

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EV TİPİ DONDURUCULARDA
VAKUM İZOLASYON PANEL KULLANIMININ
ENERJİ TÜKETİMİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ VE DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ

Umut YILMAZ

Ekim, 2008

İZMİR

**EV TİPİ DONDURUCULARDA
VAKUM İZOLASYON PANEL KULLANIMININ
ENERJİ TÜKETİMİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ VE DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Bölümü, Enerji Anabilim Dalı

Umut YILMAZ

Ekim, 2008

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

UMUT YILMAZ tarafından DOÇ. DR. DİLEK KUMLUTAŞ yönetiminde hazırlanan “EV TİPİ DONDURUCULARDA VAKUM İZOLASYON PANEL KULLANIMININ ENERJİ TÜKETİMİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Dilek KUMLUTAŞ

Yönetici

Prof. Dr. İsmail Hakkı TAVMAN

Jüri Üyesi

Doç. Dr. Yunus ÇERÇİ

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Cahit HELVACI

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bütün yüksek lisans hayatım ve tez çalıőmalarım boyunca yardımını ve desteğini benden esirgemeyen ve her konuda bana yol gösteren Sayın Hocam Doç.Dr. Dilek KUMLUTAŞ'a saygılarımı ve teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, tez kapsamında yaptığımız deneysel çalışmalar sırasında benden yardımlarını esirgemeyen ve tezimin őekillenmesinde yardımcı olan Vestel Beyaz Eşya (VBE) Teknoloji Geliştirme Departmanı Müdürü Sayın Halil TURAN'a, VBE Buzdolabı Fabrikası Üretim Sorumlusu Sayın Turhan YILMAZER'e, VBE Teknoloji Geliştirme Departmanı Laboratuar Sorumlusu Sayın Utku GÖRDÜK'e, VBE Buzdolabı Poliüretan Hatları Sorumlusu Sayın Metin ÖZÇAM'a ve VBE Buzdolabı Fabrikası Ar&Ge Departmanı Laboratuar Mühendisi Sayın Kamil AYDIN'a teşekkür ederim.

Son olarak, tez çalıőmamın literatür taraması, derleme ve kontrol aőamalarında yardımlarına baővurduğum Sayın Fikret YILMAZ'a, Nebahat YILMAZ'a ve Gamze DURAK'a teőekkürlerimi sunarım.

Umut YILMAZ

EV TİPİ DONDURUCULARDA VAKUM İZOLASYON PANEL KULLANIMININ ENERJİ TÜKETİMİ ÜZERİNDEKİ ETKİSİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZ

Bu çalışmada günümüz teknolojiyle üretilebilen, üstün özellikli ısı yalıtım malzemelerinden biri olan vakum izolasyon paneller ve bu panellerin ev tipi dondurucularda kullanıma yönelik yapılan araştırmalara yer verilmektedir. Bu amaçla ilk olarak enerji tüketimi ve beyaz eşyalarda enerji verimliliği, soğutma ve soğutma sistemleri, ısı transferi ve yalıtım malzemeleri ile vakum izolasyon panelleri hakkında genel bilgiler verilmektedir. Sonrasında, ısı yalıtım malzemesi olarak poliüretan ve vakum izolasyon panellerin birlikte kullanılması suretiyle çalışma kapsamında özel olarak üretilen ev tipi bir dondurucuda yapılan bilgisayar destekli analizler ve deneysel çalışmalar yer almaktadır. Son olarak, standartlarda belirtilen koşullar altında yapılan enerji tüketim testlerinden elde edilen verilere ve bilgisayar analizleri sonucunda ulaşılan değerlere ait sonuçlar, yorumlar ve öneriler yer almaktadır.

Anahtar kelimeler: Isı Yalıtımı, Vakum İzolasyon Paneller, Buzdolapları ve Dondurucular

**EXPERIMENTAL AND COMPUTER AIDED ANALYSIS FOR THE
EFFECT OF USING VACUUM INSULATION PANELS IN FREEZERS ON
THE ENERGY CONSUMPTION**

ABSTRACT

In this study, the researches about using of vacuum insulation panels known as one of the best thermal insulation materials that could be created by today technology in the freezers are mentioned. For this aim, in the first step the general researches and information about energy consumption and energy efficiency in home appliances, cooling and cooling systems, heat transfer and heat insulation materials and vacuum insulation panels are taken in hand. Then the computer aided analysis and experimental studies about the tabletop freezer which had been produced for this study by using polyurethane and vacuum insulation panels together as insulation materials are mentioned. Last, the results, comments and suggestions are discussed according to the result of experimental studies that have been realized under the conditions are defined in the standards and result of computer aided analysis.

Keywords: Heat Insulation, Vacuum Insulation Panels, Refrigerators and Freezers

İÇİNDEKİLER

| | Sayfa |
|---|-----------|
| YÜKSEK LİSANS TEZ SONUÇ FORMU..... | ii |
| TEŞEKKÜR..... | iii |
| ÖZ..... | iv |
| ABSTRACT..... | v |
| BÖLÜM BİR - GİRİŞ..... | 1 |
| 1.1 Soğutma..... | 1 |
| 1.2 Soğutmanın Tarihsel Gelişimi..... | 1 |
| 1.3 Beyaz Eşya Sektöründe Eğilimler ve Enerji Tüketimi Rakamları..... | 7 |
| 1.3.1 Buzdolabı ve Dondurucuların Enerji Tüketim Seviyelerinde Gerçekleşen Gelişmeler..... | 10 |
| 1.4 Çalışmanın Amacı..... | 13 |
| BÖLÜM İKİ - EV TİPİ BUZDOLAPLARI ve DONDURUCULAR..... | 15 |
| 2.1 Soğutma Makineleri..... | 15 |
| 2.2 Soğutma Yöntemleri..... | 15 |
| 2.2.1 Soğutma Çevrimleri..... | 16 |
| 2.2.1.1 Soğutma İle İlgili Temel Fiziksel Kavramlar..... | 17 |
| 2.2.1.2 Soğutma İle İlgili Termodinamik Kavramlar..... | 18 |
| 2.2.1.3 Carnot Çevrimi..... | 21 |
| 2.2.1.3.1 Carnot Isı Makinesi..... | 22 |
| 2.2.1.4 Ters Carnot Çevrimi (Carnot Soğutma Çevrimi)..... | 23 |
| 2.2.1.4.1 Carnot Soğutma Makinesi..... | 24 |
| 2.2.1.4.2 Etkinlik Katsayısı Kavramı (COP) ve Carnot Soğutma Makinesi Etkinlik Katsayısı..... | 25 |
| 2.2.1.5 Ters Carnot Çevrimi ve Carnot Soğutma Makinesinin Uygulanabilirliği..... | 26 |

| | |
|--|----|
| 2.2.1.6 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi..... | 28 |
| 2.2.1.7 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi..... | 31 |
| 2.3 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucular..... | 33 |
| 2.3.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Tasarım Kriterleri ve Genel Performans Karakteristikleri..... | 35 |
| 2.3.2 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucuların Soğutma Sisteminde Kullanılan Elemanlar..... | 37 |
| 2.3.2.1 Kompresör..... | 40 |
| 2.3.2.1.1 Pistonlu Kompresörler..... | 40 |
| 2.3.2.2 Kondanser (Yoğuşturucu)..... | 42 |
| 2.3.2.3 Kılcal Boru..... | 44 |
| 2.3.2.4 Kurutucu Filtre (Drier)..... | 45 |
| 2.3.2.5 Evaporatör (Buharlaştırıcı)..... | 46 |
| 2.3.2.6 Soğutucu Akışkan (Refrijan)..... | 48 |
| 2.3.2.6.1 Kloroflorokarbon (CFC)..... | 48 |
| 2.3.2.6.2 Hidrokloroflorokarbon (HCFC)..... | 48 |
| 2.3.2.6.3 Hidrokloroflorokarbon (HFC)..... | 48 |
| 2.3.2.6.4 Karışım ve İnorganik Soğutucu Akışkanlar..... | 49 |
| 2.3.3 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Soğutma Sistemi Kontrol Elemanları ve Soğutucunun Çalışma Karakteristiği..... | 50 |
| 2.3.3.1 Termostat..... | 50 |
| 2.3.3.1.1. Mekanik Termostat..... | 50 |
| 2.3.3.1.2 Elektronik Termostat..... | 51 |
| 2.3.3.2 Buz Çözme Zamanlayıcısı (Defrost Timer)..... | 52 |
| 2.3.3.3 Kararlı Çalışma Durumları..... | 52 |
| 2.3.3.4 Kontrol Çevrimi..... | 53 |
| 2.3.3.5 Yüzde Çalışma Süresi..... | 53 |

