinin karşılaştırmalı analizini yapmışlardır.

Mevcut raf altından soğutma tasarımlı teşhir dolap çalışmaları derlenmiş ile yeni tasarım ile enerji tüketimleri karşılaştırılmıştır. Literatürde raf altından sıcaklık kontrolünün yapıldığı uygulamalar mevcuttur;

Tsamos ve vd. (2018) yaptıkları çalışmada raf sonlarına hava tutucular ve balpetekleri yerleştirerek kabin önü akışı düzenlemişler ve infiltrasyon kayıplarını azalttıklarını belirtmişlerdir. Balpetekleri ile kısa raf tasarlayıp termal kayıpları 16 kWh/24h azalttıklarını testler ile göstermişlerdir. Daha düşük evaporatör giriş sıcaklığı elde ederek COP katsayısını iyileştirmişlerdir. Yaptıkları tasarımı Ansys-Fluent kullanarak modellemişler ve sonuçları değerlendirmişlerdir.

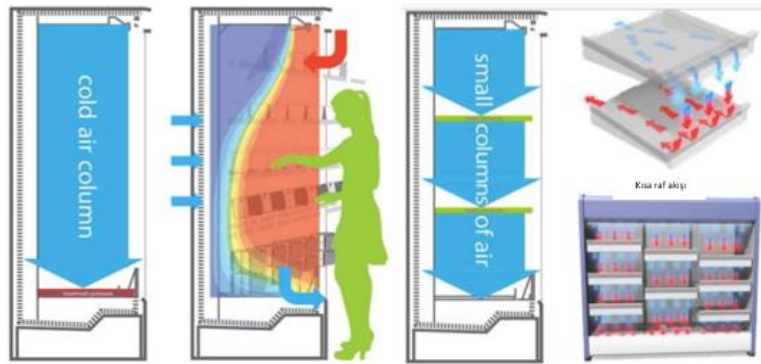
Jouhara ve vd. (2017) yaptıkları çalışmada raf altlarına ısı borusu ile donatılmış kabinin günlük ortalama elektrik enerjisi tüketimi yaklaşık 7,6 kWh iken, ortalama elektrik enerjisi tüketimi ile geleneksel kabinin 24 saatlik çalışma için yaklaşık 8,6 kWh olduğunu yaptıkları test sonuçları ile belirtmişlerdir.

Bir diğer çalışmada Lu ve vd. (2008) yaptıkları çalışmada Şekil 2.1' deki gibi ADSTD raf altlarına FDM doldurup, ısı borularını dizmişlerdir. Bu uygulama ile raf ürün sıcaklık dağılımlarını daha homojenleştirmişler ve defrost süresince gıda içi sıcaklık dalgalanmalarını azaltmayı sağladıklarını uyguladıkları testler ile göstermişlerdir. Ayrıca soğutma tesir katsayısında % 14' lük bir iyileştirme gerçekleştirdiklerini belirtmişlerdir.



Şekil 2.1. Raf altı FDM ve ısı borusu içeren soğutma uygulaması, Lu ve vd.(2008).

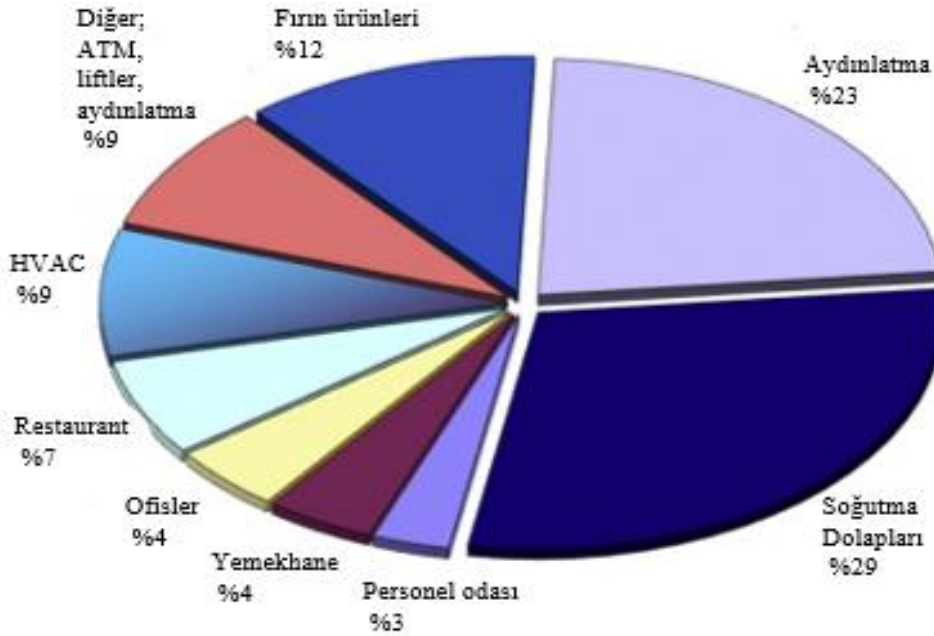
Margues (2017) yaptığı çalışmada Şekil 2.2' deki gibi kısa perdeli bir ADSTD tasarlamış. Bu dolabın tasarımına göre kısa hava perdeli dolap ile raf üzerindeki ürünler daha kolay soğutulurken giriş ve dönüş sıcaklıkları arasındaki farkın azaldığını, elektrik enerjisinde % 30' luk bir iyileşme gerçekleştiğini test ve nümerik analizler ile göstermiştir.



Şekil 2.2. Kısa hava perdesi uygulamalı ADTSD, Margues (2017).

3.MATERYAL ve YÖNTEM

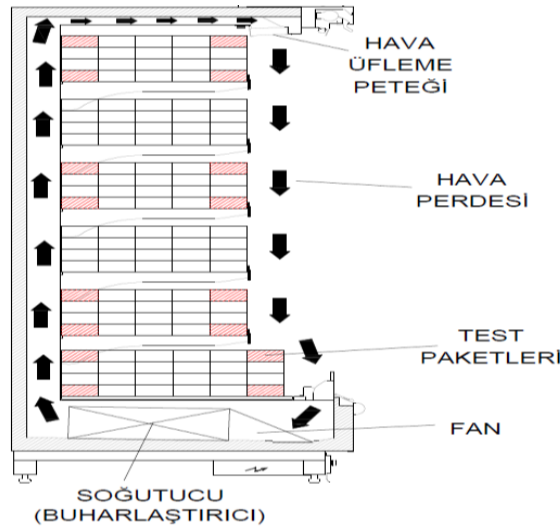
Soğutulmuş gıdalar, sağlık koşullarına en uygun biçimde saklanmalıdır. Bu sebeple tüketiciye sunduğu gıdaların belli standartlarda saklanmış olması gereklidir. Bu standartlar soğutulmuş gıdaların kalitesini, insan tüketimine uygunluğunu, görünümü, tadını ve kokusunu belirler, Axcell (2002). ADSTD' larında ısı, öncelikle taşınım ile transfer edilir. Bu nedenle, paket sıcaklıkları ve homojenliği, hava akış modeli ile doğrudan ilgilidir. Bununla birlikte soğutulmuş gıdaların belirtilen standartlara göre depolanması için gerekli olan soğutma enerjisinin verimli kullanılması çevresel ve ekonomik anlamda önemlidir. Axcell (2002), yaptığı çalışmada, soğutma dolaplarının enerji tüketiminin Şekil 3.1' deki grafikte gösterildiği gibi % 29' unun soğutma dolaplarına ait olduğunu belirtmişlerdir.



Şekil 3.1. Süpermarket enerji tüketim elemanlarını ve yüzdelerini gösteren grafik, Axell (2002).

Soğutucu teşhir dolaplarının performansını belirlemek üzere dolap kabinleri TS EN ISO 23953 1-2 standartları esas alınarak yapılır. Bu çalışmada materyal olarak beş raflı bir ADSTD' ı ele alınmış ve nümerik ve deneysel olarak incelenmiştir. Seçilen ADSTD' a ait elemanlar Şekil 3.2' de görülmektedir. ADSTD, gerçek koşullar altında gıdanın termal davranışını temsil eden, M paket adı verilen test malzemeleri ile ISO 23953 1-2 standartlarına göre test edilmiştir. R744 (CO₂) soğutucu akışkan kullanan bir mekanik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi kullanılarak soğutulan hava, fanlar yardımıyla ADSTD içinde sirküle edilmektedir. Bu sistemde fan yardımıyla dolap içinde ürünün ısını 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. Açık teşhir kabinlerinin hava perdesi, sıkıştırılamaz türbülanslı bir düzlem hava jetidir. Hava perdesinin yarattığı momentum, ısıya ve neme karşı bir tür bariyer sağlarken, müşterinin ellerinin engelsiz erişimini kolaylaştırır. Açık teşhir kabinleri, hava akımının ekran açıklığı boyunca zorlandığı devridaim tipi hava perdeleri kullanır ve karşı taraftaki bir dönüş havası ızgarası, fanlar yardımıyla çoğunu toplar ve delikli arka panel aracılığıyla boşaltma havası ızgarasına geri yönlendirir. Bu, havanın çoğunun buharlaştırıcıya geri çekilmesini sağlayarak enerji kaybını en aza indirir. Hava jeti ile oluşan hava perdesinin tekrar kabin içerisine girmesi ile çevrim tamamlanır.



Şekil 3.2. Açık tip soğutucu teşhir dolabı geometri.

Bununla birlikte, bu hareketli hava akımı çevrenin nispeten durgun havasından geçtiğinde, ortam havasının bir kısmının kabin içerisine sürüklenmesine sebep olur. Bu hava akımı daha sonra karışarak soğuk ve ılık nemli hava karışımını oluşturur ve bu daha sonra fanlar ile kabin çevrimine katılır. Bu durum evaporatör sıcaklığının artmasına ve daha fazla enerji tüketerek çalışmasını gerektirir. Bir teşhir dolabında, fan ile menfezden giren sıcak hava miktarına ve

hava perdesi dönüş havasına kabin sızma yükü denir. Sızma yükü duyulur ve gizli ısı olmak üzere toplam infiltrasyon yükünü oluşturur. Duyulur ısı yükü, doğrudan kabine eklenen ısının meydana getirdiği sıcaklık farkından kaynaklanırken, gizli ısı yükü, kabine çekilen hava perdesi ile kabine eklenen çevre havasının neminin ısı içeriğinden kaynaklanır. Açık dikey teşhir kabinlerinde, ön taraftan hava sızmasından kaynaklanan yük ısı eşanjörünün toplam soğutma yükünün (ve soğutma maliyetinin) % 60-70' ine kadar olabilir, Faramarzi (1999). ADSTD' taki kararlı hal koşullarındaki soğutma yükü kabin çevresi ve hava perdesi arasındaki taşınım ve iletim yoluyla gerçekleşen ısı transferinden kaynaklanmaktadır. Kabin içindeki ürünler ile çevre arasındaki yüzeyler arasında radyasyon ile ısı transferi gerçekleşir. Fanlar, ışıklar ve infiltrasyon diğer elektrik tüketen ekipmanlardır. Kabin uzunluğuna göre elde edilen elektrik tüketim yükü;

$$We = 3600 \times As^{-0.18} \quad (1)$$

denklemi ile elde edilir. Burada We (kWh/m²) birim alanda tüketilen elektrik yükü, As (m²) ise kabin satış alanıdır, Tassou ve vd. (2010). Bu denklem kabin enerji tüketiminin kabin teşhir alanı ile doğru orantılı olduğunu gösterir.

Açık tip dikey soğutucu dolaplarında kullanılan kompresör için iki çalışma döngüsü vardır. Bu döngüler defrost buz çözme (büyük) ve normal (küçük) çevrim olarak adlandırılır. Her 120 dakikada bir kompresör, soğutma sırasında eşanjör borularında meydana gelen buzu çözdürmek için kompresör 30 dakika defrost periyoduna girer. Bu defrost işlemi büyük çevrim olarak adlandırılır. Soğutma işlemi sırasında kabin içi termostat sıcaklığına bağlı olarak kompresör devreye girer ve devreden çıkar. Bu normal, küçük çevrim olarak adlandırılır. Bu açma-kapama işlemi sırasında kompresör elektrik tüketir ve tekrar standart çalışma koşullarına ulaşmak için daha fazla soğutma yükü kullanırken kullanım ömrü azalır. Defrost periyodunda buz çözdürme işlemi sırasında yükselen kabin sıcaklığını tekrar kabinin ideal çalışma sıcaklıklarına getirmek ve kabinin standart soğutma sıcaklığında tutmak için gerekli olan kabin yükünden daha fazla soğutma gücüne gereksinim vardır. Bir ADSTD' ta enerji tüketimini belirleyen başlıca parametre, soğutma esnasında harcanan güç girdileridir. Ürünün muhafaza sıcaklığı ve ortam çalışma koşulları soğutma için gerekli olan elektrik gücünün bağlı olduğu ana faktörlerdir. Standartlara göre kabin anlık ısı çekme oranları aşağıdaki gibi Denklem 2' ye göre hesaplanır :

$$\phi_n = \dot{m}_r(h_{r,ei} - h_{r,eo}) \quad (2)$$

Bir kabin için gerekli olan ısı çekme oranı, ϕ_{run} , ortalama anlık ısı çekme oranlarının, ϕ_n , çalışma süresi boyunca aritmetik ortalaması alınarak Denklem 3' e göre hesaplanabilir.

$$\phi_{run} = \frac{Q_{tot}}{t_{run}} = \frac{Q_{tot}}{12 - t_{def} - t_{stop}} \quad (3)$$

TS EN ISO 23953 1-2 Standartlarına göre soğutma elektrik enerjisi tüketimi $SEET_C$, sabit yoğuşma sıcaklığında $T_c = 308, 15 \text{ K}$ Denklem 4' e göre hesaplanır :

$$SEET_C = Q_{tot} \times \frac{(T_c - T_e)}{(0,34 \times T_e)} \quad (4)$$

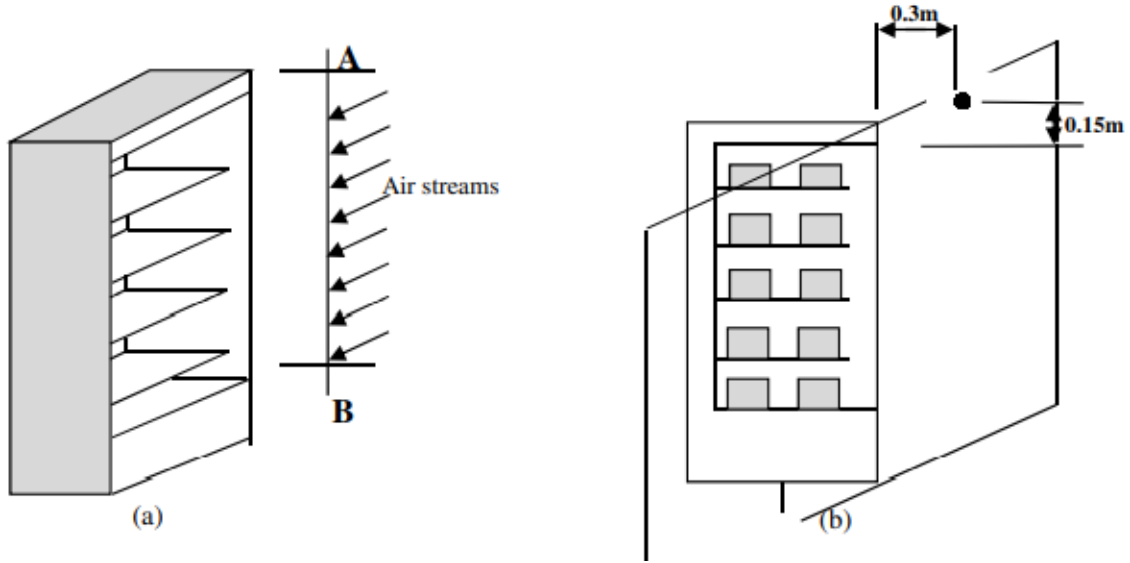
Hava perdesi ve delikli arka panel ile sağlanan soğuk hava ile kabin içi homojen sıcaklık dağılımının sağlanması gıda güvenliği açısından önemlidir. Kabin içinde muhafaza edilen gıdalarda depolanan ısı öncelikle (her ikisi de doğal ve zorlanmış) taşınım yoluyla iletilir. Saklanan ürünlerin optimum soğutulması ve termal bölgelerin birikmesinin önlenmesi, hava akışı mümkün olduğunca homojen olmalıdır, Sahaf (2011). Yapılan çalışmalara göre, soğutulmuş et için olağan sıcaklık aralığı içinde ($-1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $5 \text{ }^\circ\text{C}$), mikrobiyolojik büyüme hızı, üst ve alt sıcaklıklar arasında sekiz kat kadar yüksek olabileceği belirtilmiştir, James ve vd. (2010). Hadaway (2005), kabin sıcaklığının 277 ila 280 K aralığındaki ürünler için 1K düşürülmesi, bazı et türlerinin (paketlenmemiş) saklama ömrünü yaklaşık 10 saat uzattığını söylemektedir. Ayrıca kabin önü boyunca düzgün bir hava akışına sahip olmak buharlaştırıcı evaporatör serpantini, donun tüm yüzey boyunca eşit şekilde oluşması için gereklidir. Böylece buz çözme ihtiyacı gecikir ve don birikmesi nedeniyle transfer ısının bozulmasını en aza indirir. Kullanılan hava kütleli debi ihtiyacı da bu duruma bağlı olarak değişir.

3.1. Deneysel Yöntem

3.1.1. Test standartları

Soğutucu teşhir dolapları, TS EN ISO 23953 1-2 standartlarına göre test edebilmek için bu standartlara göre düzenlenen bir test odası kullanılır. Test odasında istenilen sıcaklık, bağıl nem ve hava hızını sağlamak amacıyla bir klima santrali kullanılır. Bir karışım odası, filtre, soğutma serpantini, ısıtıcı ve nemlendirici yanında bir fana sahip bir klima santrali, test odasının çelik yapısı üzerine yerleştirilir. Soğutma için gereken soğuk su 10 kW ' lık bir chiller su

soğutma cihazı yardımıyla elde edilip, pompa yardımıyla klima santrali içindeki soğutucu eşanjöre gönderilir. Test odası ölçüleri standartlara göre 7m uzunluk, 3,5 m yükseklik ve 3m genişlik boyutundadır. Oda duvarları ve tavanı 100 mm kalınlığında yalıtımlı soğuk hava odası panellerinden inşa edilir. Hava yolları, test kabınının sağından solunadolabın ön tarafında akar ve bu havanın bir kısmı hava perdesi sol tarafıyla etkileşime girer. Bu panellerin iç yüzeyleri emisyon aralığı (0, 9 – 1, 0) olan beyaz çelik saçlarla, zemin ise betondan yapılıdır. Odadaki aydınlatma, zeminden bir metrelik bir yükseklikte standart 600 ± 100 lüks ile uyumlu olan 500 ila 650 lüks arasında bir aydınlatma seviyesine sahip flüoresan ışıklarla sağlanır. Oda ayrıca, çift camlı bir pencere ile 1, 25 m genişliğinde ve 2, 5 m yüksekliğinde bir sürgülü kapıya sahip olacaktır. Klima santralinin dönüş ve besleme kanallarının sona erdiği odanın her iki tarafından bir metre boşluklar, dönüşü şekillendirmek ve hava plenumlarını beslemek için duvarlarla ayrılır. Delikli bir plaka ile ayrılmış ve filtre duvarı ahşap bir yapı ile güçlendirilmiş, ilk alanda basınç düşer ve böylece test alanı içerisinde ve teknik duvarlar arasında homojen bir hava hızı elde edilir. Test odasında dolap üzerine ürün yerine ürünle eşdeğer özelliklere sahip test paketleri yerleştirilir. Bu test paketleri M paket olarak adlandırılır. Dolap iç kısmına yerleştirilen her bir sıcaklık probu yardımıyla M paketleri üzerinden ürün sıcaklıkları ölçülür. Yine hava perdesi üfleme ve emiş sıcaklıkları sıcaklık propları ve hızları ise yerleştirilen hız propları (anemometre) yardımıyla ölçülür. Ölçülen tüm bu değerler bir data-logger kayıt cihazı yardımıyla belirlenen sürelerde kayıt edilir. 24 saatlik deney sırasında kompresör ve fanlar tarafından tüketilen enerji tüketimleri bir wattmetre ve elektrik sayacı yardımıyla ölçülür. Devrede dolaşan soğutucu akışkan debisi devre üzerine bağlanacak bir debimetre yardımıyla belirlenir. Bu yüzden iklim odasında test edilen dolapların gereksinimleri belirli kurallara göre ayarlanır. Sıcaklık gradyanı, zemin ve tavan arasında ölçülen sıcaklık farkı $6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ' yi aşmamalı ve dikey sıcaklık gradyanı ise $2 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$ den fazla olmamalıdır. Hava dağılımı, soğutucu dolap devrede değil iken, A-B hattında tüm noktalarda hava hızı 0,1-0,2 m/s arasında olmalıdır. Hava akışı dolabın yatay eksenine ve dolabın ön açık kısmına Şekil 3.3' te gösterildiği gibi paralel olmalıdır.



Şekil 3.3. Test odasında hava akışı yönü ve mesafesi (TS EN ISO 23953 1-2).

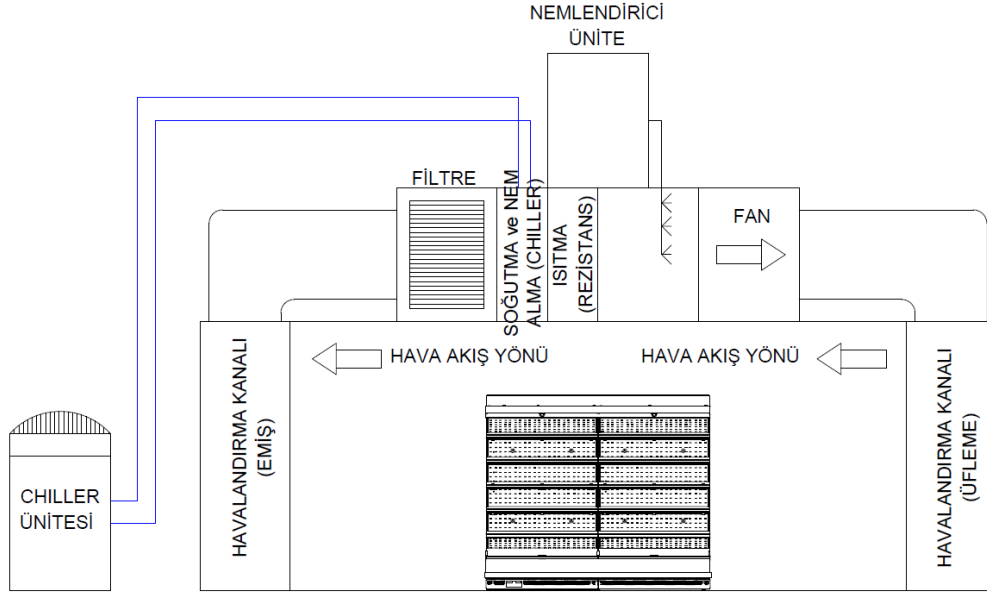
Ölçümler, Sıcaklık $\pm 0,5$ °C, bağıl nem % $\pm 1,5$ ve güç tüketimi % $\pm 0,5$ hassasiyetle ölçülmelidir. Işınım miktarı, test odası duvarlarının ve tavanının ışınım yoluyla meydana gelen sıcaklık değişimi, aynı seviyede kaydedilen hava sıcaklık değerini ± 2 °C aşmamalıdır. Sıcaklık ve bağıl nem toleransları sırasıyla ± 1 °C ve % ± 5 olmalıdır.

3.1.2. Test düzeneği

Bu çalışmada testler, Bursa’ da mevcut çeşitli tipte ticari soğutucu dolaplar imal eden Kaplanlar A.Ş. firmasında yer alan test odalarında gerçekleştirilmiştir. Mevcut test odaları ISO 23953 1-2 test standartlarına göre kurulmuş ve onaylanmış olup, ölçüm ve test cihazları düzenli aralıklarla kalibre edilmektedir.

Bu çalışmadaki tüm ölçümler, ISO 23953 1-2 standartlarında belirtilen kalibre edilmiş ölçüm aletleri ile Şekil 3.4 ‘te gösterilen test odasında istenilen test koşullarına uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Testler, sıcaklık ve bağıl nemin 20 °C ve % 50 olduğu, hava hızının 0,1-0,2 m/s aralığında stabil olarak sağlandığı bir ortamda, 12 saatlik deney periyodunda gerçekleştirilmiştir. Dolap içinde ve dışında tüm ölçümler, ISO 23953 1-2 standartlarına göre belirlenmiş noktalardan gerçekleştirilmiştir. Deney sırasında set değeri 0 °C olarak ayarlanmış olup, bu sıcaklık üflenen hava sıcaklığıdır. Yani kompresör 0 °C’ ye ulaştığında devreden çıkarken, 1 °C’ ye ulaştığında tekrar devreye girmektedir. Defrost sayısı 8 kez/gün, defrost süresi ise 30 dakika olarak ayarlanmıştır. Belirlenen bu defrost süresinde, eğer buharlaştırıcı

yüzey sıcaklığı 6 °C' ye ulaşırsa, defrost işlemi sürenin sonlanması beklemeden sonlandırılmaktadır.

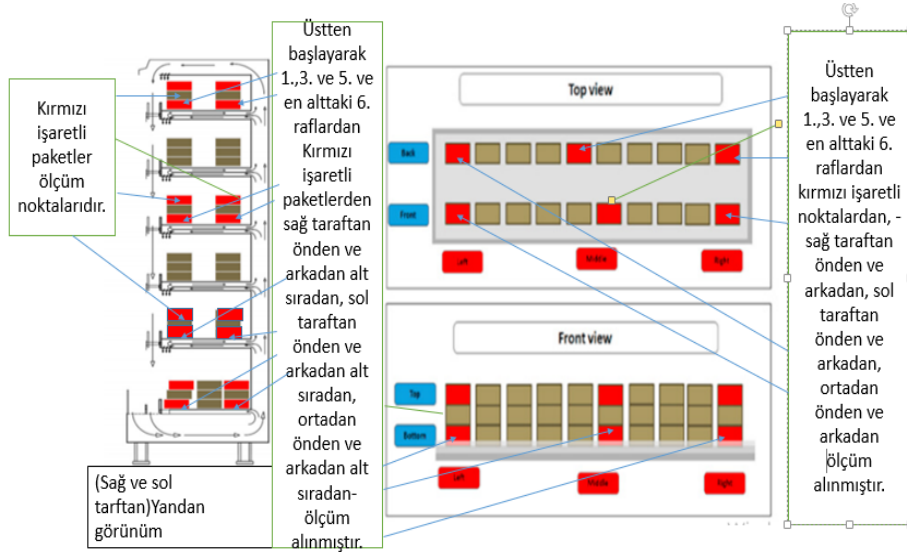


Şekil 3.4. Test odasının şematik gösterimi.

Şekil 3.5.B' de görüldüğü gibi, kabin içine yerleştirilen 50mmx100mmx100mm 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 3.5.A' da şematik olarak görülen ölçüm noktalarına yerleştirilen T tipi termokapıl sıcaklık ölçer ile hava jeti çıkış hava hızı ise bir anemometre yardımıyla ölçülmüştür. Testler sırasında kullanılan ekipmanlar Çizelge 3.1' de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Ölçüm aletleri ve hata tolerans değerleri.

Ölçüm Aletleri	Teknik Özellik	Sayı	Hata tolerans değerleri
Basınç transmitteri	Emme basıncı 0-10 bar, 4-20 miliamper	2 adet	$\pm \% 0,5$
1XT tip kablo (Test malzemesi ve dolap içi sıcaklık ölçüm)	Çap (Q): 5mm Uzunluk (L): 50mm Kablo Uzunluk (KL) : 6000mm Kablo Tipi : 2x0,22mm Teflon	40 adet	$\pm \% 1$ $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
K tip kablo	Çap: 3mm Uzunluk: 5mm Kablo:6000mm	4 adet	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
Coriolis Debi Ölçer	Soğutucu gazlar için sıvı formunda	1 adet	$\pm \% 1$
Sıcaklık nem transmitteri	Ölçüm aralıkları : Sıcaklık : $-40\dots 125^{\circ}\text{C}$, Bağıl nem: $0\dots \%100$	1 adet	Sıcaklık: $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$, Nem: $\pm \% 2$
Veri Kaydedici Cihaz	PC yazılımı *Online izleme *Sınıflandırma *Veri Kaydetme vs.	1 adet	
Anomemetre (Hız Ölçer)	0-10 m/s aralıkta	1 adet	$\pm \% 10$ veya $\pm 0,03$ m/s
Dijital manifold	İşletme sıcaklığı: -20 to $+50^{\circ}\text{C}$	1 adet	$\pm \% 1$



Şekil 3.5. A) TS EN ISO 23953-2 Standartlarına göre ölçüm noktalarının şematik gösterimi **B)** Kabin içi yerleşim planı ve yerleştirilmiş M paketler.

3.2. Faz Değiştiren Malzeme (FDM) Uygulaması

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. Gizli ısı TES, yarı izotermal süreçte birim kütle başına yüksek enerjili depolama yoğunluğu sağlaması nedeniyle özellikle uygulanabilir. Bu özellik FDM'nin hal değişim sıcaklığında ürünlerin belirli sıcaklık aralığının korunması gereken durumlarda kullanışlıdır, Oro ve vd.(2012). FDM uygulaması sırasında seçilen FDM'nin türü, boyutları ve miktarı soğutucu dolabın çalışma koşullarına bağlı olup, aşırı miktarda FDM kullanılması halinde, FDM' nin katılaşması için daha fazla enerji harcanması gerektiğinden, kompresör yükü artacağından optimum miktarda FDM kullanılmalıdır, Khan ve vd. (2011).

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 18 cm x 9, 6 cm x 2, 5 cm (UxGxK) ebatlarında plastik kaplar kullanılmıştır. Bu paketlerden Şekil 3.6.A' daki gibi buharlaştırıcı çıkışında yer alan, arka kısma 26 adet ve şekil 3.7.B' deki kritik raf olarak belirlenen birinci raf üzeri (dolap tavan altına) ve üçüncü rafın altına 10'ar adet olarak yerleştirilmiştir. FDM' nin uygulandığı yerler gösterilmiştir.



Şekil 3.6. A) ADSTD içerisine kompresör çıkışı FDM kaplarının yerleşimi.



Şekil 3.6. B) ADSTD içerisine raf altları FDM kaplarının yerleşimi.

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 ısıl özellikleri

Çizelge 3.2’ de belirtilmiştir. Kullanılan FDM’ nin (su-buz) ısıl özellikleri yoğunluğu (kg /m³), ısıl iletim (W/mK), özgül ısı (kJ/kgK), erime ve donma sıcaklıkları (°C), Erime/Donma ısısı değeri (kJ/kg) ve kullanılan miktarı ve ağırlığı Çizelge 3.2’ de belirtilmiştir.

Çizelge 3.2. Kullanılan FDM’ nin ısıl özellikleri.

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 ısısı 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 devreye girme/çıkma (on/off) sayılarını azaltır, Tsamos ve vd. (2019). Böylece bir çevrimde, defrost süresini arttırarak kompresörün daha az çalışmasını sağlamak suretiyle enerji tasarrufu sağlar.

3.3. Sayısal Analiz

Son on yılda HAD teknikleri, gıda üretiminde soğutma/donma süresini tahmin etmek ve dolayısıyla verimli işletme sistemleri geliştirmek için kullanılmaya başlandı. Bu alanda HAD uygulamasının erken örnekleri Hoang ve vd., Smale ve vd. (2016) tarafından sunulmuştur. Çalışmalarında nemlendirici ve ürün rafları gibi problemin geometrik olarak karmaşık bölgelerini HAD yardımıyla çözmüşlerdir,

Bu çalışmada da üç boyutlu HAD modeli kullanılarak, FDM uygulamasının ADSTD' nin enerji verimliliği üzerine etkisi incelenmiştir. Erime ve katılaşma süreçlerinde ısı transfer problemlerinin analizi, literatürde değişken sınır problemleri olarak adlandırılır. Bu problemin çözümü özellikle katı-sıvı sınır şartının gizli ısı absorbe edilirken ya da ortama verilirken değişken olması nedeniyle oldukça karmaşıktır, Zalba (2003). Alzuwaid ve vd. (2015, 2016), yaptığı çalışmada ilk analizleri sürekli rejimde (steady state) testleri analizlerle doğrulamak ve zamana bağlı analize temel oluşturmak için yapmıştır. Bu çalışmada da ilk olarak yapılan analizler ile sıcaklık dağılımı odaklı olarak ısı akısına bağlı sürekli rejimde gerçekleştirilmiştir. HAD sonuçları test verileri ile doğrulanmış ve karşılaştırmalı olarak Çizelge 3.3 'te sunulmuştur. Ayrıca analizlerle FDM üzerindeki sıcaklık dağılımı ve sıcaklık dağılımına göre son durumda FDM' nin faz durumu tespit edilmiştir. Çizelge 3.3' e göre evaporatör giriş sıcaklıkları, T_e (°C), FDM uygulanan dolapta 0,07 °C kadar daha az düşüktür. Bunun sebebi buz kapları 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} (°C), ve kabin hava çıkış sıcaklığı, T_{aco} (°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 °C ve FDM uygulanmayan dolapta 2, 43 °C' dir. FDM uygulanan dolapta hava buz kaplarının ısını kullandığı için sıcaklık farkı 0, 28 °C daha azdır. Bu sebeple hava perdesi daha verimlidir. Kabin içi paket sıcaklıkları, T_p (°C), her iki dolap içinde standartlarda belirtilen uygun sıcaklık aralıklarındadır. Soğutucu akışkan giriş, $h_{r,e i}$ ve çıkış, $h_{r,e o}$ (kJ/kg) entalpileri evaporatör sıcaklığına bağlı olup değerleri Çizelge 3.3' te 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) Denklem 2' ye göre hesaplanmıştır. Soğutma elektrik tüketim değeri, REC (SEET_c) (kWh) TS EN ISO 23953 1-2 standartlarında belirtilen Denklem 3' e göre hesaplanmıştır. Eşitliklerden elde edilen sonuçlar Çizelge 3.3' te belirtilmiştir;

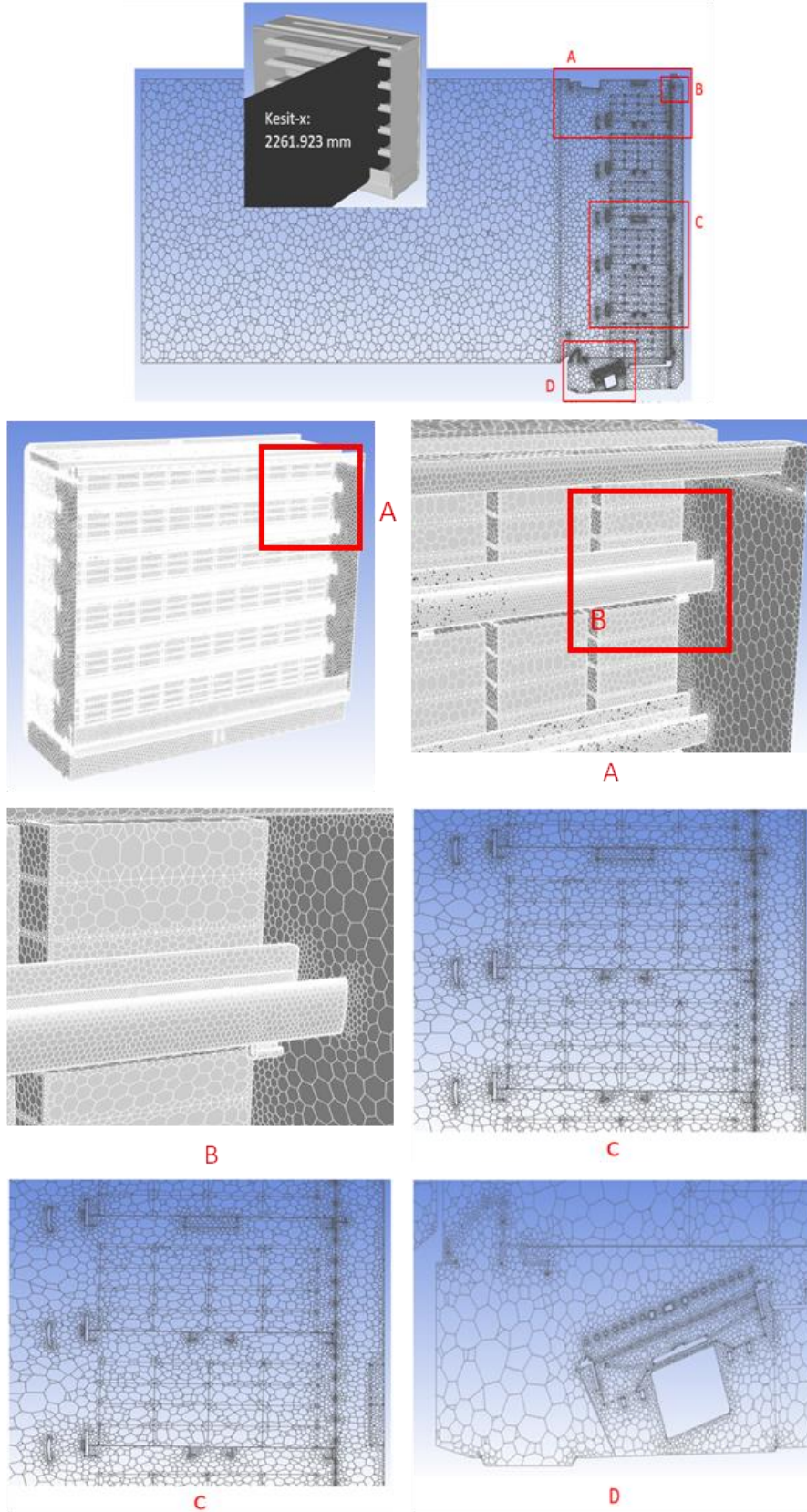
Çizelge 3.3. FDM' siz ve FDM' li ADSTD test ve HAD verileri.

Her iki ADSTD 12 h test periyodu sonunda elde edilen ortalama test ve CFD verileri						
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, 1) 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		
m_r (g/s)	7, 9	7, 67	8, 1	7, 67		
Φ_{run} (kW)	1, 69	1, 64	1, 73	1, 64		
t_{run} (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		

3.3.1. Geometri ve ağ yapısı

ADSTD akışını doğru modellemek, hava perdesini etkileyen ve ihmal edilemeyen üç boyutlu viskoz kuvvetler sebebiyle oluşangirdap akışlarını modellemek için 3 boyutlu Ansys FLUENT analizi kullanılmıştır. Literatürde tüm kabinin üç boyutlu olarak modellendiği çalışmalar oldukça sınırlıdır. Geometrisi karmaşık ve büyük olan katı modelin çözüm kolaylığı sağlaması açısından basitleştirilerek 3 boyutlu olarak katı model oluşturulmuştur.

Bu çalışmada analizler için eleman sayısından bağımsızlık çalışması 15 478 365, 17 132 760 ve 19 478 254 hücre sayılarında yapılmış ve sonuçların 17 132 760 eleman sayısından sonra değişmediği tespit edilmiştir. Çalışmamızda sonuçlar 17 132 760 adet hücre, 89 025 400 yüzey ve 62 891 804 adet düğüm sayısında alınmıştır. Çalışmada kullanılan ağ yapısı görüntüsü Şekil 3.7' de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. HAD model ağ yapısı görünümü.

3.3.2. Türbülans modeli, sınır şartları ve çözüm

Açık teşhir dolaplarının akışı türbülans, kinetik enerjinin oluştuğu yerde gecici rejim problemi olarak kabul edilir ve hava hızında rastgele dalgalanmalara yol açar. Bu dalgalanmalar girdaplar olarak bilinen üç boyutlu vorteks (eddies) akış yapılarıdır. Bu akış yapıları transfer edilen momentum, enerji ve yoğunluk değerlerine bağlı olarak karışır ve dalgalanmalar meydana gelir. Türbülansın başlangıcı atalet oranına bağlıdır ve Reynolds sayısı ile ölçeklendirilir. Farklı akış katmanları arasındaki kaldırma kuvvetleri (buoyancy effect) bu türbülans hareketlerine sebep olur. Genel bir değişken olarak 'u, v, w' tanıtılarak, kütle, momentum, enerji ve türbülans miktarlarının korunmasına yönelik yönetim denklemlerinin (governing equations) taşıma denklemi (transport equation) üç boyutlu sıkıştırılmaz formu olarak adlandırılır;

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial(u\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(v\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(w\phi)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right] + S_{\phi} \quad (5)$$

ϕ değişkenini 1, u, v, w, T, k veya ϵ değerine eşit ayarlayarak ve Γ difüzyon katsayısı ve S_{ϕ} kaynak terimleri için uygun değerleri seçerek kütle (1), momentum (x, y, z), enerjinin korunumu için kısmi diferansiyel denklemler (T), türbülans kinetik enerji (k) ve türbülans dağılım hızı (ϵ) elde edilebilir. ϵ - transport denklemi düzeltilerek standart k- ϵ türbülans modeline göre belirlenemeyen gerilme ve akış eğrilerinin modellenmesi, hızlanan havanın daha doğru simüle edilebilmesi için realizable k- ϵ türbülans modeli geliştirilmiştir. Bu model ADSTD hava jetinin dönüş ızgarasına girdiği anda yayılan türbülans eğrilerinin genişliğini ve yayılmasını daha doğru simüle eder. Türbülans modeli, kabin soğutma yükünü, paket ve kabin içi ortalama sıcaklığı belirlerken hız, türbülans, kinetik enerji alanlarını ve hava perdesi kalınlığını doğru belirliyorsa uygulanabilir, Stribling (1997) and Xiang (2003). Buoyancy etkisi oranı bire yaklaştığında veya aştığında akışın baskın olduğu kabul edilir. Bu oran küçükse, kaldırma kuvvetleri göz ardı edilebilir. Bu çalışmada çalışılan geometri çok büyük olduğundan bu kuvvetler hesaplamalara dahil edilmemiştir.

Bu çalışmada, havanın yoğunluğu için sıkıştırılmaz ideal gaz modeli kullanılmıştır. Ayrıca, sıcaklıktan bağımsız olarak 10 kPa altındaki basınçlarda, su buharı ideal bir gaz olarak yüzde 0,1' den az ihmal edilebilir bir hata ile kabul edilebilir, Cengel ve Boles, (2007). Buna göre su buharı ANSYS FLUENT modülünde sıkıştırılmaz olarak modellenabilir.

ADSTD' larında havanın hava perdesinden çıktığı andaki akış rejimi konveksiyona zorlanır ve iç kuvvetlerin akışkana etki eden viskoz kuvvetlere oranı olarak belirlenen boyutsuz Reynolds sayısı ile yönetilir. Jet çıkışından uzaklaşan akış rejimi doğal konveksiyondur ve kaldırma kuvvetinin (buoyancy etkisi) akışa etki eden viskoz kuvvete oranını temsil eden boyutsuz Grashof tarafından yönetilir. Açık vitrinlerdeki akış en iyi şekilde karışık konveksiyon akışı olarak tanımlanabilir ve Grashof ve Reynolds sayılarının oranına göre tanımlanır. Bu oran bire yaklaştığında veya aştığında akışın baskın olduğu kabul edilir. Tersine, bu oran küçükse, sürüklenme kuvvetleri göz ardı edilebilir, Sahaf (2011).

Duvar sınırları (wall-boundries conditions), hızın teğetsel bileşeninin olduğu katı yüzeylerdir ve hız sıfır olarak kabul edilir. Bu hipoteze kayma koşulu (no-slip conditions) denir, burada akışkan, akış alanının duvar sınırına hızı sıfır varsayılacak kadar çok yakındır. Kayma hipotezi ($u=v=0$) duvarların yakınında yüksek hız gradyanları üretilmesini gerektirir ve ortalama hız alanı, duvarların yakınında viskoz sönümlenmenin kaçınılmazlığından etkilenip,teğetsel hız dalgalanmalarını azaltırken, kinematik engelleme normal dalgalanmaları azaltır. Bununla birlikte, yakın duvar bölgesinin dış kısmına doğru, türbülans kinetik enerjinin üretilmesiyle hızla artar. HAD simülasyonları boyunca, duvar sınır koşulu, test odasının duvarları, zemini, tavanı, dolap kabini ve soğutma odası duvarları için kullanılır. Hava,akışalanına tanıtılırken (örn. Hava perdesi aracılığıylatest odası ve kabin içi, vb.), hızı, sıcaklığı, nem ve türbülans oranı belirtilmesi gerekir. Bu değerler yapılan deneylerden ya da literatürden elde edilen sonuçlar ile belirlenebilir. Hava perdesi, kabin içi arka panelden gelen hava ve kabin önü akış havası ile etkileşim halindedir. Hava perdesindeki bu etkileşim sonucu meydana gelen hız dalgalanmalarının oluşturduğu karışım türbülans yoğunluğu olarak belirtilir. Genellikle % 5- 7 arasında olarak hesaplanır.

Çevre sınır şartı olarak basınç girişli sınır şartı kullanılır. Bu sınır şartı hava hesaplama alanına girerken hız normalinin üzerindeki toplam basıncı ve hesaplama alanından çıkarken statik basıncı kullanmayı sağlar. Hava, toplama ızgarısından fanlar ile kabin içine girerken negatif yönlü kütleli debi sınır şartı kullanılır. Açık vitrin dolaplarının HAD simülasyonunda radyasyonla ısı transferi genellikle ihmal edilir. Ürünler simülasyonlara dahil edildiğinde ve soğutma yükünü belirlemek üzere, kabin içindeki ısı taşınımını ve genel akışkanlar dinamiğini güçlü bir şekilde etkileme eğilimine sahip olduğu için radyasyon ile ısı transferi modellenebilir. Kabin üzerindeki termal radyasyonun önemi, ürünler ile çevre arasındaki 25 °C' ye kadar çıkabilen büyük sıcaklık farkından kaynaklanmaktadır. Radyasyonla ısı akısının sıcaklığa

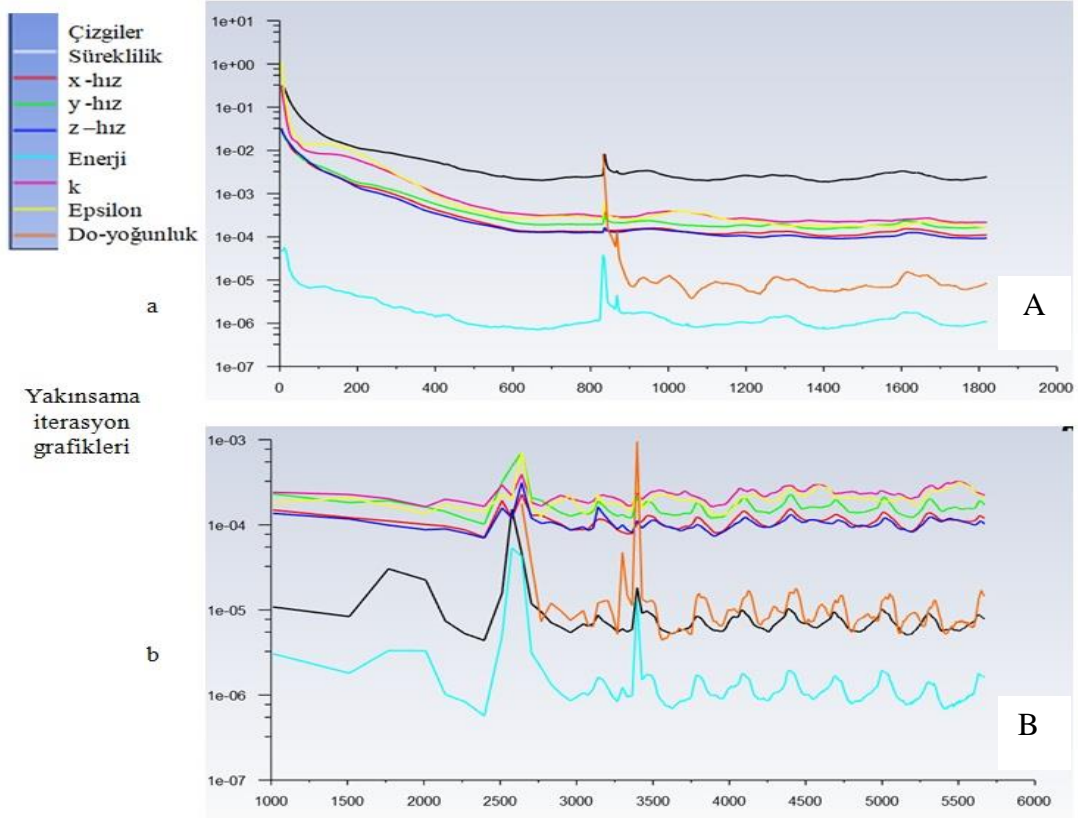
dördüncü dereceden bağımlılığı, kabinin termodinamik dengesindeki radyasyon payının konveksiyon ve iletiminkiyile karşılaştırılabilir olduğunu ve ürünlerin ön kısmının ısıtılması yoluyla makul soğutma yükünün % 7' sine kadar etkileyebilir. Orphelin ve vd. (1997) çalışmalarına göre Fluent tarafından sunulan farklı radyasyon modelleri arasında ayrık Ordinatlara (DO) modeli uygulamaya uygundur. Chui ve Raithby (1993) soğuk hava çıkış kısmında bir petek kullanılması, hava perdesinin başlangıç hız profilinin şekli üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir. Bu petek, hava perdesi boyunca ortam havası sürüklenme miktarını belirler. Bal peteği geometrisi yapısındaki genişleyen delikler sebebiyle ağ yapısını oluşturmak zordur. Bu nedenle basınç kaybını geometrik olarak temsil etmek yerine petek üzerinden simüle etmek, modelleme açısından daha pratiktir. Fluent içinde, petek, momentum denklemlerini kullanan bir momentum kaynağı ekleyen gözenekli ortam modeli (porous-jump) ile simüle edilmiş. Bu özel akışkan bölgesi, viskoz kayıp terimi ve atalet kaybı teriminden oluşur. Petek boyunca viskoz direnç oluşmaz ve sadece momentum direnç oluşur, bu da petek boyunca hücrelerdeki akış hızıyla orantılı bir basınç düşüşüne neden olur. Model esas olarak akışın gözenekli yüzeye tam olarak dik olduğu durumlar için uygundur. Delikli arka panelden çıkan havanın akış modelini simüle etmenin basit ve etkili bir yolu olduğu için kullanımı uygun olduğunu belirtmiştir, Sahaf (2011).

Bu çalışmada analizlerde türbülans modeli olarak “realizable k-ε modeli” kullanılmıştır. Yakın cidar modeli olarak “enhanced-wall treatment” yaklaşımı kullanılmıştır. Radyasyon modeli olarak ise “discrete ordinates (DO)” seçilmiştir. ADSTD’ı kabin hava çıkışı bal peteği geometrisi şeklindeki hızlandırıcı, “porous jump” kullanılarak modellenmiştir. Mekanik çevrim buharlaştırıcı ünitesi, bir ısı kaynağı şeklinde tanımlanıp, eşanjör giriş yüzey alanı 0,263144 m² olarak alınmıştır. Soğutucu giriş sınır şartı olarak testlerden elde edilen soğutma gücü verisi kullanılarak Denklem 6’ ya göre hesaplanan ısı akısı (W/m²) tanımlanmıştır ve ısı akısına bağlı bir çözüm geliştirilmiştir:

$$\dot{q}_{flux} = \Phi_{run}/A_s \quad (6)$$

Fanlar , teknik çalışma şartlarındaki çalışma hızları (2474 dev/dak) ile 6 adet olmak üzere modellenmiştir. Besin paketleri ve buz kapları, sırasıyla 0,8 ve 0,4 iç yayılım katsayısı değerleri kullanılarak modellenmiştir. Çözücü (Solver) yöntemi olarak basınca dayalı ve mutlak hız formülasyonu yöntemi kullanılmıştır. Akış 3-Boyutlu, sıkıştırılamaz ve sürekli rejimde kabul edilmiştir. Sistem (teşhir dolabı) adyabatik olarak kabul edilmiştir. İterasyona başlama metodu

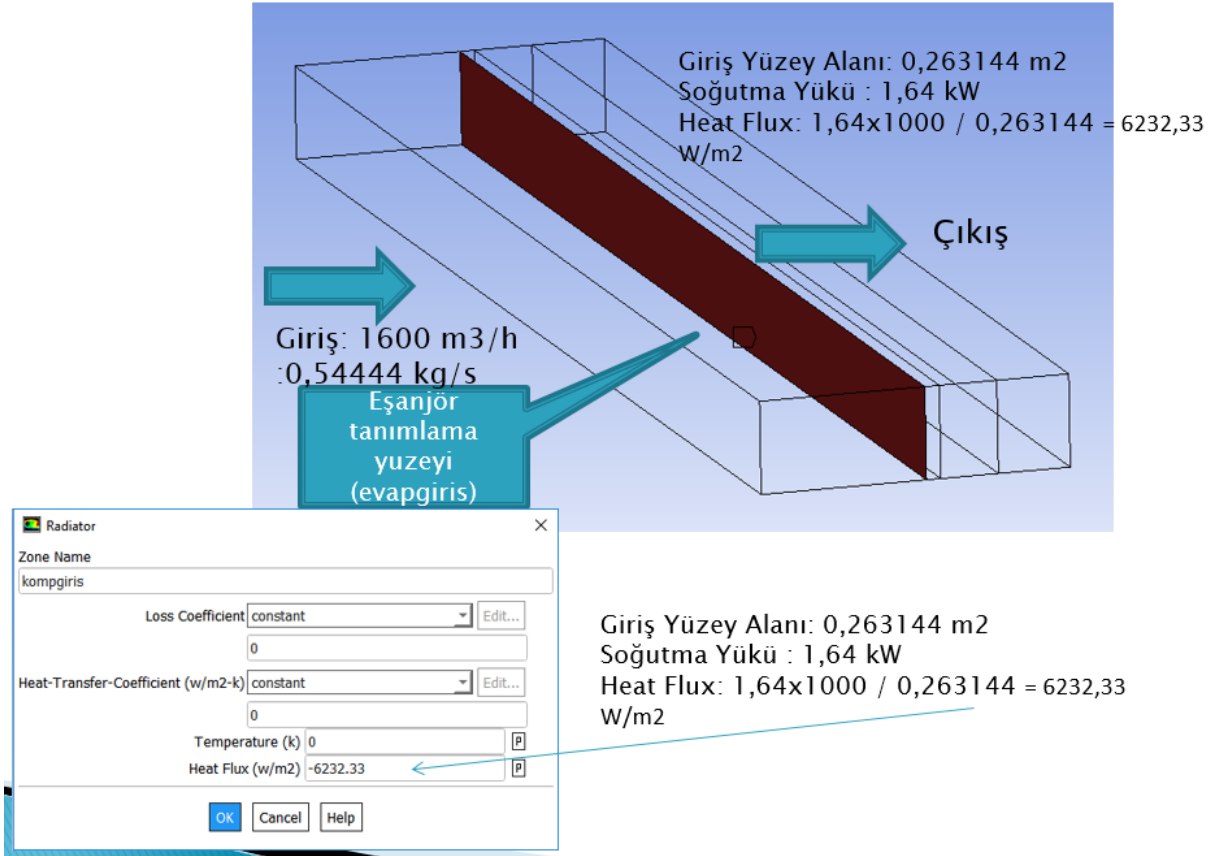
olarak, hybrid initialization kullanılmıştır. Analizler süreklilik, momentum ve enerjinin korunum denklemlerinin yakınsama kriteri 10^{-3} değerini sağlayana kadar devam ettirilmiştir. İterasyonlar Şekil 3.8’deki yakınsama grafiklerinden görülebileceği gibi FDM’ siz ADSTD’ ta 1800, FDM’li ADSTD’ ta 5750 iterasyonda yakınsamıştır.



