İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EV TİPİ STATİK BUZDOLABI SOĞUTUCU BÖLMESİNDE SICAKLIK DAĞILIMININ DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Salih AVCIOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EV TİPİ STATİK BUZDOLABI SOĞUTUCU BÖLMESİNDE SICAKLIK DAĞILIMININ DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Salih AVCIOĞLU
(503091155)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091155 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Salih AVCIOĞLU**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"EV TİPİ STATİK BUZDOLABI SOĞUTUCU BÖLMESİNDE SICAKLIK DAĞILIMININ DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : Prof. Dr. İsmail TEKE .....
Yıldız Teknik Üniversitesi

Y. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU .....
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 04 Mayıs 2012
Savunma Tarihi : 07 Haziran 2012

Aileme ve hayat arkadaşıma,

ÖNSÖZ

Öncelikle lisans ve yüksek lisans eğitimlerim boyunca bana destek olan ve bu yüksek lisans tez çalışmasını olumlu eleştiri ve önerileri ile yöneten değerli hocam Sn. Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ'ye teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve yüksek lisans eğitimim boyunca destek olan B/S/H/ Soğutucu Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta Sn. Arif YILMAZ'ın şahsında teşekkür ederim.

Çalışmanın baştan sona her aşamasında desteğini esirgemeyen Sn. Murat DARKA'ya, deneysel çalışmalardaki özverili yardımlarından dolayı Sn. Hulusi Coşkun KARA'ya ve tüm B/S/H/ Soğutucu Araştırma ve Geliştirme Merkezi Laboratuvar çalışanlarına teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemi sağlayan, maddi manevi destek ve sabırlarını esirgemeyen AİLEM'e, sabır ve desteğinden dolayı hayat arkadaşım Gülfer ÇELİKKAN'a ve tüm dostlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2012

Salih AVCIĞLU

AR-GE Müh.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xvii**
ÖZET ..... **xix**
SUMMARY ..... **xxi**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Statik Tip Buzdolabı ve Çalışma Prensibi 2
1.2 TOS(Tube On Sheet) Buharlaştırıcı 3
1.3 Soğutucu Bölme İçerisindeki Isı Transferi Mekanizması 4
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI **11**
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR **21**
4. SAYISAL MODELLEME **25**
4.1 Katı Modelin Oluşturulması 25
4.2 Çözüm Ağının Oluşturulması 26
4.3 Çözüm Modelinin Oluşturulması 27
4.3.1 Sürekli rejim ve sıkıştırılamaz akış kabulü. 27
4.3.2 Boussinesq yaklaşımı 28
4.3.3 Laminer akış kabulü 28
4.3.4 Işınım kabulü 28
4.3.5 Sınır şart tayini 29
5. MEVCUT DURUMA AİT SAYISAL VE DENEYSEL SONUÇLAR **31**
5.1 Fansız Konfigürasyona Ait Sayısal ve Deneysel Sonuçlar 32
5.2 Fanlı Konfigürasyona Ait Sayısal ve Deneysel Sonuçlar 34
5.3 Mevcut Durum Sonuçlarının Yorumlanması 37
6. YENİ BUHARLAŞTIRICI TASARIMLARI **39**
7. YENİ KONFİGÜRASYONLARA AİT SAYISAL VE DENEYSEL SONUÇLAR **41**
7.1 1 Nolu Tasarıma Ait Sayısal ve Deneysel Sonuçlar 41
7.2 2 Nolu Tasarıma Ait Sayısal ve Deneysel Sonuçlar 44
8. SONUÇ VE ÖNERİLER **47**
KAYNAKLAR **49**
ÖZGEÇMİŞ **51**

KISALTMALAR

ANN : Yapay Sinir Ağı, (Artificial Neural Network)
AR-GE : Araştırma Geliştirme
CAD : Bilgisayar Destekli Tasarım, (Computer Aided Design)
CFD : Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği, (Computational Fluid Dynamics)
TOS : Plaka Üzerinde Boru, (Tube-on-Sheet)
TK : Isıl Çift, (Thermocouple)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Farklı De ve Dl Değerleri için CFD Hız ve Sıcaklık Sonuçları 15
Çizelge 2.2 : Yeni Konfigürasyona ait Sayısal Sıcaklık Değerleri 16
Çizelge 5.1 : Fansız Konfigürasyon Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Değerleri... 33
Çizelge 5.2 : Fanlı Konfigürasyon Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Değerleri.....36
Çizelge 5.3 : Fansız ve Fanlı Konfigürasyonlara Ait Deneysel Sıcaklık Değerleri. .38
Çizelge 7.1 : Mevcut Durum ve 1 Nolu Tasarım Deneysel Sıcaklık Değerleri. 43
Çizelge 7.2 : Mevcut Durum ve 2 Nolu Tasarım Deneysel Sıcaklık Değerleri. 46

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : İlk Elektrikli Buzdolabı 1
Şekil 1.2 : Statik Tip Buzdolabında Soğutma Çevrimi 2
Şekil 1.3 : Statik Tip Buzdolabında Çevrim Elemanlarının Konumları..... 3
Şekil 1.4 : Çalışmada Kullanılan TOS Buharlaştırıcı 3
Şekil 1.5 : TOS Buharlaştırıcının 3D CAD Montaj Resmi 4
Şekil 1.6 : Buzdolabı Soğutucu Bölmesinin Simetri Düzlemindeki Kesit Resmi ... 5
Şekil 1.7 : Duvar Kenarında Doğal Taşınım Nedeniyle Oluşan Hava Akışı 6
Şekil 1.8 : Dikdörtgen Hacimde Oluşan Sınır Tabaka Yapıları($Ra<10^3$) 8
Şekil 1.9 : Dikdörtgen Hacimde Oluşan Sınır Tabaka Yapıları($10^3<Ra<10^9$) 9
Şekil 2.1 : Boş, Cam Raflı ve Paketli Buzdolabı Konfigürasyonları. 11
Şekil 2.2 : Kompresör Çalışma Karakteristiğine Göre Sıcaklık Değişimleri 12
Şekil 2.3 : Deney ve CFD Sonuçları (a) Boş (b) Cam Raflı (c) Paketli 13
Şekil 2.4 : Geleneksel Ev Tip Buzdolabı Yandan Görünüş.....14
Şekil 2.5 : Buzdolabı Görünüş Resimleri (a) Önden (b) Yandan Kesit. 15
Şekil 2.6 : Testlerde Kullanılan Ev Tipi Buzdolabı. 16
Şekil 2.7 : Buzdolabının Kapıya Paralel Olan Orta Düzleminde 2000 s(Geçici Rejim Sonu; Kompresör Durmuş)'deki CFD Sıcaklık(K) Dağılımı.....17
Şekil 2.8 : Buzdolabının Kapıya Paralel Olan Orta Düzleminde 15000 s(Sürekli Rejim; Kompresör Çalışmak Üzere)'deki CFD Sıcaklık(K) Dağılımı .18
Şekil 2.9 : Buzdolabının Kapıya Paralel Olan Orta Düzleminde 2000 s(Geçici Rejim Sonu; Kompresör Durmuş)'deki ANN Sıcaklık(K) Dağılımı ...19
Şekil 2.10 : Buzdolabının Kapıya Paralel Olan Orta Düzleminde 15000 s(Sürekli Rejim; Kompresör Çalışmak Üzere)'deki ANN Sıcaklık(K)Dağılımı..19
Şekil 3.1 : Buzdolabının Test Odasındaki Görünümü 21
Şekil 3.2 : Deneylerde Kullanılan T Tipi Isıl Çift.....22
Şekil 3.3 : Isıl Çift Sıcaklık Değerlerinin Zamana Bağlı Değişimi.....22
Şekil 3.4 : Standart Isıl Çiftlerin Buzdolabı İçindeki Şematik Posizyonu.....23
Şekil 3.5 : Standart Isıl Çiftlerin Buzdolabı İçindeki Pozisyonu 23
Şekil 3.6 : Hız Ölçümü için Kullanılan Anemometre 24
Şekil 4.1 : Katı Model ve Buzdolabı Soğutucu Bölmesi 25
Şekil 4.2 : Çözüm Ağı Yapısı 26
Şekil 4.3 : Çözüm Ağının Çarpıklık Analizi.....27
Şekil 4.4 : Yüzey Tiplerinin Sınır Koşul Değerleri.....29
Şekil 4.5 : Yüzey Tiplerinin Model Hacmi Üzerindeki Konumları. 29
Şekil 5.1 : Mevcut Durum Konfigürasyonları 31
Şekil 5.2 : Simetri Düzlemi ve Standar Isıl Çiftleri Temsil Eden Noktalar 32
Şekil 5.3 : Fansız Konfigürasyon Sayısal Sıcaklık Dağılımı 32
Şekil 5.4 : Fansız Konfigürasyon Sayısal Hız Dağılımı. 33
Şekil 5.5 : Fansız Konfigürasyon Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Grafiği.....34
Şekil 5.6 : Fansız Konfigürasyon Sayısal Çözüm Sapma Grafiği.....34
Şekil 5.7 : Fan Giriş ve Çıkışı Sınır Şartları 35
Şekil 5.8 : Fanlı Konfigürasyon Sayısal Sıcaklık Dağılımı 35

Şekil 5.9 : Fanlı Konfigürasyon Sayısal Hız Dağılımı 36
Şekil 5.10 : Fanlı Konfigürasyon Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Grafiği. 37
Şekil 5.11 : Fanlı Konfigürasyon Sayısal Ölçüm Sapma Grafiği. 37
Şekil 5.12 : Fansız ve Fanlı Konfigürasyonlara Ait Deneysel Sıcaklık Grafiği. 38
Şekil 6.1 : Mevcut ve Yeni Buharlaştırıcı Tasarımları 39
Şekil 6.2 : Yeni Buharlaştırıcı Tasarımlarının 3D CAD Montaj Resimleri 40
Şekil 7.1 : 1 Nolu Tasarım Sayısal Sıcaklık Dağılımı 41
Şekil 7.2 : 1 Nolu Tasarım Sayısal Hız Dağılımı..... 42
Şekil 7.3 : 1 Nolu Tasarım Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Grafiği. 42
Şekil 7.4 : 1 Nolu Tasarım Sayısal Çözüm Sapma Grafiği. 43
Şekil 7.5 : Mevcut Durum ve 1 Nolu Tasarım Deneysel Sıcaklık Grafiği..... 43
Şekil 7.6 : 2 Nolu Tasarım Sayısal Sıcaklık Dağılımı 44
Şekil 7.7 : 2 Nolu Tasarım Sayısal Hız Dağılımı 44
Şekil 7.8 : 2 Nolu Tasarım Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Grafiği 45
Şekil 7.9 : 2 Nolu Tasarım Sayısal Çözüm Sapma Grafiği 45
Şekil 7.10 : Mevcut Durum ve 2 Nolu Tasarım Deneysel Sıcaklık Grafiği..... 46

SEMBOL LİSTESİ

$\mathbf{g}$	:	Yer çekimi ivmesi (m^2/s)
$\mathbf{h}$	:	Taşınım katsayısı (W/m^2K)
$\mathbf{h_{rad}}$	:	Eş değer ışınımla ısı geçiş katsayısı (W/m^2K)
$\mathbf{I}$	:	Işınım akısı (W/m^2)
$\mathbf{K_a}$	:	Absorbsiyon katsayısı
$\mathbf{K_s}$	:	Saçılma katsayısı
$\mathbf{k_a}$	:	Havanın ısı iletim katsayısı (W/mK)
$\mathbf{L}$	:	Karakteristik uzunluk (m)
$\mathbf{Nu}$	:	Nusselt sayısı
$\mathbf{P}$	:	Basınç (Pa)
$\mathbf{Ra}$	:	Rayleigh sayısı
$\mathbf{r}$	:	Işınım posizyon vektörü
$\mathbf{S}$	:	Işınım akısı kaynak terim
$\mathbf{s}$	:	Işınım doğrultu vektörü
$\mathbf{S_E}$	:	Enerji denklemi kaynak terim
$\mathbf{T}$	:	Sıcaklık (K)
$\mathbf{T_d}$	:	Kapı iç yüzey sıcaklığı (K)
$\mathbf{T_f}$	:	Film sıcaklığı (K)
$\mathbf{T_s}$	:	Yüzey sıcaklığı (K)
$\mathbf{T_\infty}$	:	Ortam sıcaklığı (K)
$\mathbf{T_o}$	:	Referans sıcaklık (K)
$\mathbf{u}$	:	Akışkanın x yönündeki ortalama hız bileşeni (m/s)
$\mathbf{v}$	:	Akışkanın y yönündeki ortalama hız bileşeni (m/s)
$\mathbf{x, y, z}$	:	Kartezyen koordinatlar (m)
$\mathbf{w}$	:	Akışkanın z yönündeki ortalama hız bileşeni (m/s)
$\boldsymbol{\beta}$	:	Isıl genleşme katsayısı (1/K)
$\boldsymbol{\nu}$	:	Kinematik viskozite (m^2/s)
$\boldsymbol{\alpha}$	:	Isıl yayılım katsayısı (m^2/s)
$\boldsymbol{\sigma}$	:	Stefan-Boltzmann sabiti (W/m^2K^4)
$\boldsymbol{\varepsilon}$	:	Yayma oranı
$\boldsymbol{\rho_0}$	:	Referans yoğunluk (kg/m^3)
$\boldsymbol{\Omega}$	:	Katı açı (sr)

EV TİPİ STATİK BUZDOLABI SOĞUTUCU BÖLMESİNDE SICAKLIK DAĞILIMININ DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

ÖZET

Son yıllarda tüketicilerin, gıdaların uzun süreli taze kalmasına yönelik buzdolabı performans beklentileri artmaktadır. Bununla birlikte gıdanın tazeliğini koruması, soğutucu kompartman içerisindeki sıcaklık dağılımı ile doğrudan ilgilidir. Uygun olmayan sıcaklık koşullarında gıdalar tazeliğini kısa sürede kaybetmektedir. Bu nedenle kabin içerisinde düzgün sıcaklık dağılımının eldesi gıdaların tazeliği, dolayısıyla insan sağlığı açısından hayati bir öneme sahiptir. Konu bu yönüyle, beyaz eşya sektörünün öncü ürünü olan buzdolabında üzerine en çok yoğunlaşılan alanlardan birini oluşturmaktadır. Bu tez çalışmasında da statik tip bir buzdolabının soğutucu bölmesindeki sıcaklık dağılımı irdelenmiş, kabin içerisinde hava sirkülasyonunu arttırmaya yönelik kullanılan eksenel fanın, bölme içerisindeki sıcaklık dağılım kalitesini kötüleştirmeden, kullanımının iptaline yönelik inceleme yapılmıştır. Zaman ve maliyet avantajı sebebiyle çalışma sayısal çözüm odaklı yürütülüp, deneysel çalışmalar ile desteklenmiştir.

Çalışmada öncelikle, soğutucu bölme içerisindeki ısı transferi mekanizmasını anlamaya yönelik temel teorik incelemeler yapılmıştır. Yapılan incelemeler neticesinde elde edilen sonuçlar ileride sayısal modelin oluşturulmasında kullanılmıştır. Sonraki adım olan sayısal modelleme esnasında, deneysel çalışmalardaki kapasite problemi nedeniyle, kabin içerisinde simetrik akış kabulü yapılarak, soğutucu bölme hacminin yarısı üzerinde sayısal model oluşturulmuştur. Soğutucu kompartmanın en alt kısmında yer alan sebzelik bölmesi farklı bir akış karakteristiğine sahip olması nedeniyle modele dahil edilmemiştir. Katı model oluşturulurken cam raflar ve kapı rafları akışa engel eleman olarak tanımlanıp çözüme dahil edilmemişlerdir. Kompartman içerisinde açıya sahip yüzeylerde düz yüzey kabulü yapılmıştır. Kabin içerisindeki hava hacmini temsil eden katı modelin oluşturulmasından sonra model üzerinde yapısal çözüm ağı örülmüştür. Bir önceki katı model adımında yapılan kabuller neticesinde model hacmi, yüksek kalitedeki hexahedral elementlere bölünmüştür. Teorik incelemeler esnasında, kabin içerisinde laminer akış koşullarının geçerli olduğu ve ışınım ile olan ısı aktarımının taşınım ile aynı mertebede olduğu elde edildi. Bunun sonucu olarak, sayısal modelde laminer akış kabulü yapılmış ve ışınım ile olan ısı geçişi modele dahil edilmiştir. Doğal taşınım etkisi modele dahil edilirken ise kabin içerisindeki sıcaklık farklarının düşük olması nedeniyle Boussinesq kabulü yapılmıştır. Sayısal modelin doğrulanması, kabin içerisindeki raflar arasına konumlandırılan ve bölmenin sıcaklık dağılımının belirlenmesinde kullanılan standart ısıl çift sıcaklık değerlerine göre yapılmaktadır. Standart ısıl çift sıcaklık değeri olarak, buzdolabının periyodik çalışma yaptığı kararlı rejim durumundaki ortalama sıcaklık değerler alınmaktadır. Sayısal modelin doğrulanması, modelde standart ısıl çiftleri temsil eden noktalardaki sayısal sıcaklık değerlerinin deneysel ortalama sıcaklık değerleri ile karşılaştırılması sonucu gerçekleştirilir. Bu nedenle sayısal model oluşturulurken, sürekli rejim ve yüzeylerde

sabit sıcaklık kabulleri yapılmıştır. Cam raflar ve kapı raflarına ait yüzeylerde ise adyabatik duvar şartı tanımlanmıştır. Sınır şart tayini amacıyla yapılan yüzey sıcaklık ölçümleri daha önce de belirtildiği üzere periyodik çalışma durumundaki ortalama sıcaklık değerleridir. Sayısal modelin oluşturulması ve doğrulanmasında kullanılan deneysel sıcaklık sonuçları, buzdolabının, belirli sıcaklık ve bağıl nem değerlerine sahip deney odasında test edilmesi ile gerçekleştirilmiştir.

Çalışmada incelenen buzdolabında soğutucu bölmede eksenel fanın kullanılıp kullanılmamasına bağlı olarak 2 farklı konfigürasyon mevcuttur. Teorik inceleme ve deneysel çalışmaların da yardımı ile oluşturulan sayısal modelin, öncelikle buzdolabı soğutucu bölmesi mevcut konfigürasyonları üzerindeki çözümü yapılmıştır. İlk olarak fansız konfigürasyona ait sonuçlar incelenmiştir. Kabin içerisindeki sıcaklıkların yukarıdan aşağıya doğru azalarak, dikey yönde belirgin bir sıcaklık farkının oluştuğu görülmüştür. Fanlı konfigürasyon için sayısal sonuçlar incelendiğinde, fan etkisiyle oluşan sirkülasyon sebebiyle üst bölgelerdeki sıcaklıkların düştüğü, dolayısıyla raf sıcaklık değerlerinin birbirine yaklaşarak dikey yönde oluşan sıcaklık dengesizliğinin azaldığı ve kabin içerisinde daha düzgün bir sıcaklık dağılımın elde edildiği görülmüştür.Yapılan sayısal çalışmalara ait sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış ve sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu görülmüş ve bu sayede sayısal modelin doğruluğu kanıtlanmıştır. Sonrasında, mevcut konfigürasyon sonuçlarından elde edilen bilgiler doğrultusunda, maliyet, imal edilebilirlik ve montaj kolaylığı gibi bir takım seri imalat parametrelerine de göz önünde bulundurarak, kullanılan loop sayısına bağlı olarak 2 farklı buharlaştırıcı tasarımı gerçekleştirilmiştir. Fan kullanımı olmayan ve yeni buharlaştırıcılardan oluşan modeller üzerinde sayısal çözümler yapılmıştır. Sayısal sonuçlar incelendiğinde, mevcut duruma göre fazla sayıda looptan oluşan 1 nolu tasarımın sıcaklık dağılım kalitesi, mevcut konfigürasyonlar arasında ve fansız konfigürasyona yakın olacak şekilde elde edilmiştir. Mevcut duruma göre az sayıda looptan oluşan 2 nolu tasarımda ise, raf sıcaklık değerleri birbirine yakın olarak elde edilmiş, raflar arasındaki maksimum sıcaklık farkı ve standartma gibi sıcaklık dağılım kalitesi değerlerinin mevcut fanlı konfigürasyona ait değerler ile aynı mertebelerde olduğu görülmüştür. Bir önceki aşamada olduğu gibi, sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile doğrulaması yapılmıştır. Yeni buharlaştırıcı tasarımlarının imali gerçekleştirilip, fan kullanımının olmadığı buzdolapları hazırlanmış ve ürünler teste tabi tutulmuştur. Elde edilen deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçların tutarlı olduğu, sayısal sonuçların deneysel sonuçlardan sapma miktarının %10'un aşağısı gibi kabul edilebilir limitler içerisinde kaldığı görülmüştür.

