

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BUZDOLABI İÇ SICAKLIK DAĞILIMININ KARARSIZ REJİMDE
MODELLENMESİ VE ISI KAZANÇLARININ BELİRLENMESİ**

MERVE SELVİBOY

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. HASAN ALPAY HEPERKAN**

İSTANBUL, 2016

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUZDOLABI İÇ SICAKLIK DAĞILIMININ KARARSIZ REJİMDE
MODELLENMESİ VE ISI KAZANÇLARININ BELİRLENMESİ**

Merve SELVİBOY tarafından hazırlanan tez çalışması 27.07.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Zeynep Düriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmamı yöneten, olumlu eleştirileri ve önerileri ile çalışmalarına büyük katkısı bulunan sayın Prof. Dr. Hasan Alpay Heperkan'a, çalışmalarımı yürüttüğüm esnada kaynak ve bilgi temini sağlayarak sonuca ulaşmamda emeği büyük olan Sn. Araş. Gör. Dr. Mustafa Kemal Sevindir'e, Sn. Doç. Dr. Hakan Demir'e, Sn. Dr. Orkan Kurtuluş'a, Sn. Doç. Dr. Özden Ağra'ya, Sn. Sevil İncir'e ve Sn. Ebubekir Beyazoğlu'na teşekkür ederim.

Tez sürecimde manevi desteklerini esirgemeyen, yoğun dönemlerimde bana hep destek olan sayın müdürüm Harun Özkara'ya teşekkür ederim.

Hayatımda doğru kararlar vermeme yardımcı olup bugünlere gelmemi sağlayan, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen annem ve babama, sevincimi, üzüntümü paylaşan, her daim destek olan kardeşime, tüm üniversite hayatım boyunca, iyi-kötü günümde hep yanımda olan, kaprislerime katlanan biricik eşime ve tez sunumunu benimle yapan minik kızıma teşekkür ederim.

Temmuz, 2016

Merve (ÜNVEREN) SELVİBOY

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT.....	xiii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.2 Tezin Amacı	15
1.3 Bulgular	16
BÖLÜM 2	17
SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	17
2.1 Soğutucu Akışkan Özellikleri	17
2.2 Soğutucu Akışkan Olarak R744 Kullanımı	18
2.2.1 R744 Temel Soğutma Çevrimleri	20
2.2.1.1 Subkritik Çevrim	20
2.2.1.2 Transkritik Çevrim	20
2.3 Soğutucu Akışkan Olarak R134a Kullanımı	21
2.4 Soğutucu Akışkan Olarak R600a Kullanımı	21
2.5 Soğutucu akışkanların karşılaştırması	22
BÖLÜM 3	24
SAYISAL VE TEORİK ÇALIŞMALAR.....	24
3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği.....	24
3.2 Kullanılan Buzdolabı Özellikleri	26

3.3	Geometri özellikleri.....	28
3.4	Fluent Analiz Sonuçları.....	29
3.4.1	Dondurucu bölmesinin boş olması durumu	29
3.4.2	Dondurucu bölümünde raf ve paketlerin olması durumu	39
BÖLÜM 4		48
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....		48
KAYNAKLAR		51
ÖZGEÇMİŞ		53

SİMGE LİSTESİ

P_{kr}	Kritik basınç değeri
T_{kr}	Kritik sıcaklık değeri
$Q_{çıkış}$	Kondenserin attığı ısı
$Q_{giriş}$	Evaporatörün çektiği ısı
h	Isı taşınım katsayısı
$T_{yüzey}$	Yüzey sıcaklığı
λ	Isı iletim katsayısı
ρ	Yoğunluk
C_p	Özgül ısı

KISALTMA LİSTESİ

CFC	Kloroflorokarbon
CFD	Computational fluid dynamics (Hesaplamalı akışkanlar dinamiği)
COP	Coefficient of performance (Performans Katsayısı)
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli
HC	Hidrokarbon
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
ODP	Ozon Yıkım Potansiyeli
SEK	Soğutma Etkinlik Katsayısı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Klasik soğutma çevrimi 1
Şekil 1.2	Deneysel ve teorik çalışma sonuçları : (a) tahmin edilen sıcaklık değerleri; (b) CFD hız profilleri; (c) CFD sıcaklık dağılımı [3] 4
Şekil 1.3	Buzdolabında ısı transferi ve hava akışı [4]..... 5
Şekil 1.4	Buzdolabı simetri eksenindeki analiz sonuçları: (a) hız vektörleri; (b) sıcaklık dağılımı [4]..... 6
Şekil 1.5	İki kapılı buzdolabında kompresör çalışırken dondurucu bölmesi ve flanş bölgesi sıcaklık dağılımı [5] 7
Şekil 1.6	Kombi tip buzdolabı sıcaklık dağılımları: (a) kompresör kalkışı ardından dondurucu bölmesi sıcaklık dağılımı; (b) çalışma esnasında flanş bölgesindeki sıcaklık dağılımı [5] 7
Şekil 1.7	Buzdolabı analiz sonuçları : (a) kombi tip; (b) iki kapılı tip [5]..... 8
Şekil 1.8	Kompresör Kabini [6] 9
Şekil 1.9	Isı Değiştirici Kabini [6]..... 9
Şekil 1.10	Evaporasyon Sıcaklıklarına Göre Soğutma Kapasitesi (W) [6] 10
Şekil 1.11	Evaporasyon Sıcaklıklarına Göre Sistemin Soğutma Etkinlik Katsayısı [6]... 10
Şekil 1.12	CO ₂ ile diğer soğutma gazlarının soğutma kapasitelerinin karşılaştırması [6] 11
Şekil 1.13	CO ₂ ile diğer soğutma gazlarının SEK karşılaştırması – teorik [6] 11
Şekil 1.14	Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz bileşke (V') hız dağılımları (sayısal çalışma) (Th=69°C, Tc=41°C, vmaks=0,1070 m/s) [7] 12
Şekil 1.15	Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz sıcaklık dağılımı (sayısal çalışma) (Th=69°C, Tc=41°C) [7]..... 13
Şekil 1.16	Yandan ısıtılan kapalı hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı (deneysel çalışma) (Th=69°C, Tc=41°C) [7]..... 13
Şekil 1.17	Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde z/H=0,5 düzlemindeki boyutsuz bileşke (V') hız dağılımları (sayısal çalışma) (Th= 53°C ve Tc=33°C, vmaks=0,0890m/s) [7]..... 14
Şekil 1.18	Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde z/H=0,5 düzlemindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı (sayısal çalışma) (Th= 53°C ve Tc=33°C) [7] 14
Şekil 1.19	Alttan ısıtılan kapalı hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı (deneysel çalışma) (Th=53°C ve Tc=33°C) [7] 15
Şekil 2.1	CO ₂ faz diyagramı ve lnP-h diyagramı [10] 19
Şekil 2.2	Direkt genleşmeli CO ₂ subkritik çevrim ve lnP-h diyagramı [10]..... 20
Şekil 2.3	CO ₂ transkritik çevrim ve lnP-h diyagramı [10] 21

Şekil 3.1	Buzdolabı dondurucu bölmesi modeli	27
Şekil 3.2	Buzdolabı dondurucu bölmesi mesh yapısı	28
Şekil 3.3	Buzdolabı dondurucu bölmesi paket ve raf mesh yapısı	29
Şekil 3.4	-5°C, -15°C ve -25°C başlangıç şartları için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımı... 30	
Şekil 3.5	-5°C, -15°C ve -25°C başlangıç şartları için 100. saniyedeki sıcaklık dağılımı. 30	
Şekil 3.6	-5°C, -15°C ve -25°C başlangıç şartları için 200. saniyedeki sıcaklık dağılımı. 31	
Şekil 3.7	Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 50. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar	32
Şekil 3.8	Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 100. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar	32
Şekil 3.9	Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 200. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar	32
Şekil 3.10	-25°C başlangıç şartı için farklı saniyelerdeki sıcaklık dağılımı.....	34
Şekil 3.11	-15°C başlangıç şartı için farklı saniyelerdeki sıcaklık dağılımı.....	35
Şekil 3.12	-5°C başlangıç şartı için farklı saniyelerdeki sıcaklık dağılımı.....	36
Şekil 3.13	-25°C, -15°C ve -5°C başlangıç sıcaklıkları için belirli zaman periyotlarındaki ortalama sıcaklık dağılımı	37
Şekil 3.14	-25°C, -15°C ve -5°C başlangıç sıcaklıkları için belirli zaman periyotlarındaki havanın ısı kazançları.....	39
Şekil 3.15	Raf ve paketleri olan dondurucu kısmı sıcaklık dağılımı kesitleri	39
Şekil 3.16	-25°C başlangıç şartı için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımları.....	40
Şekil 3.17	-15°C başlangıç şartı için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımları.....	41
Şekil 3.18	-5°C başlangıç şartı için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımları.....	42
Şekil 3.19	Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 50. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar	44
Şekil 3.20	Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 100. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar	44
Şekil 3.21	Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 200. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar	45
Şekil 3.22	-25°C, -15°C ve -5°C başlangıç sıcaklıkları için belirli zaman periyotlarındaki ortalama sıcaklık dağılımı (paketli rafli durum).....	46

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Soğutucu akışkanların özellikleri.....	23
Çizelge 3.1 Analiz şartları	26
Çizelge 3.2 Analiz için tanımlanan malzemelerin özellikleri	27
Çizelge 3.3 -25°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları	37
Çizelge 3.4 -15°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları	38
Çizelge 3.5 -5°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları	38
Çizelge 3.6 -25°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları	46
Çizelge 3.7 -15°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları	47
Çizelge 3.8 -5°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları	47

**BUZDOLABI İÇ SICAKLIK DAĞILIMININ KARARSIZ REJİMDE
MODELLENMESİ VE ISI KAZANÇLARININ BELİRLENMESİ**

Merve SELVİBOY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN

Özellikle son yıllarda enerji yönetimi büyük önem kazanmış, bu sebeple de ABD ve Avrupa’da binalardaki enerji sınıfları ve hesaplamaları oldukça gözde konular haline gelmiştir. Binalardaki enerji sınıfları sertifikalandırma sistemleri oluşturulmuş ve bu sertifikalandırmada ise binalarda kullanılan ısı pompaları ve soğutma sistemleri soğutucu akışkanlarının “Ozon Yıkım Potansiyeli (ODP)” ve “Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)” değerlerinin düşük olması sertifika için yüksek puan getirmektedir. Dolayısı ile konutlardaki ısı pompaları ve soğutma sistemlerinde, uygun akışkanların kullanılması kaçınılmazdır. Bu sebeple çalışmada öncelikle uygun soğutucu akışkanlar irdelenecek, ardından bir buzdolabı dondurucu (freezer) kısmı CFD analiz programı olan Ansys Fluent ile modellenmiş, doğal taşınım halinde farklı sıcaklıklarda zamana bağlı olarak iç sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Buzdolabı dondurucu kısmı daha soğuk bir bölme olduğundan, daha fazla ısı kaybı olmaktadır. Bunun sonucu olarak da kompresör durma-çalışma zamanlarına birebir etki etmektedir. Bu nedenle çevrim kayıpları kompresör durduğu an başlamaktadır ve bu da COP olarak isimlendirilen, sistemin soğutma yükünün, kompresörün çektiği güce oranından belirlenen sistem performansını direkt olarak etkilemektedir.

Çalışmanın birinci bölümünde buzdolabı çalışma prensibi aktarılacak, literatür araştırması hakkında bilgi verilip, tezin amacı kısaca açıklanacaktır.

İkinci kısımda soğutucu akışkanlar termodinamik ve termofiziksel özellikleri açısından incelenerek ve genel bir karşılaştırma yapılacaktır.

Üçüncü kısımda modellenen buzdolabının özellikleri verilecek, CFD ile yapılan sayısal ve teorik çalışmalar aktarılacaktır.

Son kısımda ise sonuçlar ve öneriler aktarılacaktır.

Anahtar Kelimeler: Buzdolabı, Sıcaklık dağılımı, Isı transferi, Kararsız rejim, Isı kazancı

**MODELLING OF THE UNSTEADY TEMPERATURE DISTRIBUTION
OF A REFRIGERATOR AND DETERMINATION OF HEAT GAINS**

Merve SELVİBOY

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN

Energy management has become even more important in the recent years. Assessment of the building's energy class and the calculation of the energy performance have become favorite topics in the USA and Europe. Certification systems have been established for the building energy class. To obtain higher points from the certification audit, refrigerants used in the cooling systems and heat pumps should have lower ODP and GWP values. Therefore, the use of a suitable refrigerant is unavoidable in the heating and cooling systems of buildings.

In this study, suitable refrigerants have been examined and a refrigerator's freezer section has been modelled with a CFD analysis program (Ansys Fluent) and finally the internal temperature distribution has been investigated as a function of time considering natural convection at different temperatures. The refrigerator freezer section is cooler than the fresh food section; it experiences a higher heat loss, which affects the operation and idle periods of the compressor; it can easily be affected by these temperature fluctuations. Cycle losses begin as the compressor halts and it directly affects the system performance which is determined by the ratio of system cooling load and the compressor power.

In the first part of the thesis, refrigerator working principles are explained and a literature survey is given together with the aim of the study.

In the second part of this work, refrigerants are examined in terms of thermophysical and thermodynamic properties and a general comparison is made.

In the third part, refrigerator general properties of the model are presented and the CFD analysis results are discussed.

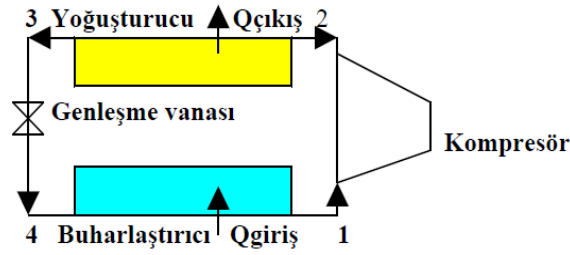
Finally, general results and suggestions for further studies are presented.

Keywords: Refrigerator, Temperature distribution, Heat transfer, Unsteady analysis, Heat gains

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Soğutma çevrimi mantığı ile çalışan buzdolaplarındaki soğutma çevrimi temel olarak bir buharlaştırıcı (evaporatör), bir yoğuşturucu (kondenser), bir kompresör ve bir genleşme vanasından oluşmaktadır. Buharlaştırıcıda ortamdan ısı enerjisi çekilir, yoğuşturucuda ise ısı çevreye verilir.



Şekil 1.1 Klasik soğutma çevrimi

Şekil 1.1’de klasik bir soğutma çevrimi görülmektedir. Soğutma sisteminde bulunan soğutucu akışkan kompresör tarafından sıkıştırılır ($1 \rightarrow 2$). Sıkıştırılan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı artar. Bu aşamada akışkan gaz fazındadır. Soğutucu gaz kompresörden çıkıp yoğuşturucuya gelir. Yoğuşturucu borusundan geçerken sıcaklığı ortam sıcaklığından yüksek olduğundan, dış ortama doğru ısı atılır ($2 \rightarrow 3$). Isı transferi sonucunda soğutucu gazın sıcaklığı düşer. Çevreye attığı ısı ile birlikte akışkan sıvı faza geçer fakat basıncı halen yüksektir. Yoğuşturucudan geçen soğutucu akışkan kılcal borulara gelir. Genleşme vanasından geçerken basıncı ve buharlaşma sıcaklığı düşer ($3 \rightarrow 4$). Basıncı ve buharlaşma sıcaklığı düşmüş olan soğutucu akışkan, buzdolabı içindeki havadan ve hava aracılığı ile yiyeceklerden ısı çeker ($4 \rightarrow 1$). Soğutucu aldığı ısı sonucunda tekrar gaz fazına geçer. Dönüş borusu ile kompresöre gelir ve sıkıştırılır.

Soğutma çevriminin ana sistem elemanlarının kapasiteleri aşağı ifadeler ile hesaplanmaktadır. Soğutma sisteminin verimliliği olarak adlandırabileceğimiz soğutma performans katsayısı (COP) buharlaştırıcı soğutma gücünün, harcanan enerjiye oranı ifadesi ile açıklanır.

$$COP = \frac{Q}{W}$$

Sistemin soğutma gücü yani buharlaştırıcı tarafından çekilen ısıнын giriş çıkış entalpi farkına oranı bize sistemde dolaşması gereken kütleli debiyi verir.

$$m = \frac{Q}{h_1 - h_4}$$

Akışkanın sıkıştırılma prosesi ile görevli kompresörün gücü ise giriş çıkış noktalarındaki entalpi farkının, sistemde dolaşan kütleli debi ile çarpılması yöntemi ile hesaplanır.

$$W_{komp} = m \cdot (h_2 - h_1)$$

Yoğuşturucu ise soğutucu akışkanın kompresördeki sıkıştırılma prosesi ardından basıncı yükselmiş akışkanın kazandığı ısıyı çevreye atar. Dolayısı ile yine giriş çıkış noktalarındaki entalpi farkının kütleli debi ile çarpılması yöntemi ile kapasitesi hesaplanabilir.

$$Q_{yoğ} = m \cdot (h_3 - h_2)$$

Bir soğutma çevriminde ısıнын bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline (soğutucu – evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı hale (yoğuşturucu – kondenser devresi) dönüşerek sağlarlar. Bu durum bilhassa buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir. [1]

1.1 Literatür Özeti

2004, “Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators” [2] isimli makalede Laguerre O. ve Flick D., ısı transfer mekanizması olarak doğal konveksiyonu kullanan statik tip bir buzdolabınının, hava yoğunluk çeşitlilikleri dahilinde hava akışını incelemişlerdir. Makalede, ev tipi buzdolaplarının doğal taşınım ile ısı transferinin analizinin yapılması, bazı pratik sıcaklık eğilimi verilerinin elde edilmesi ve yiyeceklerin saklanma koşulları hakkında bilgi alınması amaçlanmıştır. Bu sebeple standart

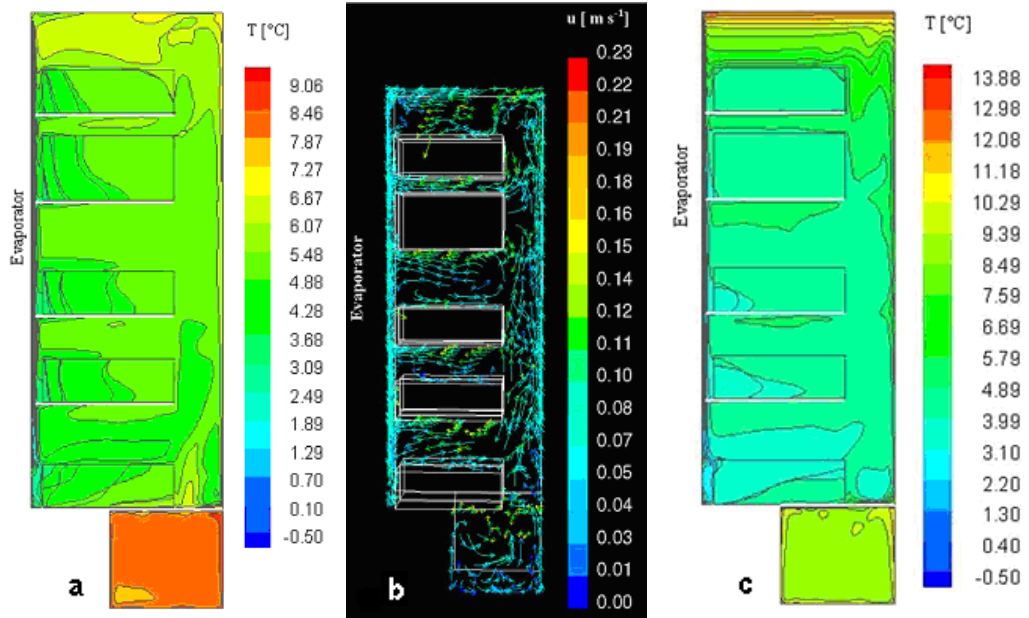
ölçülerdeki bir buzdolabı kullanılmış, sebzelik ve derin dondurucu kısımları dikkate alınmamış, tek kısımdan oluştuğu düşünülmüştür. İç boyutlar 50x50x90 cm olarak kabul edilmiş, 4 cm lik bir poliüretan yalıtımı olduğu kabul edilmiştir. Yatay duvarların mükemmel bir şekilde yalıtıldığı düşünülmüştür. Ve evaporatör dikey duvara sabitlenmiş, 50 cm genişlikte 30 cm yükseklikte olduğu düşünülmüştür. Buzdolabının normalde olduğu gibi kompresör dur-kalk prensibiyle değil kararlı halde çalıştığı kabul edilmiştir. Bu sebeple evaporatör yüzey sıcaklığı $+7^{\circ}\text{C}$ ile -12°C arasında değiştiğinden bunların ortalaması alınarak içerisi $-1,2^{\circ}\text{C}$ de sabitlenmiştir. Aynı boş buzdolabında 25 noktadan ölçüm alınarak 24 saatlik ortalamasının $6,3^{\circ}\text{C}$ olduğu bulunmuş ve iç sıcaklık olarak kabul edilmiş, hesaplamalarda bu değer kullanılmıştır. Duvar sıcaklığı için ise alt, üst ve orta kısımdan alınan sıcaklıkların ortalaması olarak $6,7^{\circ}\text{C}$ yine sabit olarak alınmıştır.