Şekil 3.8. HAD yakınsama grafikleri **A)** FDM’ siz ADSTD ve **B)** FDM’ li ADSTD.

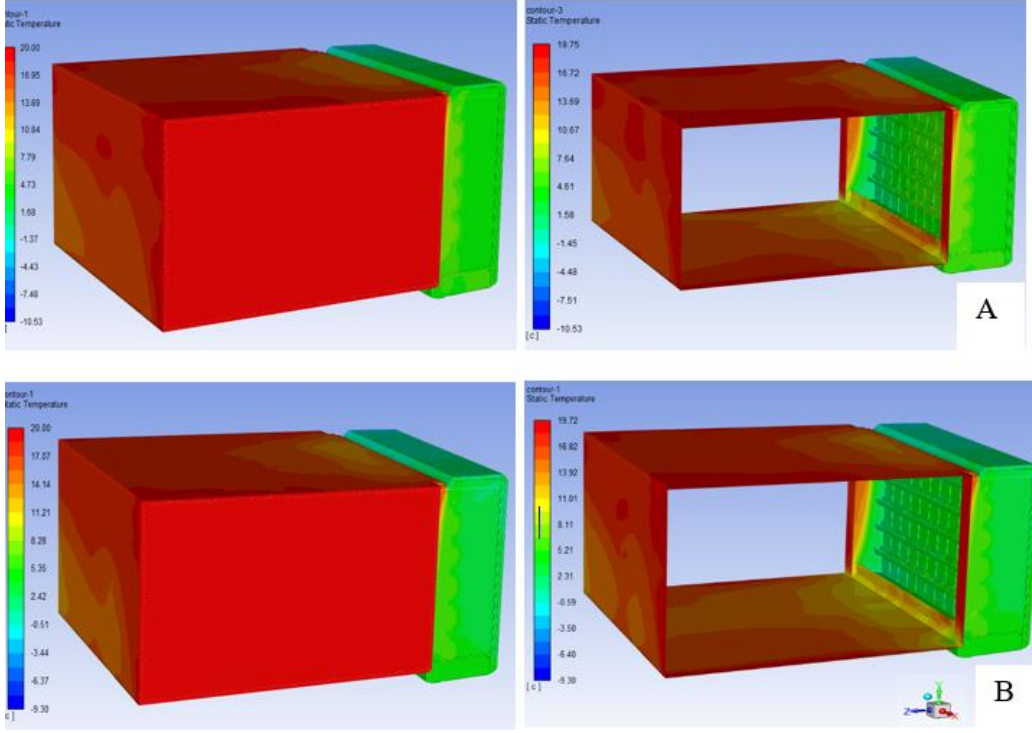
HAD model oluşturulurken ısı akısına bağlı çözüm gerçekleştirilmiştir. Testlerden elde edilen buharlaştırıcı soğutma yükleri kullanılarak hesaplanan ısı akıları, Şekil 3.9’ da gösterildiği gibi ısı kaynağı olarak modellenen buharlaştırıcı sınır şartı olarak girilmiştir.

Buzdolabı Evaporatör Boyutları



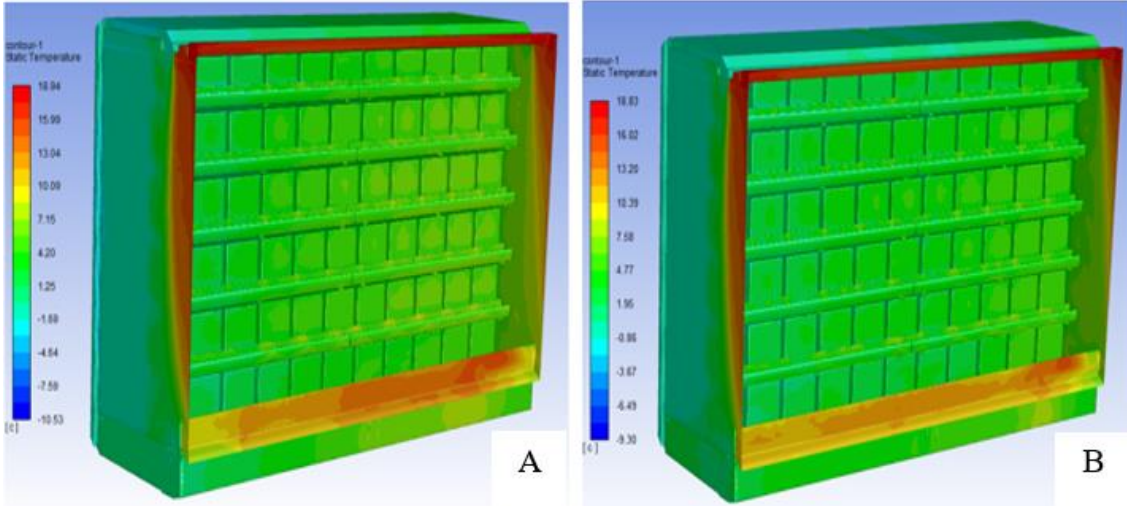
Şekil 3.9. HAD evaporatör modeli ısı akısı doğrulama görünümü.

Şekil 3.10' da gösterildiği gibi üç boyutlu kabin modeli sürekli analizi gerçekleştirilmiş, kabin ve oda dağılımı görselledeki gibi elde edilmiştir.



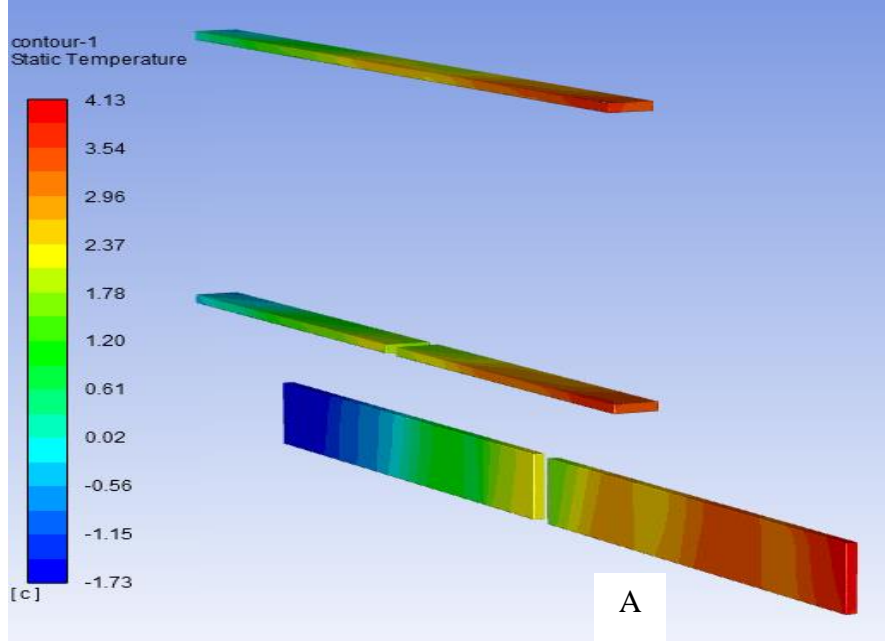
Şekil 3.10. ADSTD üç boyutlu HAD modeli **A)** FDM'li ADSTD **B)** FDM'siz ADSTD.

Farklı ısı akılarına bağlı geliştirilen çözüm modeli ile Şekil 3.11' de FDM uygulanan dolap ve geleneksel FDM uygulanmayan dolap için ayrı ayrı kabin önü akış hızı ve sıcaklığı, fan giriş sıcaklıkları ve soğutucu çıkış sıcaklıkları, buz kaplı sıcaklık değişimleri, M- paket sıcaklıkları incelenmiştir.

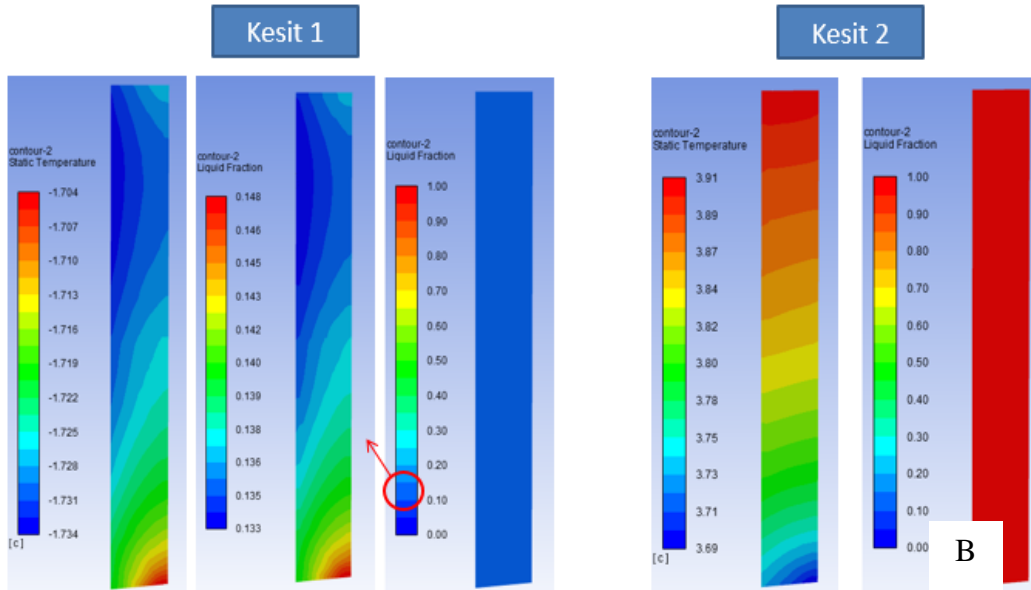


Şekil 3.11. ADSTD Üç boyutlu HAD modeli **A)** FDM'li ADSTD **B)** FDM'siz ADSTD.

Şekil 12’ de gösterildiği gibi buz kaplarının sıcaklıkları değişimi ve kesit görünümü verilmiştir. Buz akülerinin dolabın fan1 kesitinde % 86 oranında buz, fan6 kesitinde % 100 oranında su olduğu görülmüştür. Bu farkın sebebi kabin önü hava akış hızı sağdan sola 0,2 m/s olmasından kaynaklanmaktadır.

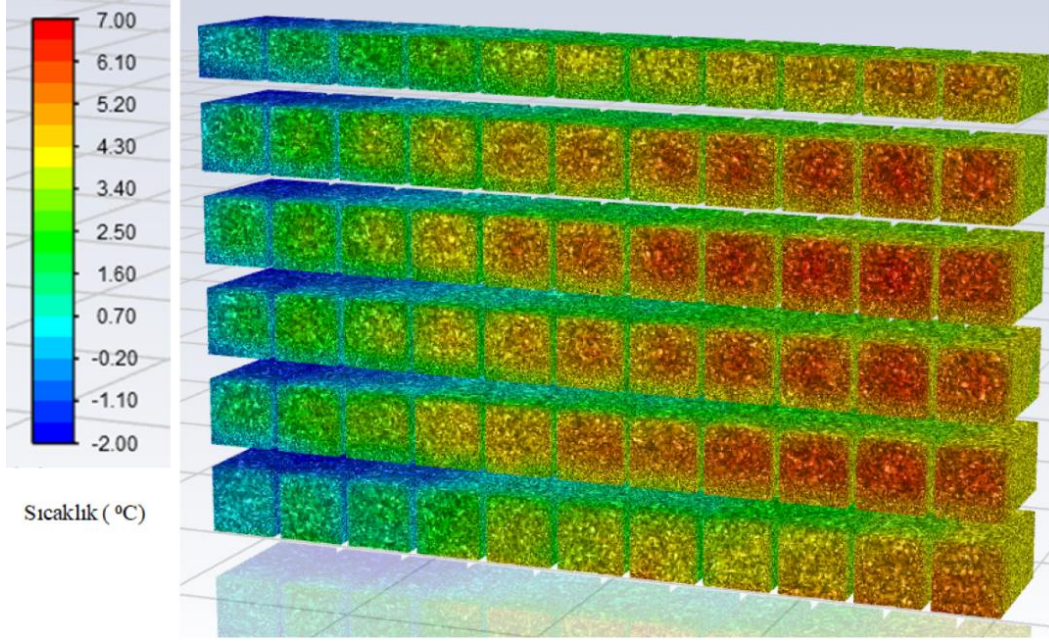


Şekil 3.12. A) HAD modeli ADSTD içinde yerleştirilen FDM paketlerinin sıcaklık ve erime/donma oranı.

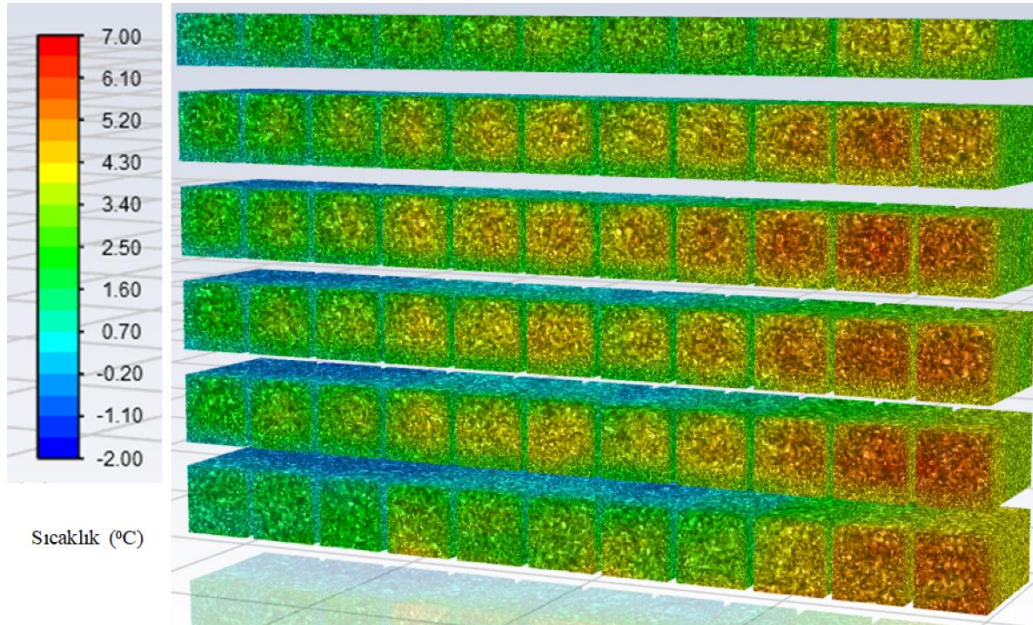


Şekil 3.12. B) HAD modeli ADSTD içinde yerleştirilen FDM paketlerinin sıcaklık ve erime/donma oranı kesit görünümü.

Şekil 13 ve 14’ te teşhir M-paketlerinin sıcaklık değişim simülasyonları gösterilmiştir. M-paketler testler sırasında içlerine saplanan termokapıllar ile merkezinden sıcaklık ölçümleri alınmaktadır. Bu paket merkez limit sıcaklık aralığı $-2 / +4$ °C olmalıdır. Buna göre simülasyon sonucu testler ile uyumlu olduğu bulunmuştur.

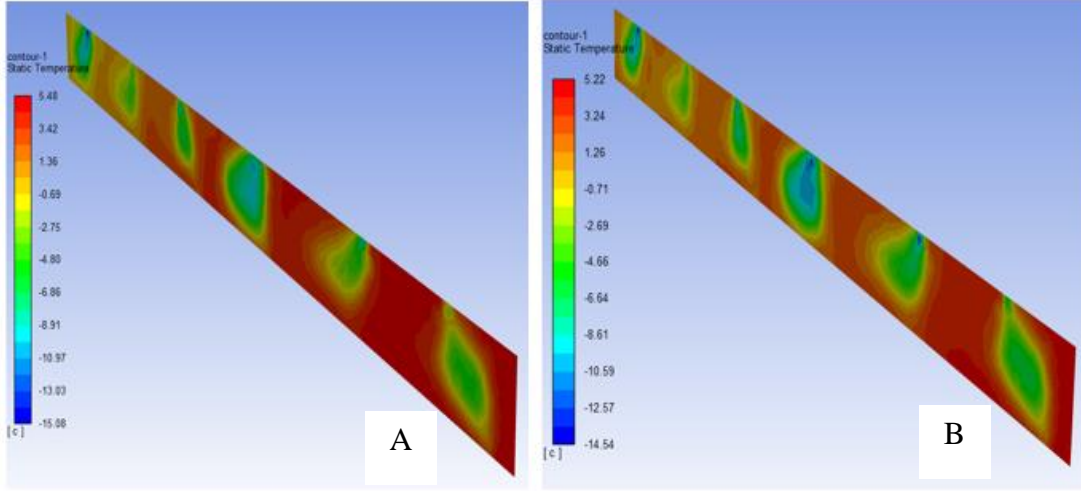


Şekil 3.13. HAD modeli FDM’li ADSTD raflar ön paket sıcaklıkları simülasyonu.

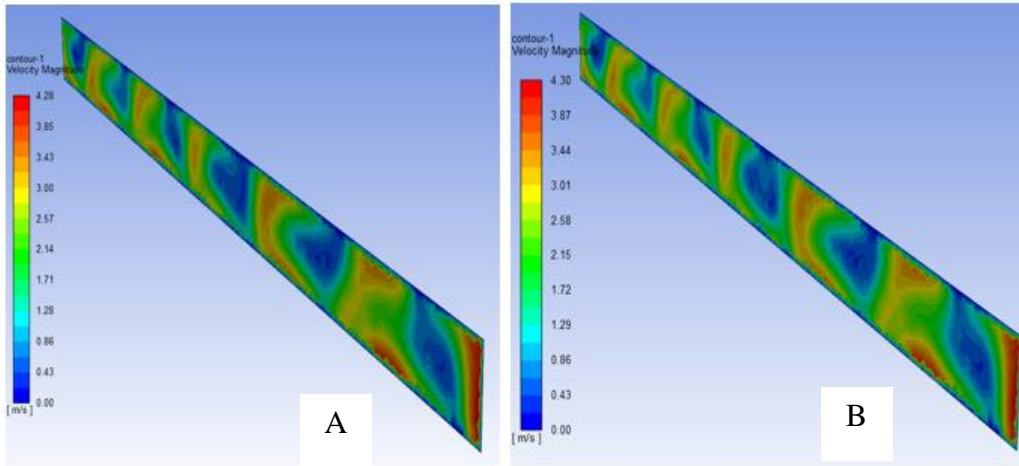


Şekil 3.14. HAD modeli FDM’ siz ADSTD raflar paket ön sıcaklıkları simülasyonları.

Şekil 15 ve 16’ da buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı ve hızı gösterilmiştir. FDM’ li ADSTD’ ında 1,64 kW ve FDM’ siz ADSTD’ ında 1,73 kW soğutma yükü ile eşanjör sıcaklıkları ve hızları sırasıyla FDM’ li dolapta ortalama $-4,80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $0,43\text{ m/s}$ iken FDM’ siz dolapta $-4,66\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $0,66\text{ m/s}$ ’ dir. Bu simülasyon sonucu testler ile uyumluluk göstermektedir.



Şekil 3.15. HAD modeli **A)** FDM’ li ADSTD ve **B)** FDM’ siz ADSTD kompresör buharlaştırıcı giriş yüzeyi sıcaklığı.



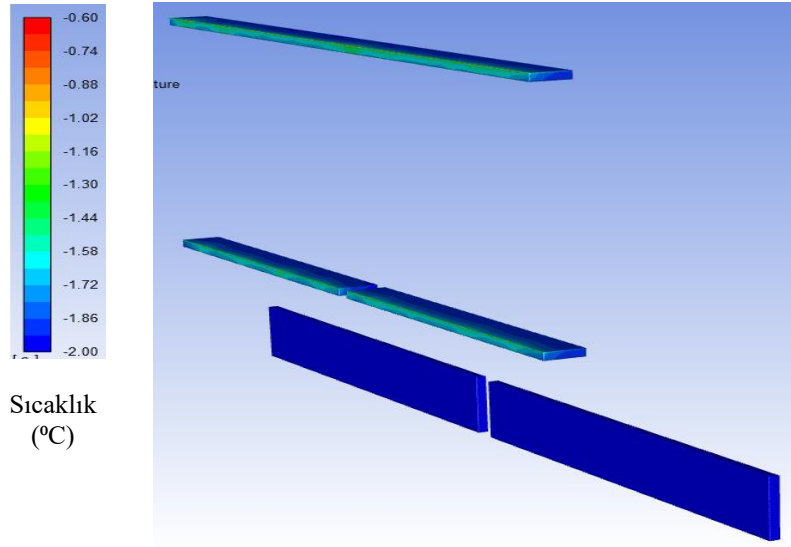
Şekil 3.16. HAD modeli **A)** FDM’ li ADSTD ve **B)** FDM’ siz ADSTD kompresör buharlaştırıcı giriş yüzeyi hız simülasyonları.

3.3.3. Sürekli ve geçici rejim (Steady-transient rejim) analizi

Geçici rejim analizleri FDM uygulanan dolabın erime ve donma sürecini, kabin önü akış davranışını ve paket sıcaklıklarının zamana bağlı olarak simüle etmek üzere kompresör çıkış sıcaklıkları $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$, 180 min, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, 60 min ve $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$, 15 min olarak gerçekleştirilmiştir. Geleneksel

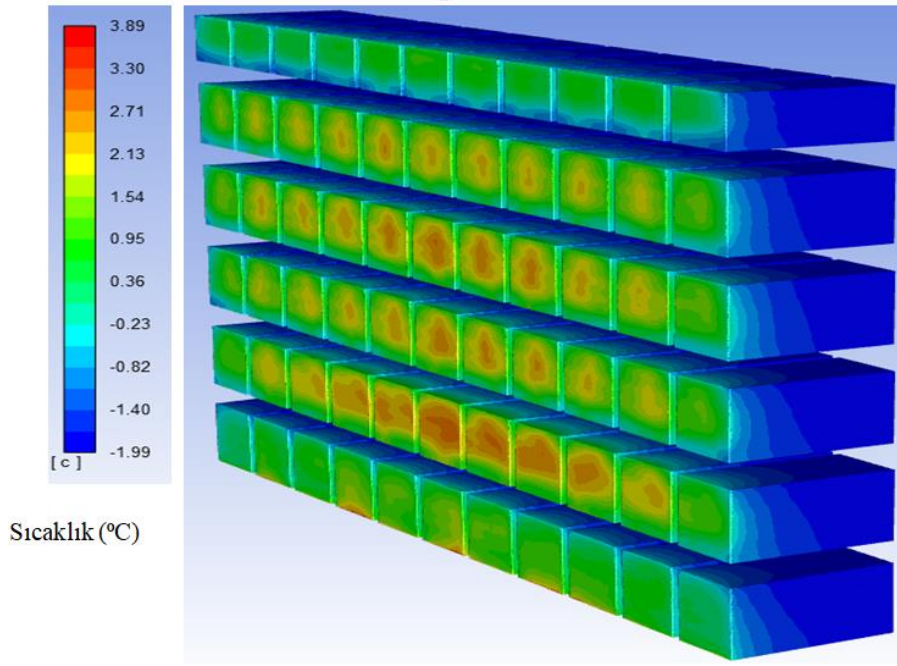
FDM' siz dolap geçici rejim analizi 0 °C kompresör kapalı 30 min ve kompresör açık 30 min olarak gerçekleştirilmiş sonuçlar FDM' li dolap geçici rejim analizi 0 °C kompresör kapalı 30 min ve kompresör açık 30 min analizi ile karşılaştırılmıştır. HAD metodu kullanılırken Ansys FLUENT modülü aşağıdaki şekilde ayarlanmıştır. Bölüm 3.3.2.' de belirtilen sürekli rejim (steady state) – ısı akısı (heat flux) çözümüne ek olarak erime/donma (solidification/melting) modele eklenmiştir. Ek 1' deki adımlar izlenerek Ansys Fluent 2020 modülü kullanarak üç boyutlu modelleme yapılmıştır.

Geçici rejim (transient analiz) gerçekleştirilmeden önce dolap içi sürekli rejim (steady analiz) durumunu gerçekleştirmek üzere -2 °C 'de steady analiz gerçekleştirilmiştir. Bu sıcaklık buz kaplarının hacmen tamamen donma sıcaklığıdır. Bu analiz sonuçları aşağıdaki şekillerde belirtilmiştir. Şekil 17' de -2 °C' de buz akülerinin donduğu simülasyon ile gösterilmiştir.

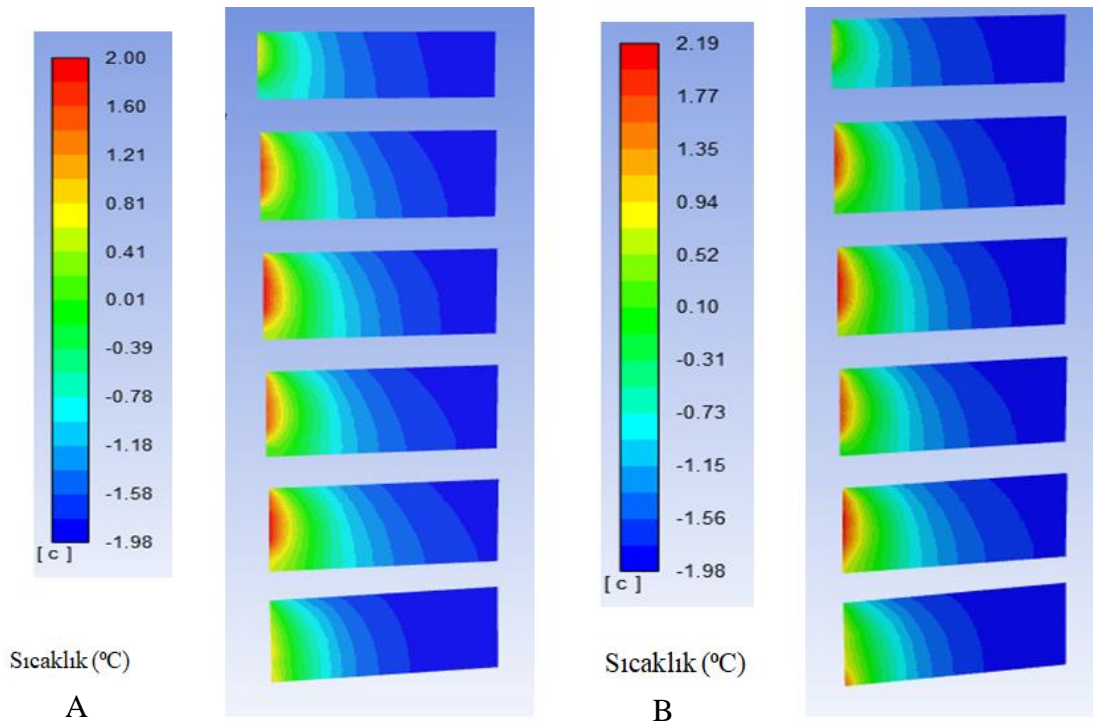


Şekil 3.17. HAD modeli FDM' li ADSTD buz kapları sıcaklık simülasyonları.

Şekil 18 ve 19' da -2 °C' de M-paketlerinin merkez çekirdek sıcaklıklarının ön raflarda 0 °C ve arka raflarda -2 °C olduğu sıcaklık simülasyonu ile gösterilmiştir.

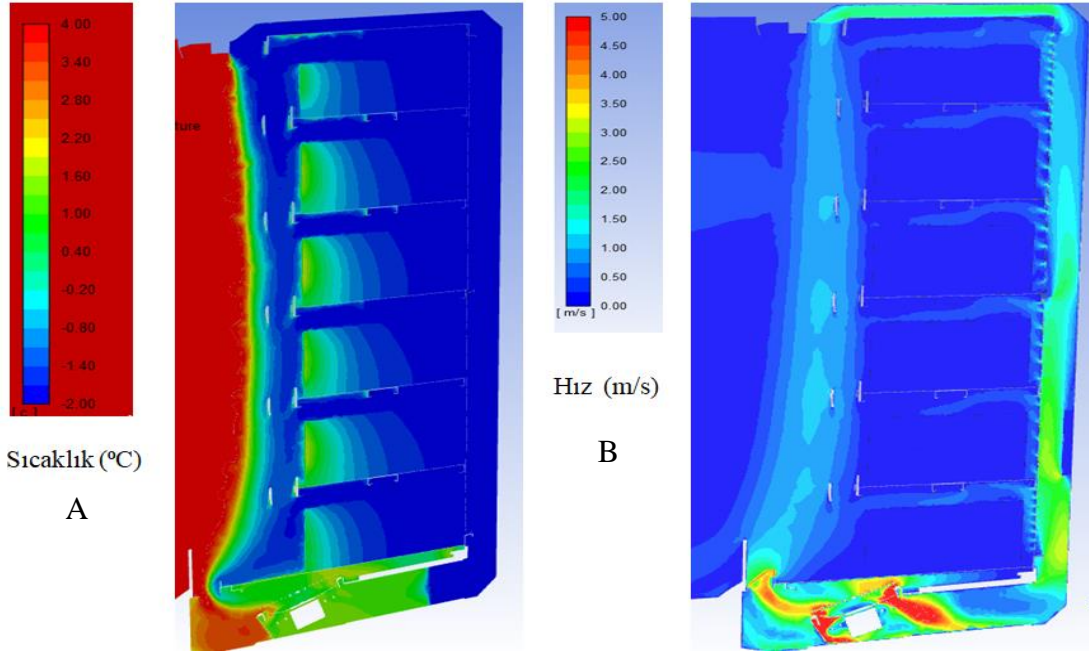


Şekil 3.18. HAD modeli FDM’li ADSTD M-paket sıcaklık simülasyonları.

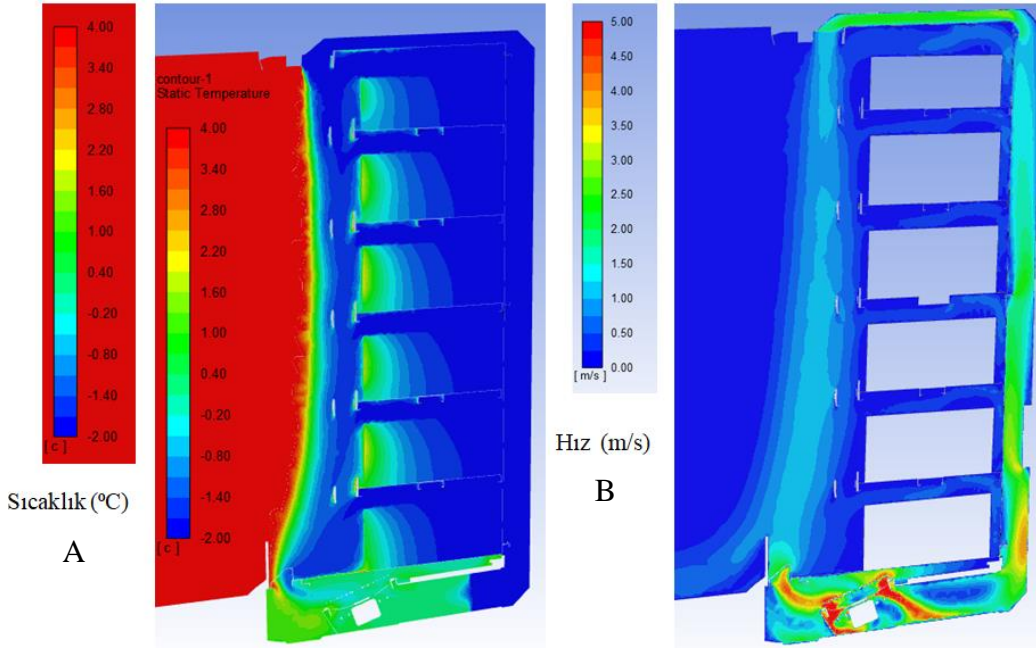


Şekil 3.19. HAD modeli FDM’li ADSTD M-paket **A)** Fan1 ve **B)** Fan6 sıcaklık simülasyonları.

Kabin içi ve kabin önü sıcaklığı Şekil 20 ve 21’ de belirtildiği gibi sürekli rejimde hava kabine ortalama 3, 5 °C’ de girerken, hava hızı ise balpeteği çıkışında ve de fan girişlerinde ortalama 1, 50 m/s’ dir.

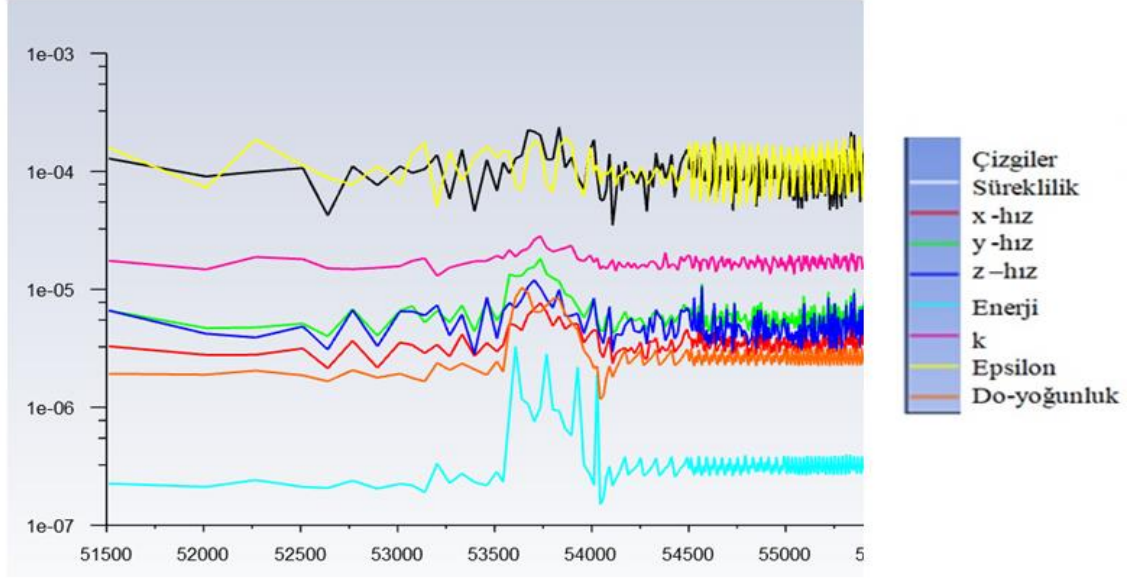


Şekil 3.20. HAD modeli FDM' li ADSTD fan1 A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.



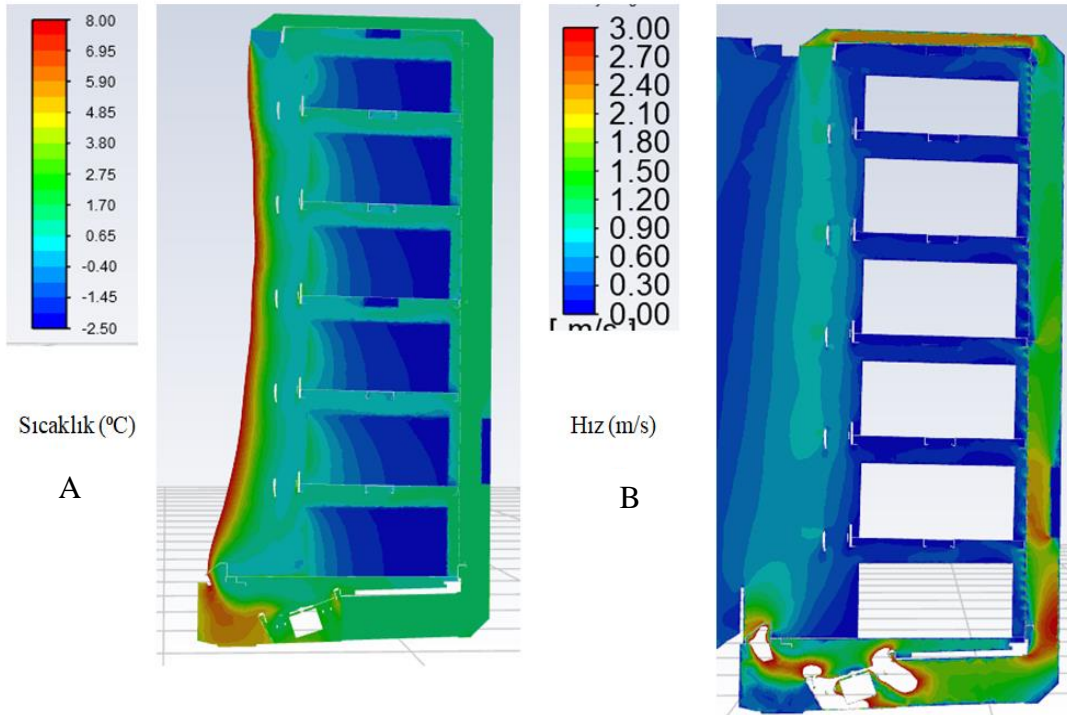
Şekil 3.21. HAD modeli FDM' li ADSTD fan6 A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.

FDM uygulanan FDM' li ADSTD' nın bir soğutma çevrimi süresince (180 min.) erime/donma modellenmesi geçici rejimde simüle edilmiştir. Elde edilen analiz sonuçları aşağıdaki görsellerde belirtilmiştir. İterasyonlar Şekil 3.22' deki gibi 56 655 iterasyon sayısında yakınsamıştır.



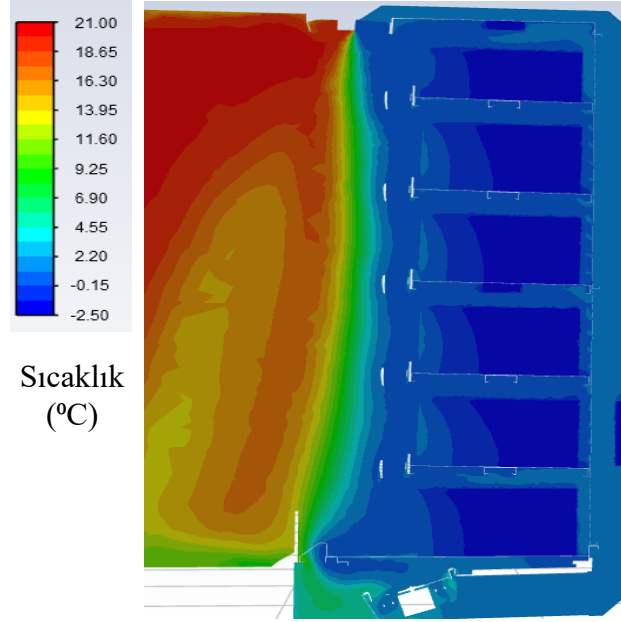
Şekil 3.22. HAD modeli FDM' li ADSTD yakınsama iterasyon grafiği.

Şekil 23' te FDM' li ADSTD' ın 15. saniyedeki A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve balpeteği (honeycomb) çıkışı hız ortalama $1,2\text{ m/s}$ ' dir.



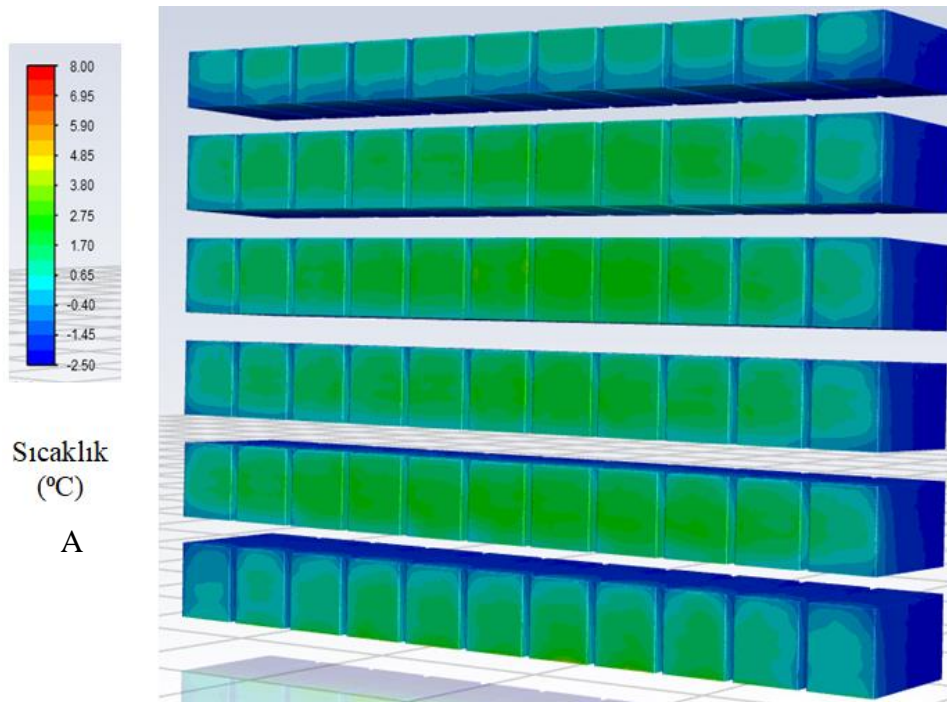
Şekil 3.23. HAD modeli 15. saniyedeki FDM' li ADSTD A) Sıcaklık ve B) Hız Simülasyonları.

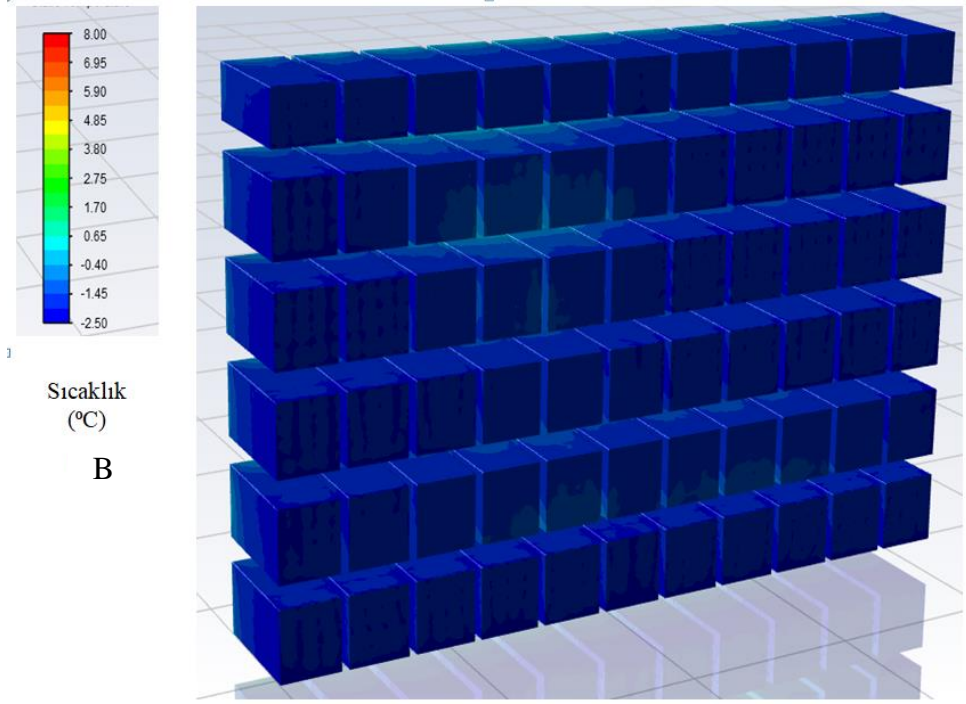
Şekil 24' te FDM' li ADSTD' ın 15. saniyedeki sıcaklık simülasyonu görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve balpeteği (honeycomb) çıkış sıcaklığı ortalama $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' dir. Kabin önü hava perdesi sıcaklığı ortalama $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' dir.



Şekil 3.24. HAD modeli 15. saniye FDM' li ADSTD sıcaklık simülasyonu.

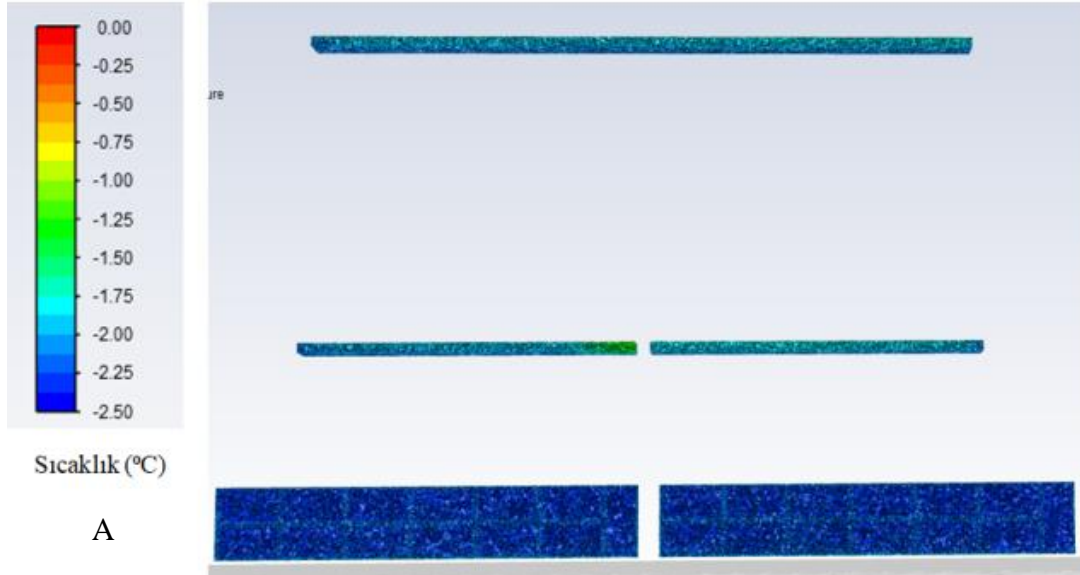
Şekil 25' te FDM' li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 15. saniyedeki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' dir. Paket merkez çekirdek sıcaklıkları $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' dir.

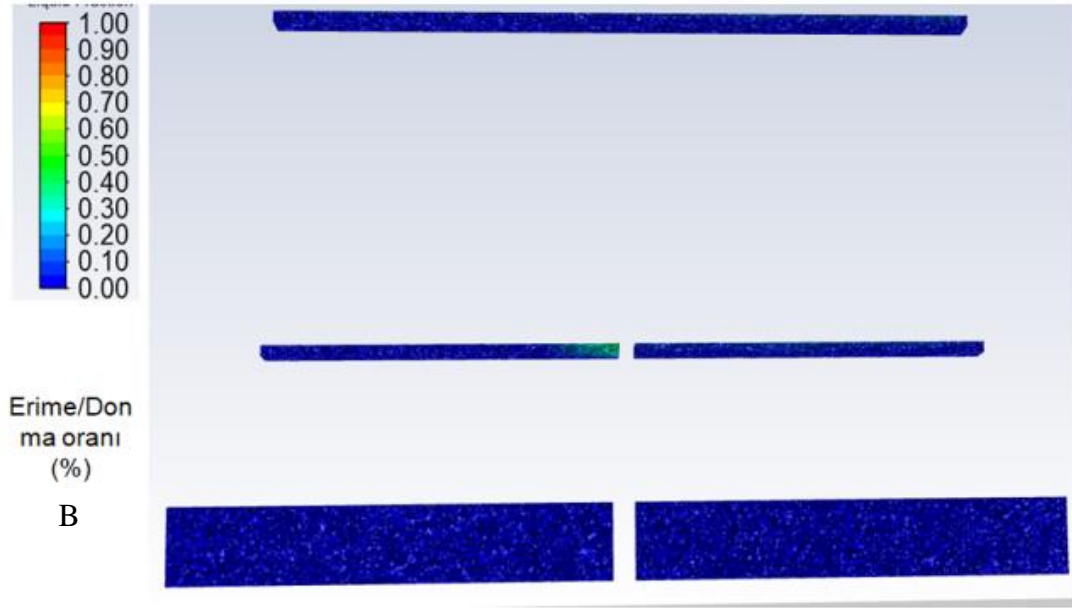




Şekil 3.25. HAD modeli 0. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.

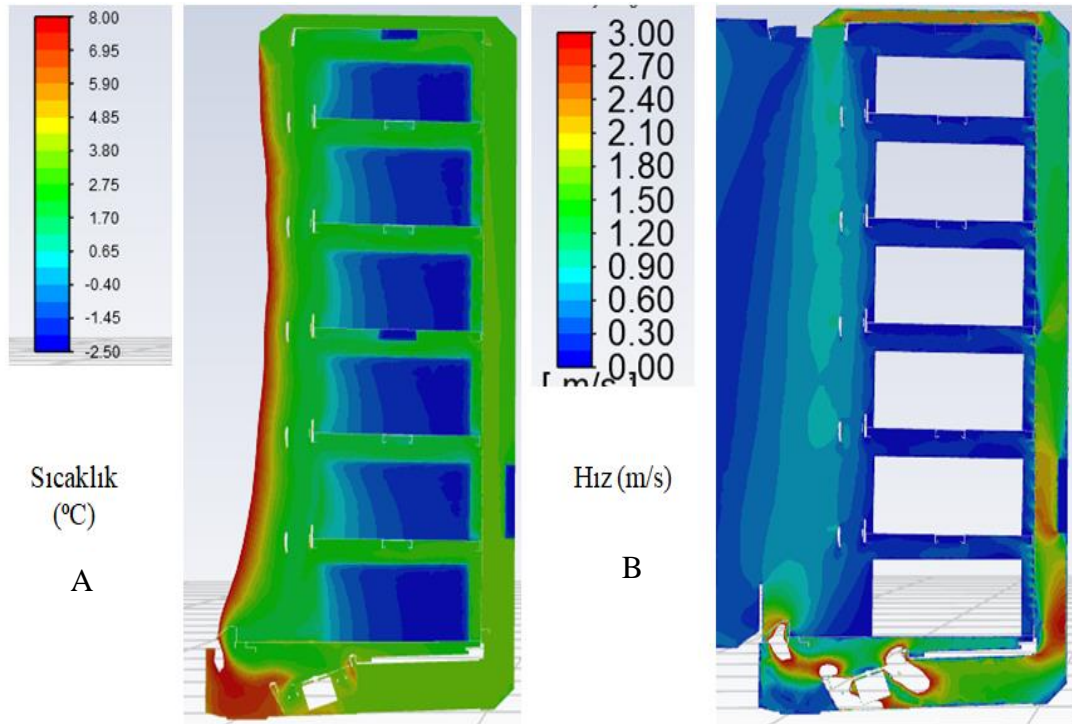
Şekil 26' da buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 15. saniyedeki A) Sıcaklıklarının $-2,5$ °C ile $-1,85$ °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kapların ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının tamamen buz fazındadır.