Sonuç olarak, çalışılan statik buzdolabı soğutucu bölmesi üzerinde sayısal çözümler yaparak, kabin içerisinde hava sirkülasyonunu arttırmaya yönelik kullanılan eksenel fanın iptalini sağlayan ve kabin içerisindeki sıcaklık dağılım kalitesini fanlı konfigürasyonla aynı tutan bir buharlaştırıcı tasarımı ortaya konmuştur. Ayrıca, buzdolabının temel görevi olan, gıdaların tazeliğini koruyarak uzun süreli muhafaza edilmesi işleminde, kabin içerisindeki sıcaklık ile beraber diğer önemli parametre nem miktarıdır. Dolayısıyla bu çalışmanın devamı olarak soğutucu bölme içerisindeki kütle transferinin konu edilmesi, gıdaların buzdolabı içerisindeki muhafazasının incelenmesi ve iyileştirilmesi açısından faydalı bir çalışma olacaktır.

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THE FRIDGE COMPARTMENT OF DOMESTIC STATIC REFRIGERATOR

SUMMARY

In recent years, expectations of consumers regarding the refrigerator performance keeping foods fresh in long term, have been increasing. At the same time, to protect food fresh is directly related to distribution of temperature in the fridge compartment. In unsuitable temperature conditions, foods lose their freshness at a short time. Therefore, achievement of uniform temperature distribution in the fridge compartment has a vital importance in terms of human health. For this aspect, specified topic is one of the most significance fields in refrigerator leading product of the white goods industry. In this thesis, temperature distribution in the fridge compartment of static refrigerator has been examined and axial fan used for increasing air circulation in the compartment has been made investigation intended for its cancellation without making worse the quality of temperature distribution in the compartment. Due to time and cost advantages, study has been conducted with the focus of numerical solution, and supported with experimental studies.

Firstly, in the study, fundamental theoretical investigations have been carried out to understand the mechanism of heat transfer in the fridge compartment. As a consequence of investigations, results have been used for the preparation of numerical model. In the next step, because of capacity problem in the experimental studies, the numerical model has been developed over half of the volume of fridge compartment by assuming symmetrical air flow inside the compartment. Crisper division at the bottom of the fridge compartment has not been included into the numerical model owing to having different air flow characteristic. While creating solid model, glass shelves and door shelves have not been incorporated into the solution and defined as obstacles to the air flow. Flat surface assumption has been accepted on the angled surfaces in the compartment. After the designing of solid model representing the volume of air inside the compartment, structural mesh has been built on the model. The result of assumptions had been made in the previous step of the solid model, model volume has been divided into high-quality hexahedral mesh elements. During theoretical inspections, validation of laminar flow conditions in the compartment and heat transfer by radiation is in the same order as convection have been obtained. As a result of this, laminar flow assumption has been accepted and heat transfer with radiation has been included into the model. While natural convection effects have been included into the model, Boussinesq assumption has been accepted because of low temperature differences inside the compartment. Verification of the numerical model has been made according to the temperature values of the standard thermocouples taken place between glass shelves and used for determining the temperature distribution in the fridge compartment. As the value of

standard thermocouple temperature, the average temperature values have been taken in the steady state regime in which refrigerator works periodically. Confirmation of the numerical model has been performed as a result of comparison with the experimental values of the average temperatures and numerical temperature values in the points standing for the standard thermocouples in the model. For this reason, creating a numerical model, fixed temperature on surfaces and steady state assumptions have been applied. Differently, adiabatic wall condition has been defined on the surfaces of glass shelves and door shelves. Measurements of surface temperature for the purpose of determination of boundary conditions are average temperature values in the case of periodic working as stated earlier. The results of the experimental temperature measurement used in the creation and verification of the numerical model have been carried out by testing refrigerator in the experiment room having specific temperature and relative humidity values.

There are two different configurations depending on axial fan usage in the fridge compartment of refrigerator examined in the study. Firstly, numerical model created with the help of theoretical investigations and experimental studies has been solved over current configurations of the fridge compartment. Afterwards, the results of configuration without fan has been examined. It has been seen that temperature in the compartment decreases from top to the bottom and significant temperature difference occurs in the vertical direction. When the numerical results have been analyzed for the configuration with fan, it has been observed that, due to the effect of fan circulation, temperature falls in upper regions; temperature imbalance formed in the vertical direction decreases and more uniform temperature distribution is obtained in the compartment. Then, results of numerical studies have been compared with experimental values, results are compatible with each other and in this way, the accuracy of the numerical model has been proved. Following, based on information gathered from the results of the current configurations, by considering serial production parameters such as cost, ease of manufacturing and assembly, two different evaporator designs have been carried out depending on the number of using loop. Numerical solutions have been performed over models with new evaporators by cancelling fan usage. When numerical results have been analyzed, the quality of temperature distribution of the design number one, having more number of loop than that of current one, has been obtained to be close to the current configuration without fan and between the existing configurations. On the contrary, it has been observed that in design number two, having less number of loops than current one, the shelf temperature values are obtained close to each other, the quality values of temperature distribution such as maximum temperature difference and standart deviation between shelves are at the same order with the values of current configuration with fan. As in the previous step, numerical results have been validated with experimental results. Production of the new evaporator designs has been completed, refrigerators without the use of fan have been prepared and the products have been tested. It has shown that numerical results are consistent with experimental values, and the amount of deviation from experimental results is below 10% which remains within acceptable limits.

As a result, by making numerical solutions on the fridge compartment of a static refrigerator, an evaporator design keeping the same temperature distribution quality in the compartment with current configuration with fan and providing cancellation of the axial fan increasing air circulation in the volume has been created. Furthermore,

in the process of keeping freshness of foods in a long term which is the main task of a refrigerator, another significant parameter is moisture together with temperature. Therefore, investigation of mass transfer within the compartment as a continuation of this study will be an useful work for analyzing and improvement of storage of foods in the refrigerator.

1. GİRİŞ

Toplu yaşama geçiş ile beraber, insanoğlu, en temel ve yaşamsal ihtiyaç olan gıda eldesi sürecinde de çözümler üretmiştir. Gıdaların bozulmasına sebep olan bakteri faaliyetlerinin, düşük sıcaklık değerlerinde minimum seviyede olduğu asırlardır bilinen bir gerçektir. Bu sebeple, mekanik soğutma sistemleri icat edilmeden önce insanlar, yiyecek ve içeceklerini yüksek yerlerden taşıdıkları buz veya kar ile kaplayarak ya da kar altına gömmek suretiyle soğuk tutarak, onların tazeliklerini korumaya çalışmıştır. Sonrasında, yiyecek ve içeceklerin düşük sıcaklıklarda uzun süre bozulmadan sürekli muhafazası için suni bir ortamın yaratıldığı yapay soğuk üreticisi ve mekanik soğutma sistemi olan buzdolapları kullanılmaya başlanmıştır. Modern anlamda buzdolabının tasarım temelleri 19.yy ortalarında atılıp, ilk patent çalışmaları 1871 ve 1891 yıllarında yapılmıştır [1].

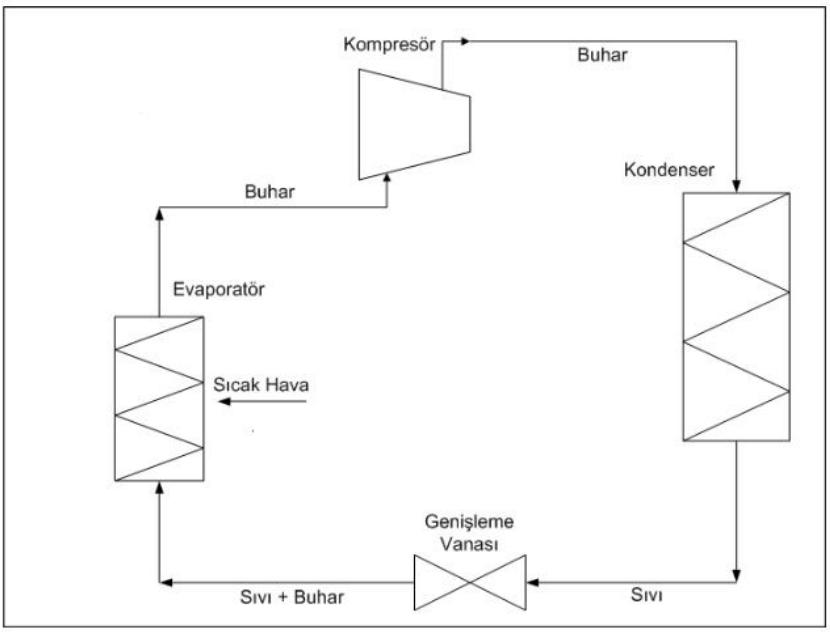
Beyaz eşya sektörünün lokomotif ürünü olan buzdolabı üzerine yapılan yenilikler sürekli olarak artmaktadır. Son yıllarda, tüketicilerin buzdolabından beklediği en önemli performans göstergelerinden biri buzdolabı kabini içindeki sıcaklık ve hava dağılımıyla doğrudan ilişkili olan gıdaların tazeliğinin uzun süreli korunmasıdır. Dolayısıyla, buzdolabı ile ilgili en yoğun mühendislik çalışma alanlarından birini kabin içinde üniform sıcaklık ve hız dağılımı eldesi oluşturmaktadır.



Şekil 1.1 : İlk Elektrikli Buzdolabı [1].

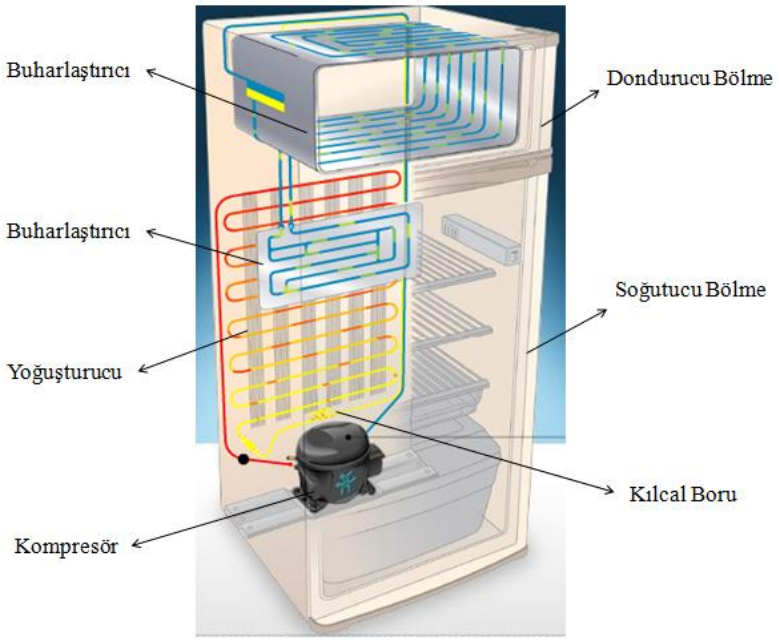
1.1 Statik Tip Buzdolabı ve Çalışma Prensibi

Çalışma kapsamında incelenen statik tip diğer bir ifadeyle geleneksel tip buzdolabı, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi esasına göre çalışmaktadır ve şekil 1.2'de sistem elemanlarının yer aldığı soğutma çevrimi gösterilmektedir. Çevrimden görüleceği üzere, çevre ortamdan kazanılan ısı, kabin içindeki sıcak havanın buharlaştırıcı yüzeyi ile teması sonucu uzaklaştırılarak kabin içi soğuma sağlanır, transfer edilen ısı buharlaştırıcıya sıvı+buhar karışımı olarak giren soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan buhar fazında çıkmasında kullanır ve soğutucu akışkanın kompresöre buhar fazında girişi ile beraber soğutma çevrimi tamamlanmış olur.



Şekil 1.2 : Statik Tip Buzdolabında Soğutma Çevrimi [2].

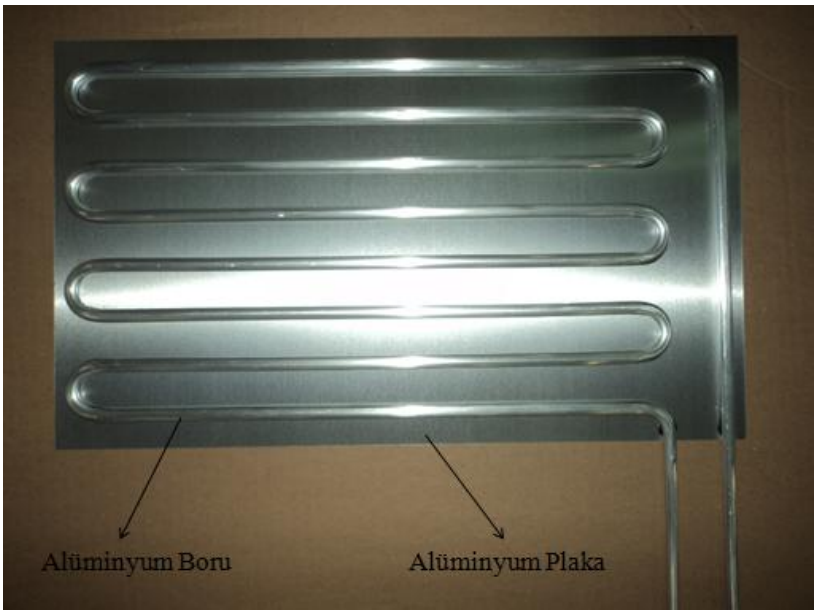
Statik buzdolaplarında soğutma çevrimi elemanlarının konumları ufak farklılıkları göz ardı ettiğimizde ortak bir yapı göstermektedir. Şekil 1.3'den faydalanarak görebileceğimiz bu yapıda, kompresör, buzdolabı arka alt bölgesinde, yoğuşturucu, buzdolabı arka yüzeyinde, genişleme vanası olarak görev yapan kılcal boru, bir kısmı yoğuşturucu çıkış bölgesinde diğer kısmı buzdolabı arka yüzeyi ile kabin arka yüzeyi arasındaki poliüretan yalıtım köpüğü içerisinde, buharlaştırıcı, soğutucu bölme için kabin üst arka yüzeyinde, dondurucu bölme için ise kabini çevreleyecek şekilde kabin arkasında konumlandırılmaktadırlar.



Şekil 1.3 : Statik Tip Buzdolabında Çevrim Elemanlarının Konumları [3].

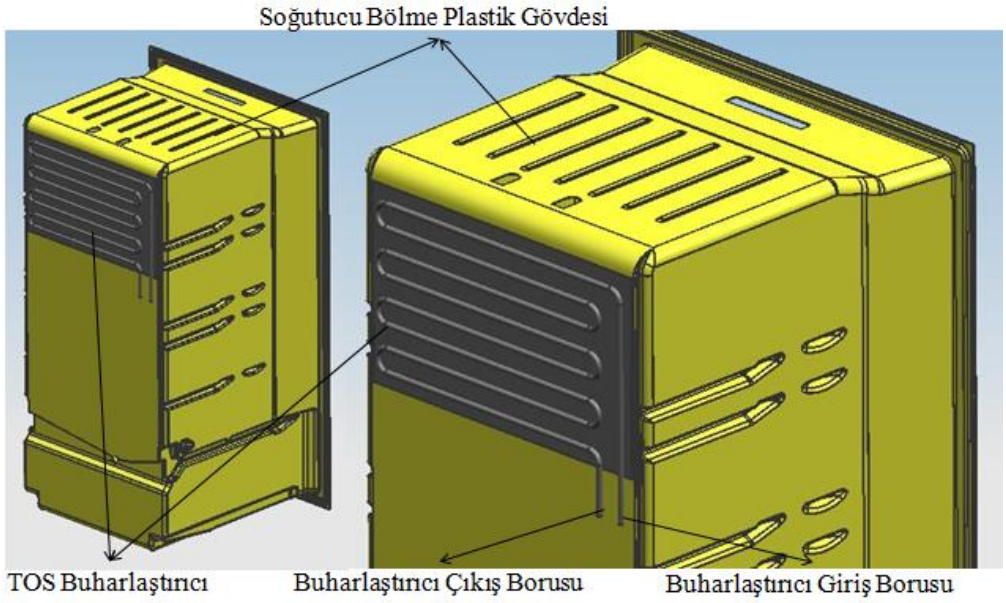
1.2 TOS(Tube-on-Sheet) Buharlaştırıcı

Buzdolabının soğutucu bölmesinde, tos tipi buharlaştırıcı kullanılmaktadır. Şekil 1.4'te gösterildiği gibi tos buharlaştırıcı, alüminyum plaka ve alüminyum boru olmak üzere 2 esas parçadan meydana gelmektedir.



Şekil 1.4 : Çalışmada Kullanılan TOS Buharlaştırıcı.

Kıvrılmış borunun plaka üzerine yapıştırılması prosesi ile imal edilen tos buharlaştırıcı, maliyet avantajı ve üretim kolaylığı gibi parametreler nedeniyle statik tip buzdolaplarında sıkça kullanılan bir buharlaştırıcı türüdür. Genelde, buzdolabı soğutucu bölmesindeki plastik gövdenin, arka üst bölgesine monte edilen tos buharlaştırıcı, kabin içindeki ısıyı alarak, bu ısının soğutucu akışkanın kompresöre girmeden tamamen buhar fazına geçmesi işleminde kullanılmasını sağlar (Şekil 1.5).



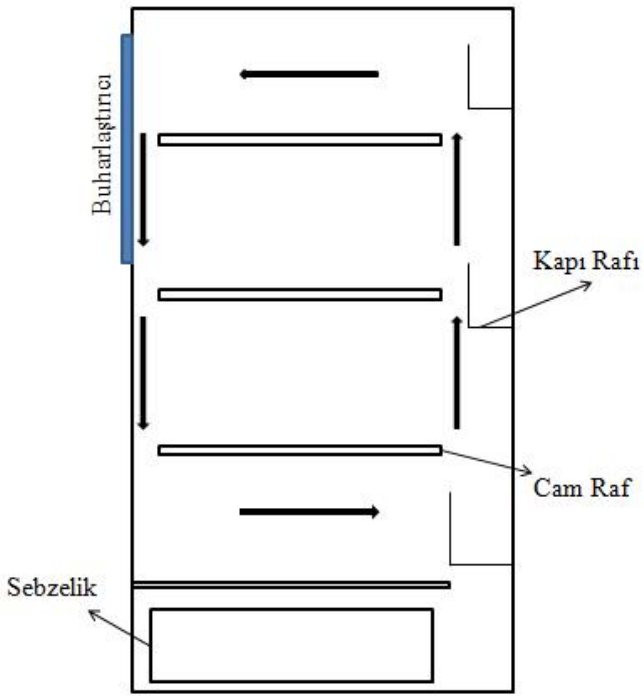
Şekil 1.5 : TOS Buharlaştırıcının 3D CAD Montaj Resmi.