BÖLÜM ÜÇ - EV TİPİ BUZDOLABI VE DONDURUCULARDA ISI YALITIMI VE ENERJİ TÜKETİMİ..... 54

| | |
|--|----|
| 3.1 Isı Transferi ve Genel Tanımlar..... | 54 |
|--|----|

| | |
|---|----|
| 3.1.1 Isı ve Isı Transferi Kavramları..... | 55 |
| 3.2 Termodinamik ve Isı Transferi..... | 55 |
| 3.2.1 Termodinamiğin Sıfıncı Yasası..... | 55 |
| 3.2.2 Termodinamiğin Birinci Yasası..... | 55 |
| 3.2.3 Termodinamiğin İkinci Yasası | 56 |
| 3.3 Isı Transferi Türleri..... | 56 |
| 3.3.1 İletim Yoluyla Isı Transferi..... | 57 |
| 3.3.2 Taşınım Yoluyla Isı Transferi..... | 60 |
| 3.3.3 Işınım Yoluyla Isı Transferi..... | 61 |
| 3.3.4 Toplam Isı Transfer Katsayısı..... | 63 |
| 3.4 Yalıtım Malzemeleri..... | 63 |
| 3.4.1 Yapılarına Göre Isı Yalıtım Malzemeleri..... | 64 |
| 3.4.1.1 Taneli Yapı..... | 64 |
| 3.4.1.2 Hücreli Yapı..... | 64 |
| 3.4.1.3 Lifli Yapı..... | 64 |
| 3.4.1.4 Reflektif Yapı..... | 65 |
| 3.4.1.5 Diğer Malzemeler | 65 |
| 3.4.2 Isı Yalıtım Malzemeleri İle İlgili Temel Kavramlar..... | 65 |
| 3.4.2.1 Isı İletim Katsayısı..... | 65 |
| 3.4.2.2 Yoğunluk..... | 65 |
| 3.4.2.3 Sıcaklık Dayanımı..... | 66 |
| 3.4.2.4 Mekanik Dayanım..... | 66 |
| 3.4.2.5 Buhar Difüzyon Direnci..... | 66 |
| 3.4.2.6 Su Emme Oranı..... | 66 |
| 3.4.3 Çok Kullanılan Bazı Isı Yalıtım Malzemeleri ve Özellikleri..... | 66 |
| 3.4.3.1 Camyünü..... | 67 |
| 3.4.3.2 Taşyünü..... | 68 |
| 3.4.3.3 Ekspande Polistren Köpük (EPS)..... | 68 |
| 3.4.3.4 Ekstrude Polistren Köpük (XPS)..... | 68 |
| 3.4.3.5 Poliüretan..... | 69 |
| 3.4.3.6 Fenol Köpüğü..... | 69 |
| 3.4.3.7 Cam Köpüğü..... | 70 |

| | |
|--|-----------|
| 3.4.3.8 Genleştirilmiş Perlit (EPB)..... | 70 |
| 3.4.3.9 Genleştirilmiş Mantar (ICB)..... | 70 |
| 3.4.3.10 Polietilen Köpük | 70 |
| 3.4.3.11 Mantar Levhalar..... | 71 |
| 3.4.3.12 Seramik Yn..... | 71 |
| 3.4.3.13 Melamin Kpg..... | 71 |
| 3.4.3.14 Polizosiyonat Köpük..... | 71 |
| 3.4.3.15 PVC Köpük..... | 71 |
| 3.4.3.16 Elastomerik Kauçuk Kpg..... | 71 |
| 3.4.4 Isı Yalıtımında Kullanılan Gazlar..... | 72 |
| 3.5 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Isı Yalıtımı..... | 73 |
| 3.5.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Kullanılan Yapı Malzemeleri..... | 74 |
| 3.5.2 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Kullanılan Yalıtım Malzemeleri ve Poliüretan (PU)..... | 75 |
| 3.5.2.1 Poliüretan (PU)..... | 76 |
| 3.5.2.2 Poliüretanın Uygulanması..... | 80 |
| 3.6 Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Tüketimi..... | 83 |
| 3.6.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Verimliliği..... | 83 |
| 3.6.2 Enerji Testleri Deney Şartları..... | 84 |
| 3.6.2.1 Test Odası Sıcaklık, Nem ve Hava Dolaşımı Koşulları..... | 84 |
| 3.6.2.2 Cihazın Hazırlanması ve Enerji lm..... | 85 |
| 3.6.2.3 lm Cihazlarının zellikleri..... | 88 |
| 3.6.3 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Verimlilik Sınıfları..... | 88 |
| 3.6.3.1 EU Directive 94/2/EC Standartları..... | 89 |
| 3.6.3.2 EU Directive 2003/66/EC Standartları..... | 91 |
| BÖLÜM DÖRT - METOD VE MATERYAL..... | 93 |
| 4.1 Amaç..... | 93 |
| 4.2 Vakum İzolasyon Paneller..... | 94 |

| | |
|--|------------|
| 4.2.1 Isı Yalıtım Sistemleri..... | 94 |
| 4.2.2 Vakum İzolasyon Panellerin Yapısı..... | 95 |
| 4.2.2.1 İç Dolgu Malzemesi..... | 96 |
| 4.2.2.2 Koruyucu Bariyer..... | 97 |
| 4.2.2.3 Gaz Giderici..... | 98 |
| 4.2.3 Vakum İzolasyon Panellerinde Isı Transferi..... | 98 |
| 4.2.3.1 Ortalama Serbest Hareket Yolu ve Vakum Seviyeleri..... | 98 |
| 4.2.3.2 Vakum Ortamında Isı Transferi..... | 101 |
| 4.2.3.3 Termal Köprü Etkisi | 108 |
| 4.2.4 Gaz ve Nem Geçirgenliği..... | 110 |
| 4.2.5 Vakum İzolasyon Panellerin Servis Ömürleri..... | 110 |
| 4.3 Yöntem..... | 111 |
| BÖLÜM BEŞ - SAYISAL ÇALIŞMA..... | 117 |
| 5.1 Modelleme..... | 117 |
| 5.2 Kabuller, Sınır Şartları ve Malzeme Özellikleri..... | 119 |
| 5.3 Ağ Yapısı (Mesh)..... | 120 |
| 5.4 Analizler..... | 121 |
| 5.4.1 Yan Duvar Analizleri | 121 |
| 5.4.2 Üst Duvar Analizleri..... | 124 |
| 5.4.3 Arka Duvar Analizleri..... | 126 |
| 5.4.4 Kapı Analizleri..... | 130 |
| BÖLÜM ALTI - DENEYSEL ÇALIŞMA..... | 133 |
| 6.1 Prototip Üretim Aşaması..... | 133 |
| 6.1.1 Kapı Denemeleri..... | 135 |
| 6.1.1.1 Deneme | 135 |
| 6.1.1.2 Deneme 2 | 135 |
| 6.1.1.3 Deneme 3- Prototip Üretimi..... | 136 |
| 6.1.2 Gövde Denemeleri..... | 137 |