Alınan bu sabit değerler neticesinde oldukça basitleştirilmiş bir hipotez olsa da, ev tipi buzdolapları hakkında kullanışlı bilgiler elde edilmiştir.

- Evaporatör, hava ve duvarlar arasındaki doğal konveksiyon, duvarlar arasındaki radyasyon ve duvarlar içindeki kondüksiyon buzdolabının kapasitesi ve hava sıcaklığı hakkında bilgiler vermiştir.
- Evaporatör yanındaki laminar sınır tabaka ve yanal alanlar hakkında bilgi vermiştir.
- Evaporatör yanındaki sınır tabaka içinde birkaç milimetrelilik 0°C altında bir bölüm oluştuğu ve yiyecekleri bu bölgede saklamanın dondurma açısından avantajlı olacağı görülmüştür.
- Sınır tabaka dışında havanın durgun olduğu dolayısıyla sadece evaporatör çevresi ve duvarlarda hava akışının olduğu söylenebilir. Buna karşın yiyeceklerin depolandığı çekirdek tabir edilen bölgede hızların düşük olduğu çıkarılabilir.
- Soğuk ürünler elde etmek için nispeten uzun zamana ihtiyaç duyulacağı ve bu zamanın ürün içerisindeki ve çevresindeki doğal konveksiyonun basit bir modeli olacağı söylenebilir.

2007, “Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerators” [3] isimli makalede Laguerre O., Ben Amara S., Moureh J. ve Flick D., CDF ile modelleme

alışması yaptıkları ev tipi bir buzdolabının hava akış ve ısı transferini simüle edip, bunu deneysel çalışmalarla desteklemişlerdir. Doğal konveksiyonlu, rafları ve bu raflarda paketleri olan bir buzdolabı modellenmiştir. Dondurucu bölmesi olmadığı kabul edilmiş ve tek kapılı olduğu düşünölmüştür. İzotermal duvar koşulları altında iki boyutlu bir analiz olarak çalıştırmışlardır. 3 farklı sistem üzerinden analiz yapılmıştır. Bunlardan birincisi tamamen boş bir buzdolabı, ikincisi rafları olan boş bir buzdolabı ve üçüncüsü rafları ve raflarda paketleri olan bir buzdolabıdır. Radyasyonla ısı transferi göz önüne alındığında deneyselle daha yakın sonuçlar elde edilmesine rağmen radyasyon dikkate alınmadığında özellikle buzdolabı üst tarafında deneysel verilerden uzaklaşmıştır. Buna göre yan duvardan 8 cm ayırık duran, raflı ve ürünlerle dolu buzdolabının CFD analiz sonuçları aşağıdaki gibidir.

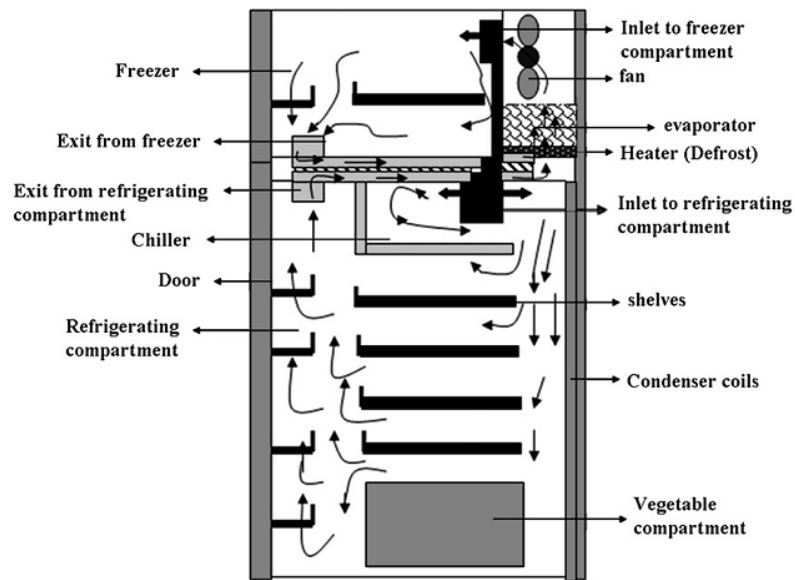


Şekil 1.2 Deneysel ve teorik çalışma sonuçları : (a) tahmin edilen sıcaklık değeri; (b) CFD hız profilleri; (c) CFD sıcaklık dağılımı [3]

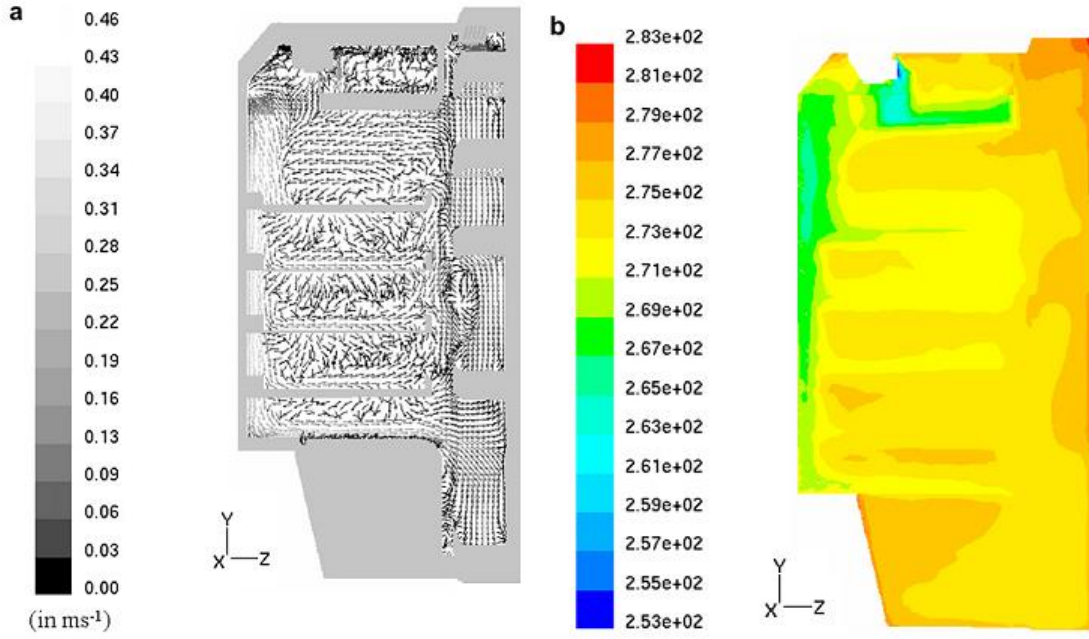
Bu çalışmadan elde edilen ana sonuç bu buzdolabında hava ile soğutulan cisimler arasındaki konvektif ısı transferinin yeterli derecede sağlanamadığı ve çekirdek kısımlarda havanın daha durgun olduğu yönündedir. Bunlara ek olarak bu basit yaklaşım fiziksel durum hakkında yaklaşık bir fikir vermiş fakat pratikteki gibi olmayan sınır tabaka ve iki boyutlu yaklaşım gerçeklikten uzaklaşmasına sebep olmuştur.

2007 “Modeling of a domestic frost-free refrigerator” [4] isimli makalesinde Gupta, J.K., Ram Gopal, M. ve Chakraborty, S., buzdolabı içindeki sıcaklığın sabit kalmasının saklanan

yiyecek koşulları açısından en elverişli durum olduğundan ve genellikle literatürdeki araştırmaların fansız (doğal taşınimli) olduğundan yola çıkarak, gerçek bir no-frost buzdolabını modellemiştir. Analizde soğutma ve dondurucu kısımları ayrı üniteler olarak düşünülmüştür. Sadece iç komponentlerin matematik modellemesi yapılmıştır. Gerçekte kompresörün çalışma durma çevriminin getirdiği sıcaklık farkları olsa da analiz, kompresörün sürekli çalıştığı düşünülerek kararlı halde yapılmıştır. Buzdolabı dolu olmadığı koşullar altında analiz edilmiş, hava kaçağı, donma ve kütle transferi durumları olmadığı kabul edilmiştir. Hiç bir duvar evaporatör ile direk temas halinde olmadığından radyasyonla ısı transferi dikkate alınmamış, ayrıca dondurucu ve soğutucu arasındaki ısı transferi ihmal edilmiş, evaporatör ve kondenserinden de yalıtılmış olduğu düşünülmüştür. Şekil 1.3’de modellenen buzdolabı görülmektedir. Şekil 1.4’de ise CFD analiz sonuçları görülmektedir.



Şekil 1.3 Buzdolabında ısı transferi ve hava akışı [4]



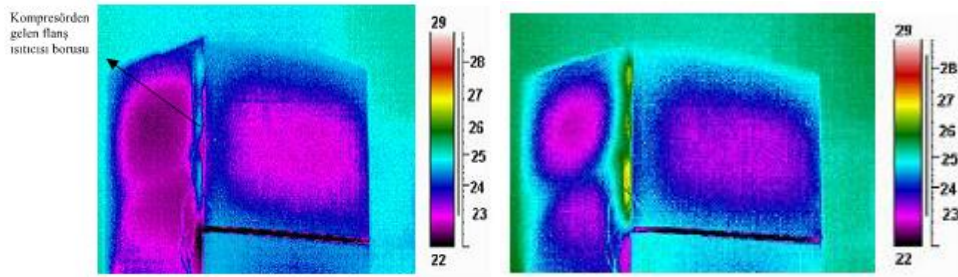
Şekil 1.4 Buzdolabı simetri eksenindeki analiz sonuçları: (a) hız vektörleri; (b) sıcaklık dağılımı [4]

Yapılan analiz ile deneysel karşılaştırmaların yapılması sonucunda analizde kabin içi sıcaklıkların deneyselle göre bir miktar düşük kaldığı bunun sebebinin de analizde conta kısmının kullanılmaması, bu sebeple ısı kaçaklarının göz önünde bulundurulmaması sonucuna varılmıştır. Fakat genel olarak analiz deneysel sonuçlara yakın değerler vermiş, buradan yola çıkılarak da buzdolabı performansını arttırabilmek için de bazı çıkarımlar yapılmıştır. Dondurucu bölümünde arka duvar ve raf arasındaki mesafenin hava akış oranını yükseltebilmek amacıyla arttırılması, soğutma bölümünde ise chiller bölümünün istenenden bir miktar daha iyi olabilmesi için önden giren havanın kütleli debisinin arttırılması önerilmiştir. Bune ek olarak ise arkadan giren havanın kütleli debisinin azaltılması, böylece toplam kütleli debinin sabit tutulması önerilmiştir. Aynı zamanda kapı raflarının ana raflardan uzağa konumlandırılması hava sirkülasyonu açısından faydalı olacağı söylenmiştir.

2007 “Ev Tipi Buzdolaplarında Conta Flanş Bölgesindeki Isı Transferinin Deneysel Olarak Belirlenmesi” [5] isimli yüksek lisans tezinde Kurt, A.K., ev tipi kombi tip ve iki kapılı tip buzdolaplarının conta flanş bölgelerindeki ısı transferini incelemiş, bunları termal kamera ile görüntülemiş, buzdolaplarını hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı ile modellemiş, ayrıca genel olarak iç hava sıcaklık dağılımlarının nerelerde yoğunlaştığı hakkında analiz çıktıları üzerinden bilgi vermiştir. Dış ortam sıcaklığı +25°C, dondurucu

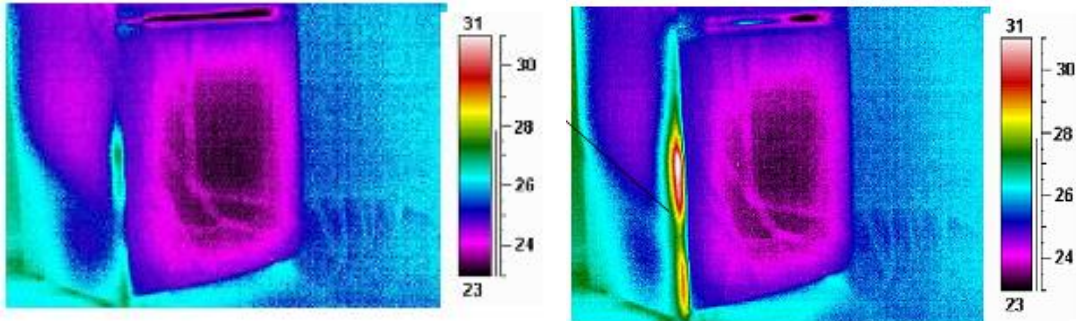
kısmı sıcaklığı -18°C ve taze gıda bölmesi $+5^{\circ}\text{C}$ olarak kabul edilmiştir. Öncelikle ters ısı kazancı deneyleri yapılan iki kapılı ve kombi tip buzdolaplarının conta katsayılarının belirlenebilmesi için kapı bölümlerinin flanş ve conta kısımları kesilmiş ve ortam ile kapak arasında hiçbir kaçak olmayacak şekilde yapıştırılmıştır. Burada elde edilen Q ısı kaybı değerleri ters ısı kazancı sonucunda çıkanlar ile hesaplanarak conta katsayıları elde edilmiştir. Bunlar sonucundaki termal kamera görüntüleri aşağıdaki gibidir.

İki kapılı Buzdolabı;



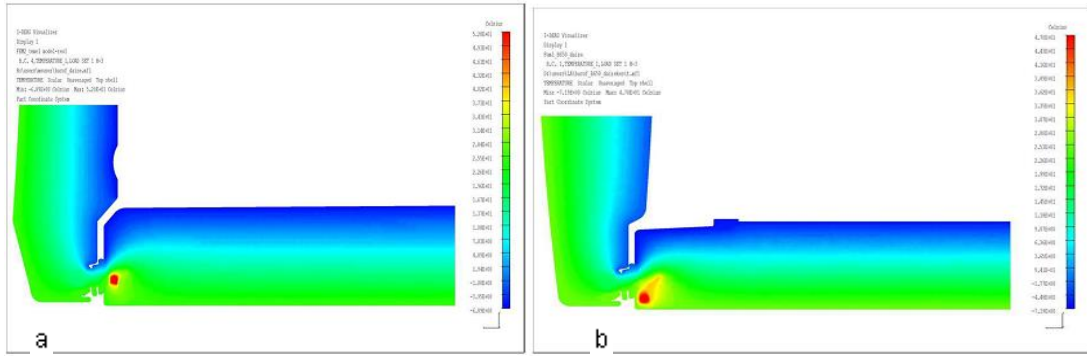
Şekil 1.5 İki kapılı buzdolabında kompresör çalışırken dondurucu bölmesi ve flanş bölgesi sıcaklık dağılımı [5]

Kombi tip buzdolabı;



Şekil 1.6 Kombi tip buzdolabı sıcaklık dağılımları: (a) kompresör kalkışı ardından dondurucu bölmesi sıcaklık dağılımı; (b) çalışma esnasında flanş bölgesindeki sıcaklık dağılımı [5]

Termal kamera analizlerinin ardından da iki tip buzdolabı için de conta-flanş bölgesi kesit resimleri ile “I-deas” adlı analiz programında analizleri yapılmıştır.



Şekil 1.7 Buzdolabı analiz sonuçları : (a) kombi tip; (b) iki kapılı tip [5]

Sonuç olarak ev tipi buzdolaplarındaki flanş ısıtıcısı kabin ısı yüküne göre öngörülenin aksine %7-10 arasında bir ısı yük getirdiği belirlenmiş, flanş ısıtıcısının çevrimdeki ısı yükler konusundaki önemi tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, buharlaştırıcısı arka duvara gömülü, tek kapılı ve sadece soğutucu bölümden oluşan bir buzdolabı üstünde sayısal ve deneysel olarak çalışılmıştır. Mevcut durumdaki modelin sayısal analizi yapılmış ve deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Deneylerle doğruluğu ispatlandıktan sonra parametrik çalışmayla buharlaştırıcı yüksekliğinin ve sıcaklığının ve ana raflarla buharlaştırıcı yüzeyi arasındaki mesafenin en uygun değerleri araştırılmıştır.

2011, “CO₂ ile Çalışan Transkritik Soğutma Çevriminin Deneysel İncelenmesi” [6] isimli makalede Kurtuluş, O., Olgun B., Oğuz E. ve Heperkan, H., CO₂ soğutucu akışkanının transkritik çevriminin buzdolabı evaporasyon sıcaklıklarında incelenmesi için Yıldız Teknik Üniversitesi Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı laboratuvarında bir deney düzeneği hazırlayıp, sonuçları aktarmışlardır.

Hazırlanan deney tesisatı klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemini modellemektedir.

Test düzeneği şartlandırılmış iki adet kabinden oluşturulmuştur. Bir kabinde kompresör, diğer kabinde ise ısı değiştirici bulunmaktadır.

Şekil 1.8’de kompresör kabini, Şekil 1.9’da ısı değiştirici kabini görülmektedir.



Şekil 1.8 Kompresör Kabini [6]



Şekil 1.9 Isı Değiştirici Kabini [6]

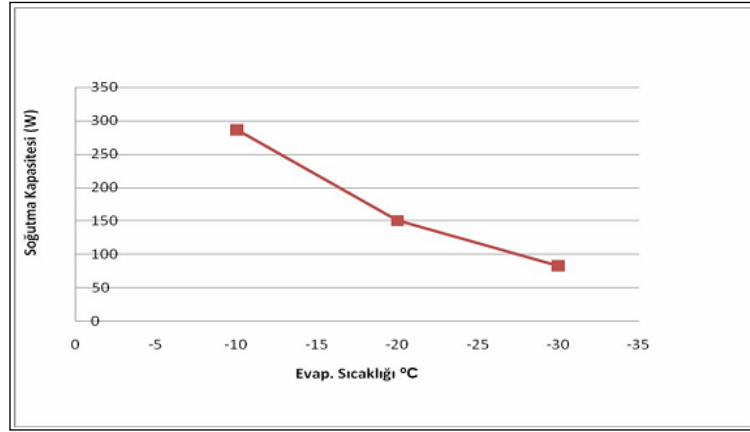
Sistemde aşağıda belirtilen üç farklı kondenzasyon ve evaporasyon sıcaklıklarına göre çalışma yapılmış ve soğutma miktarı ölçülmüştür. Bu üç farklı koşul aşağıda verilmiştir.

70 Bar Kondenser Basıncı / -10 °C evaporasyon sıcaklığı

70 Bar Kondenser Basıncı / -20 °C evaporasyon sıcaklığı

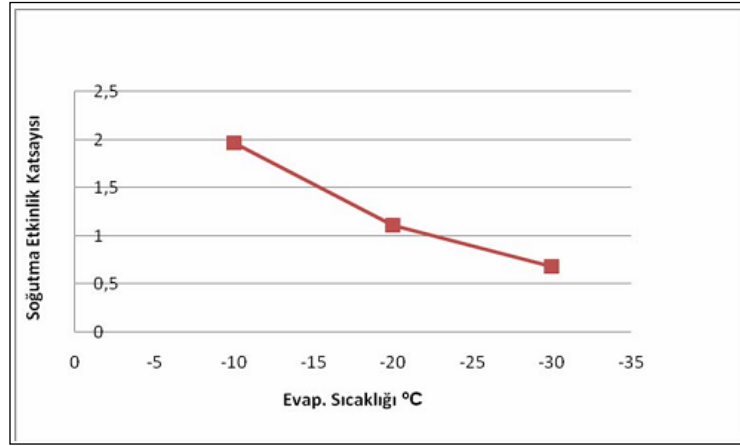
70 Bar Kondenser Basıncı / -30 °C evaporasyon sıcaklığı

Sonuç olarak da CO₂ ile çalışan transkritik soğutma sisteminde 70 bar kondenser basıncına karşılık olarak -10/-20/-30 °C evaporasyon sıcaklıklarına göre deney sonuçları Şekil 1.10'da verilmiştir.