1.3 Soğutucu Bölme İçerisindeki Isı Transferi Mekanizması

Bu çalışmaya konu olan statik tip buzdolabının soğutucu bölmesinde, kabin içindeki hava akışı ve ısı transferi doğal taşınım etkileri sonucunda meydana gelmektedir. Sıcaklık gradyanlarının olduğu bir akışkan üzerine kütle kuvvetleri etkidiği zaman ortaya çıkan doğal taşınımda, net etki doğal akışa neden olan kaldırma kuvvetidir. Kaldırma, akışkan içindeki yoğunluk gradyeni ile, yoğunlukla orantılı bir kütle kuvvetinin birlikte olmalarının sonucu doğar. Kütle kuvveti genellikle yer çekimi kuvveti olur iken, yoğunluk gradyanını ortaya çıkarabilecek farklı durumlar olmakla birlikte en genel olanı bir sıcaklık gradyanına bağlı yoğunluk farklılığıdır.

Şekil 1.6'da üzerinde çalışma yapılan buzdolabının soğutucu bölmesinin simetri düzlemindeki kesit görüntüsü verilmiştir. Buharlaştırıcı komponenti kabinin üst arka

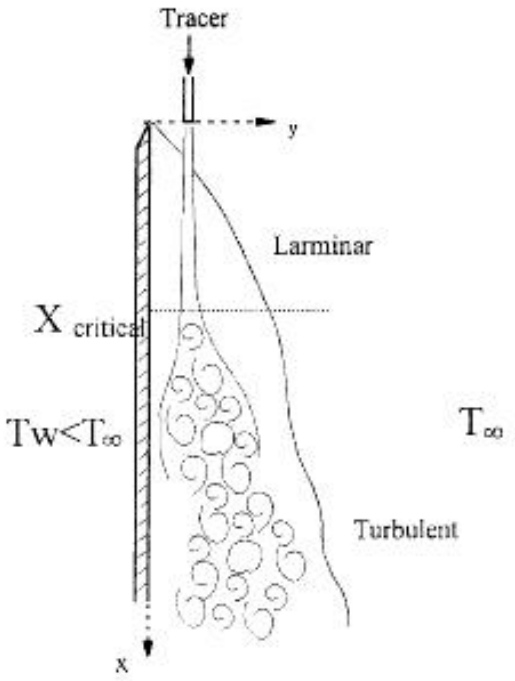
kısmında bulunmaktadır. Kompartman içerisindeki ısı transferinin, kabin iç yüzeyleri ile hava arasında doğal taşınım esasına göre gerçekleştiğini göz önüne alarak, bu çalışma, literatürde de sıkça yer alan, büyük ve durgun bir ortam içerisinde bulunan sabit sıcaklıktaki düşey levha üzerindeki doğal taşınım problemine indirgenebilir.



Şekil 1.6 : Buzdolabı Soğutucu Bölmesinin Simetri Düzlemindeki Kesit Resmi.

Düşey levha kabulü yapılan buharlaştırıcı yüzeyi, geniş ve durgun bir akışkan olan hava içerisinde yer almakta olup, sıcaklığı akışkanın sıcaklığından düşüktür. Bu nedenle, buharlaştırıcı yüzeyine yakın olan akışkan yoğunluğu iç bölgedekine göre daha yüksektir. Böylece, sürtünme kuvvetlerinin engelleyici etkisini yenmeye başlayan kaldırma kuvvetleri bir doğal taşınım sınır tabakası oluşturur. Soğuyan ağır akışkan aşağıya doğru hareket ederek ısınmaya başlar, bu sırada yükselerek soğuyan hafif akışkan onun yerini alır ve şekil 1.6'daki oklarla gösterilen akışkan dolaşımı gerçekleşir.

Zorlanmış taşınımda olduğu gibi doğal taşınımda da hidrodinamik kararsızlıkların oluşması söz konusudur, başka bir deyişle akış içerisindeki karışıklıklar artarak laminerden türbülanslı akışa geçiş gerçekleşebilir (Şekil 1.7).



Şekil 1.7 : Duvar Kenarında Doğal Taşınım Nedeniyle Oluşan Hava Akışı [4].

Doğal taşınımda, akış rejimini belirleyen, akışkan içindeki kaldırma ve sürtünme kuvvetlerinin göreceli büyüklüğünü ifade eden Rayleigh sayısı, denklem (1.1.)'deki gibi tanımlanmıştır [5]. Rayleigh sayısı Grashof ve Prandtl sayılarının çarpımına eşit olup, düşey levhalar üzerindeki akış için kritik Rayleigh sayısı 10^9 değeridir [5].

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_\infty - T_s)L^3}{\nu\alpha} \qquad \textbf{(1.1)}$$

Denklem 1.1'de, g[m^2/s] yer çekimi ivmesini, β[1/K] ısıl genleşme katsayısını, T_∞[K] ortam havası sıcaklığını, T_s[K] yüzey sıcaklığını, L[m] karakteristik uzunluğu, ν[m^2/s] kinematik viskoziteyi, α[m^2/s] ısıl yayılım katsayısını ifade etmektedir. Soğutucu bölmeye ait rayleigh sayısı hesaplanırken, ortam havası sıcaklığı olarak standart ısıl çiftler kullanılarak elde edilen ortalama kabin içi hava sıcaklığı, yüzey sıcaklığı olarak ortalama buharlaştırıcı yüzeyi sıcaklığı ve karakteristik uzunluk olarak buharlaştırıcı yüksekliği alınır. Havanın diğer termofiziksel özellikleri ise, ortalama buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı ile ortalama kabin içi hava sıcaklık değerlerinin ortalaması alınarak hesaplanan film sıcaklığı(T_f) değerine göre hesaplanır.

$$g = 9.81\ [m^2/s] \tag{1.2}$$

$$L = 0.25\ [m] \tag{1.3}$$

$$T_\infty = 276.6\ [K] \tag{1.4}$$

$$T_s = 258.4\ [K] \tag{1.5}$$

$$T_f = 267.5\ [K] \tag{1.6}$$

$$\beta = {}^{1}/_{T_f}\left[\frac{1}{K}\right] \tag{1.7}$$

$$\nu(T_f) = 12.9975 \times 10^{-6}[m^2/s] \tag{1.8}$$

$$\alpha(T_f) = 18.21 \times 10^{-6}[m^2/s] \tag{1.9}$$

Yukarıda belirtilen değerlerin (1.1) ifadesinde yerine konulmasıyla Rayleigh sayısı (1.10) denkleminde yaklaşık olarak 0.044×10^9 olarak hesaplanmış ve bu değerin kritik Ra (10^9) değerinden küçük olması sebebiyle kabin içerisinde laminer akış koşullarının geçerli olduğu kabulü yapılmıştır.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_\infty - T_s)L^3}{\nu\alpha} = 0.044 \times 10^9 < 10^9 \tag{1.10}$$

Kabin içerisindeki akış rejiminin belirlenmesinden sonra, buharlaştırıcı yüzeyi ile kabin iç havası arasındaki taşınım katsayısı hesabına geçilebilir. İşlem esnasında, laminer akış rejiminin geçerli olduğu düşey plaka etrafındaki akışlar için tanımlanan (1.11) denkleminden faydalanılarak Nusselt sayısı, ardından (1.14) ifadesinden taşınım katsayısı hesabı yapılır [5].

$$Nu = 0.59 \times {Ra_L}^{1/4} \tag{1.11}$$

$$Nu = 48.05 \tag{1.12}$$

$$k_a(T_f) = 0.0237\left[{}^{W}/_{mK}\right] \tag{1.13}$$

$$h = \frac{Nuk_a}{L} = 4.55 \left[{}^{W}/_{m^2K} \right] \quad \textbf{(1.14)}$$

Sonrasında, buharlaştırıcı yüzeyi ile karşısında yer alan kapı iç yüzeyi arasındaki ışınımla olan eş değer ısı transferi katsayısı değerinin (1.18) ifadesinden eldesi gerçekleştirilir. Denklemde yer alan σ boltzmann sabitini, $\varepsilon_{1,2}$ buharlaştırıcı ve kapı iç yüzeyleri yayma oranı değerlerini ve T_d kapı iç yüzeyi ortalama sıcaklığını belirtmektedir.

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \left[{}^{W}/_{m^2K^4} \right] \quad \textbf{(1.15)}$$

$$\varepsilon_{1,2} = 0.9 \quad \textbf{(1.16)}$$

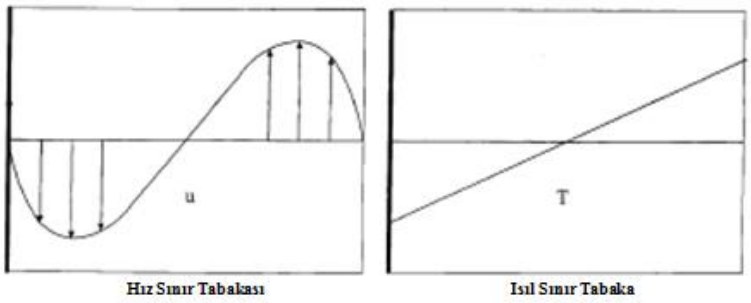
$$T_d = 281.9 \, [K] \quad \textbf{(1.17)}$$

$$h_{rad} = \sigma \varepsilon_1 \varepsilon_2 (T_s^2 + T_d^2)(T_s + T_d) \quad \textbf{(1.18)}$$

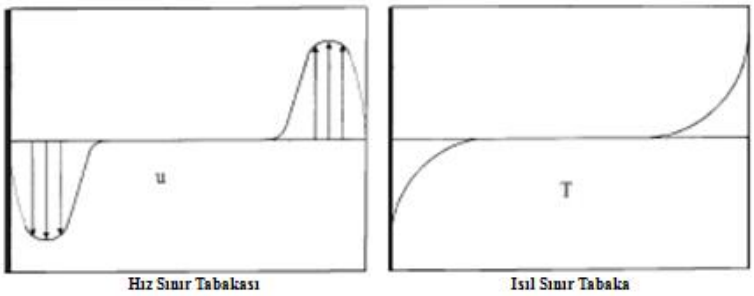
$$h_{rad} = 3.62 \left[{}^{W}/_{m^2K} \right] \quad \textbf{(1.19)}$$

Elde edilen ısı transfer katsayısı değerlerinden görüleceği üzere, ışınıma ait ısı transfer katsayısı(1.19), doğal taşınım ısı transfer katsayısı ile aynı mertebede elde edilmiştir. Burdan yola çıkarak, kabin içerisindeki ısı aktarımında, ışınım ile olan ısı geçişinin taşınım kadar belirleyici olduğu sonucuna varılabilir. Bu sebeple, sayısal modelleme esnasında, ışınım ile olan ısı geçişi modele dahil edilmiştir.

Rayleigh sayısının belirleyici olduğu diğer bir konu ise kabin içerisinde oluşan sınır tabaka yapılarıdır. Şekil 1.6'daki 2 boyutlu buzdolabı soğutucu kabini göz önüne alındığında, farklı sıcaklıkta düşey kenarları ve içi hava ile dolu olan kapalı dikdörtgen bir hacime benzemektedir. Dolayısıyla, hacim içerisinde oluşan dairesel hava sirkülasyonu(Şekil 1.6) yönü ile beraber, sınır tabaka yapılarının da 2 benzer geometri için aynı olması beklenir. Farklı düşey kenar sıcaklıklılarına sahip ve içi hava ile dolu olan kapalı dikdörtgen hacim için, Rayleigh sayısına göre farklılık gösteren sınır tabaka yapıları sırasıyla şekil 1.8 ve şekil 1.9'da gösterilmektedir.



Şekil 1.8 : Dikdörtgen Hacimde Oluşan Sınır Tabaka Yapıları($Ra<10^3$) [4].



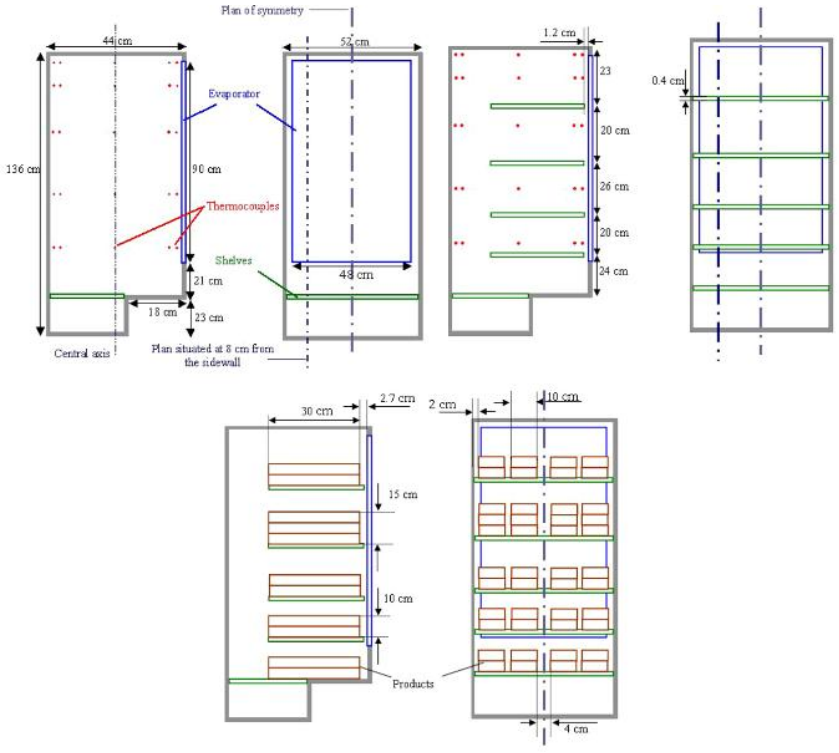
Şekil 1.9 : Dikdörtgen Hacimde Oluşan Sınır Tabaka Yapıları($10^3<Ra<10^9$) [4].

Görüldüğü üzere düşük Rayleigh sayılarında, doğal taşınımı tetikleyen kaldırma kuvvetleri zayıf olup, kabin içi ısı transferinde iletim ön plana çıkmaktadır(Şekil 1.8). Rayleigh sayısının artması ile beraber, hava akışı yan yüzeylere bitişik olan sınır tabakalarda yoğunlaşarak, iç bölgelerde durgun bir ortam oluşur(Şekil 1.9). Öncesinde, üzerinde çalışılan buzdolabı soğutucu bölmesindeki Rayleigh sayısı 0.044×10^9 olarak elde edilmişti. Dolayısıyla, kabin içerisinde şekil 1.9'dakine benzer yapıda bir sınır tabaka yapılanmasının oluşması muhtemeldir.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Ev tipi buzdolaplarında kompartman içindeki sıcaklık ve hız dağılımına yönelik literatürde geniş ölçüde çalışma yer almaktadır. Bu sebeple incelenecek olan makalelerin seçiminde tez çalışmasına uygun özellikler taşımaları önemli bir yer teşkil etmektedir. Proje kapsamında incelenmiş olan makalelerin en önemli ortak özellikleri, problemi deneysel ve cfd çözümlemeler yardımıyla ele almalarıdır.

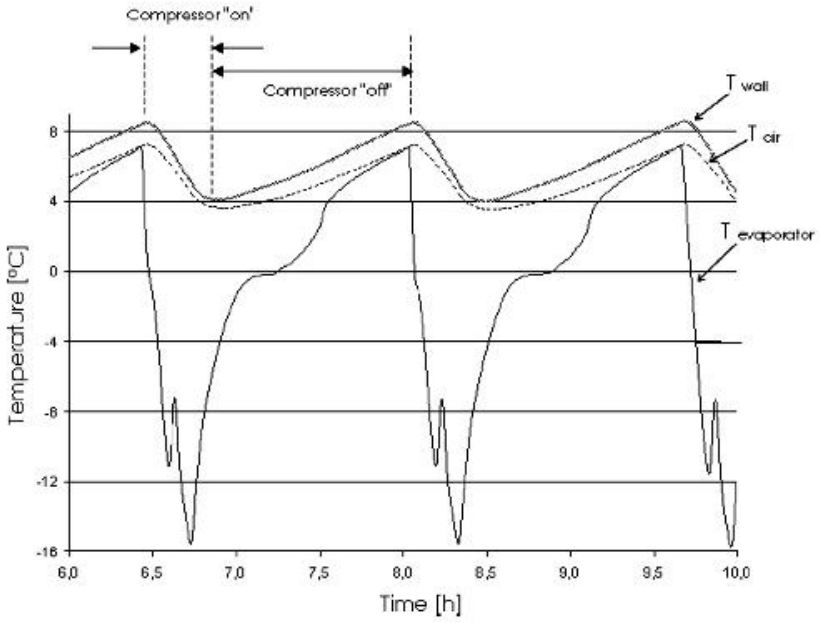
Laguerre ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada [6], doğal taşınım ile soğuyan ev tipi buzdolabı soğutucu kompartmanı içerisindeki ısı transferi konusu ele alınmıştır. Şekil 2.1'den görüldüğü gibi, çalışmada, buzdolabı soğutucu bölmesinin boş, cam raflı ve test paketi yüklü durumlarının her biri için deneysel ve sayısal incelemeler yapılmıştır. CFD analizleri yapılırken ışınım ile ısı geçişinin iptal ve dahil edildiği 2 farklı sonuç sistemi tercih edilmiştir.



Şekil 2.1: Boş, Cam Raflı ve Paketli Buzdolabı Konfigürasyonları [6].

Tüm deneyler 20 °C sıcaklık değerine sahip koşullandırılmış odada yapılmıştır. CFD modelleme esnasında mesh kalitesini olumsuz etkileyecek, buzdolabı kapısına takılı olan şişelik, yumurtalık v.b. parçalar testler esnasında kullanılmamıştır. Sıcaklık ölçümü için kalibre edilmiş T tipi ısıl çift elemanları kullanılmıştır. Test sonucu ve cfd modellemede sınır şartı için gerekli olacak olan sıcaklık ölçümleri, buzdolabı kararlı çalışma aralığına girdikten sonra alınmıştır. Bu süre testlerde yaklaşık olarak 24 saat olarak gözlemlenmiştir.