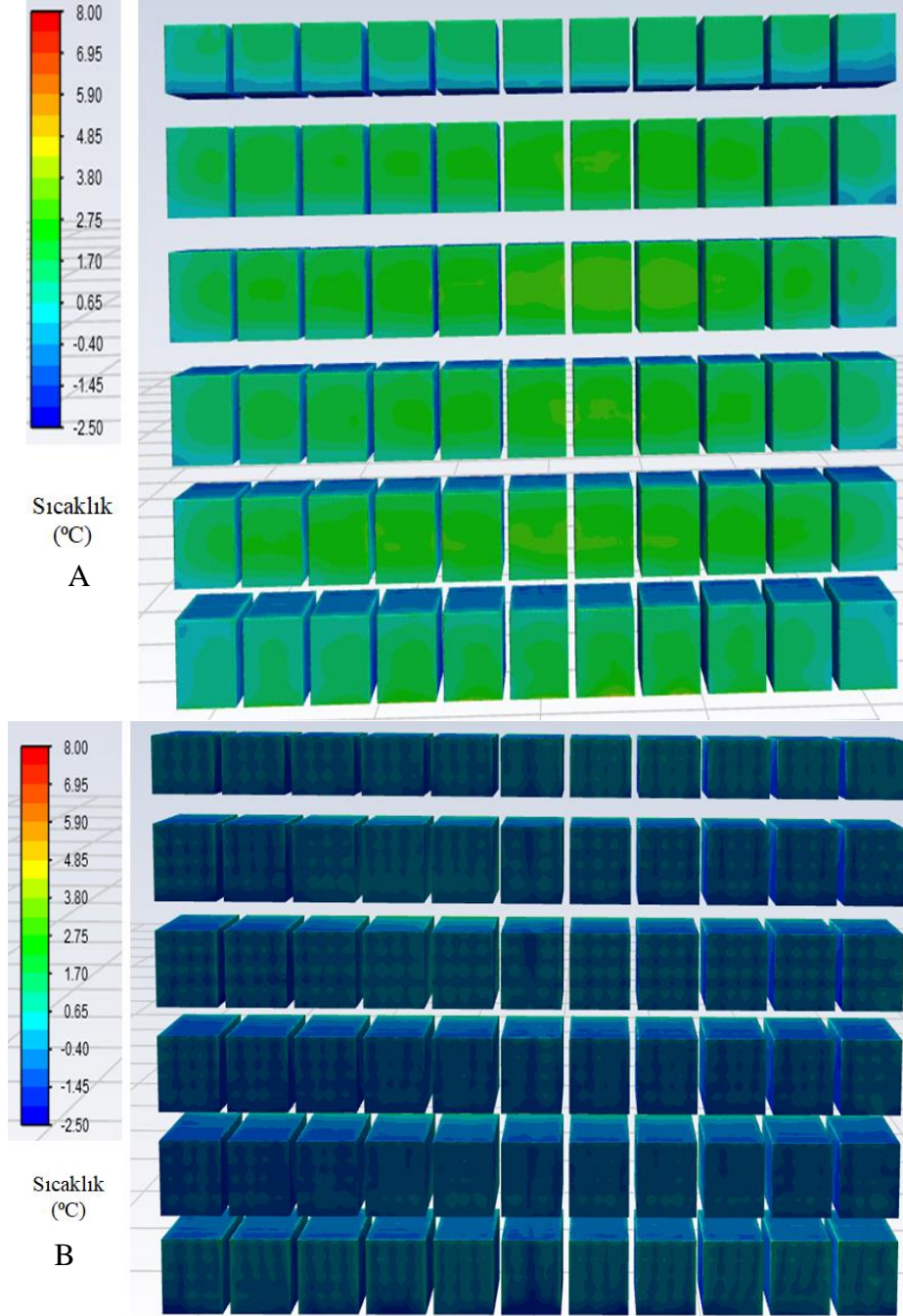
Şekil 3.26. HAD modeli 0. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.

Şekil 27' de FDM' li ADSTD' m 15. dakikadaki A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve balpeteği (honeycomb) çıkışı hızı ortalama 1 m/s 'dir.



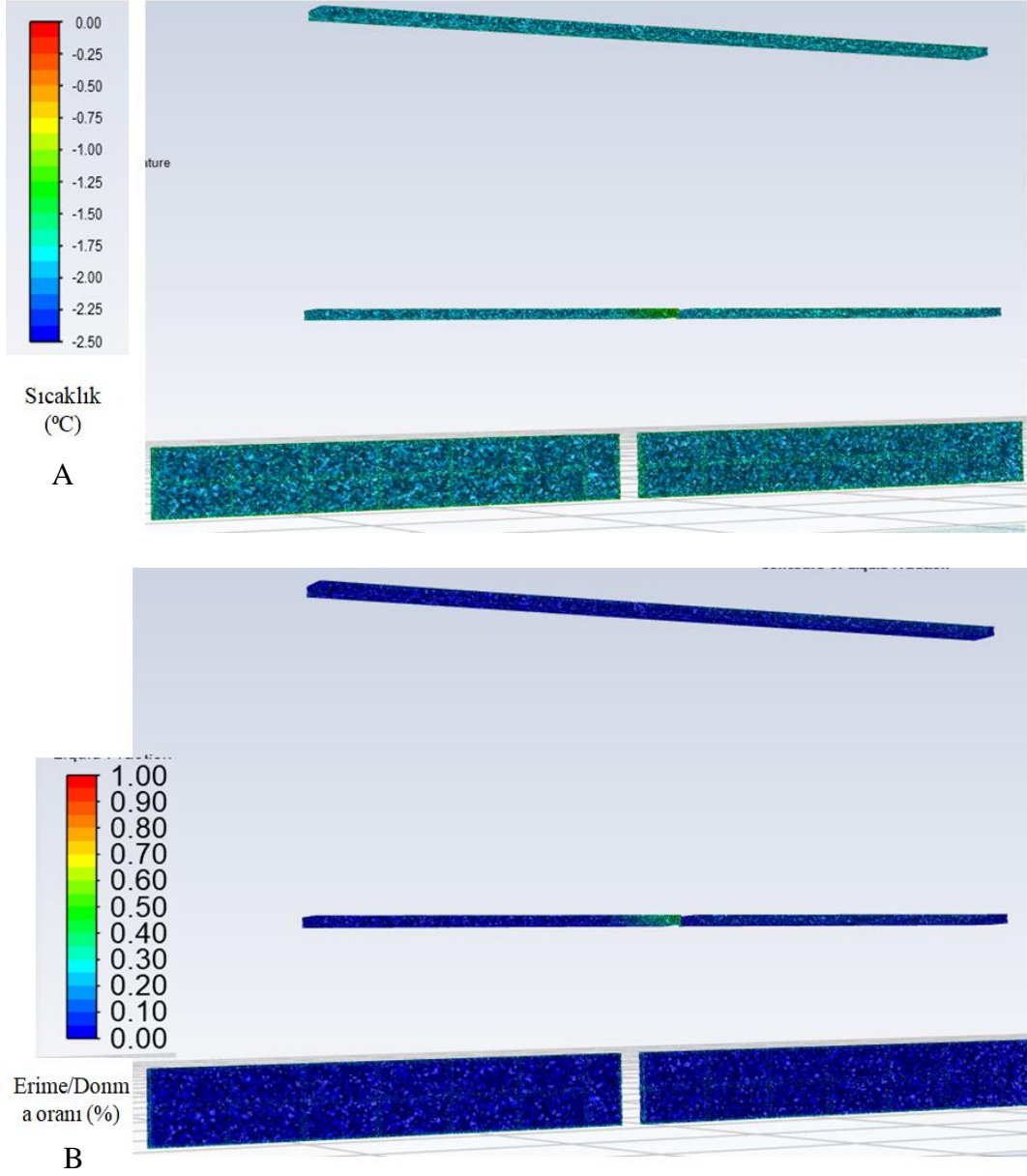
Şekil 3.27. HAD modeli 15. min FDM' li ADSTD A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.

Şekil 28’ de FDM’ li ADSTD’ ın M-paket sıcaklıklarının 15. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 3 °C’ dir. Paket merkez çekirdek sıcaklıkları -2 °C’ dir.



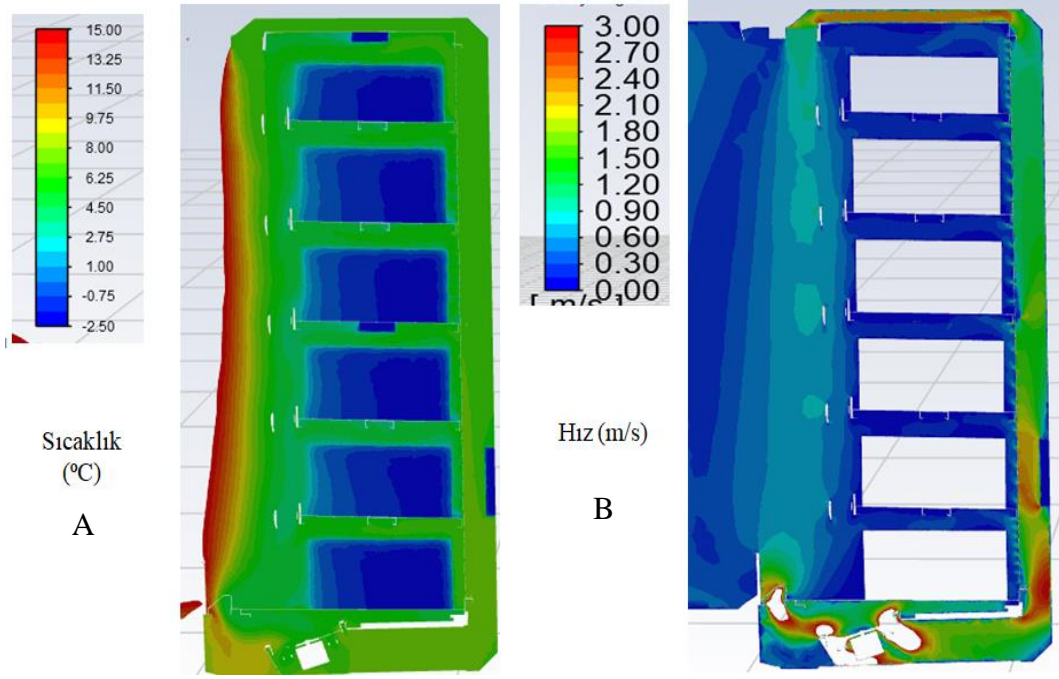
Şekil 3.28. HAD modeli 15. min FDM’ li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.

Şekil 29’ da buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 15. Dakikadaki A) Sıcaklıklarının -2, 5 °C ile -1, 5 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kapların ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının tamamen buz fazındadır.

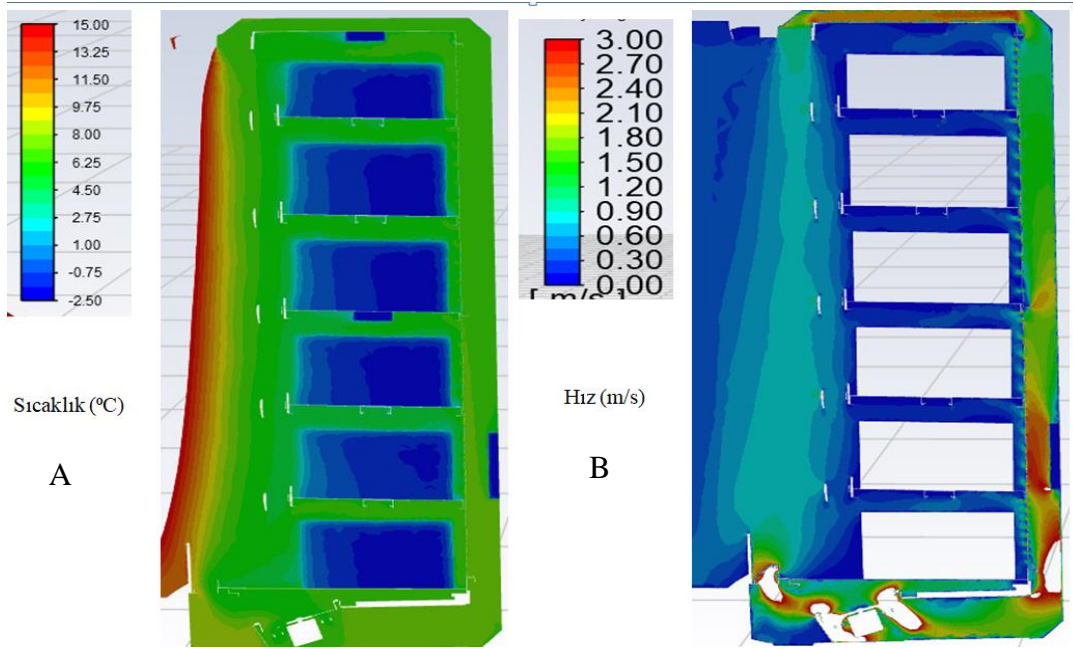


Şekil 3.29. HAD modeli 15. min FDM' li ADSTD buz kapları **A)** Sıcaklık ve **B)** Erime/Donma oranı simülasyonları.

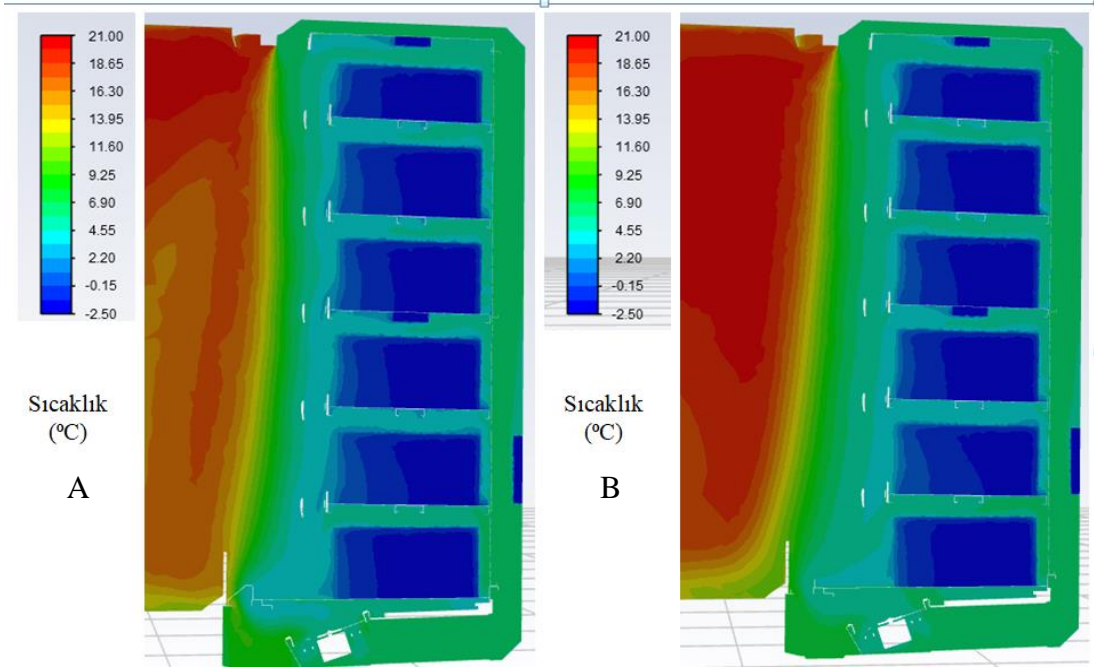
Şekil 30 ve 31' de FDM' li ADSTD' ın 30. dakikadaki fan1 ve fan6 kesiti **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık 4 °C ve balpeteği (honeycomb) çıkışı hız ortalama 1,2 m/s 'dir. Fan1 kesitinde kabin önü hava akışı sebebiyle kabin içi sıcaklık biraz daha fazla yükselirken hava jeti hızı da daha düşüktür. Kabin önü hava perdesi Şekil 32' deki gibi sıcaklığı ortalama 9 °C' dir.



Şekil 3.30. HAD modeli 30. min FDM' li ADSTD fan1 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları.

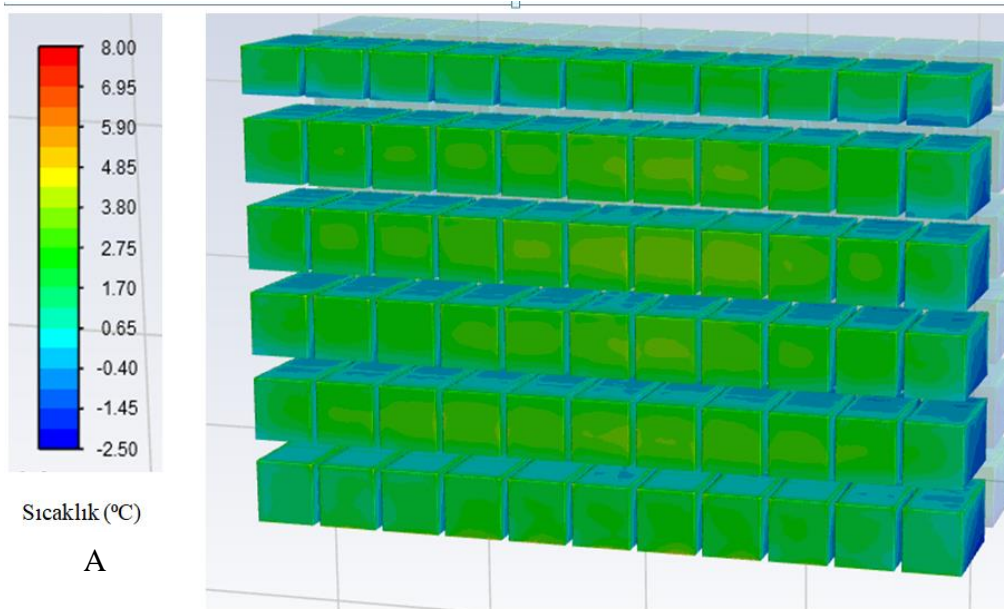


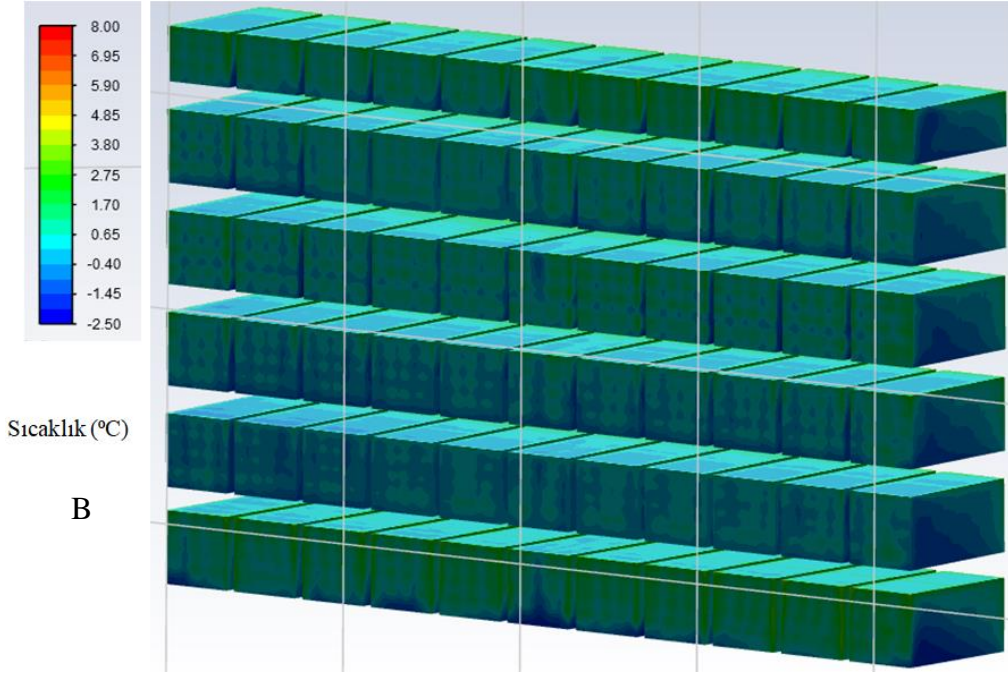
Şekil 3.31. HAD modeli 30. min FDM'li ADSTD fan6 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları.



Şekil 3.32. HAD modeli 30. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.

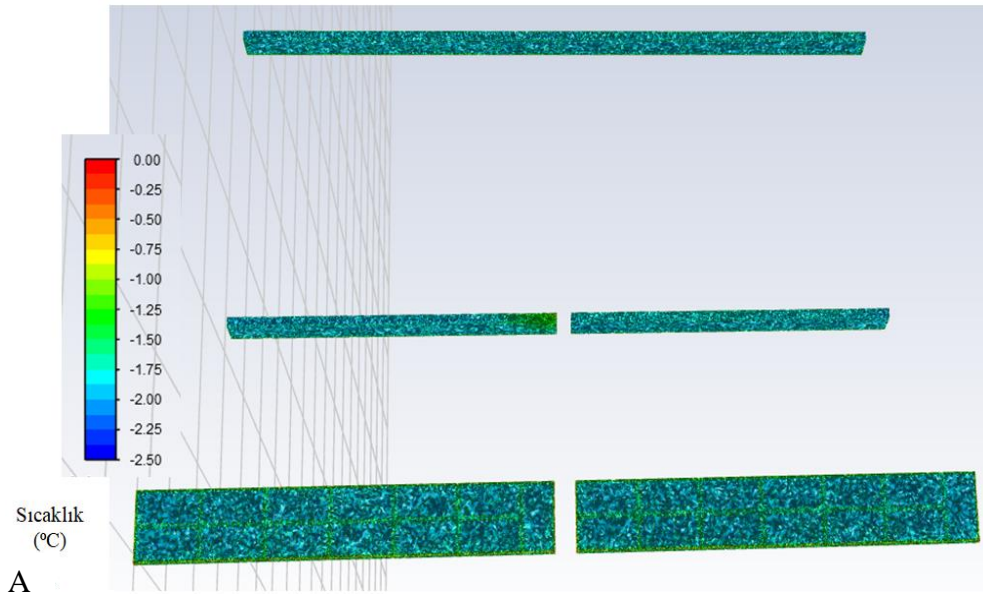
Şekil 33' teki gibi FDM' li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 30. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 3 °C' dir. Paket merkez sıcaklıkları -2 °C' dir.

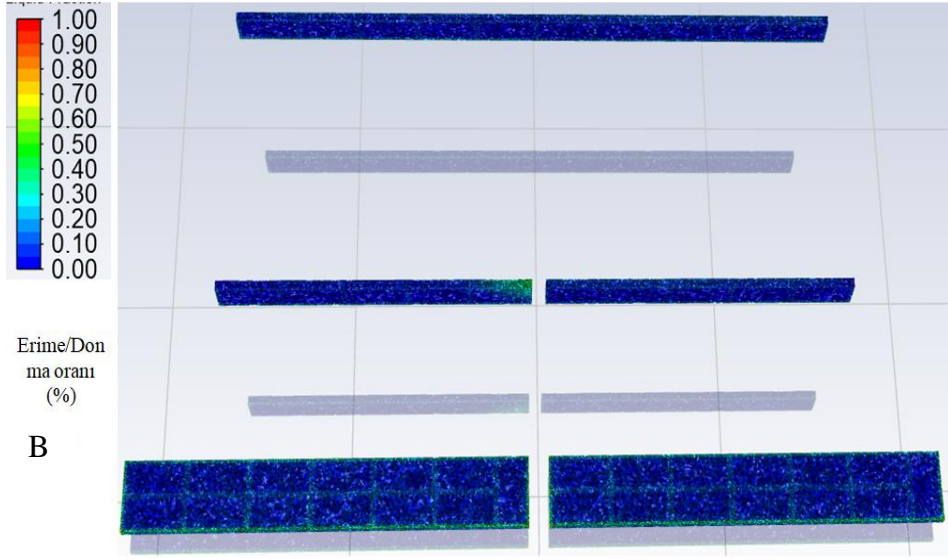




Şekil 3.33. HAD modeli 30. min FDM' li ADSTD M-paket **A)** Ön ve **B)** Arka sıcaklık simülasyonları.

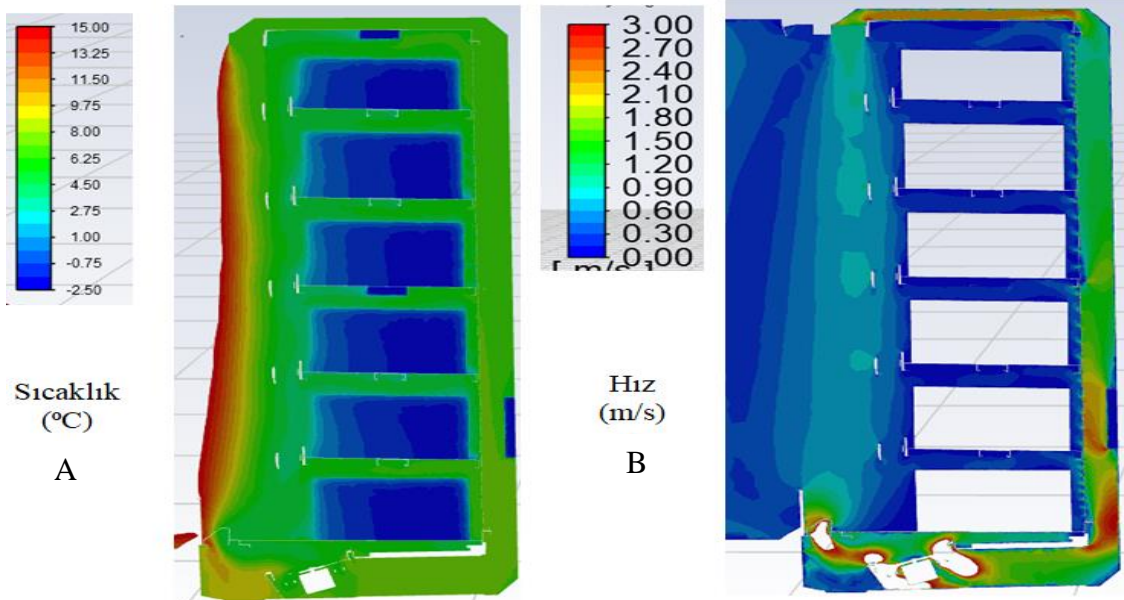
Şekil 34' te buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 30. dakikadaki A) Sıcaklıklarının -2, 5 °C ile -1 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 90 oranında buz fazında olup % 10 'luk kısmı buz-su karışımıdır.



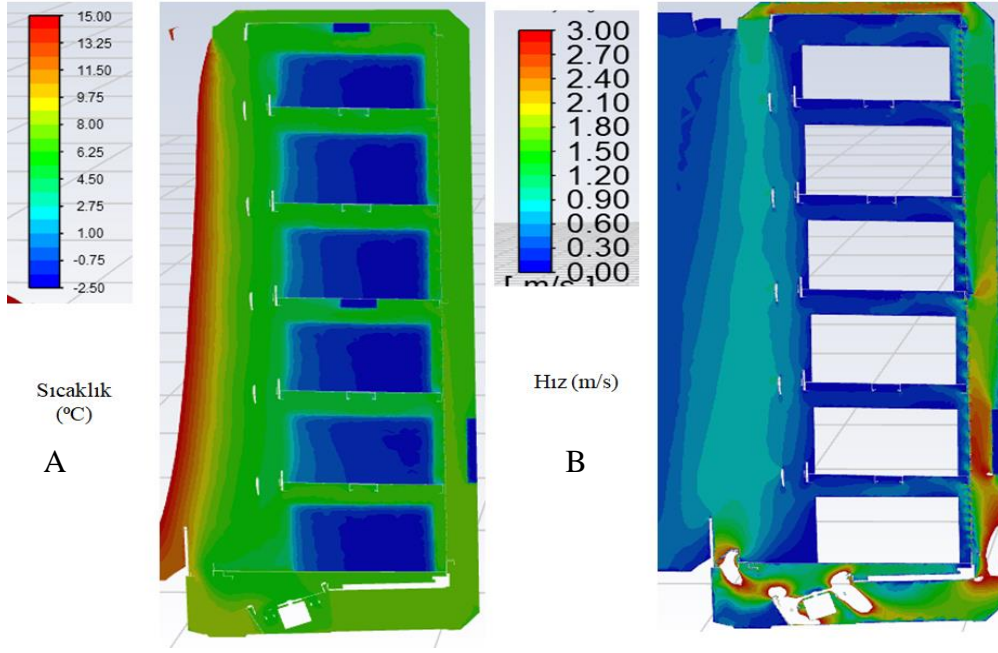


Şekil 3.34. HAD modeli 30. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.

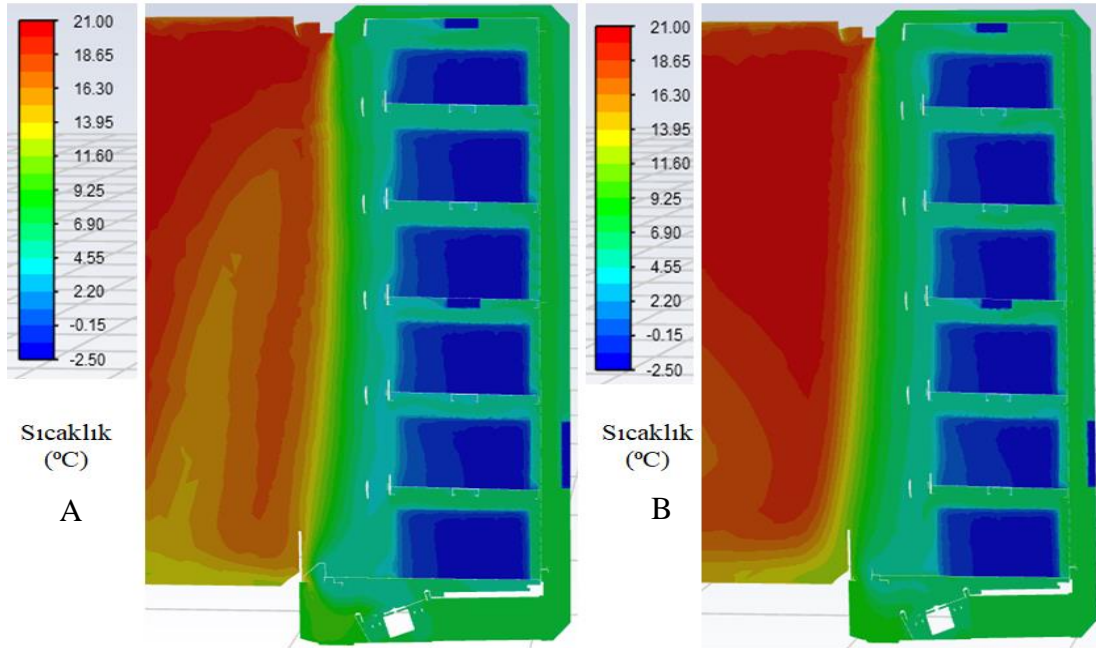
Şekil 35 ve 36' da FDM' li ADSTD' ın 45. dakikadaki fan1 ve fan6 kesiti A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık 5 °C ve balpeteği (honeycomb) çıkış hızı ortalama 1,2 m/s 'dir. Fan1 kesitinde kabin önü hava akışı sebebiyle kabin içi sıcaklık biraz daha fazla yükselirken hava jeti hızı da daha düşüktür. Kabin önü hava perdesi sıcaklığı ortalama 18 °C' dir.



Şekil 3.35. HAD modeli 45. min FDM' li ADSTD fan1 kesiti A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.

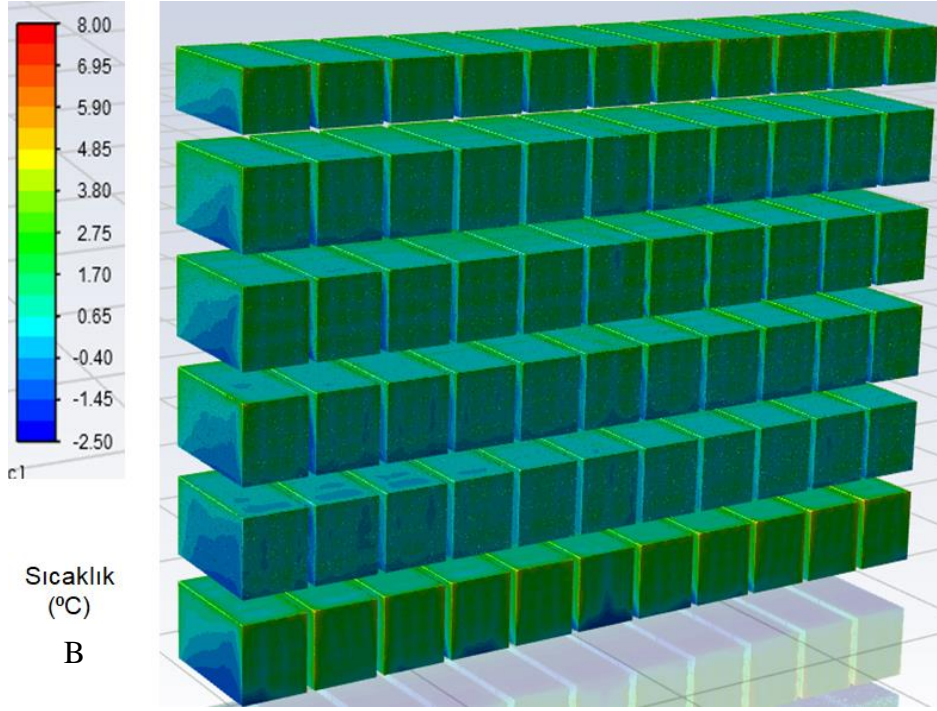
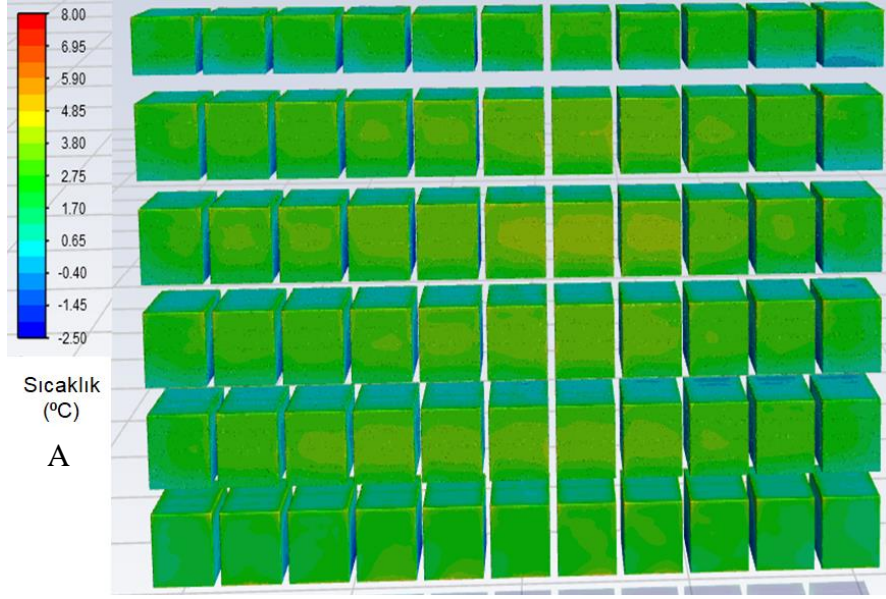


Şekil 3.36. HAD modeli 45. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.



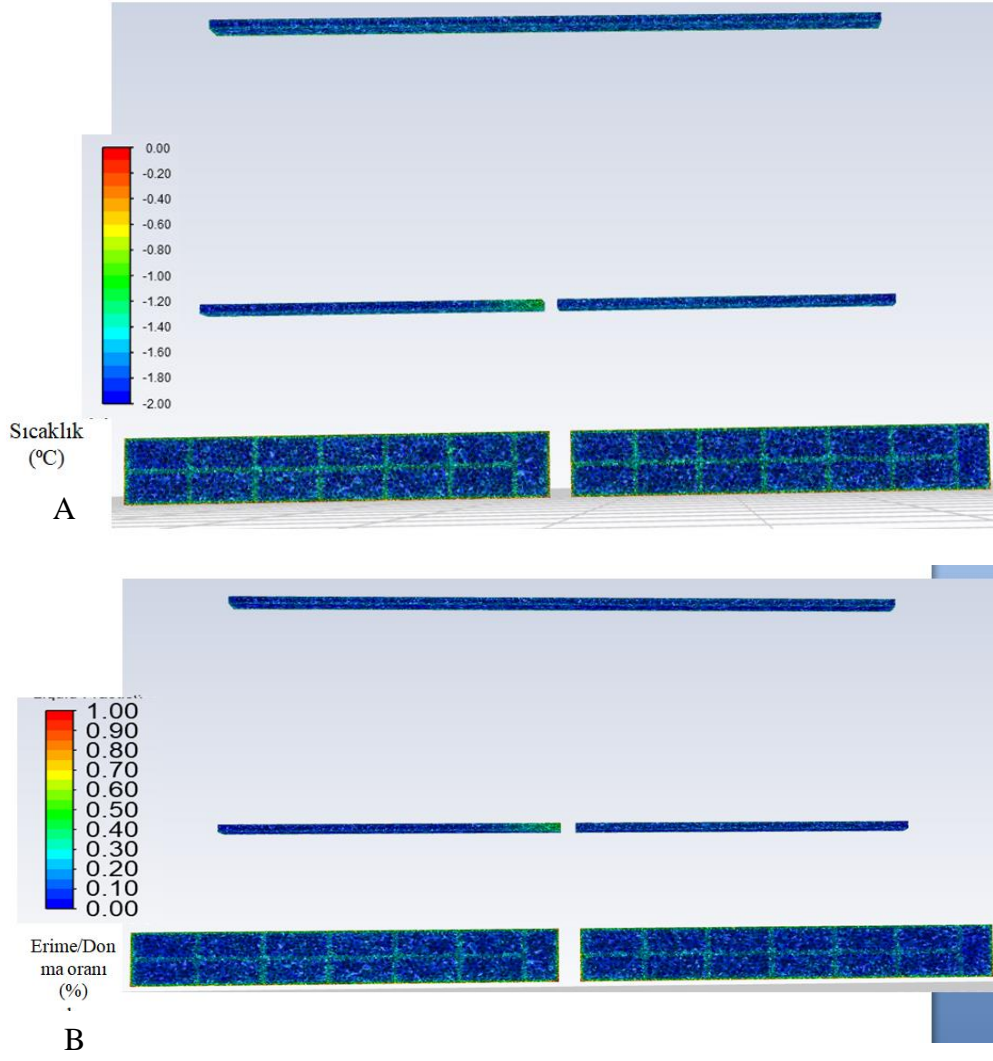
Şekil 3.37. HAD modeli 45. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.

Şekil 38' de FDM' li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 45. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 3, 80 °C' dir. Paket merkez ön raflarda 1 °C arka sıradaki sıcaklıkları 0 ile -2 °C arasındadır.



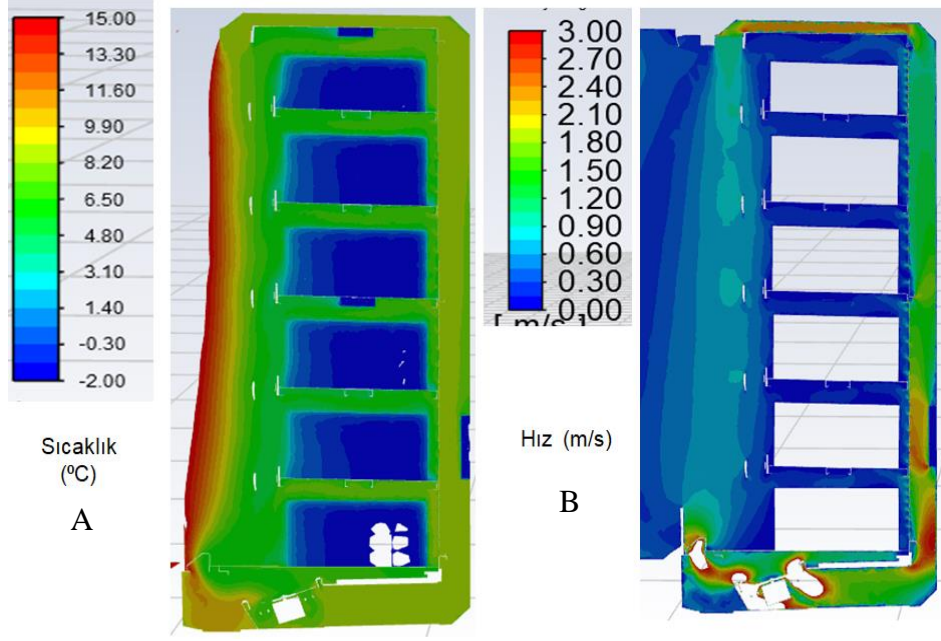
Şekil 3.38. HAD modeli 45. min FDM' li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.

Şekil 39' da buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 45. Dakikadaki A) Sıcaklıklarının -2,5 °C ile -1 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 85 oranında buz fazında olup % 15 'lik kısmı buz-su karışımıdır.

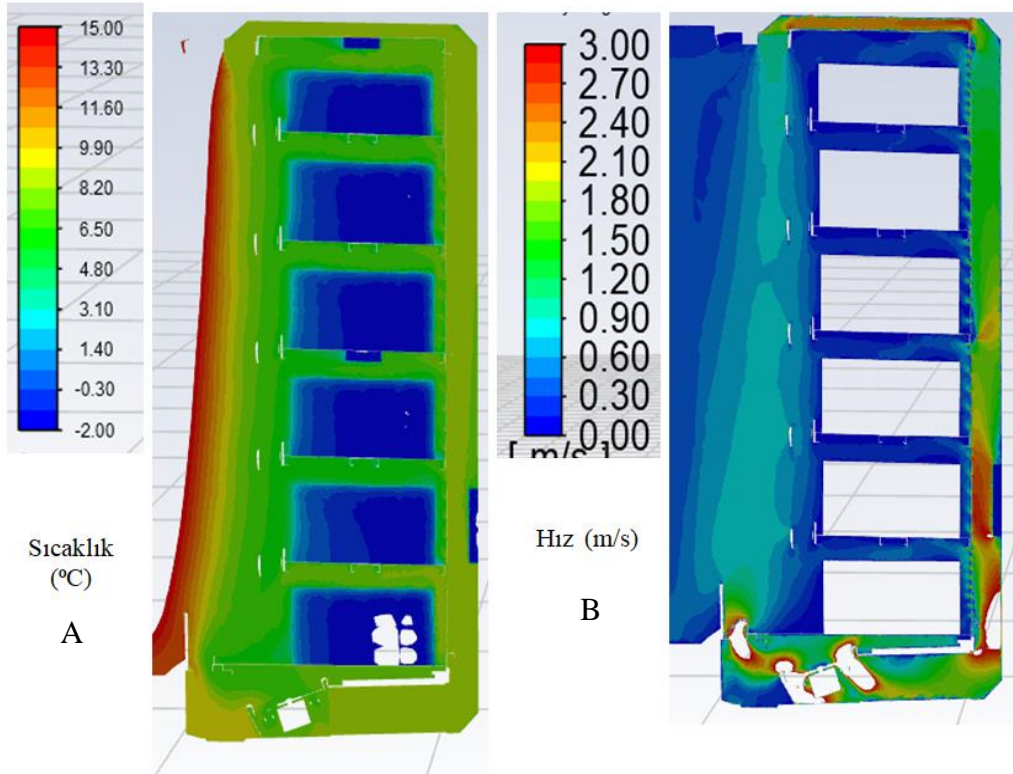


Şekil 3.39. HAD modeli 45. min FDM' li ADSTD buz kapları **A)** Sıcaklık ve **B)** Erime/Donma oranı simülasyonları.

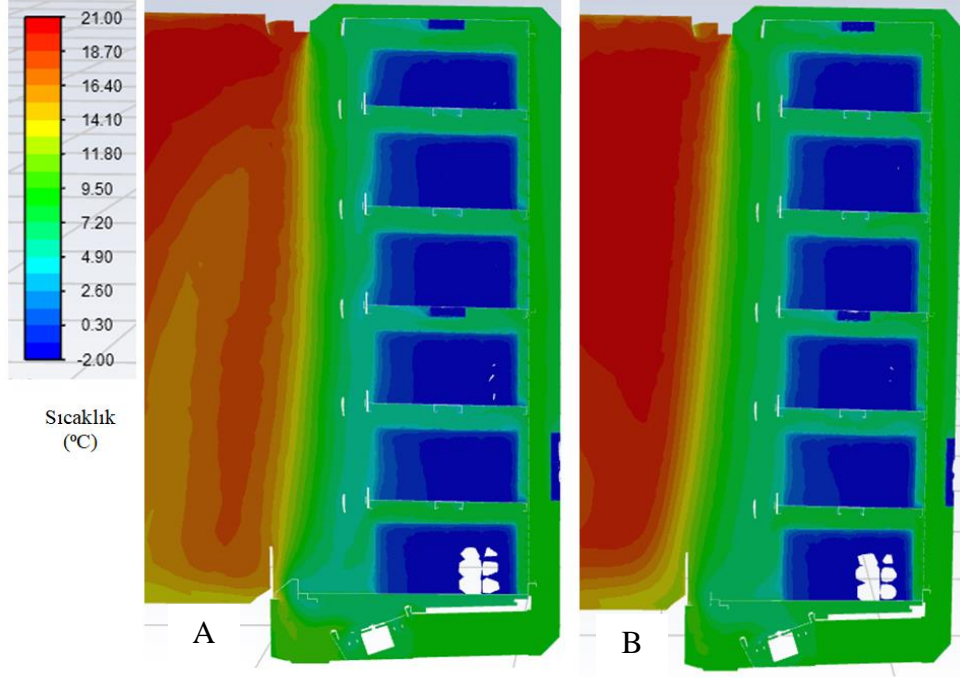
Şekil 40 ve 41' de FDM' li ADSTD' m 60. dakikadaki fan1 ve fan6 kesiti A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık 5 °C ve balpeteği (honeycomb) çıkışı hız ortalama 1 m/s 'dir. Fan1 kesitinde kabin önü hava akışı sebebiyle kabin içi sıcaklık biraz daha fazla yükselirken hava jeti hızı da daha düşüktür. Kabin önü hava perdesi sıcaklığı Şekil 41' deki gibi ortalama 14 °C' dir.



Şekil 3.40. HAD modeli 60. min FDM'li ADSTD fan1 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları

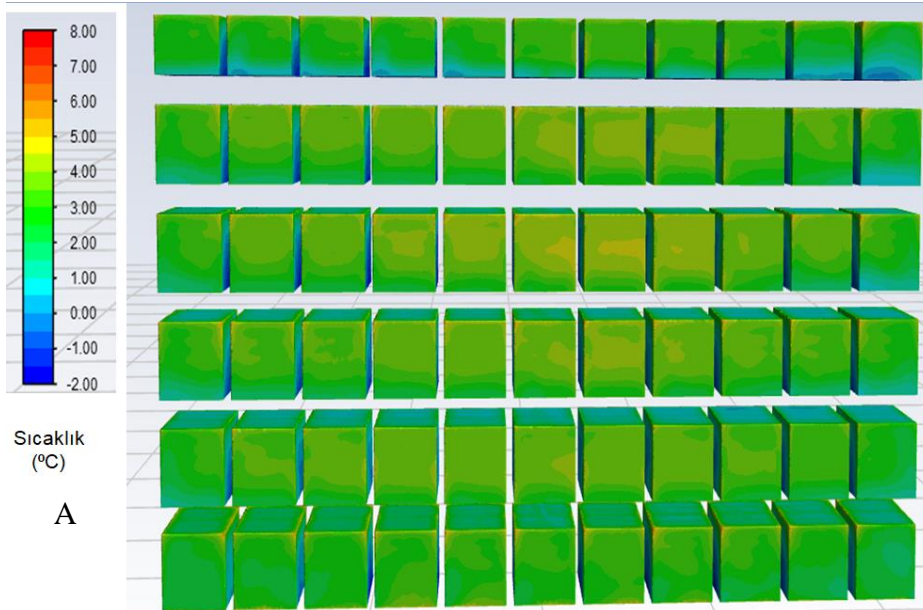


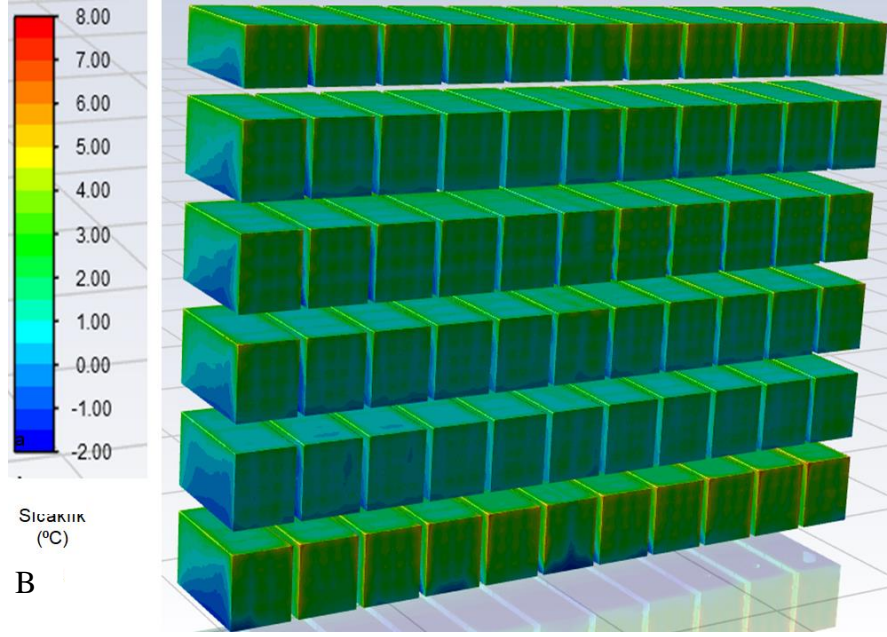
Şekil 3.41. HAD modeli 60. min FDM' li ADSTD fan6 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları



Şekil 3.42. HAD modeli 60. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu

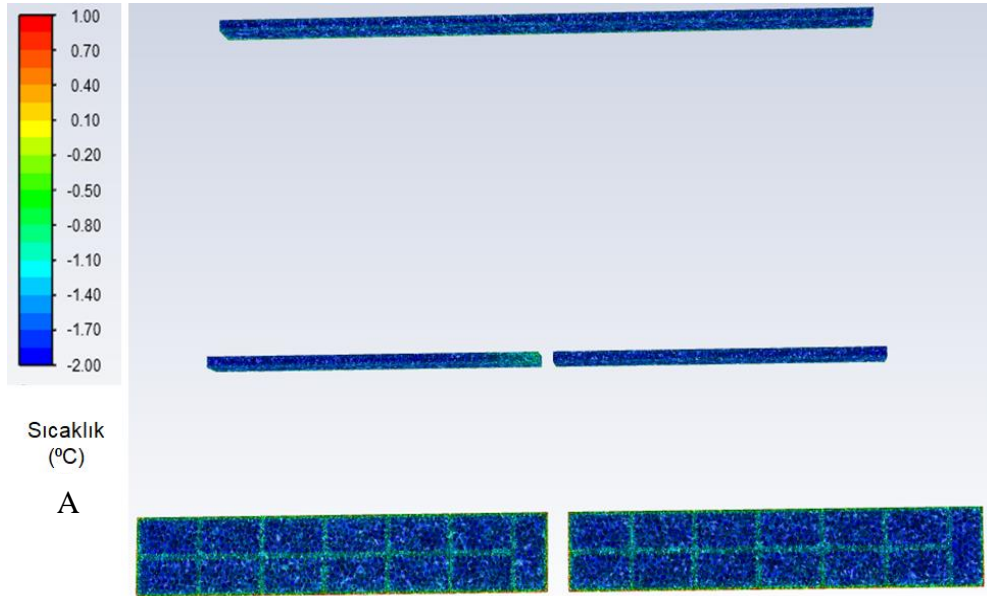
Şekil 43' teki gibi FDM' li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 60. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 3, 50 °C' dir. Paket merkez ön raflarda 2 °C arka sıradaki sıcaklıkları 0, 5 ile -1, 5 °C arasındadır.

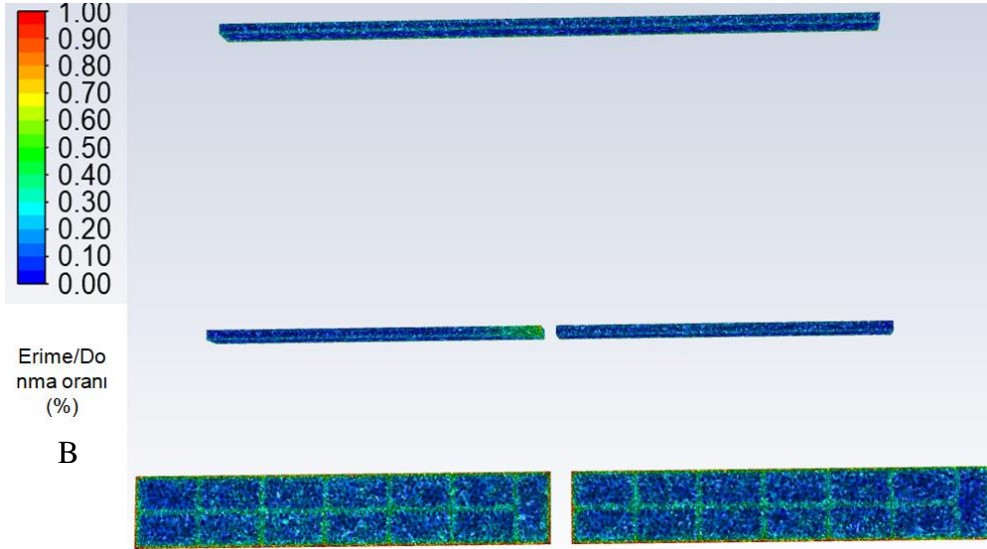




Şekil 3.43. HAD modeli 60. min FDM' li ADSTD M-paket **A)** Ön ve **B)** Arka sıcaklık simülasyonları

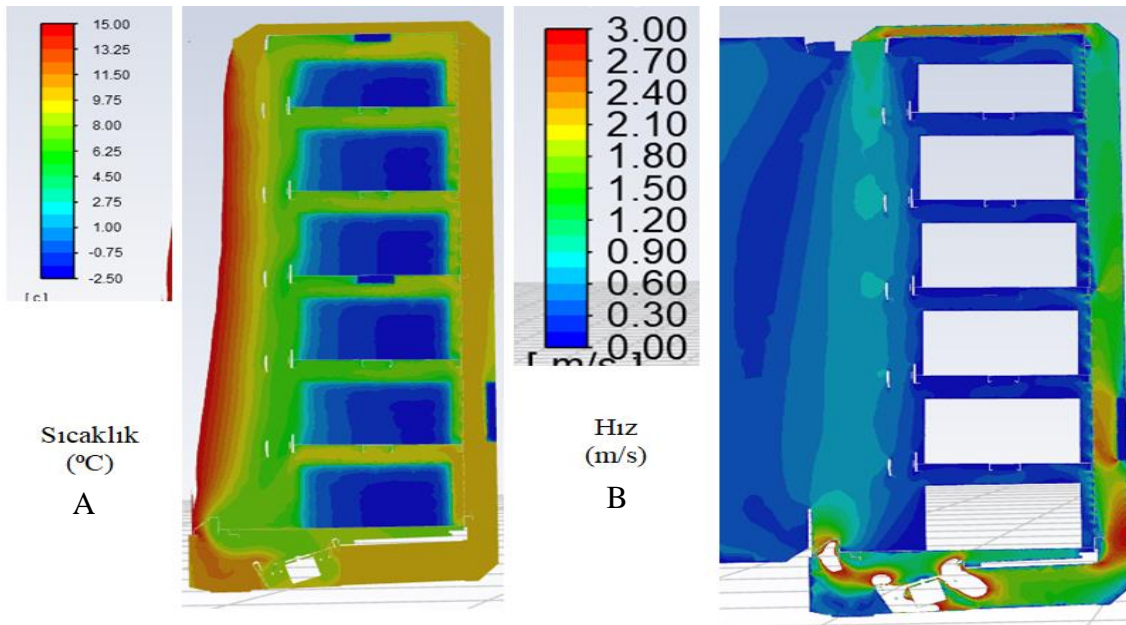
Şekil 44' te buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 60. dakikadaki A) Sıcaklıklarının -2 °C ile -1 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 75 oranında buz fazında olup % 25 'lik kısmı buz-su karışımıdır.