Şekil 1.10 Evaporasyon Sıcaklıklarına Göre Soğutma Kapasitesi (W) [6]

Deney düzeneğinde yapılan testlere göre soğutma etkinlik katsayısı Şekil 1.11’de verilmiştir.

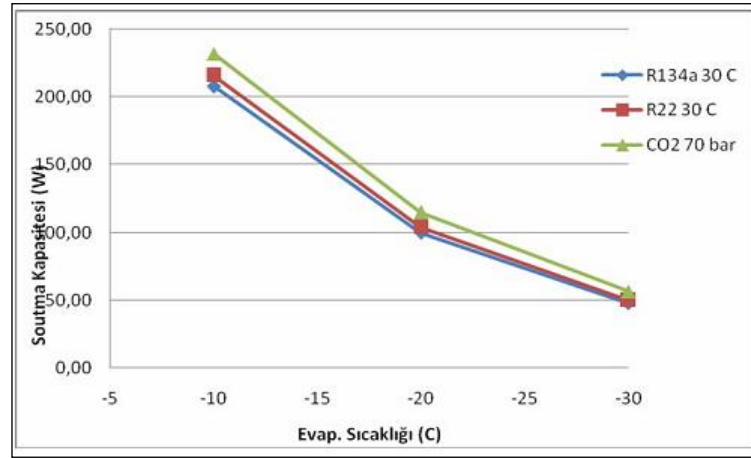


Şekil 1.11 Evaporasyon Sıcaklıklarına Göre Sistemin Soğutma Etkinlik Katsayısı [6]

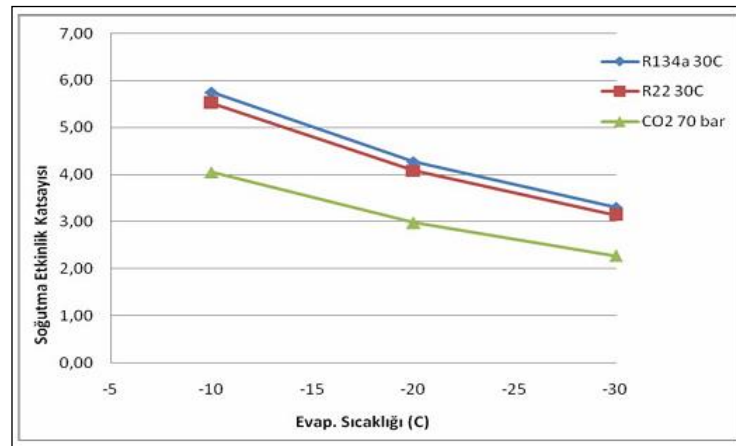
Deney setinden elde edilen sonuçlara göre debiler, -10°C evaporasyon sıcaklığı için 3,98 kg/h, -20°C evaporasyon sıcaklığı için 1,90 kg/h, -30°C evaporasyon sıcaklığı için 0,91 kg/h olarak ölçülmüştür.

Benzer soğutucu akışkanlar ile karşılaştırma yapmak amacıyla belirlenen kütleli debiler kullanılarak hesap yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda 30°C kondenzasyon sıcaklığındaki R134a veya R22 ile çalışan bir soğutma çevrimi ile 70 bar kondenser basıncındaki CO₂ ile çalışan bir soğutma çevrimi karşılaştırılmıştır. R134a ve R22 gazı için yapılan hesaplamalarda kondenzasyon sıcaklığı 30°C, kısılma vanası giriş sıcaklığı 25°C ve kompresör giriş sıcaklığı 25°C olarak alınmıştır. Yapılan hesaplamalar belirtilen değerlere

göre çalışan buhar sıkıştırmalı bir soğutma sistemindeki soğutma miktarı (W) ve SEK (soğutma etkinlik katsayısı) değerleri, Şekil 1.12 ve Şekil 1.13 olarak verilmiştir.



Şekil 1.12 CO2 ile diğer soğutma gazlarının soğutma kapasitelerinin karşılaştırması [6]



Şekil 1.13 CO2 ile diğer soğutma gazlarının SEK karşılaştırması – teorik [6]

Şekil 1.12’den görüldüğü gibi aynı debi değerleri için CO₂ kullanılan bir sistem ile diğer akışkanları kullanan sistemler karşılaştırıldığında, CO₂ kullanılan sistemde daha fazla soğutma elde edilebilmektedir. Fakat Şekil 1.13’e bakıldığında SEK değeri karşılaştırılan diğer akışkanlara göre biraz daha düşüktür. Başlıca sebep kompresörün transkritik bölgede daha fazla iş yapıyor olması olarak özetlenebilir. Sonuçlar yorumlanacak olursa CO₂’nin diğer akışkanlara göre soğutma kapasitesi daha yüksektir. Sonuçlara bakıldığında CO₂’nin teorik SEK değeri 4 olarak görülmektedir. Deneysel değerler ise 2 olarak bulunmuştur. Her ne kadar soğutma performansı olarak rekabetçi bir akışkan olsa da soğutma etkinlik katsayıları göz önünde bulundurulduğunda diğer akışkanların daha

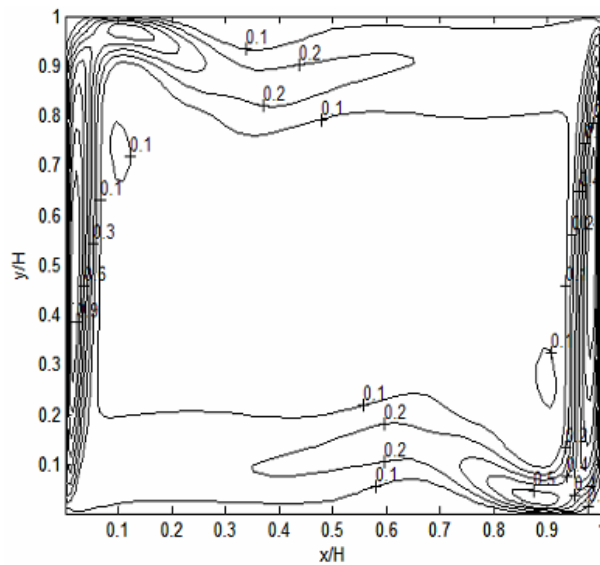
avantajlı olduğu belirlenmiştir. Çevreye olan olumlu etkilerinin bedeli özgül enerji sarfiyatındaki artış olarak karşımıza çıkmaktadır.

2006, “Soğutulan ve/veya ısıtılan hacimlerde hız ve sıcaklık alanlarının incelenmesi” [7] isimli çalışmada Nuri Alpay Kürekci dört ayrı problem için sayısal çözüm yapmıştır. Bunlar şu şekilde sıralanabilir. Yandan ısıtılan kapalı hacim, alttan ısıtılan kapalı hacim, doğal taşınım ile aynı yönde zorlanmış taşınım ve doğal taşınımın tersi yönünde zorlanmış taşınım.

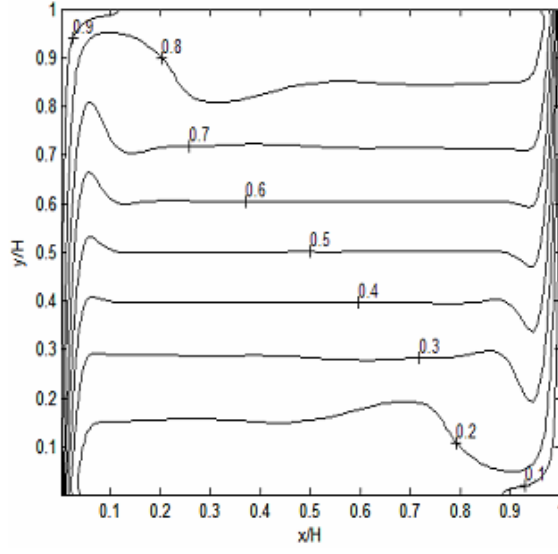
Bu irdelenen problemlerin sayısal sonuçlarına göre boyutsuz bileşke, yatay ve dikey hız değerleri verilmiştir. Bununla birlikte sıcaklık dağılımları çıkarılmış ve hacmin x, y ve z kesitleri için boyutlu sıcaklık değişim grafikleri çizilmiştir. Sayısal çalışmalar için Fluent 6.0 CFD programı kullanılmıştır.

Deneysel çalışmalar bir fırının doğal taşınım akımlarını anlayabilmek için, küçük bir kapalı hacim içerisine yerleştirilen tel kafese ve yüzeylere yerleştirilen termo-elemanlar ile sıcaklık dağılımı çıkarmak amacıyla gerçekleştirilmiştir. Deneyde bulunan sonuçlar, CFD yöntemiyle bulunan sayısal çözüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Yandan ısıtılan kapalı hacimlerde hava hareketinin büyük bir kısmının duvarlara yakın bölgelerde gerçekleştiği, hacmin ortasında durgun bir havanın olduğu görülmüştür. Şekil 1.14’de sayısal yöntem sonucunda ortaya çıkan hız grafiği, Şekil 1.15’de ise yine sayısal yöntem sonucunda ortaya çıkan sıcaklık dağılımı görülmektedir.

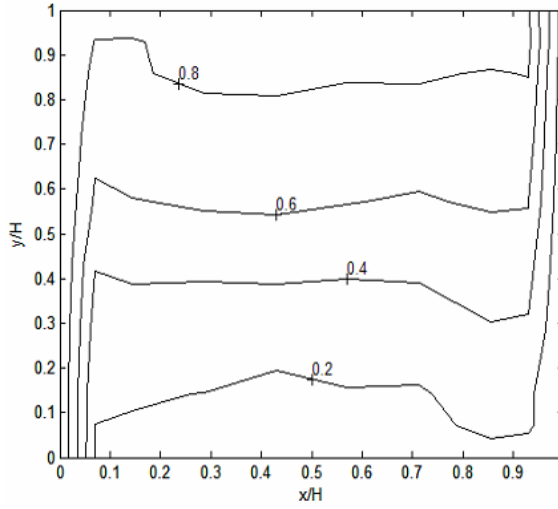


Şekil 1.14 Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz bileşke (V') hız dağılımları (sayısal çalışma) ($T_h=69^\circ\text{C}$, $T_c=41^\circ\text{C}$, $v_{maks}=0,1070 \text{ m/s}$) [7]



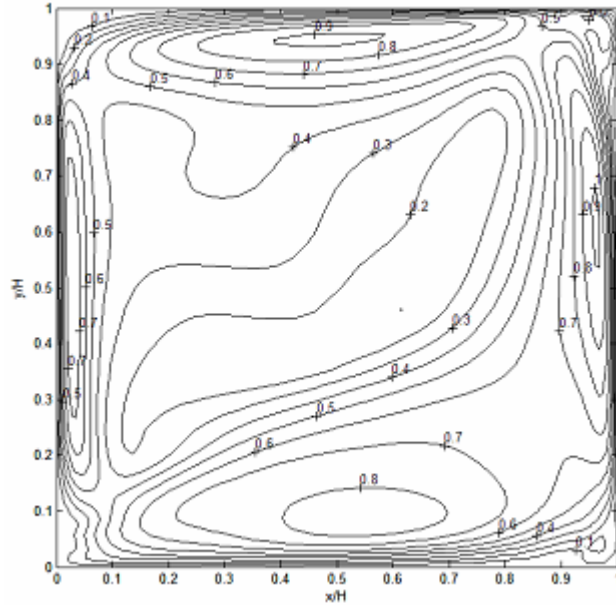
Şekil 1.15 Yandan ısıtılan kapalı hacim için, boyutsuz sıcaklık dağılımı (sayısal çalışma) ($T_h=69^{\circ}\text{C}$, $T_c=41^{\circ}\text{C}$) [7]

Şekil 1.16’de ise yine yandan ısıtılan kapalı hacim için yapılan deneysel çalışmalar sonucunda ortaya çıkan sıcaklık dağılımı görülmektedir.

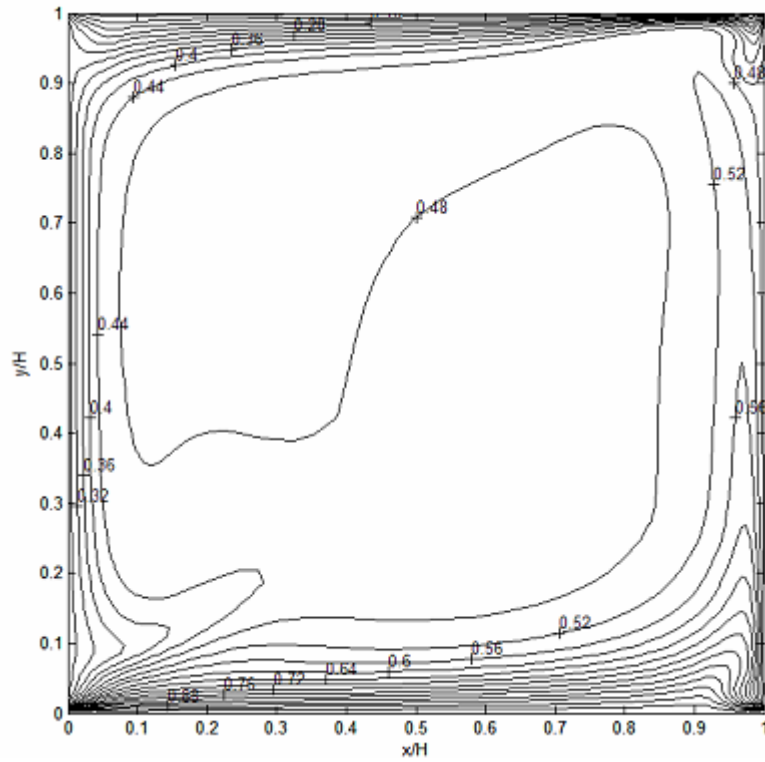


Şekil 1.16 Yandan ısıtılan kapalı hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı (deneysel çalışma) ($T_h=69^{\circ}\text{C}$, $T_c=41^{\circ}\text{C}$) [7]

Altan ısıtılan kapalı hacimde sıcaklığı artan hava, üst bölgelere doğru yükselmiştir. Bu hareket esnasında hava, daha sıcak olan sağ duvar bölgesinden yukarı çıkmış, sol duvar bölgesinden aşağıya inmiştir. Saat yönü tersi istikametinde bir akış gerçekleşmiştir. Şekil 1.17’de sayısal yöntem sonucunda ortaya çıkan hız grafiği, Şekil 1.18’de ise yine sayısal yöntem sonucunda ortaya çıkan sıcaklık dağılımı görülmektedir.

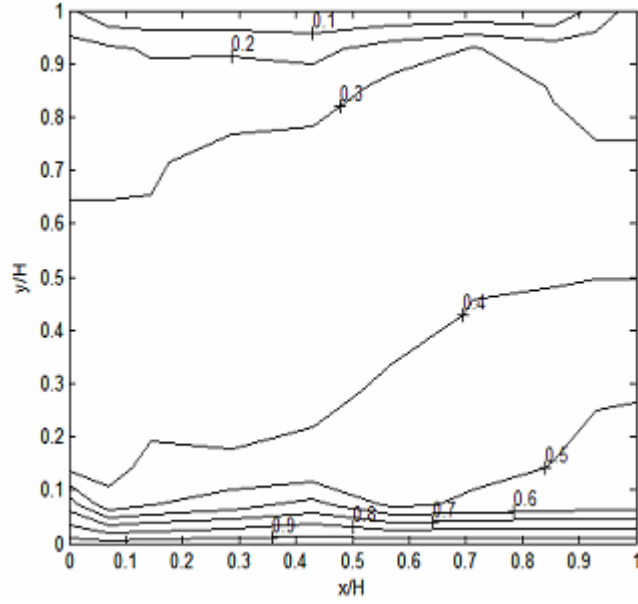


Şekil 1.17 Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz bileşke (V') hız dağılımları (sayısal çalışma) ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$, $v_{\text{maks}}=0,0890\text{m/s}$) [7]



Şekil 1.18 Alttan ısıtılan kapalı hacim içerisinde $z/H=0,5$ düzlemindeki boyutsuz sıcaklık dağılımı (sayısal çalışma) ($T_h= 53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$) [7]

Şekil 1.19’da ise yine yandan ısıtılan kapalı hacim için yapılan deneysel çalışmalar sonucunda ortaya çıkan sıcaklık dağılımı görülmektedir.



Şekil 1.19 Alttan ısıtılan kapalı hacim içi boyutsuz sıcaklık (θ) dağılımı (deneysel çalışma) ($T_h=53^\circ\text{C}$ ve $T_c=33^\circ\text{C}$) [7]

Bu çalışmada doğal taşınım ile çalışan bir fırın içerisinde meydana gelen hava akımları hakkında bilgi edinilmiştir. Elde edilen akım çizgileri ve sıcaklık grafikleri incelendiğinde, doğal taşınım ile hacim içerisinde homojen bir sıcaklık dağılımının olmayacağı görülmüştür. Bununla birlikte yapılan deneysel ve sayısal çalışma karşılaştırmalarında sayısal sonuçların deneysel durum ile oldukça benzer bir yapı sergilediği görülmüştür.

1.2 Tezin Amacı

Özellikle son yıllarda enerji yönetimi büyük önem kazanmış, bu sebeple de ABD ve Avrupa’da binalardaki enerji sınıfları ve hesaplamaları oldukça gözde konular haline gelmiştir. Binalardaki enerji sınıfları sertifikalandırma sistemleri oluşturulmuş ve bu sertifikalandırmada ise binalarda kullanılan ısı pompaları ve soğutma sistemleri soğutucu akışkanlarının “Ozon Yıkım Potansiyeli (ODP)” ve “Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)” değerlerinin düşük olması sertifika için yüksek puan getirmektedir. Dolayısı ile konutlardaki ısı pompaları ve soğutma sistemlerinde, uygun akışkanların kullanılması kaçınılmazdır [8]. Bu sebeple çalışmada öncelikle uygun soğutucu akışkanlar genel özellikleri açısından irdelenmiş ardından bir buzdolabı dondurucu (freezer) kısmı hem boş hem de raflı ve paketler dolu halde CFD analiz programı olan Ansys Fluent ile modellenmiş, doğal taşınım halinde farklı sıcaklıklarda zamana bağlı olarak iç sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Buzdolabı dondurucu kısmı daha soğuk bir bölme olduğundan,

daha fazla ısı kaybı olmaktadır. Bunun sonucu olarak da kompresör durma-çalışma zamanlarına birebir etki etmektedir. Bu nedenle çevrim kayıpları kompresör durduğu an başlamaktadır ve bu da COP olarak isimlendirilen, sistemin soğutma yükünün, kompresörün çektiği güce oranından belirlenen sistem performansını direkt olarak etkilemektedir. Dolayısı ile kompresör durduğunda yani güç çekmediğinde yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki akışkan serbest kalır, soğutucu akışkan buharlaştırıcıyı ısıtarak COP'yi olumsuz olarak etkiler.

Çalışmanın birinci bölümünde buzdolabı çalışma prensibi aktarılacak, literatür araştırması hakkında bilgi verilip, tezin amacı kısaca açıklanacaktır.

İkinci kısımda soğutucu akışkanlar termodinamik ve termofiziksel özellikleri açısından incelenerek ve genel bir karşılaştırma yapılacaktır.

Üçüncü kısımda modellenen buzdolabının özellikleri verilecek, CFD ile yapılan sayısal ve teorik çalışmalar aktarılacaktır.

Son kısımda ise sonuçlar ve öneriler aktarılacaktır.