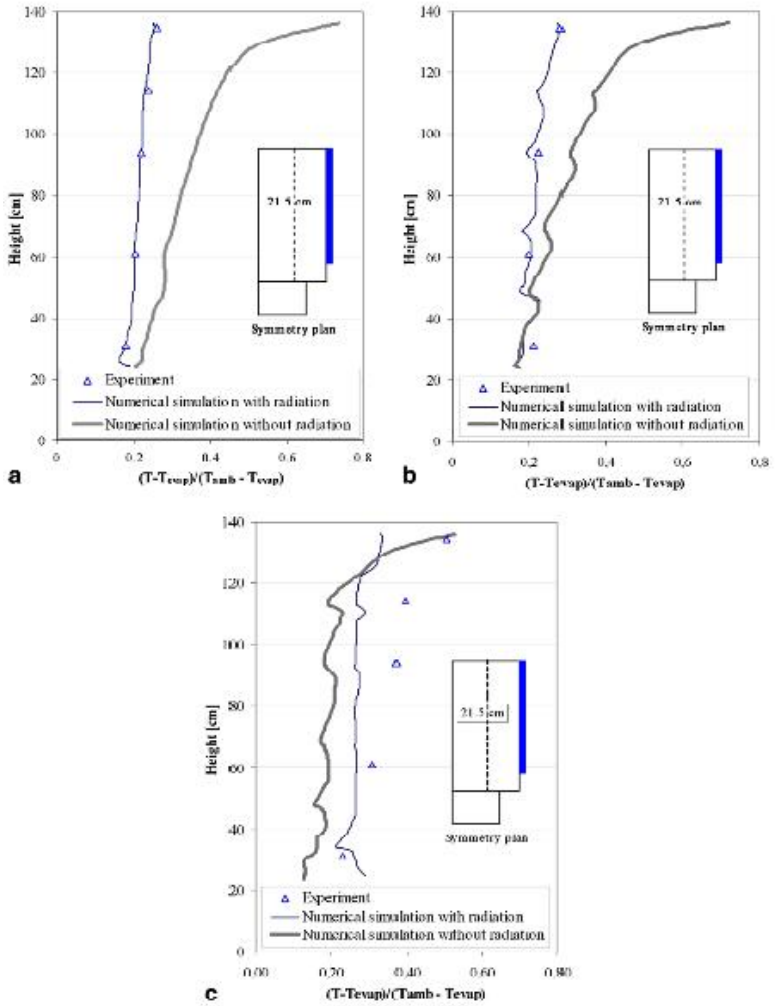
CFD modelleme yapılırken Rayleigh sayısının 10^9 değerinden küçük olması nedeniyle laminar akış kabulü yapılmış ve kabin içindeki hava sıcaklık değerlerinin, ortalama sıcaklık değerinden sapma miktarlarının küçük olması nedeniyle Boussinesq yaklaşımı kullanılmıştır. Isıl sınır şart olarak, buharlaştırıcı yüzeyi de dahil olmak üzere tüm yüzeylerde sabit sıcaklık sınır şartı kullanılmıştır. Burada tanımlanan sıcaklık değerleri kompresörün on-off çalışma sürelerinin toplamı olan her bir çevrimdeki ortalama sıcaklık değerleridir(Şekil 2.2).



Şekil 2.2 : Kompresör Çalışma Karakteristiğine Göre Sıcaklık Değişimleri [6].

Simetrik akış kabulü yapılarak, kompartmanın yarısı üzerinde çözüm ağı oluşturulmuştur. Işınım ile ısı geçişi tanımlamasında, DO(Discrete Ordinates) radyasyon modeli kullanılmıştır.

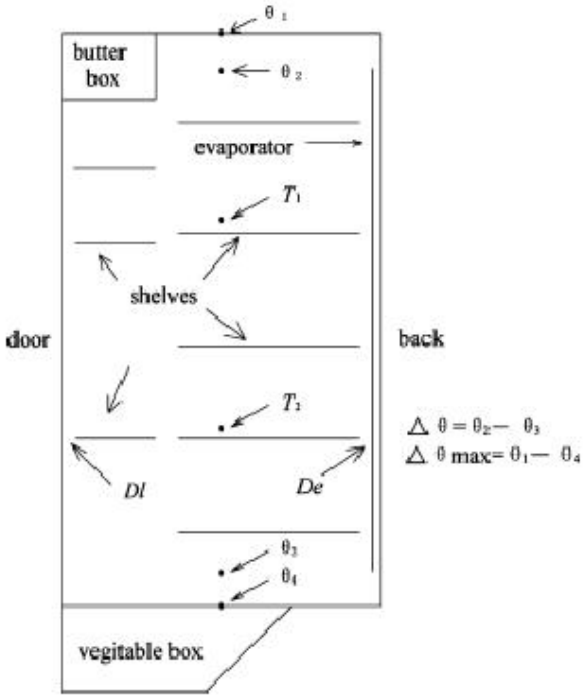
Çalışma sonunda deney ve cfd sonuçları karşılaştırılarak konuya ait bir takım bulgular elde edilmiştir(Şekil 2.3). Işınım ile gerçekleşen ısı transferi modele dahil edildiğinde, deney ve cfd sonuçlarının benzerlik gösterdiği, dahil edilmediğinde ise önemli ölçüde sonuç farklılıkları gözlemlenmiştir. En yüksek farklılıkların elde edildiği bölge ise buzdolabı soğutucu kabininin üst bölgesidir. Bu durum evaporator yüzeyi ile buzdolabı tavan yüzeyi arasındaki toplam ısı aktarımında ışınım ile olan aktarımın önemli bir orana sahip olduğu tezi ile açıklanmıştır. Paket yüklü durumdaki cfd sonuçlarının doğruluğunun diğer konfigürasyon sonuçlarına nazaran daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum ise geometrinin karmaşıklığı ile izah edilmiştir. Son olarak, konfigürasyon ne olursa olsun bu tip bir buzdolabında, kabin üst bölgesindeki sıcaklık değerlerinin kabin içi ortalama sıcaklık değerinden 5°C mertebesinde daha yüksek olduğu görülmüştür.



Şekil 2.3 : Deney ve CFD Sonuçları (a) Boş (b) Cam Raflı (c) Paketli [6].

Soğumanın doğal taşınım ile gerçekleştiği geleneksel ev tipi buzdolaplarında, kabin içi sıcaklık dağılımını inceleyen başka bir önemli çalışma ise Ding ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir [7].

Öncelikle Şekil 2.4'te gösterilen buzdolabı konfigürasyonunda, kabin rafları ile buzdolabı arka yüzeyinde yer alan buharlaştırıcı arasındaki De ve buzdolabı kapısı ile kabin rafları arasındaki Dl mesafelerinin farklı değerleri için kabin içindeki sıcaklık dağılımları sayısal olarak incelenmiştir. Θ ve T değerleri, kabin içinde farklı yüksekliklerdeki sıcaklık değerleridir.



Şekil 2.4: Geleneksel Ev Tipi Buzdolabı Yandan Görünüş [7].

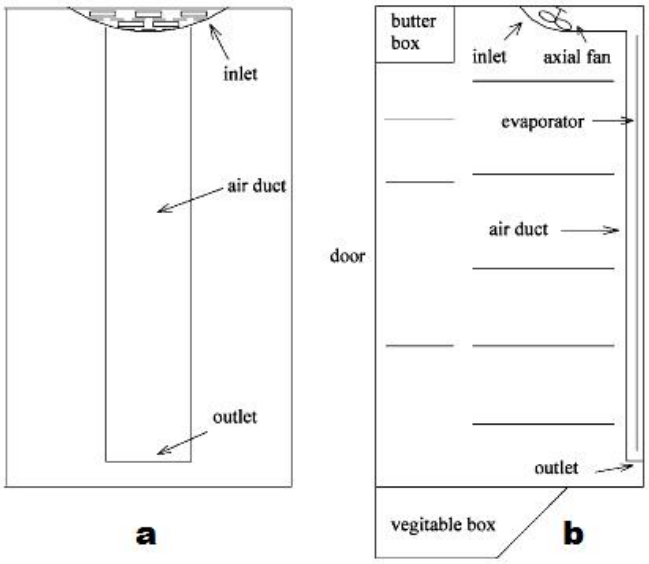
Simülasyon esnasında tereyağ saklama kutusu ve sebzelik bölmesi gibi hacimler ana hacimdeki akıştan farklı akış karakteristiğine sahip olduklarından dolayı modellemenin gerçekleştiği çözüm hacminden çıkarılmıştır. Hacim içerisindeki buharlaştırıcı yüzeyi, buzdolabı kabini alt, üst ve yan duvar yüzeyleri ve buzdolabı kapı yüzeyinden ısıl çift elemanlar ile alınan sıcaklık ölçüm değerleri cfd modellemede sabit yüzey sıcaklığına sahip sınır şartı olarak kullanılmıştır. Hacim içerisindeki basınç değişimleri ihmal edilebilecek mertebelerde olduğundan dolayı sıkıştırılamaz akış kabulü yapılmıştır. Farklı De ve Dl değerleri için simülasyon sonuçları Tablo 2.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 2.1: Farklı De ve Dl Değerleri için CFD Hız ve Sıcaklık Sonuçları [7].

De/mm	*Dl*/mm	u_{max} (m/s)	$\Delta\theta$
0	0	0.09259	3.6
5	0	0.09759	4.0
10	0	0.1158	4.1
10	6	0.1239	7.4
17.5	13	0.1304	7.8

De ve Dl mesafeleri düşük olduğunda kabinler arasındaki hava hızının yavaşladığı, sınır tabaka kalınlığının arttığı dolayısıyla hava ve soğuk arka katı yüzey arasındaki ısı transfer katsayısının azaldığı görülmüştür. De ve Dl mesafeleri yüksek olduğunda ise tam tersi bir durum görülüp, sınır tabaka kalınlığı azalarak evaporatör yüzeyi ve kabin iç yüzeylerindeki hız değerleri yükselmiş dolayısıyla ısı transfer katsayısı artmıştır. Bunun neticesinde kabin içi sıcaklık dağılımı kötüleşmiştir. Sonuç olarak De ve Dl mesafelerinin optimum değerler alması gerektiği kararına varılmış, De=8 mm ve Dl=4 mm olarak belirlenmiştir.

Bir sonraki adımda ise, düzgün sıcaklık dağılımı eldesi için yeni konfigürasyon üzerinde çalışılmıştır. Şekil 2.5'ten de görüleceği gibi, kabin üst bölgesinde eksenel fan kullanılarak, ayrı bir hacim içine alınmış olan buharlaştırıcıdan gelen soğuk havanın kabin içine gönderilmesi, dolayısıyla taşınım ile gerçekleşen ısı aktarımının etkisinin artması istenmiştir. Kabin alt bölgesinden arka duvardaki kanala giren sıcak hava buharlaştırıcı yüzeylerinde ısısını soğutucu akışkana aktararak soğur, fan tarafından oluşturulan eksi basınç nedeniyle emişi yapılarak kabin içine gönderilir.



Şekil 2.5: Buzdolabı Görünüş Resimleri (a) Önden (b) Yandan Kesit [7].

Yeni konfigürasyona ait simülasyon sonuçlarının eldesi ile birlikte sıcaklık dağılımında beklenenen iyileştirme görülmüştür. Tablo 2.2'den de anlaşılacağı üzere, kabin içindeki farklı noktalardaki sıcaklık değerleri hemen hemen aynı olup, dolayısıyla kompartman içinde düzgün sıcaklık dağılımı eldesi gerçekleşmiştir. Son olarak, CFD modelin doğruluğunun kontrolü yapılarak, sayısal ve deneysel sıcaklık değerleri karşılaştırılmış, işlem sonucunda %1 mertebelerinde göreceli hata değerleri elde edilerek sayısal modelin doğruluğu kanıtlamıştır.

Çizelge 2.2: Yeni Konfigürasyona ait Sayısal Sıcaklık Değerleri [7].

θ_1/°C	θ_2/°C	θ_3/°C	θ_4/°C	$\Delta\theta$/°C	$\Delta\theta_{max}$/°C
1.2	1.3	1.4	1.4	0.1	0.2

Ev tipi buzdolabındaki kabin içi sıcaklık dağılımını inceleyen başka bir çalışma ise Antonio ve Afonso tarafından gerçekleştirilmiştir [8]. Buzdolabı soğutucu bölmesi içindeki sıcaklık dağılımı eldesi için CFD ve ANN modelleme gibi 2 farklı simülasyon aracından faydalanılmış, elde edilen sıcaklık değerleri test sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

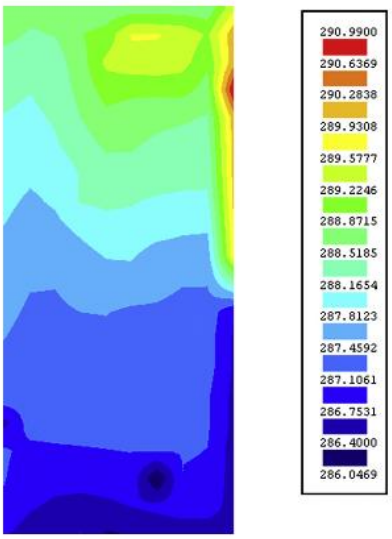
Testler sırasında Şekil 2.6'da görülen ve soğuması doğal taşınım ile gerçekleşen buzdolabı kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümü kalibre edilmiş ısıl çiftlerinin istenen konumlara yerleştirilmesi ile sağlanmıştır.



Şekil 2.6 : Testlerde Kullanılan Ev Tipi Buzdolabı [8].

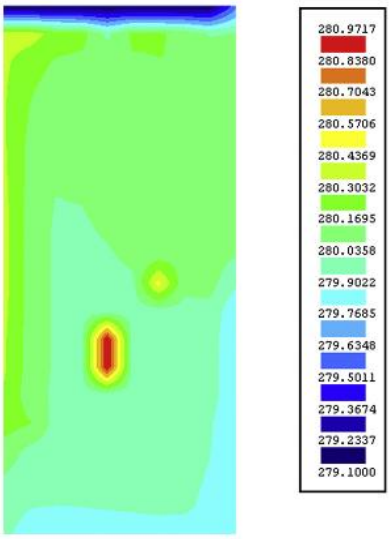
CFD modelleme esnasında, sonlu hacimler metodunu esas alan ticari yazılımından yararlanılmıştır. Testlerde elde edilen yüzey sıcaklıkları, modelde sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Testlerde buzdolabının geçici ve sürekli olmak üzere 2 farklı rejimde çalıştığı görülmüştür. Geçici rejim, termostat minimum sıcaklık değerini alana kadar kompresörün sürekli çalıştığı, minimum sıcaklık eldesinden sonra ise çalışmayı kestiği süredir. Geçici rejimin akabinde başlayan sürekli rejim ise, kabin içindeki sıcaklıkların termostat limit değerleri arasında elde edildiği, kompresörün periyodik olarak çalışıp durma davranışı gösterdiği evredir. CFD ve ANN modellemelere ait sıcaklık dağılım sonuçları buzdolabının geçiçi ve sürekli rejim halleri için elde edilip, test sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

CFD modellemeye ait sıcaklık dağılımları geçici rejimin sonu ve sürekli rejim durumları için sırasıyla Şekil 2.7 ve Şekil 2.8'de gösterilmiştir. Her iki anda da kompresör çalışmamaktadır. Şekil 2.7'den görüleceği üzere, kabin içi sıcaklık değerleri yukarıdan aşağıya doğru azalmaktadır. Üst sağ bölgede gerçekleşen lokal sıcaklık artışı ise üretici firma tarafından doğrulanan yalıtım probleminden kaynaklanmaktadır. Bu problem kabin içi sıcaklık dağılımını etkileyip, kabin alt ve üst yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı yaklaşık olarak 5K mertebesinde elde edilmiştir.



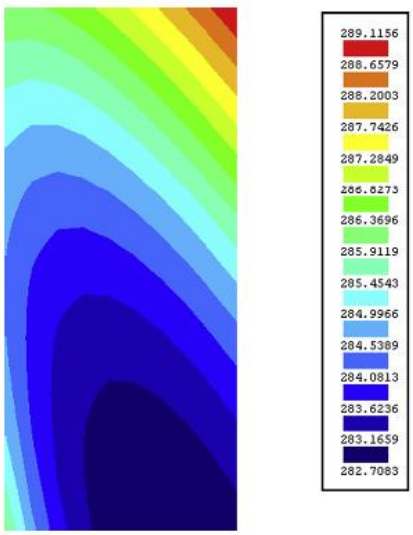
Şekil 2.7 : Buzdolabının Kapıya Paralel Olan Orta Düzleminde 2000 s(Geçici Rejim Sonu; Kompresör Durmuş)'deki CFD Sıcaklık(K) Dağılımı [8].

Sürekli rejim evresindeki durumda ise sıcaklık değerleri bir önceki sonuçlara göre yüksek çıkmıştır(Şekil 2.8). Bunun sebebi, kompresörün çalışmak üzere olduğu fakat henüz çalışmadığı durum için çözüm yapılmasıdır. Bir önceki sonuca benzer şekilde sıcaklıklar yukarıdan aşağıya doğru azalmaktadır. Kabin tavan bölgesinde görülen düşük sıcaklığın sebebi ise dondurucu bölmesine gerçekleşen ısı transferidir.



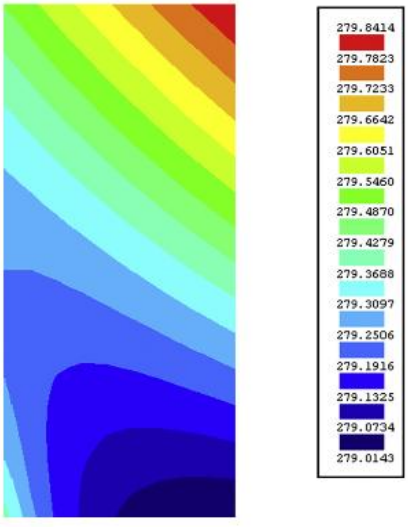
Şekil 2.8 : Buzdolabının Kapıya Paralel Olan Orta Düzleminde 15000 s(Sürekli Rejim; Kompresör Çalışmak Üzere)'deki CFD Sıcaklık(K) Dağılımı[8].

ANN simülasyonu neticesinde elde edilen sıcaklık dağılımları ise sırasıyla Şekil 2.9 ve Şekil 2.10'da gösterilmiştir. Geçici rejim sonu için elde edilen sıcaklık dağılımının CFD sonucuyla aynı eğilimi gösterip, sıcaklığın yukarıdan aşağıya doğru azaldığı ve daha önceden bahsedilen yalıtım problemi nedeniyle sıcaklığın sağ üst bölgede lokal olarak yüksek olduğu görülmüştür. Ayrıca CFD sonucundan farklı olarak, ANN modelindeki kabin alt ve üst yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı 7K mertebesindedir(Şekil 2.9), dolayısıyla simülasyon çözünürlüğü daha yüksektir.



Şekil 2.9 : Buzdolabının Kapıya Paralel Olan Orta Düzleminde 2000 s(Geçici Rejim Sonu; Kompresör Durmuş)'deki ANN Sıcaklık(K) Dağılımı [8].

ANN modelinin sürekli rejim evresindeki durum için elde edilmiş sıcaklık dağılımı sonuçları CFD çözümü ile karşılaştırıldığında elde edilen sıcaklık aralığı aynı olup aynı sıcaklığa sahip bant sayısı ANN modelde çok daha fazla sayıdadır, dolayısıyla çözünürlük yüksektir. Bununla birlikte elde edilen sıcaklık değerleri aynı olmasına rağmen kabin üst bölgesinde ısı transferi nedeniyle oluşan sıcaklık düşüşü ANN modeli tarafından gösterilememiştir(Şekil 2.10).



Şekil 2.10 : Buzdolabının Kapıya Paralel Olan Orta Düzleminde 15000 s(Sürekli Rejim;Kompresör Çalışmak Üzere)'deki ANN Sıcaklık(K) Dağılımı [8].