| | |
|---|------------|
| 6.1.2.1 Deneme 1..... | 137 |
| 6.1.2.2 Deneme 2 – Prototip Üretimi..... | 139 |
| 6.2 Test Aşaması..... | 144 |
| 6.2.1 Performans Testi..... | 146 |
| 6.2.2 Enerji Testi 1..... | 149 |
| 6.2.3 Enerji Testi 2..... | 152 |
| 6.2.4 Enerji Testi 3..... | 154 |
| 6.2.5 Enerji Testi 4..... | 156 |
| 6.2.6 Enerji Testleri Sıcaklık Ölçüm Sonuçları | 158 |
| BÖLÜM YEDİ - SONUÇLAR | 160 |
| 7.1 Sayısal Çalışma Sonuçları | 160 |
| 7.2 Deneysel Çalışma Sonuçları | 163 |
| 7.2.1 Performans Testi Sonuçları | 163 |
| 7.2.2 Enerji Testi 1'in Sonuçları | 163 |
| 7.2.3 Enerji Testi 2'nin Sonuçları..... | 166 |
| 7.2.4 Enerji Testi 3'ün Sonuçları..... | 167 |
| 7.2.5 Enerji Testi 4'ün Sonuçları..... | 169 |
| 7.2.6 Enerji Testlerinin Karşılaştırmalı Sonuçları..... | 171 |
| 7.3 Sayısal ve Deneysel Çalışmaların Karşılaştırılması..... | 172 |
| 7.4 Sonuç, Değerlendirme ve Öneriler..... | 173 |
| KAYNAKLAR..... | 176 |
| EK 1 - ŞEKİL LİSTESİ..... | 180 |
| EK 2 - TABLO LİSTESİ..... | 185 |

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Soğutma

Bir ortamın veya cismin sıcaklığını, içinde bulunduğu ortamın sıcaklığının altına indirme ve bu sıcaklıkta muhafaza etme işlemine soğutma denir. Başka bir tanımlamayla soğutma, bir cisimden veya ortamdan ısı çekilmesi işlemidir (Incropera, 2003).

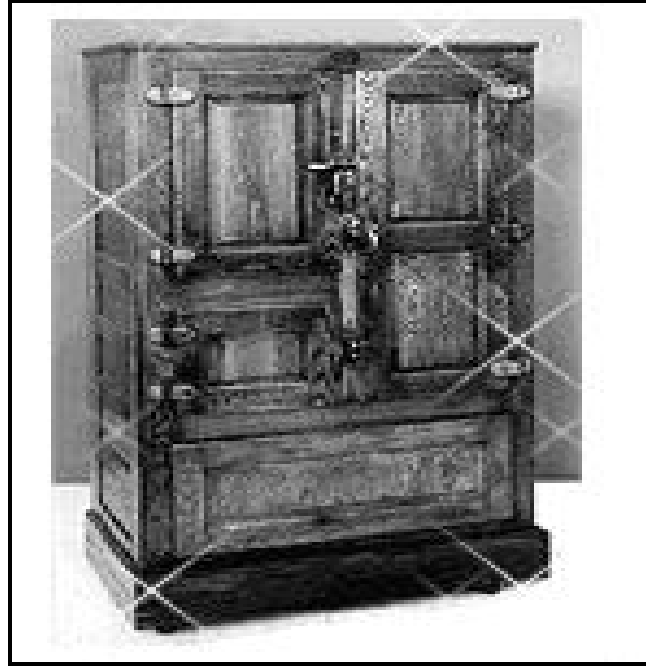
1.2 Soğutmanın Tarihsel Gelişimi

Bilinen en basit ve en eski soğutma biçimi doğal bir yöntem olan, buzla soğutma yöntemidir. Yapılan araştırmalarda, M.Ö. 1000 yıllarından bu yana buzların kesilmesi ve depolanması ile et ve balık muhafaza etme yönteminin kullanıldığı görülmektedir. M.Ö. 500 yıllarından itibaren Mısırlıların ve Hintlilerin toprak kaplar içerisinde suyu dondurarak ilk kez yapay yolla buz ürettikleri bilinmektedir. 4. yüzyılda ise buz ve tuzun karıştırılması ile daha düşük sıcaklıklara inilebildiği gerçeği ilk kez keşfedilmiştir. 1530 yılında, İtalyan fizikçisi Zimara potasyum nitrat kullanarak su dondurma işlemini gerçekleştirmiştir (History of Refrigeration, bt.).

20. yüzyılın başlarına kadar yapay ya da doğal yolla elde edilen buz, özellikle soğutma işlemleri için çok etkin bir şekilde kullanılmıştır. Şekil 1.1 de 1900'lü yılların başına kadar İngiltere'de yaygın olarak kullanılan bir buz saklama kabı görülmektedir (History of Refrigeration, bt.).

1700'lü yılların başında ise, su dışındaki farklı maddelerin soğutma etkisi üzerine buluşlar yapılmıştır. Özellikle 1700'lü ve 1800'lü yıllarda, aralarında Daniel Fahrenheit, Isaac Newton, Robert Boyle, Anders Celsius, Rene de Reomur, Anders Celsius'un da bulunduğu birçok bilgin ve filozof, soğutma kavramının da temel alt

yapısını oluşturacak olan ısı transferi ve sıcaklık gibi temel konuların doğru bir şekilde ortaya konulabilmesi için önemli çalışmalar yapmıştır.

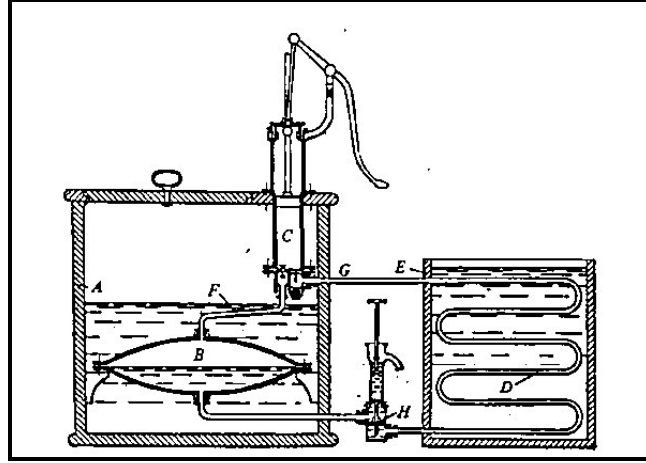


Şekil 1.1 1900'lü yılların başlarına kadar yaygın olarak kullanılan bir buz saklama kabı (History of The Refrigerator, bt.)

1720'lerde Dr. William Cullen sıvıların vakum altında buharlaşması üzerine çalışmalar yapmıştır. 1805 Oliver Evans eter sıkıştırıcı bir makine yapmayı amaçladıysa da bunu gerçek anlamda başaramamıştır. Ancak, yine de bazı akışkanların sıcaklıklarının sıkıştırma ve genleştirme işlemleri ile düşürülebileceğini ortaya koymuştur (History of Refrigeration, bt.).

Soğutma ile ilgili olarak günümüz teknolojisinin temellerini de oluşturacak olan çalışmalar 1800'lü yılların başında Michael Faraday tarafından yapılmıştır. Faraday 1820 yılında amonyağı sıvılaştırmak suretiyle soğutma işlemini gerçekleştirmiştir.