1.3 Bulgular

Soğutucu akışkanların test edilebilmesi amacıyla bir buzdolabı dondurucu kısmı için hazırlanan modelin, farklı sıcaklıklarda iinin dolu ve boş olması durumları için zamana bağlı olarak iç sıcaklık dağılımları CFD analiz programı ile incelenerek ısı kazançları bulguları elde edilecektir. Sonuçlar farklı açılardan değerlendirme gerekliliklerini de ortaya çıkarabilecek ve bunlar için bir temel oluşturacaktır. Analizler sonucunda bulunan değerler bir kompresörün çalışma periyodu simülasyonu için kullanılabilir.

SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

2.1 Soğutucu Akışkan Özellikleri

Soğutucu akışkan seçiminde dikkat edilmesi gereken başlıca özellikler ozon tahrip potansiyeli, sera etkisi, yanıcılık ve zehirliliktir. Tüm bu özelliklere en mükemmel şekilleri ile sahip olan bir soğutucu akışkan olmadığından, seçimde olabildiğince az risk alınmalıdır.

CFC (Kloroflorokarbon) ve HCFC (Hidrokloroflorokarbon) olarak adlandırılan soğutkanların ozon tabakasını delmesi ve yüksek küresel ısınma potansiyellerine (GWP) sahip olmaları sebepleri ile 1996 yılından bu yana yeni kurulan sistemlerde kullanımları yasaklanmıştır. Bu sebeple soğutma sistemlerinde kullanılacak akışkanlar açısından bir alternatif ihtiyacı duyulmuş ve ozon tabakasını delme potansiyeli (ODP) sıfır olan ve HFC (Hidroflorokarbon) olarak adlandırılan soğutkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Fakat bu akışkanların GWP değerlerinin oldukça yüksek olması ve bu akışkanların atmosfere salınmaları veya kaçak yolu ile karışmaları küresel ısınmanın temel sebeplerinden birini oluşturmuştur. Tüm bu sebeplerden soğutucu akışkan arayışlarına devam edilmiş, CO₂, amonyak, propan, bütan gibi doğal soğutucu akışkanlara yönelim gerçekleşmiştir. Bu tez çalışmasında da doğal soğutkanlardan R744 (CO₂), yaygın olarak kullanılan R134a ve buna alternatif akışkan olan hidrokarbon ailesinden R600a (izobütan) incelenmiştir.

Soğutucu akışkanlardan beklenen özellikler aşağıdaki gibi sıralanabilir. Bu özelliklerin hepsini aynı anda bir soğutucu akışkanda bulmak mümkün olmamakla birlikte ihtiyaca göre belli olanlar öncelikli olarak tercih edilebilir.

- Minimum enerji harcayarak maksimum soğutmayı elde etmelidir.
- Yanıcı ve patlayıcı etki oluşturmamalıdır.
- Ozon tabakasına zarar vermemeli, sera etkisi yaratmamalıdır.
- Buharlaştırıcıdaki basınç olabildiğince atmosfer basıncı mertebesinde olmalı, ya da üzerinde olmalıdır.
- Yoğuşturucudaki basınç olabildiğince düşük fakat atmosfer basıncından yüksek olmalıdır ki bu da yüksek basınçtaki patlayıcılığa engel olmak içindir.
- Viskozitesi düşük, yüzey gerilimi az olmalıdır.
- Buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
- Soğutma devresindeki elemanlara zarar verecek şekilde yağlama yağları ile kimyasal tepkimelere girmemelidir.
- Sistemden kaçarak, insan sağlığını tehdit edecek şekilde özellikle yiyecek grubu ile temas etmemeli, canlılar üzerinde zararlı etki yapmamalıdır.

2.2 Soğutucu Akışkan Olarak R744 Kullanımı

R744 (CO₂) hacimsel ısı transfer kapasitesi yüksek bir akışkandır (0°C için 22.545 kJ/m³). Bu değer CFC, HCFC, HFC ve HC akışkanların volümetrik ısı transfer kapasitelerine göre 3-10 kat daha yüksektir. Dolayısı ile aynı kapasiteleri yakalamak için CO₂ soğutucu akışkanı kullanan sistem boyutları, diğer konvansiyonel sistemlerin boyutlarına göre küçük olmaktadır [8].

CO₂'nin soğutucu akışkan olarak seçilmesinin nedenlerini maddeler halinde sıralayacak olursak;

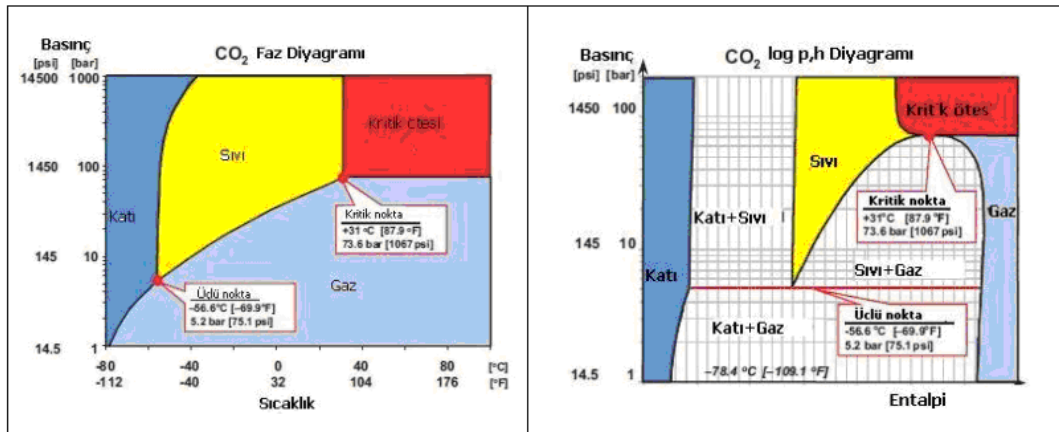
- Kritik özelliklerinin (P_{kr} = 7.38 MPa, T_{kr} = 31.1 °C) çevre koşulları için kullanışlı olması
- Çevre dostu olması, Ozon Yıkım Potansiyeli (ODP) nin 0, Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) nin 1 olması
- Çok bulunabilmesi, tutuşmaması, toksik olmaması ve ucuz olması
- Standart materyallerle uyumlu olması ve çevreye zarar vermemesi
- Avantajlı termodinamik potansiyellere sahip olması ve taşıyım özelliklerinin iyi olması

- Termofiziksel özelliklerinin süperkritik alanda iyi biliniyor olması

R744'ün olumsuz bir özelliği sistemden çevreye ısı atımı işleminin çok yüksek basınçlarda, kritik nokta basıncının ve sıcaklığının üzerinde ($P_{kr} = 7.38 \text{ MPa}$, $T_{kr} = 31.1^\circ\text{C}$) gerçekleşmesidir. Bu sebeple konvansiyonel sistemlerde yoğuşma işleminin gerçekleştiği yoğuşturucu yerine, gaz soğutucu kullanılmaktadır. Kritik noktanın üzerinde de, karbondioksit yoğuşmamaktadır ve karbondioksitin sıcaklığı, gaz soğutucu içinde sürekli azalarak değişmektedir. Yoğuşma ise kısma valfine giren kızgın karbondioksit buharının, kısma valfi çıkışında ıslak buhara dönüşmesi ile olmaktadır.

R744'ün gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı azaldıkça, basınç da daha düşük değerlerde elde edilebilmektedir. Bu sebeple, R744 akışkanlı soğutma çevrimlerinde, gaz soğutucunun ısı transfer kabiliyeti ne kadar yüksek olursa, o kadar düşük gaz soğutucu basınçlarına ihtiyaç duyulur. Gaz soğutucu basıncının azaltılması, kompresörün çekeceği enerjinin de azalması demektir. [9].

R744 faz diyagramında iki fazın denge halinde bulunduğu üç durum vardır: Katı-Gaz, Katı-Sıvı, Sıvı-Gaz denge durumları. Atmosfer basıncı altında CO_2 yalnızca katı veya gaz halde bulunabilir. Bu basınçta sıvı faz mümkün değildir. Bu sıcaklığın üzerinde CO_2 süblimleşerek gaz fazına geçer. 5,2 bar ve $-56,6^\circ\text{C}$ CO_2 'in üç halinin dengede olduğu koşuldur. Bu şartlarda maddenin üç hali denge durumundadır. $31,1^\circ\text{C}$ 'de CO_2 kritik noktaya ulaşır. Bu noktada sıvı ve gaz fazının yoğunlukları eşittir ve iki faz arasındaki farklılık ortadan kalkar. Bunun sonucunda yeni bir fazın ortaya çıkması söz konusudur. Maddenin bu fazına süperkritik faz denir. Şekil 1.2'de CO_2 Faz Diyagramı, Şekil 1.3'de CO_2 $\ln P - h$ Diyagramı verilmektedir [10].



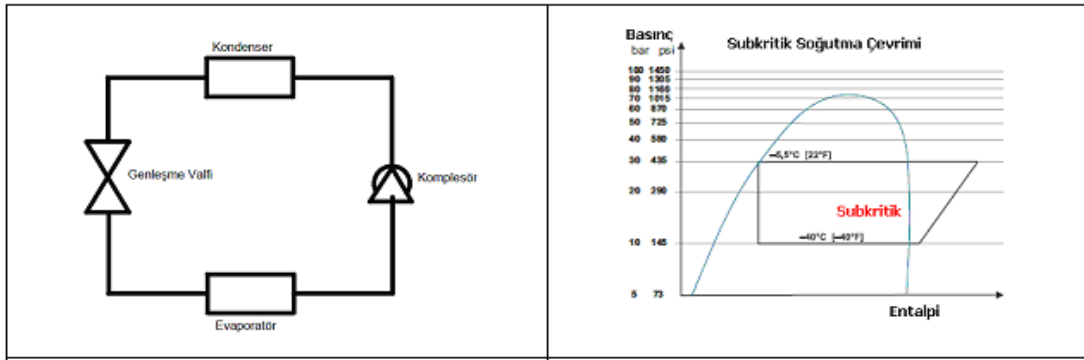
Şekil 2.1 CO_2 faz diyagramı ve $\ln P-h$ diyagramı [10]

2.2.1 R744 Temel Soğutma Çevrimleri

R744 soğutma sistemlerinde Subkritik ve Transkritik olmak üzere iki temel çevrim mevcuttur. Subkritik olarak adlandırılan çevrimin tamamında basınç kritik noktanın altındadır. Transkritik çevrimde ise çevreye ısı geçişi kritik noktanın üzerinde gerçekleşir [10].

2.2.1.1 Subkritik Çevrim

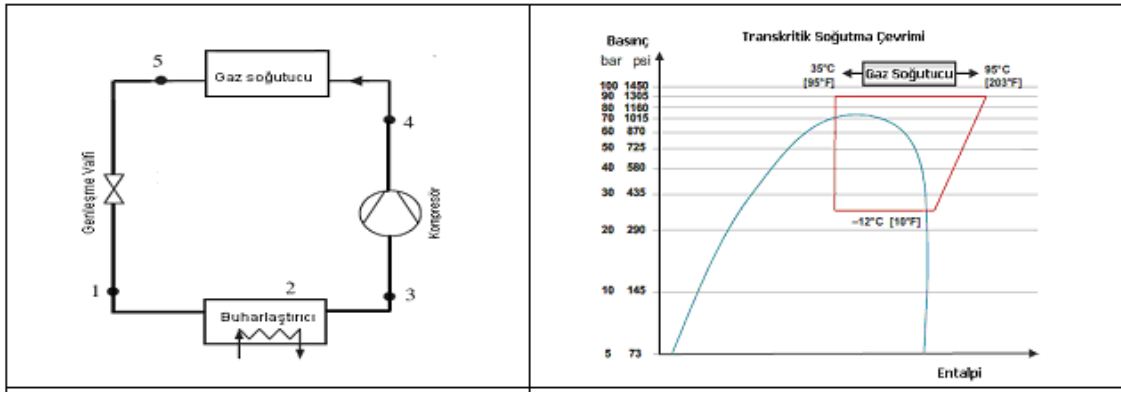
Subkritik çevrim klasik soğutucu akışkanlar için soğutma endüstrisinde en yaygın olan sistemdir. Bütün sıcaklık ve basınçlar kritik noktanın altında, 3'lü noktanın üzerindedir. Tek kademeli CO₂ subkritik çevrim oldukça basit bir sistemdir. Bununla birlikte kısıtlı sıcaklık aralığı ve yüksek basınç gibi dezavantajları mevcuttur. Çevreye gerçekleşecek ısı geçişi düşük kondenzasyon sıcaklığından dolayı güçleşir. Çalışma basıncı 60 bar seviyelerindedir [11].



Şekil 2.2 Direkt genişlemeli CO₂ subkritik çevrim ve lnP-h diyagramı [10]

2.2.1.2 Transkritik Çevrim

R744, 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncına ve 31.06 °C gibi düşük kritik bir nokta sıcaklığına sahiptir. Klasik buhar sıkıştırılmalı çevrimlerde olduğu gibi akışkanın kondenserde yoğunlaşarak atmosfere ısı atması mümkün değildir. Süperkritik bölgede çevreye ısı atımı gaz fazındaki CO₂'in yoğunlaşmadan, sadece sıcaklığının düşmesiyle gerçekleşir. Bu şekilde gerçekleşen çevrimlere transkritik çevrim denir. Bu sebeple sistemde kondenserin yerini gaz soğutucu alır. Transkritik CO₂ çevriminde kompresörde sıkıştırılmış CO₂, gaz soğutucusunda ısını çevreye atar [12].



Şekil 2.3 CO₂ transkritik çevrim ve InP-h diyagramı [10]

2.3 Soğutucu Akışkan Olarak R134a Kullanımı

Kompresör verimi ve sistemin COP (coefficient of performance) değeri R12 ve R22 ile yaklaşık olarak aynıdır. Bu akışkanlara göre avantajı sera etkisi değerinin onlardan daha düşük olmasıdır. Bunun yanında yanmazlık, kararlı olması gibi avantajları da mevcuttur. Fakat bunların yanında ODP ve GWP değerleri de oldukça önem kazanmaktadır. Ozon delme potansiyeli neredeyse sıfır olan akışkan, sera etkisi değeri konusunda ise 1200'lük değer ile R12 ve R22'ye göre avantajlı olsa da değiştirilmeye mahkumdur. Yeni soğutucu akışkanlar çıktıkça eskileri ömrünü tüketmekte ve bazı yönetmelikler ve yasaklar ile ortadan kalkmaktadır. R134a hala kullanılabilir olmasının yanında daha iyi termofiziksel ve termodinamik özelliklere sahip yeni akışkanlar çıktığından, kullanımın günden güne azalmaktadır. İlk yasak, en çok bilinen HFC akışkanlardan olan, R134a için Danimarka'da 2007 yılında getirilmiştir. Bu yasak 10 kg.'ın üstünde soğutkan içeren sistemlerde HFC-134a kullanımının önüne geçmektedir. R134a soğutkanının GWP değerinin 1200 ve CO₂ soğutkanının GWP değeri ise 1'dir. Bu aradaki fark, çevreye soğutkan emisyonu kaçırma ihtimali yüksek olan sistemlerde R134a kullanımının durdurulmasına neden olmaktadır.

2.4 Soğutucu Akışkan Olarak R600a Kullanımı

Soğutucu akışkan seçiminde en önemli kriter olan ODP ve GWP değerleri R600a soğutucu akışkanı için neredeyse sıfırdır ve bu sebeple günümüzde özellikle tercih edilmektedir. R600a bir diğer deyişle izobütan'ın kimyasal yapısı C₄H₁₀'dur.

Ozon etkisi ve sera etkisi açısından tercih edilecek etkisinin yanında renksiz ve kokusuz bir gazdır fakat yanıcı özelliği mevcuttur.

R600a'nın soğutucu akışkan olarak seçilmesinin nedenlerini maddeler halinde sıralayacak olursak;

- Ozon tabakasına etki (ODP) değerinin sıfır olması
- Çok düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP)
- Çok iyi termodinamik özellikler ve dolayısıyla yüksek enerji verimliliği
- Komponentler ile kolay uyumluluk
- Küçük ısı değiştirici ve borulama ihtiyacı ile düşük şarj ihtiyacı [14]

2.5 Soğutucu akışkanların karşılaştırması

R744, R134a ve R600a soğutucu akışkanlarına ait bazı özellikler Çizelge 2.1'de verilmiştir. Ozon tabakası ve sera etkileri açısından R600a ve CO₂ oldukça avantajlı görünmektedir. Diğer bir önemli husus olan kritik basınç ve kritik sıcaklık noktaları ise ayrılmaktadırlar. Soğutma sisteminde kritik nokta üzerindeki sıcaklıklarda çalışılmaz. Kritik nokta bu nokta üzerinde iki fazlı bölge olmadığından, buharlaşma ve yoğuşma gerçekleşemez. Kritik sıcaklığı düşük olan CO₂ çalışma koşulları açısından avantaj yaratmasının yanı sıra çok yüksek bir kritik basınca sahip olduğundan dezavantajlıdır. R600a ise diğerlerine göre daha düşük bir kritik basınca sahip olduğundan daha düşük kompresör gücü ihtiyacı, dolayısıyla daha yüksek COP değerine sahiptir.

Çizelge 2.1 Soğutucu akışkanların özellikleri

Soğutucu akışkan	R744	R600a	R134a
Molekül formülü	CO ₂	CH(CH ₃) ₃	C ₂ H ₂ F ₄
Ozon tabakasına etkisi	0	0	0
Sera etkisi	1	8	1200
Kritik basınç (Bar)	73,8	36,5	40,7
Kritik sıcaklık (°C)	31,1	135	101,2

Bir sonraki kısımda buzdolabı dondurucu kısmı CFD analiz programında modellenerek farklı evaporatör sıcaklıkları için sıcaklık dağılımları ve ısı kazançları belirlenecektir. Bu analiz esnasında farklı evaporatör sıcaklıkları kullanılacaktır ve soğutucu akışkan kütleleri mevsimsel COP'yi etkileyecektir. Bu sebeple mevcut çalışma öncesi soğutucu akışkanlar incelenmiştir ve genel özellikler açısından önerilerde bulunulmuştur. Çalışmanın devamında uygun soğutucu akışkanın belirlenmesinde yukarıda incelemiş olduğumuz ODP, GWP, kritik basınç ve sıcaklık avantaj dezavantajlarının yanı sıra akışkan kütleleri ve buna göre kompresör kapasiteleri de karşılaştırılmalıdır. Devam niteliğinde yapılan analizler sonunda varılan sonuçlar, öneriler kısmındaki farklı değerlendirilmelerin de tamamlanması sonrasında uygun soğutucu akışkan ile desteklenerek nihai noktaya varılmalıdır.

SAYISAL VE TEORİK ÇALIŞMALAR

3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Sayısal çözümleme aşamasında Ansys Fluent 16.0 programı kullanılmıştır. CFD analiz programı olan Ansys Fluent, çözümlenmek istenen geometrilerdeki akışı, ısı transferini, türbülans hesaplamalarını, bunlarla birlikte yanma gibi kimyasal reaksiyonları modellemek için geliştirilmiş bir bilgisayar yazılımıdır. Bu tip problemleri çözümlemek amacıyla hazırlanan geometrinin üç boyutlu hücre yapısı oluşturularak sayısal çözümleme yapılmasını sağlar.

Çalışma esnasında daha önce çizilmiş olan geometriyi düzenlemek Ansys Design Modeller ve ağ yapısını oluşturmak için Ansys Meshing programı kullanılmıştır. Mesh oluşturulurken dikkat edilmesi gereken iki ana konu mevcuttur. Bunlar hücre sayısı ve mesh yoğunluğudur. Yapılacak modellemede önemli görülen, daha ayrıntılı incelenmesi gereken kısımlarda mesh yapısının daha sık olması, diğer kısımlarda ise görece daha kaba bir ağ yapısı oluşturulması uygun olacaktır. Bu şekilde geometri en uygun hücre yapısına göre ayrılıp optimum çözüm zamanı sağlanabilir. Bunların dışında, ağ yapısı oluşturulurken kullanılan elemanların şekil vb. yapısı da oldukça önemlidir. [14]

Solidworks programında çizilmiş olan buzdolabı Ansys geometry programına okutulmuştur. Ansys Design modül ve Meshing programında geometrik model düzenlenmiş, ağ yapısı oluşturulmuş, malzeme ve sınır şartları tanımlanmıştır.

Model Fluent programında koşturularak, çıkan sonuçlar irdelenmiştir.