Çalışma sonunda genel bir karşılaştırma yapılarak bir takım sonuçlara ulaşılmıştır. Test ile simülasyon sonuçları arasındaki mutlak hata değerinin Fluent için 1 K, ANN için 0.8 K mertebesinde olduğu görülüp, ANN modelinin kesinliğinin daha yüksek olduğu kararına varılmıştır. ANN modelin Fluent'e göre daha yüksek simülasyon çözünürlüğüne sahip olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Son olarak her iki modelin de buzdolabı kabin içi sıcaklık dağılımını çözebilecek kapasiteye sahip olduğu ve elde edilen sonuçların benzer özelliklerde olduğu ifade edilmiştir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

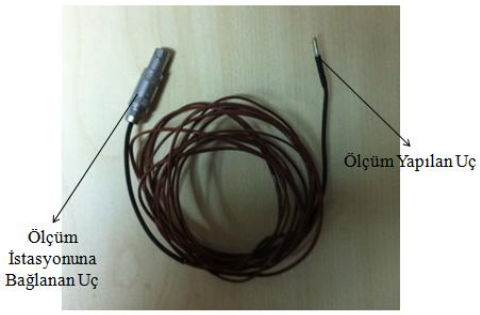
Tez kapsamında, sayısal modelin oluşturulması ve doğrulanması amacıyla deneysel çalışmalar yapılmıştır. Deneyler esnasında elde edilen, soğutucu bölme kabini iç yüzey sıcaklıkları ile sayısal modelin sınır şartlarının tayini, cam raflar arasındaki iç hava sıcaklıkları ile de sayısal modelin doğrulanması gerçekleştirilmiştir.

Buzdolabı üzerindeki sıcaklık ölçümleri 32°C ortam sıcaklığı ve % 10 bağıl nem değerinde koşullandırılmış test odasında yapılmıştır. Şekil 3.1'de buzdolabının test odasındaki görüntüsü yer almaktadır. Deneyler esnasında buzdolabı, altından serbest hava dolaşımına izin veren bir platformun üzerine konulup, test odasının soğutma ve ısıtma ihtiyacını karşılayan donanımdan ve soğutma cihazı etrafındaki havanın ortam sıcaklığında olmasını sağlamak için deney odasındaki diğer bütün cisimlerden, pencerelerden gelen doğrudan ışımayı önleyecek şekilde, yeterince uzağa yerleştirilmiştir [9]. Cihaz 230 voltluk gerilim değeriyle beslenip, bölmelerin termostat değerleri soğutucu bölme için 4°C, dondurucu bölme için ise -20°C olarak ayarlanmıştır.



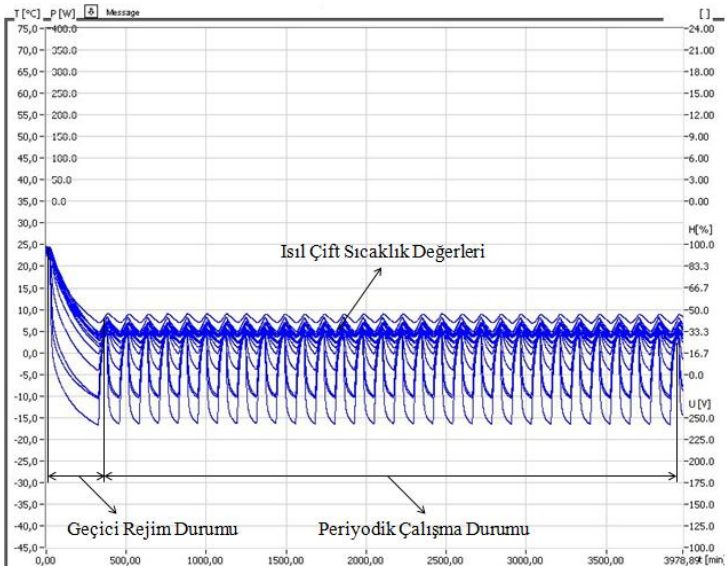
Şekil 3.1 : Buzdolabının Test Odasındaki Görünümü.

Sıcaklık ölçümleri, bir ucu ölçüm istasyonuna(Şekil 3.1) bağlı ve belirsizliği ±0.2 °C olan T tipi ısıl çiftler(Şekil 3.2) yardımıyla 15 saniyede bir ölçme yapılarak bilgisayar ortamına kaydedilmiştir.



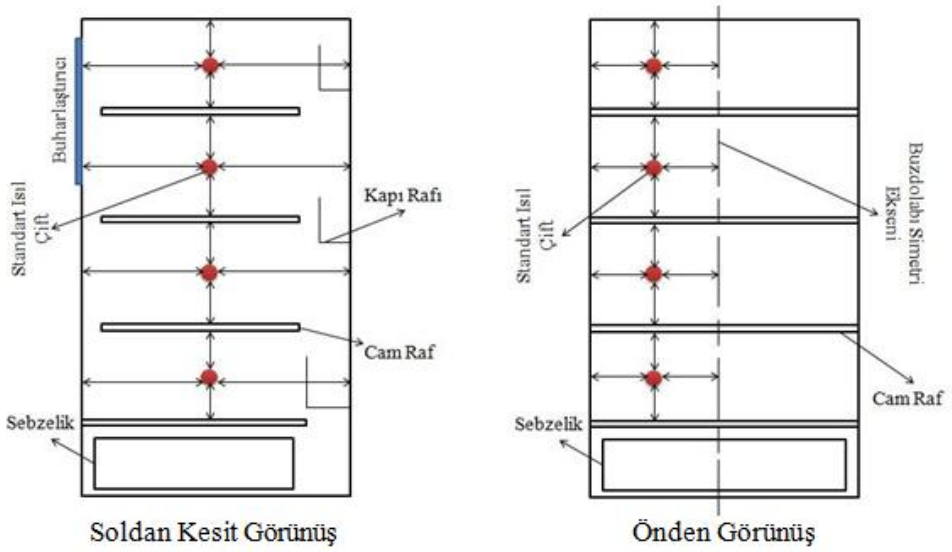
Şekil 3.2 : Deneylerde Kullanılan T Tipi Isıl Çift.

Ölçümlere buzdolabı dış çevreyle ısıl dengedeyken başlanmış ve sıcaklık hesabına, termostat minimum sıcaklık değerini alana kadar kompresörün sürekli çalıştığı geçici rejim durumu verileri dahil edilmemiştir. Sıcaklık tayininde, geçici rejimin bitimi ile başlayan ve kompresörün sürekli çalışmayarak, kabin için sıcaklığı kontrol eden termostat nedeniyle periyodik olarak durma-kalkma hareketi yaptığı periyodik çalışma durumu verileri kullanılmıştır [9]. Şekil 3.3'ten görüldüğü üzere, periyodik çalışma durumunda kompresörün on-off hareketine bağlı olarak, ısıl çift sıcaklıklıkları belirli alt ve üst limit değerler arasında değişerek daimi rejim durumu oluşmaktadır. Sayısal modelin oluşturulmasında ve doğrulanmasında, ısıl çiftlerin periyodik çalışma durumundaki ortalama sıcaklık değerleri kullanılmıştır.



Şekil 3.3 : Isıl Çift Sıcaklık Değerlerinin Zamana Bağlı Değişimi.

Sıcaklık ölçüm istasyonlarındaki kapasite problemi nedeniyle az sayıda ısıl çift kullanma zorunluluğu doğmuştur. Bu sebeple, soğutucu bölme içerisinde simetrik akış kabulü yapılarak, yarı hacim üzerinde sıcaklık değerleri alınmış ve sayısal modelleme yapılmıştır. Sayısal modelin doğrulanmasında kullanılan standart ısıl çiftler, incelenen yarı hacmin simetri eksenine şekil 3.4 ve şekil 3.5'te belirtildiği gibi konumlandırılmıştır. Çalışma kapsamına sebzelik bölmesindeki akış dahil edilmediğinden dolayı bu bölmede sıcaklık ölçümü yapılmamıştır.



Şekil 3.4 : Standart Isıl Çiftlerin Buzdolabı İçindeki Şematik Posizyonu.



Şekil 3.5 : Standart Isıl Çiftlerin Buzdolabı İçindeki Pozisyonu.

Sayısal modelleme esnasında sınır şart tayini amacıyla, deneyler esnasında, 20 adet kabin arka yüzeyi(15 adet buharlaştırıcı yüzeyi), 3 adet kabin tavan yüzeyi, 4 adet kabin sol duvar yüzeyi, 4 adet kapı yüzeyi ve 2 adet sebzelik bölmesi üstündeki cam raf yüzeyinde olmak üzere toplam 33 adet ısıl çift kullanılmıştır. Ayrıca, soğutucu kabin içerisinde fan kullanımının sayısal modellenmesi esnasında, fan çıkışındaki hava hızının ölçümü için, ±%1 belirsizliğe sahip, şekil 3.6'daki anemometreden faydalanılmıştır.



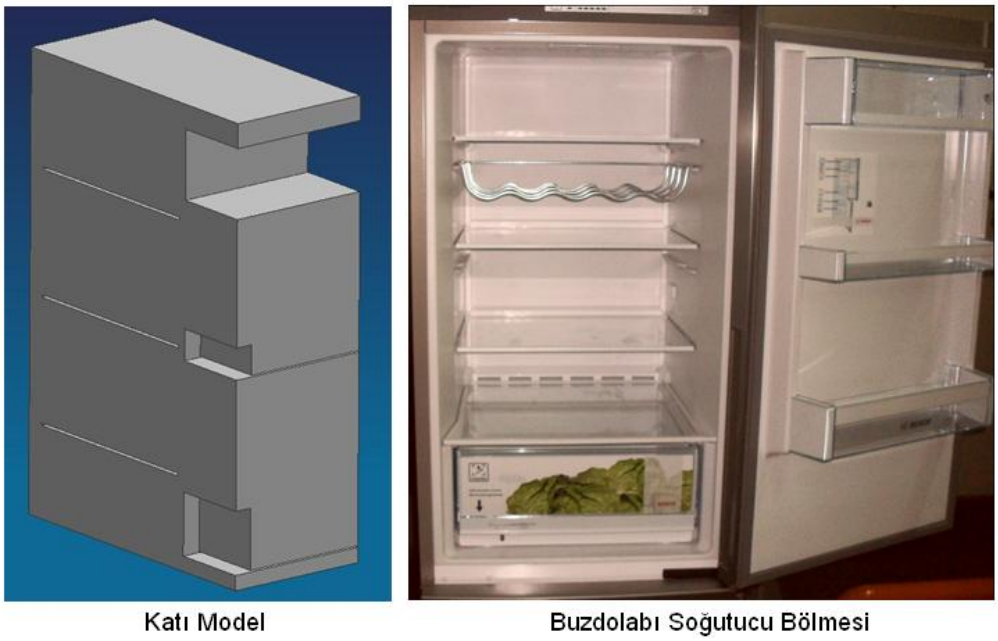
Şekil 3.6 : Hız Ölçümü için Kullanılan Anemometre.

4. SAYISAL MODELLEME

Çalışmanın sayısal modelleme fazı, birbirini takip eden adımlardan oluşup, işlem sırasına göre bu adımlara ait bilgiler bu bölümde verilmiştir.

4.1 Katı Modelin Oluşturulması

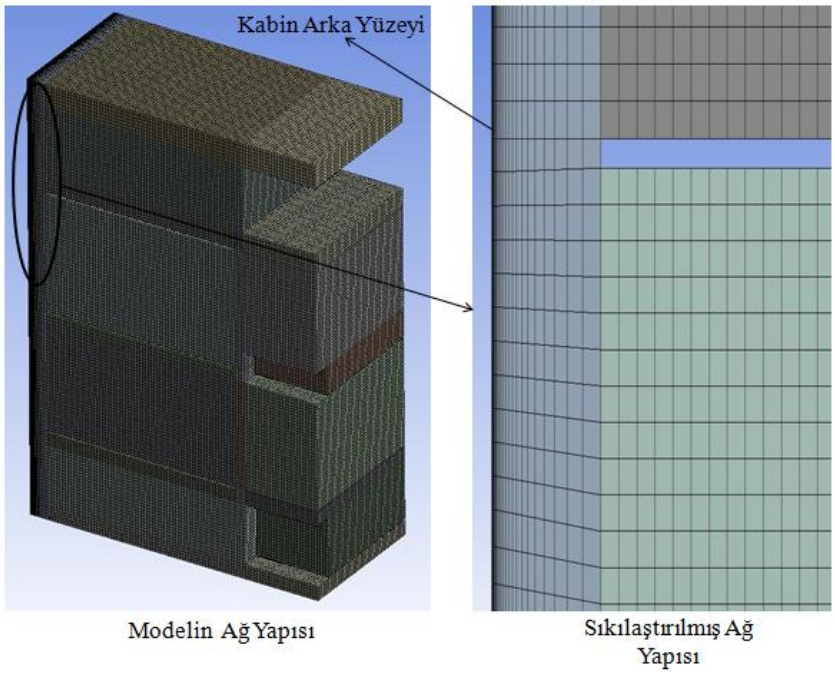
Daha önce de belirtilen sıcaklık ölçüm kapasitesi nedeniyle, simetrik akış kabulü yapılarak, buzdolabı soğutucu bölmesinin yarısı üzerinde modelleme yapılmıştır(Şekil 4.1). Bu nedenle, katı model oluşturulurken, soğutucu bölme içerisindeki hava hacminin yarısının üç boyutlu modeli oluşturulmuş ve CAD programı olarak Unigraphics NX kullanılmıştır. Bir sonraki adım olan çözüm ağının yapısal olarak eldesi için, kabin içerisinde açıya sahip yüzeyler ve engebeli yapılar düz formda tanımlanıp, kabin iç hacminde yer alan raf hacimleri akış engelleyici eleman olarak kabul edilmiş ve katı modele dahil edilmemiştir(Şekil 4.1).



Şekil 4.1 : Katı Model ve Buzdolabı Soğutucu Bölmesi.

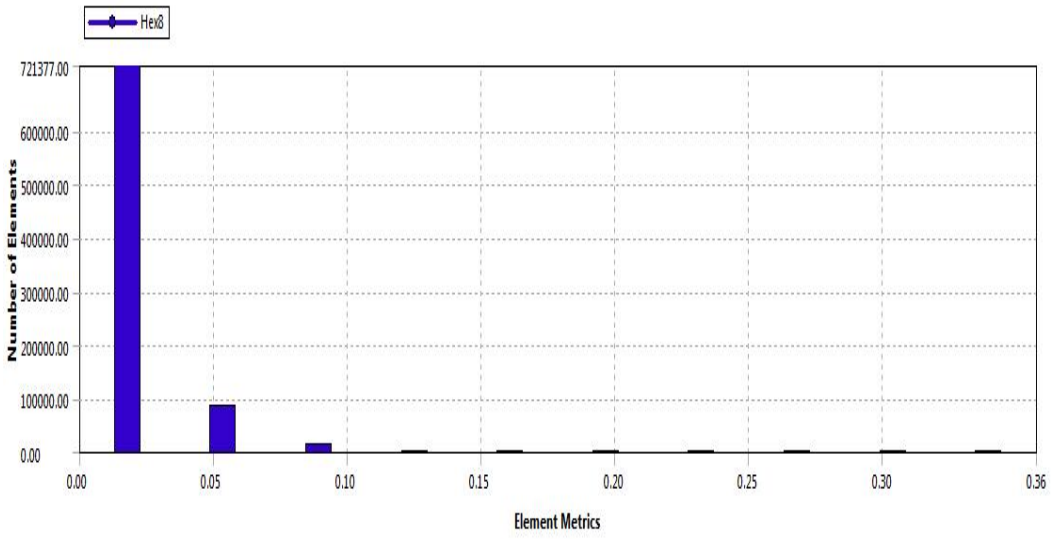
4.2 Çözüm Ağının Oluşturulması

Katı modelin eldesinden sonraki adım, model üzerinde çözüm ağının oluşturulmasıdır. Geometrik modelin kompleks olmayıp dikdörtgen bir yapıya sahip olması nedeniyle, 5 mm kenar uzunluğuna sahip hexahedral formdaki elemanlar kullanılarak, 820000 mertebesinde elemandan oluşan yapısal bir çözüm ağı örülmüştür(Şekil 4.2). Kabin içerisinde sıcaklık gradyenlerinin en fazla olduğu bölüm, buharlaştırıcının yer aldığı kabin arka yüzeyi bölgesidir. Bu yüzden, çözüm ağı oluştururken, sınır tabakalardaki geçişlerin hassas hesabı için arka yüzeye yakın bölgelerde daha sık bir ağ yapısı oluşturulmuştur(Şekil 4.2). Çalışmada ANSYS ICEM CFD sayısal ağ oluşturma programı kullanılmıştır.



Şekil 4.2 : Çözüm Ağı Yapısı.

Çözüm ağını oluşturan elementlerin ideal formdan olan sapma miktarlarının kontrolü için, örülen ağ yapısı üzerinde çarpıklık analizi yapılmıştır. Şekil 4.3'te gösterildiği üzere, elementlerin büyük çoğunluğu, skalada ideal formu temsil eden 0 limitine yakın bölgede konumlanmaktadır, dolayısıyla ideale yakın bir ağ yapısı elde edilmiştir.



Şekil 4.3 : Çözüm Ağının Çarpıklık Analizi.

4.3 Çözüm Modelinin Oluşturulması

Sayısal modelleme esnasında, katı model ve çözüm ağının oluşturulmasından sonraki son adım, problemin çözümüne yönelik genel kabullerin ve sınır şartların tanımlandığı çözüm modeli oluşturma sürecidir. Çalışma boyunca, sayısal modelin oluşturulup çözülmesinde ticari CFD yazılımı olarak ANSYS CFX programı kullanılmıştır.

4.3.1 Sürekli rejim ve sıkıştırılamaz akış kabulü

Sayısal modelin doğrulanmasında, buzdolabının periyodik çalışma durumundaki kabin içi ortalama sıcaklık değerleri kullanılacağı için sürekli rejim kabulü yapılmıştır. Ayrıca, soğutucu bölme içerisinde düşük basınç gradyenlerinin oluştuğunu göz önünde bulundurarak sıkıştıralamaz akış kabulü yapılmıştır. Yapılan kabuller neticesinde süreklilik denklemi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \qquad \textbf{(4.1)}$$

4.3.2 Boussinesq yaklaşımı

Soğutucu bölme içerisindeki doğal taşınım kaynaklı hava akışı, düşük sıcaklık farkları neticesinde yoğunluk gradyeni oluşumu esasına dayanmaktadır. Bu nedenle momentum korunum denkleminde, buzdolabının yüksekliğine paralel olan z doğrultusunda Boussinesq kabulü yapılmıştır. Elde edilen momentum denklemi aşağıdaki gibidir.

$$x: \quad u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial P}{\partial x} + \nu\nabla^2 u \tag{4.2}$$

$$y: \quad u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial P}{\partial y} + \nu\nabla^2 v \tag{4.3}$$

$$z: \quad u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} += -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial P}{\partial z} + \nu\nabla^2 w + g\beta(T - T_0) \tag{4.4}$$

4.3.3 Laminer akış kabulü

Bölüm 1.3'te, kabin içerisinde doğal taşınımın etkin olmasından dolayı, akış rejiminin belirlenmesinde Rayleigh sayısı hesabı yapılmış ve 0.044×10^9 değeri elde edilmişti. Bu değerin kritik Ra (10^9) değerinden küçük olması sebebiyle sayısal modelde laminer akış kabulü yapılmıştır. Laminer akış kabulü ile birlikte enerji denklemindeki viskoz gerilme kaynaklı enerji yitimi terimi ihmal edilmiş ve enerji denklemi aşağıdaki forma indirgenmiştir.

$$u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} + w\frac{\partial T}{\partial z} = \alpha\nabla^2 T + S_E \tag{4.5}$$

4.3.4 Işınım kabulü

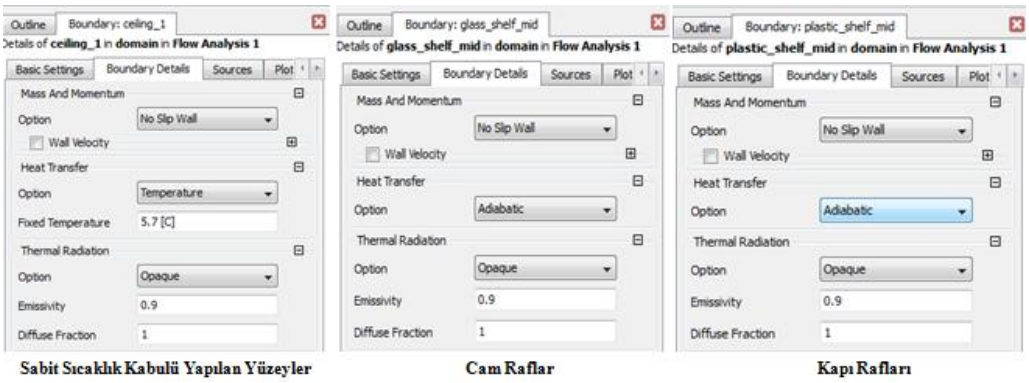
Soğutucu bölme içerisinde ışınımla olan ısı geçişi etkileri bölüm 1.3'te elde edilen sonuçlar neticesinde modele dahil edilmiş ve DO(Discrete Ordinates) radyasyon modeli kullanılmıştır. Ortam havasının etkisi ihmal edilerek, ışınım ile olan ısı geçişinin kabin içerisindeki yüzeyler arasında gerçekleştiği kabulü yapılmıştır. Model hacmini oluşturan plastik ve cam yüzeylerde gri yüzey kabulü yapılmış ve yüzeylerin yayma oranı değeri $\varepsilon = 0.9$ olarak tayin edilmiştir.