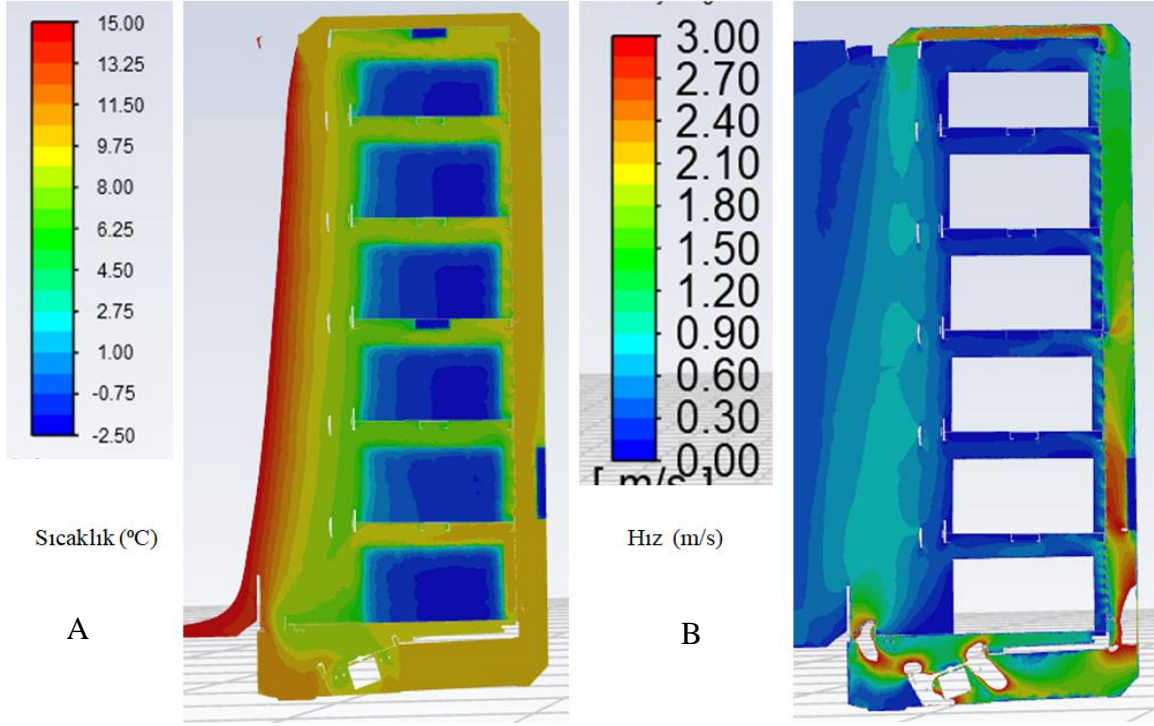


Şekil 3.44. HAD modeli 60. min FDM’li ADSTD buz kapları **A)** Sıcaklık ve **B)**Erime/Donma oranı simülasyonları

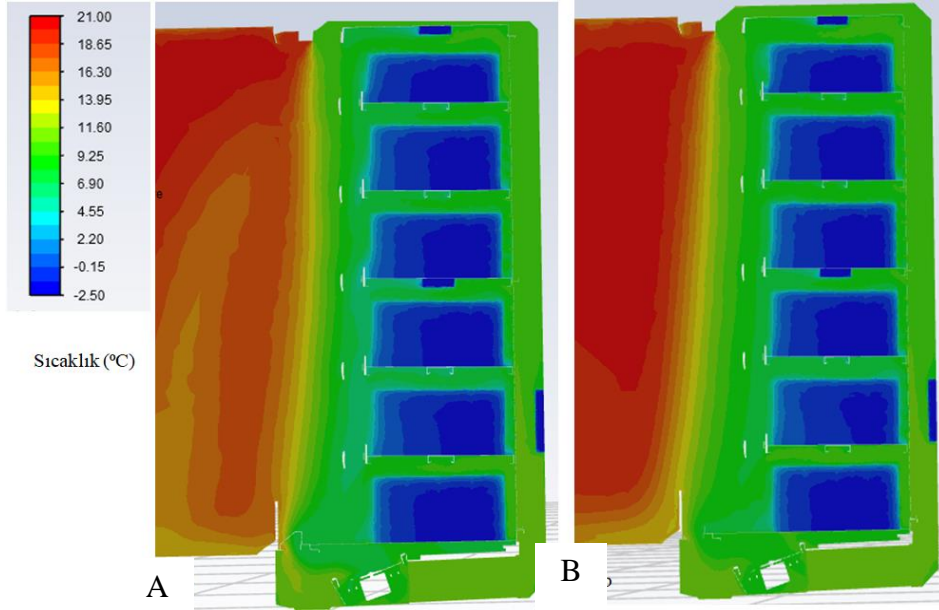
Şekil 45 ve 46’ da FDM’ li ADSTD’ ın 75. dakikadaki fan1 ve fan6 kesiti **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık 8 °C ve balpeteği (honeycom) b) Çıkışı hız ortalama 1 m/s ’dir. Fan1 kesitinde kabin önü hava akışı sebebiyle kabin içi sıcaklık biraz daha fazla yükselirken hava jeti hızı da daha düşüktür. Kabin önü hava perdesi sıcaklığı şekil 47’ deki gibi ortalama 13 °C’ dir.



Şekil 3.45. HAD modeli 75. min FDM’ li ADSTD fan1 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları

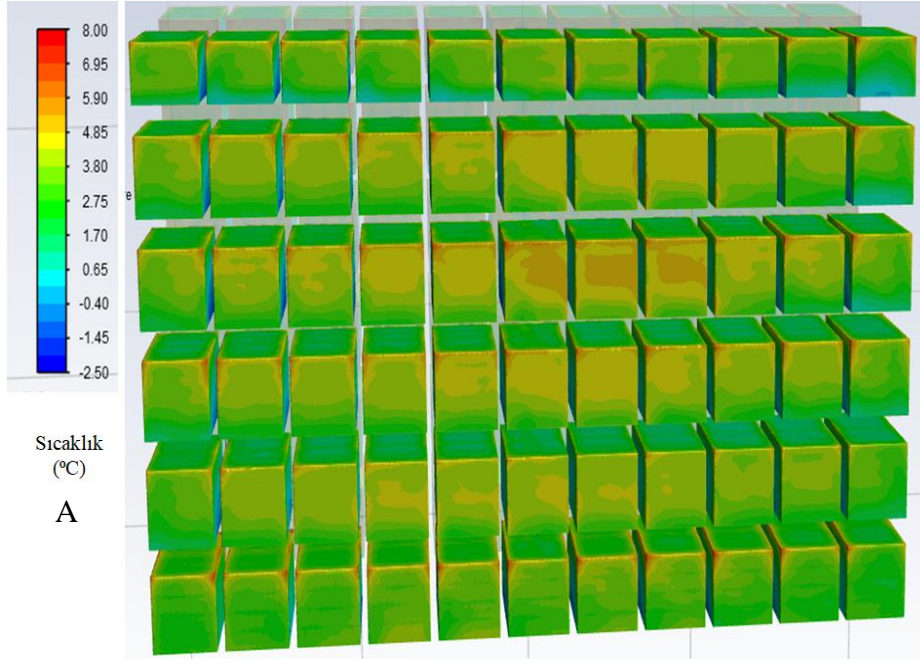


Şekil 3.46. HAD modeli 75. min FDM' li ADSTD fan6 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları

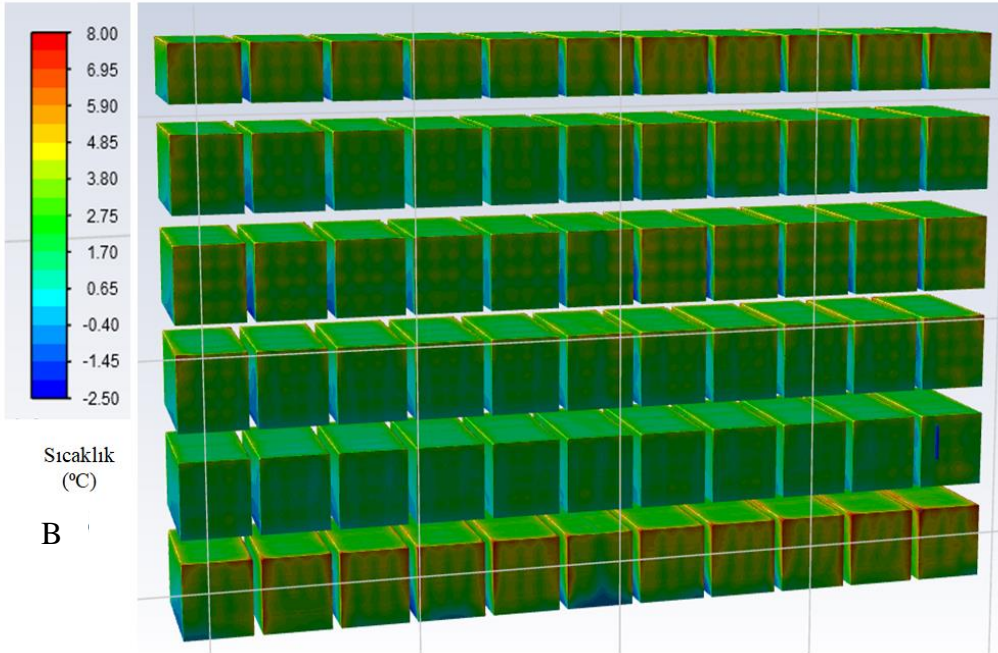


Şekil 3.47. HAD modeli 75. min FDM' li ADSTD **A)** Fan1 kesit ve **B)** Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu

Şekil 48' de FDM'li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 75. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 5 °C' dir. Paket merkez sıcaklıkları ön raflarda 2 °C arka sıradaki sıcaklıkları 1 ile 1, 5 °C arasındadır.

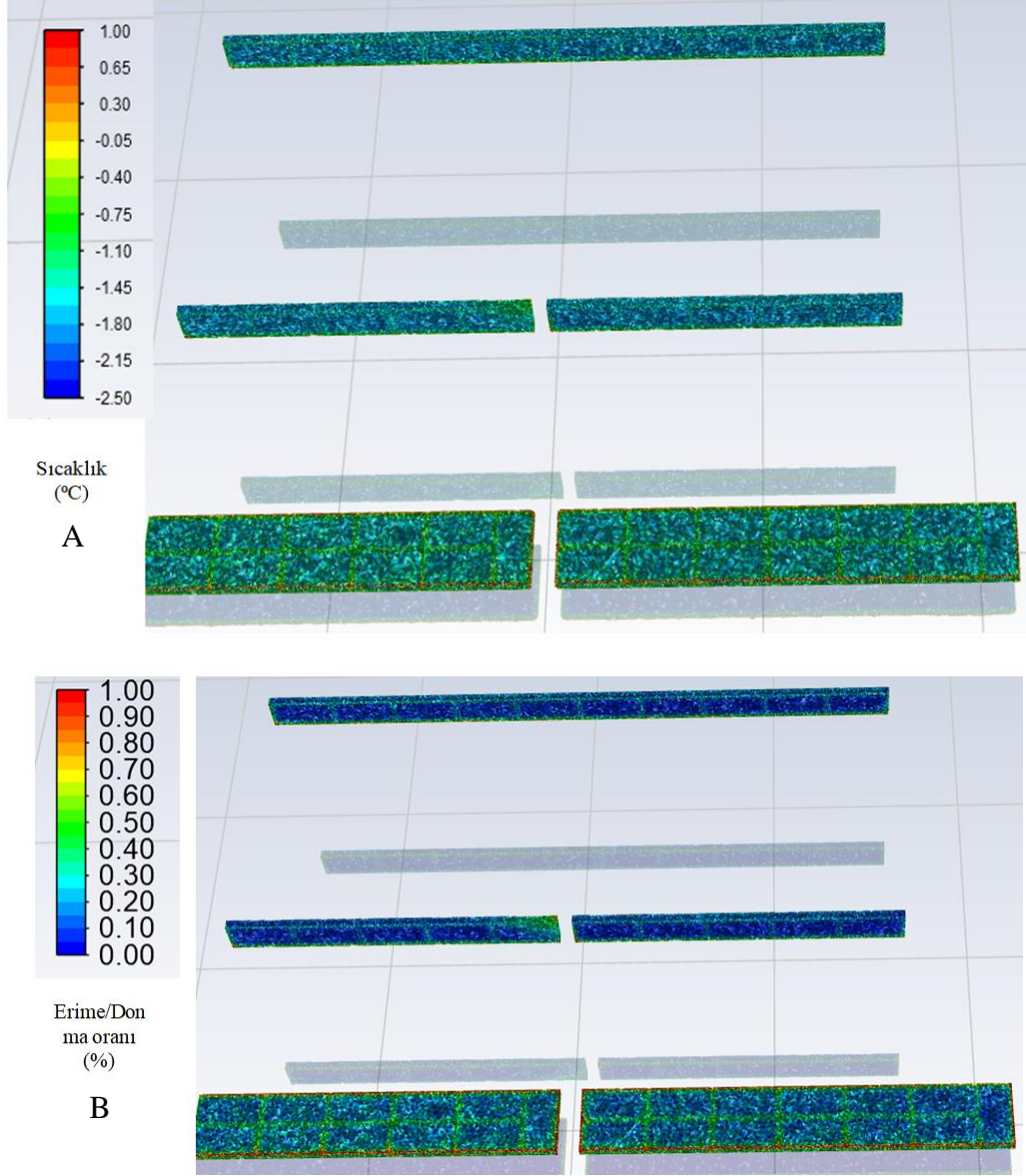


Şekil 3.48. HAD modeli 75. min FDM' li ADSTD M-paket **A)** Ön ve **B)** Arka sıcaklık simülasyonları



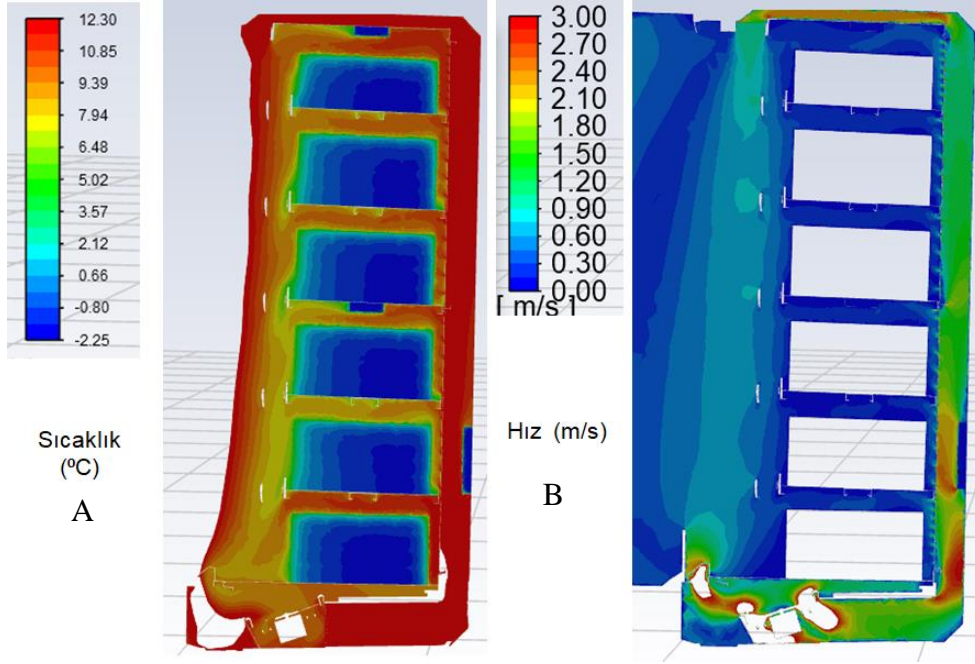
Şekil 3.48. HAD modeli 75. min FDM' li ADSTD M-paket **A)** Ön ve **B)** Arka sıcaklık simülasyonları

Şekil 49’ da buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 75. dakikadaki A) Sıcaklıklarının -2 °C ile 0 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 70 oranında buz fazında olup % 30 ‘luk kısmı buz-su karışımıdır.

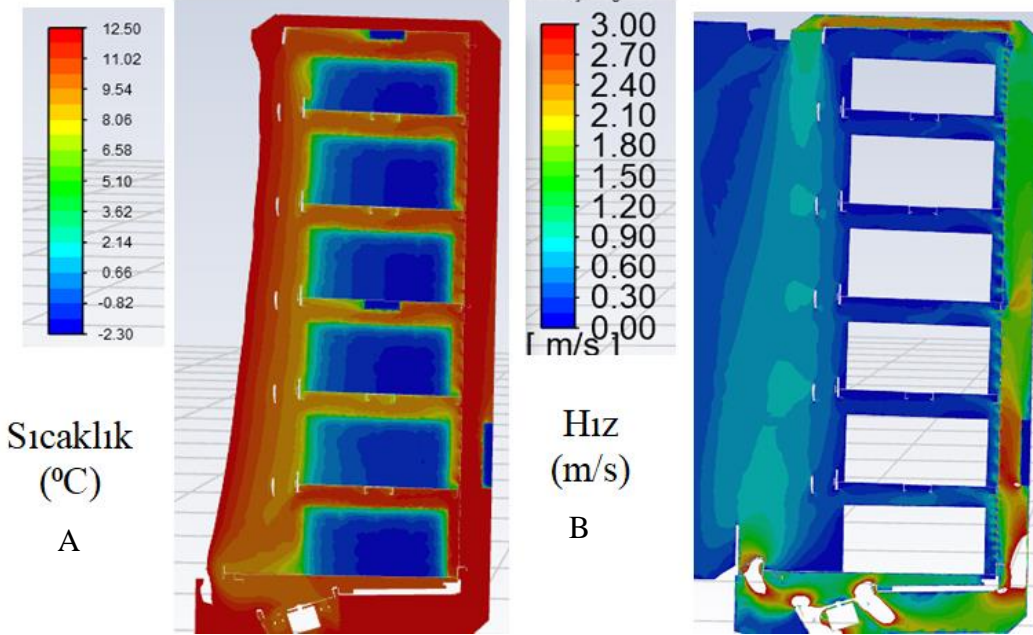


Şekil 3.49. HAD modeli 75. min FDM’ li ADSTD buz kapları **A)** Sıcaklık ve **B)** Erime/Donma oranı simülasyonları.

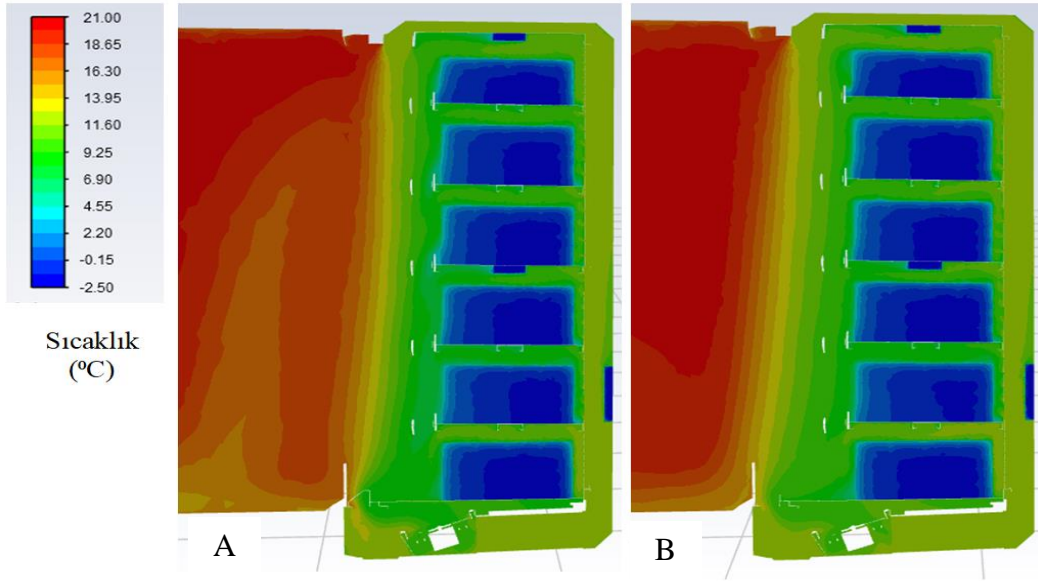
Şekil 50 ve 51’ de FDM’ li ADSTD’ ın 90. dakikadaki fan1 ve fan6 kesiti A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık 5 °C ve balpeteği (honeycomb) çıkışı hız ortalama 1, 5 m/s ’dir. Fan1 kesitinde kabin önü hava akışı sebebiyle kabin içi sıcaklık biraz daha fazla yükselirken hava jeti hızı da daha düşüktür. Kabin önü hava perdesi Şekil 52’ de görüldüğü gibi sıcaklığı ortalama 13 °C’ dir.



Şekil 3.50. HAD modeli 90. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.

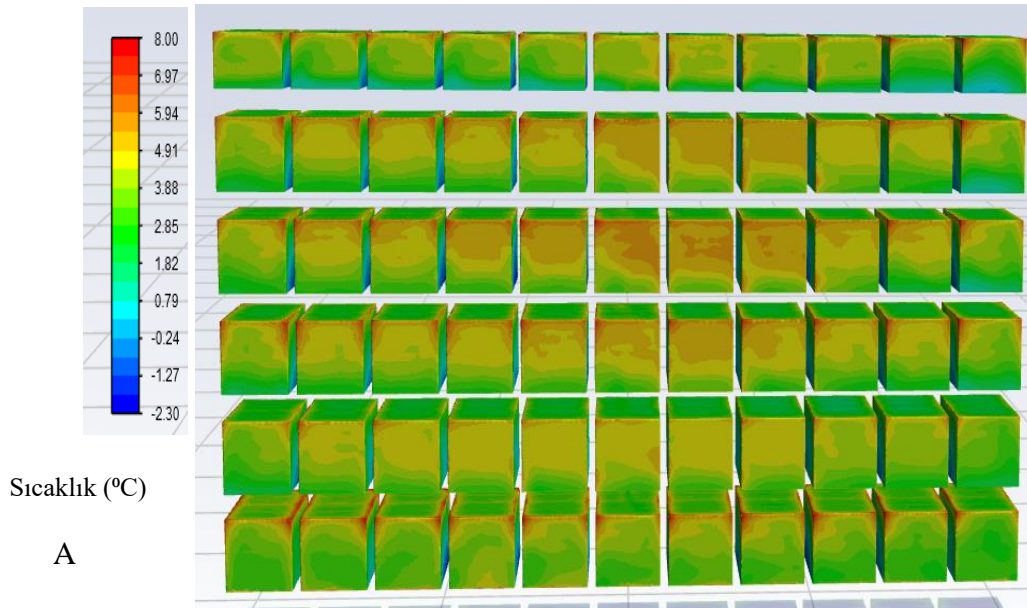


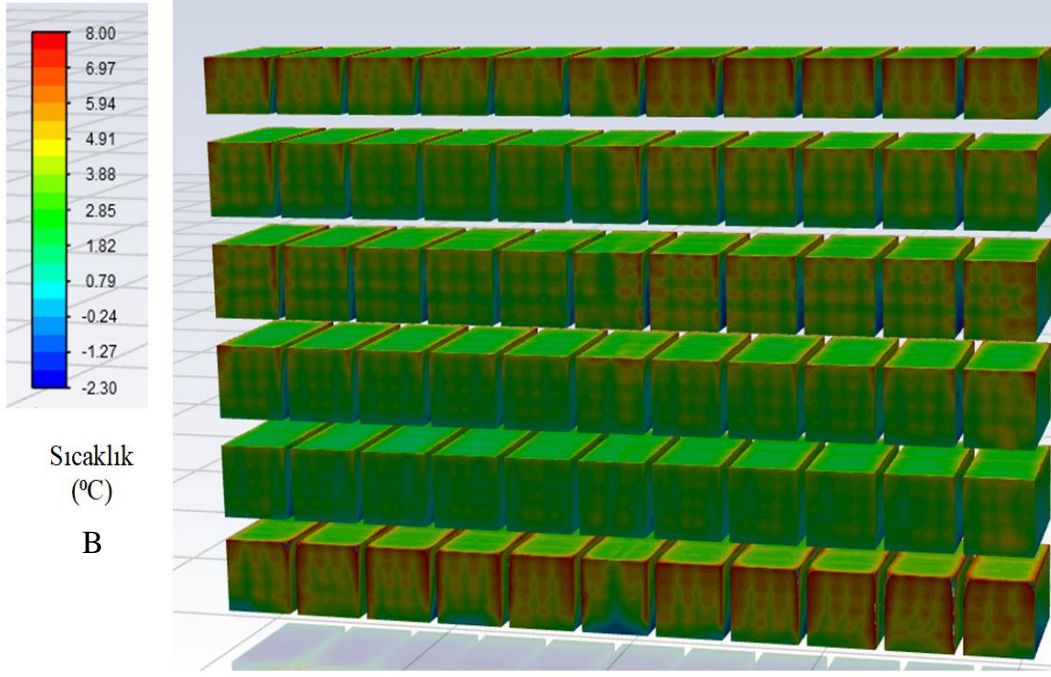
Şekil 3.51. HAD modeli 90. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.



Şekil 3.52. HAD modeli 90. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.

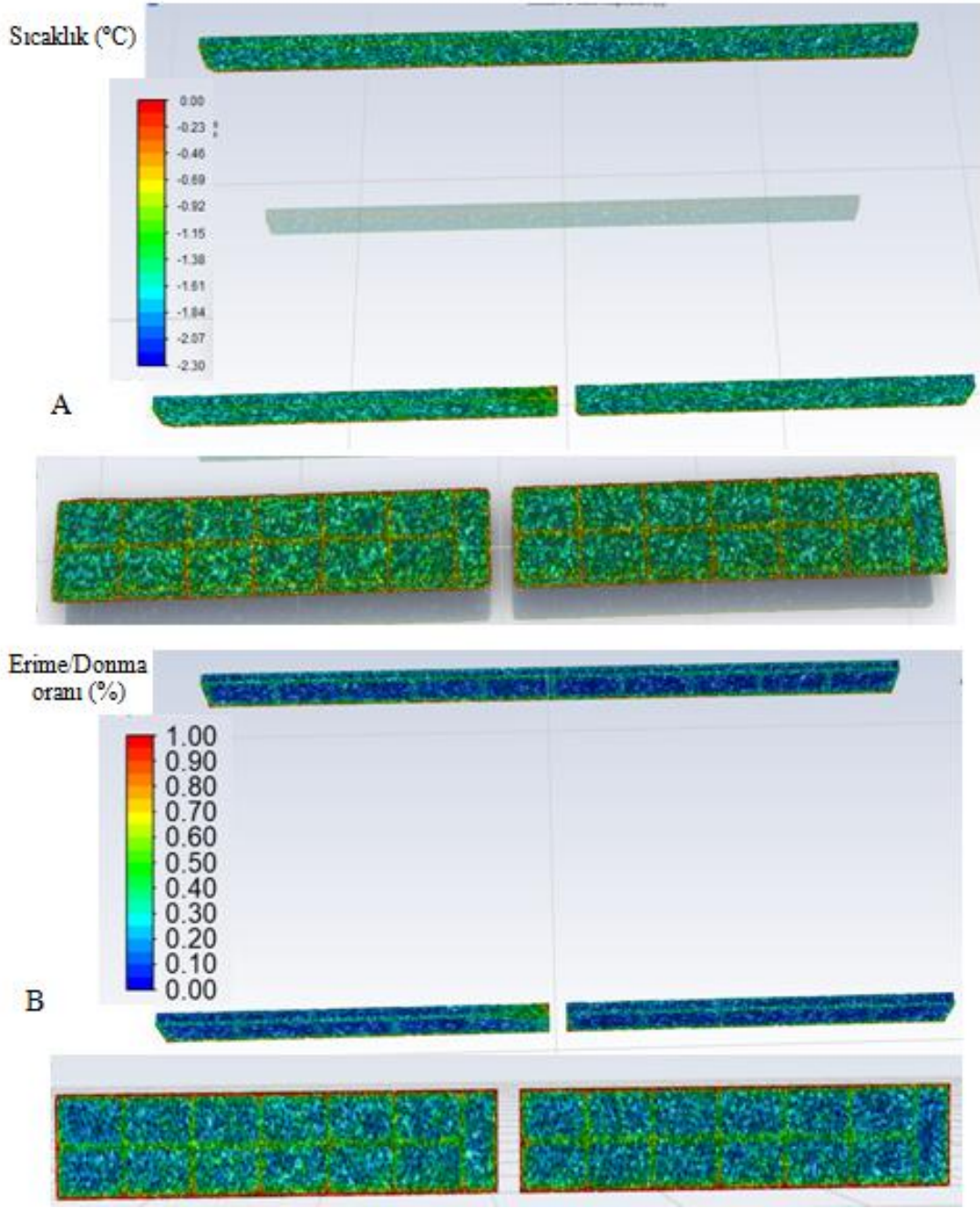
Şekil 53' te FDM' li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 90. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 6 °C' dir. Paket merkez sıcaklıkları ön raflarda 3 °C arka sıradaki sıcaklıkları 1 ile 1, 5 °C arasındadır.





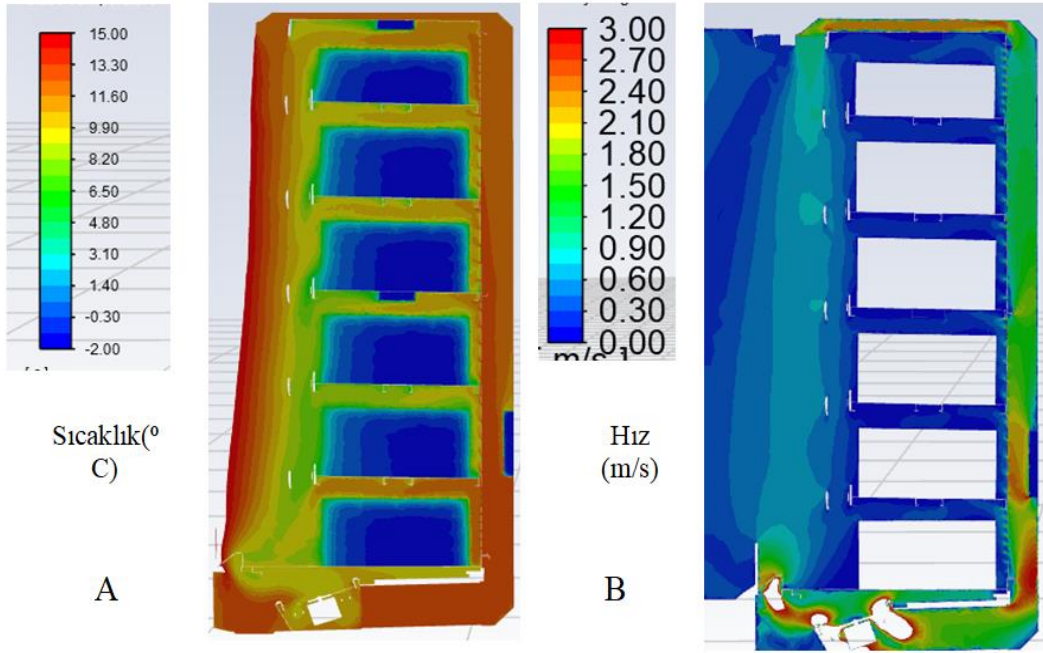
Şekil 3.53. HAD modeli 90. min FDM' li ADSTD M-paket **A)** Ön ve **B)**Arka sıcaklık simülasyonları.

Şekil 54' te buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 90. Dakikadaki A) Sıcaklıklarının -1 °C ile 0 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 65 oranında buz fazında olup % 35' lik kısmı buz-su karışımıdır.

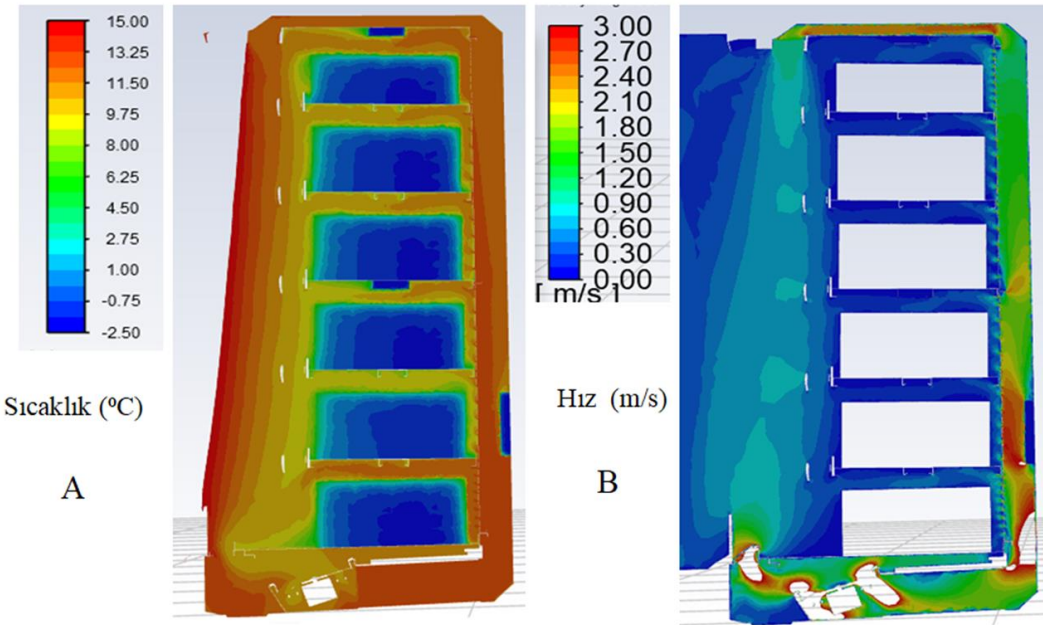


Şekil 3.54. HAD modeli 90. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.

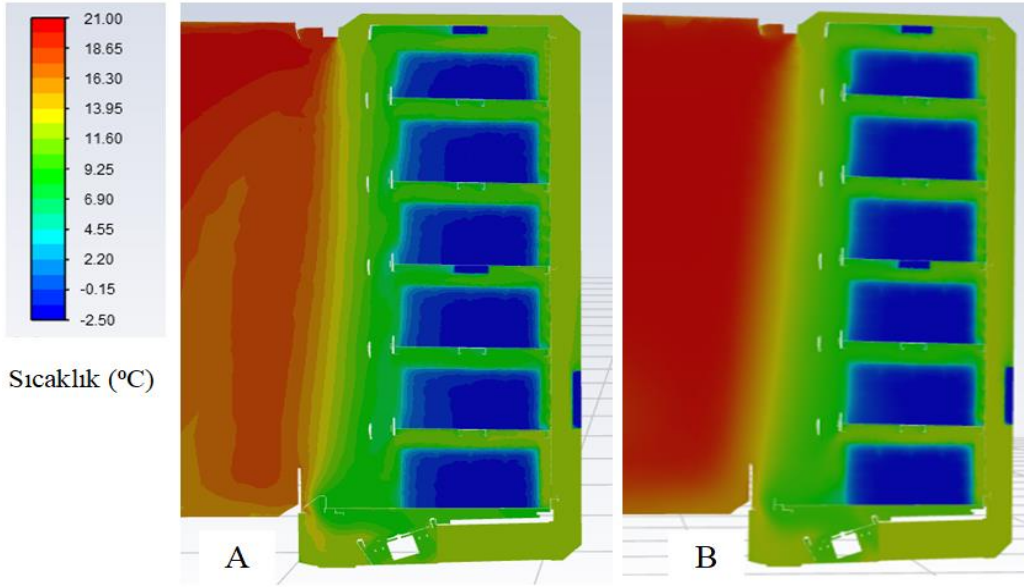
Şekil 55 ve 56' da FDM'li ADSTD' ın 105. dakikadaki fan1 ve fan6 kesiti A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık 8 °C ve balpeteği (honeycomb) çıkışı hız ortalama 1, 20 m/s 'dir. Fan1 kesitinde kabin önü hava akışı sebebiyle kabin içi sıcaklık biraz daha fazla yükselirken hava jeti hızı da daha düşüktür. Kabin önü hava perdesi sıcaklığı ortalama Şekil 57' de 14 °C' dir.



Şekil 3.55. HAD modeli 105. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.

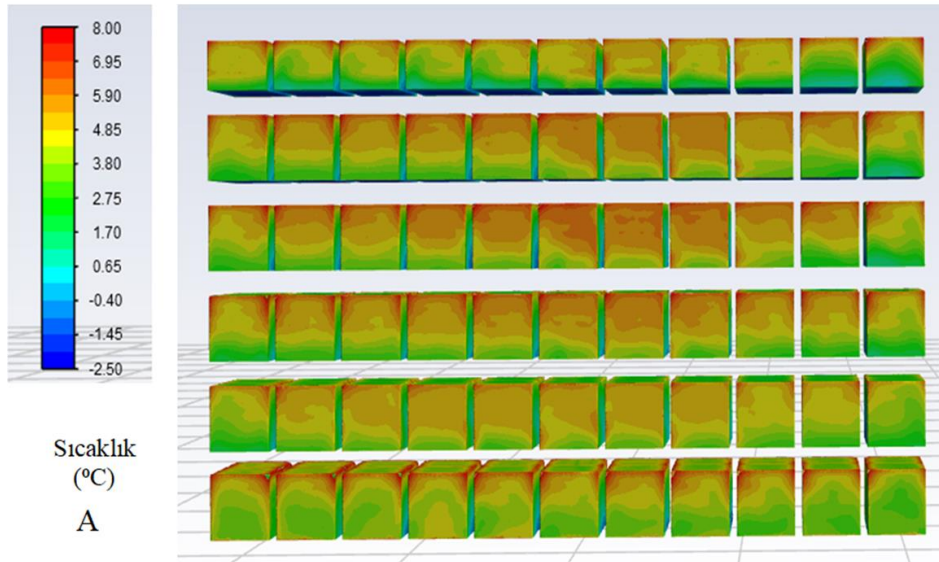


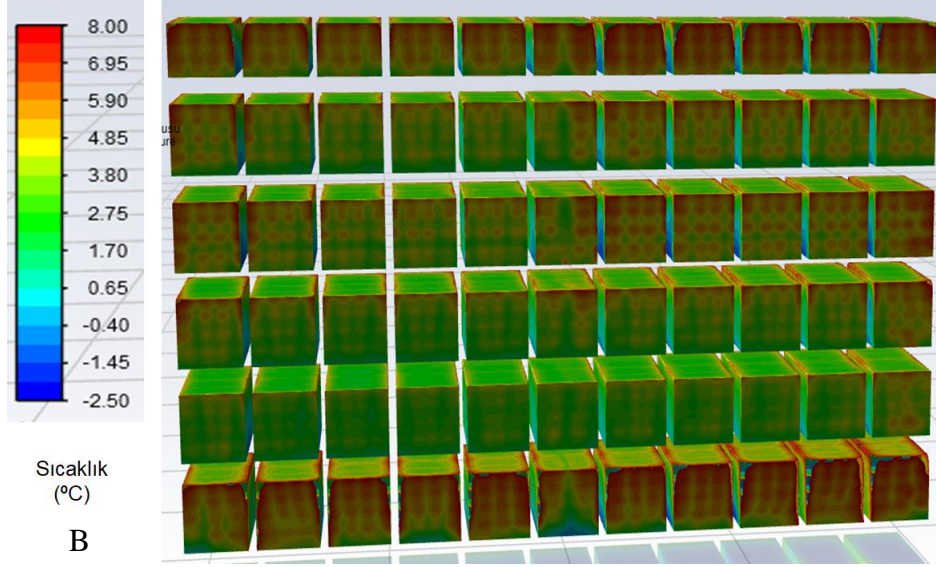
Şekil 3.56. HAD modeli 105. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.



Şekil 3.57. HAD modeli 105. min FDM' li ADSTD **A)** Fan1 kesit ve **B)** Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.

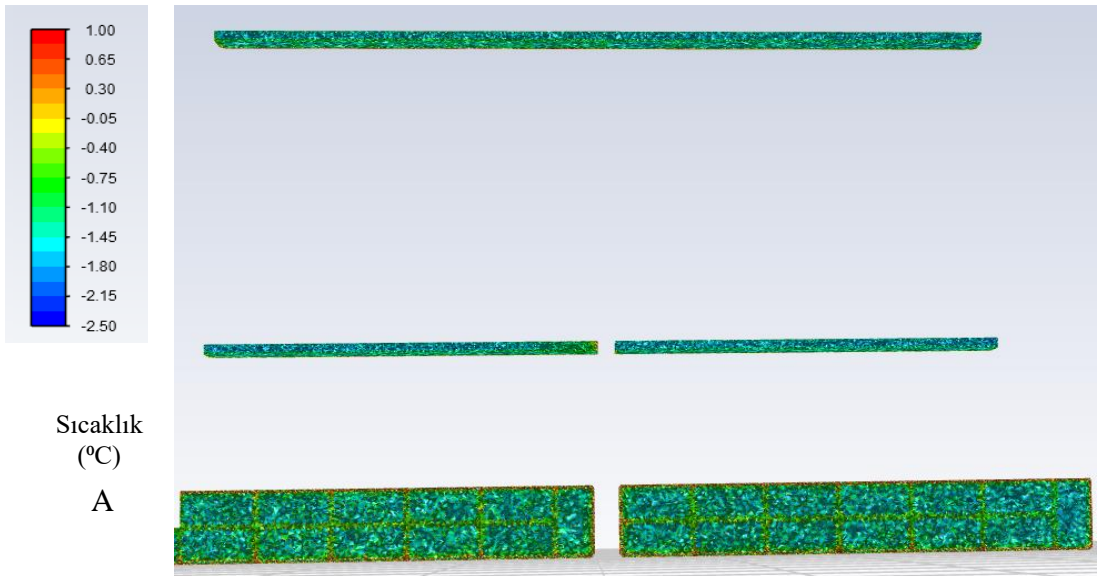
Şekil 58' de FDM'li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 105. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 6 °C' dir. Paket merkez sıcaklıkları ön raflarda 3 °C arka sıradaki sıcaklıkları 1,5 ile 2 °C arasındadır.

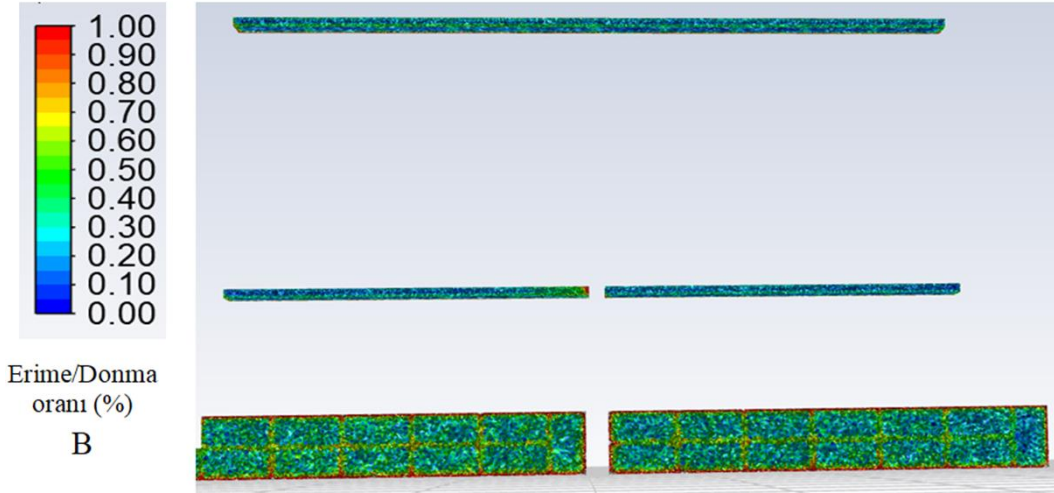




Şekil 3.58. HAD modeli 105. min FDM' li ADSTD M-paket **A)** Ön ve **B)** Arka sıcaklık simülasyonları.

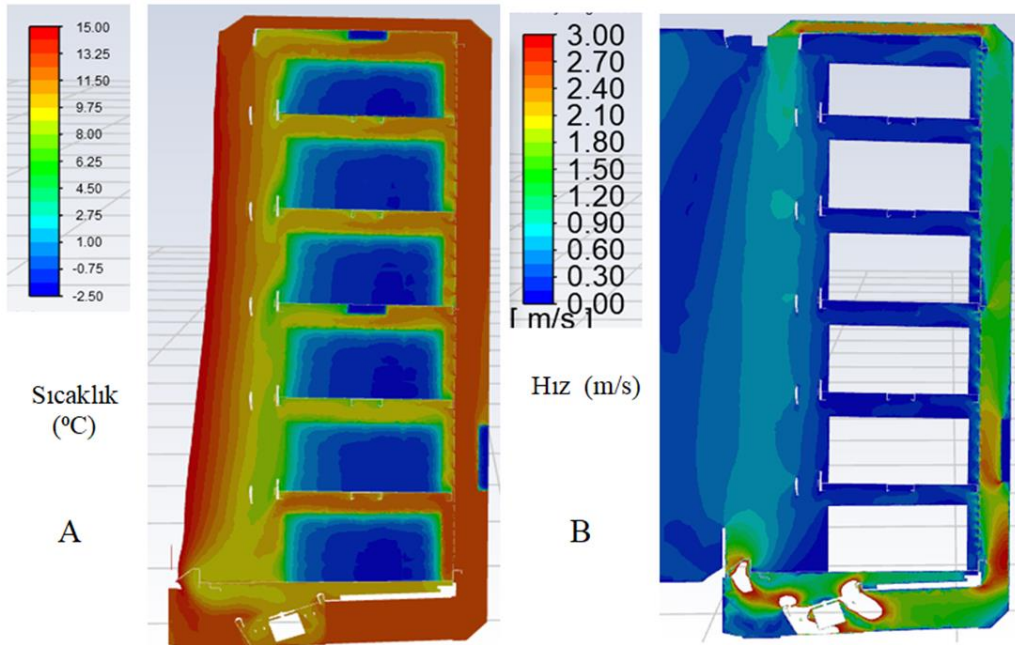
Şekil 59' da buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 105. dakikadaki A) Sıcaklıklarının -1 °C ile 0 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 35 oranında buz fazında olup % 50 'lik kısmı buz-su karışımıdır.



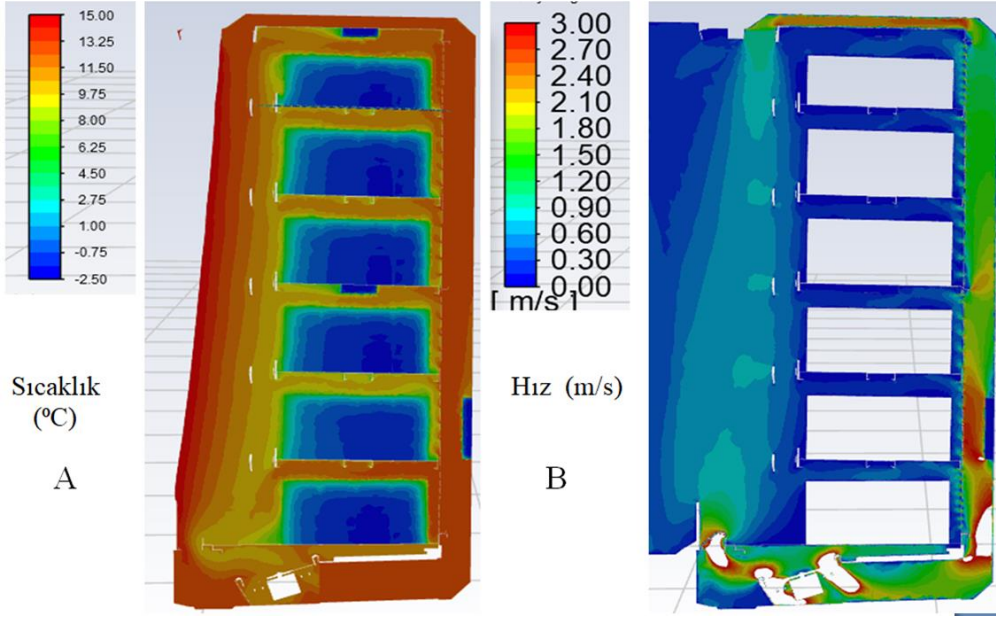


Şekil 3.59. HAD modeli 105. min FDM' li ADSTD buz kapları **A)** Sıcaklık ve **B)** Erime/Donma oranı simülasyonları.

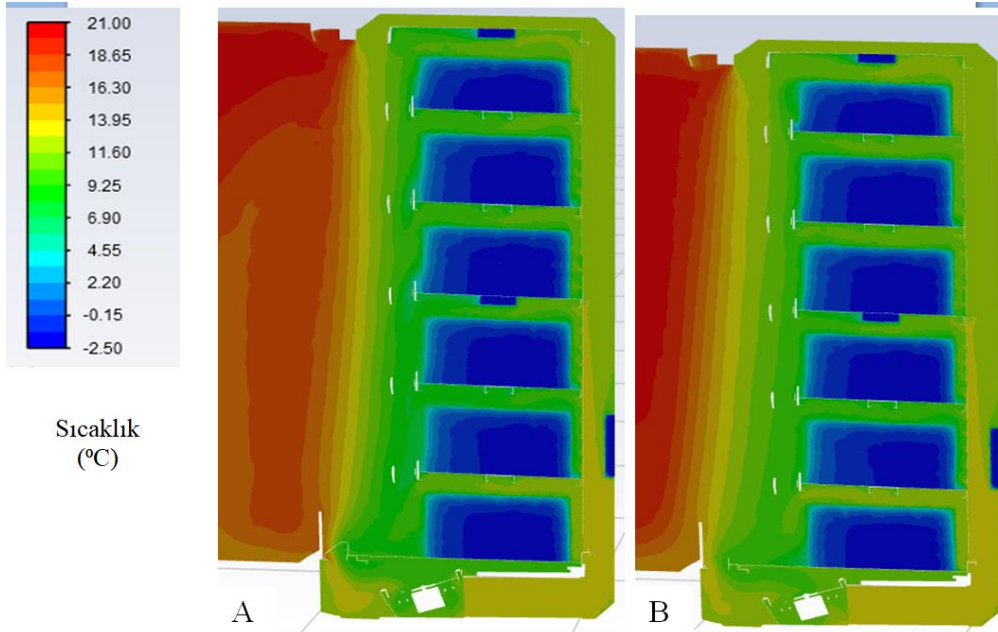
Şekil 60 ve 61' de FDM' li ADSTD' in 120. dakikadaki fan1 ve fan6 kesiti **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık 8 °C ve balpeteği (honeycomb) çıkışı hız ortalama 1, 20 m/s 'dir. Fan1 kesitinde kabin önü hava akışı sebebiyle kabin içi sıcaklık biraz daha fazla yükselirken hava jeti hızı da daha düşüktür. Kabin önü hava perdesi sıcaklığı ortalama Şekil 62' deki gibi 13 °C' dir.



Şekil 3.60. HAD modeli 120. min FDM' li ADSTD fan1 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları.

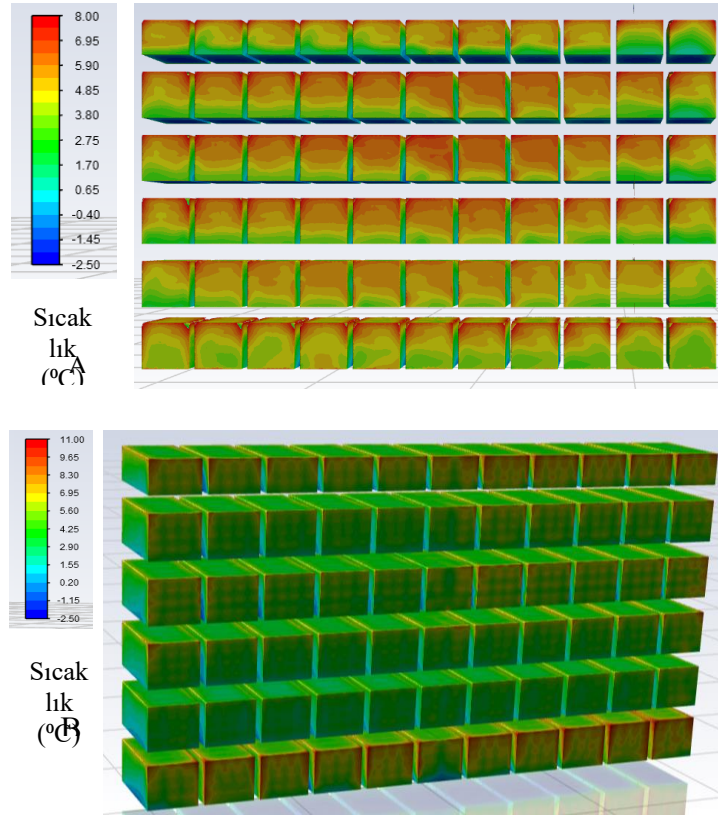


Şekil 3.61. HAD modeli 120. min FDM' li ADSTD fan6 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları.