Fluent programı doğal taşınım baz alacağımız buzdolabı sıcaklık dağılımını incelerken aşağıdaki formülleri çalıştırmaktadır.

Sayısal modelin doğrulanmasında sürekli rejim ve sıkıştırılamaz akış kabulü yapılmıştır.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

x-momentum denklemi

$$\rho_{\infty} \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u. \frac{\partial u}{\partial x} + v. \frac{\partial u}{\partial y} + w. \frac{\partial u}{\partial z} \right] = - \frac{\partial P_{\infty}}{\partial x} + \mu_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

y-momentum denklemi

$$\rho_{\infty} \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u. \frac{\partial v}{\partial x} + v. \frac{\partial v}{\partial y} + w. \frac{\partial v}{\partial z} \right] = - \frac{\partial P_{\infty}}{\partial y} + \mu_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

z-momentum denklemi

$$\rho_{\infty} \left[\frac{\partial w}{\partial t} + u. \frac{\partial w}{\partial x} + v. \frac{\partial w}{\partial y} + w. \frac{\partial w}{\partial z} \right] = - \frac{\partial P_{\infty}}{\partial z} - \rho \cdot g_z + \mu_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u. \frac{\partial T}{\partial x} + v. \frac{\partial T}{\partial y} + w. \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha_{\infty} \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

Kartezyen koordinatlarda ısı yayılım denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k. \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k. \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k. \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q = \rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Bu denklemlerde kullanılan ifadeler;

u: x yönündeki hız bileşeni (m/s),

v: y yönündeki hız bileşeni (m/s),

w: z yönündeki hız bileşeni (m/s),

t : zaman (s),

P_{∞} : referans basıncı (Pa),

μ_{∞} : referans dinamik viskozitesi (kg/ms),

ρ_{∞} : referans yoğunluğu (kg/m³),

ρ : akışkanın değişken yoğunluğu (kg/m³),

T : sıcaklık (K),

α_{∞} : referans ısıl yayılma katsayısı (m²/s),

g : yerçekimi ivmesi (m/s²)

k : ısı iletim katsayısı (W/m.K)

q : birim hacimde birim zamanda üretilen ısı enerji (W/m³)

C_p : Özgül ısı (kJ/kg K) olarak tanımlanmışlardır.

3.2 Kullanılan Buzdolabı Özellikleri

Buzdolabı dondurucu kısmı malzemeleri, gerekli olan ısı geçiş katsayıları, üretici tarafından verilmiştir. Dış sıcaklık sabit 25°C olarak kabul edilmiştir. Buzdolabı gövde malzemesi içte 1 mm plastik, arada 80 mm poliüretan yalıtım ve dışta 0,5 mm boyalı sacdır. İki adet model ile analiz yapılmıştır. Bunlardan biri dondurucu kısmının boş olduğu durum diğeri ise dondurucu kısmını ikiye bölen temperli cam malzemedan 4 mm et kalınlıklı raf ve bu raflara yerleştirilmiş 4'er adet M paketi denilen 50x100x200 mm boyutlarında 1 kg ağırlığında ısı kaynakları olduğu durumdur. Tüm bu malzemelerin ısı iletim-taşıyım katsayıları ise aşağıdaki şekilde verilmiştir.

Çizelge 3.1 Analiz şartları

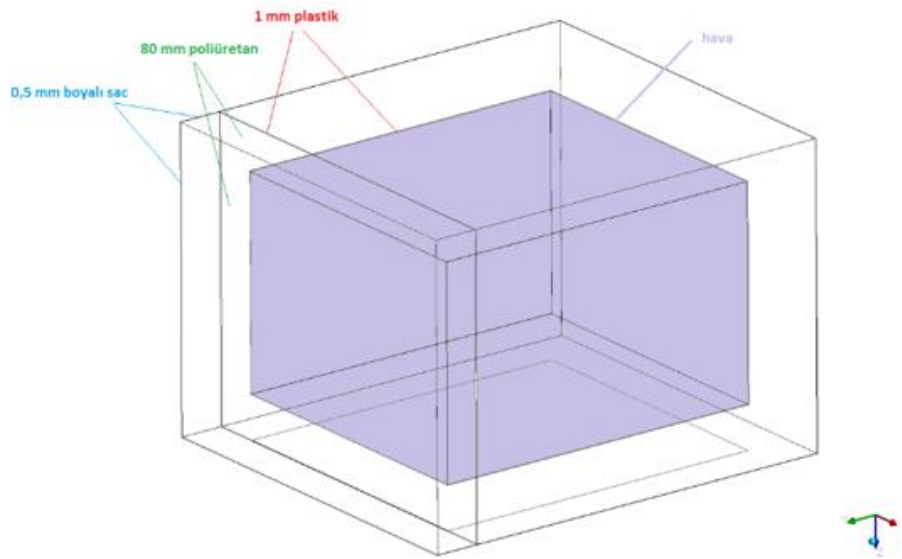
Hacim	h (W/m ² .K)	Tyüzey [°C]
Kabin içi (dondurucu)	15	0
Kabin içi (taze gıda)	12	+4
Kabin dışı	7	25

Çizelge 3.2 Analiz için tanımlanan malzemelerin özellikleri

Malzeme	k (W/m.K)	ρ [kg/m ³]	Cp [kJ/kg. K]
Plastik	0,17	1000	1,30
Poliüretan	0,0225	7833	0,48
Boyalı sac	41,5	30	2,10
Raf	0,75	2500	0,90
M paketi	0,39	1100	3,70

Kullanılan modelde alt yüzey buzdolabının taze gıda kısmı ile temas halinde olduğundan temas haldeki kısım +4°C alınmış, 80 mm'lik poliüretan yalıtımın denk geldiği taban yüzey kısmı adyabatik kabul edilmiştir. Diğer tüm yüzeylerin mutfak havası ile temasta olduğu düşünülmüş ve sabit 25°C kabul edilmiştir. M paketi denilen deney kutularının sıcaklıkları +4°C'dir yani taze gıda bölmesinden çıkarılarak koyulduğu düşünülmüş, boyut ve ağırlık bilgileri TS EN 62552 standardından alınmıştır.

CFD programı Fluent kullanılarak modellenen buzdolabının veri dosyası Şekil 3.1'de verilmiştir.



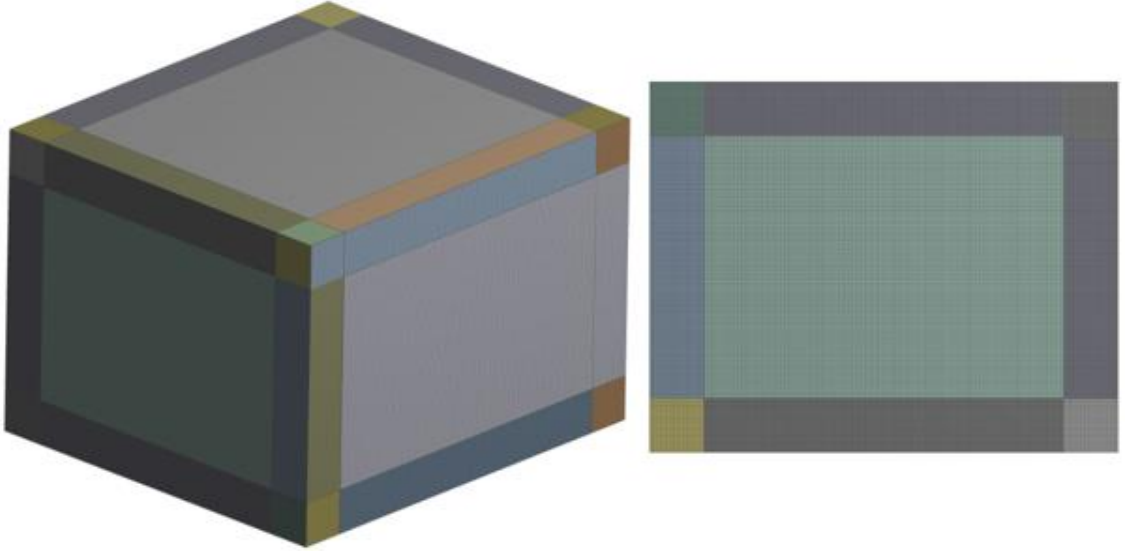
Şekil 3.1 Buzdolabı dondurucu bölümü modeli

Kapının kapalı olduğu varsayılmış, kapı conta mekanizması göz ardı edilmiştir. Hava kaçağı, donma ve kütle transferi durumları olmadığı kabul edilmiştir. Hiç bir duvar evaporatör ile direk temas halinde olmadığından radyasyonla ısı transferi dikkate alınmamıştır.

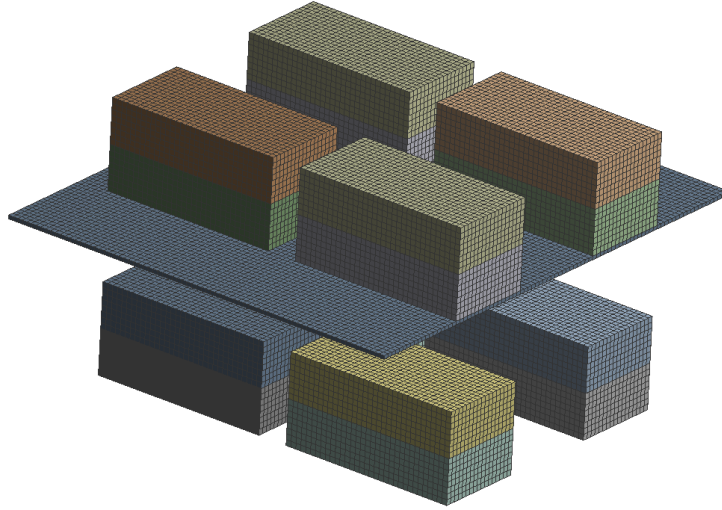
Bu şartlar altında buzdolabı dondurucu (freezer) kısmı modellenmiş, iç sıcaklık dağılımları ve ısı kazançları hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan FLUENT ile tespit edilmiştir.

3.3 Geometri özellikleri

Hazırlanan geometrinin mesh yapısının düzenli olması amacıyla parçalara bölünerek mesh atılmıştır. Sac ve plastik parçalar oldukça ince olduklarından tek parça ile meshlenip kondüksiyon olduğu kabul edilmiştir. Zaman adımı 0,1 saniye ve her bir zaman adımı içerisinde 20 iterasyon koşturulmuştur. Yani her saniye için 200 iterasyon mevcuttur. Tüm elemanları hexahedral'dir. İçi boş durumdaki dondurucu modelinin mesh yapısı şekil 3.2'de görülebilmektedir. İçerisinde raf ve paketler bulunan dondurucu kısmının paket ve raf mesh detayları ise şekil 3.3'de görülebilmektedir.



şekil 3.2 Buzdolabı dondurucu bölmesi mesh yapısı



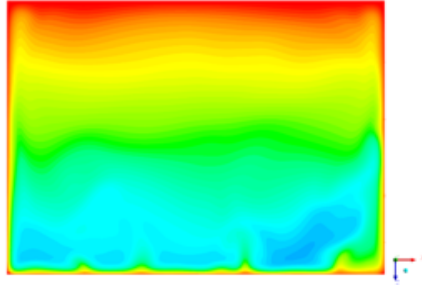
Şekil 3.3 Buzdolabı dondurucu bölmesi paket ve raf mesh yapısı

Model olarak alınan buzdolabı dondurucu kısmının duvarları içten dışa 1 mm plastik, 80 mm polüretan ve 0,5 mm boyalı sac olarak tanımlanmıştır. Bu malzemelerin fiziksel özellikleri Çizelge 3.2'ye göre girilmiş, başlangıç duvar sıcaklığı sabit 273K (0°C) olarak tanımlanmıştır. İterasyona başlamak için basınç ve hızlar da 0 (sıfır) olarak atanmıştır. Başlangıçta duvarın içerisinde bir sıcaklık gradyeni mevcut değildir. Tüm yüzeyler sabit başlangıç sıcaklığı verilerek analiz başlatılmıştır. Havanın üç başlangıç koşulu için patch yapılmış ve dondurucu bölmesi içindeki hava sıcaklıkları -5, -15 ve -25°C olacak şekilde uniform durgun olarak verilmiştir. Çalışma şartları için basınç 1 atmosfer, hava yoğunluğu 1.225 kg/m³ ve yerçekimi ivmesi 9.81 m/s² alınmıştır. Paketli durum için yukarıdaki şartlara ek olarak paketlerin başlangıç sıcaklıkları +4°C alınmıştır.

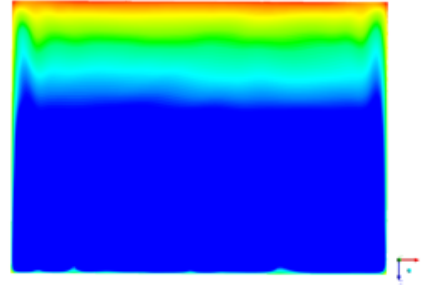
3.4 Fluent Analiz Sonuçları

3.4.1 Dondurucu bölmesinin boş olması durumu

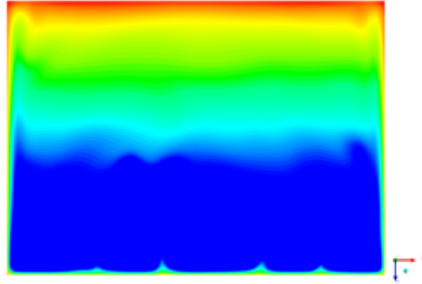
-5°C, -15°C ve -25°C başlangıç sıcaklık şartları için buzdolabı dondurucu kısmı analiz edilmiştir. Dondurucunun alt kısmındaki taze hava kısmı +4°C, diğer duvarları mutfak ortamına açık ve sabit +25°C'dir. Çalışma başladıktan 50 saniye sonraki sıcaklık dağılımları Şekil 3.4'de verilmiştir.



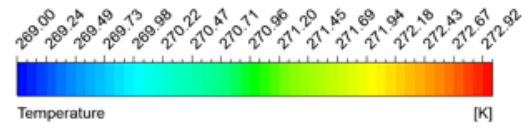
-5°C başlangıç şartı için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımı



-25°C başlangıç şartı için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımı

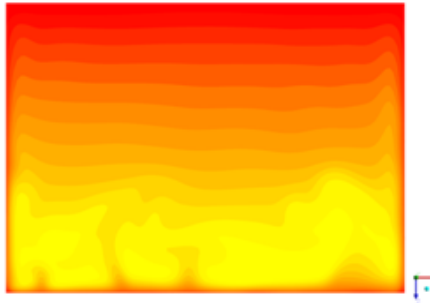


-15°C başlangıç şartı için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımı

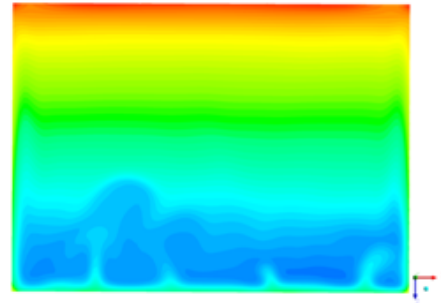


Şekil 3.4 -5°C, -15°C ve -25°C başlangıç şartları için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımı

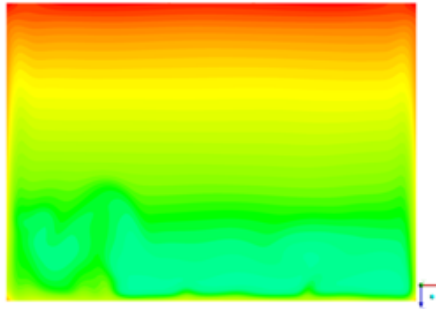
Çalışma başladıktan 100 saniye sonraki sıcaklık dağılımları Şekil 3.5’de verilmiştir.



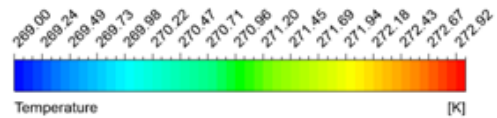
-5°C başlangıç şartı için 100. saniyedeki sıcaklık dağılımı



-25°C başlangıç şartı için 100. saniyedeki sıcaklık dağılımı

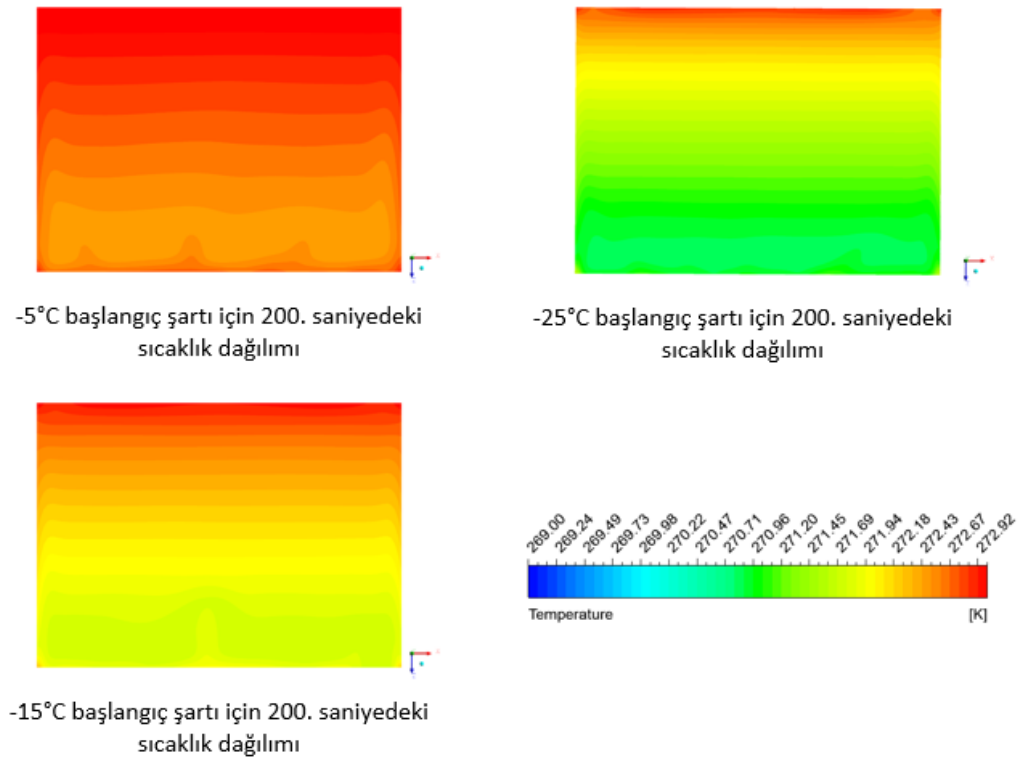


-15°C başlangıç şartı için 100. saniyedeki sıcaklık dağılımı



Şekil 3.5 -5°C, -15°C ve -25°C başlangıç şartları için 100. saniyedeki sıcaklık dağılımı

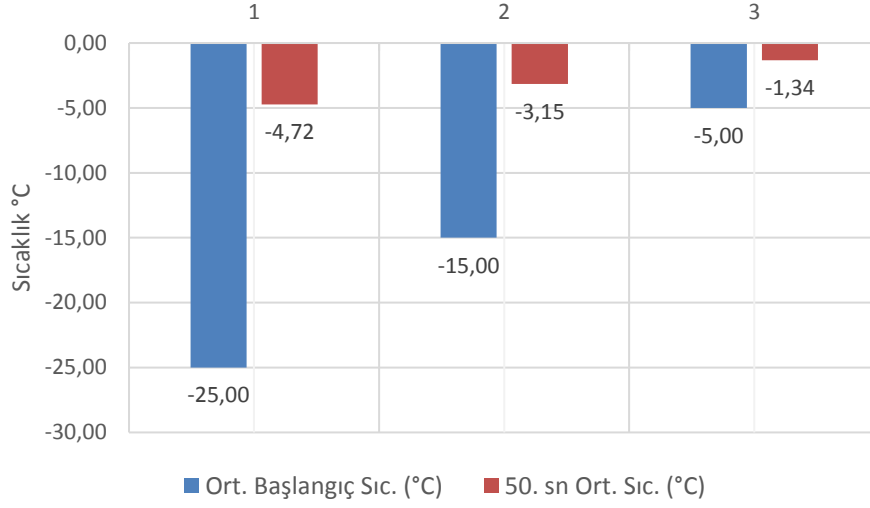
Çalışma başladıktan 200 saniye sonraki sıcaklık dağılımları ise Şekil 3.6'da verilmiştir.