Bu çalışmaların neticesinde soğutma makineleri ile ilgili ilk patenti 1834 yılında eter ile çalışan bir buhar sıkıştırıcı soğutma makinesi ile Jacob Perkins almıştır. Şekil 1.2 de Perkins'in patentinden alınmış bir çizim görülmektedir (History of Refrigeration, bt.).



Şekil 1.2 J. Perkins'in 1834 de patentini aldığı soğutma yöntemine ait çizim (History of Refrigeration, bt.).

John Hague, J. Perkins'in patentlediği yöntemi, çalışan bir model haline getirmiştir. Bu sayede, Perkins'in patentinde bahsettiği sıvı soğutma ve buz yapma işleminde kullanılan bir makine yapmayı başarmıştır. Şekil 1.3 de Hague'ın yaptığı makine görülmektedir (History of Refrigeration, bt.).



Şekil 1.3 J. Hague tarafından gerçeğe dönüştürülen Perkins Soğutucusu (History of Refrigeration, bt.).

1856 yılında Dr. James Harrison tarafından soğutucu akışkan olarak sülfürik eter, alkol ve amonyağın kullanıldığı buhar sıkıştırmalı bir soğutma makinesi ortaya

çıkarılmıştır. Patentini aldığı bu makine, biranın üretimi sırasında soğutulma amacıyla kullanılmıştır. Bu makine uygulama alanında doğrudan kullanılan ilk soğutma makinesidir (History of Refrigeration, bt.).

Dr. John Gorrie 1855 yılında Faraday'ın deneylerine dayanan çalışmaları neticesinde sıkıştırılmalı bir soğutucu sistem yapmayı başarmıştır. Yine yakın bir tarihte, 1859 yılında Fransız Ferdinand Carre ilk amonyak/su soğutma makinesini yapmıştır (History of Refrigeration, bt.).

Soğutma tarihindeki en önemli buluşlardan birine Alman mühendisi Carl von Linde imza atmıştır. Linde 1870 li yılların başında portatif bir kompresörlü soğutma makinesi geliştirmiştir. Çift kademeli kompresörden oluşan bu soğutma makinesinde amonyak kondanser tarafında 10 bar basınca kadar çıkmaktadır ve sistemin düşük basınç bölgesinde vakuma gerek yoktur. Bu buluşla birlikte amonyağın soğutma işlemlerinde kullanımı büyük bir artış göstermiştir (History of Refrigeration, bt.).

General Electric firması, bir Fransız rahip tarafından icat edilen ilk ev tipi buzdolabını 1911 yılında tanıtmıştır. ABD'nin Fort Wayne şehrinde, ilk buzdolabının montajı daha sonraları Frigidaire'e dönüşen firma tarafından 1915 yılında yapılmıştır. İlk elektrikli buzdolabı ise 1914 yılında üretilmiştir. 1916'da ABD piyasasına Kelvinator ve Servel modelleri de dahil 20'nin üzerinde ev tipi buzdolabı sürülmüştür. 1920'lere gelindiğinde üretici sayısı 200'ü aşmıştır. O zamana kadar üretilen buzdolaplarının kompresörleri, yan odaya yerleştirilen bir motor ve bu motora bağlı bir kayış sistemi sayesinde çalıştırıldığı görülmektedir. Şekil 1.4 de General Electric firmasının o yıllarda üretmekte olduğu ev tipi buzdolabı görülmektedir (History of The Refrigerator, bt.).

1918'de Kelvinator, ilk otomatik denetimli buzdolabını üretmiştir. 1920–30 yıllarında ilk buzluk kısmı olan elektrikli buzdolapları ile birlikte dondurucular piyasaya çıkmıştır. Modern buzdolabının seri üretimi, II. Dünya savaşından sonra başlamıştır. 1944'e gelindiğinde ABD'de buzdolabının doygunluk oranı yüzde 85'e ulaşmıştır (History of The Refrigerator, bt.).

1930’larda soğutma gazı olarak kullanılan sülfür dioksit yerine freon 12 gazı kullanılmaya başlanmıştır. 1952 yılında ilk otomatik buz makinesi üretilmiştir. 1956’da buzdolabı ve dondurucu kapılarında manyetik keçe kullanılmaya başlanmıştır. 1958 pek çok yenilikçi buluşun yapıldığı bir yıl olmuştur. İlk buzlanmayan (No-frost), otomatik buzluklu buzdolabı ve dondurucular yapılmıştır



Şekil 1.4 General Electric firmasının 1920’lerin sonlarında ürettiği ev tipi buzdolabı (Refrigerator, bt.)

1960 lı yılların başında kondanser boruları buzdolabının arkasından, fan kullanımı sayesinde buzdolaplarının altına konulabilmiştir. Yine aynı yıllarda buzdolaplarında köpüklü yalıtım malzemeleri kullanılmaya başlanmıştır. 1983’de buzdolabı ve dondurucularda “dondurma” yapıcılar ortaya çıkmıştır. 1985’de buzdolaplarının soğutma ve dondurma sıcaklıkları ve otomatik buz çözme (defrost) fonksiyonları elektronik kartlarla denetlemeye başlanmıştır (History of The Refrigerator, bt.).

Soğutma teknolojisi esas sıçramasını otomatik buz çözme ve otomatik buz yapıcı gibi yenilikçi buluşların yapıldığı 1950–60 yıllarda yapmıştır. 1970 ve 80’li yıllarda çevrecilik önem kazanmış ve enerji açısından daha verimli buzdolaplarının üretimine

başlanmıştır. 1990'lı yılların sonundan itibaren kloroflorokarbonlu gazların soğutma gazı olarak kullanımı terk edilmeye başlanmıştır (History of The Refrigerator, bt.).

1980'li yılların başından itibaren en önemli çalışma konusu, daha az enerji harcayan soğutucuların geliştirilmesi olmuştur. Bu amaçla, yeni nesil kompresör teknolojileri, alternatif soğutucu akışkanların kullanımı, fazılojik kontrol yöntemleri, ikili çevrimle çalışan soğutma sistemi tasarımı ve yalıtım kalınlığının optimize edilmesi gibi konular üzerinde araştırmalar yapılmıştır.

Lee ve Topping (1981), ısı yalıtım malzemesi (poliüretan) kalınlığını optimize edip çift kontrollü defrost sistemi kullanarak geliştirdikleri ev tipi buzdolaplarında, hem kabindeki ısı kazançlarını azaltmış hem de defrost işi için harcanan enerjiyi düşürmüşlerdir. Bu sayede soğutucunun enerji tüketiminde, geleneksel tip buzdolaplarına göre, önemli iyileşmeler sağlamışlardır. Yine benzer bir çalışmada Topping ve Vineyard (1982), ev buzdolaplarında çift evaporatör kullanımı ve poliüretan kalınlığını arttırmak suretiyle geleneksel tipteki bir soğutucunun enerji tüketiminde % 50'nin üzerinde bir iyileşme sağlamışlardır.