Enerji denklemindeki kaynak teriminin(4.5) eldesinde kullanılacak olan ışınım aktarım denkleminin formülasyonu şu şekildedir [10]:

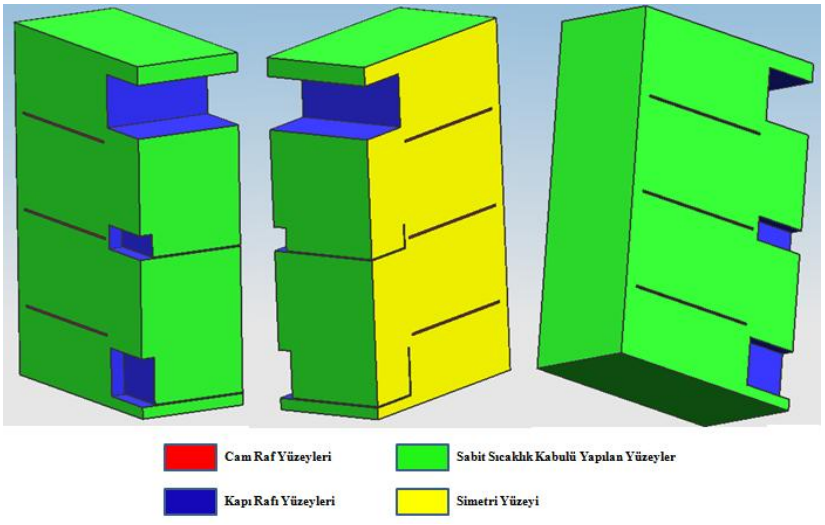
$$\frac{dI_v(r,s)}{ds} = -(K_{\alpha v} + K_{sv})I_v(r,s) + K_\alpha I_b(v,T) + \frac{K_{sv}}{4\pi}\int_{4\pi} I_v(r,s')\,d\Omega' + S \qquad (\mathbf{4.6})$$

4.3.5 Sınır şart tayini

Sayısal modele ait sınır şartlar tanımlanırken, model hacmini oluşturan yüzeylerin tamamında duvar kabulü yapılmıştır. Cam rafların ve kapı raflarının yüzeylerinde adyabatik, kalan diğer tüm yüzeylerde ise sabit sıcaklık sınır şartı tanımlanmıştır. Buharlaştırıcı yüzeyi de dahil olmak üzere sabit sıcaklık kabulü yapılan yüzeylere ait sıcaklık değerleri, o yüzeylerdeki ısıl çiftlerin periyodik çalışma durumundaki ortalama sıcaklık değerleridir. Şekil 4.4 ve şekil 4.5'te farklı yüzey tiplerinin, sınır koşul değerleri ve model hacmi üzerindeki konumları yer almaktadır.



Şekil 4.4 : Yüzey Tiplerinin Sınır Koşul Değerleri.



Şekil 4.5 : Yüzey Tiplerinin Model Hacmi Üzerindeki Konumları.

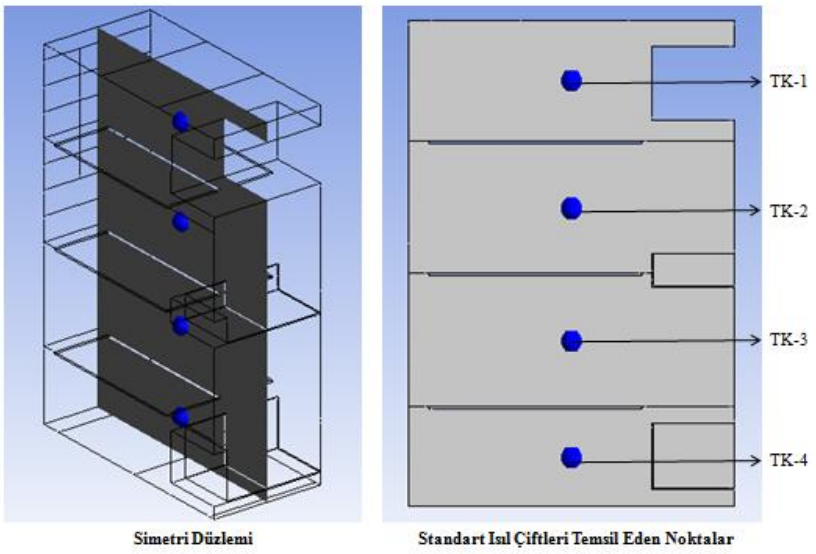
5. MEVCUT DURUMA AİT SAYISAL VE DENEYSEL SONUÇLAR

Proje kapsamında, öncelikle buzdolabı mevcut konfigürasyonu üzerinde sayısal ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Şekil 5.1'den görüldüğü üzere, soğutucu kompartmanında eksenel fan kullanımının olup olmamasına bağlı olarak 2 farklı konfigürasyon söz konusu olup, her iki durum için sayısal çözüm ve deneysel ölçümler gerçekleştirilmiştir. Bu sayede, fan kullanımının kabin içerisindeki sıcaklık dağılımına olan etkisi hakkında bilgi edinilmiş ve bu bilgi tasarım sürecinin şekillenmesinde önemli bir rol oynamıştır.



Şekil 5.1 : Mevcut Durum Konfigürasyonları.

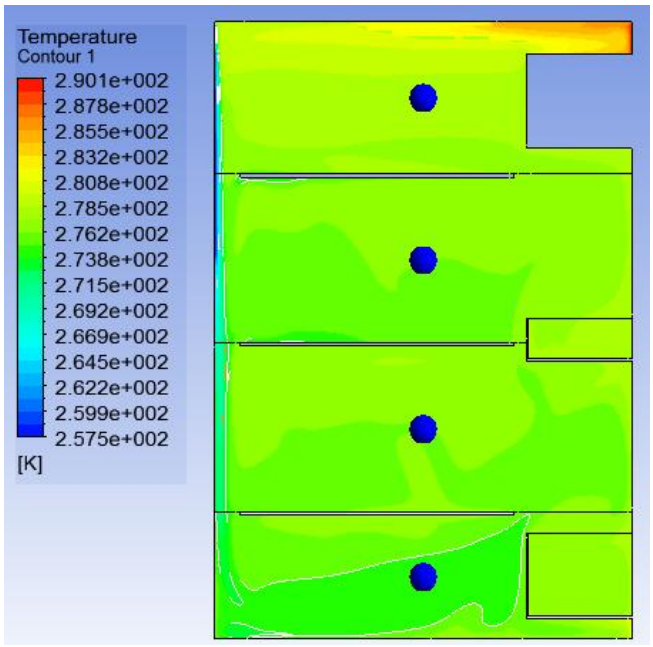
Bu sürecin diğer bir önemi ise, sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılarak sayısal modelin doğruluğunun kontrol edilmesidir. Sayısal sonuçlar deney sonuçları ile karşılaştırılırken esas alınan kriter, deneysel standart ısıl çift sıcaklık değerleri ile sayısal modelde aynı konumda yer alan noktaların sıcaklık değerlerinin birbirleriyle olan ilişkisidir. Bu nedenle, sayısal sonuçlar şekil 5.2'de belirtilen simetri düzleminde gösterilip, bu düzlem üzerinde yer alan ve standart ısıl çiftleri temsil eden noktalara ait sıcaklık değerleri sayısal sıcaklık değerleri olarak belirtilmiştir. Sonuçlarda, standart ısıl çiftler TK olarak kodlanıp, yukarıdan aşağıya doğru numaralandırılmıştır(Şekil 5.2).



Şekil 5.2 : Simetri Düzlemi ve Standar Isıl Çiftleri Temsil Eden Noktalar.

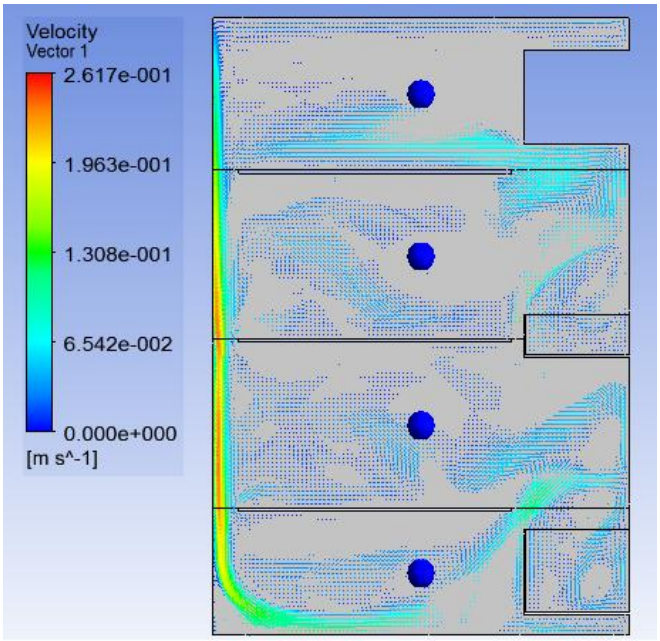
5.1 Fansız Konfigürasyona Ait Sayısal ve Deneysel Sonuçlar

Fansız duruma ait sayısal sıcaklık ve hız dağılımı sonuçları sırasıyla şekil 5.3 ve şekil 5.4'te gösterilmiştir. Kabin içerisinde en düşük sıcaklık değerleri buharlaştırıcı yüzeyine yakın bölgede, en yüksek sıcaklık değerleri ise kabin tavanı ile kapının keşiştiği dar bölgede görülmektedir. Ayrıca, üst raf aralığından aşağıya doğru sıcaklık değerlerinde düşüş gözlemlenmektedir(Şekil 5.3).



Şekil 5.3 : Fansız Konfigürasyon Sayısal Sıcaklık Dağılımı.

Sıcaklık dağılımına paralel olarak, en yüksek hız değerleri, buharlaştırıcının bulunduğu ve hız sınır tabakalarının oluştuğu arka yüzey bölgesinde, kalan diğer bölgelerde ise düşük hız değerleri görülmektedir. Bunun yanında, kabin içerisindeki akış yönünün doğal taşınım gereği buharlaştırıcının bulunduğu soğuk arka bölgelerde aşağıya, nispeten sıcak olan kapıya yakın ön bölgelerde ise yukarıya doğru olduğu görülür(Şekil 5.4).

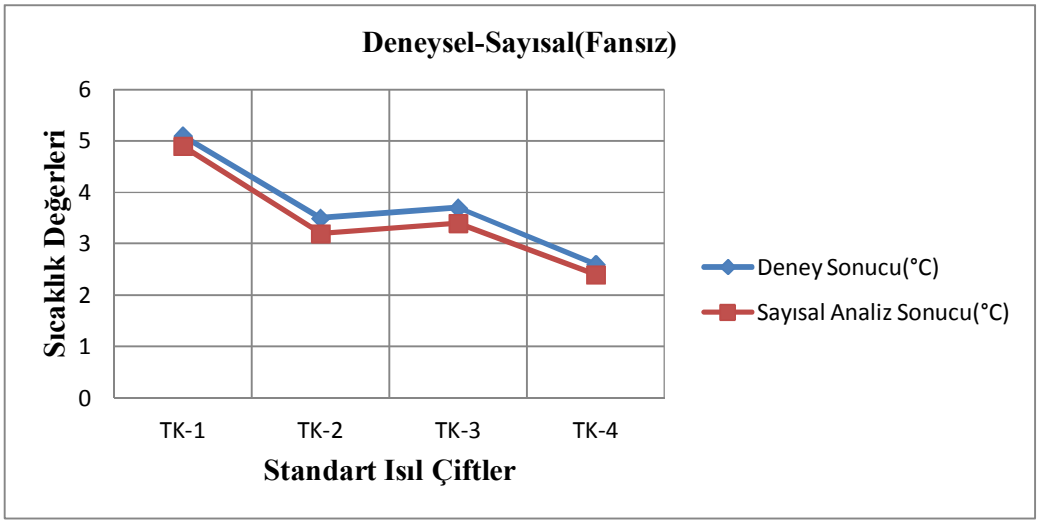


Şekil 5.4 : Fansız Konfigürasyon Sayısal Hız Dağılımı.

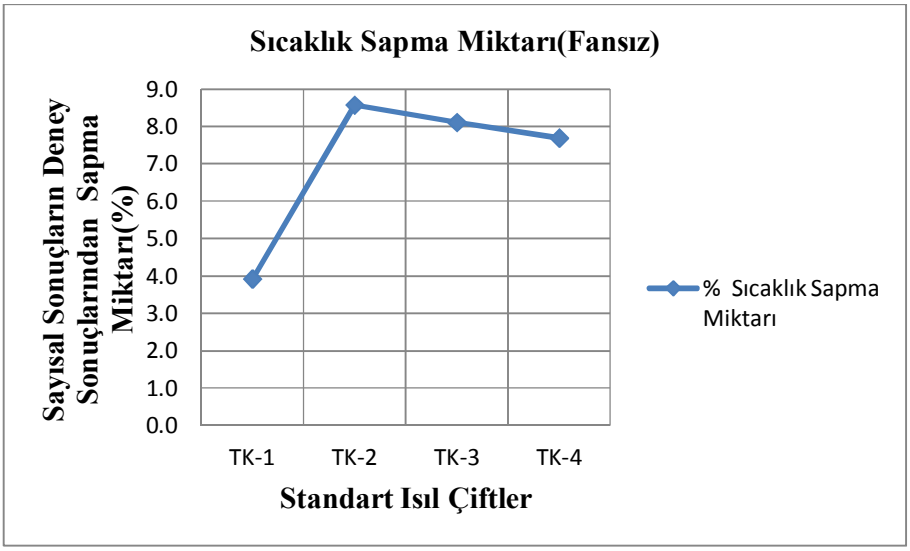
Sayısal çözüm sonrasında elde edilen standart ısıl çift sıcaklık değerleri deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır(Tablo 5.1). Şekil 5.5 ve şekil 5.6'dan görüleceği üzere, elde dilen sayısal sonuçlar deney sonuçları ile benzer eğilim gösterip, sayısal sıcaklık değerlerinin deneysel değerlerden sapma miktarı en yüksek % 8.5 mertebesinde görülmüştür.

Çizelge 5.1 : Fansız Konfigürasyon Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Değerleri.

Standart Isıl Çift No	Deneysel Sonuç(°C)	Sayısal Sonuç(°C)
TK-1	5.1	4.9
TK-2	3.5	3.2
TK-3	3.7	3.4
TK-4	2.6	2.4



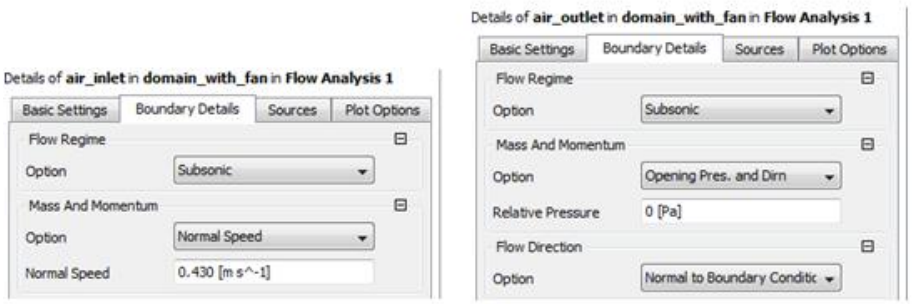
Şekil 5.5 : Fansız Konfigürasyon Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Grafiği.



Şekil 5.6 : Fansız Konfigürasyon Sayısal Çözüm Sapma Grafiği.

5.2 Fanlı Konfigürasyona Ait Sayısal ve Deneysel Sonuçlar

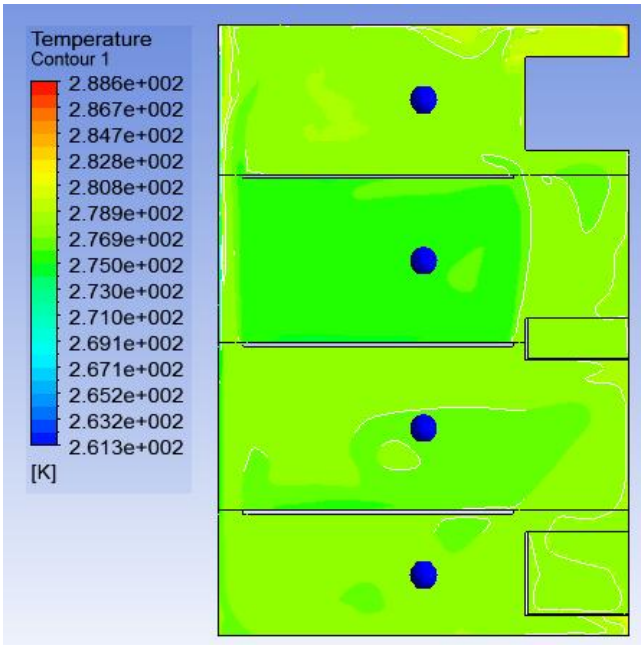
Fanlı durumun sayısal modellenmesi esnasında, fan çıkış hızı olarak, buzdolabı periyodik çalışma durumunda iken zamana göre ortalama hız değeri olan 0.43 m/s, fan girişine ise 0 atm göreceli basıncına sahip açıklık sınır şartları tanımlanmıştır (Şekil 5.7). Kalan diğer fan yüzeylerinde ise adyabatik duvar sınır şartı kabulü yapılmıştır.