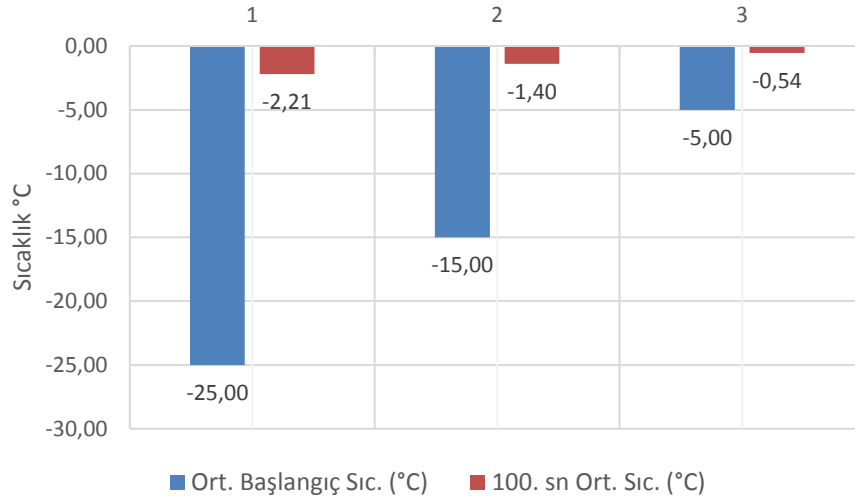
Şekil 3.6 -5°C, -15°C ve -25°C başlangıç şartları için 200. saniyedeki sıcaklık dağılımı

Taban duvardaki sıcaklık farkının diğer duvarlara göre daha az olduğu analiz sonuçları yorumlandığında da söylenebilir. Bu duvar (taze hava bölmesi), analizde koşturulan üç durum için de en soğuk duvardır ve akışı farklılaştıran duvar olarak da düşünülebilir. Mutfğa açık olan duvarlarda ise sıcaklık farkı taze hava bölmesi duvarına göre çok daha yüksek olduğundan daha kısa sürede sıcaklık artışı meydana gelmiştir. Sağ-sol ve ön-arka duvarların tamamı aynı sıcaklığa sahip olduğundan kesit kapak yüzeyinden bakarak da alınsa, yan yüzeyden bakarak da alınsa, sonuçta sağ ve sol kısımlarda benzer bir görüntü gözlemlenmeli, sıcaklık dağılımı aynı olmalıdır. Yapılan modelleme sonucunda böyle olduğu görülmüştür.

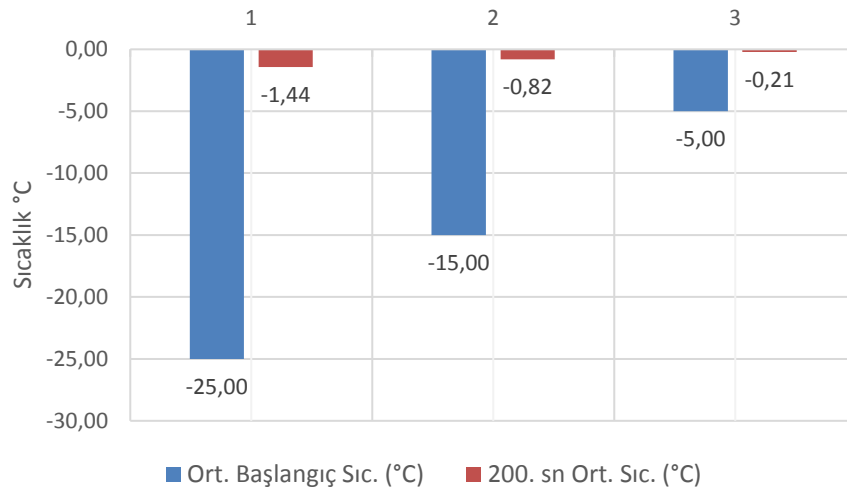
Başlangıç sıcaklıkları -25°C, -15°C ve -5°C olan durumlar için Şekil 3.7'de 50. saniyede ulaştıkları ortalama kabin içi sıcaklıkları, Şekil 3.8'de 100. saniyede ulaştıkları ortalama kabin içi sıcaklıkları, Şekil 3.9'da 200. saniyede ulaştıkları ortalama kabin içi sıcaklıkları gösterilmektedir. Başlangıç sıcaklıkları arasındaki fark fazla olsa da iç-dış sıcaklık farkı fazla olan durumda çok daha fazla ısı transferi olmuş ve sonuçtaki sıcaklıklar birbirlerine yaklaşmışlardır.



Şekil 3.7 Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 50. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar



Şekil 3.8 Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 100. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar

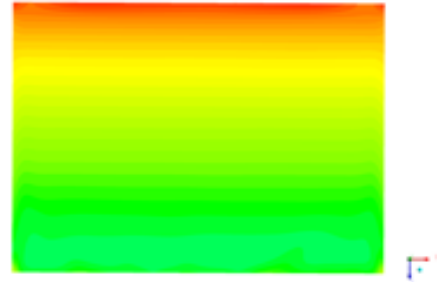


Şekil 3.9 Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 200. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar

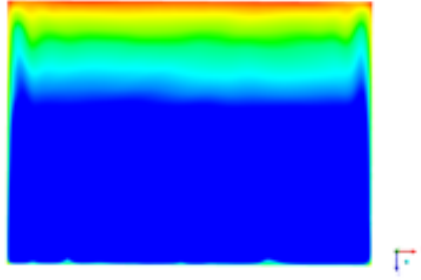
-25°C, -15°C ve -5°C durumları için sıcaklıkların belirli sürelerde nasıl değiştiği de ayrıca incelenmiştir. Bu inceleme ile ne kadar sürede dağılımın nasıl oluştuğu ve rejime ne kadar sürede kavuşacağı irdelenmiştir. Şekil 3.10'da başlangıçta -25°C'de hava bulunan dondurucu bölmesinin 0., 50., 100., 150., 200., 400. Ve 600. saniyelerdeki durumu için sıcaklık dağılımı görülmektedir. Çevre ile iç ortam arasındaki yüksek sıcaklık farkı sebebiyle içerideki hava ısınmaya başlamıştır ve sıcaklık tavan bölgesinde en yüksektir, tabana yaklaştıkça daha soğuktur. Sıcaklık farkının bu bölgede daha az olması sebebiyle durumunu diğer duvarlara nazaran daha uzun süre muhafaza etmiştir. 600 sn sonunda model içerisindeki sıcaklığın stabilite kazandığı ve yaklaşık 0°C'ye ulaştığı görülmektedir.



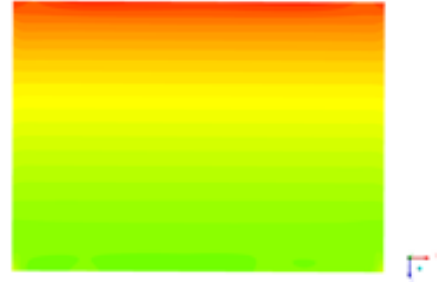
0. saniyedeki sıcaklık dağılımı



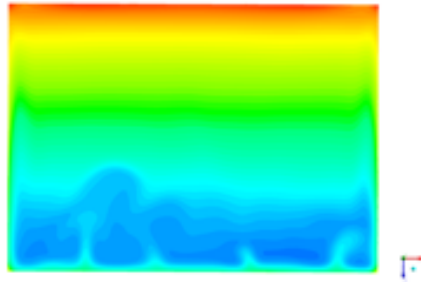
200. saniyedeki sıcaklık dağılımı



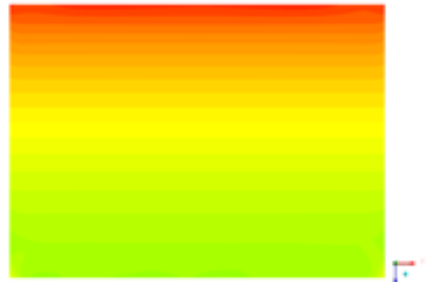
50. saniyedeki sıcaklık dağılımı



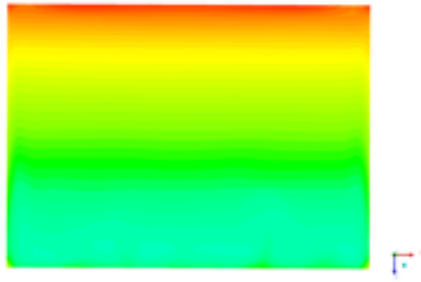
400. saniyedeki sıcaklık dağılımı



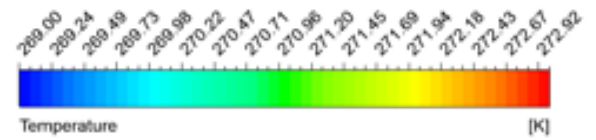
100. saniyedeki sıcaklık dağılımı



600. saniyedeki sıcaklık dağılımı



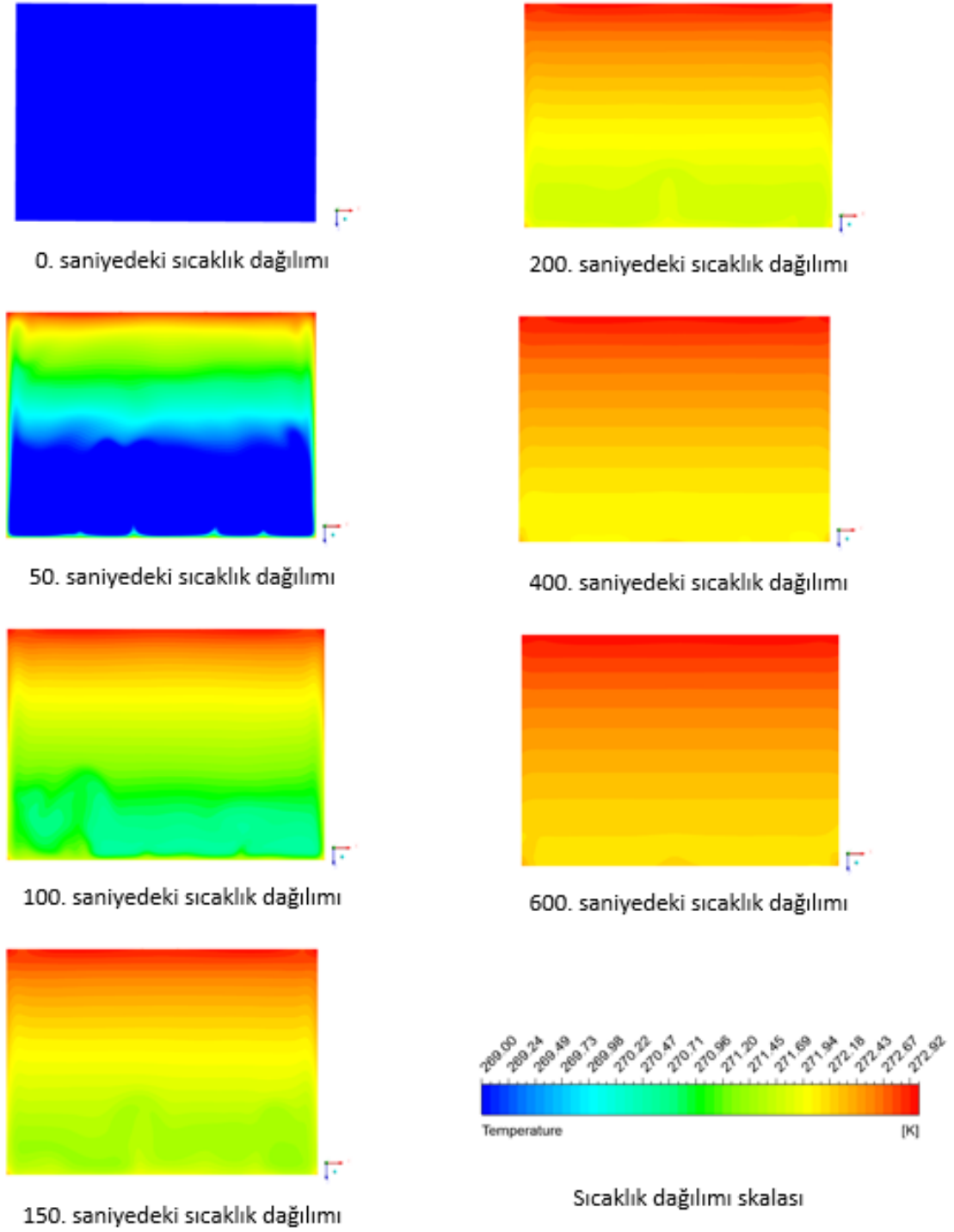
150. saniyedeki sıcaklık dağılımı



Sıcaklık dağılımı skalası

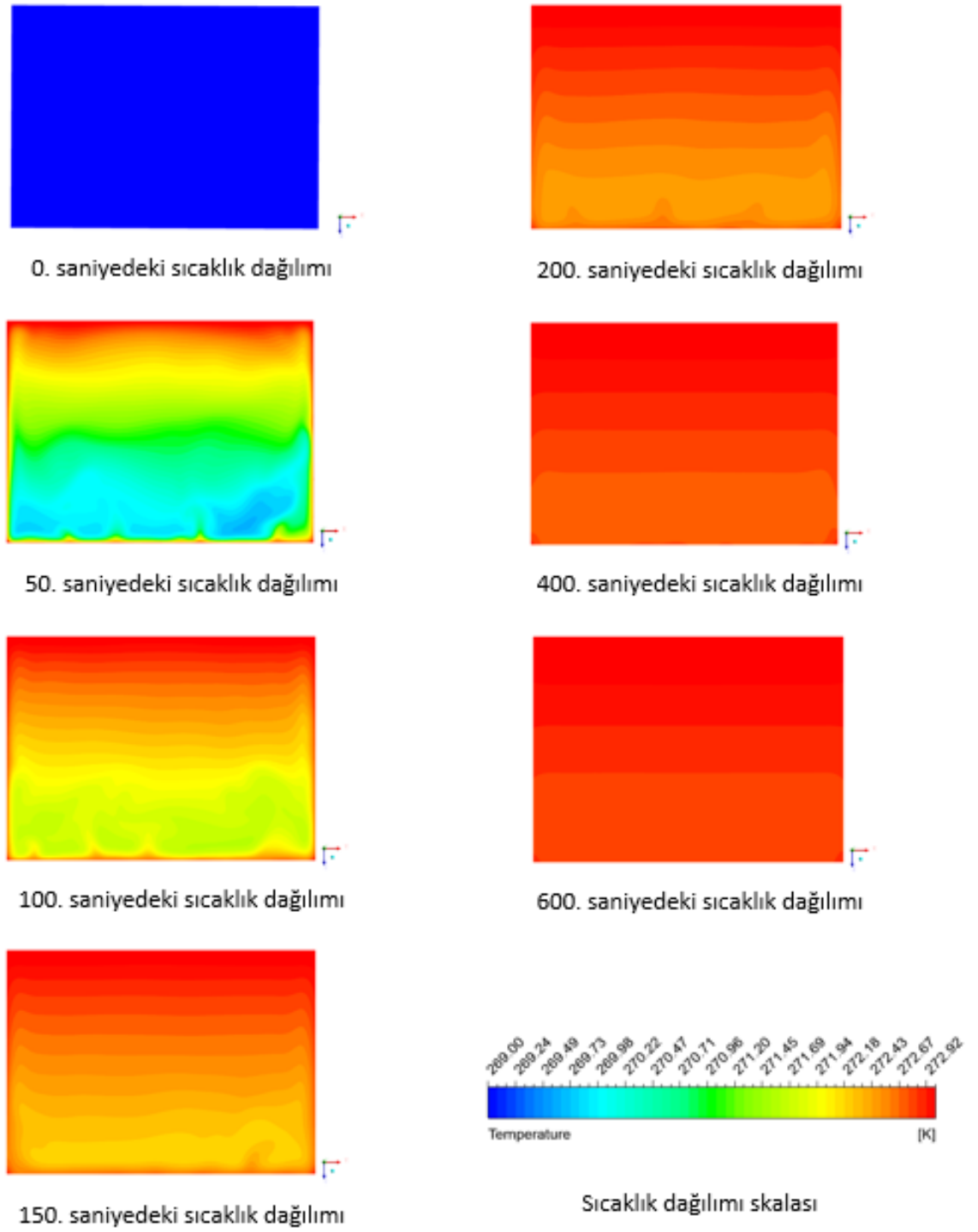
Şekil 3.10 -25°C başlangıç şartı için farklı saniyelerdeki sıcaklık dağılımı

Şekil 3.11’de -15 başlangıç durumu için sıcaklık dağılımları ve skalası görülmektedir.



Şekil 3.11 -15°C başlangıç şartı için farklı saniyelerdeki sıcaklık dağılımı

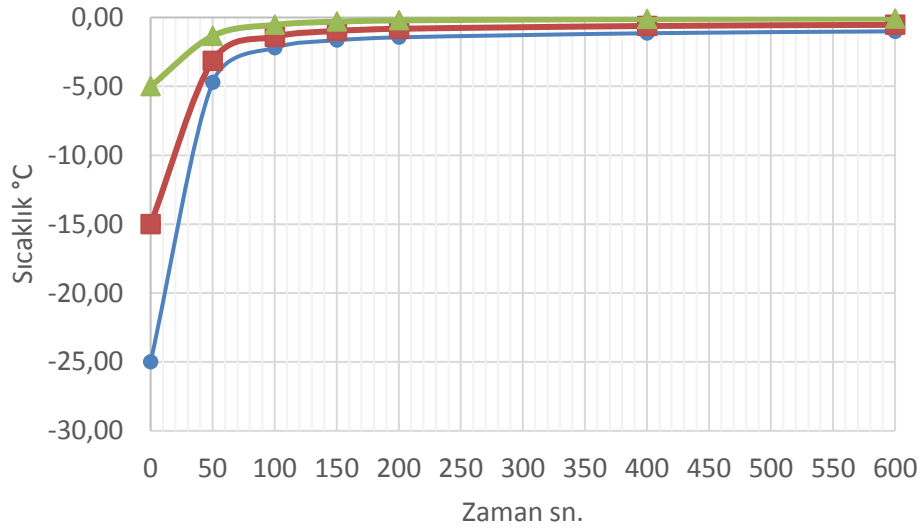
Şekil 3.12’de -5 başlangıç durumu için sıcaklık dağılımları ve skalası görülmektedir.



Şekil 3.12 -5°C başlangıç şartı için farklı saniyelerdeki sıcaklık dağılımı

Şekil 3.13’de ise başlangıç şartı -25°C, -15°C ve -5°C durumları için zamana bağlı sıcaklık dağılımı görülmektedir. Şekilde de açıkça görülebileceği gibi sıcaklık farkının fazla olduğu ilk anlarda değişim oldukça fazladır. Belli bir süre sonra daha stabil kalmış, sadece ufak

değişiklikler yaşanmıştır. Dış ortam ile iç ortam arasındaki sıcaklık da ne denli yüksek olursa sıcaklık artışının da o denli yüksek olduğu şekilden görülebilmektedir.



Şekil 3.13 -25°C, -15°C ve -5°C başlangıç sıcaklıkları için belirli zaman periyotlarındaki ortalama sıcaklık dağılımı

Yapılan analizler sonucunda istenen sıcaklık değerleri için ısı kazançları da hesaplanabilmektedir. Çalışılan üç koşul için belirli zaman noktalarındaki ısı kazanç/kayıp bilgilerine Çizelge 3.3, 3.4 ve 3.5’den erişilebilir.