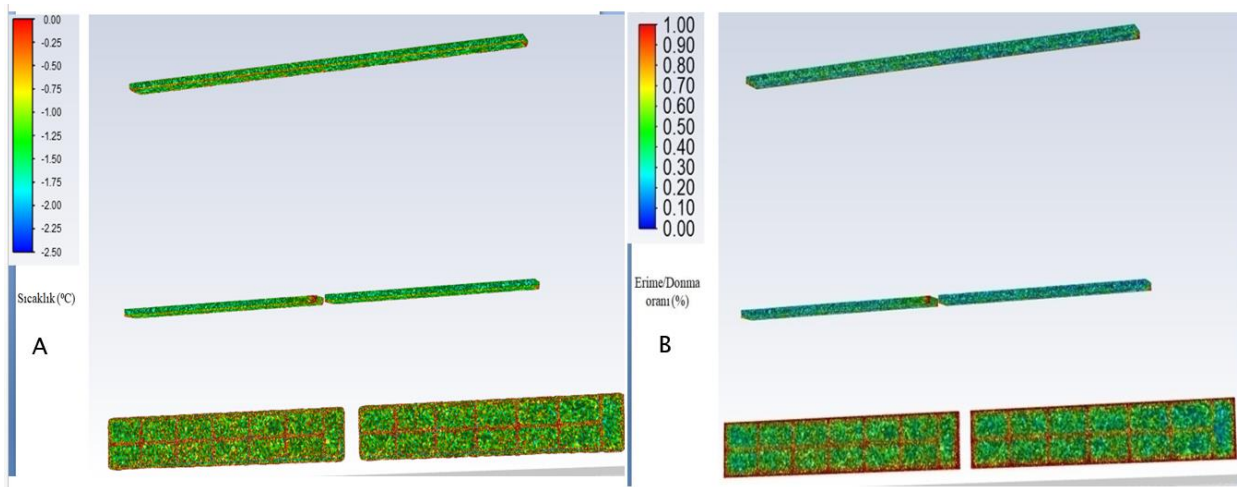
Şekil 3.62. HAD modeli 120. min FDM' li ADSTD **A)** Fan1 kesit ve **B)** Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.

Şekil 63' te FDM'li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 120. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 8 °C' dir. Paket merkez sıcaklıkları ön raflarda 4 °C arka sıradaki sıcaklıkları 0 ile 3 °C arasındadır.

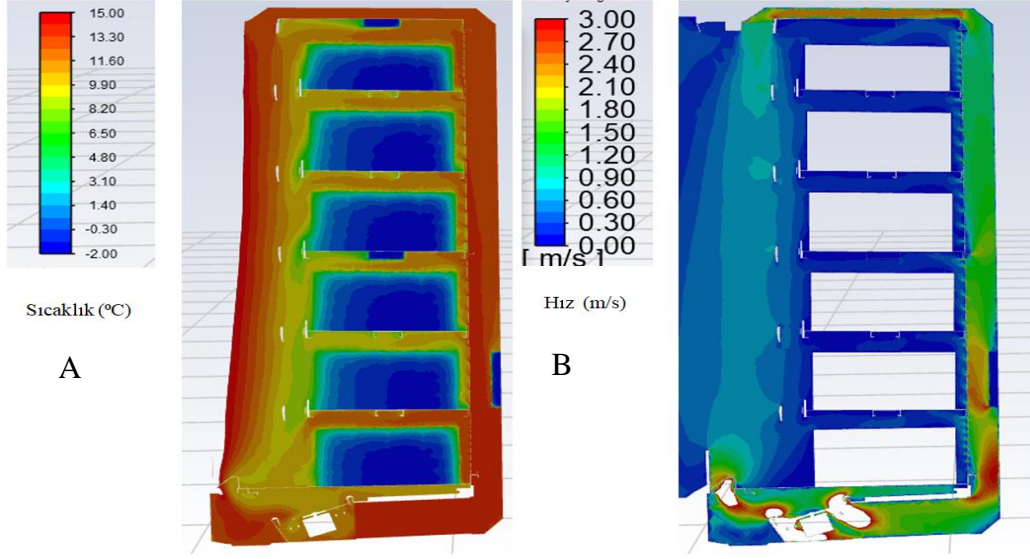


Şekil 3.63. HAD modeli 120. min FDM' li ADSTD M-paket **A)** Ön ve **B)** Arka sıcaklık simülasyonları.

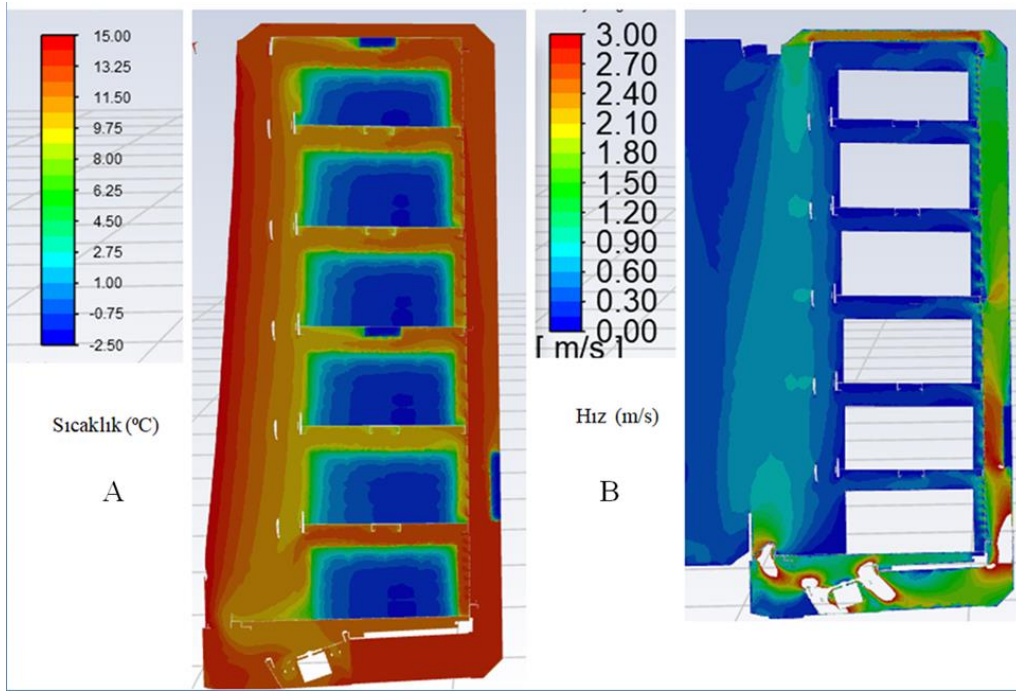
Şekil 64' te de buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 120. dakikadaki A) Sıcaklıklarının -1 °C ile 0 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 35 oranında buz fazında olup % 65 'lik kısmı buz-su karışımıdır.



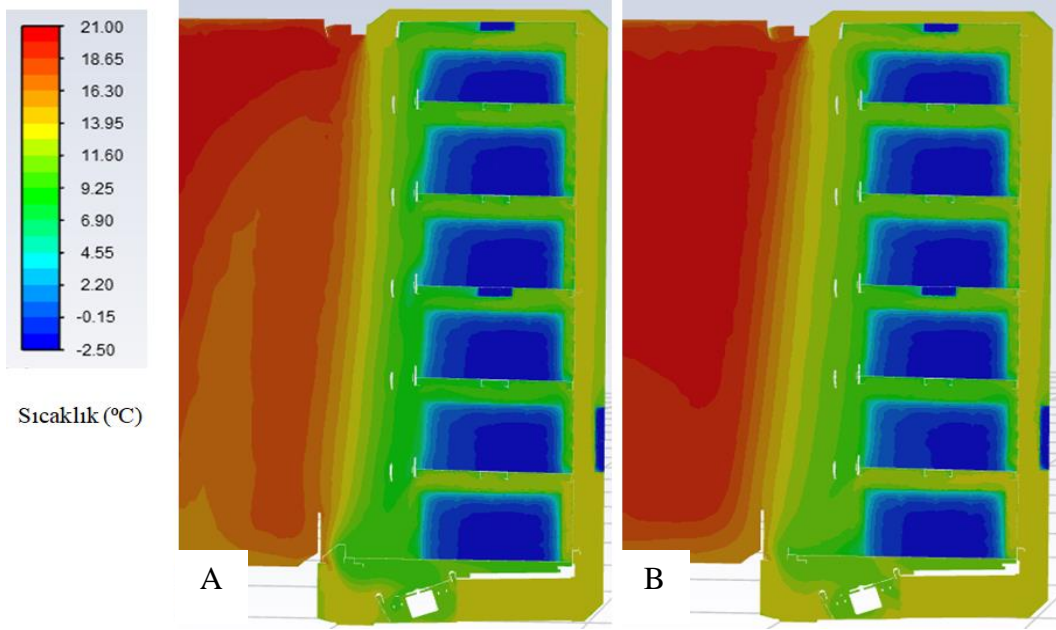
Şekil 3.64. HAD modeli 120. min FDM' li ADSTD buz aküleri **A)** Sıcaklıkve **B)** Erime ve donma simülasyonları.



Şekil 3.65. HAD modeli 135. min FDM' li ADSTD fan1 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.

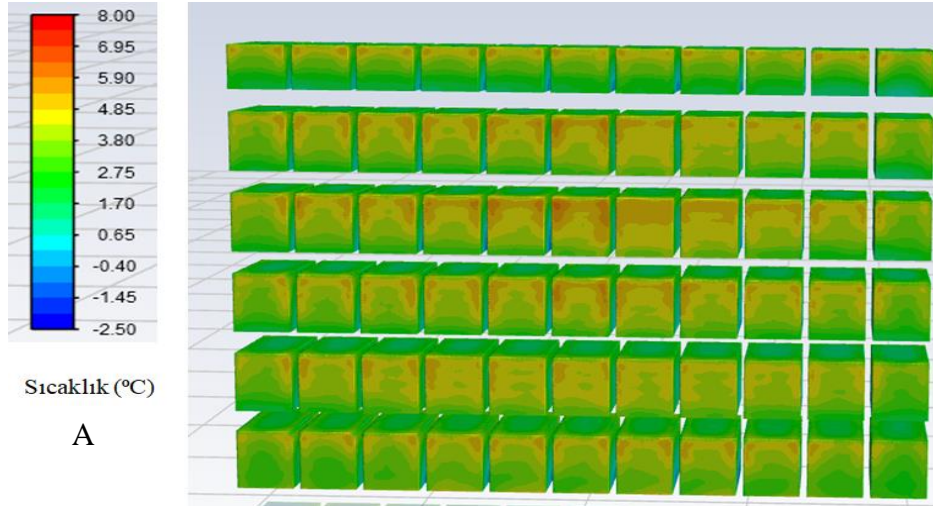


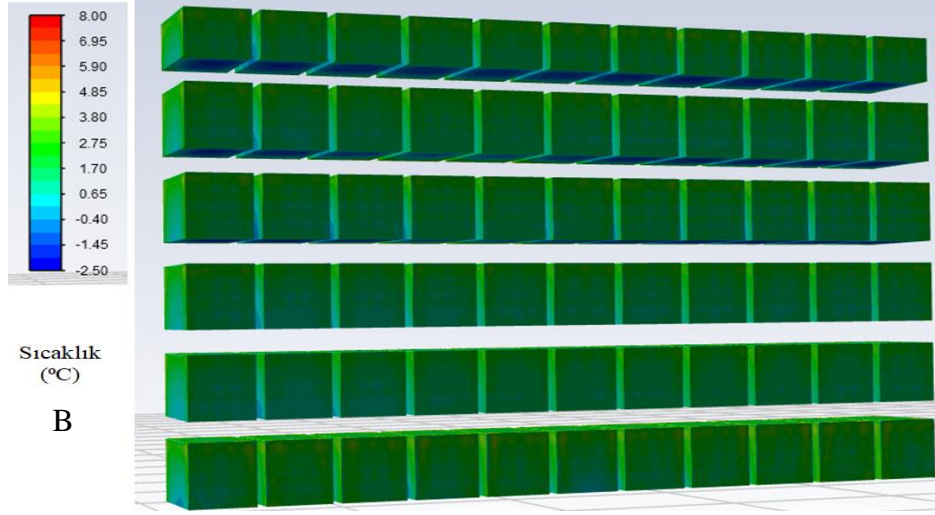
Şekil 3.66. HAD modeli 135. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.



Şekil 3.67. HAD modeli 135. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.

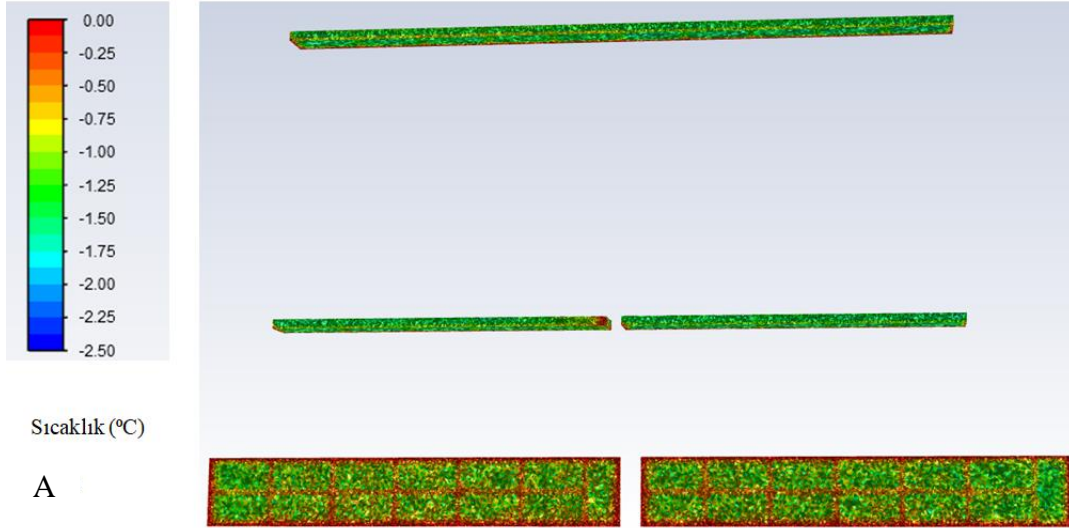
Şekil 68' deki gibi FDM' li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 135. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 5, 40 °C' dir. Paket merkez sıcaklıkları ön raflarda 2 °C arka sıradaki sıcaklıkları 0 ile 1 °C arasındadır.

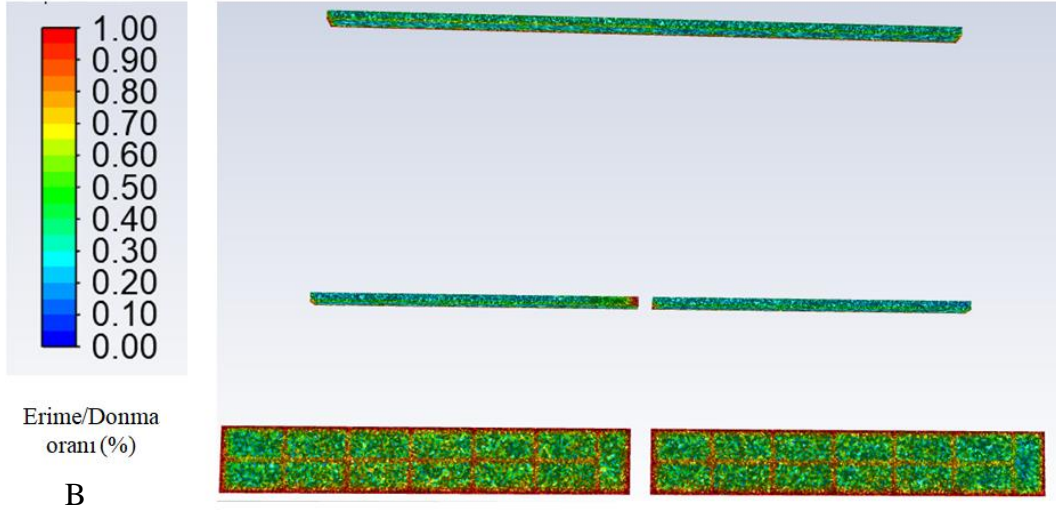




Şekil 3.68. HAD modeli 135. min FDM' li ADSTD M-paket **A)** Ön ve **B)** Arka sıcaklık simülasyonları.

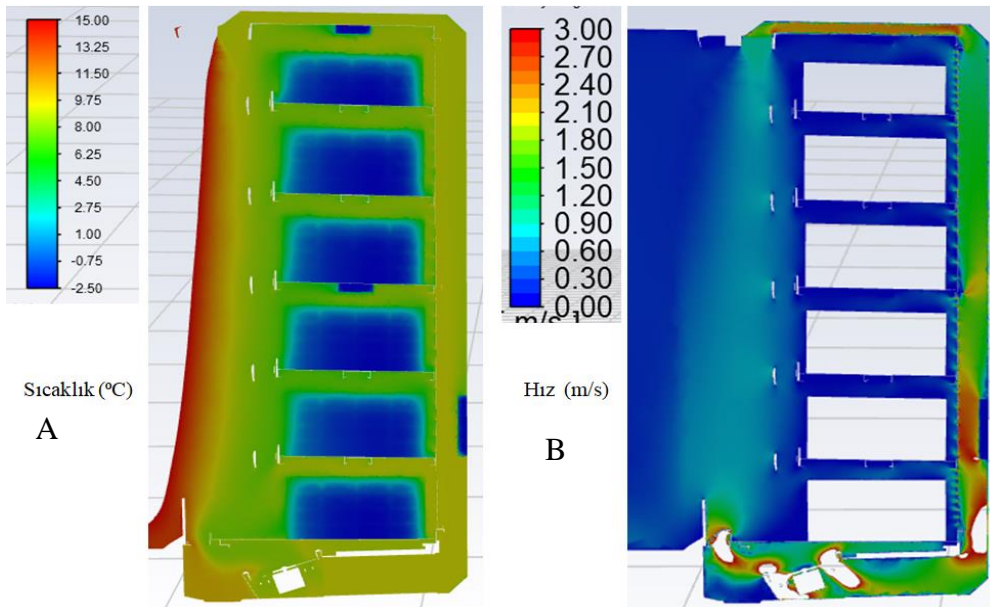
Şekil 69' da buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 135. dakikadaki A) Sıcaklıklarının -1 °C ile 0 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 30 oranında buz fazında olup % 70' lik kısmı buz-su karışımıdır.



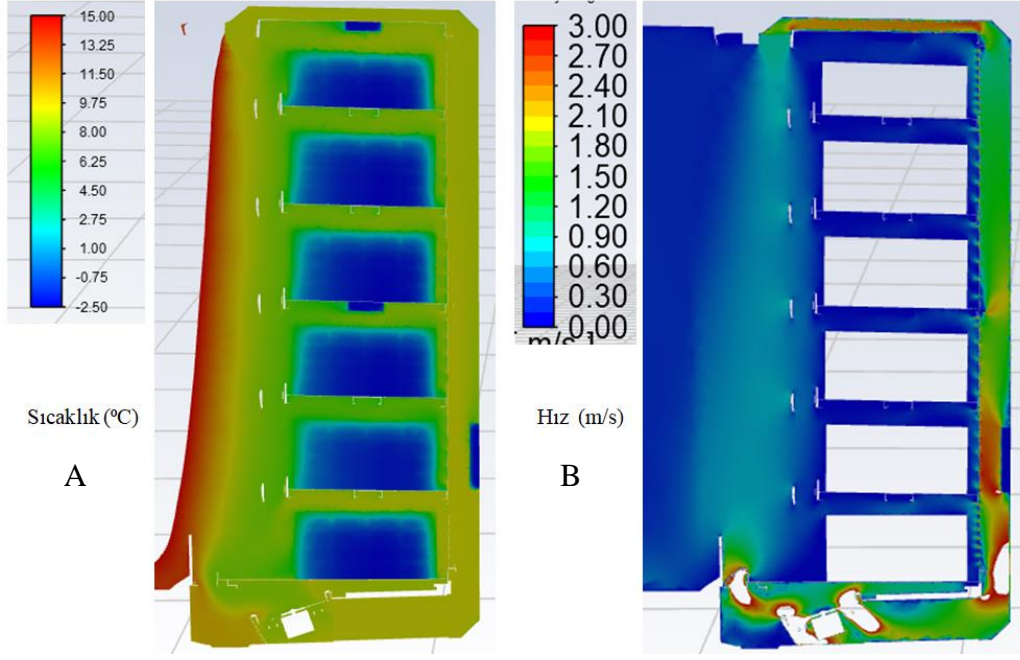


Şekil 3.69. HAD modeli 135. min FDM' li ADSTD buz kapları A) Sıcaklık ve B) Erime/Donma oranı simülasyonları.

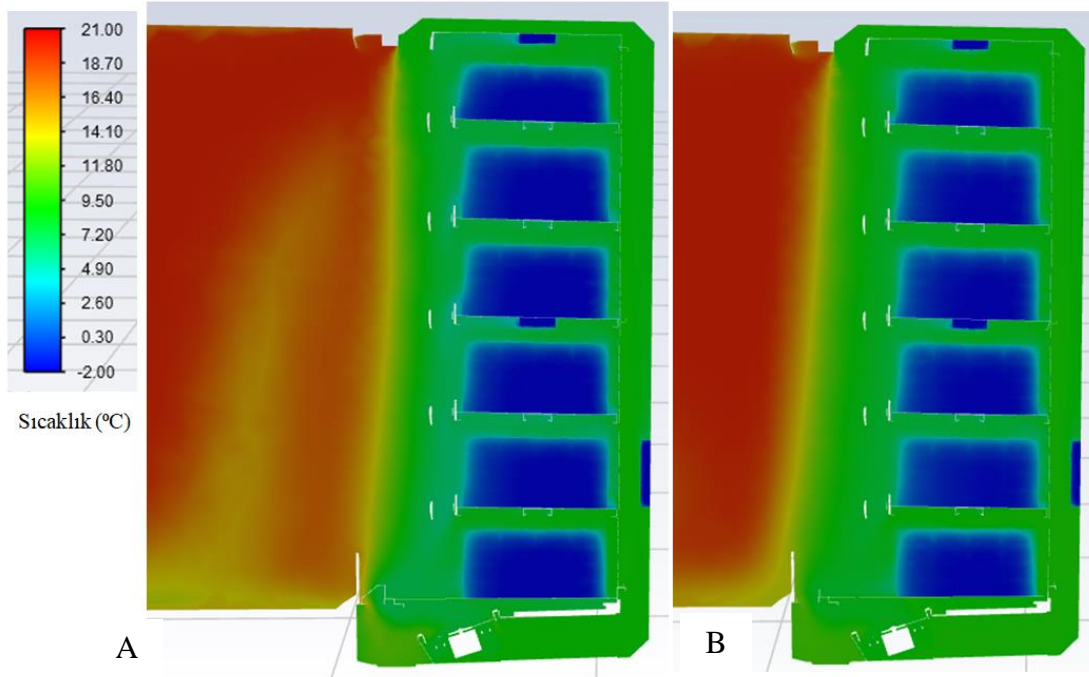
Şekil 70 ve 71' de FDM' li ADSTD' m 150. dakikadaki fan1 ve fan6 kesiti A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık 8,5 °C ve balpeteği (honeycomb) çıkışı hız ortalama 0, 90 m/s 'dir. Fan1 kesitinde kabin önü hava akışı sebebiyle kabin içi sıcaklık biraz daha fazla yükselirken hava jeti hızı da daha düşüktür. Kabin önü hava perdesi sıcaklığı Şekil 72' deki gibi ortalama 11 °C' dir.



Şekil 3.70. HAD modeli 150. min FDM' li ADSTD fan1 kesiti A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.

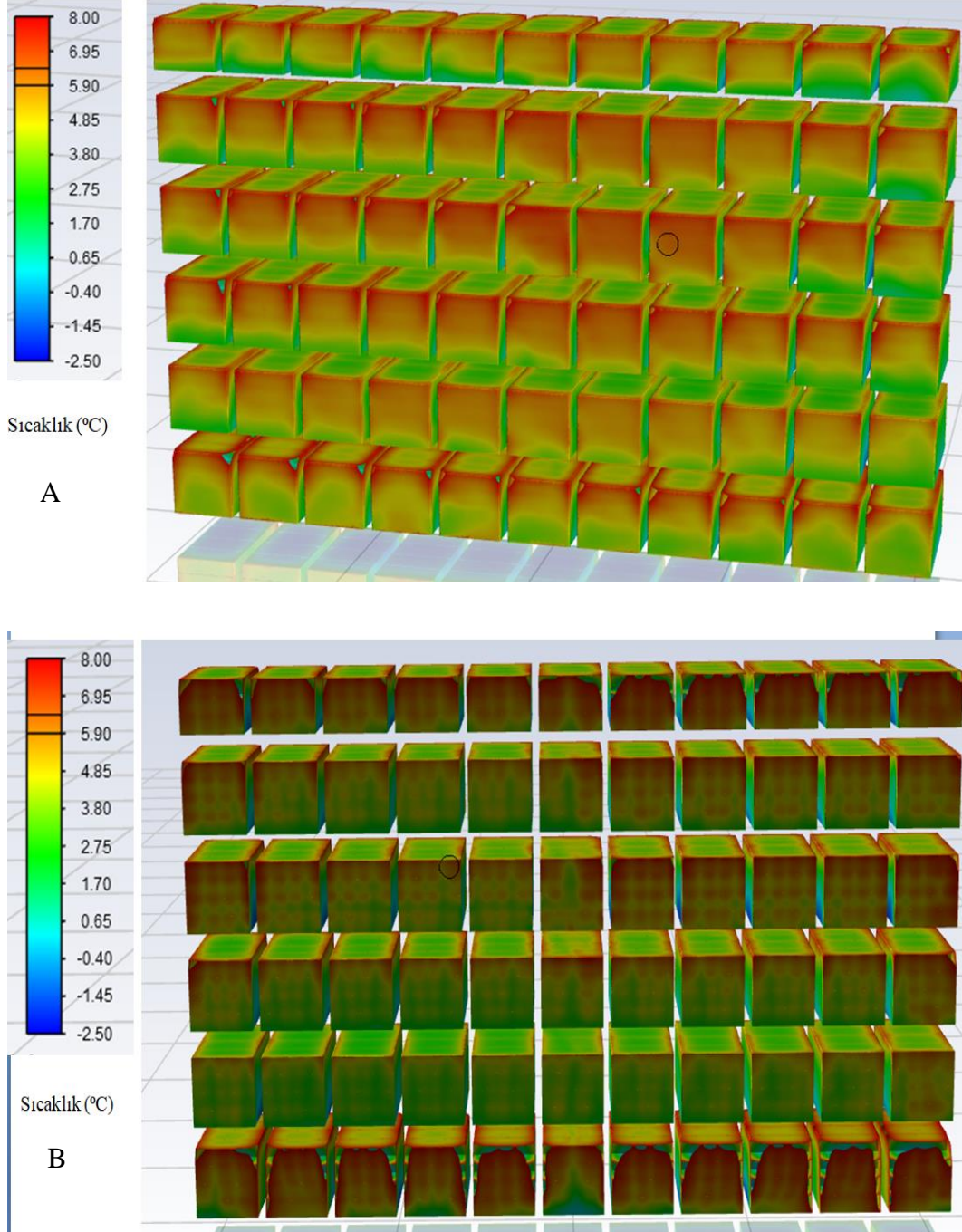


Şekil 3.71. HAD modeli 150. min FDM' li ADSTD fan6 kesit A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları.



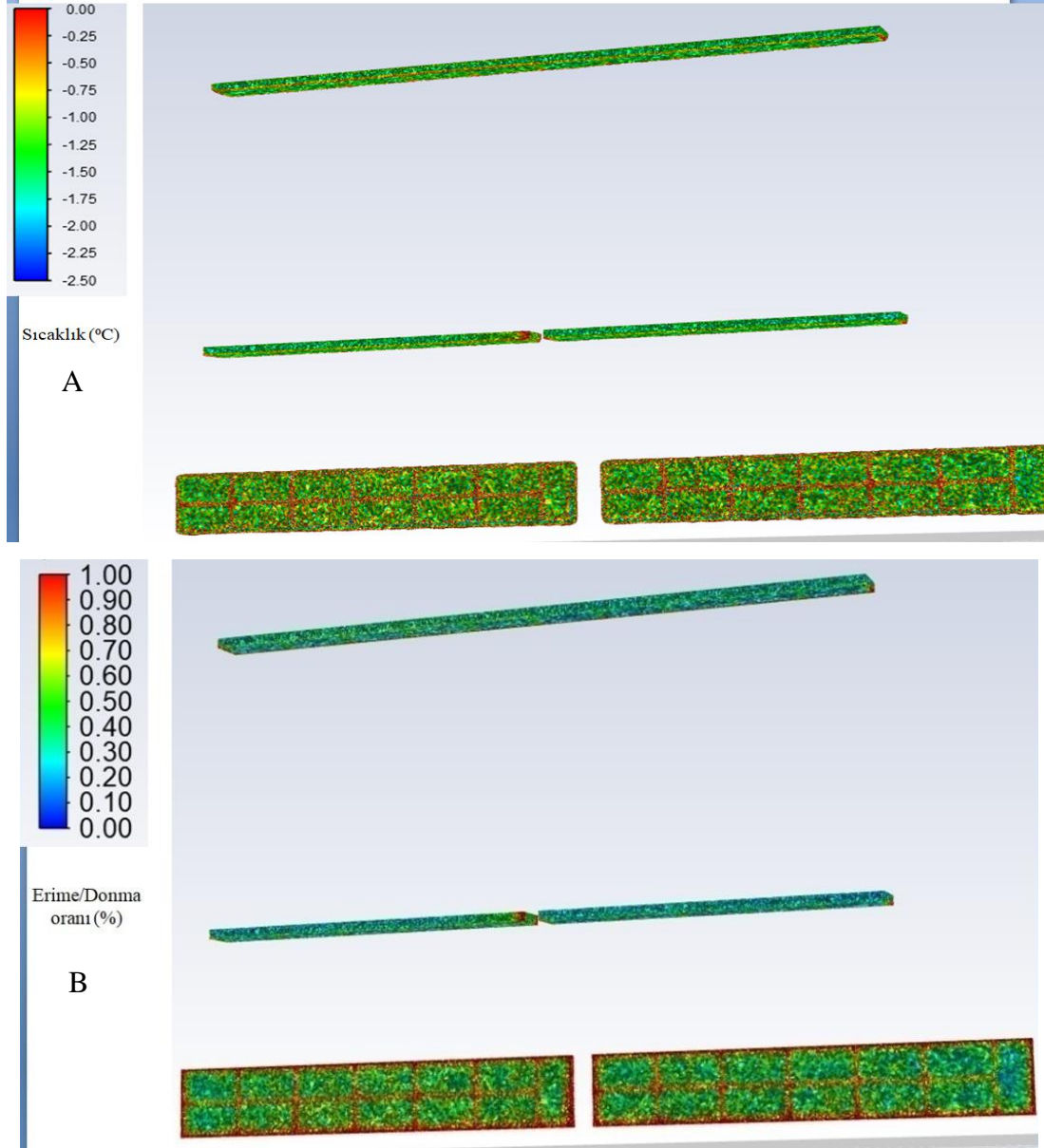
Şekil 3.72. HAD modeli 150. min FDM' li ADSTD A) Fan1 kesit ve B) Fan6 kesit sıcaklık simülasyonu.

Şekil 73' te FDM' li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 150. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 5, 40 °C' dir. Paket merkez sıcaklıkları ön raflarda 2 °C arka sıradaki sıcaklıkları 0 °C ile -2 °C arasındadır.



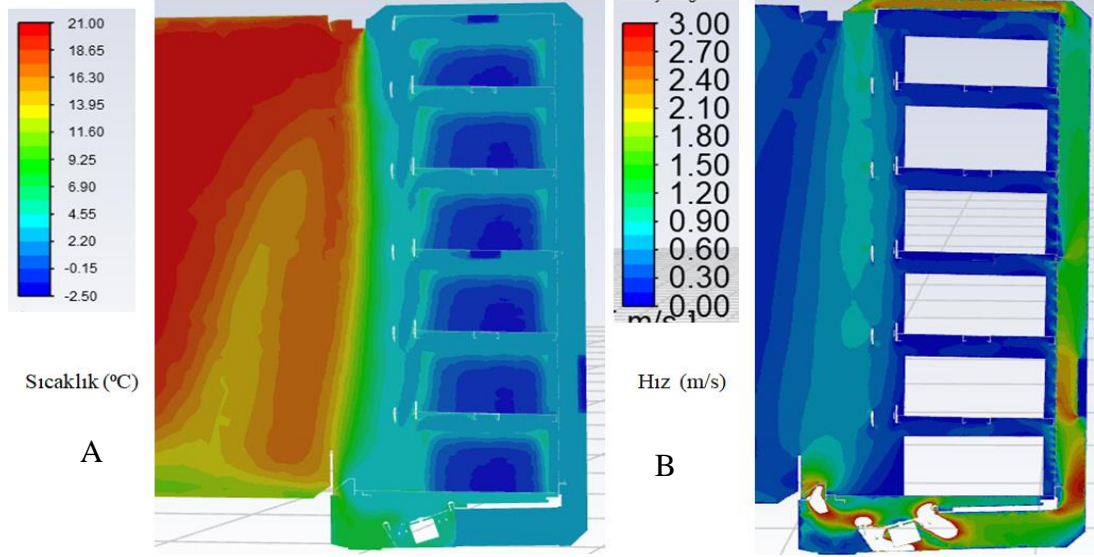
Şekil 3.73. HAD modeli 150. Min FDM' li ADSTD M-paket **A)** Ön ve **B)** Arka sıcaklık simülasyonları.

Şekil 74' te buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 150. dakikadaki A) Sıcaklıklarının - 0. 75 °C ile 0 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 50 oranında buz fazında olup % 50' lik kısmı buz-su karışımıdır.

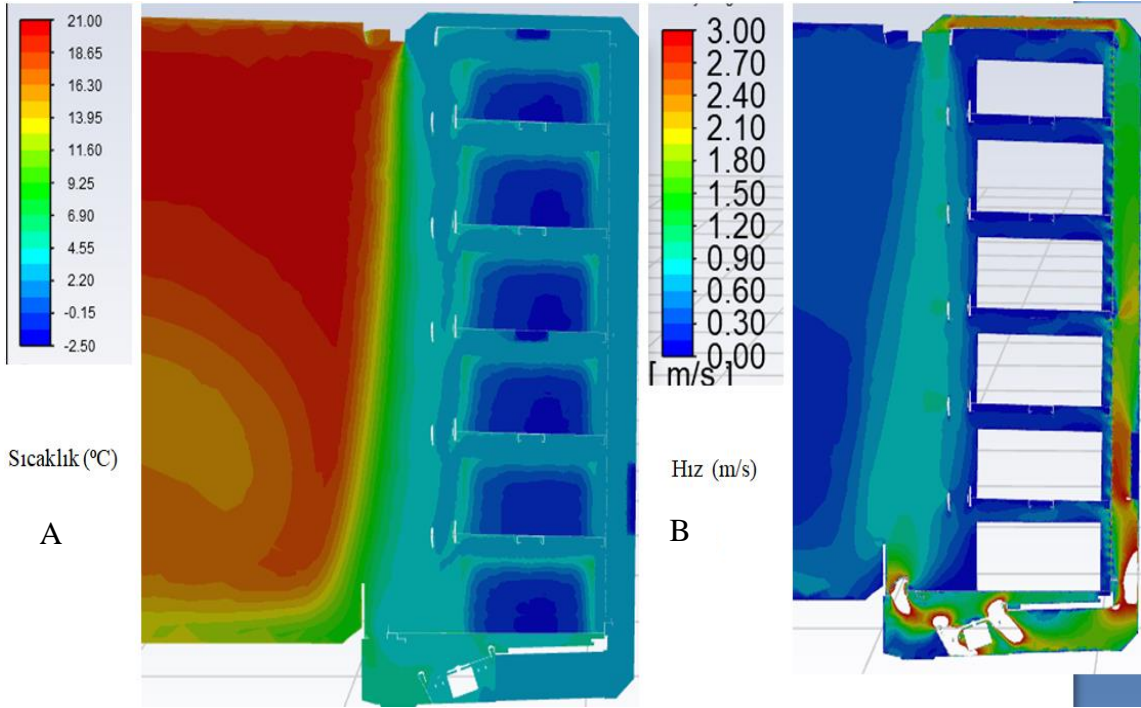


Şekil 3.74. HAD modeli 150. min FDM’li ADSTD buz kapları **A)** Sıcaklık ve **B)** Erime/Donma oranı simülasyonları.

Şekil 75 ve 76’ te FDM’ li ADSTD’ ın 165. dakikadaki fan1 ve fan6 kesiti A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık 8,5 °C ve balpeteği (honeycomb) çıkışı hız ortalama 0, 90 m/s ’dir. Fan1 kesitinde kabin önü hava akışı sebebiyle kabin içi sıcaklık biraz daha fazla yükselirken hava jeti hızı da daha düşüktür. Kabin önü hava perdesi sıcaklığı ortalama 9 °C’ dir.

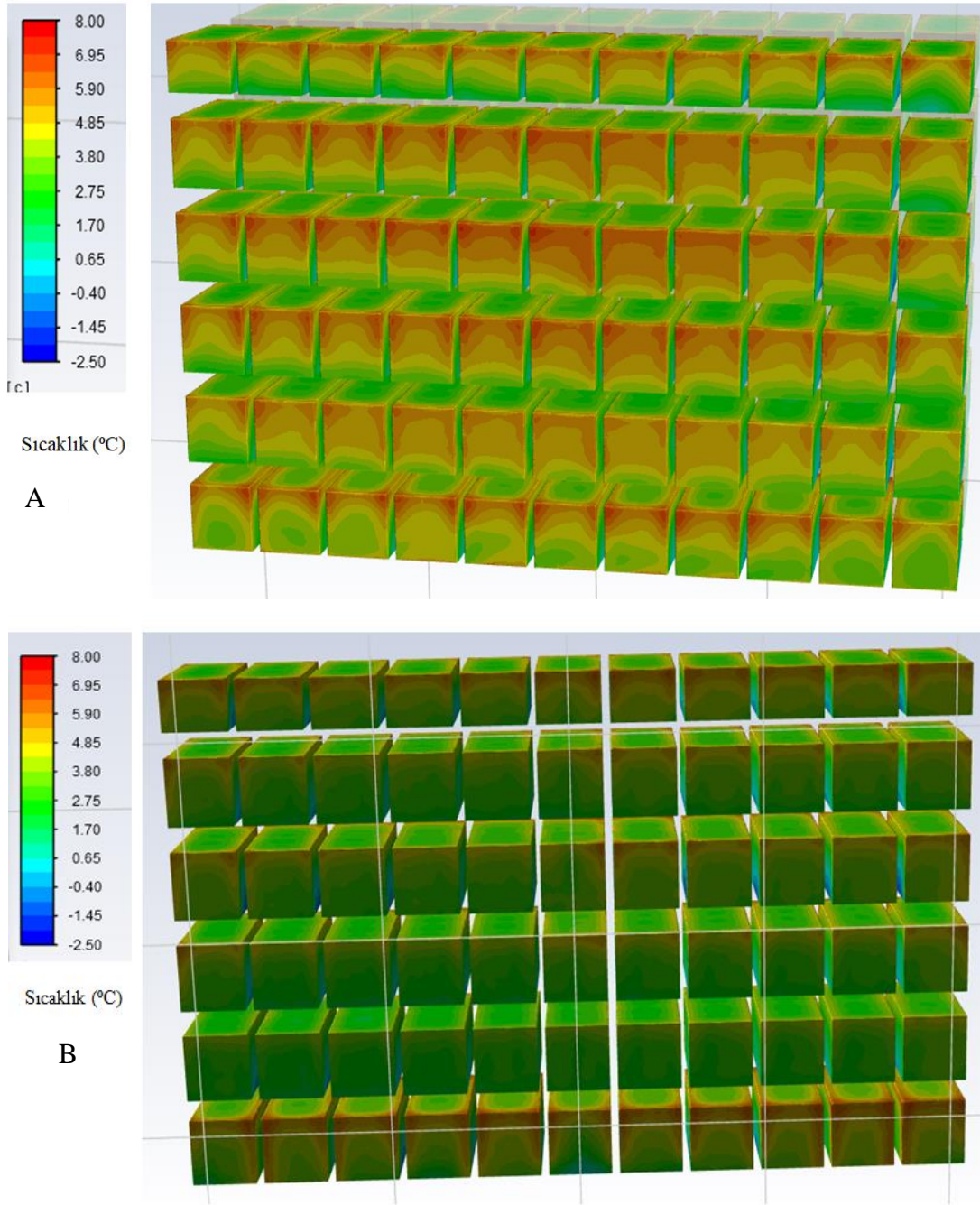


Şekil 3.75. HAD modeli 165. min FDM' li ADSTD fan1 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları.



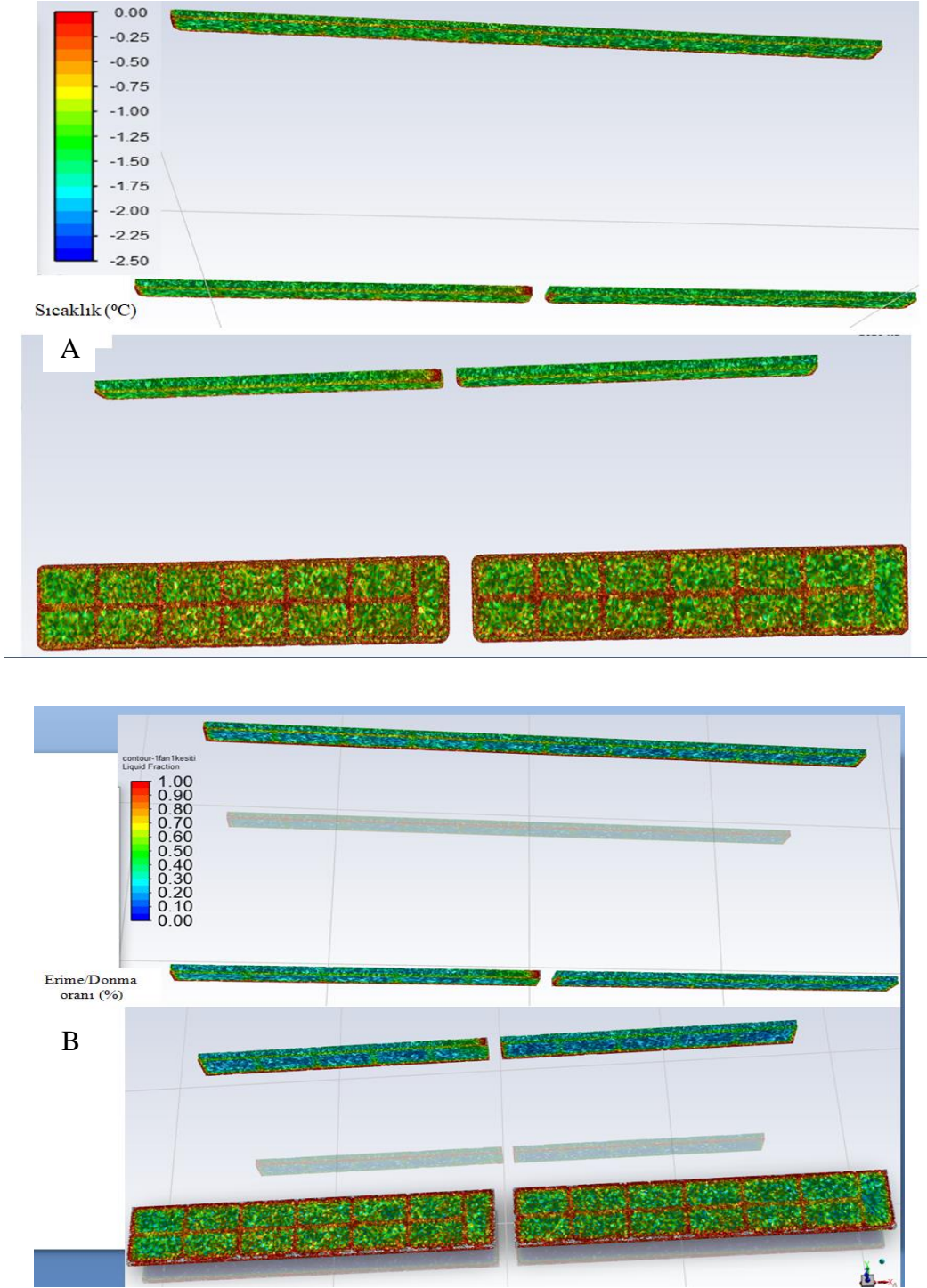
Şekil 3.76. HAD modeli 165. min FDM' li ADSTD fan6 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları.

Şekil 77' de FDM' li ADSTD' ın M-paket sıcaklıklarının 165. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 6, 40 °C' dir. Paket merkez sıcaklıkları ön raflarda 4 °C arka sıradaki sıcaklıkları 2 ile 0 °C arasındadır.



Şekil 3.77. HAD modeli 165. min FDM' li ADSTD M-paket **A)** Ön ve **B)** Arka sıcaklık simülasyonları.

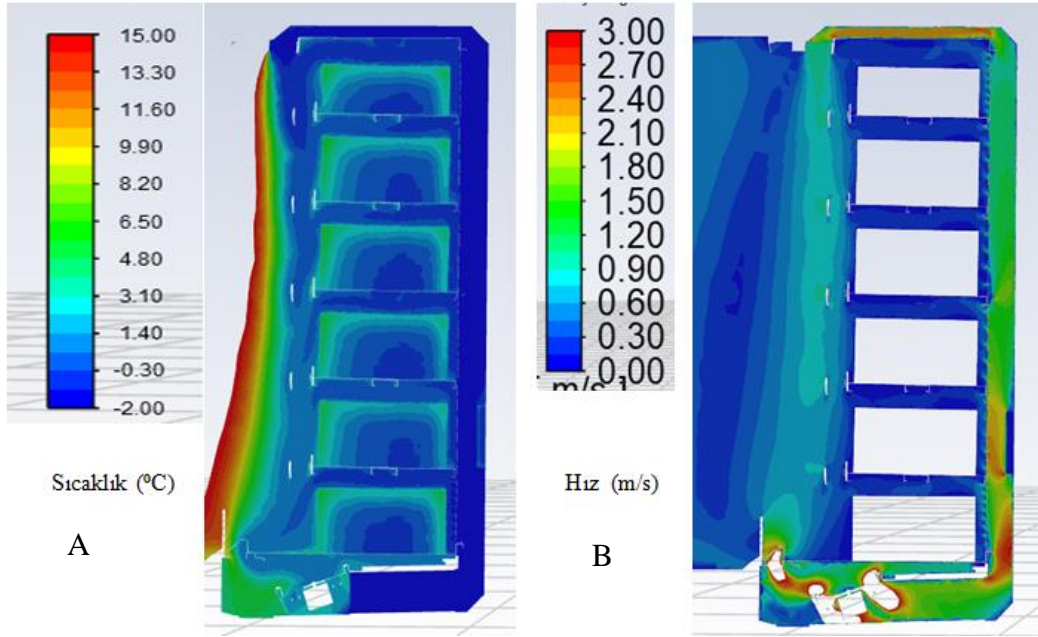
Şekil 78' de buz kaplar ının kompresör soğutma yaparken 165. dakikadaki A) Sıcaklıklarının – 0,1 °C ile 0 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının kaplarının % 40 oranında buz fazında olup % 60' lik kısmı buz-su karışımıdır. Raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 70 oranında buz olup, % 30 oranında su-buz karışımı olduğu görülmektedir.



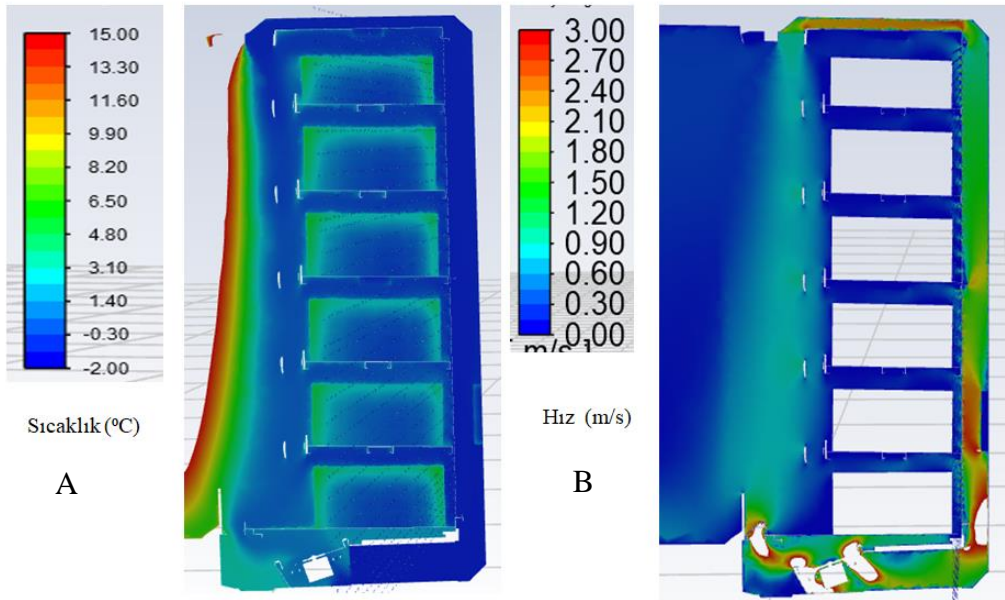
Şekil 3.78. HAD modeli 165. min FDM' li ADSTD buz kapları **A)** Sıcaklık ve **B)** Erime/Donma oranı simülasyonları.

Şekil 79 ve 80' de FDM' li ADSTD' ın 180. dakikadaki fan1 ve fan6 kesiti A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonları görülmektedir. Kabin içi ortalama sıcaklık 2 °C ve balpeteği (honeycomb) çıkışı hız ortalama 1 m/s 'dir. Fan1 kesitinde kabin önü hava akışı sebebiyle kabin içi sıcaklık

biraz daha fazla yükselirken hava jeti hızı da daha düşüktür. Kabin önü hava perdesi sıcaklığı ortalama 6 °C' dir.

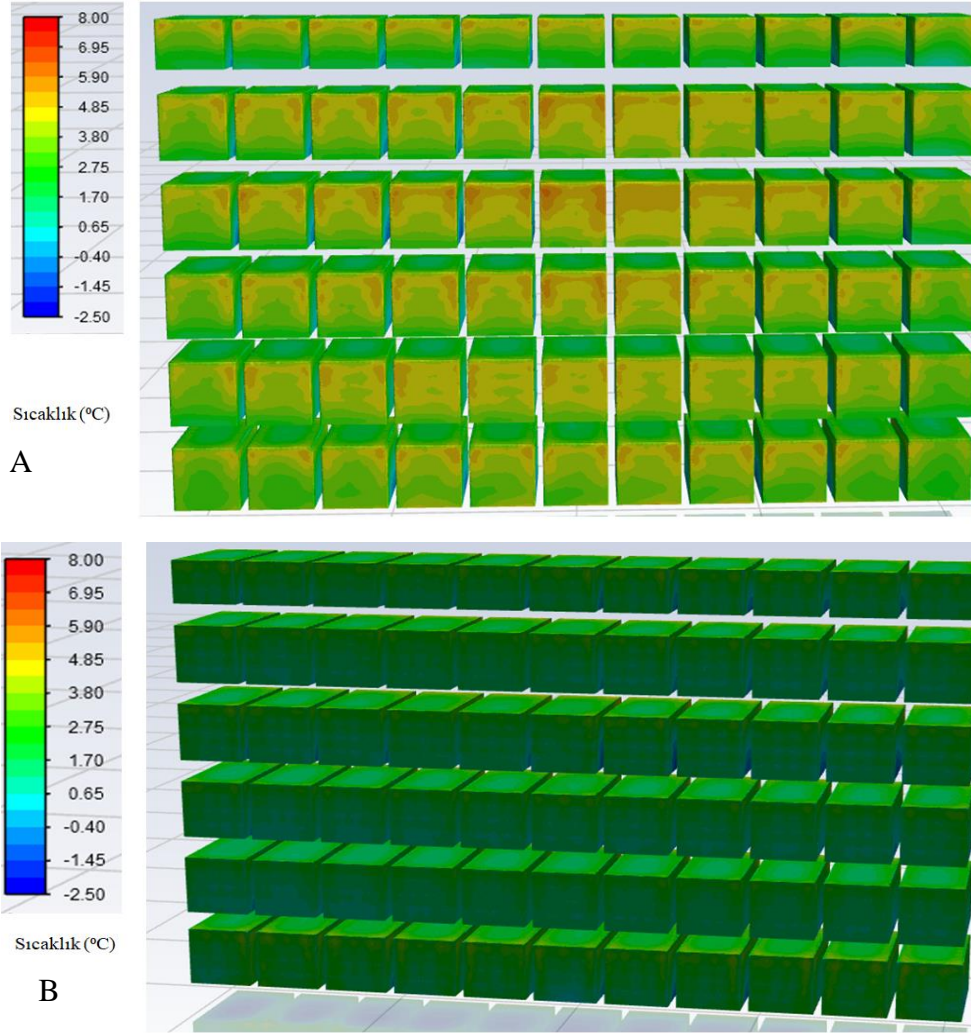


Şekil 3.79. HAD modeli 180. min FDM' li ADSTD fan1 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları



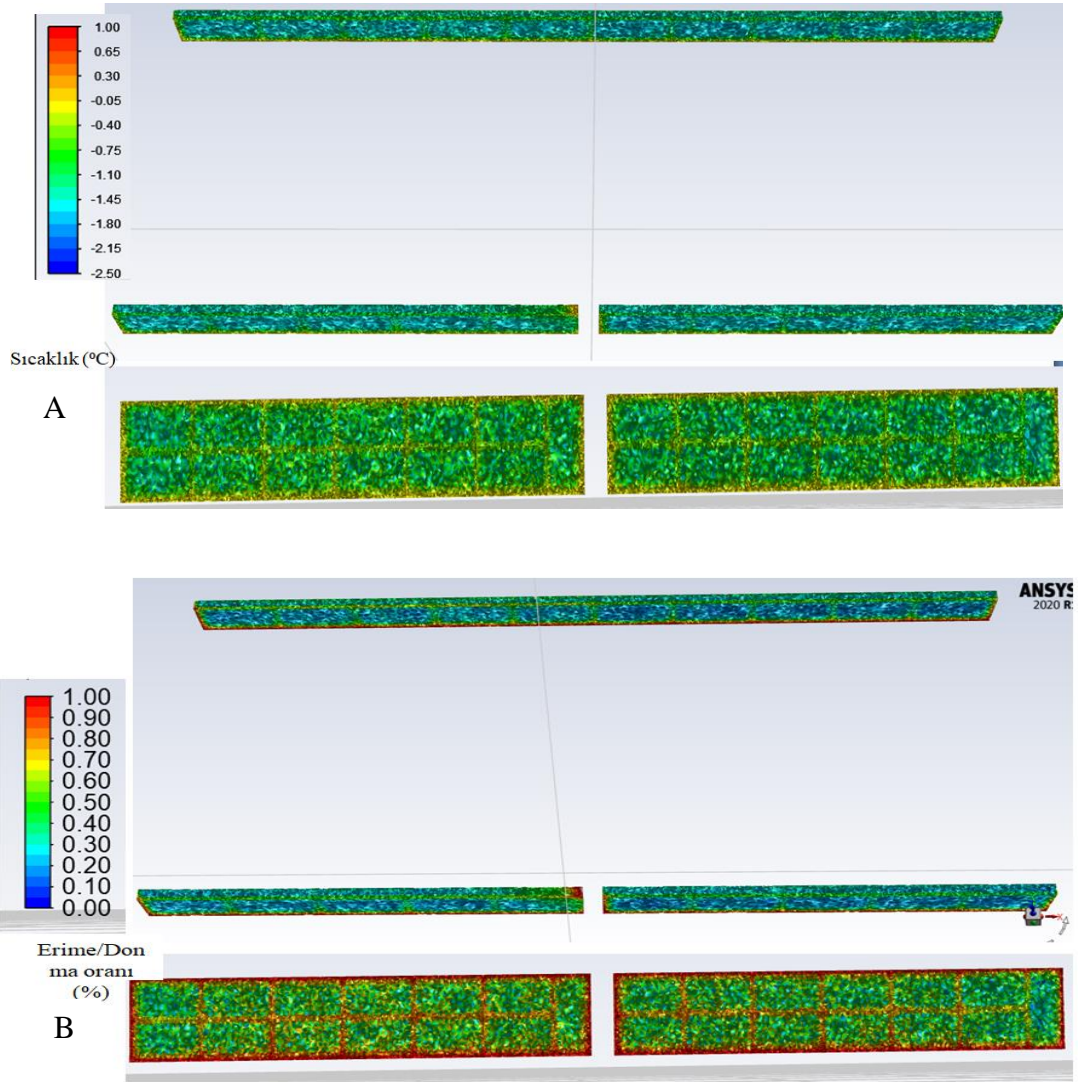
Şekil 3.80. HAD modeli 180. min FDM' li ADSTD fan6 kesit **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız simülasyonları

Şekil 81’ de FDM’ li ADSTD’ ın M-paket sıcaklıklarının 180. dakikadaki simülasyonu görülmektedir. Paket yüzey sıcaklıkları en yüksek 6, 40 °C’ dir. Paket merkez sıcaklıkları ön raflarda 3 °C arka sıradaki sıcaklıkları 2 ile 0 °C arasındadır.