Fan Çıkış Yüzeyi Hız Sınır Şartı **Fan Giriş Yüzeyi Basınç Sınır Şartı**

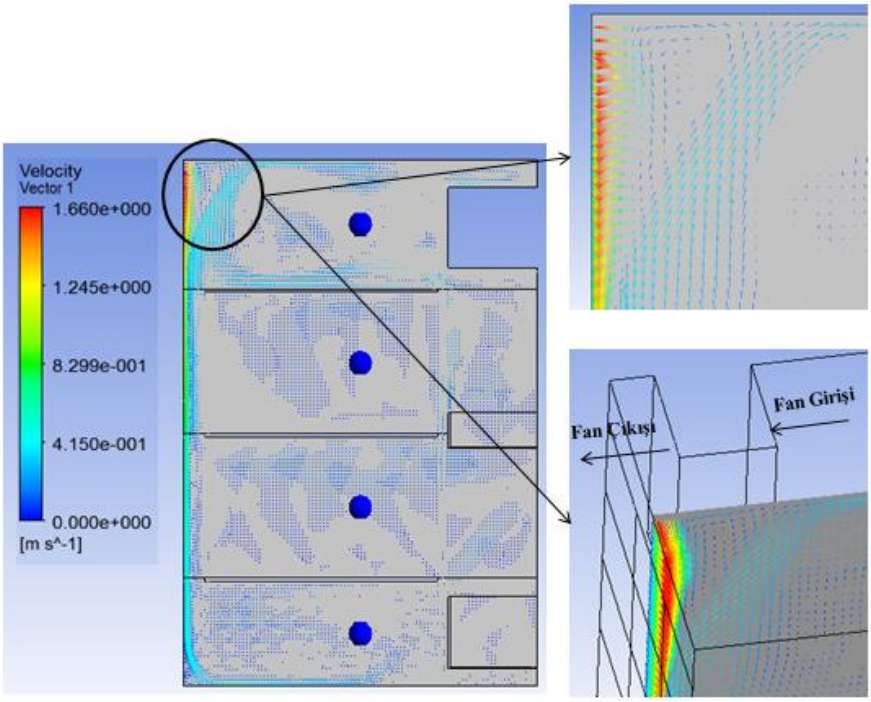
Şekil 5.7 : Fan Giriş ve Çıkışı Sınır Şartları.

Şekil 5.8'de fanlı konfigürasyon için sayısal sıcaklık dağılımı sonucu verilmiştir. Kabin içerisinde en düşük ve en yüksek sıcaklık bölgeleri fansız konfigürasyon ile benzerlik gösterirken, fansız konfigürasyonda raflar arasında oluşan dikey sıcaklık farkı, fan kullanımı ile birlikte azalarak daha üniform bir sıcaklık eldesi gerçekleştirilmiştir. Benzer şekilde, fansız konfigürasyonda, buharlaştırıcı yüzeyine yakın bölgeler ile kabin iç bölgeleri arasında oluşan sıcaklık farkının, fan kullanımı ile birlikte önemli ölçüde azaldığı görülmektedir. Sonuç olarak, kabin içerisinde hava sirkülasyonunu arttırarak raflar arasındaki sıcak dağılımının dengelenmesi amacıyla kullanılan eksenel fanın istenen etkiyi yarattığı söylenebilir.



Şekil 5.8 : Fanlı Konfigürasyon Sayısal Sıcaklık Dağılımı.

Şekil 5.9'daki hız dağılımı sonucu incelendiğinde ise, fansız konfigürasyona göre kabin içerisindeki hız değerlerinde yaşanan artış sebebiyle, buharlaştırıcının bulunduğu arka yüzeydeki hız sınır tabaka kalınlıklarında azalma görülmektedir. Fan kullanımının, özellikle en üst rafdaki hava sirkülasyonunu arttırması sebebiyle, maksimum hız değerleri fan çıkışına yakın bölgelerde elde edilmektedir. En alt raf bölgesindeki hız değerlerinde ise fansız konfigürasyona göre düşüş yaşanmıştır.

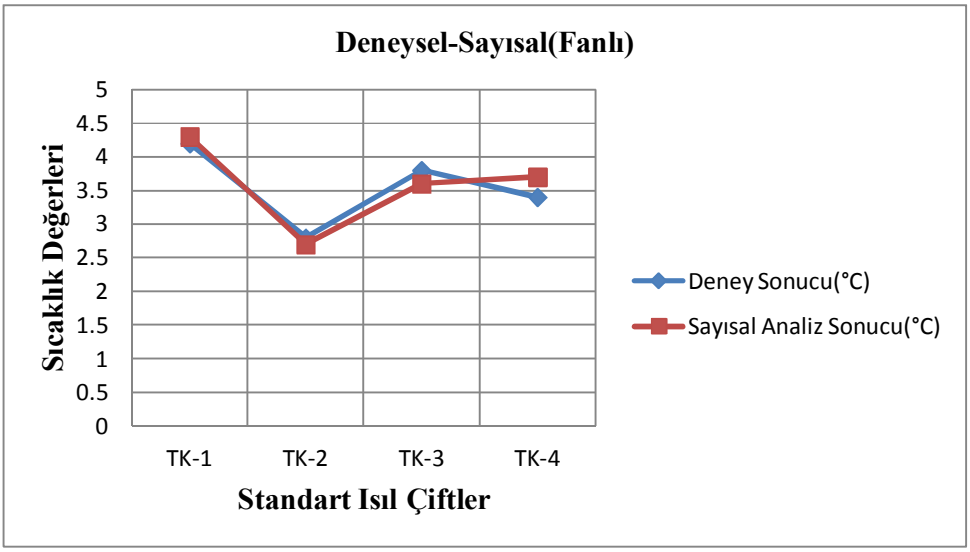


Şekil 5.9 : Fanlı Konfigürasyon Sayısal Hız Dağılımı.

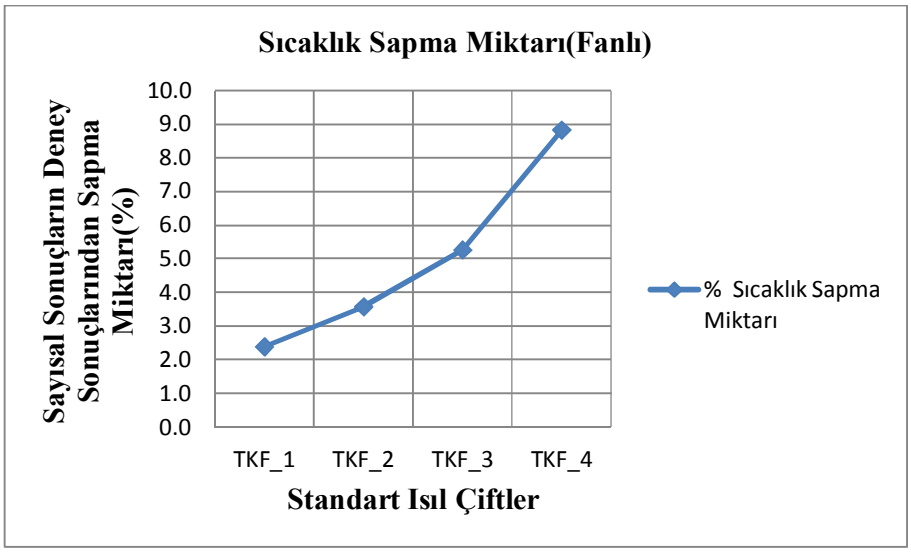
Sayısal çözüme ait sıcaklık sonuçlarının eldesinden sonra deney sonuçları ile karşılaştırma yapılmıştır(Tablo 5.2). Fansız konfigürasyonda olduğu gibi, simülasyon sonuçları deneysel ölçüm sonuçları ile benzer eğilimi gösterip, deneysel değerlerden sapma miktarı en yüksek % 9 civarında elde edilmiştir(Şekil 5.10 ve Şekil 5.11).

Çizelge 5.2 : Fanlı Konfigürasyon Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Değerleri.

Standart Isıl Çift No	Deneysel Sonuç(°C)	Sayısal Sonuç(°C)
TK-1	4.2	4.3
TK-2	2.8	2.7
TK-3	3.8	3.6
TK-4	3.4	3.7



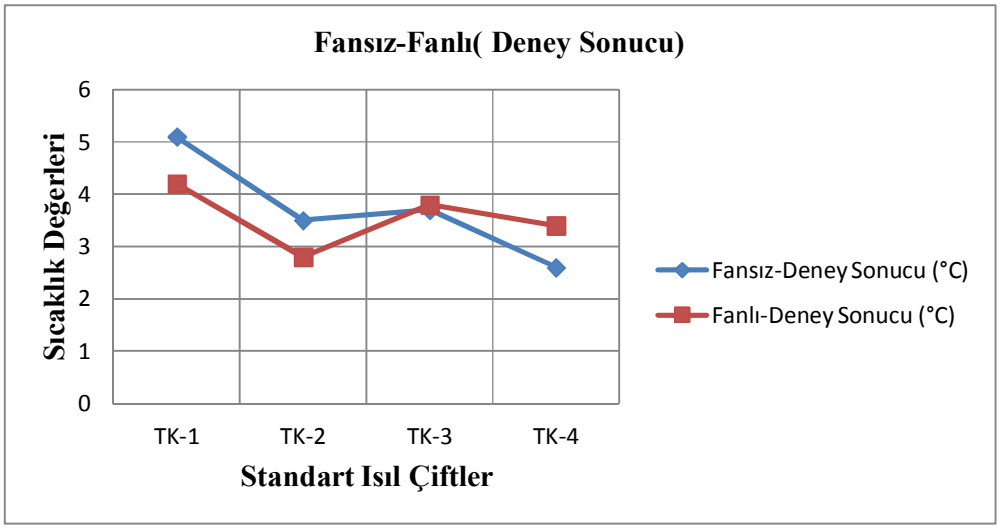
Şekil 5.10 : Fanlı Konfigürasyon Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Grafiği.



Şekil 5.11 : Fanlı Konfigürasyon Sayısal Çözüm Sapma Grafiği.

5.3 Mevcut Durum Sonuçlarının Yorumlanması

Mevcut duruma ait 2 farklı konfigürasyon üzerinde yapılan sayısal ve deneysel çalışmalar neticesinde, kabin içerisinde buharlaştırıcıdan bağımsız olarak çalışan eksenel fanın, üst raflardaki hava sirkülasyonunu arttırarak TK-1 ve TK-2 ısıl çiftlerinde sıcaklık düşüşüne, TK-4 ısıl çiftinde ise sıcaklık artışına neden olduğu görülmüştür(Şekil 5.12).



Şekil 5.12 : Fansız ve Fanlı Konfigürasyonlara Ait Deneysel Sıcaklık Grafiği.

Bu sebeple, standart ısıl çiftler arasındaki maksimum sıcaklık farkı ve standart sapma değerlerinde düşüş yaşanarak, kabin içerisinde fansız konfigürasyona nazaran daha üniform bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir(Tablo 5.3). Fan kullanımının standart ısıl çift sıcaklık değerlerinde yarattığı bu etki, yeni buharlaştırıcı tasarımında göz önüne alınan en önemli parametreyi oluşturmaktadır.

Çizelge 5.3 : Fansız ve Fanlı Konfigürasyonlara Ait Deneysel Sıcaklık Değerleri.

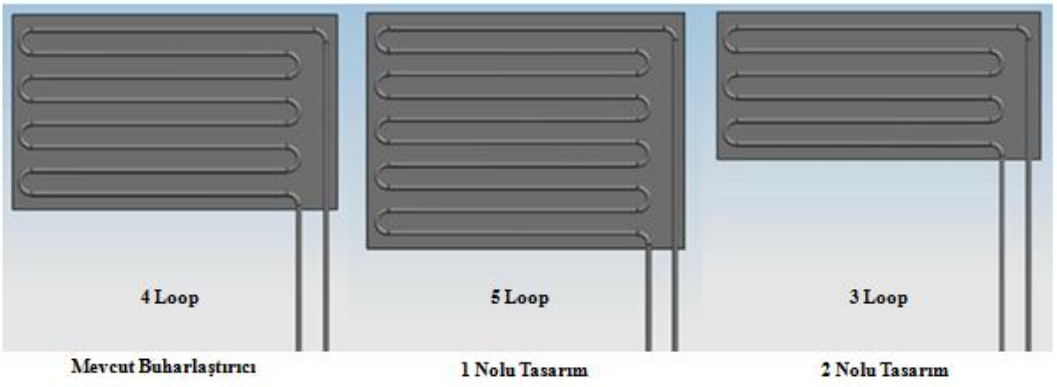
	Fansız-Deney Sonucu (°C)	**Fanlı-Deney Sonucu (°C)**
TK-1	5.1	4.2
TK-2	3.5	2.8
TK-3	3.7	3.8
TK-4	2.6	3.4
Standart Sapma	1.03	0.60
Maksimum Sıc. Farkı	2.5	1.4

Sayısal ve deneysel sıcaklık değerlerinden çıkarılabilecek diğer bir önemli sonuç ise, hem fanlı hem fansız konfigürasyon durumlarında, sayısal sonuçların deneysel sonuçlara göre %10'dan daha düşük sapma değerlerinde elde edilmesidir. Bu nedenle, oluşturulan sayısal modelin doğruluğu deneysel sonuçlar yardımı ile kanıtlanmıştır.

6. YENİ BUHARLAŞTIRICI TASARIMLARI

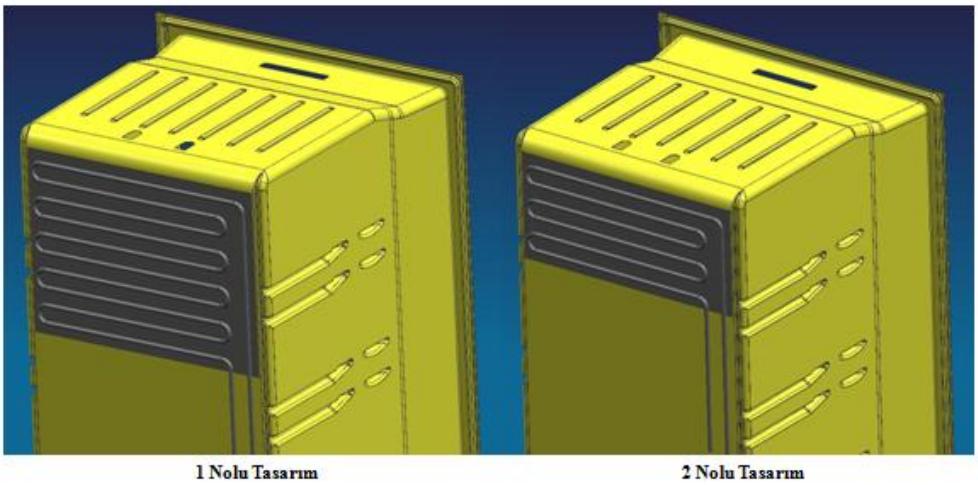
Çalışmanın dizayn sürecinde, temel 2 etken göz önüne alınarak yeni buharlaştırıcı tasarımları oluşturulmuştur. Bunlardan birincisi, projenin amacı, başka bir ifadeyle buzdolabı soğutucu bölmesinde fan kullanımı olmadan, fanlı durumdaki kabin içi sıcaklık dağılımını elde etmeye yönelik bir buharlaştırıcı tasarlamaktır. Diğer etken ise, oluşturulan tasarımın, imal edilebilirlik, maliyet ve montaj kolaylığı gibi seri üretim koşullarını yerine getirmesi zorunluluğudur.

Bu etkenlerden yola çıkarak, 2 farklı buharlaştırıcı tasarımı oluşturulmuştur. Tasarımlar mevcut durumda olduğu gibi TOS(Tube-on-Sheet) buharlaştırıcı sınıfına girmektedir. Şekil 6.1'de, yeni ve mevcut durumdaki tos buharlaştırıcıların 3 boyutlu CAD resimleri yer almaktadır. Görüldüğü üzere, yeni tasarımların 4 loop içeren mevcut buharlaştırıcıdan farkı, 1 nolu tasarımında loop sayısının 1 adet arttırılması, 2 nolu tasarımda ise loop sayısının 1 adet azaltılmış olmasıdır.



Şekil 6.1 : Mevcut ve Yeni Buharlaştırıcı Tasarımları.

Yeni tasarımların, montaj prosesi ve buzdolabı üzerindeki konumu mevcut buharlaştırıcı ile aynı olup, tasarımların montaj durumuna ait resimler şekil 6.2'de yer almaktadır.



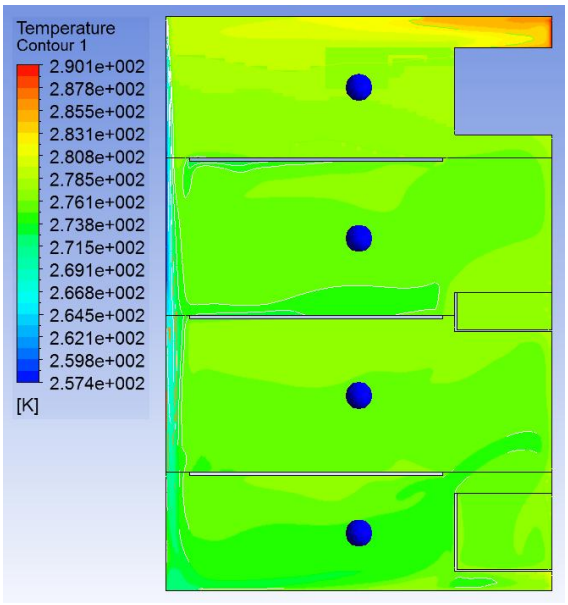
Şekil 6.2 : Yeni Buharlaştırıcı Tasarımlarının 3D CAD Montaj Resimleri.

7. YENİ KONFİGÜRASYONLARA AİT SAYISAL VE DENEYSEL SONUÇLAR

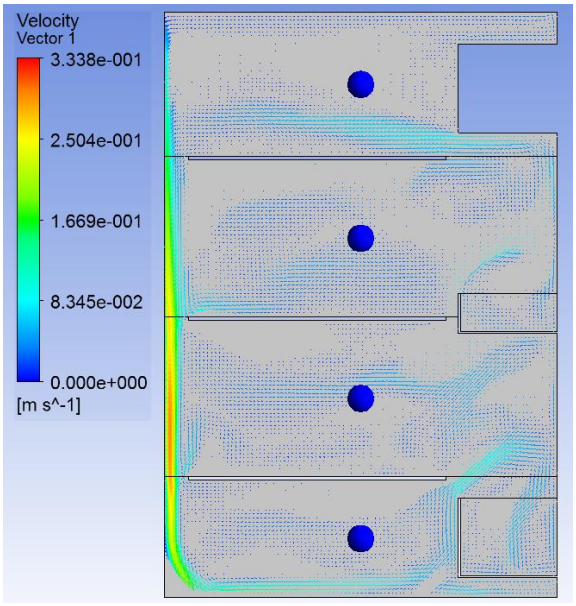
Tasarım sürecinin ardından, yeni buharlaştırıcı komponentlerinin imali gerçekleştirilmiştir. Sonrasında, imal edilen buharlaştırıcıların kullanıldığı buzdolabı konfigürasyonları üzerinde deneysel ve sayısal çalışmalar yapılarak, tasarımların problemin çözümüne yönelik yeterlilikleri kontrol edilmiştir.

7.1 1 Nolu Tasarıma Ait Sayısal ve Deneysel Sonuçlar

5 loop'tan oluşan 1 nolu tasarıma ait sayısal dağılım sonuçları sırasıyla şekil 7.1 ve şekil 7.2'de yer almaktadır. Sonuçlardan görüleceği üzere, 1 nolu tasarımdaki kabin içi sıcaklık ve hız dağılımları mevcut durumdaki fansız konfigürasyon ile benzer eğilimi göstermektedir. Farklı olarak, TK-1, TK-2 ve TK-3 raf bölgelerinde 0.5 K mertebesinde sıcaklık düşüşü yaşanmıştır.