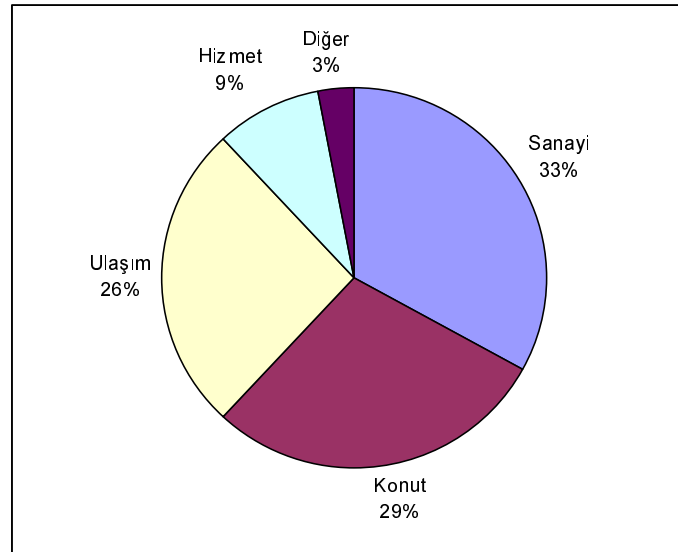
Tassou ve Qureshi (1996), tarafından yapılan çalışmada değişken hızlı kapasite kontrolü uygulamaları için pozitif sıkıştırılmalı soğutma kompresörlerinin performans incelemesi sonuçlarını göstermektedir. Test edilen kompresörler, açık pistonlu, yarı hermetik pistonlu ve açık rotorlu tiplerdir. Analizler sonunda açık tip kompresörlerin ılıman iklimlerde %12 ve sıcak iklimlerde %24 enerji tasarrufu yaptığı anlaşılmıştır. Aprea, Mastrulloand ve Renno (2005), yeni nesil kompresör teknolojileri üzerinde çalışmalar yapmış ve hız kontrollü kompresör kullanımı sayesinde % 20'ye varan enerji tasarrufu sağlamışlardır.

Enerji verimliliği ile ilgili yapılan çalışmalar yalnızca akademik sınırlarda kalmamıştır. Bu çalışmalar sayesinde soğutma sektöründe, ürünlerin enerji tüketimi ile ilgili çalışmalar hızlanmıştır. Bu gelişmeler sonucunda yasal düzenlemelerle, beyaz eşyalarda enerji tüketimi ile ilgili birçok standart belirlenmiş ve soğutucuların enerji tüketim seviyeleri ile ilgili yeni yasal zorunluluklar hayata geçirilmiştir.

1.3 Beyaz Eşya Sektöründe Eğilimler ve Enerji Tüketimi Rakamları

Günümüzde gerek tüketiciler, gerek devletler, gerekse Avrupa Birliği ve ona bağlı organizasyonlar bazında beyaz eşyalarla ilgili en büyük beklenti, daha az enerji harcayan ve bu sayede çevreye daha az zarar veren ürünlerin geliştirilmesidir. Bu amaçla birçok ülkede beyaz eşyalarda enerji tüketimi ve enerji verimlilik sınıfları ile ilgili düzenlemeler, yasalar ve destekler sürekli olarak güncellenmektedir.

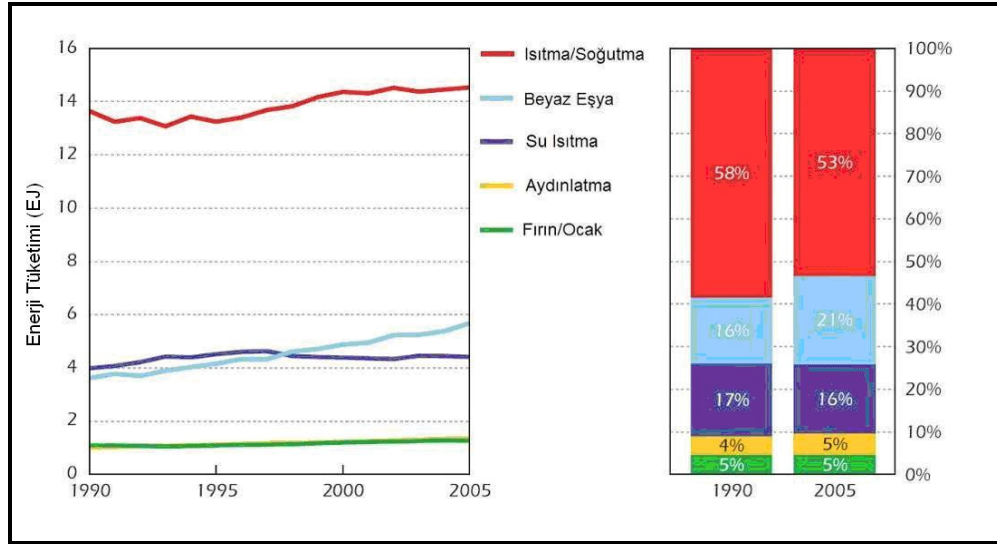
1990–2005 yılları arasında incelendiğinde son kullanıcı enerji tüketiminin dünya çapında, %23 arttığı görülmektedir. Bu dönemde özellikle ulaşım ve hizmet sektörlerinde tüketim artış oranları %37 ye ulaşmıştır. Şekil 1.5 de görüldüğü üzere 2005 yılı sonunda enerji tüketimindeki en büyük pay sanayi ve konut kaynaklı tüketimlere aittir. Yine aynı dönemde toplam kullanım 285 eksajoule (EJ) olarak gerçekleşmiştir (Uluslararası Enerji Ajans [IEA] , 2008).



Şekil 1.5 2005 yılında dünya çapında enerji tüketiminin sektörel dağılımı (IEA, 2008)

Konutlarda enerji tüketimi ile ilgili rakamlara bakıldığında 2005 yılında gerçekleşen tüketim miktarı 82 EJ dür (IEA, 2008). IEA 'ın 19 ülke için yaptığı araştırmalarda, konutlarda enerji tüketiminin 1990–2005 yılları arasında kullanım alanlarına göre dağılımı ve değişimi Şekil 1.6 da görüldüğü gibidir. Bu 19 ülke

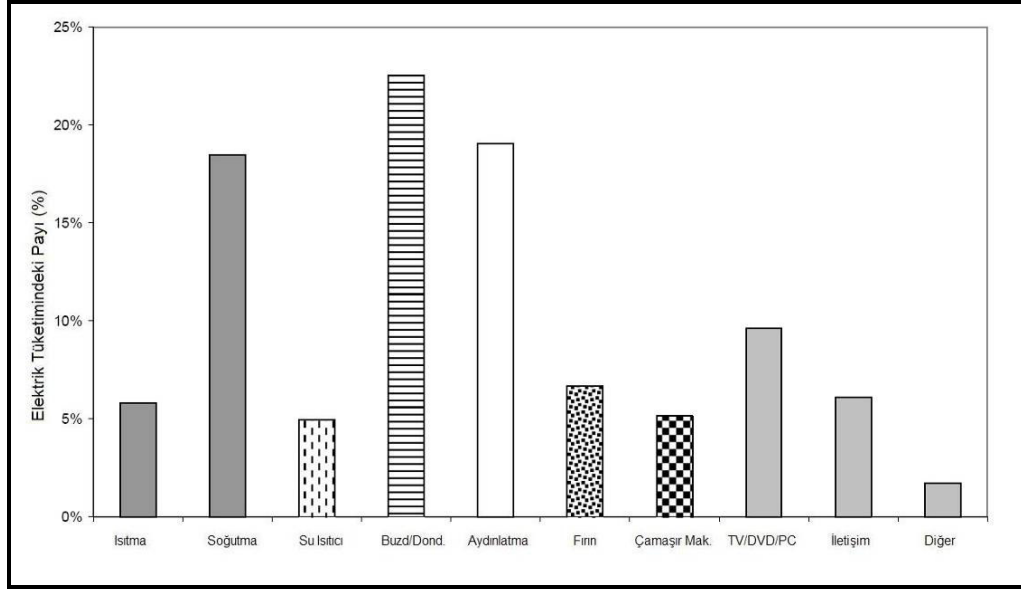
Avusturya, Avustralya, Kanada, Danimarka, Finlandiya, Fransa, Almanya, İrlanda, İtalya, Japonya, Kore, Hollanda, Yeni Zelanda, Norveç, İspanya, İsveç, İsviçre, İngiltere ve A.B.D'yi kapsamaktadır.