Çizelge 3.3 -25°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları

	-25°C başlangıç sıcaklığı		
	Dış duvar toplam gelen ısı	Hava toplam ısı kazancı	Duvar malzemeleri toplam kazandığı ısı (fark)
Zaman (s)	W	W	W
50	337,723	19,564	318,160
100	291,182	3,347	287,835
150	253,844	1,063	252,781
200	223,250	0,500	222,749
400	143,123	0,149	142,974
600	100,197	0,096	100,101

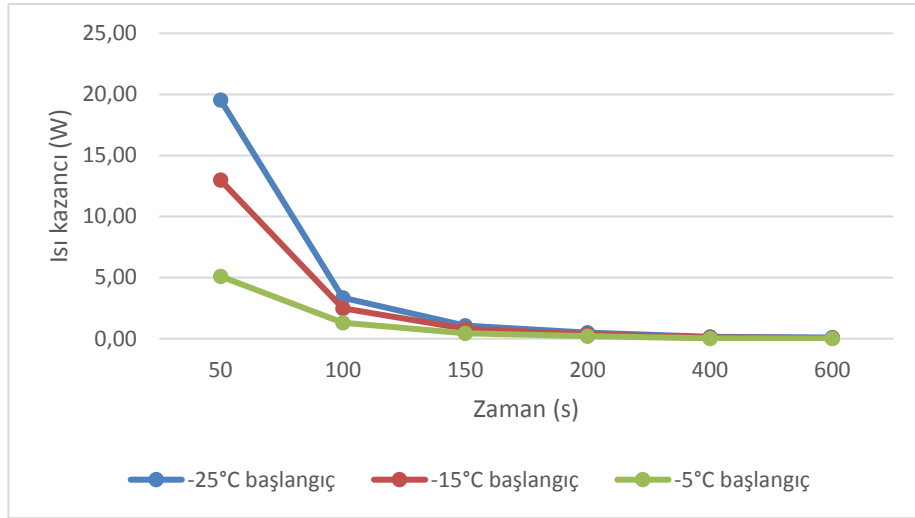
Çizelge 3.4 -15°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları

	-15°C başlangıç sıcaklığı		
	Dış duvar toplam gelen ısı	Hava toplam ısı kazancı	Duvar malzemeleri toplam kazandığı ısı (fark)
Zaman (s)	W	W	W
50	337,723	12,9886	324,735
100	291,182	2,4938	288,688
150	253,844	0,8005	253,043
200	223,250	0,3655	222,884
400	143,123	0,0924	143,030
600	100,197	0,0575	100,139

Çizelge 3.5 -5°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları

	-5°C başlangıç sıcaklığı		
	Dış duvar toplam gelen ısı	Hava toplam ısı kazancı	Duvar malzemeleri toplam kazandığı ısı (fark)
Zaman (s)	W	W	W
50	337,723	5,1115	332,612
100	291,182	1,323	289,859
150	253,844	0,4555	253,388
200	223,250	0,2061	223,044
400	143,123	0,0377	143,085
600	100,197	0,0206	100,176

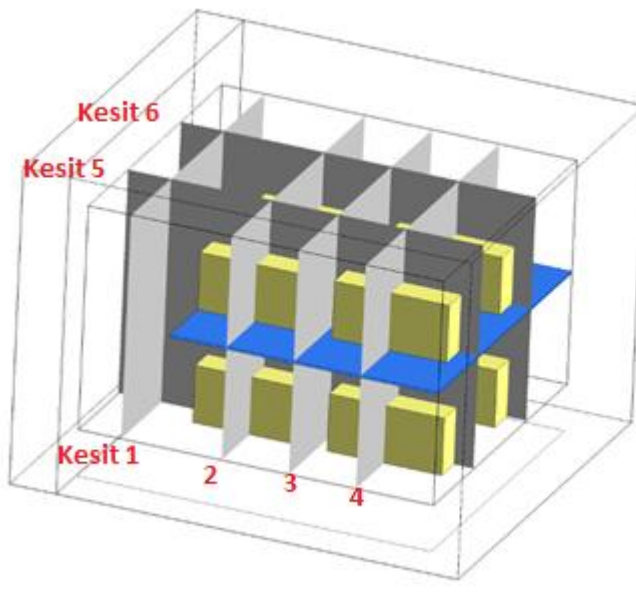
Yapılan analizler sonucunda 600 saniye sonunda tüm başlangıç koşullarındaki havanın yaklaşık kararlı hale geldiği ve iç hacimdeki havanın ısı kazancının neredeyse sıfıra yaklaştığı görülmektedir. Şekil 3.14’de ise havanın üç farklı başlangıç koşulu için kazandığı ısı miktarları görülmektedir. Şekil irdelendiğinde görülmektedir ki, başlangıç hava sıcaklığı ne kadar düşük ise hava tarafında kaybedilen ısı da o denli yüksektir. Fakat belirli bir zaman geçmesinin ardından yaklaşık olarak aynı rejime kavuşmuşlardır.



Şekil 3.14 -25°C, -15°C ve -5°C başlangıç sıcaklıkları için belirli zaman periyotlarındaki havanın ısı kazançları

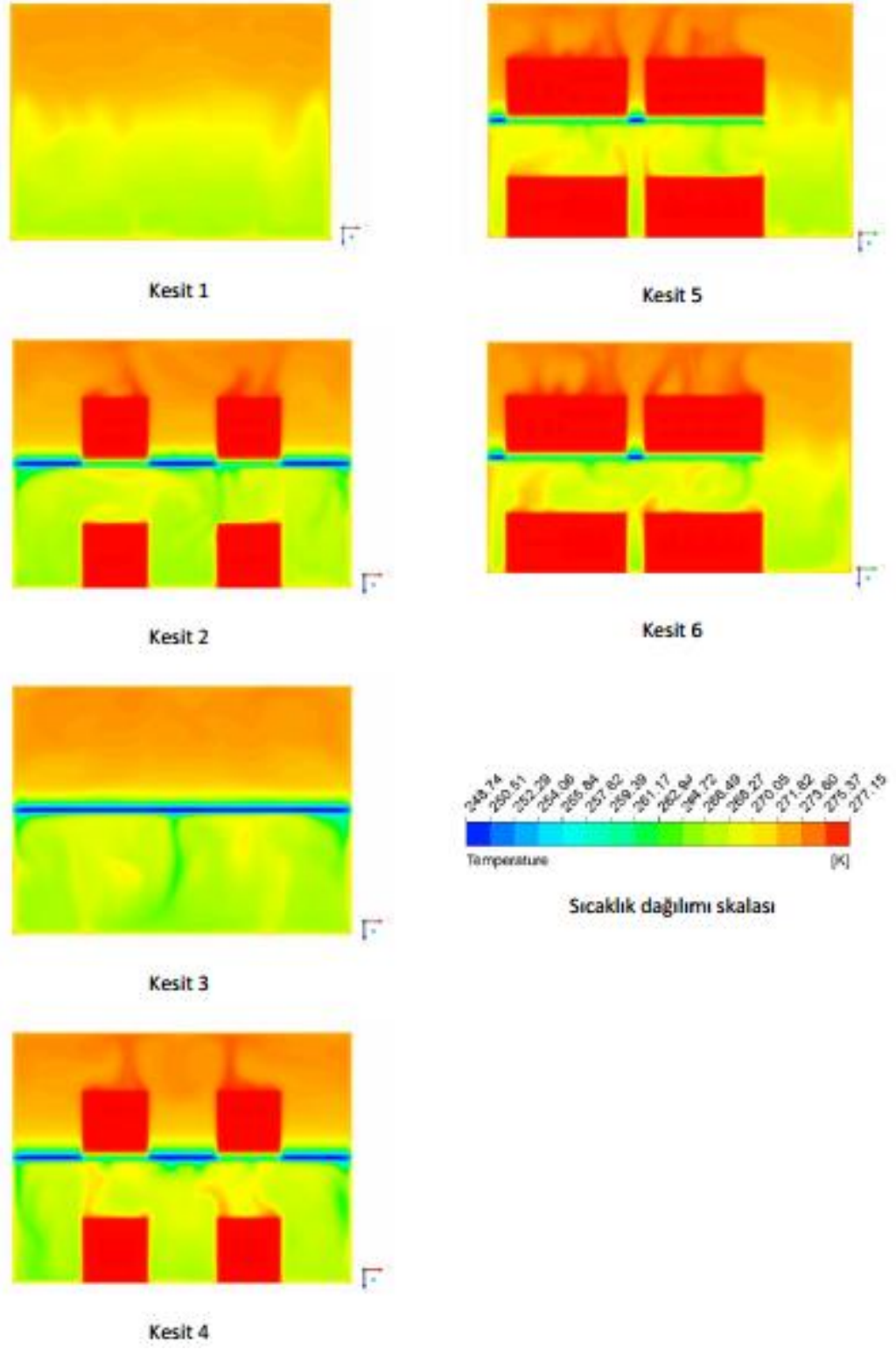
3.4.2 Dondurucu bölümünde raf ve paketlerin olması durumu

-5°C, -15°C ve -25°C başlangıç sıcaklık şartları için buzdolabı dondurucu kısmı analiz edilmiştir. Dondurucunun alt kısmındaki taze hava kısmı +4°C, diğer duvarları mutfak ortamına açık ve sabit +25°C'dir. Raf üzerindeki ve taban yüzeyindeki paketler +4°C kabul edilmiştir. Raf, dondurucu bölümü içerisinde yer aldığından dondurucu sıcaklığındadır. Çalışma sonucunu ayrıntılı olarak inceleyebilmek için yatay ve dikeyde 6 farklı kesitte sıcaklık dağılımı alınmıştır. Alınan kesit noktaları Şekil 3.15'de görülmektedir.



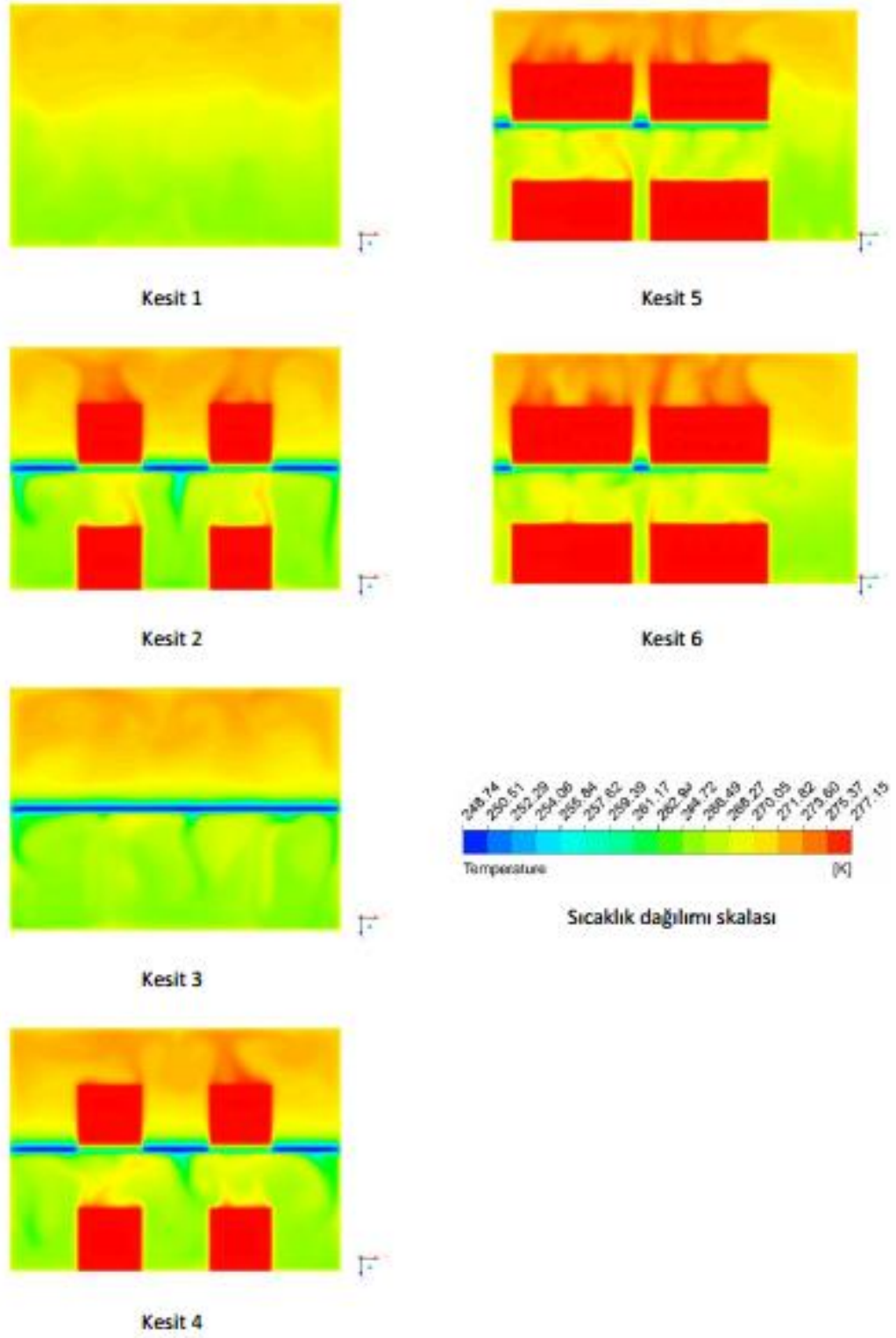
Şekil 3.15 Raf ve paketleri olan dondurucu kısmı sıcaklık dağılımı kesitleri

-25°C başlangıç durumu için çalışma başladıktan 50 saniye sonraki sıcaklık dağılımları ise Şekil 3.16'da verilmiştir.



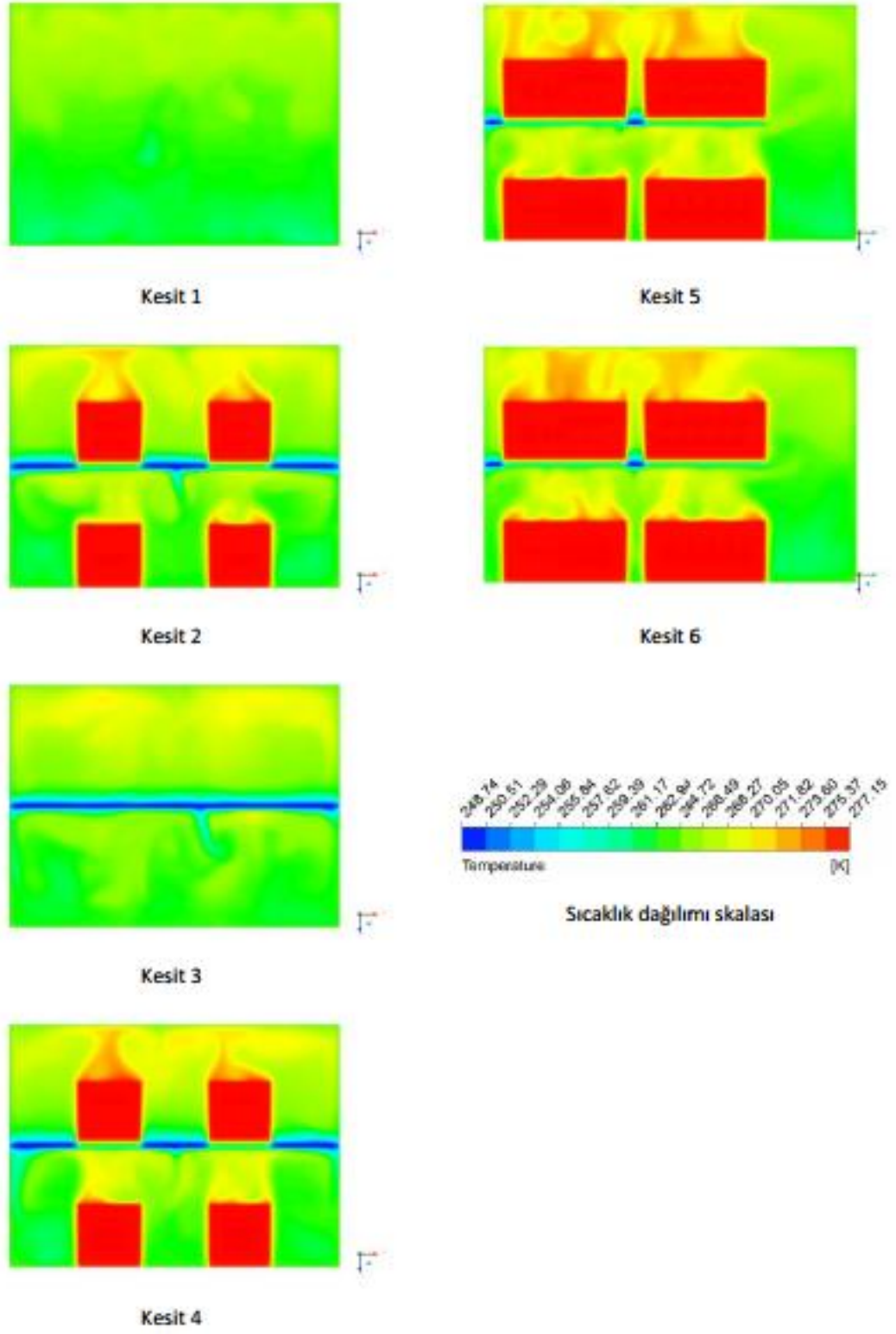
Şekil 3.16 -25°C başlangıç şartı için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımları

-15°C başlangıç durumu için çalışma başladıktan 50 saniye sonraki sıcaklık dağılımları ise Şekil 3.17’de verilmiştir.



Şekil 3.17 -15°C başlangıç şartı için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımları

-5°C başlangıç durumu için çalışma başladıktan 50 saniye sonraki sıcaklık dağılımları ise Şekil 3.18’de verilmiştir.



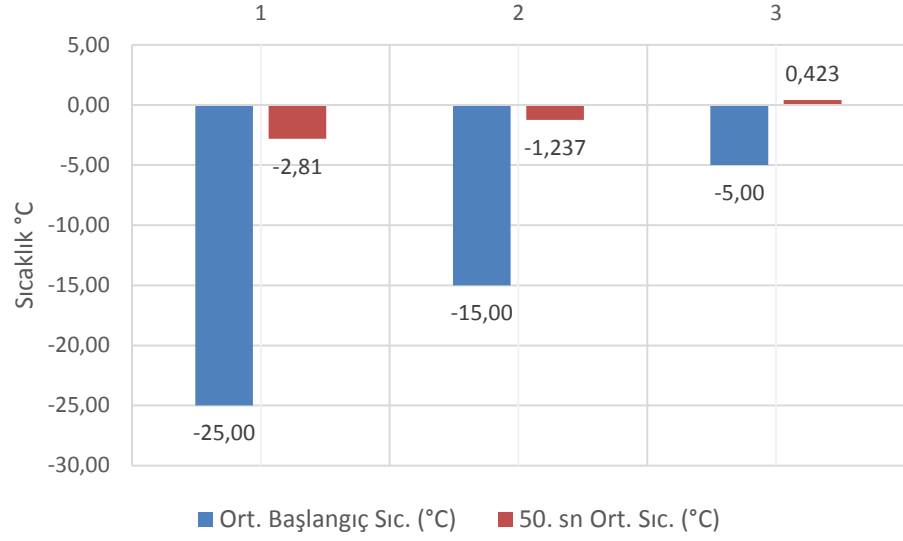
Şekil 3.18 -5°C başlangıç şartı için 50. saniyedeki sıcaklık dağılımları

Analiz sonuçlarına bakarak irdelenecek 3 ana komponent mevcuttur. Bunlardan biri diğerlerine nazaran daha soğuk olduğu açıkça görülebilen cam raftır. Rafin pakete temas ettiği bölgeler, iletimle ısı transferi sebebiyle daha kolay ısınmakta fakat diğer kısımlar başlangıçta iç hava sıcaklığında olduğundan ve ısı iletim katsayısı havaya göre düşük olduğundan geç ısınmaktadır bir diğer deyişle havadan ısı kazanmaktadır. İkincisi paketlerdir ve paketler havadan hep sıcak olduğundan analizin ilerleyen zamanlarında da 50. Saniyede görüldüğü gibi paketler hep ısı kaybetmeye ve havaya ısı kazandırmaya devam etmiştir. Üçüncü olarak da hava analiz başlangıcında 0°C olarak kabul edilen ve dış ortamın 25°C kabul edildiği duvarlardan ısı kazanmaktadır.