Şekil 3.81. HAD modeli 180. min FDM’ li ADSTD M-paket A) Ön ve B) Arka sıcaklık simülasyonları.

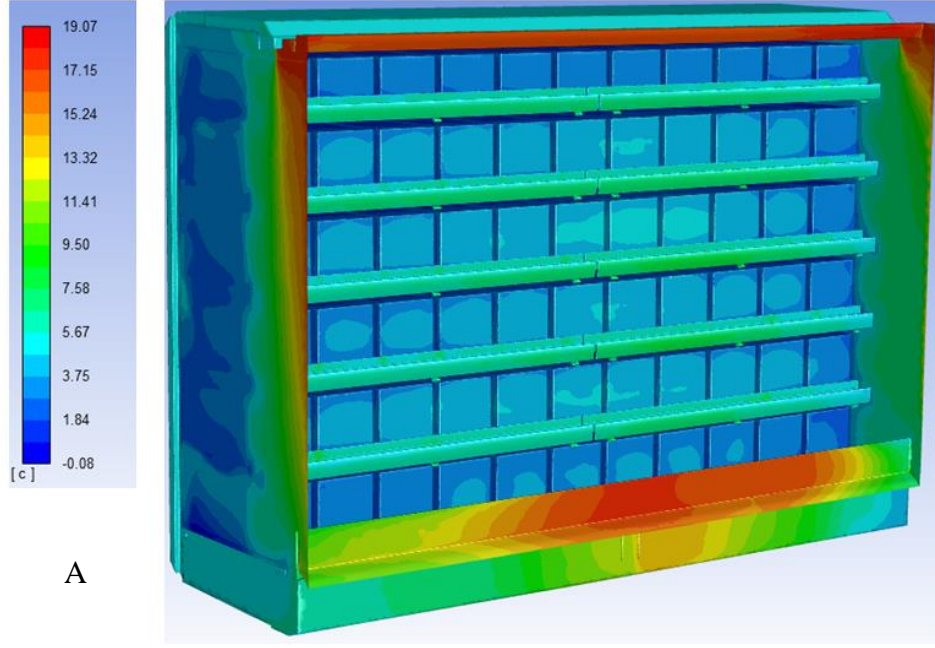
Şekil 82’ de buz kaplarının kompresör soğutma yaparken 180. dakikadaki A) Sıcaklıklarının -1 °C ile 0,65 °C arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir. B) Kabin arkasına yerleştirilmiş buz kaplarının kaplarının % 55 oranında buz fazında olup % 45’ lik kısmı buz-su karışımıdır. Raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının % 65 oranında buz olup, % 35 oranında su-buz karışımı olduğu görülmektedir.



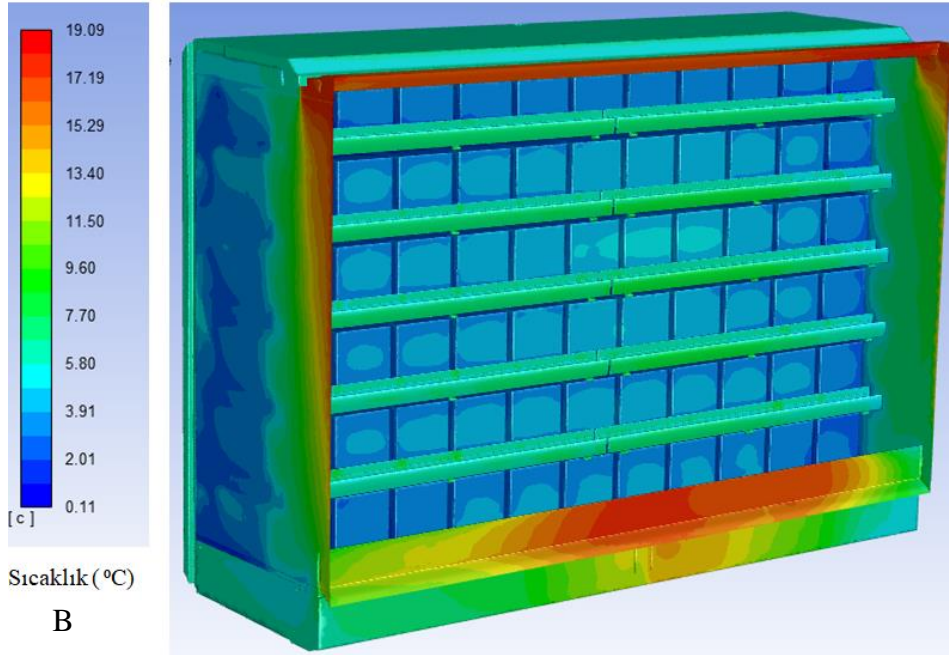
Şekil 3.82. HAD modeli 180. min FDM' li ADSTD buz kapları **A)** Sıcaklık ve **B)** Erime/Donma oranı simülasyonları

Transient Analiz (Kompresör kapalı 30 min. ve kompresör açık 30 min.)

FDM' li dolap ve FDM' siz dolap kompresör kapalı defrost (30 min) ve kompresör açık (30 min) süresince zamana bağlı olarak çözdürülmüştür. Defrost çıkışı kompresör çalışmaya başlatıldığında normal çevrim sıcaklığına düşene kadar (30 min.) zamana bağlı çözüm gerçekleştirilmiştir. Kompresör çalışma çevrimi UDF (kullanıcı kodu) olarak sisteme girilmiştir. Kabin eşanjör çıkışında bir nokta üzerinden sıcaklık sensörü olarak tanıtılarak, sıcaklık 6 °C olduğunda kompresör devreye girmiştir. Şekil 3.83' te kabin defrost sıcaklık görünümüleri gösterilmiştir. FDM uygulanan dolapta sıcaklık artışının daha az olduğu analizler sonucu görülmüştür. Kabin yüzeyinin de sıcaklık artışı daha azdır buna bağlı olarak sürüklenme (infiltrasyon) ile olan ısı kaybı daha azdır.

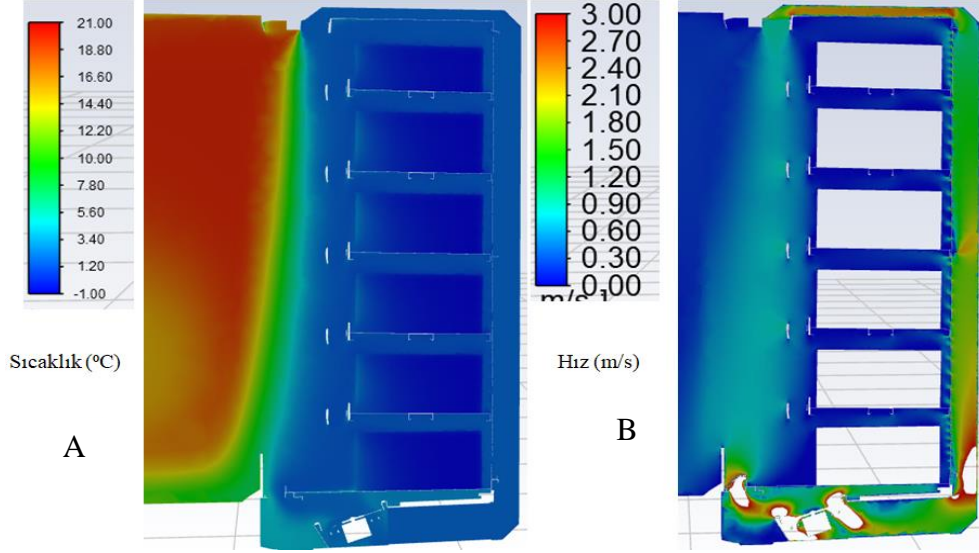


Şekil 3.83. HAD model **A)** FDM' li ve **B)** FDM' siz ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min sıcaklık görünümü.



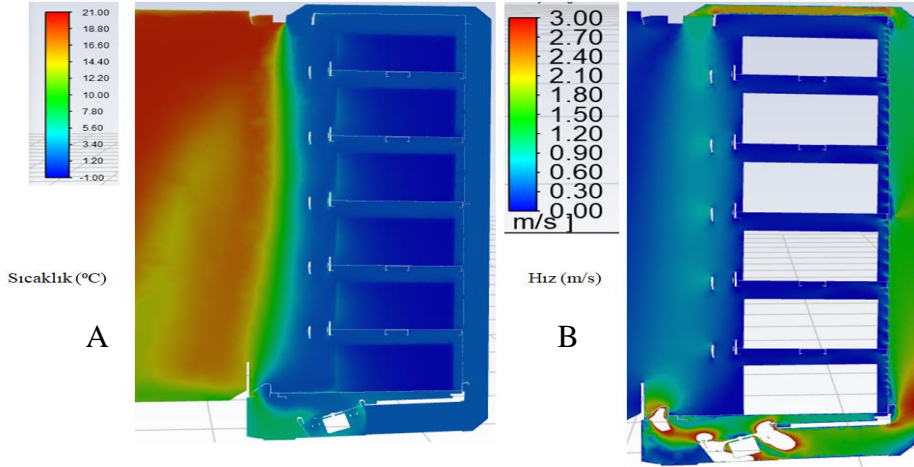
Şekil 3.83. HAD model **A)** FDM' li ve **B)** FDM' siz ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min sıcaklık görünümü.

Şekil 3.84' te FDM' siz dolap transient model 15. min fanlı kesitinde kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama -1 °C ve hava çıkış hızı 0,90 m/s olarak bulunmuştur.



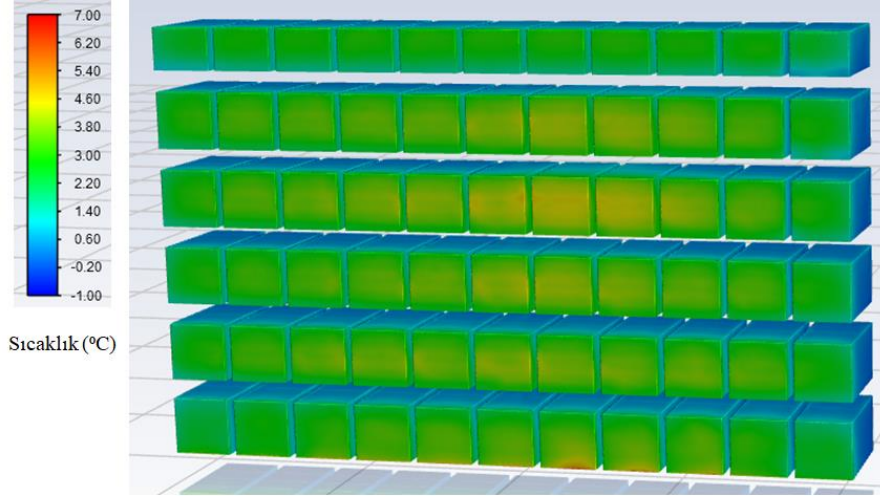
Şekil 3.84. HAD model FDM' siz ADSTD kompresör kapalı (defrost) 15. min fan 1 **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız görünümü

Şekil 3.85' te FDM' siz dolap transient model 15. min fan6 kesitinde kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve hava çıkış hızı $1, 20\text{ m/s}$ olarak bulunmuştur.



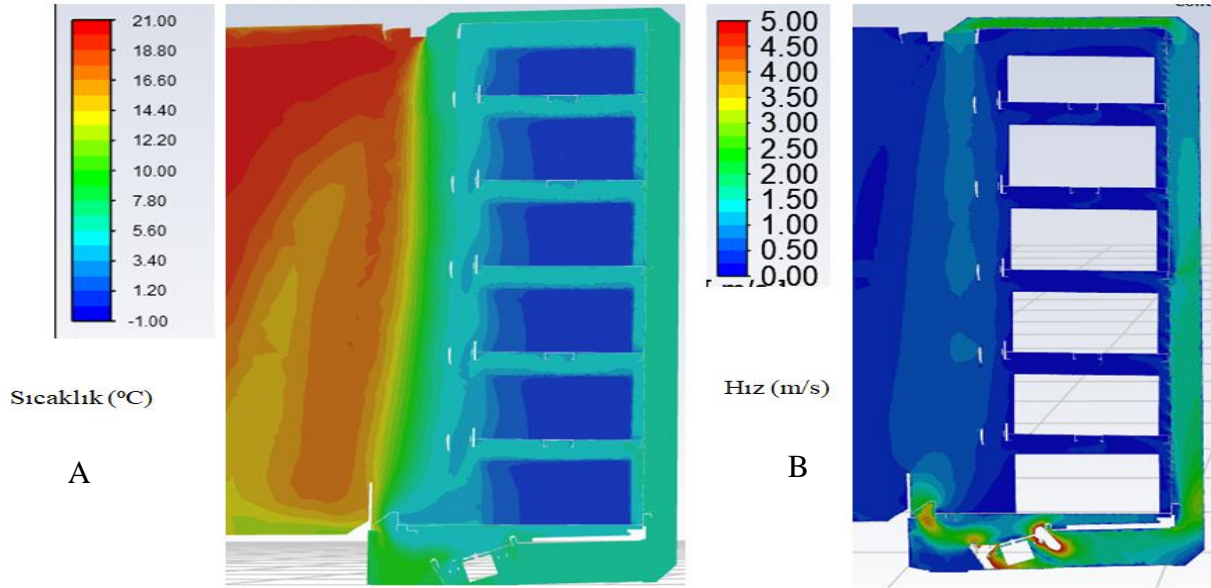
Şekil 3.85. HAD model FDM' siz ADSTD (kompresör kapalı) defrost 15. min fan 6 **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız görünümü.

Şekil 3.86' da FDM' siz dolap transient model 15. min M-paket sıcaklıkları görülmektedir. M-paket yüzey sıcaklıkları ön raflarda $4, 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve çekirdek sıcaklıklarının $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, arka raflarda yüzey sıcaklıklarının $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve çekirdek sıcaklıklarının $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğu görülmüştür.



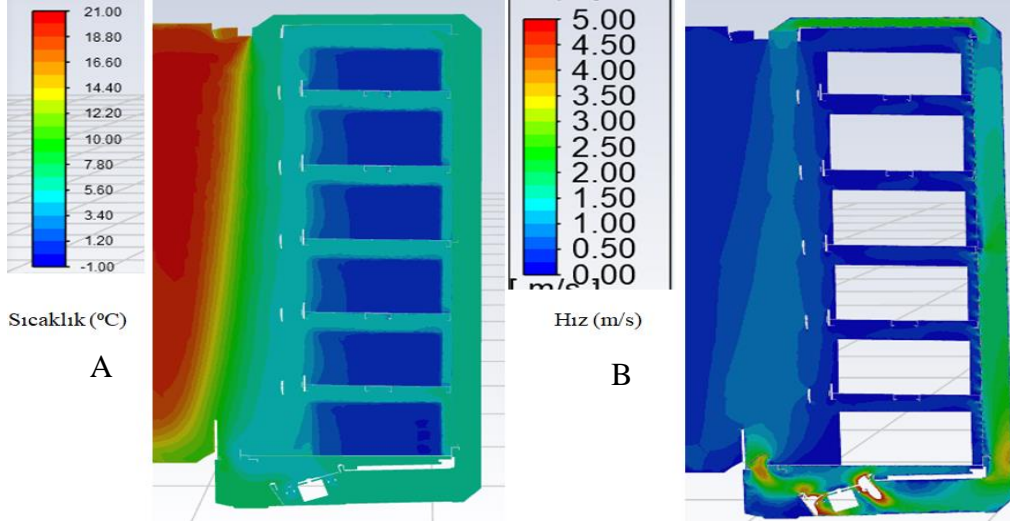
Şekil 3.86. HAD model FDM' siz ADSTD (kompresör kapalı) defrost 15. min M-paketler sıcaklık görünümü.

Şekil 3.87' de FDM' siz dolap transient model 30. min fan1 kesitinde kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama 6 °C ve hava çıkış hızı 1 m/s olarak bulunmuştur.



Şekil 3.87. HAD model FDM' siz ADSTD (kompresör kapalı) defrost 30. min fan 1 **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız görünümü.

Şekil 3.88' de FDM' siz dolap transient model 30. min fan6 kesitinde kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama 6 °C ve hava çıkış hızı 1, 20 m/s olarak bulunmuştur.



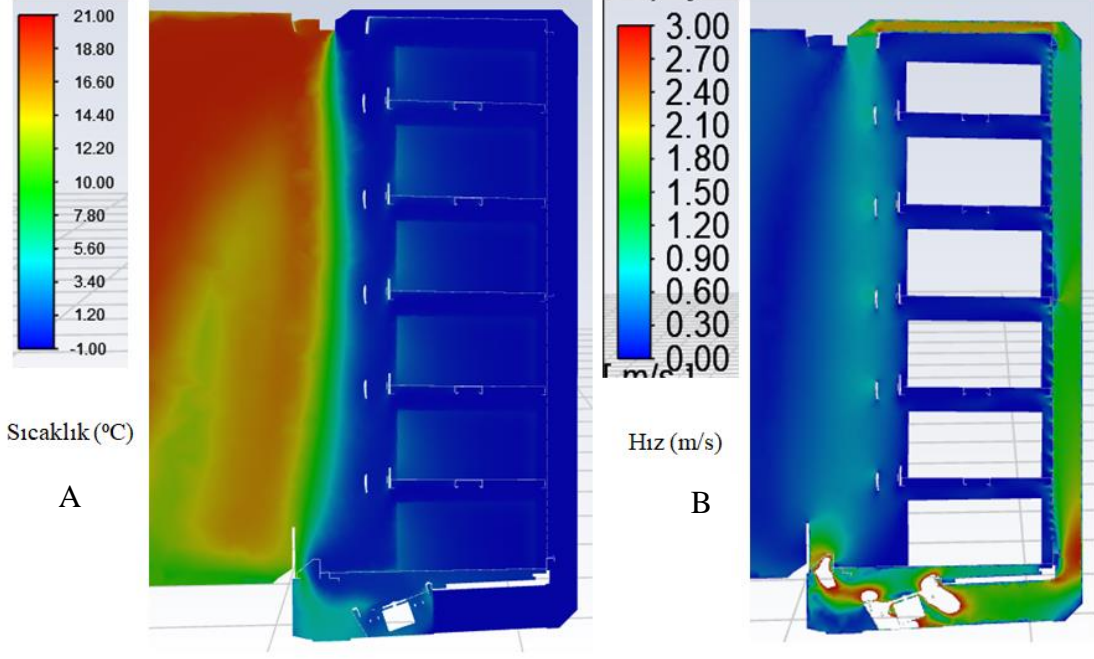
Şekil 3.88. HAD model FDM' siz ADSTD (kompresör kapalı) defrost 30. min fan 6 **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız görünümü.

Şekil 3.89' da FDM' siz dolap transient model fan1 kesiti 30. Min M-paket sıcaklıkları görülmektedir. M-paket yüzey sıcaklıkları ön raflarda 5 °C ve çekirdek sıcaklıklarının 2,50 °C, arka raflarda yüzey sıcaklıklarının 1,40 °C ve çekirdek sıcaklıklarının 0 °C olduğu görülmüştür.



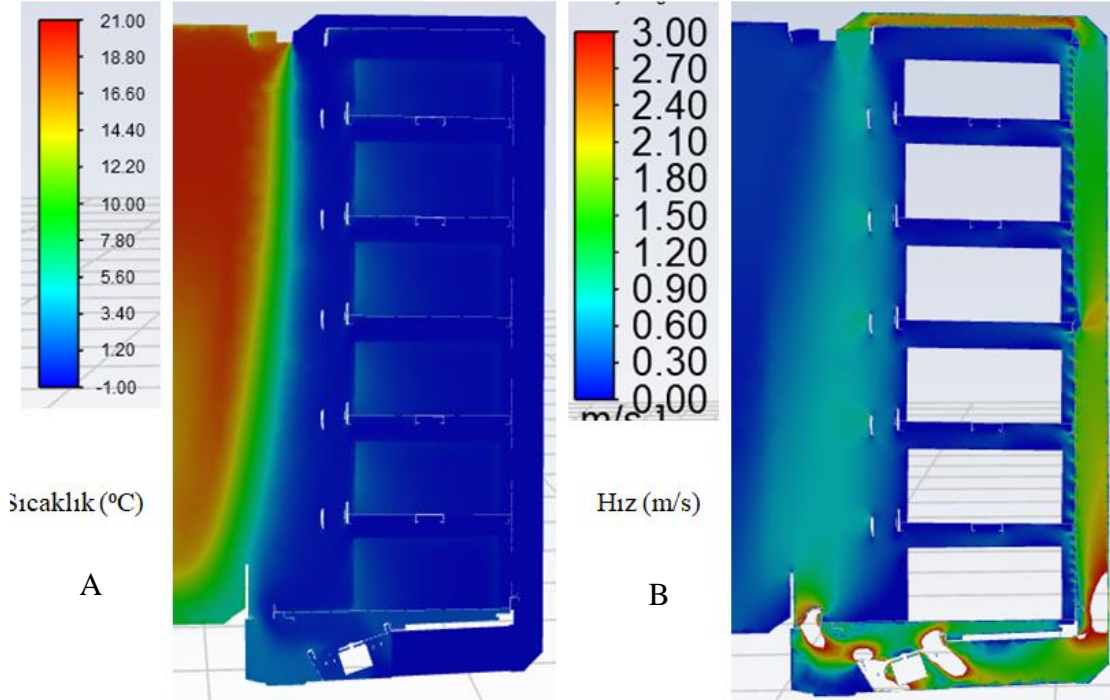
Şekil 3.89. HAD model FDM' siz ADSTD (kompresör kapalı) defrost 30. min M-paketler sıcaklık görünümü.

Şekil 3.90' da FDM' siz dolap transient model 15. min fan1 kesitinde kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama -1 °C ve hava çıkış hızı 1, 20 m/s olarak bulunmuştur.



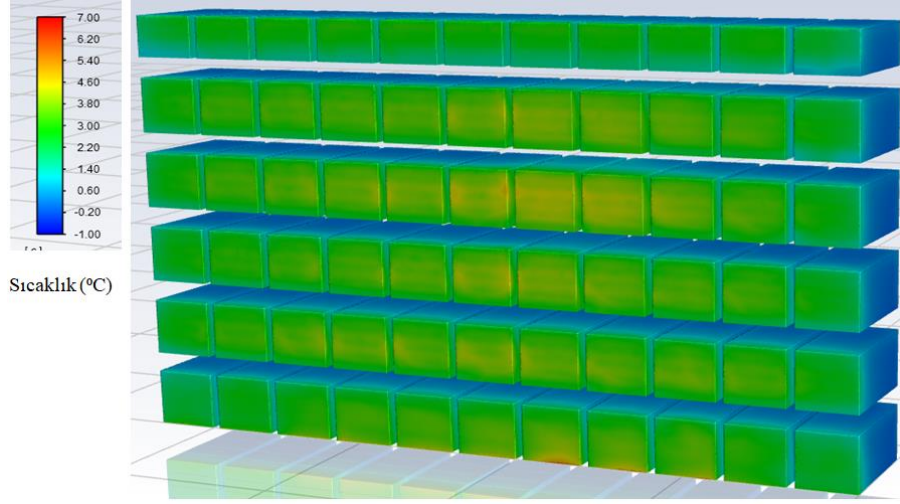
Şekil 3.90. HAD model FDM' siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 15. min fan1
A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.

Şekil 3.91' de FDM' siz dolap transient model 15. min fan6 kesitinde kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama -1 °C ve hava çıkış hızı 1, 20 m/s olarak bulunmuştur.



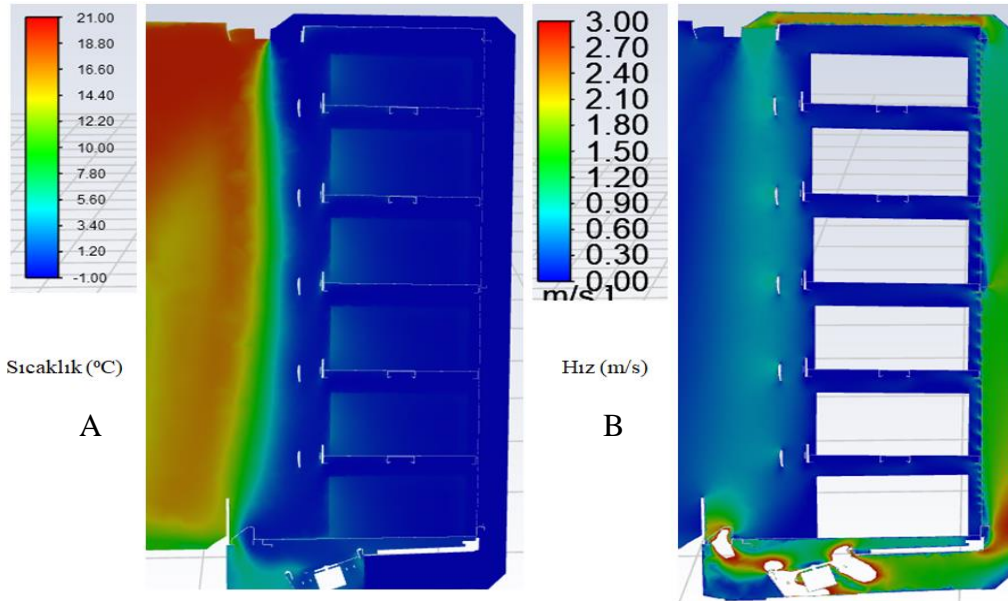
Şekil 3.91. HAD model FDM' siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 15. min fan 6
A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.

Şekil 3.92’ de FDM’ siz dolap transient model 15. min M-paket sıcaklıkları görülmektedir. M-paket yüzey sıcaklıkları ön raflarda 3, 80 °C ve çekirdek sıcaklıklarının 1, 50 °C, arka raflarda yüzey sıcaklıklarının 0, 60 °C ve çekirdek sıcaklıklarının -1 °C olduğu görülmüştür.



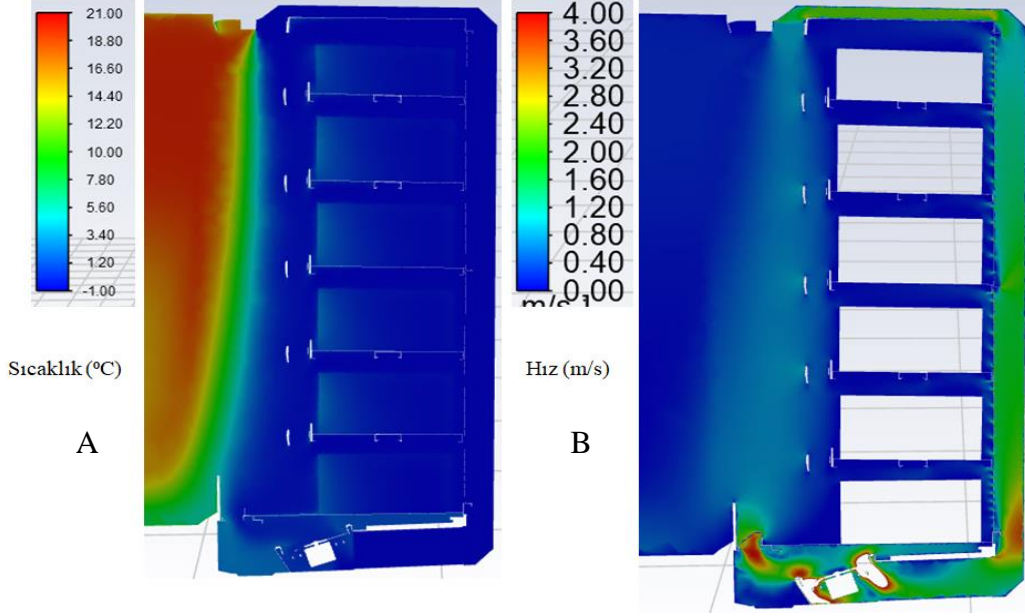
Şekil 3.92. HAD model FDM’ siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 15. min M-paketler sıcaklık görünümü.

Şekil 3.93’ te FDM’ siz dolap transient model kompresör açık soğutma 30. min fan1 kesitinde kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama -1 °C ve hava çıkış hızı 1 m/s olarak bulunmuştur.



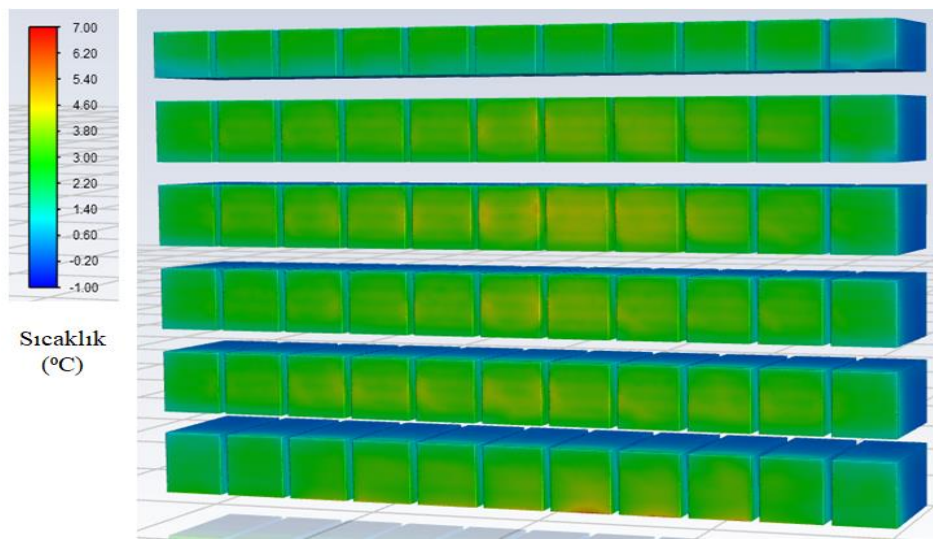
Şekil 3.93. HAD model FDM’ siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 30. min fan 1 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.

Şekil 3.94' te FDM' siz dolap transient model kompresör açık soğutma 30. min fan6 kesitinde kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama -1 °C ve hava çıkış hızı 1, 20 m/s olarak bulunmuştur.



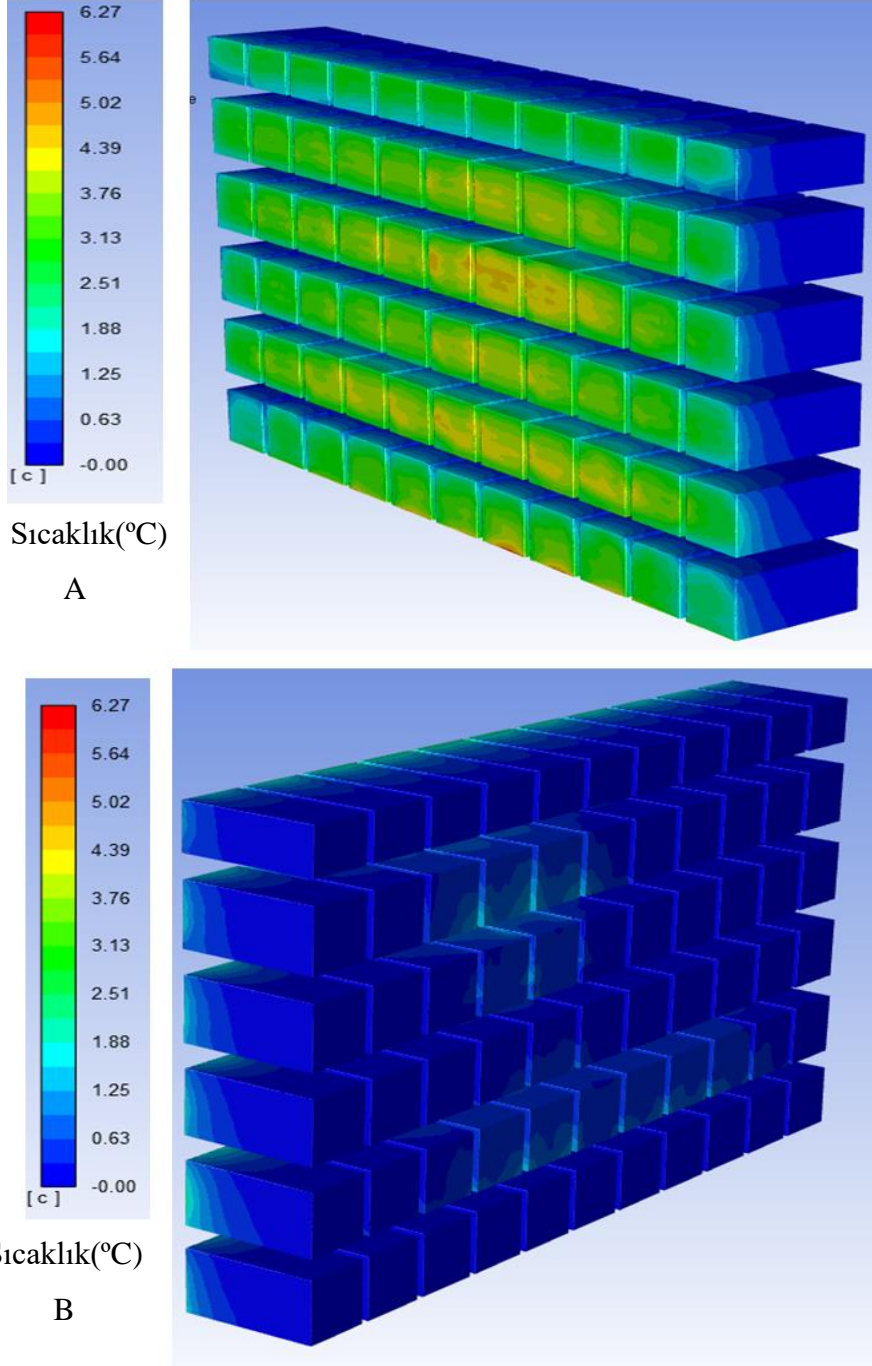
Şekil 3.94. HAD model FDM' siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 30. min fan 6 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.

Şekil 3.95' de FDM' siz dolap transient model 30. min M-paket sıcaklıkları görülmektedir. M-paket yüzey sıcaklıkları ön raflarda 3 °C ve çekirdek sıcaklıklarının 1 °C, arka raflarda yüzey sıcaklıklarının -0, 20 °C ve çekirdek sıcaklıklarının -1 °C olduğu görülmüştür.



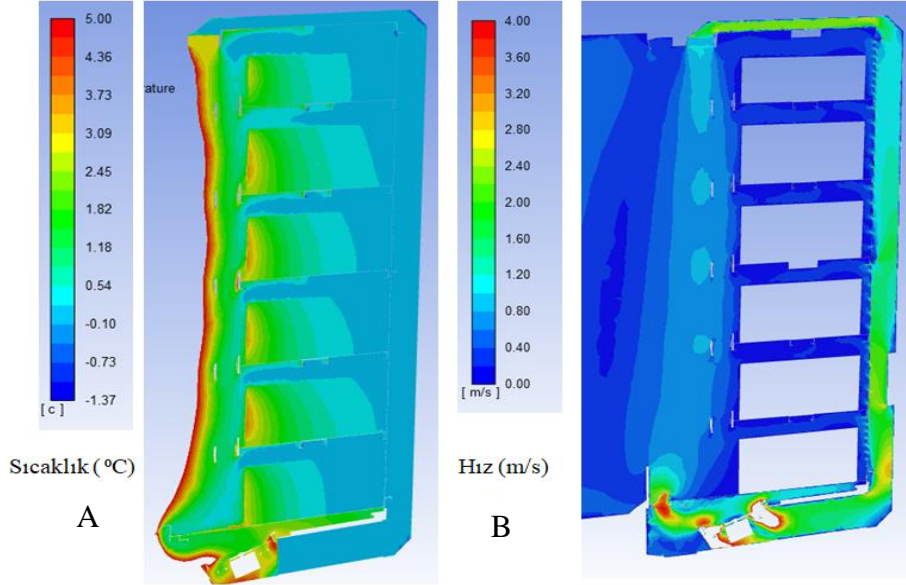
Şekil 3.95. HAD model FDM' siz ADSTD kompresör açık (soğutma) 30. min M-paketler sıcaklık görünümü.

Şekil 3.96' da FDM' li dolap transient model 0. min M-paket sıcaklıkları görülmektedir. M-paket yüzey sıcaklıkları ön raflarda 4, 36 °C ve çekirdek sıcaklıklarının 0 °C, arka raflarda yüzey sıcaklıklarının 0 °C ve çekirdek sıcaklıklarının 0 °C olduğu görülmüştür.



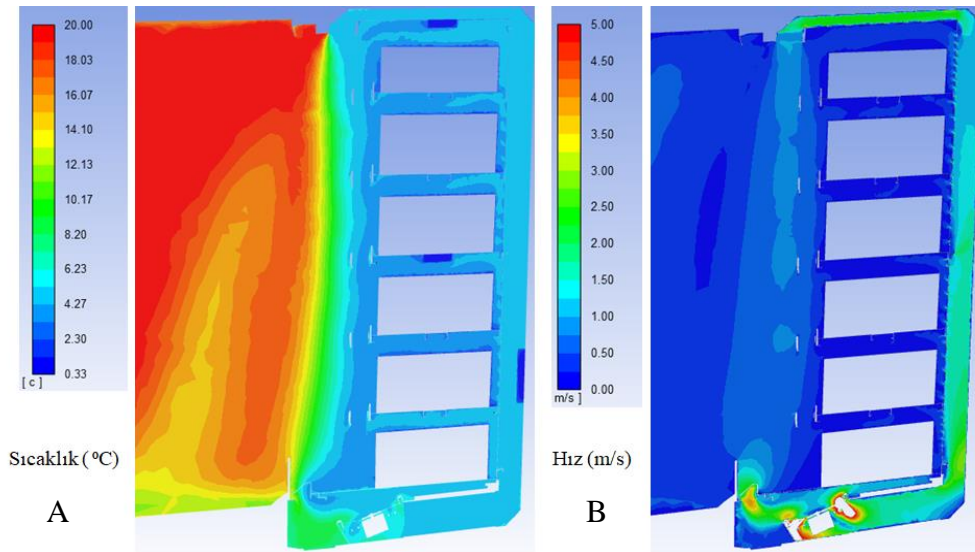
Şekil 3.96. HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 0. min M-paket sıcaklık **A**) Ön ve **B**) Arka görünümü.

Şekil 3.97’ de FDM’ li dolap transient model kompresör kapalı (defrost) 0. min kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama 0 °C ve hava çıkış hızı 1, 20 m/s olarak bulunmuştur.



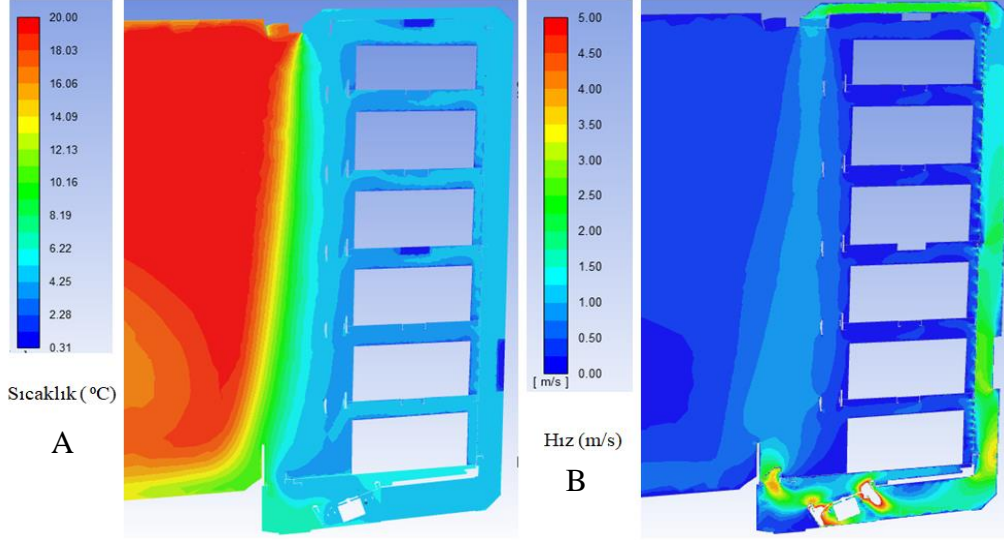
Şekil 3.97. HAD model FDM’ li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 0. min **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız görünümü.

Şekil 3.98’ de FDM’ li dolap transient model kompresör açık (defrost) 30. min fan1 kesiti kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama 5,25 °C ve hava çıkış hızı 1, 20 m/s olarak bulunmuştur.



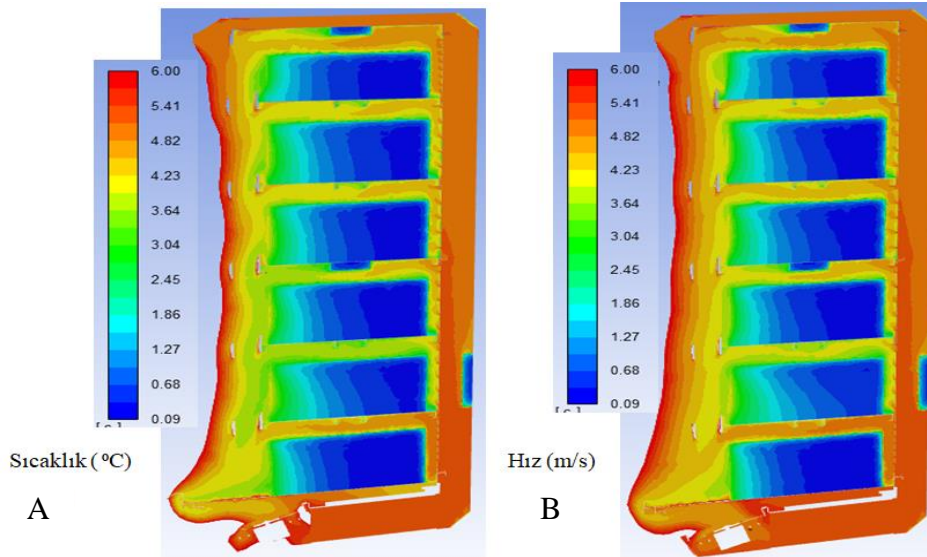
Şekil 3.98. HAD model FDM’ li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min fan 1 **A)** Sıcaklık ve **B)** Hız görünümü.

Şekil 3.99’ da FDM’ li dolap transient model kompresör kapalı (defrost) 30. min fan6 kesit kabin hava sıcaklığı ve hızı görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama 5, 5 °C ve hava çıkış hızı 1, 50 m/s olarak bulunmuştur.



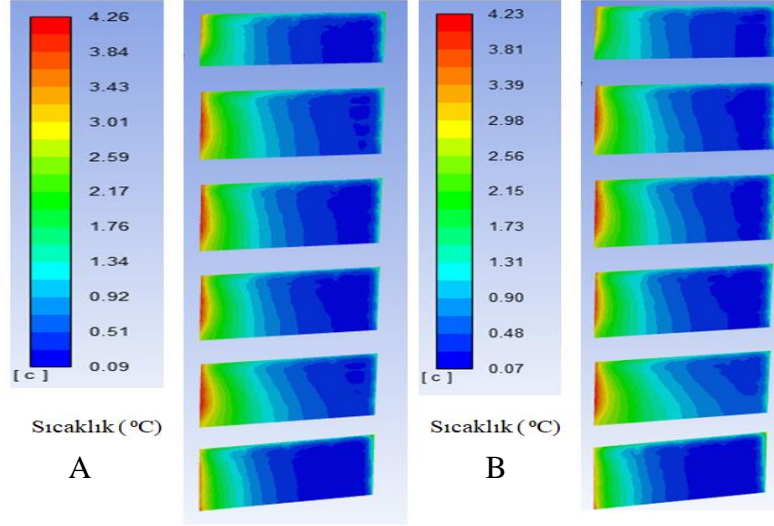
Şekil 3.99. HAD model FDM’ li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min fan 6 A) Sıcaklık ve B) Hız görünümü.

Şekil 3.100’ de FDM’ li dolap transient model kompresör kapalı (defrost) 30. min fan1 ve fan6 kesit kabin hava ve paket sıcaklıkları görülmektedir. Kabin hava sıcaklığı ortalama 5, 5 °C ve paket sıcaklıkları ön raflarda 4 °C ve arka raflarda 0, 50 °C olarak bulunmuştur.

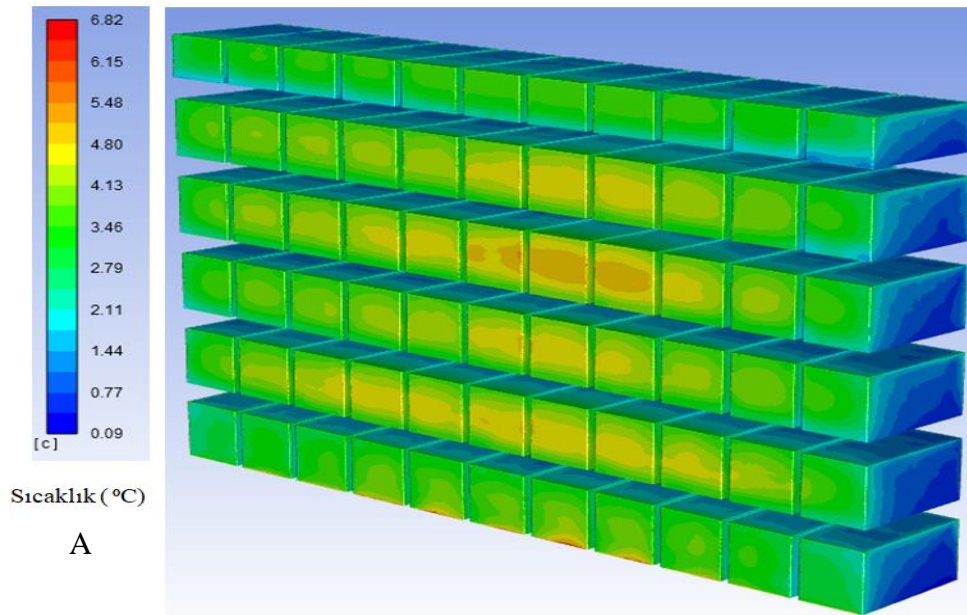


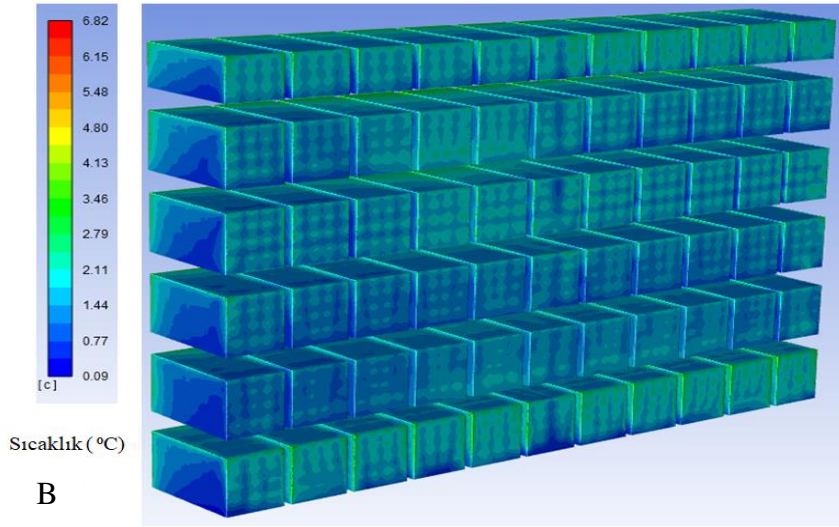
Şekil 3.100. HAD model FDM’ li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min hava sıcaklıkları A) Fan 1 ve B) Fan 6.

Şekil 3.101 ve 102' de FDM' li dolap transient model kompresör kapalı (defrost) 30. min fan1 ve fan6 kesit paket sıcaklıkları görülmektedir. Paketiç çekirdek sıcaklıkları ön raflarda 3 °C ve arka raflarda 0, 50 °C olarak bulunmuştur.



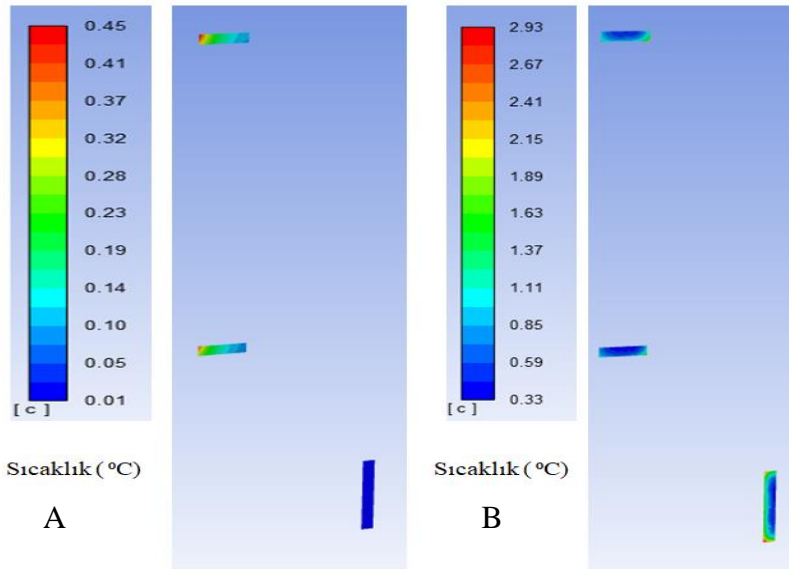
Şekil 3.101. HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min M-paket sıcaklıkları A) Fan1 ve B) Fan 6.



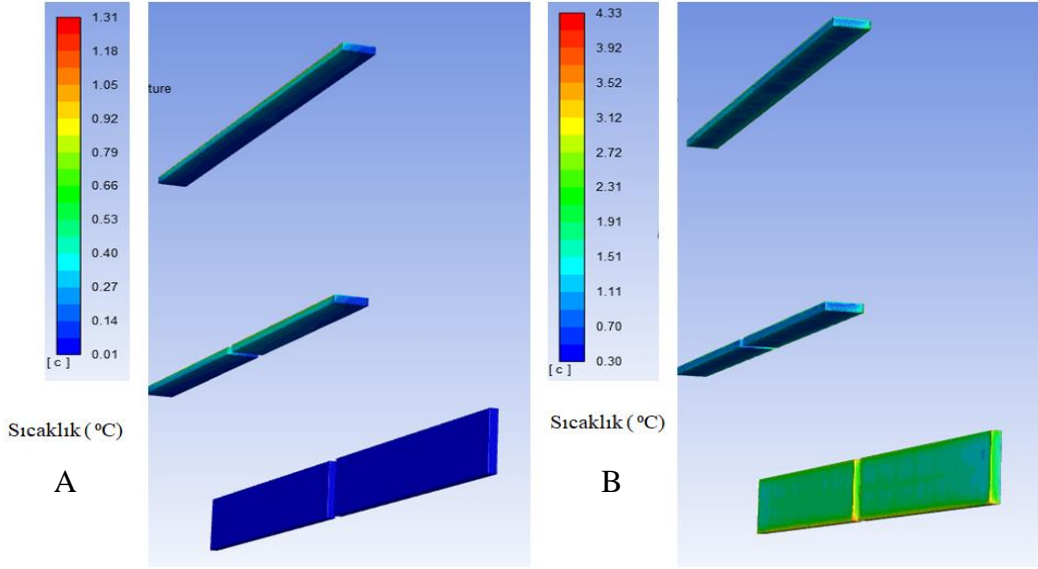


Şekil 3.102. HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) 30. min M-paketler sıcaklık **A**) Ön ve **B**) Arka görünümü.