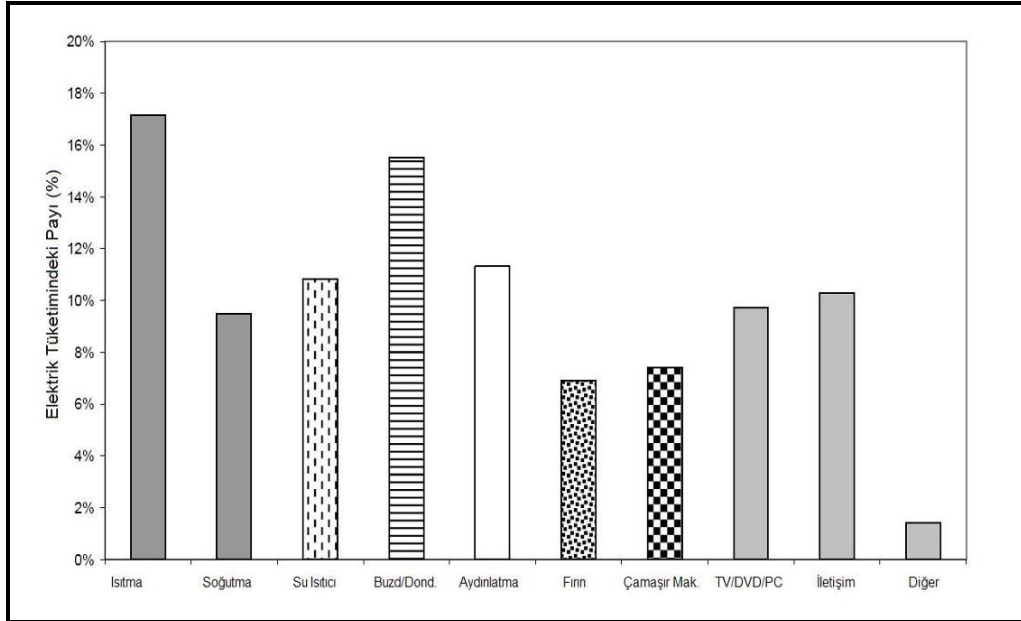
Şekil 1.6 Konutlarda enerji tüketiminin kullanım alanlarına göre dağılımı ve yıllar içerisindeki değişim süreci (IEA, 2008)

Genel eğilimlere bakıldığında 1990 dan 2005 e kadar geçen sürede konutlarda enerji tüketiminde en hızlı artış görülen alan beyaz eşyalar ve elektrikli ev aletleridir. Bu alanda enerji tüketimindeki artış oranı 1990–2005 yılları arasında % 5 olarak gerçekleşmiş olup beyaz eşyaların enerji tüketiminin oranı toplam konut tüketiminin % 21'ine ulaşmıştır (IEA, 2008).

Dünya üzerindeki farklı kültürler ve değişik coğrafi koşullar göz önüne alındığında, konutlarda tüketilen enerjinin kullanım alanlarına göre dağılımı ülkeler arasında farklılık göstermektedir. Şekil 1.7 ve Şekil 1.8 da farklı ülkeler için konutlarda tüketilen enerjinin, kullanım alanlarına bağlı olarak toplam enerji tüketimindeki dağılımları görülmektedir.



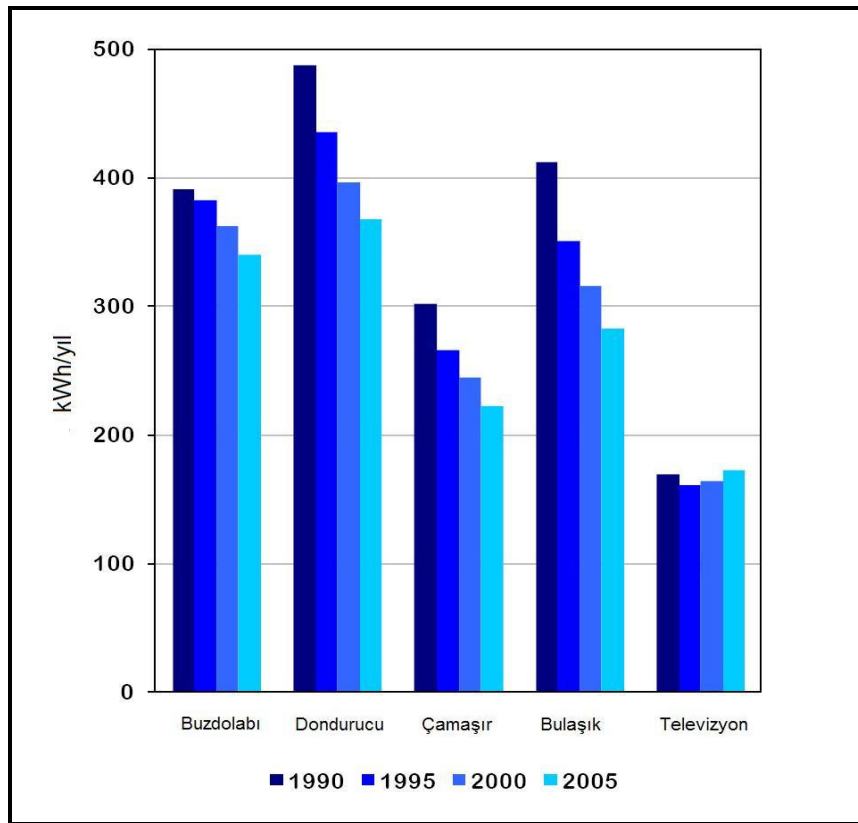
Şekil 1.7 Gelişmiş ülkelerde, kullanım alanlarına bağlı olarak konutlarda elektrik tüketim payları tahminler, 2005 yılı için (IEA, 2007)



Şekil 1.8 Gelişmekte olan büyük ülkelerde, kullanım alanlarına bağlı olarak konutlarda elektrik tüketim payları tahminleri, 2005 yılı için (IEA, 2007)

1.3.1 Buzdolabı ve Dondurucuların Enerji Tüketim Seviyelerinde Gerçekleşen Gelişmeler

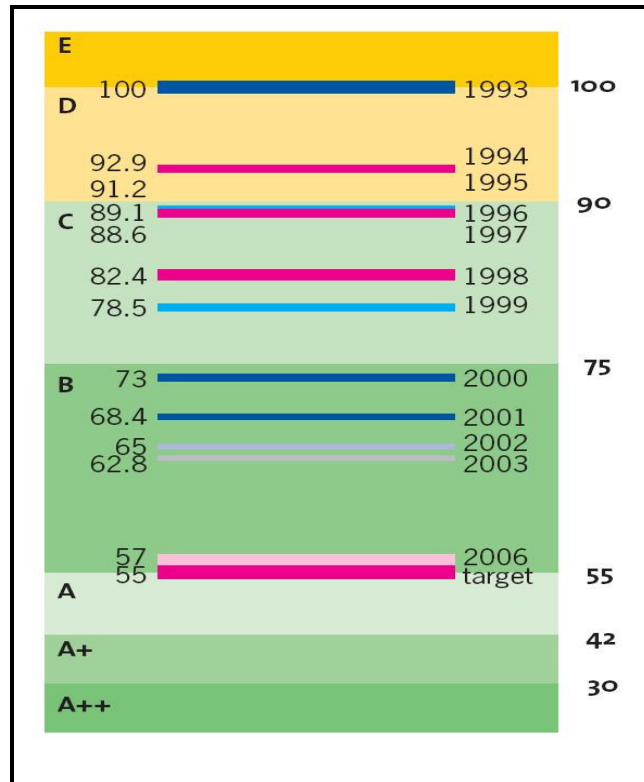
Şekil 1.5 de görüldüğü üzere, enerjinin büyük bir kısmı konutlarda tüketilmektedir (% 29). Konutlarda tüketilen enerjinin de yine önemli bir kısmı beyaz eşyalarda tüketilmektedir (%21). Şekil 1.5 ve Şekil 1.6 daki veriler incelendiğinde, konutlardaki enerji tüketiminin, gelişmiş ülkelerde %23, gelişmekte olan ülkelerde ise % 15 oranında buzdolabı ve donduruculardan kaynaklandığı görülmektedir. Bu nedenledir ki tüm beyaz eşyalarda olduğu gibi buzdolapları ve derin dondurucularda da enerji tüketim seviyelerinin daha düşük değerlere indirilmesi için çalışmalar uzun süredir devam etmektedir. Beyaz eşyalarda ortalama enerji tüketim seviyelerindeki değişim, Enerji Verimliliği Ajansı'nın hayata geçirdiği ve Avrupa'nın 15 ülkesini kapsayan ODYSSEE projesinden elde edilen verilere göre Şekil 1.9 da görüldüğü gibidir (IEA, 2008).