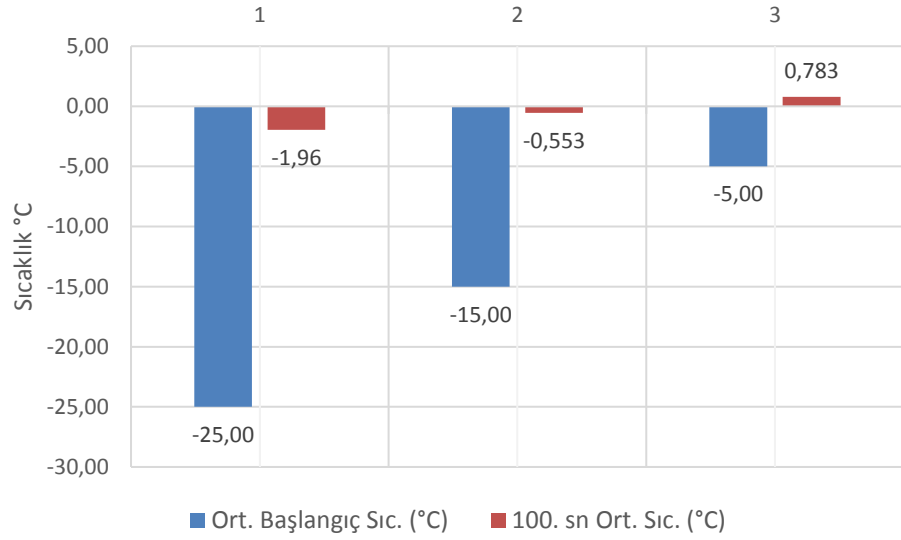
Dondurucunun boş olduğu durum ile karşılaştırma adına 100. ve 200. saniyelerdeki sıcaklık dağılımlarına da bakıldığında 50. saniyeye benzer görüntüler ortaya çıkmaktadır çünkü paketli durumda esas değişim ilk 50 saniye içerisinde gerçekleşmekte, sonra da ısı geçişi devam etmekte fakat değişim miktarı çok az olmaya başlamaktadır.

Taban duvarına göre daha sıcak olan tavan duvara yaklaştıkça mutfaktan yani çevreden gelen 25°C'lik havanın etkisi ile yine boş dondurucu durumunda olduğu gibi üst kısımlar daha sıcak olmuş, hatta raf etkisi ile boş duruma kıyasla daha az homojen bir yapı elde edilmiştir. Paketlerin havaya kazandırdıkları ısı da kesit 2, 4, 5 ve 6'da açıkça görülebilmekte ve sıcak havanın üst taraflarda daha fazla olması sebebiyle buradaki sıcaklığı gösteren akış da kutu üzerinden yükselme şeklinde daha net görülebilmektedir.

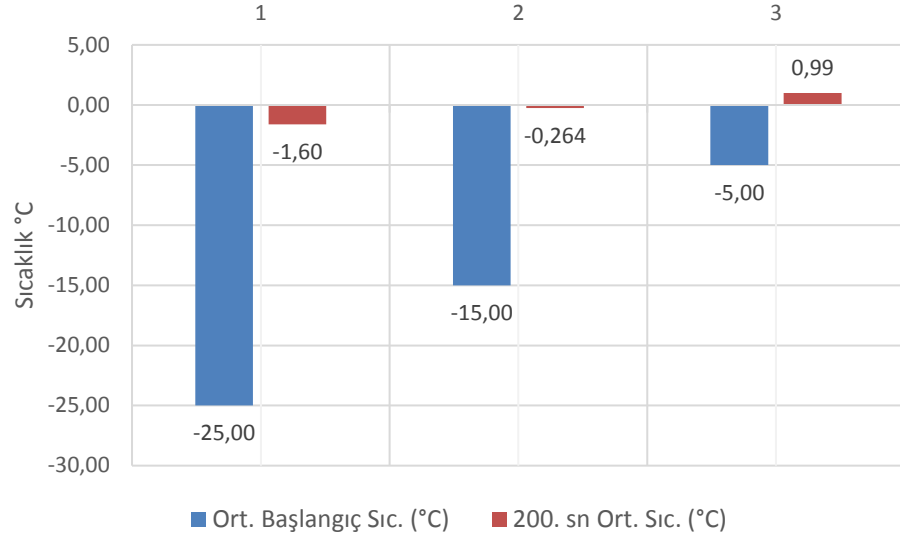
Başlangıç sıcaklıkları -25°C, -15°C ve -5°C olan durumlar için Şekil 3.19'da 50. saniyede ulaştıkları ortalama kabin içi sıcaklıkları, Şekil 3.20'de 100. saniyede ulaştıkları ortalama kabin içi sıcaklıkları, Şekil 3.21'de 200. saniyede ulaştıkları ortalama kabin içi sıcaklıkları gösterilmektedir. Boş kutulu durumda olduğu gibi iç-dış sıcaklık farkı fazla olan durumda çok daha fazla ısı transferi olmuş ve sonuçtaki sıcaklıklar birbirlerine yaklaşmışlardır. Fark, paketli durumda iç ortamdaki paketler sebebiyle hava sıcaklığı çok daha hızlı artmış hatta -5°C başlangıç durumu için 50 saniye gibi kısa bir sürede ortalama hava sıcaklığı 0°C'nin üzerine çıkmıştır.



Şekil 3.19 Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 50. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar

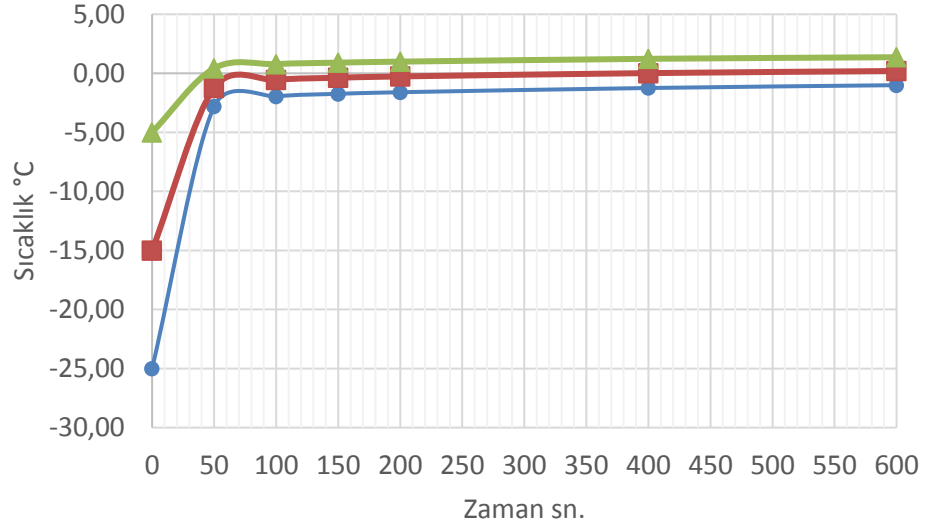


Şekil 3.20 Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 100. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar



Şekil 3.21 Üç başlangıç sıcaklığı sonrası 200. Saniyedeki ortalama sıcaklıklar

-25°C, -15°C ve -5°C durumları için sıcaklıkların belirli sürelerde nasıl değiştiği de ayrıca incelenmiştir. Bu inceleme ile ne kadar sürede dağılımın nasıl oluştuğu ve rejime ne kadar sürede kavuşacağı irdelenmiştir. Şekil 3.22’de her üç hava başlangıç koşulu için de dondurucu bölmesinin 0., 50., 100., 150., 200., 400. Ve 600. saniyelerdeki zamana bağlı ortalama sıcaklıkları görülmektedir. Açıkça görülebileceği gibi sıcaklık farkının fazla olduğu ilk anlarda değişim oldukça fazladır. Hatta paketli durumda değişimin neredeyse tamamı ilk 50 saniye içerisinde gerçekleşmiştir. Bu sürenin ardından daha stabil kalmış, sadece ufak değişiklikler yaşanmıştır. Dış ortam ile iç ortam arasındaki sıcaklık da ne denli yüksek olursa sıcaklık artışının da o denli yüksek olduğu dondurucunun boş olduğu durumda karşımıza çıktığı gibi buradaki şekilden de görülebilmektedir. Fakat paketli durumda değişim çok daha kısa sürede gerçekleşmiştir. Bunun sebebi de içerideki yüksek sıcaklıklı paketlerdir. Paketler ve hatta rafın hava akışını bir miktar etkilemesi sebebiyle bu durumdaki sıcaklık artışı çok daha ani olmuştur ve her bir saniye için de daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmıştır.



Şekil 3.22 -25°C, -15°C ve -5°C başlangıç sıcaklıkları için belirli zaman periyotlarındaki ortalama sıcaklık dağılımı (paketli rafli durum)

Yapılan analizler sonucunda istenen sıcaklık değerleri için ısı kazançları da hesaplanabilmektedir. Çalışılan üç koşul için belirli zaman noktalarındaki ısı kazanç/kayıp bilgilerine Çizelge 3.6, 3.7 ve 3.8’den erişilebilir.

Çizelge 3.6 -25°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları

	-25°C başlangıç sıcaklığı		
	Dış duvar toplam gelen ısı	Hava toplam ısı kazancı	Duvar malzemeleri toplam kazandığı ısı (fark)
Zaman (s)	W	W	W
50	335,345	25,393	309,953
100	287,360	17,205	270,155
150	249,466	15,437	234,029
200	219,248	13,872	205,375
400	139,414	11,512	127,903
600	105,917	9,974	95,943

Çizelge 3.7 -15°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları

	-15°C başlangıç sıcaklığı		
	Dış duvar toplam gelen ısı	Hava toplam ısı kazancı	Duvar malzemeleri toplam kazandığı ısı (fark)
Zaman (s)	W	W	W
50	335,345	16,895	318,451
100	287,360	10,789	276,570
150	249,466	9,733	239,732
200	219,248	8,965	210,283
400	139,414	7,494	131,920
600	105,917	6,481	99,436

Çizelge 3.8 -5°C başlangıç koşulu için ısı kazanç/kayıpları

	-5°C başlangıç sıcaklığı		
	Dış duvar toplam gelen ısı	Hava toplam ısı kazancı	Duvar malzemeleri toplam kazandığı ısı (fark)
Zaman (s)	W	W	W
50	335,345	7,421	327,924
100	287,360	4,916	282,443
150	249,466	4,376	245,090
200	219,248	4,290	214,957
400	139,414	3,580	135,834
600	105,917	3,185	102,732

Bu üç çizelge incelendiğinde havanın toplam ısı kazançlarının, boş duruma göre daha fazla olduğu açıkça görülebilmektedir. Bunlar da daha önce bahsettiğimiz gibi paketlerin sıcaklığının havaya göre yüksek olmasından kaynaklanmaktadır.

BÖLÜM 4

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu yüksek lisans tez çalışmasında ev tipi buzdolaplarında kullanılabilecek soğutucu akışkanlar incelenmiş, ardından bir buzdolabı dondurucu (freezer) kısmı içi boş ve dolu durumları ile CFD analiz programı olan Ansys Fluent ile modellenmiş, doğal taşınım halinde farklı sıcaklıklarda zamana bağlı olarak iç sıcaklık dağılımı incelenmiş, duvarlardan olan ısı kazançları belirlenmiştir.

Dondurucu kısmının kapısının kapalı olduğu varsayılmış, kapı conta mekanizması göz ardı edilmiştir. Hava kaçağı, donma ve kütle transferi durumları olmadığı kabul edilmiştir. Dondurucu (freezer) bölmesi sıcaklığı sırasıyla -5°C , -15°C ve -25°C kabul edilecek ve 50, 100 ve 200. sn sonucunda içerideki akışın ne durumda olacağı izlenmiştir, karşılaştırılmıştır. Hiç bir duvar evaporatör ile direk temas halinde olmadığından radyasyonla ısı transferi dikkate alınmamıştır.

İncelenen bu üç başlangıç sıcaklığının belirli zaman sonucundaki değerlerinin karşılaştırılmasının yanı sıra, -5 , -15 ve -25°C ile başlayan dağılımın ne kadarlık bir sürede, nasıl değişime uğradığı da daha ayrıntılı olarak gözlemlenmiştir.

Belirlenen sıcaklık noktalarında havanın ısı kazançları da tablo ve grafik olarak verilmiştir.

Bu şartlar altında buzdolabı dondurucu (freezer) kısmı modellenmiş, iç sıcaklık dağılımı hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan Ansys Fluent ile tespit edilmiştir. Sonuçta elde edilen bulgular aşağıda verilmiştir.

- Ozon tabakası ve sera etkileri açısından R600a ve CO₂ soğutucu akışkanları oldukça avantajlı görünmektedir. Diğer bir önemli husus olan kritik basınç ve kritik sıcaklık noktaları ise ayrılmaktadırlar. Soğutma sisteminde kritik nokta üzerindeki sıcaklıklarda çalışılmaz. Kritik sıcaklığı düşük olan CO₂ çalışma koşulları açısından avantaj yaratmasının yanı sıra çok yüksek bir kritik basınca sahip olduğundan dezavantajlıdır. R600a ise diğerlerine göre daha düşük bir kritik basınca sahip olduğundan daha düşük kompresör gücü ihtiyacı, dolayısıyla daha yüksek COP değerine sahiptir. Ev tipi buzdolapları için günümüz şartlarında en uygun soğutucu akışkanın R600a olduğu kanısına varılmıştır.
- Buzdolabı dondurucu kısmında havanın sadece doğal taşınım ile bulunması içeride homojen olmayan bir akışa sebep olur ve mutfığa açık yüzeylerde sıcaklık farkının fazlalığı sebebi ile daha fazla miktarda sıcaklık artışı meydana gelir. Bu da dondurucu bölmesine yerleştirilmiş yiyecek ve içeceklerin eşit miktarda soğutulmasına engeldir. Daha homojen bir soğutma için içeride zorlanmış bir taşınım yaratılmalıdır. Sıcak olan yüzeylere açılacak hava kanallarından fan ile verilecek bir miktar hava içerideki sıcaklığı homojenize etmek amacıyla kullanılabilir. Keza evaporatörün de yine dondurucu çevresinde olduğunu düşünecek olsak dahi bu duvar veya duvarlar, diğer duvarlardan farklı sıcaklıkta olacakları için yine benzer bir durum oluşacak içerideki hava akışı doğal taşınım ile olduğu sürece homojenizasyon sağlanamayacaktır.
- Doğal taşınımlı durumda alt kattaki yiyeceklerin daha uzun süre soğuk kalacağı görülmüştür. Dolayısıyla yiyecekleri bu bölgede saklamanın avantaj olduğu söylenebilir.
- Buzdolabı dondurucu kısmı daha soğuk bir bölme olduğundan, daha fazla ısı kaybı olmaktadır. Bunun sonucu olarak da kompresör durma-çalışma zamanlarına birebir etki etmektedir. Bu nedenle çevrim kayıpları kompresör durduğu an başlamaktadır ve bu da COP olarak isimlendirilen, sistemin soğutma yükünün, kompresörün çektiği güce oranından belirlenen sistem performansını direkt olarak etkilemektedir. Bu sebeple kompresör durma-çalışma arasındaki süreyi arttırabilmek adına dondurucu kısmını olabildiğince optimum sıcaklık değerinde tutmak yani gereğinden fazla soğutmaya çalışmamak gibi önerilerde bulunulabilir.

- Modellenen buzdolabı dondurucu bölmesinin duvarlarından olan belirli sıcaklıklardaki ısı kazançları belirlenmiştir.
- Raf ve paketler olan durumda tabandan yükselen soğuk hava raf sebebiyle boş durum kadar rahat yükselmemekte, raf durumu homojenizasyonu bozan bir etken olarak ortaya çıkmaktadır.
- Bu çalışmaların ardından raf malzemesi ve hatta yapısı incelenerek akışın cam raf kullanılan duruma göre daha avantajlı olup olmayacağı incelenebilir. Örneğin tel ızgara şeklinde bir raf kullanımı akışın boş duruma daha yakın olmasını sağlayabilir.
- Rafın uzunluğu da havanın homojenizasyonunu etkileyen bir parametre olarak açığa çıkmıştır. Kapağa olabildiğince uzak bir raf havanın ön yüzeyde daha rahat hareket etmesine olanak sağlayacaktır.
- Dondurucuya yerleştirilen paketlerin sıcaklıkları 4°C olarak alınmıştır. Bu paketlerin sıcaklıklarının farklı olması da birbirlerini etkilemelerine sebep olacaktır ve akışı değiştirecektir. Bu durumun da incelenmesi faydalı olacaktır.
- Paketlerin yerleşim şekilleri ve konumları da aynı şekilde ısı transferini ve içerideki hava akışını etkileyecektir ve farklı yerleşim analizleri de yapılarak akış ve dağılımın incelenmesi fayda sağlayacaktır.
- Çalışmanın devamında uygun soğutucu akışkanın belirlenmesinde incelemiş olduğumuz ODP, GWP, kritik basınç ve sıcaklık avantaj dezavantajlarının yanı sıra değerlendirilen farklı evaporatör sıcaklıkları içi akışkan kütleleri ve buna göre kompresör kapasiteleri de karşılaştırılmalıdır.
- Dolu ve boş olan her iki durum için de ısı kazanç/kayıp değerleri bir kompresörün çalışma periyodu simülasyonu için kullanılabilecektir. Simülasyon buradaki sıcaklık farklarını dikkate alarak yapılabilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Özkaya, M.G., Variyenli, H.İ., Gedik, B., (2009) “Ev Tipi Soğutucularda Farklı Soğutucu Akışkanların Performanslarının Deneysel İncelenmesi” Tübvav Bilim Dergisi, Cilt:2, Sayı:1, Sayfa:1-9
- [2] Laguerre, O. ve Flick, D., (2004) “Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators”, Journal of Food Engineering, 62:79–88
- [3] Laguerre, O. Ben Amara, S., Moureh, J. ve Flick, D., (2007) “Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerators”, Journal of Food Engineering, 81:144–156
- [4] Gupta, J.K., Ram Gopal, M. ve Chakraborty, S., (2007) “Modeling of a domestic frost-free refrigerator”, International Journal of Refrigeration, 30:311–322
- [5] Kurt, A.K., (2007), Ev Tipi Buzdolaplarında Conta Flanş Bölgesindeki Isı Transferinin Deneysel Olarak Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [6] Kurtuluş, O., Olgun B., Oğuz E. ve Heperkan, H. , (2011) “CO₂ ile Çalışan Transkritik Soğutma Çevriminin Deneysel İncelenmesi”, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan 2011, İzmir
- [7] Kürekci N. A., (2006), Soğutulan ve/veya ısıtılan hacimlerde hız ve sıcaklık alanlarının incelenmesi, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [8] Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C. ve Akdağ, A.E., (2009) “Aynı Soğutma Yüğü İçin CO₂’li Isı Pompalarının Enerji Sarfiyatlarının Karşılaştırılması”, IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 06-09 Mayıs 2009, İzmir
- [9] Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C. ve Akdağ, A.E., (2009) “Kritik Nokta Üstü Çevrimli CO₂ Soğutma Sistemlerinde Optimum: Gaz Soğutucu Basıncı: Yeni Bir Korelasyon”, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 29, 2, 23-28
- [10] Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H. ve Erbil, S., (2011) “R744 (CO₂) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO₂) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları”, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan 2011, İzmir

- [11] Evans C. L., (2009) "CO₂ Unit Coolers for Supermarket Refrigeration Systems", Bohn the cold standard, Eylül 2009
- [12] Sarkar, J., Bhattacharyya, S., Ramgopal, M., "Optimization Of A Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle For Simultaneous Cooling And Heating Applications", International Journal Of Refrigeration, 27, 2004.
- [13] Ağra Ö., (2007) Soğutucu akışkanların Yatay Boru İçinde Halka Akış Şartlarında Yoğuşmasının İncelenmesi, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [14] Bulut, S., Ünveren, M., Arısoy A. ve Böke Y. E. – "Cfd Analiz Yöntemiyle Klima Santrallerinde İç Kayıpların Azaltılması", X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan 2011, İzmir

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Merve (ÜNVEREN) SELVİBOY
Doğum Tarihi ve Yeri :01.01.1987 İstanbul
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :merveselviboy@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Müh. /Isı proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2016
Y.Lisans	MBA	Bahçeşehir Üniversitesi	2015
Lisans	İşletme	Anadolu Üniversitesi	2012
Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2010
Lise	Fen	Dede Korkut Anadolu Lisesi	2005

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015-halen	Alarko Carrier San. Tic.	Arge Şefi/Klima

2012-2015	Alarko Carrier San. Tic.	Arge Mühendisi
2010-2012	HSK Havalandırma End. San. Tic.	Arge Mühendisi