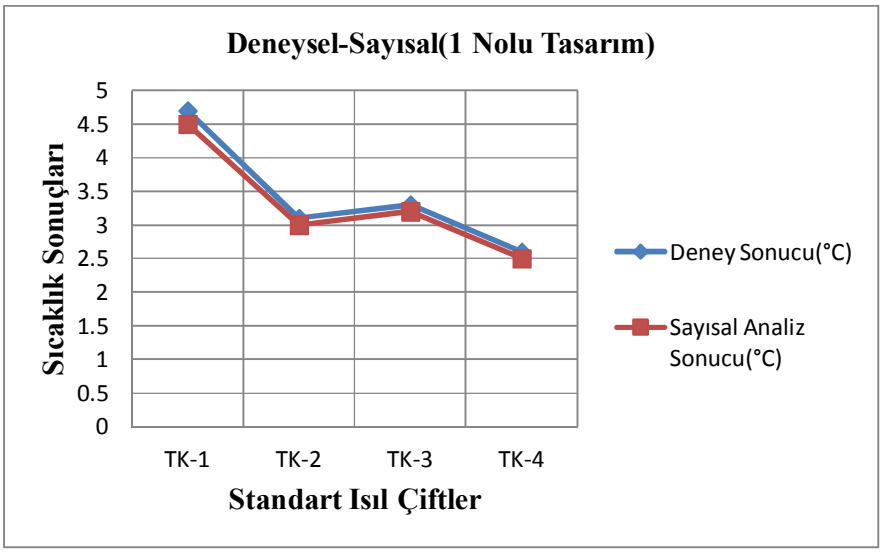


Şekil 7.1 : 1 Nolu Tasarım Sayısal Sıcaklık Dağılımı.

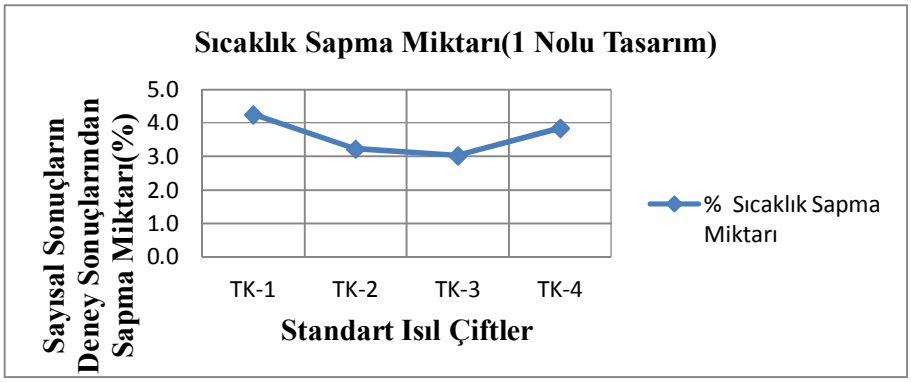


Şekil 7.2 : 1 Nolu Tasarım Sayısal Hız Dağılımı.

Sayısal çözüm sonuçlarının doğrulaması yapıldığında, sayısal sıcaklık değerlerinin deneysel sonuçlar ile uyumlu olduğu ve % 4.5'in altında bir sapma miktarı ile sayısal çözümün elde edildiği görülmektedir(Şekil 7.3 ve Şekil 7.4).



Şekil 7.3 : 1 Nolu Tasarım Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Grafiği.

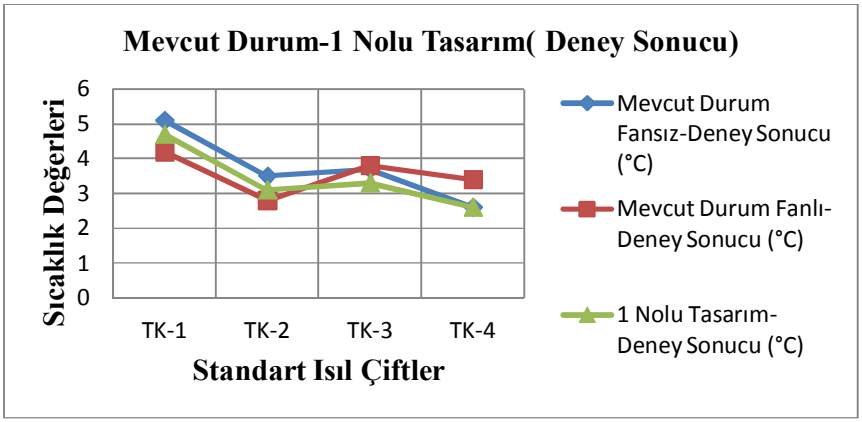


Şekil 7.4 : 1 Nolu Tasarım Sayısal Çözüm Sapma Grafiği.

1 nolu tasarımın mevcut konfigürasyonlar ile karşılaştırılması yapıldığında, tasarıma ait sıcaklık dağılım kalitesinin, fansız ve fanlı konfigürasyon kaliteleri arasında, fansız konfigürasyona yakın olarak elde edildiği görülmüştür(Çizelge 7.1 ve Şekil 7.5).

Çizelge7.1: Mevcut Durum ve 1 Nolu Tasarım Deneysel Sıcaklık Değerleri.

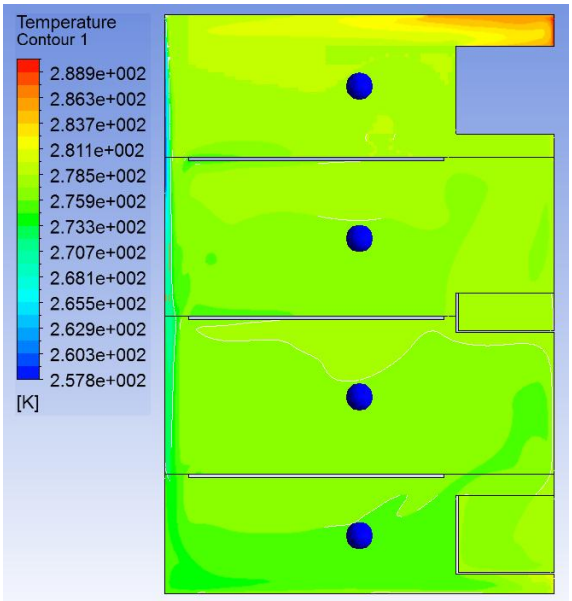
	Mevcut Durum Fansız-Deney Sonucu (°C)	Mevcut Durum Fanlı-Deney Sonucu (°C)	1 Nolu Tasarım-Deney Sonucu (°C)
TK-1	5.1	4.2	4.7
TK-2	3.5	2.8	3.1
TK-3	3.7	3.8	3.3
TK-4	2.6	3.4	2.6
Standart Sapma	1.03	0.60	0.90
Maksimum Sıc. Farkı	2.5	1.4	2.1



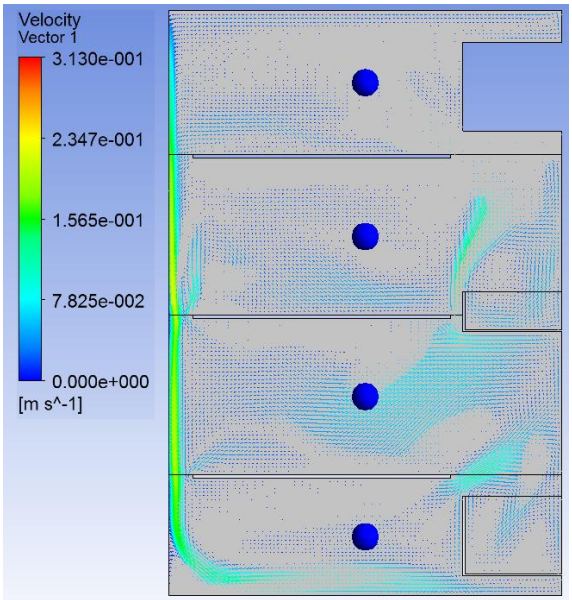
Şekil 7.5 : Mevcut Durum ve 1 Nolu Tasarım Deneysel Sıcaklık Grafiği.

7.2 2 Nolu Tasarıma Ait Sayısal ve Deneysel Sonuçlar

Benzer şekilde, 3 loop'tan oluşan 2 nolu tasarıma ait sayısal dağılım sonuçları incelendiğinde, mevcut fansız konfigürasyona göre TK-1 raf bölgesinde sıcaklık düşüşü, diğer raf bölgelerinde ise sıcaklık artışının oluştuğu görülmüştür. Bu sayede, raf bölgelerindeki sıcaklık değerleri birbirine yakınlaşarak daha üniform bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir(Şekil 7.6). Hız dağılımının ise mevcut fansız konfigürasyon ile benzer yapıda olduğu gözlemlenmektedir(Şekil 7.7).

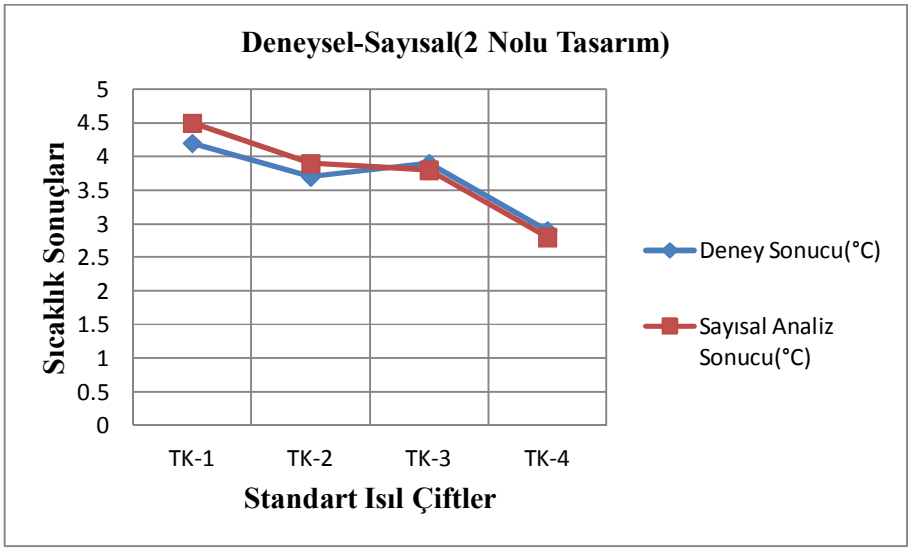


Şekil 7.6 : 2 Nolu Tasarım Sayısal Sıcaklık Dağılımı.

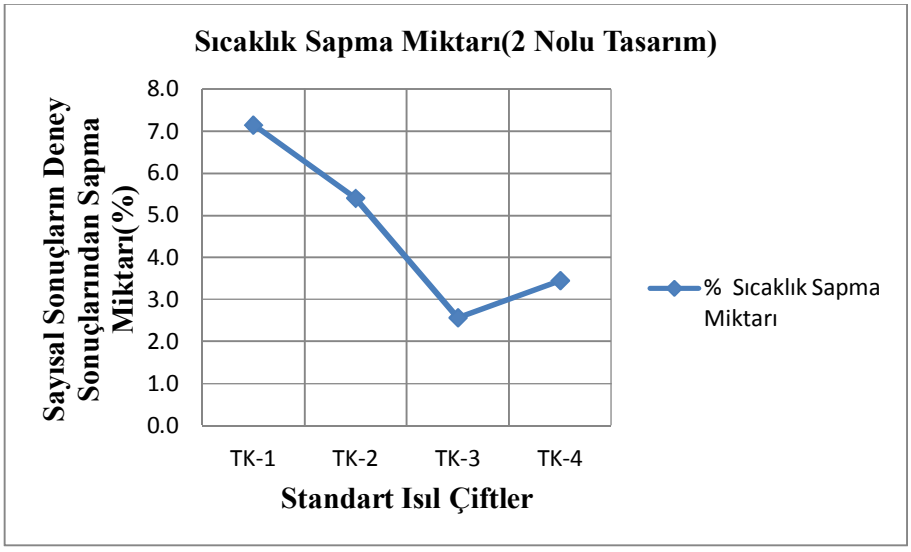


Şekil 7.7 : 2 Nolu Tasarım Sayısal Hız Dağılımı.

1 nolu tasarımda olduğu gibi, deneysel sonuçlar ile uyumlu olan sayısal sonuçlar elde edilip, %7'nin altında bir sapma miktarı ile sayısal çözüm gerçekleştirilmiştir(Şekil 7.8 ve Şekil 7.9).



Şekil 7.8 : 2 Nolu Tasarım Deneysel ve Sayısal Sıcaklık Grafiği.

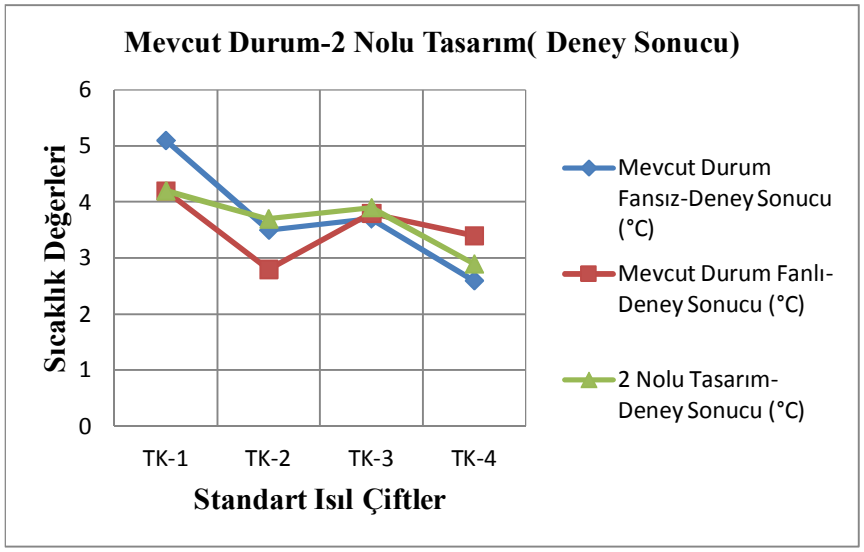


Şekil 7.9 : 2 Nolu Tasarım Sayısal Çözüm Sapma Grafiği.

2 nolu tasarıma ait sıcaklık dağılım kalitesinin, mevcut konfigürasyonlar ile karşılaştırılması yapıldığında, mevcut fansız konfigürasyona göre standart ısıl çiftler arasındaki sıcaklıkların birbirine yaklaşarak raflar arasında daha düzgün bir sıcaklık dağılımının elde edildiği, dolayısıyla mevcut fanlı konfigürasyon ile aynı mertebede standart sapma ve maksimum sıcaklık farkı değerlerinin sağlandığı görülmektedir (Çizelge 7.2 ve Şekil 7.10).

Çizelge 7.2 : Mevcut Durum ve 2 Nolu Tasarım Deneysel Sıcaklık Değerleri.

	Mevcut Durum Fansız-Deney Sonucu (°C)	**Mevcut Durum Fanlı-Deney Sonucu (°C)**	**2 Nolu Tasarım-Deney Sonucu (°C)**
TK-1	5.1	4.2	4.2
TK-2	3.5	2.8	3.7
TK-3	3.7	3.8	3.9
TK-4	2.6	3.4	2.9
Standart Sapma	1.03	0.60	0.56
Maksimum Sıc. Farkı	2.5	1.4	1.3



Şekil 7.10 : Mevcut Durum ve 2 Nolu Tasarım Deneysel Sıcaklık Grafiği.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında, evlerde yaygın olarak kullanılan statik tip bir buzdolabı soğutucu bölmesindeki sıcaklık dağılımını inceleme ve iyileştirmeye yönelik çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar, zaman ve maliyet avantajı sebebiyle sayısal çözüm odaklı yürütülmüştür. Probleme ait sayısal modelin oluşturulması deneysel çalışmalar ile desteklenmiştir. Sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması neticesinde elde edilen %10'nun altında sıcaklık sapma değerleri ile oluşturulan sayısal modelin doğruluğu gösterilmiştir.

Çalışmada öncelikle mevcut soğutucu bölme konfigürasyonları üzerinde sayısal çözümler yapılarak, eksenel fan kullanımının kabin içerisindeki sıcaklık dağılımında yarattığı etki görülmüştür. Sonrasında, fan kullanımını iptal etmek amacıyla, maliyet, imalat ve montaj gibi etkenler göz önünde bulundurularak, sayısal modeli etkilemeyecek şekilde buharlaştırıcı tasarımları yapılmıştır. Yeni tasarımlara ait sonuçların eldesi ve mevcut konfigürasyonlar ile karşılaştırılmaları neticesinde, fan kullanımı olmadan, soğutucu bölme içerisinde üniform sıcaklık dağılımı eldesi gerçekleştirilmiştir.

Buzdolabının temel görevi olan, gıdaların tazeliğini koruyarak uzun süreli muhafaza edilmesi işleminde, kabin içerisindeki sıcaklık ile beraber diğer önemli parametre nem miktarıdır. Dolayısıyla, bu çalışmanın devamı olarak soğutucu bölme içerisindeki kütle transferinin konu edilmesi, gıdaların buzdolabı içerisindeki muhafazasının incelenmesi ve iyileştirilmesi açısından faydalı bir çalışma olacaktır.

KAYNAKLAR

[1] **Hans-Liudger Dienel**, (2004). Linde: History of a Technology Corporation, 1879-2004, Palgrave Macmillan, Winchester.

[2] **Michael J. Moran, Howard N. Shapiro**, (1999). Fundamentals of Engineering Thermodynamics, McGraw-Hill, NewYork.

[3] **Url-1** <*http://www.embraco.com*>, alındığı tarih: 29.03.2012.

[4] **O. Laguerre, D. Flick**, (2004). Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators, *Journal of Food Engineering,* **62**, 79-88.

[5] **Frank P. Incropera, David P. DeWitt**, (2002). Fundamentals of Heat and Mass Transfer: J. Wiley, New York

[6] **O. Laguerre, S. Ben Amara, J. Moureh, D. Flick**, (2007). Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerators, *Journal of Food Engineering,* **81**, 144-156.

[7] **Guo-Liang Ding, Hong-Tao Qiao, Zhi-Li Lu**, (2004). Ways to improve thermal uniformity inside a refrigerator, *Applied Thermal Engineering,* **24**, 1827-1840.

[8] **C. Conceição António, C.F. Afonso**, (2011). Air temperature field inside refrigeration cabins: A comparison of results from CFD and ANN modeling, *Applied Thermal Engineering,* **31**, 1244-1251.

[9] **TS EN ISO 15502**, (2007). Evlerde Kullanılan Soğutma Cihazları-Karakteristikler ve Deney Metotları, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.

[10] **ANSYS INC**, (2012). Anys 13.0 Documentation.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Salih AVCIOĞLU

Doğum Yeri ve Tarihi: Kırcaali-Bulgaristan, 17.05.1986

Adres: Yıldırım Mah. Kocatepe Cad. No:7/5 Bayrampaşa/İSTANBUL

E-Posta: avcioglusa@gmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi-Makina Mühendisliği, (2004-2009)

Mesleki Deneyim: Bosch-Siemens Ev Aletleri Sanayi ve Ticaret A.Ş., Soğutucu AR-GE Merkezi, Ar-Ge Mühendisi, (2009-Halen)