Şekil 1.9 Beyaz eşyalarda ortalama enerji tüketim değerlerinin yıllara göre değişimi (IEA, 2008)

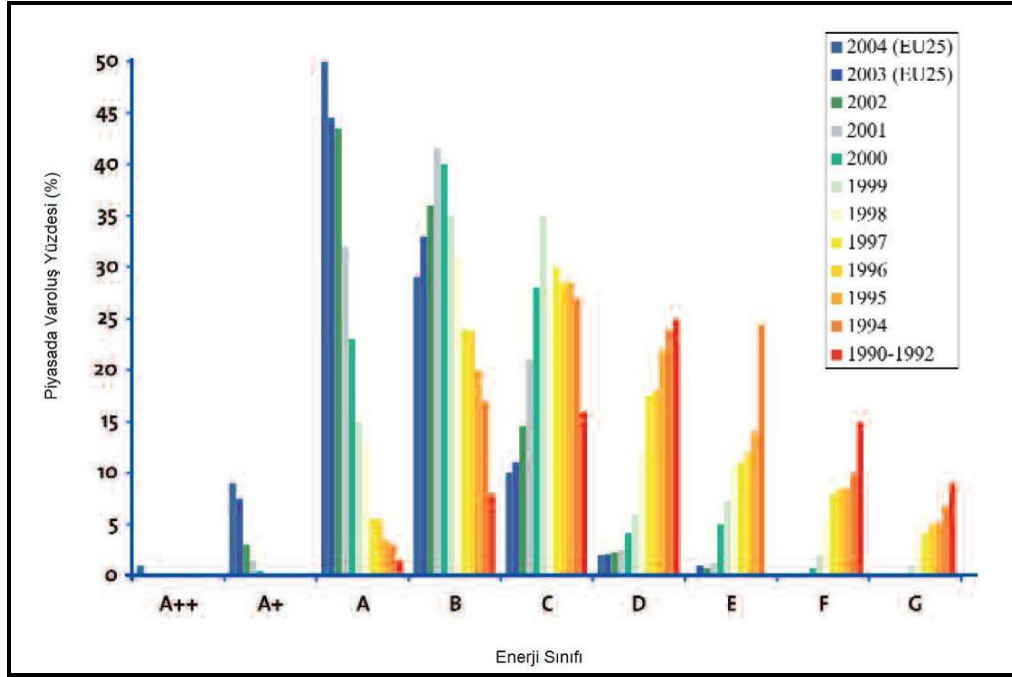
Görüldüğü üzere beyaz eşya sektöründeki genel eğilim daha az enerji tüketen cihazlar yaratmaktır. 1990-2005 yılları arasında bu gelişimin buzdolaplarında ortalama %8, dondurucularda ortalama % 22, çamaşır makinelerinde ortalama % 25 ve bulaşık makinelerinde ortalama % 30 seviyelerindedir

Avrupa Ev Eşyaları Üreticileri Komitesi'nin (CECED) verileri incelendiğinde, buzdolapları ve dondurucularda 1993 yılından bu yana enerji tüketim sınıfları ve enerji verimlilik indekslerinde yapılan değişiklikler ve tanımlamalar Şekil 1.10 da görüldüğü gibi bir gelişme gösterdiği görülmektedir. Günümüzde ev tipi buzdolapları ve dondurucularda A enerji sınıfı için enerji verimlilik indeksi sınırı 55, A + için 42 ve A++ için 30 değerine kadar düşmüştür (CECED, 2006). Enerji sınıfları ve enerji verimlilik indeksleri ile ilgili tanımlamalar Bölüm 3 de ayrıntılı bir şekilde ele alınacaktır.



Şekil 1.10 Buzdolapları ve dondurucuların enerji verimlilik indeks değerlerinde yaşanan gelişim (CECED, 2006)

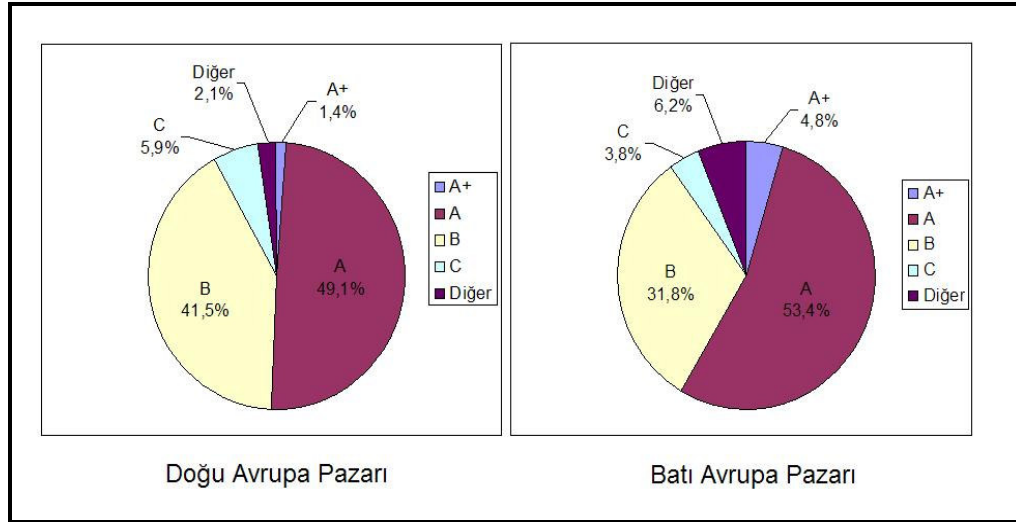
CECED'in 1990–2004 yıllarında yaptığı ve 25 Avrupa ülkesini kapsayan çalışmalarda, 1990 ve 2004 yılları arasında piyasada yer alan buzdolapları ve dondurucuların enerji sınıflarına göre pazardaki dağılımı incelenmiştir. Bu çalışmaya ait veriler, Şekil 1.11 de görüldüğü gibidir.



Şekil 1.11 Farklı enerji sınıfındaki buzdolapları ve dondurucuların Avrupa pazarına girişi (CECED, 2006)

Şekil 1.9' incelendiğinde, 1995 yılında piyasada A enerji verimlilik sınıfı bir buzdolabı veya dondurucunun bulunmadığı, hatta piyasadaki ürünlerin tamamına yakınının çok düşük enerji verimine sahip olan G enerji verimlilik sınıfı limitleri içerisinde olduğu görülmektedir. 2002 yılına gelindiğinde ise pazarın büyük bir bölümüne A enerji verimlilik sınıfı (%47) ürünlerin hakim olduğu, aynı yıl içerisinde pazarın %35 ini B enerji sınıfı ürünlerin aldığı ve G enerji sınıfı ürünler tamamen ortadan kalktığı görülmektedir (CECED, 2006).