Şekil 3.103 ve 104' te buz kaplarının kompresör kapalı durumdayken (defrost) A) 0. dakikadaki kabin arkasına yerleştirilmiş ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının merkez sıcaklıklarının $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ B) 30. dakikadaki kabin arkasına yerleştirilmiş ve raf altlarına yerleştirilmiş buz kaplarının merkez sıcaklıklarının $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $0,35\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değiştiği simülasyonlar ile görülmektedir.



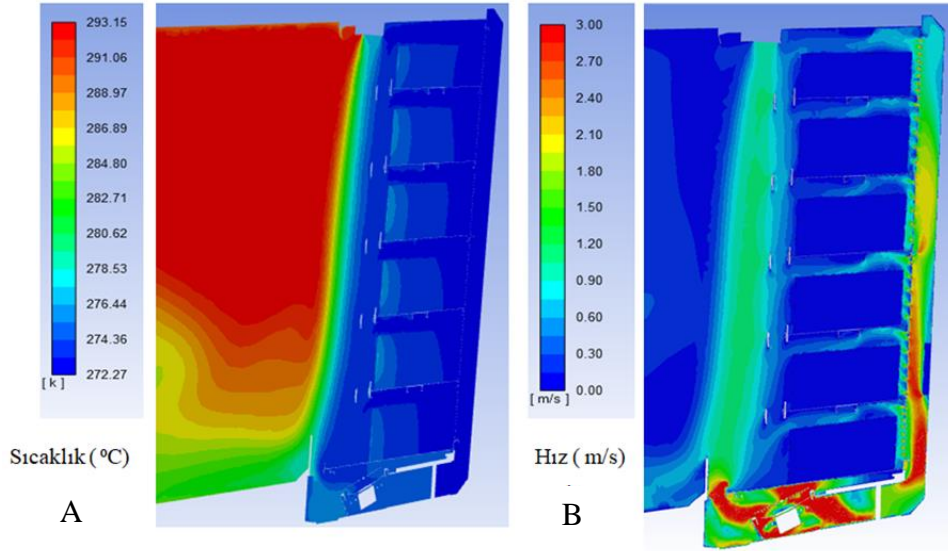
Şekil 3.103. HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) buz kapları **A**) 0. min ve **B**) 30. min buz kapları sıcaklık kesit görünümü.



Şekil 3.104. HAD model FDM' li ADSTD kompresör kapalı (defrost) buz kapları 0. min ve 30. min buz kapları görünümü.

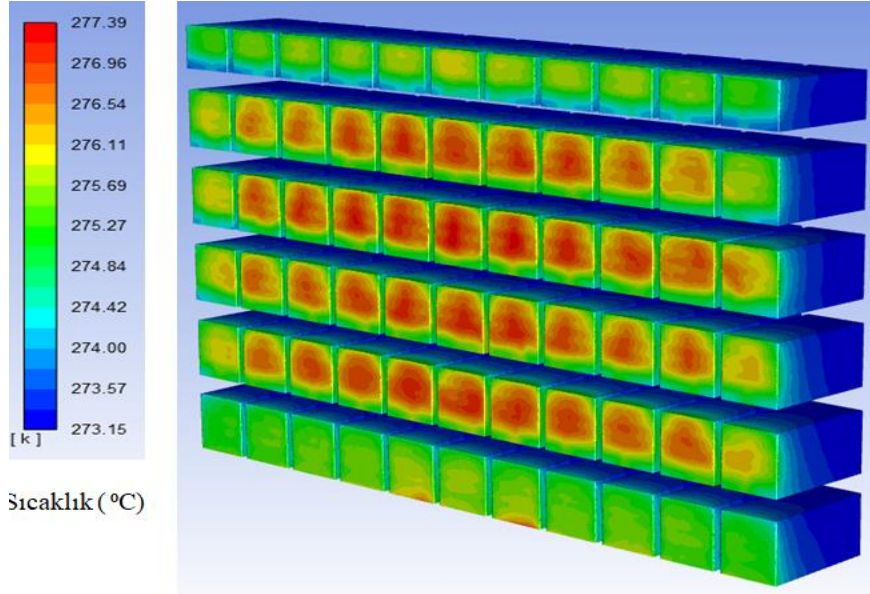
Steady-transient analiz sıcaklık -1°C (Kompresör kapalı 15min.)

FDM uygulanan dolap, kabin içi ve buz aküleri -1 °C' de kararlı duruma getirilerek defrost periyodu başlatılmış ve 15 min. geçici rejimde çözdürülmüştür. Şekil 3.105' te görüldüğü gibi steady analizler sonucu dolap içi hava ve buz aküleri sıcaklığı -1 °C' de stabil hale getirilmiştir. Çıkış hızı bal peteği geometrisinde 0,90 m/s olarak görülmüştür.



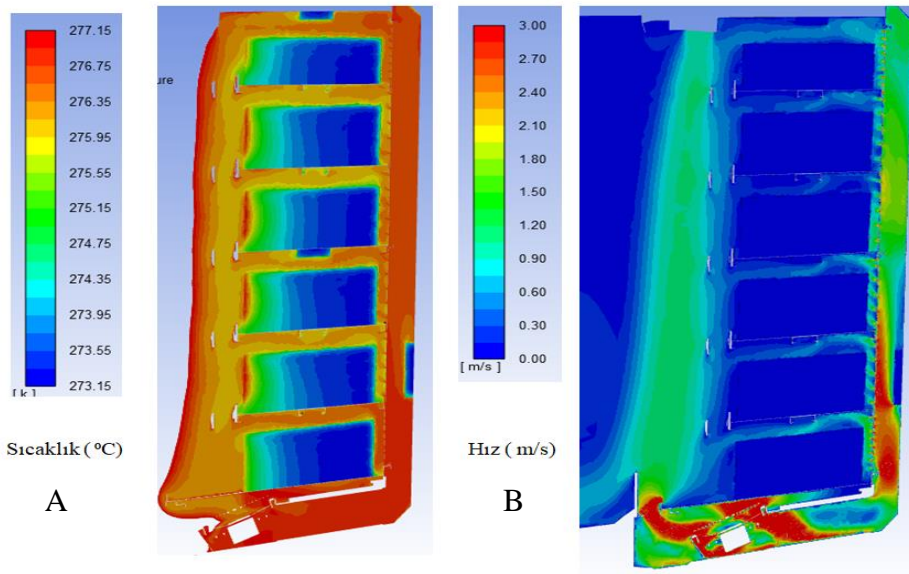
Şekil 3.105. HAD modeli FDM'li ADSTD steady analiz A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyon görünümleri.

Şekil 3.106' da görüldüğü gibi en sıcak M-paket sıcaklığı yüzeyde 4 °C ve çekirdek sıcaklığı da -1 °C olarak ölçülmüştür.



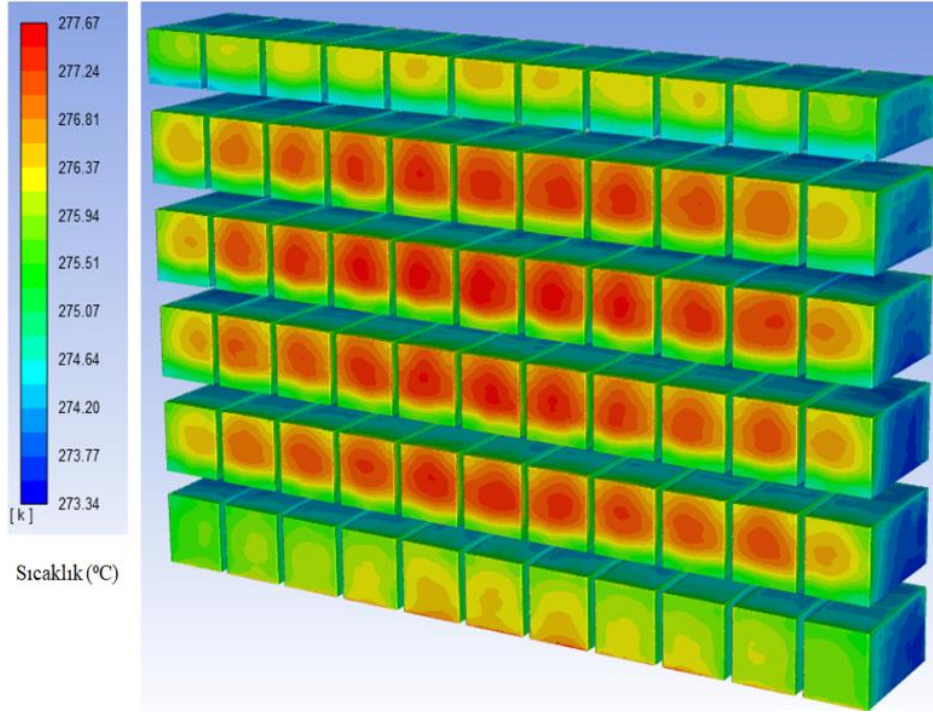
Şekil 3.106. HAD model FDM' li ADSTD steady analiz M-paketler sıcaklık görünümü.

Şekil 3.107' de görüldüğü gibi 15. dakikada transient analiz sonucu kabin hava sıcaklığı ortalama 3 °C olarak ölçülmüştür. Hava hızı bal peteği geometrisinden çıkış 0, 90 m/s olarak ölçülmüştür.



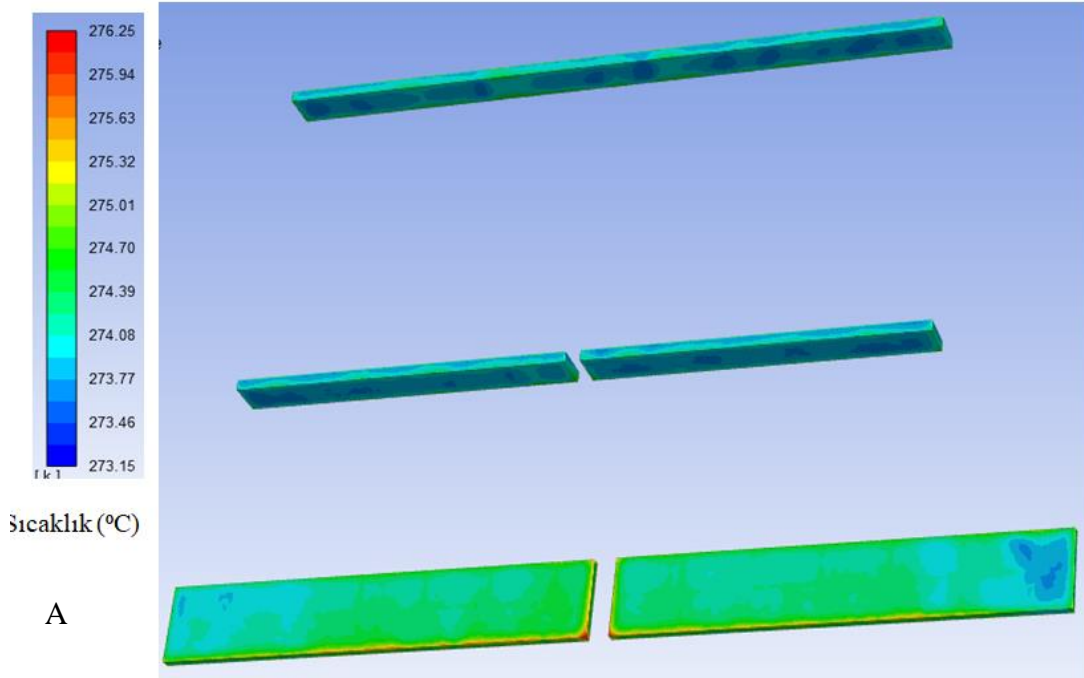
Şekil 3.107. HAD modeli FDM' li ADSTD transient analiz 15. min A) Sıcaklık ve B) Hız simülasyonu görünümü.

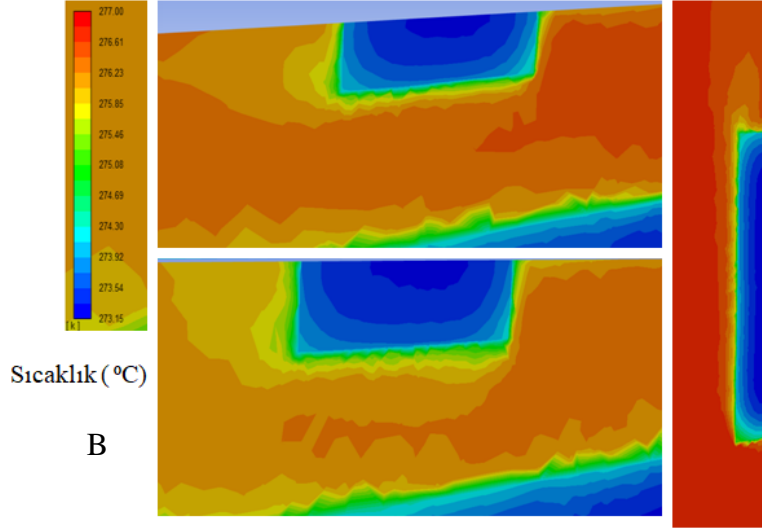
Şekil 3.108’ de görüldüğü gibi yüzey sıcaklığı 15. min defrost süresi sonunda maksimum 4 °C, iç çekirdek sıcaklığı 0 °C olarak ölçülmüştür.



Şekil 3.108. HAD model FDM’ li ADSTD transient analiz M-paketler sıcaklık görünümü.

Şekil 3.109’ da görüldüğü gibi buz aküleri sıcaklıkları 0 - 1 °C arasında değişmektedir.



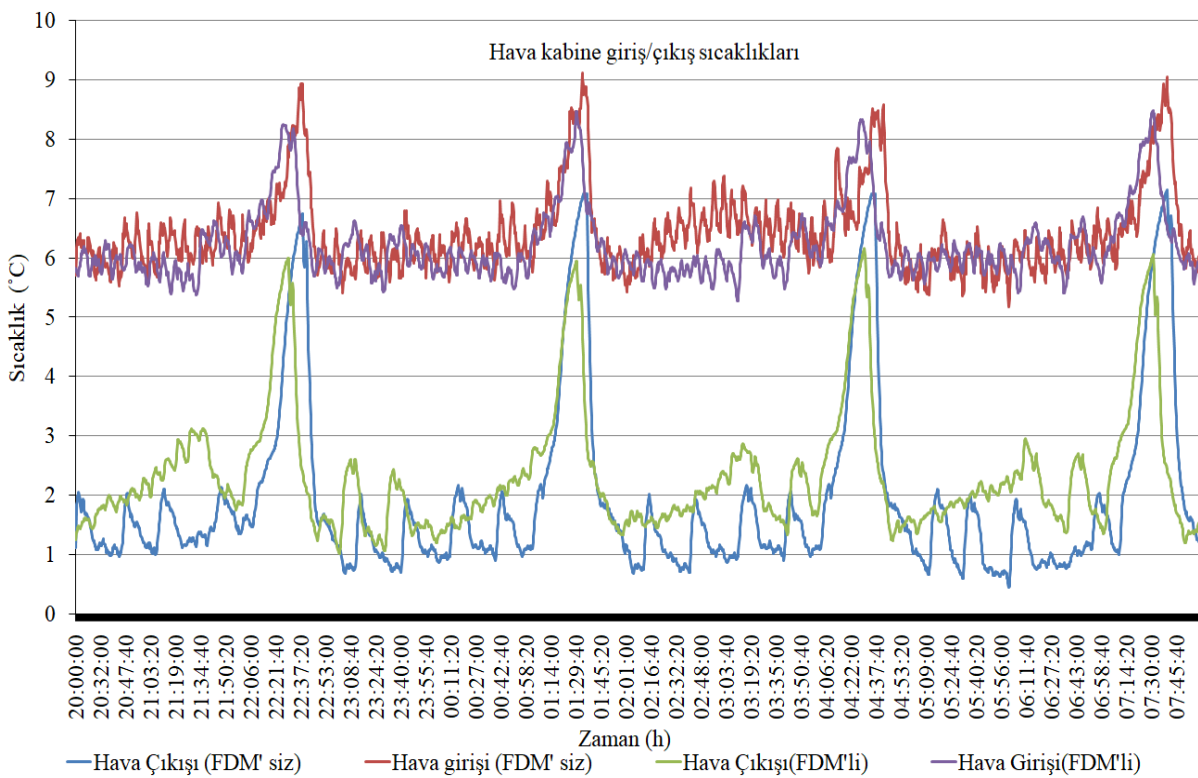


Şekil 3.109. HAD model FDM' li ADSTD transient analiz 15. min buz aküleri sıcaklık görünümü.

Bu analiz sonucuna göre buzların buz-su karışımında, tamamen buz halinde olmadan da buzlar erirken defrost sürecinde kabinde ısı çaktığı sonucuna varılmıştır. Buna göre kompresör çalışır durumdayken buzların tamamen donması için gerekli olan soğutma yükü azaltılmış, defrost sırasında kabin termostatik sıcaklığa ulaşır kompresör çalışmaya başlamadan buzlar tamamen erimiş halde olduğu yapılan simülasyonlar ile bulunmuştur.

4. BULGULAR

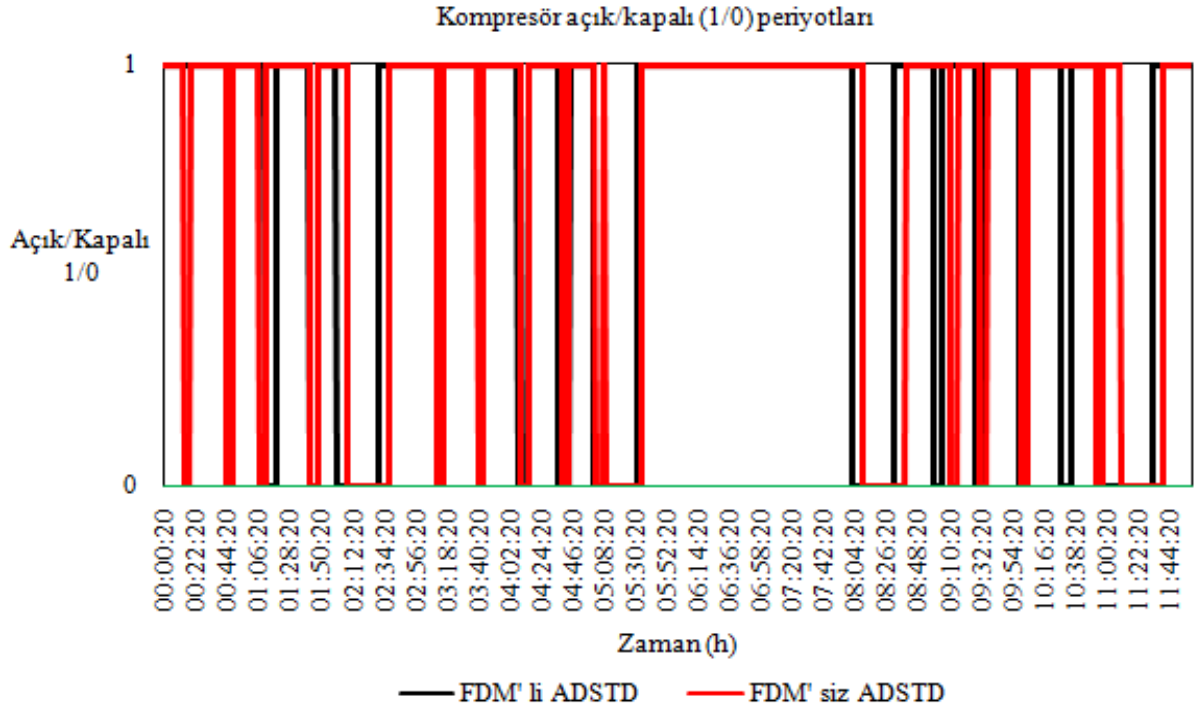
İncelemek üzere ele alınan bir ADSTD, TS EN ISO 23953 1-2 test standartlarına göre kurulan bir test odasında sabit 25 °C sıcaklık % 60 bağıl nem şartlarında test edilmiştir. FDM uygulanmış ADSTD üzerinden elde edilen test verilerine göre, defrost periyodu sırasında, kompresör çıkışında ve hava giriş ızgarasında hava sıcaklığı FDM uygulanmayan geleneksel dolaba göre 1 °C daha az artış göstermiştir. Bunun sebebi, FDM' nin erimesi sırasında kabin havasından ısı emmeye devam etmesinden kaynaklanmaktadır. Kabin hava sıcaklıkları değişimi test verileri Şekil 4.1' de gösterilmiştir:



Şekil 4.1. FDM' siz ADSTD ve FDM' li ADSTD hava giriş ve çıkış sıcaklıkları.

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 12 saatlik çalışma süresince kompresör toplam 180 min devre dışı kalırken, FDM' siz ADSTD uygulamasında ise kompresör toplam 160 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

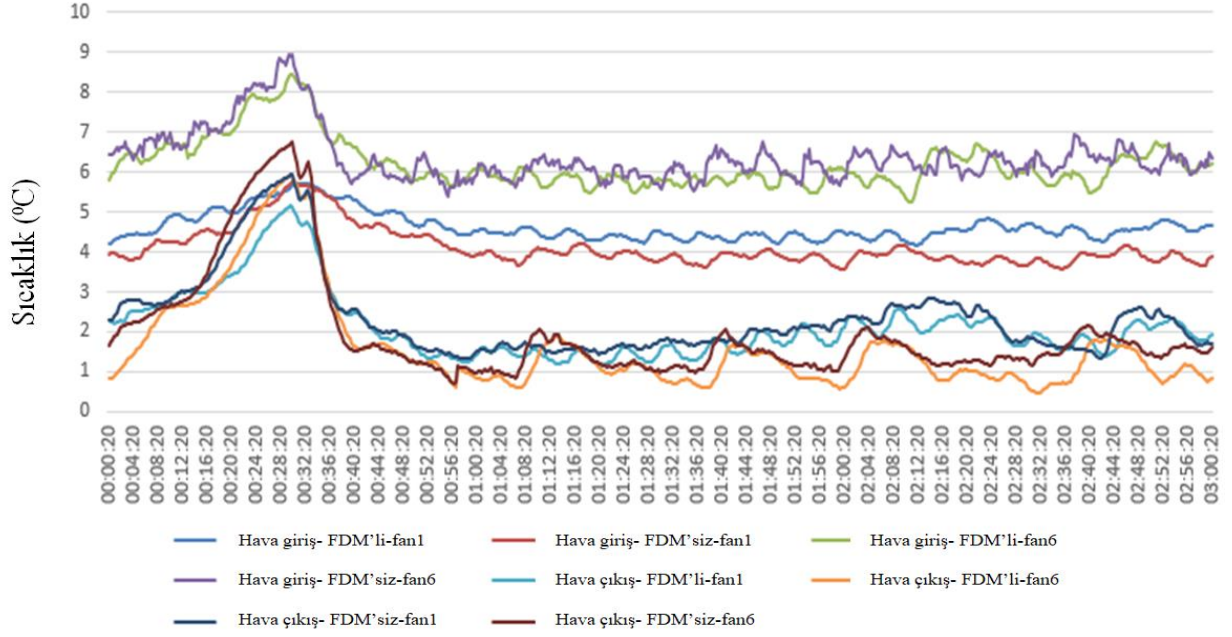
ile kompresör daha uzun süre devre dışı kalmaktadır. Daha uzun süre devre dışı kalmasından dolayı devreye girme/çıkma sayıları azalmıştır. Yapılan testler sonucu elde edilen bulgulara göre geleneksel ADSTD ve FDM uygulanan ADSTD kompresör devreye girme ve devreden çıkma sayı ve süreleri Şekil 4.2' de gösterilmiştir;



Şekil 4.2. FDM' siz ADSTD ve FDM' li ADSTD için kompresör devreye girme-çıkma periyodu ve defrost süreleri.

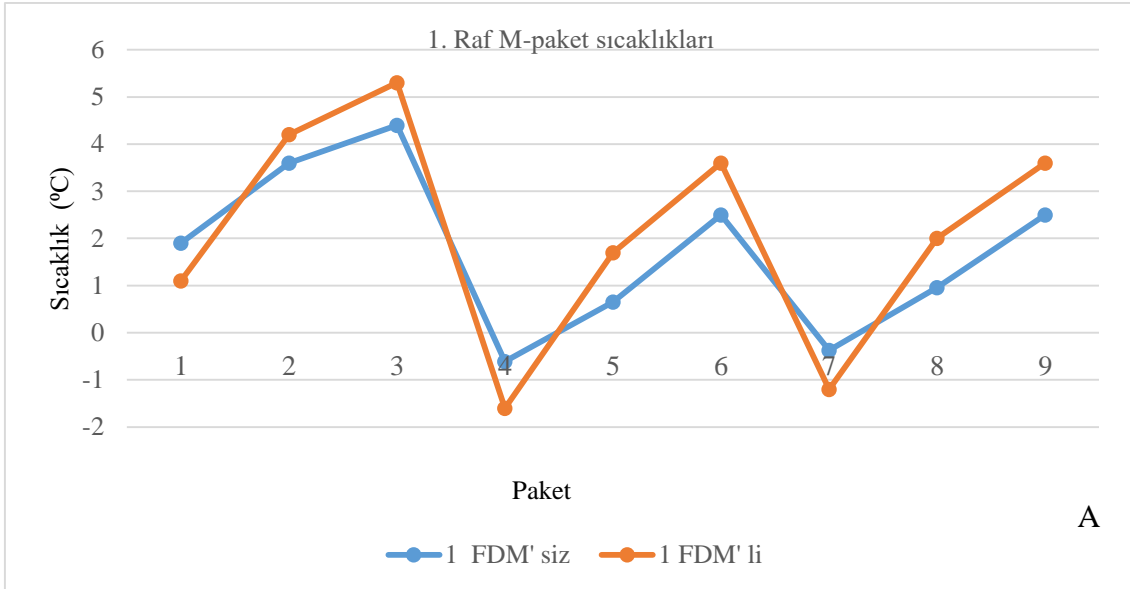
Şekil 4.3' te hava kompresöre giriş çıkış sıcaklıkları test sonuçları gösterilmiştir. Bu sonuçlara göre hava giriş- FDM' li-fan1, hava giriş- FDM' li-fan6 sıcaklıkları, hava giriş- FDM' siz-fan1, hava giriş- FDM' siz-fan6 sıcaklıklarına göre daha düşük bulunmuştur. Bunun sebebi FDM erime ısısını kullanarak kabin ısısını düşürmektedir.

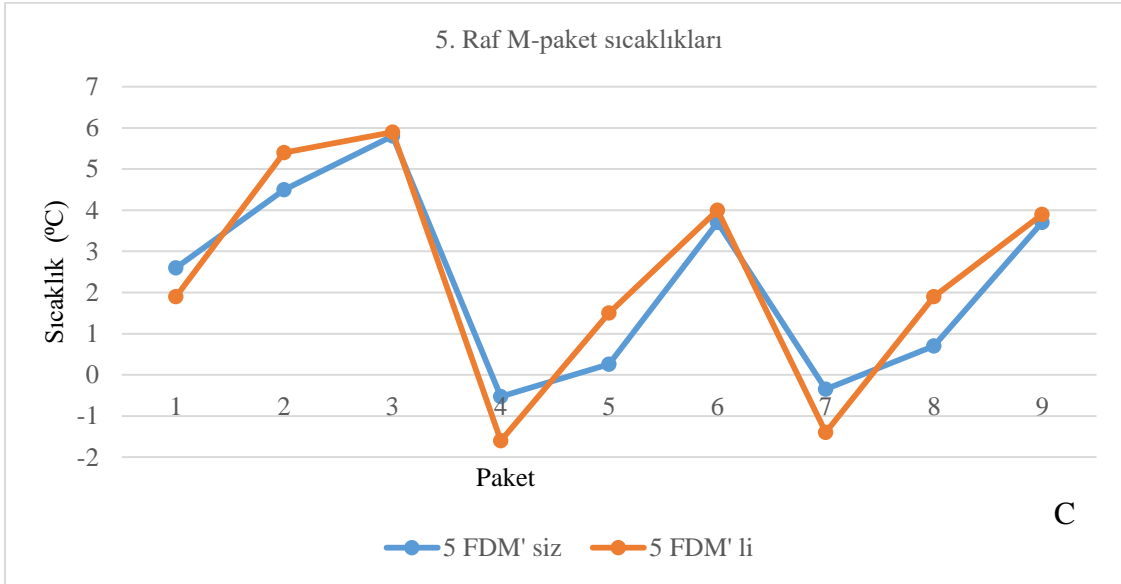
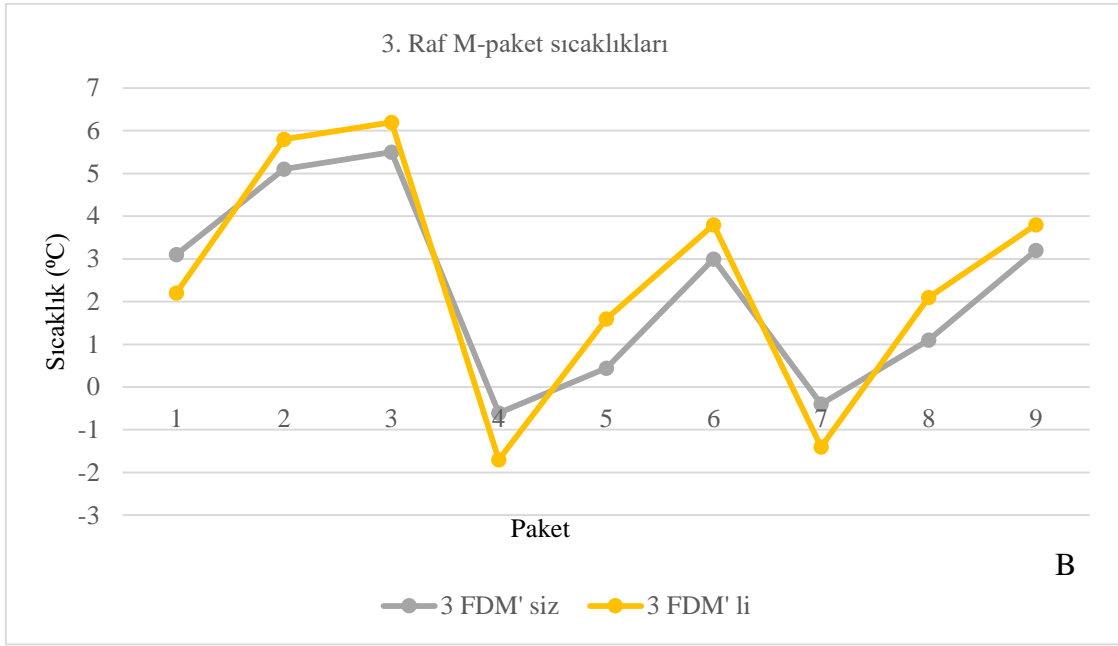
Soğutma çevrimi (3h)

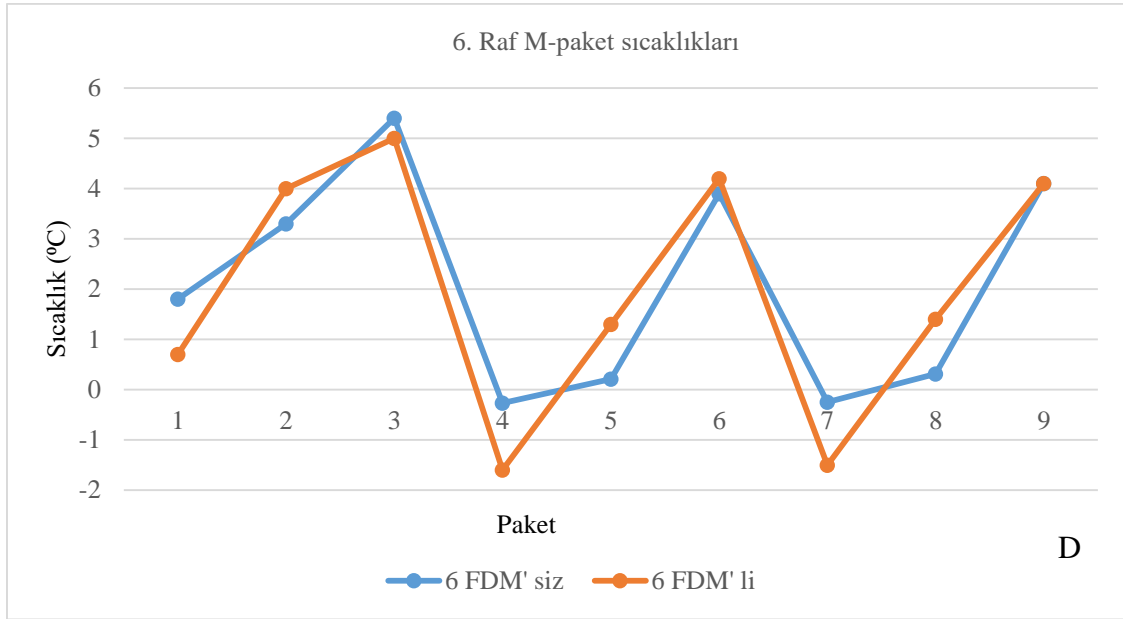


Şekil 4.3. Geleneksel ve FDM uygulanan ADSTD bir döngü sırasında defrost ve kompresör açık konumdayken hava sıcaklıkları.

Şekil 4.4' te M-paket sıcaklıkları FDM' siz ve FDM' li dolap için testleri gerçekleştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlara göre FDM' li dolapta FDM uygulamasının paket sıcaklarını standartlarda belirtilen sıcaklık aralıklarında (-2/4 °C) tuttuğu gösterilmiştir.

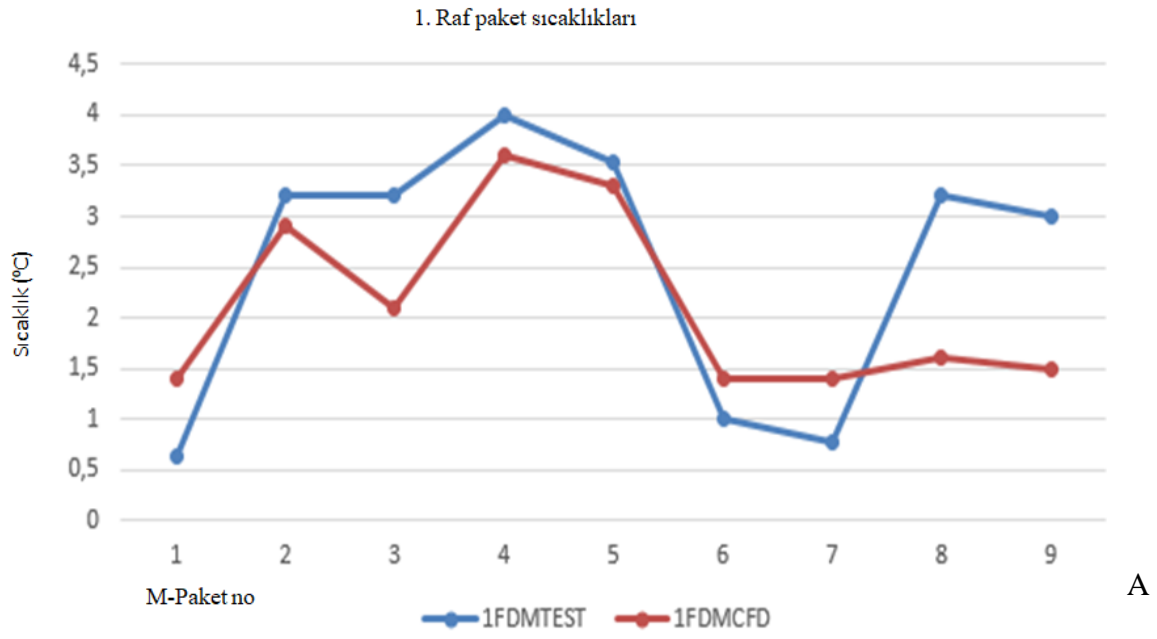




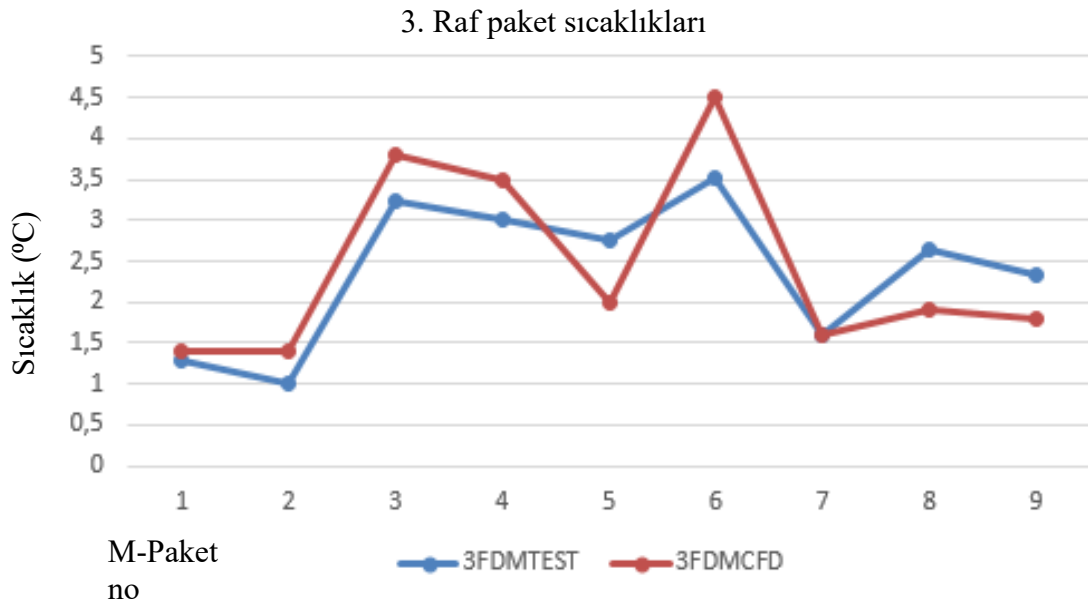


Şekil 4.4. FDM' siz ve FDM' li ADSTD kritik M-paket sıcaklıkları HAD verileri karşılaştırma.

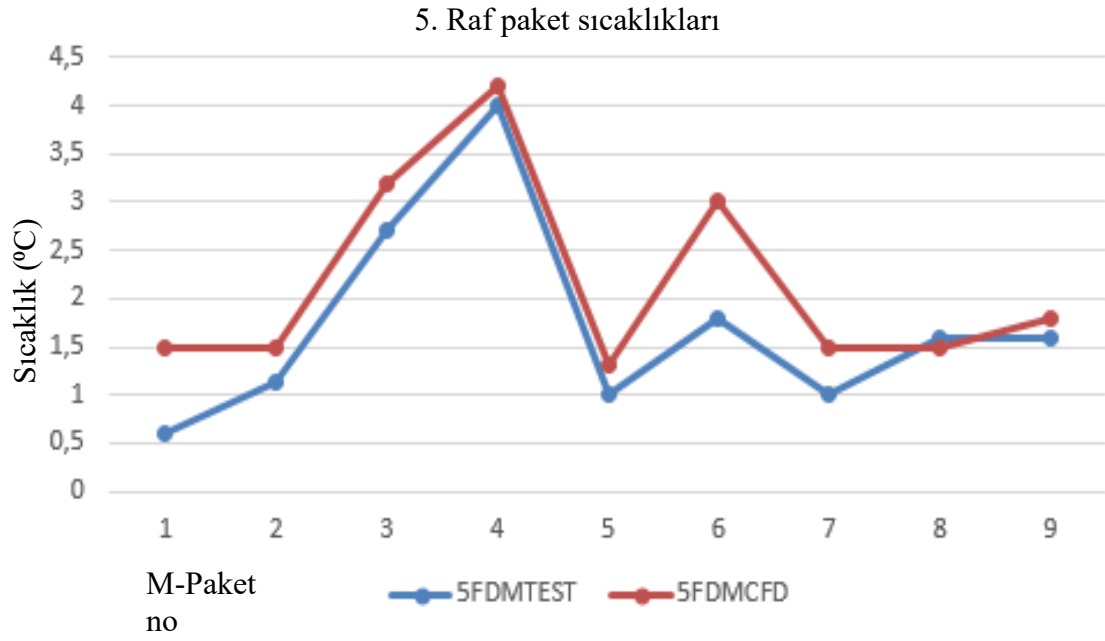
Şekil 4.5' te FDM' li dolap HAD verileri ile test verileri karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlara göre M-paket sıcaklıkları HAD sonuçları test verileri ile uyumluluk göstermektedir.



A



B



C

Şekil 4.5. FDM' li ADSTD paket sıcaklıkları HAD analizi ve test sonuçları kritik paket sıcaklıkları doğrulama.

Sonuç olarak FDM uygulaması durumunda, kompresörün daha az devreye girip çıkmasından dolayı kompresörün ömrü artarken, aynı zamanda tüketilen elektrik enerjisinde de % 5, 1 azalma tespit edilmiştir.

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada 2500 mm uzunluk, 2059 mm yükseklik, 920 mm derinliğe sahip bir açık dikey tip soğutucu teşhir dolabı, TS EN ISO 23953 1-2 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 ve toplam elektrik enerjisi tüketiminin % 5,1 düştüğü belirlenmiştir. Alzuwaid ve vd. (2016), çalışmalarında ele alınan ADSTD ile aynı tip fakat 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. Bu çalışmada, FDM' nin eklenmesi, toplam çalışma süresi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Açma/kapama döngülerinin sayısının, her döngünün süre artışı nedeniyle 11'den 8'e önemli ölçüde azaldığını gösterir. FDM' nin hal değişimi etkisiyle kompresörün kapalı kalma süresi, büyük ve küçük çevrim için sırasıyla yaklaşık % 55 ve % 26 artar. Bir başka çalışmaya göre Ben-Abdallah ve vd. (2021), beş raflı ADSTD kompresör çıkışına FDM olarak su içeren eşanjörler yerleştirmişler ve kompresör açma-kapama sayısını azaltırken enerji tüketim değerinin % 2 olarak artırdıklarını belirtmişler. Bunun yanı sıra ürün raf sıcaklıklarında homojenliğin sağlanmasında FDM kullanımının daha etkin olduğunu belirtmişler. Yılmaz ve vd. (2020) yılında raf altlarında içerisinde FDM bulunan bakır eşanjörler yerleştirip bu boruları CO₂ ile çalışan harici soğutma makinesine bağlayıp enerji tüketiminde % 4, 4' lük bir iyileşme elde ettiklerini testler ile göstermişler. Alzuwaid ve vd. (2016), yaptığı çalışmaya göre 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 çalışmasında 16 mm kalınlığında FDM dolu radyatör panel kullanırken, bu çalışmada kullanılan buz kaplarının kalınlığı 25 mm' dir. Buz akülerinin kalınlığı erime/donma

hızını etkilemektedir. Ben-Abdallah (2021)' ın çalışmasında belirttiği gibi FDM' leri buz haline getirmek dolap için fazladan bir soğutma yüküdür ve erime/donma süresini FDM miktarı belirler. Yapılan literatür araştırmalarına göre ideal FDM kalınlığının 12-16 mm olmalıdır. Bu çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak buz kapları, ısı borularına yerleştirilmeden doğrudan dolap içersine yüklenmiştir. Bu uygulama kolay, buz kapları kabin içinde yer değiştirilebilir (esnek) ve de düşük maliyetlidir.

Sonuç olarak bir ADSTD üzerine FDM uygulamasının sistem performansına önemli katkı sunduğu görölmektedir. Elde edilen bu sonuç doğrultusunda bu çalışmanın devamında, doğrulanmış HAD modeli yardımıyla, farklı içerikte ve farklı miktarda FDM' nin dolabın muhtelif yerlerine yerleştirilmesinin, ürün sıcaklık ve dolap performansını nasıl etkilediği araştırılması gelecek çalışmalar olarak planlanmaktadır. Ayrıca sadece açık tip soğutucu kabinler değil aynı zamanda kapalı tip soğutucu kabinler üzerinde de FDM uygulamalarının yapılması gelecek çalışmalar olarak planlanmaktadır.

KAYNAKLAR

Al-Sahhaf, M. 2011. Investigation of the Entrainment and Infiltration Rates through Air Curtains of Open Low-Front Refrigerated Display Cabinets refrigerated display cabinets. PhD thesis, Brunel University London.

Alzuwaid F., Ge Y.T., Tassou, S.A., Raeisi, A., Gowreesunker, L. 2015. The novel use of phase change materials in a refrigerated display cabinet: an experimental investigation. *Appl. Therm. Eng.*, 75, 770–778.

Alzuwaid F., 2016. The Novel Use of Phase Change Materials in Refrigerated Display Cabinets for Energy Conservation, doctorate thesis, Brunel University London, Department of Mechanical, Aerospace and Civil Engineering.

Alzuwaid, F., Ge, Y.T., Tassou S.A., Sun J. 2016. The novel use of phase change materials in an open type refrigerated display cabinet: a theoretical investigation. *Appl. Energy*, 180, 76–85.

Asker M., Günerhan H., 2016. Parametric study of phase change material heat exchanger, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 31(3), 555-565.

Axell M., Fahlén, P., 2002. The energy-efficient display cabinet. *First Energy-efficient Systems Day*, vol.1, Stockholm.

Azzouz K., Leducq D., Gobin D., 2009. Enhancing the performance of household refrigerators with latent heat storage: *An experimental investigation, International journal of refrigeration*, 32, 1634 – 1644.

Ben-Abdallah R., Leducq D., Hoang H.M., Fournaison L., Pateau O., Ballot-Miguet B., Delahaye A., 2019. Experimental investigation of the use of PCM in an open display cabinet for energy management purposes. *Energy Conversion and Management*, 198, 111-909.

Ben-Abdallah R., Leducq D., Hoang H.M., Pateau O., Ballot-Miguet B., Hoang H.M., 2021. Analysis of phase change material integration in retail display cabinets for energy management. *Applied Thermal Engineering*, 187, 116-459.

Berdja, M., Hamid, A., Sari, O., 2019. Characteristics and thickness effect of phase change material and frost on heat transfer and thermal performance of conventional refrigerator: theoretical and experimental investigation. *Int. J. Refrig.* 97, 108–123.

Bista, S., Hosseini, S.E., Owens, E., Phillips, G., 2018. Performance improvement and energy consumption reduction in refrigeration systems using phase change material (PCM). *Appl. Thermal Eng.* 142, 723–735.

Bruno, F. 2005. “USING PHASE CHANGE MATERIALS (PCMs) FOR SPACE HEATING AND COOLING IN BUILDINGS .” in performance enhanced buildings environmentally sustainable design conference, 26–31.

- Chaomuang N., Flick D., Denis A., Laguerre O., 2020. Experimental and numerical characterization of airflow in a closed refrigerated display cabinet using PIV and CFD techniques. *Int. J. Refrig.*, 111, 168–177.
- Cheng W., Ding M., Yuan X., Han B., 2017. Analysis of energy saving performance for household refrigerator with thermal storage of condenser and evaporator, *Energy Conversion and Management*, 132, 180–188.
- Cortella, G., Manzan M., Comini G., 2001. HAD simulation of refrigerated display cabinets. *Int. J. Refrig.* 24 (3), 250–260.
- D’Agaro, P., Cortella, G., Croce G., 2006. Two- and three-dimensional HAD applied to vertical display cabinets simulation. *Int. J. Refrig.* 29 (2), 178–190.
- DEFRA, 2005. The Validity of Food Miles as an Indicator of Sustainable Development.
- EIA, 2017. Chilling Facts VII: Are Europe’s Supermarkets Ready to Quit HFCs?. Environmental Investigation Agency.
- Elarem, R., Mellouli, S., Abhilash, E., Jemni, A., 2017. Performance analysis of a household refrigerator integrating a PCM heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 125, 1320–1333.
- El-Dessouky, Al-Juwayhel, H., Al-Juwayhel, F., 1997. “Effectiveness of a Thermal Energy Storage System Using Phase-Change Materials.” *Energy Conversion and Management* 38(6):601–17.
- Fahlén, P., 2000. Commercial cooling, (in Swedish). *SP Report*, 2000:03, March, Borås, Sweden.
- Faramarzi, R., 1999. Efficient display case refrigeration. *ASHRAE J.*, 41, 46–54.
- Faramarzi, R.T., Coburn, B.A., Sarhadian, R., 2002. Performance and energy impact of installing glass doors on an open vertical deli/dairy display case. *ASHRAE Trans.* 108, 673.
- Field, B.S., Loth, E., 2006. Entrainment of refrigerated air curtains down a wall. *Exp. Thermal Fluid Sci.* 30 (3), 175–184.
- Fioretti, R., Principi, P., Copertaro, B., 2016. A refrigerated container envelope with a PCM (Phase Change Material) layer: experimental and theoretical investigation in a representative town in Central Italy. *Energy Convers. Manag.* 122, 131–141.
- Foster, A.M., Madge, M., Evans, J.A., 2005. The use of HAD to improve the performance of a chilled multi-deck retail display cabinet. *Int. J. Refrig.* 28 (5), 698–705.
- Fricke, B., Becker, B., 2010. Energy Use of Doored and Open Vertical Refrigerated Display Cases. *Proceedings of 13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University, West Lafayette, IA, USA,

Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C., Pitarma, R.A., 2011. Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions. *Appl. Therm. Eng.*, 31 (5), 961–969.

Ge, Y.T., Cropper, R., 2008. Performance simulation of refrigerated display cabinets operating with refrigerants R22 and R404A, *Appl Energy*, 85, 694–707.

Ge, Y.T., Tassou, S.A., 2012. 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.

Ge, Y.T., Tassou, S.A., 2001. Simulation of the performance of single jet air curtains for vertical refrigerated display cabinets. *Appl. Therm. Eng.*, 21 (2), 201–219.

Gin, B., Farid, M.M., 2010. The use of PCM panels to improve storage condition of frozen food. *J. Food Eng.*, 100 (2), 372–376.

Gin, B., Mohammed, M.F., 2010. Effect of door opening and defrost cycle on a freezer with phase change panels, *Energy Conversion and Management*, 51, 2698–2706.

Hadaway, 2006. “Design of Chilled Food Display Cabinets for Better Temperature Integrity and Longer Product Shelf Life.” PhD thesis, Brunel University London.

Hadaway, A. F., Tawfiq, J. J., Waleed, A.G., and Abu D., 2012. “Air Curtain Design Optimization of Refrigerated Vertical Display Cabinet Using CFD.” *International Journal of Scientific Engineering and Technology*. 1(4):76–88.

Hammond, E., Marques, C., Ketteringham, L., 2016. *Application of short air curtain in retail display refrigerators. In: Proceedings of the 4th IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain.* Auckland, New Zealand.

Hayes, F. C. and Stoecker, W. F. 1969. Heat transfer Characteristics of the Air Curtain. *ASHRAE Trans.*, no. 2120, p. 153-167, USA.

Heidinger, G., Nascimento, S., Gaspar, P., Silva, P., 2015. Experimental study of the influence of consumers’ movement parallel to the frontal opening of a multideck display case on the evaporator’s thermal performance. *In: Proceedings of the 24th IIR International Congress of Refrigeration.*

Hoang, M., Verboven, P., Baerdemaeker, J.D., Nicolai, B., 2000. Analysis of the air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics. *Int. J. Refrig.*, 23, 127–140.

Howell, R. H. and Adams, P. J. 1991. Effects of indoor space conditions on refrigerated case performance. *ASHRAE-596 RP*, pp.130, USA.

Howell, R. H. and Shiabata, M., 1980. Optimum Heat Transfer Through Turbulent Recirculated Plane Air Curtains. *ASHRAE Transactions*, vol. 86, Part 1, no. 2567, 188-200, US.

Howell, R. H., 1993. Calculation of humidity effects on energy requirements of refrigerated display cases. *ASHRAE Transaction*, vol.99, no.1, p. 679-693, USA.

- Howell, R. H., Van, Nuygen., Q., et al. 1976. Heat and moisture transfer through turbulent recirculated plane air curtains. *ASHRAE Transactions*, vol.82, Part 1, no.2414, p. 191-205, 1976, USA
- James, S., and James, C., 2010. The food cold-chain and climate change. *Food Research International*, 43, 7, 1944-1956.
- Jouhara, H., Nonnou, T., Ghazal, H., Kayyalı, R., Tassou, S.A., Lester, S., 2017. Temperature and energy performance of open refrigerated display cabinets using heat pipe shelves, *Energy Procedia*, 123, 273-280.
- Khan, M. I. H. and Afroz, H. M. M., 2013. Effect of phase change material on the performance of a household refrigerator, *Asian J. Appl. Sci.*, 6, 56–67.
- Khan, M. I. H. and Afroz, H. M. M., 2015. Effect of phase change material on compressor on-or cycling of a household refrigerator, *Sci. Technol. Built Environ.*, 21462–468.
- Khan, M. I. H., Afroz, H. M. M., 2011. 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.
- Khan, M. I. H., Afroz, H. M. M., 2014. Diminution of temperature fluctuation inside the cabin of a household refrigerator using phase change material, *Recent Adv. Mech. Eng.*, 3, 43–52.
- Kosar, D., and Dumitrescu, O., 2005. Humidity effects on supermarket refrigerated case energy performance: A database review. *ASHRAE Transactions*, 111, 1, 1051-1060.
- Leutongkum, T., Flick, D., Hoang, M.H., Steven, D., Delahaye, A., Laguerre, O., 2022. Insulated box and refrigerated equipment with PCM for food preservation: State of the art. *Journal of Food Engineering*, 317, 110874.
- Liu, Z., Zhao, D., Wang, Q., Chi, Y., Zhang, L., 2017. Performance study on air-cooled household refrigerator with cold storage phase change materials., *International Journal of Refrigeration*, 79, 130–142.
- Lu, W., Tassou, S.A., 2013. Characterization and experimental investigation of phase change materials for chilled food refrigerated cabinet applications, *Appl Energy*, 112, 1376–82.
- Lu, Y.L., Zhang, W.H., Yuan, P., Xue, M.D., Qua, Z.G., Tao, W.Q., 2010. Experimental study of heat transfer intensification by using a novel combined shelf in food refrigerated display cabinets. *Applied Thermal Engineering*, 30, 85–91.
- Maiorino, A., Del Duca, M.G., Mota-Babiloni, A., Greco, A., Aprea, C., 2019. The thermal performances of a refrigerator incorporating a phase change material. *Int. J. Refrig.* 100, 255–264.

- Marques, A.C., Davies, G.F., Maidment, G.G., Evans, J.A., Wood, I.D., 2014. Novel design and performance enhancement of domestic refrigerators with thermal storage, *Applied Thermal Engineering*, 63, 511-519.
- Moureh, J., Yataghene, M., 2016. Numerical and experimental investigations on jet characteristics and airflow patterns related to an air curtain subjected to external lateral flow. *Int. J. Refrig.* 67, 355–372.
- Nahor, H.,Hoang, M., Verboven, P., Baelmans, M., Nicolai, B., 2005. CFD model of the airflow, heat and mass transfer in cool stores.*Int. J. Refrig.*, 28, 368–380.
- Navaz, H., Amin, M., Dabiri, D. and Faramarzi, R., 2005. Past, present, and future research toward air curtain performance optimization. *ASHRAE Transactions*, 111, 1, 1083-1088.
- Navaz, H., Amin, M., Rasipuram, S. and Faramarzi, R., 2006. Jet entrainment minimization in an air curtain of open refrigerated display case. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 16, 4, 417-430.
- Navaz, H., Faramarzi, R., Gharib,M., Dabiri D., and Modarress, D., 2002. The application of advanced methods in analyzing the performance of the air curtain in a refrigerated display case. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 124, 3, 756-764. 193
- Navaz, H., Henderson, B., Faramarzi, R., Pourmovahed, A. and Taugwalder, F., 2005. Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases. *International Journal of Refrigeration*, 28, (2), 267-275.
- Nie, B., Palacios, A., Zou, B., Liu, J., Zhang, T., Li, Y., 2020. Review on phase change materials for cold thermal energy storage applications. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 134, 110-340.
- Nikitin, M.N.,2020. Numerical analysis of refrigerated display designs in terms of cooling efficiency. *Int. J. Therm. Sci.*, 148, 106-157.
- Onyejekwe, D.,1989. Cold storage using eutectic mixture of NaCl/H₂O: An application to photovoltaic compressor vapors freezers.*Solar Wind Technol.*, 6, 11–18.
- Oro, E., de Gracia, A., Castell, A., Farid, M.M., Cabeza, L.F., 2012a. Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications. *Appl. Energy* 99, 513–533.
- Oro, E., Miro, L., Farid, M.M., Cabeza, L.F., 2012b. Thermal analysis of a low temperature storage unit using phase change materials without refrigeration system. *Int. J. Refrig.* 35 (6), 1709–1714.
- Orphelin, M. and D. Marchio. 1997. “Computer-Aided Energy Use Estimation in Supermarkets.” Building Simulation Conference, Prague, Czech Republic. Retrieved (http://www.ibpsa.org/proceedings/BS1997/BS97_P088.pdf).
- Pappas T., Tassou S., 2003. Numerical investigations into the performance of doorway vertical air curtains in air-conditioned spaces. *ASHRAE Transactions*, 109, 1, 273-279.

- Purohit, N., Dasgupta, M.S., 2020. Thermal storage material enhanced refrigerated display cabinet. *Materials Today: Proceedings*, 28, 510-514.
- Raj, M.A. F, Sekhar, J., 2018. 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.
- Redo, M.A., Ohno, K., Giannetti, N., Yamaguchi, S., Saito, K., 2019. Seasonal performance evaluation of CO₂ open refrigerated display cabinets. *Applied Thermal Engineering*, 163, 114-354.
- Sharma, A., Tyagi, V. V., Chen, C. R., and Buddhi, D., 2009. “Review on Thermal Energy Storage with Phase Change Materials and Applications.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(2):318–45. Retrieved July 10, 2014 (<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032107001402>).
- Smale, N., Moureh, J., Cortella G., 2006. A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications, *Int. J. Refrig.*, 29, 911–930.
- Stribling, D., Savvas, A., Tassou, and Douglas M., 1997. “Two-Dimensional CFD Model of a Refrigerated Display Case.” *ASHRAE Transactions* 103(1):88–94.
- Suamir, IN., 2012. “INTEGRATION OF TRIGENERATION AND CO₂ BASED REFRIGERATION SYSTEMS FOR ENERGY CONSERVATION IN THE FOOD RETAIL INDUSTRY.” PhD thesis, Brunel University London.
- Tassou, S. A., Chaer, I., Sugiarta, N., Ge, Y. T., and Marriott, D., 2007. “Application of Tri-Generation Systems to the Food Retail Industry.” *Energy Conversion and Management*, 48(11):2988–95.
- Tassou, S. A., De-Lille, G., and Ge, Y. T., 2009. “Food Transport Refrigeration - Approaches to Reduce Energy Consumption and Environmental Impacts of Road Transport.” *Applied Thermal Engineering* 29(8–9):1467–77.
- Tassou, S. A., Ge, Y., Hadawey, A., and Marriott, D., 2011. “Energy Consumption and Conservation in Food Retailing.” *Applied Thermal Engineering*, 31(2–3):147–56.
- Tassou, S.A., and Suamir, IN., 2010. “Trigeneration – a Way to Improve Food Industry Sustainability.” in *Proc. SEEP 2010 Conference*. Bari, Italy.
- Tassou, S.A., Ge, Y., Hadawey, A., Marriott, D., 2011. Energy consumption and conservation in food retailing. *Appl. Therm. Eng.* 31 (2–3), 147–156.
- TS EN ISO 23953 1-2, 2007. Standards refrigerated display cabinets - Part 1-2: Classification, requirements and test conditions.
- Tsamos, M. K., Mroue, H., Sun, J., Tassaou, A.S., Nicholls, N., Smith, G., 2019. 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.

Ure, Z. 2001. Positive Temperature Eutectics TES System. *AIRAH J.* 31–35.

Vengalis T., Moksini V., 2022. 2D CFD Simulation of dynamic heat transfer in an open-type refrigerated display cabinet. *Applied sciences*, 12, 6916.

Versteeg, H. and Malalasekera, W. 2007. An Introduction to Computational Fluid Dynamics-the Finite Volume Method. 2nd ed.

Vicent, V., Ndoye, F.-T., Xiaofeng, X., Xuelai, Z., 2021. Simulation and experimental investigation of a multitemperature insulation box with phase change materials for cold storage. *J. Food Eng.* 292, 110286.

Walker, D. and Baxter, V. (2003). Analysis of advanced, low-charge refrigeration systems for supermarkets. *ASHRAE Transactions*, 109, Part 1, 285- 292.

Wang, F., Maidment, G., Missenden, J., Tozer, R., 2007. The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 3: PCM for control and energy savings. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2911-2918.

Wang, L., Zhang, L., Lian, G., 2015. A CFD simulation of 3D air flow and temperature variation in refrigeration cabinet., *Procedia Eng.*, 102, 1599–1611.

Wu, X., Chang, Z., Yuan, P., Lu, Y., Ma, Q., Yin, X., 2014. The optimization and effect of back panel structure on the performance of refrigerated display cabinet, *Food Control* 40 .278–285.

Xiang, W., and Tassou, S. A., 2000. Modelling and investigation of the interactions between the environment and open refrigerated display cabinets in retail food stores. *ROOMVENT*. vol.1, p.601-606.

Xiaofeng, X., Xuelai, Z., Muniyalo, J.M., 2017. Simulation study on temperature field and cold plate melting of cold storage refrigerator car. *Energy Procedia* 142, 3394–3400.

XueHong, W., WeiPing, L., Yanling, W., ZhiJuan, C., ChunXu, W, Chang, D., 2017. 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.

Yang, L., Jin, X., Zhang, Y., Du, K., 2021. Recent development on heat transfer and various applications of phase-change materials. *J. Clean. Prod.* 287, 124-432.

Yang, T., Wang, C., Sun, Q., Wennersten, R., 2017. Study on the application of latent heat cold storage in a refrigerated warehouse. *Energy Procedia* 142, 3546–3552.

Yilmaz, D., Mancuhan, E., Yılmaz, B., 2020. Experimental investigation of PCM location in a commercial display cabinet cooled by a transcritical CO₂ system. *Int. J. Refrig.* 120, 396–405.

Yu, K., Ding, G., and Chen, Tian, 2007. Simulation of Air Curtains for Vertical Display Cases with a Two-Fluid Model. *Applied Thermal Engineering*, 27, (14–15):2583–91.

Yuan, P., Zeng, Q.H., Wu, Y.X., Lu, Y.L., Hu, C.L., Sun, H.C., Tao, W.Q., 2022. Experimental study of using aerofoils in a refrigerated display cabinet. *International Journal of Thermofluids*, 14, 100-140.

Yuan, P., Zeng, Q.H., Wu, Y.X., Lu, Y.L., Hu, C.L., Sun, H.C., Tao, W.Q., 2022. Experimental study of using aerofoils in a refrigerated display cabinet. *International Journal of Thermofluids*, 14, 100-140.

Yuan, X. D., and Cheng W. L., 2014. Multi-Objective Optimization of Household Refrigerator with Novel Heat-Storage Condensers by Genetic Algorithm. *Energy Conversion and Management*, 84:550–61.

Zalba, B., Marin, J. M., Cabeza L. F., and Mehling, H., 2003. Review on thermal energy storage with phase change: Materials, heat transfer analysis, and applications, *Appl. Therm. Eng.*, 23, 251–283.

Zhao, Y., Zhang, X., Xu, X., Zhang, S., 2020b. Research progress of phase change cold storage materials used in cold chain transportation and their different cold storage packaging structures. *J. Mol. Liq.* 319, 114-360.

EKLER

EK 1. Ansys Fluent 2020 modelleme adımları

Mesh

Scale... Check Report Quality

Display...

Solver

Type

Pressure-Based
 Density-Based

Velocity Formulation

Absolute
 Relative

Time

Steady
 Transient

Gravity Units...

Gravitational Acceleration

X (m/s²) 0 P

Y (m/s²) -9.81 P

Z (m/s²) 0 P

Help

Energy

Energy Equation

OK Cancel Help

Viscous Model

Model

Inviscid
 Laminar
 Spalart-Allmaras (1 eqn)
 k-epsilon (2 eqn)
 k-omega (2 eqn)
 Transition k-kl-omega (3 eqn)
 Transition SST (4 eqn)
 Reynolds Stress (7 eqn)
 Scale-Adaptive Simulation (SAS)
 Detached Eddy Simulation (DES)
 Large Eddy Simulation (LES)

k-epsilon Model

Standard
 RNG
 Realizable

Near-Wall Treatment

Standard Wall Functions
 Scalable Wall Functions
 Non-Equilibrium Wall Functions
 Enhanced Wall Treatment
 Menter-Lechner
 User-Defined Wall Functions

Enhanced Wall Treatment Options

Pressure Gradient Effects
 Thermal Effects

Options

Viscous Heating
 Full Buoyancy Effects
 Curvature Correction
 Production Limiter

Model Constants

C2-Epsilon 1.9

TKE Prandtl Number 1

TDR Prandtl Number 1.2

Energy Prandtl Number 0.85

Wall Prandtl Number 0.85

User-Defined Functions

Turbulent Viscosity none

Prandtl Numbers

TKE Prandtl Number none

TDR Prandtl Number none

Energy Prandtl Number none

Wall Prandtl Number none

OK Cancel Help

Radiation Model

Model

Off
 Rosseland
 P1
 Discrete Transfer (DTRM)
 Surface to Surface (S2S)
 Discrete Ordinates (DO)
 Monte Carlo (MC)

Iteration Parameters

Energy Iterations per Radiation Iteration 1

Angular Discretization

Theta Divisions 2

Phi Divisions 2

Theta Pixels 1

Phi Pixels 1

Non-Gray Model

Number of Bands 0

DO/Energy Coupling

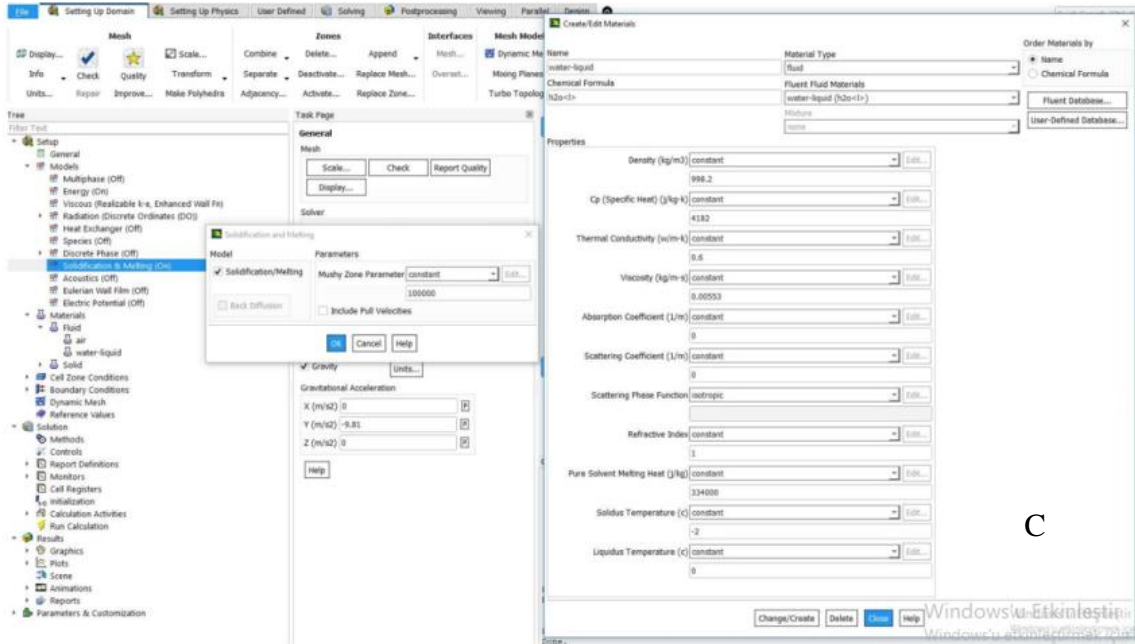
Solar Load

Model

Off
 Solar Ray Tracing
 DO Irradiation

Solar Calculator...

OK Cancel Help



C

Name	Material Type	Name	Material Type
ice-water	fluid	paket	solid
Chemical Formula	Fluent Fluid Materials	Chemical Formula	Fluent Solid Materials
	ice-water		paket
	Mixture		Mixture
	none		none
Properties Density (kg/m3) constant 998.2 Cp (Specific Heat) (J/kg-K) constant 4182 Thermal Conductivity (w/m-k) constant 0.6 Viscosity (kg/m-s) constant 0.00553 Absorption Coefficient (1/m) constant 0 Scattering Coefficient (1/m) constant 0 Scattering Phase Function isotropic Refractive Index constant 1 Pure Solvent Melting Heat (J/kg) constant 334000 Solidus Temperature (K) constant 271 Liquidus Temperature (K) constant 273.15		Properties Density (kg/m3) constant 1000 Cp (Specific Heat) (J/kg-K) constant 3500 Thermal Conductivity (w/m-k) constant 0.3 Absorption Coefficient (1/m) constant 0 Scattering Coefficient (1/m) constant 0 Scattering Phase Function isotropic Refractive Index constant 1	

D

Name	Material Type
air	fluid
Chemical Formula	Fluent Fluid Materials
	air
	Mixture
	none

Properties	
Density (kg/m3)	incompressible-ideal-gas
Cp (Specific Heat) (J/kg-k)	constant
Thermal Conductivity (w/m-k)	constant
Viscosity (kg/m-s)	constant
Molecular Weight (kg/mol)	constant
Absorption Coefficient (1/m)	constant
Scattering Coefficient (1/m)	constant
Scattering Phase Function	isotropic
Refractive Index	constant
Pure Solvent Melting Heat (J/kg)	constant
Solidus Temperature (k)	constant
Liquidus Temperature (k)	constant

Velocity Inlet

Zone Name:

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Velocity Specification Method:

Reference Frame:

Velocity Magnitude (m/s): constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): constant

Turbulence

Specification Method:

Turbulent Intensity (%): P

Turbulent Viscosity Ratio: P

OK Cancel Help

E

Velocity Inlet

Zone Name:

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Velocity Specification Method:

Reference Frame:

Velocity Magnitude (m/s): constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): constant

Turbulence

Specification Method:

Turbulent Intensity (%): P

Turbulent Viscosity Ratio: P

OK Cancel Help

Velocity Inlet

Zone Name:

Momentum Thermal Radiation Species

Temperature (k): constant

OK Cancel Help

Pressure Outlet

Zone Name:

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Backflow Reference Frame:

Gauge Pressure (pascal): constant

Pressure Profile Multiplier: P

Backflow Direction Specification Method:

Backflow Pressure Specification:

Radial Equilibrium Pressure Distribution

Average Pressure Specification

Target Mass Flow Rate

Turbulence

Specification Method:

Backflow Turbulent Intensity (%): P

Backflow Turbulent Viscosity Ratio: P

OK Cancel Help

Pressure Outlet

Zone Name:

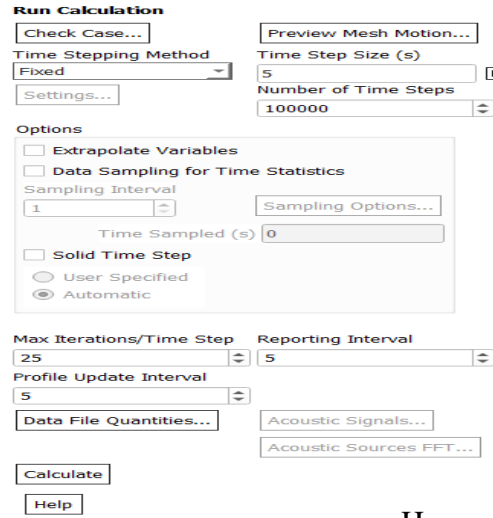
Momentum Thermal Radiation Species DPM

Backflow Total Temperature (k): cor

OK Cancel Help

F

G



H

Şekil Ek.1. Ansys Fluent 2020 modelleme adımları

EK 2. Makale ‘‘Açık dikey tip soğutucu teşhir dolabın faz değıştiren malzeme kullanılarak enerji verimliliğinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi’’

Ayşe Burcu Çelik¹, Erhan Pulat², Furkan Sökmen³, Çağrı Balkan⁴, Salih Coşkun⁵

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

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

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

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

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

0000-0002-6948-8281¹, 0000-0003-2866-6093², 0000-0001-8647-4861³, 0000-0002-9170-2512⁴, 0000-0001-6278-8444⁵

ayseburcucelik@gmail.com, pulat@uludag.edu.tr, furkan.sokmen@btu.edu.tr, cbalkan@kaplanlar.com, coskuns@uludag.edu.tr

İletişim yazarı telefon no: 05398434929

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

Ayşe Burcu Çelik¹, Erhan Pulat², Furkan Sökmen³, Çağrı Balkan⁴, Salih Coşkun⁵, Turkey

¹ Bursa Uludag University, Institute of Sciences, Department of Mechanical Engineering, Nilüfer, Bursa, Turkey

² Bursa Uludag University, Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering, Nilüfer, Bursa, Turkey

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

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

⁵Bursa Uludag University, Vocational School of Technical Sciences, Department of Mechanical Engineering, Nilüfer, Bursa, Turkey
0000-0002-6948-8281¹, 0000-0003-2866-6093², 0000-0001-8647-4861³, 0000-0002-9170-2512⁴, 0000-0001-6278-8444⁵

ayseburcucelik@gmail.com, pulat@uludag.edu.tr, furkan.sokmen@btu.edu.tr, cbalkan@kaplanlar.com, coskuns@uludag.edu.tr

Phone of contact author: 05398434929

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

Öne çıkanlar

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

Özet

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 (HAD) kullanılarak doğrulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, FDM'li ADSTD, FDM'siz ADSTD' a göre belirtilen kabin boyutlarında toplam soğutma gücü elektrik tüketim miktarını % 5,1 azalttığı bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler

“Açık dikey tip soğutucu teşhir dolapları”, “faz değıştiren malzemeler”, “üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği”

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

Highlights

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

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 decrease the total refrigerated electrical energy consumption by 5,1 % compared to the conventional cabinets.

Key Words

"Open vertical type refrigerated display cabinets", "phase change materials", "three-dimensional computational fluid dynamics"

1. Giriş(Introduction)

Nüfusun artan ihtiyaçları sağlıklı gıdanın muhafaza edilmesini ve kolay erişebilir olmasını gerektirmektedir. Sadece gıdanın dağıtımı 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'nin 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 jetininin 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 sıkıştırımlı 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 raflı 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. Raflara 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 sürekliliğini 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 polyethylene glycol 400 (PEG400) uygulayarak kapı açılmalarından kaynaklanan ısı kayıplarını azaltmayı 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 bir 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 yoğuşturuculara FDM uygulaması yapmışlardır. Yoğuşturucuların ısı transferi verimlerinin artırılmasıyla, düşük yoğuşma ve yüksek buharlaşma sıcaklıkları elde edilmesi ile COP değerlerini arttırdığını buna dayanarak yoğuşturucu 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 yoğuşturucu 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 artırmak 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.

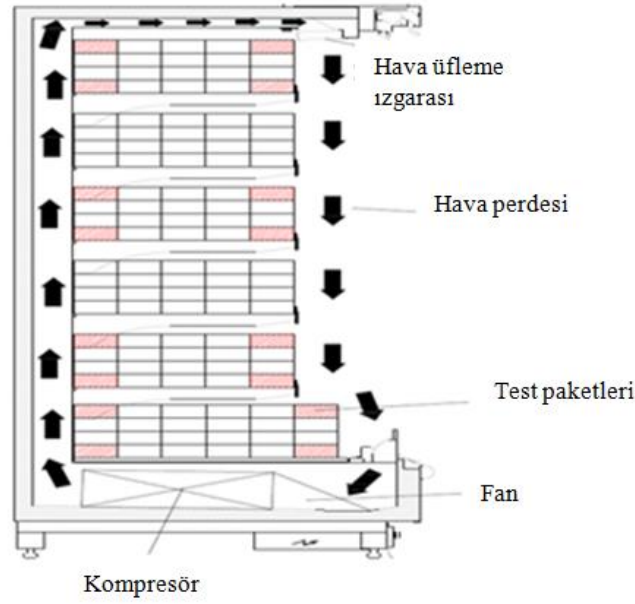
FDM uygulanan buzdolabında, elektrik kesintisi durumunda, ürün sıcaklığının 5-9 saat muhafaza edildiği, normal buzdolabında ise bu sürenin 1-3 saat olduğu ve termal yüke bağlı olarak performans katsayısında %10-30'luk bir artış gözlemlendiği belirtilmiştir [21].

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 sıkıştırırmalı 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.



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

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 :

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

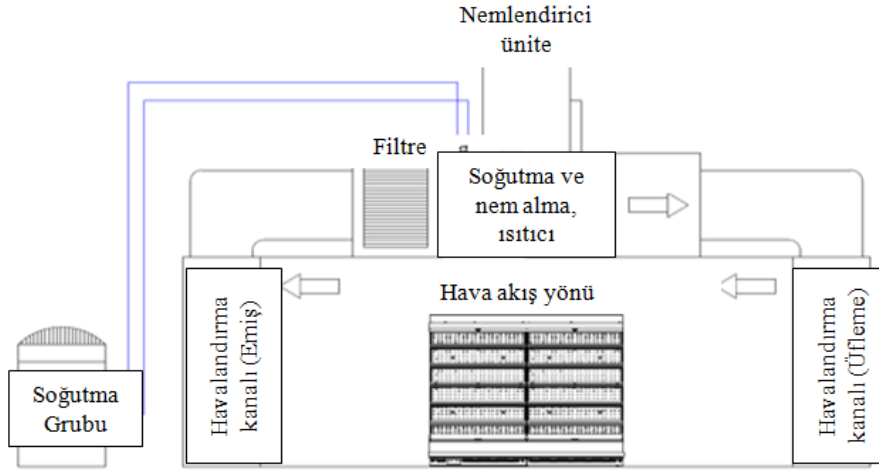
TS EN ISO 23953-2 Standartlarına göre soğutma elektrik enerjisi tüketimi $SEET_{RC}$, sabit yoğuşma sıcaklığında $T_c = 308, 15$ K Eş.3' e göre hesaplanır :

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

2.2. Deneysel Yöntem (Experimental Method)

Bir ADSTD' ın 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 $0,1-0,2$ 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, $T_{aco\text{set}}$ 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 2. Test odasının şematik gösterimi (Figure 2. Schematic representation of the test chamber)

Şekil 3' te görüldüğü gibi, kabin içine yerleştirilen 50cmx100cmx100mm ebatlarında her biri 500 g olan M paketlerin iç (çekirdek) sıcaklıklarını ölçmek için yerleştirilen T tipi termokaplı 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, standartlarda belirtilen ölçüm noktalarına yerleştirilen T tipi termokaplı sıcaklık ölçer ile hava jeti çıkış hava hızı ise bir anemometre yardımıyla ölçülmüştür.



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

2.3. FDM Uygulaması(PCM Application)

Termal enerji depolama yöntemlerinden, gizli ve duyuur ısı depolama yöntemlerinin kullanımı oldukça yaygındır. Enerji depolama kapasitesi duyuur ısı depolama sisteminde, özgül ısı kapasitesine ve sıcaklık farkına bağlıdır. Maddelerin gizli ısısından yararlanan ısı depolama yöntemi ise duyuur 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.



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

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'in ısııl özellikleri Tablo 1' de belirtilmiştir.KullanılanFDM'nin (su-buz) ısııl özellikleri yoğunluğu (kg /m³), ısııl iletim (W/mK), özgül ısı (kJ/kgK), erime ve donma sıcaklıkları (°C), Erime/Donma ısıısı değeri (kJ/kg) ve kullanılan miktarı ve ağırlığıTablo 1' de belirtilmiştir.

Tablo 1. Kullanılan FDM' nin ısıl özellikleri (**Table 1.** 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 (Numerical 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'ın 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 tahmi edilmiştir.

Tablo 2'ye göre evaporatör giriş sıcaklıkları, T_e (°C), FDM uygulanan dolapta 0,07 °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} (°C), ve kabin hava çıkış sıcaklığı, T_{aco} (°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 °C ve FDM uygulanmayan dolapta 2,43 °C' dir. FDM uygulanan dolapta hava buz akülerinin ısısını kullandığı için sıcaklık farkı 0,28 °C daha azdır. Bu sebeple hava perdesi daha verimlidir. Kabin içi paket sıcaklıkları, T_p (°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, m³soğutma 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

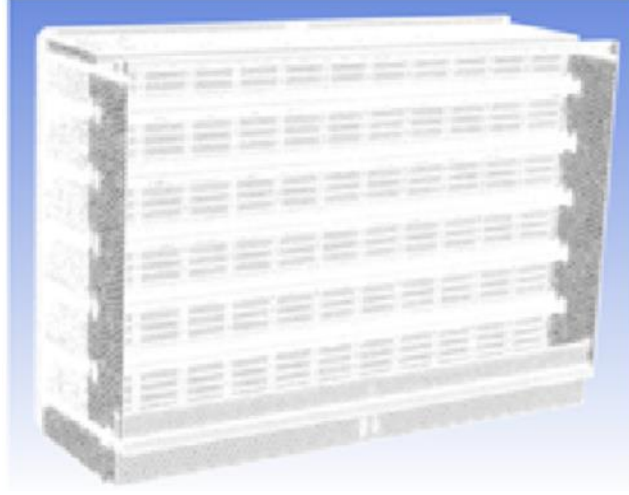
debisaine bağılı olup, FDM kullanılan dolapta 0,05 kW daha azdır. Bu sonuca göre FDM kullanılan kabin soğutma gücü performansı daha iyidir. Kompresör çalışma süresi, $t_{run}(h)$, 12 h süre boyunca yapılan testler sonucu elde edilen verilere göre kompresör çalışma süresidir. Toplam soğutma yükü, $Q_{tot}(kWh)$ 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(**Table 2.** Test and CFD data obtained from OVRDC without and with PCM)

Her iki ADSTD 12 h test periyodu sonunda elde edilen ortalama test ve CFD verileri						
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	max (4),	max	max	max	max
	(4,5),	min (-2,0)	(5,8),	(6,12),	(1,3)	(2,1)
T _p (°C)	min		min	min	min	min
	(1,5)		(-0,78)	(-1,97)	(1,75)	(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		
m _r (g/s)	7,9	7,67	8,1	7,67		
Φ _{run} (kW)	1,69	1,64	1,73	1,64		
t _{run} (h)	9,20	9	-	-		
Q _{tot} (kWh)	15,55	14,76	-	-		
REC(kWh)	6,84	6,49	6,84	6,49		
(SEET _c)						
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.



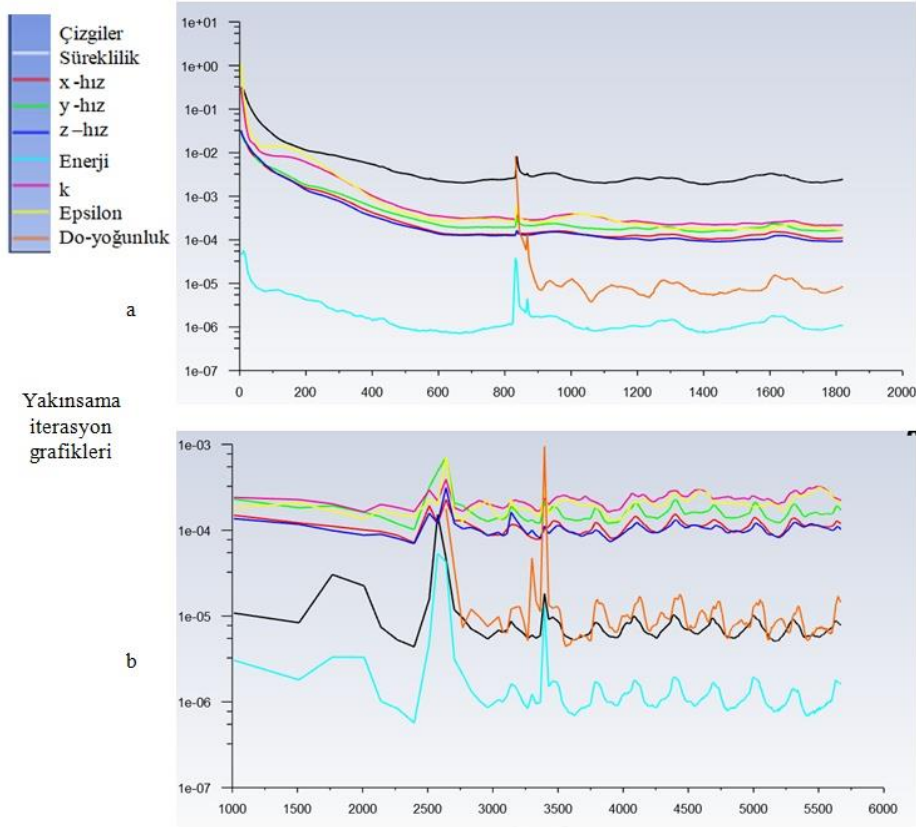
Şekil 5.HAD model ağ yapısı görüntüsü (**Figure 5.** Mesh structure view (Polyhedral mesh) in the CFD Model network)

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 Eş.4’e göre hesaplanan ısı akısı (W/m²) tanımlanmıştır ve ısı akısına bağlı bir çözüm geliştirilmiştir:

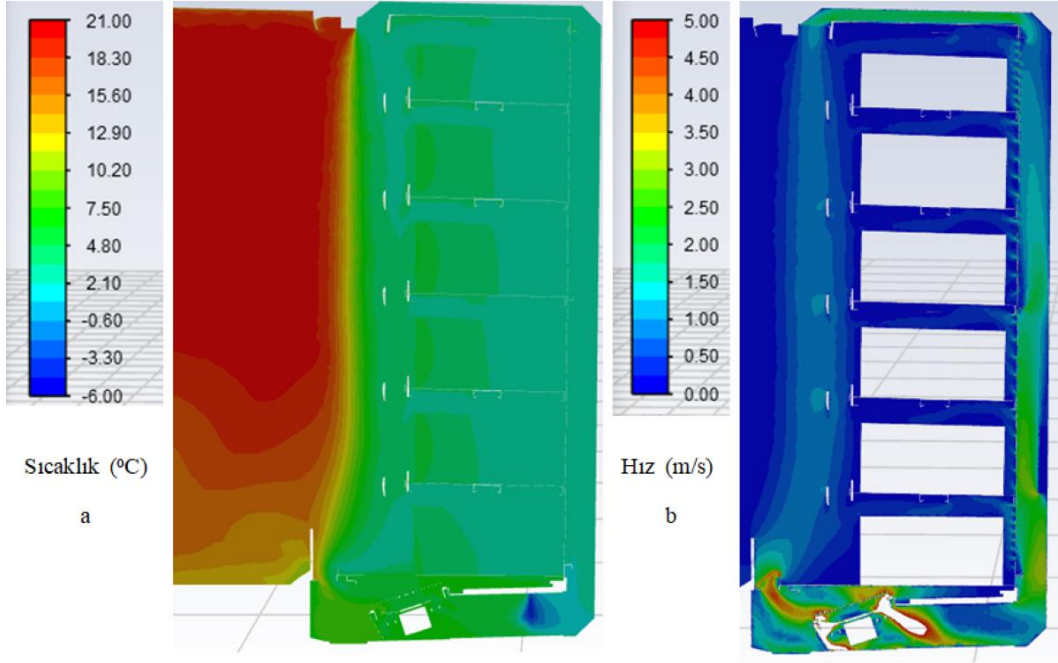
$$\dot{q}_{flux} = \Phi_{run}/A_s \quad (4) \quad \text{Fanlar}$$

, 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 formülasyonu 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.

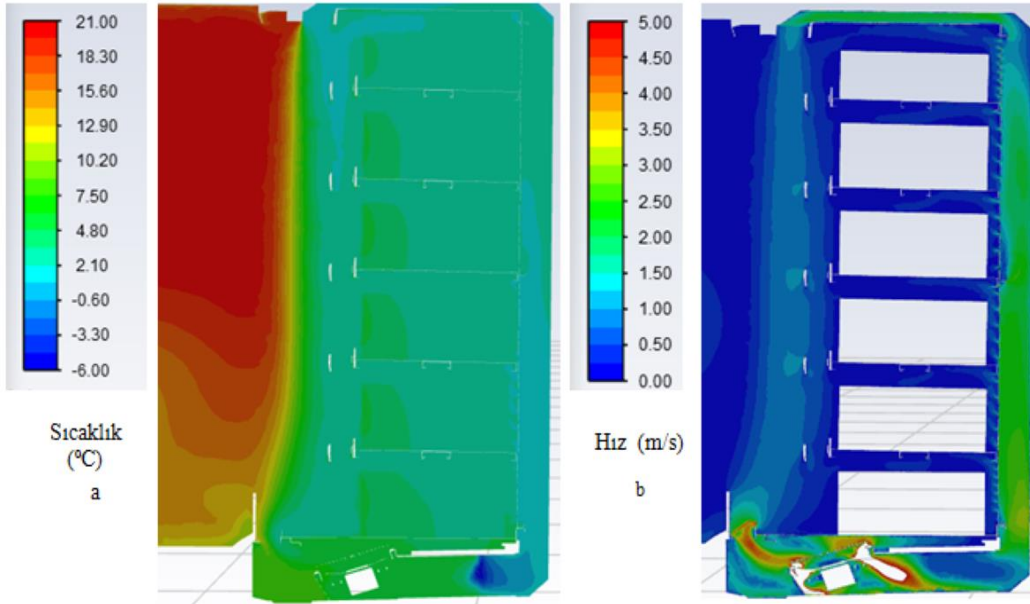


Şekil 6. HAD modeli yakınsama iterasyon grafikleri a) FDM' siz ADSTD, b) FDM' li ADSTD (Figure 6. CFD convergence plot of a) the OVRDC without PCM and b) the OVRDC with PCM)

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 sürüklenme 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, 8, 9, 10, 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 8b karşılaştırıldığında kabin arkası buz aküleri kalınlığı sebebiyle (25 mm) hava dolaşım hızının FDM uygulanan dolapta azaltılmakta 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.

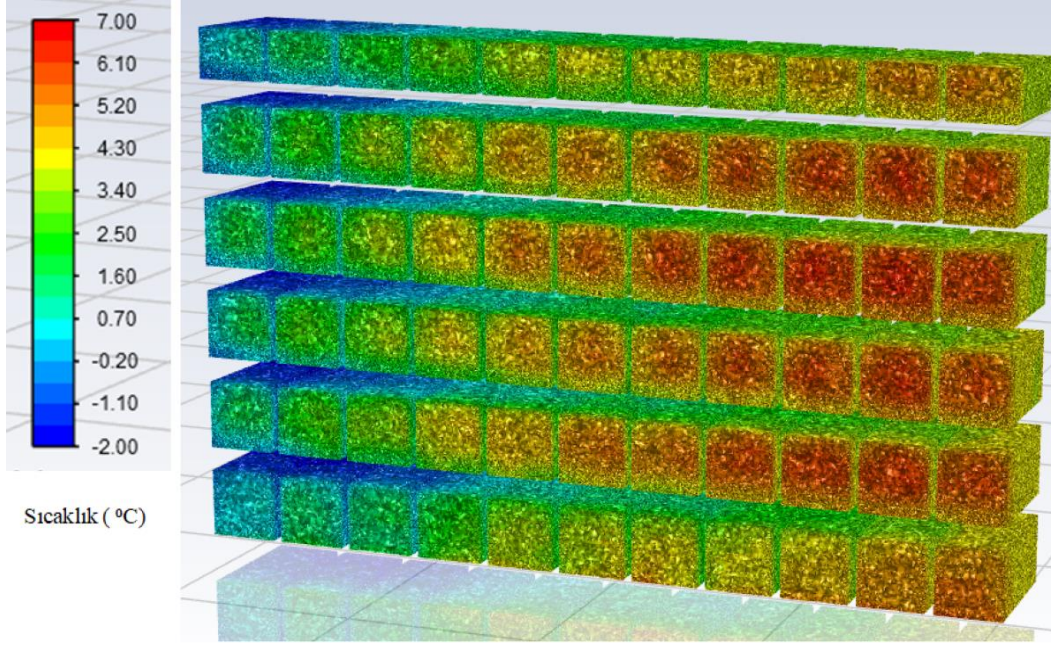


Şekil 7.HAD modeli FDM' li ADSTD hava akış a) Sıcaklık ve b) Hız simülasyonları (Figure 7. CFD model of the OVRDC with PCM's air flow a) Temperature and b) Velocity simulations)

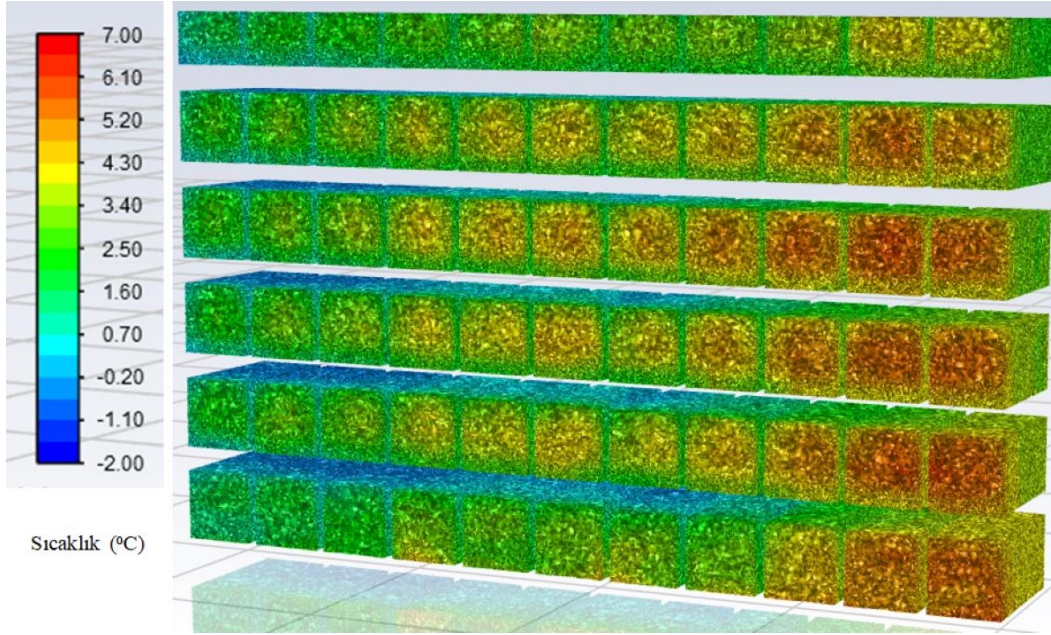


Şekil 8.HAD modeli FDM' siz ADSTD hava akış a) Sıcaklık ve b) Hız simülasyonları (Figure 8. CFD model of the OVRDC without PCM's air flow a) Temperature and b) Velocity simulations)

Şekil 9 ve 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.

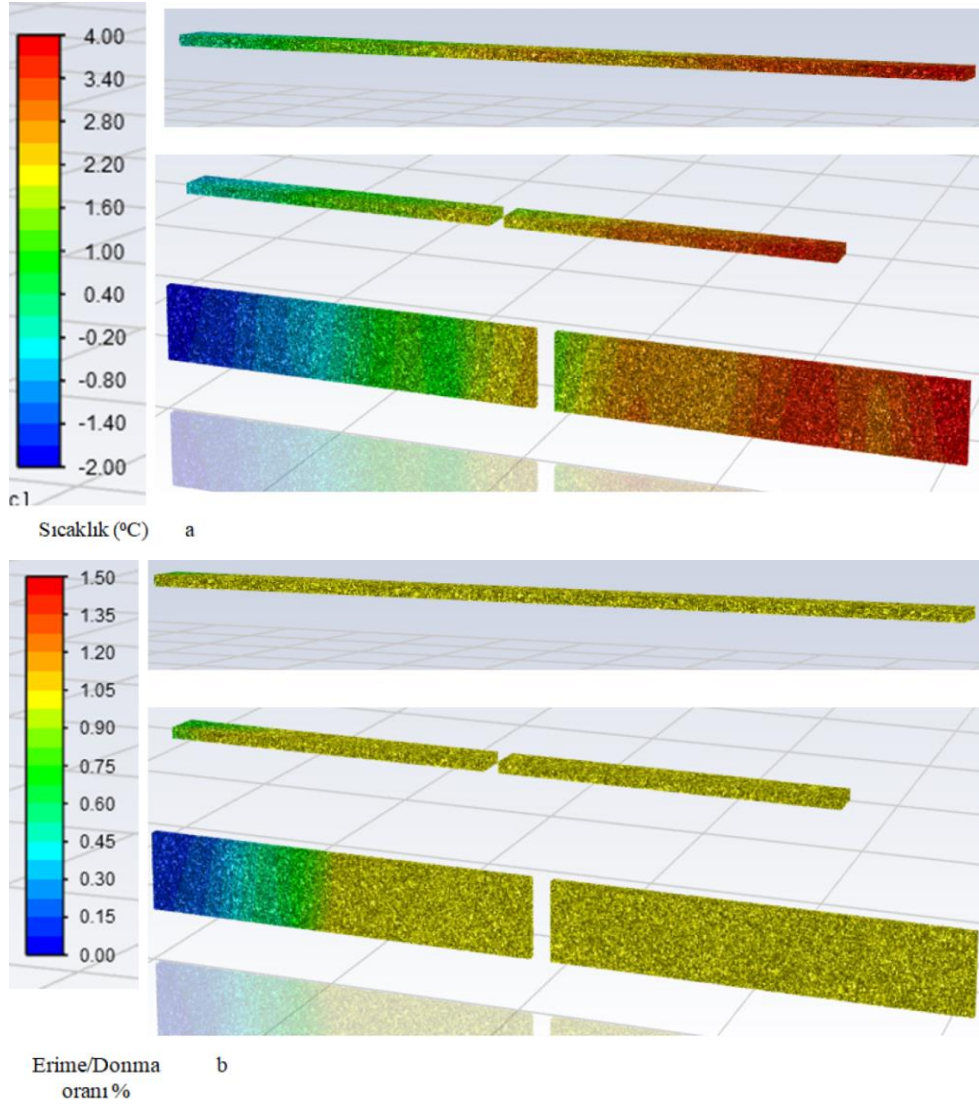


Şekil 9.HAD modeli FDM'li ADSTD paket sıcaklıkları simülasyonu (**Figure 9.** CFD model of package temperatures simulations at OVRDC with PCM)



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

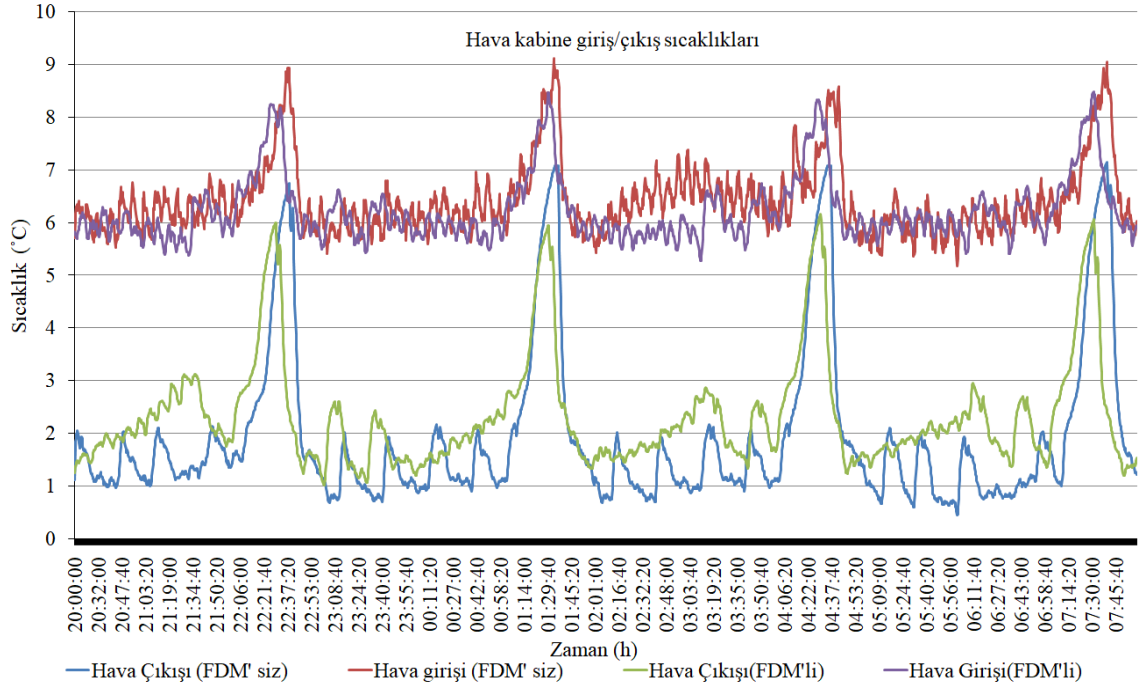
Şekil 11a' da FDM buz kaplarının sıcaklık dağılımı ve 11b' de erime/donma oranı verilmiştir. Simülasyon sürekli (steady) rejimde gerçekleştirildiği için FDM erime/donma süreci hakkında kesin bir bilgi vermemek ile birlikte fikir sağlamak ve de bir sonraki yapılacak olan geçici (transient) rejim koşullarında 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 önü dış hava akımı sebebiyle kabin sağ tarafında bazı bölgeler tam olarak erimediği görülmüştür.



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

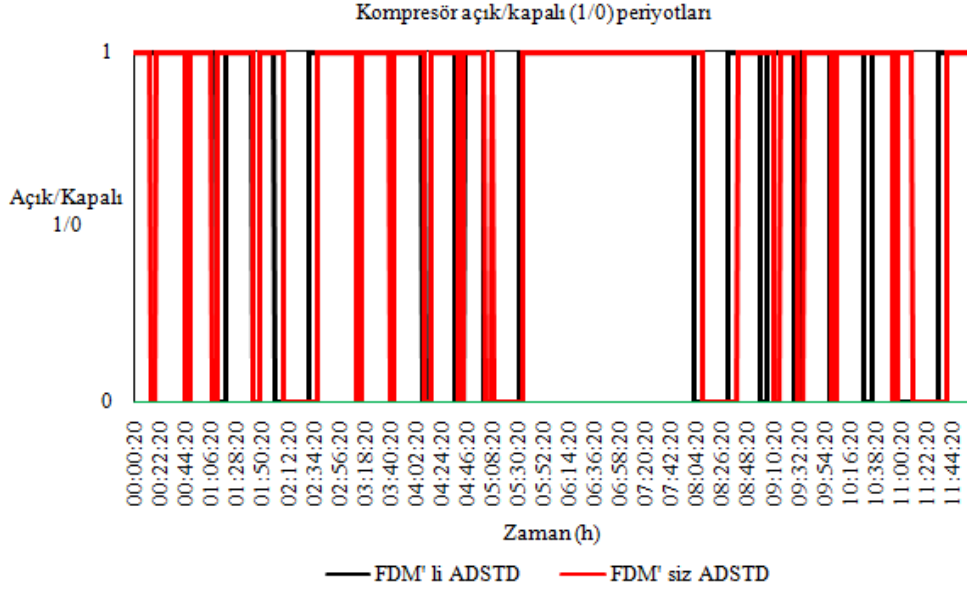
3. Bulgular (Results)

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 ızgarasında 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.



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

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 12 saatlik çalışma süresince kompresör toplam 180 min devre dışı kalırken, FDM'siz ADSTD uygulamasında ise kompresör toplam 160min kapalı kalmıştır. Bunun nedeni, defrost sırasında, FDM'nin hal değişimi sırasında kabin ısıtımını 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;



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

4. Tartışma ve Sonuç(Discussions and Conclusions)

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 sıcaklıklarının 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.

5. 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)
$k-\varepsilon$	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 ($^{\circ}C$)
T_{aci}	Kabin hava giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{aco}	Kabin hava çıkış sıcaklığı (hava jeti çıkışı) ($^{\circ}C$)
$T_{a,amb}$	Çevre sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_p	M-paket sıcaklığı ($^{\circ}C$)
ϕ_n	Anlık ısı çekme oranı (kW)
ϕ_{run}	Aritmetik ısı çekme oranı (kW)

Kısaltmalar(Subscripts)

ADSTD	Açık Dikey Açık tip Soğutucu Teşhir Dolabı
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
FDM	Faz Değiştiren Malzeme
REC(SEETc)	Soğutma elektrik enerjisi tüketimi (kWh/12h)
GxDxY	Genişlik x Derinlik x Yükseklik
TED	Termal Enerji Depolama
3B	Üç boyutlu

Teşekkür(Acknowledgement)

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

Kaynaklar(References)

1. DEFRA. The Validity of Food Miles as an Indicator of Sustainable Development. 2005
2. Faramarzi, R., Efficient Display Case Refrigeration, ASHRAE Journal, 41(11), 46–54, 1999.
3. 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.
4. Ge Y.T., Cropper R., Performance simulation of refrigerated display cabinets operating with refrigerants R22 and R404A, Appl Energy, 85, 694–707, 2008.
5. 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.
6. Alzuwaid F.A., Ge Y.T., Tassou S.A., Raeisi 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.
7. 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.
8. 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.
9. 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.
10. 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.
11. 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.
12. Jouhara H., Nonnou T., Ghazal H., Kayyalı 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.
13. 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.
14. 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.
15. 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.
16. 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.
17. 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.
18. 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.

EK 3. Makale ‘‘ Aık dikey tip soğutucu teşhir dolabı yeni raf tasarımı ’’

Abstract/Öz

In this study, in order to ensure energy efficiency and uniform temperature distribution in openvertical type refrigerated display cabinets, the short-pipe ventilation design have been applied to thebottom of the shelves. Model was simulated using by the three dimension computational fluiddynamics method Ansys Workbench module and the energy efficiency was compared with thetraditional refrigerated display cabinet. Using the CFD method and the data obtained from theliterature study, the cooling loads of traditional cabinet and new design refrigerated display cabinetswere calculated. As a result, it has been calculated that the new design works 20 % more efficiently interms of energy consumption. Addition to this, it has found that COP increased 0, 65 compared tottraditional cabinet.

Keywords/Anahtar Kelimeler:

Open type refrigerated cabinets, energy efficiency, 3D computational fluid dynamics, psikometrik diagram, short pipe

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ayşe Burcu ÇELİK
Doğum Yeri ve Tarihi : 26.06.1987
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Ens. Enerji Anabilim Dalı

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : NOVA LUNA TEKNİK A.Ş. - Kurucu

İletişim (e-posta) : 511410003@ogr.uludag.edu.tr

Yayınları :

Çelik, A.B., Pulat E., Sökmen, F., Balkan, Ç., Coşkun S., **2021.** ‘‘Açık dikey tip soğutucu teşhir dolabın faz değiştiren malzeme kullanılarak enerji verimliliğinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi’’. *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University.*

Çelik, A.B., Beyazoğlu E., Coşkun S., **2022.** ‘‘Açık dikey tip soğutucu soğutucu teşhir dolabı yeni tasarımı’’. *2nd International Congress on Multidisciplinary Natural Sciences 2. Uluslararası Multidisipliner Doğa Bilimleri Kongresi, ICOMNAS, sözlü sunum ve özet bildiri yayın.*

İşbilir, F., **Çelik, A. B.,** Arslan K., Bulca B., Yıldız B., **2021.** ‘‘A Geometric and Mechanical Description of The Talus and Cochlea Tibiae in Horse and Ox’’. *Journal of Research in Veterinary Medicine. 40, 1, 54-60.*

İşbilir, F., **Çelik, A. B.,** Arslan K., Bulca B., Yıldız B., **2019.** ‘‘A Geometric and Mechanical Description of The Talus and Cochlea Tibiae in Horse and Ox’’. *24th BIOMED Biomedical Science and Technology Symposium. Poster sunum.*