Şekil 1.12 de CECED'in ve GFK Araştırma Kurumu'nun verilerine göre 2004 yılında Doğu ve Batı Avrupa buzdolabı ve dondurucu pazarında A enerji sınıfı ürünlerin hâkimiyeti açık bir şekilde görülmektedir.



Şekil 1.12 2004 yılında Avrupa buzdolabı ve dondurucu pazarında gerçekleşen satışların enerji sınıflarına göre dağılımı (CECED, 2006)

1.4 Çalışmanın Amacı

Beyaz eşya pazarı son 20 yıldır büyük bir ivme ile büyümekte ve günün ihtiyaçlarına göre sürekli olarak kendini yenilemektedir. Bu yenilenme süreci içerisindeki en büyük araştırma ve geliştirme konusu ise, daha az enerji harcayan beyaz eşyaların yaratılmasıdır.

Bugün GFK'nın verileri ve CECED'in tahminlerine göre Avrupa'da kullanılmakta olan 350 milyon buzdolabı ve dondurucunun yaklaşık 88 milyonu 10 yaşından büyük ve düşük enerji seviyelerinde (C enerji sınıfı ve altı) çalışan soğutuculardır. 12 yıllık bir ömür süresi içerisinde B enerji sınıfı bir buzdolabı A++ enerji sınıfı bir buzdolabından 2,2 MWh fazla enerji tüketmektedir. Avrupa'da her sene yaklaşık 8 TWh elektrik enerjisi, eski teknoloji ile çalışan buzdolapları ve dondurucular yüzünden gereksiz yere kaybedilmektedir (CECED, 2006).

Bu çalışmanın amacı, düşük enerji sınıfı konfigürasyonlarıyla üretilen ev tipi buzdolabı ve derin dondurucularda yeni nesil yalıtım malzemeleri kullanarak soğutucu cihazların enerji tüketim değerlerini düşürmek ve bu ürünlerin enerji

sınıflarını yükseltmek, ayrıca, günümüz teknolojisi ile üretimi zor olan, A+ ve A++ enerji verimlilik sınıfı ürünleri geliştirmek için yeni bir çözüm yolu bulmaktır.

BÖLÜM İKİ

EV TİPİ BUZDOLAPLARI VE DONDURUCULAR

2.1 Soğutma Makineleri

Bir ortamın veya cismin sıcaklığını, içinde bulunduğu ortamın sıcaklığının altına indirme ve bu sıcaklıkta muhafaza etme işlemine soğutma denir. Başka bir tanımlamayla soğutma, bir cisimden veya ortamdan ısı çekilmesi işlemidir. Soğutma işlemini gerçekleştiren makinelere soğutma makineleri ya da soğutma sistemleri denir (Çengel, 1999).

2.2 Soğutma Yöntemleri

Soğutucu sistemlerde soğutma işi farklı birçok yöntemle yapılmaktadır. Günümüzde gerek mühendislik uygulamaları açısından gerekse üretim çalışmaları açısından en büyük gelişiminin sağlandığı soğutma sistemleri, buhar sıkıştırımlı soğutma çevirimini kullanan sistemlerdir. Literatür taramalarında görüleceği üzere, günümüz soğutma teknolojisinde kullanılan en yaygın yöntem buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir (Çengel, 1999).

Ev tipi buzdolapları ve dondurucuların tamamına yakın bir bölümünde soğutma işlemi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevirimini kullanan soğutma sistemleri ile gerçekleşmektedir. Özellikle taşınabilirlik, sessizlik ve küçük hacim gibi özelliklerin istendiği bazı soğutucularda, termoelektrik soğutma yöntemi veya soğurmalı (absorbsiyonlu) soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Ancak, bu sistemlerin kullanım oranları, buhar sıkıştırımlı çevrimlerin yanında neredeyse ihmal edilecek kadar azdır. (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers [ASHRAE], 2002)

Yukarıda bahsedilen yöntemlerin yanı sıra yeni nesil bazı soğutma yöntemleri de geliştirilme aşamasındadır. Manyetik soğutma, termionik soğutma, termoakustik

soğutma, vb. çalışmalar halen deneme ve geliştirilme aşamasında olan soğutma yöntemlerine örnek olarak gösterilebilir.

Bu çalışma kapsamında kullanılan ev tipi dondurucu, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile çalışan soğutma makinesidir. Bu nedenle yukarıda adı geçen diğer soğutma yöntemleri ayrı ayrı ele alınmayacak ve bu yöntemlerle ilgili ayrıntılı bilgilere yer verilmeyecektir.

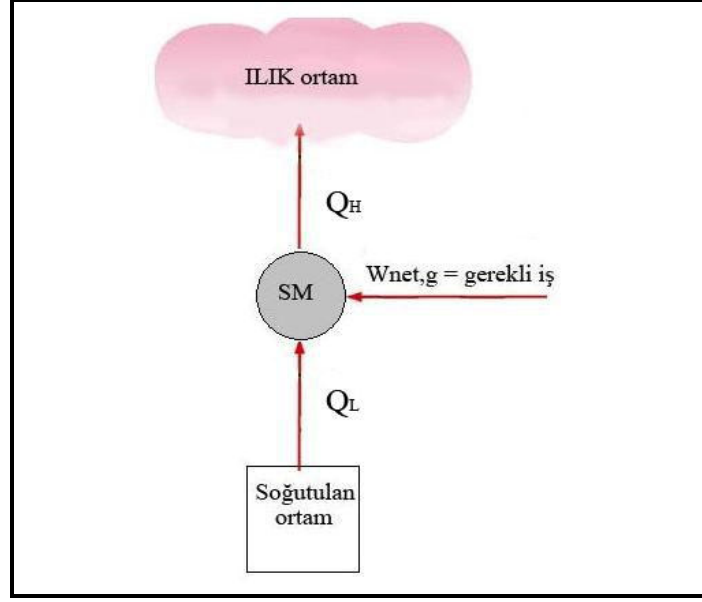
Bu bölümde, tez kapsamında kullanılan ev tipi dondurucunun, bu cihazın soğutma sisteminin, soğutma sistemi ekipmanlarının ve soğutma yönteminin daha iyi anlaşılabilmesi için soğutmayla ilgili bazı temel fiziksel kavramlar ile buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri ayrıntılı bir şekilde ele alınacaktır.

2.2.1 Soğutma Çevrimleri

Bilindiği üzere ısı geçişi azalan sıcaklık yönünde, yani sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama doğru gerçekleşir. Bu tür bir ısı geçişi doğal yollarla oluşur. Fakat sıcak bir ortamdan soğuk bir ortama ısı geçişi kendiliğinden olamaz. Bu olay, soğutma makineleri veya ısı pompası olarak adlandırılan makineler tarafından gerçekleştirilebilir. Bu makinelerin soğutma işlemi sırasında kullandıkları yöntem soğutma çevrimi adı verilir (Çengel, 1999).

Soğutma çevrimleri birbirinden çok farklı çevrimler olarak gerçekleştirilebilinse de, temel olarak soğutucu akışkan adı verilen bir akışkanın basınç ve sıcaklığının soğutma sistemi elemanları tarafından sürekli olarak değiştirilmesi ve bu sayede ısının hedef bölgeye aktarılması mantığı ile çalışırlar (Yalçın ve Gürü, 1999).

Soğutulan ortamdan çekilen ısı Q_L ve daha sıcak ortama verilen ısı Q_H olmak üzere, bir soğutma makinesine (SM) ait genel çizim Şekil 2.1 de görüldüğü gibidir. Burada T_H ısı verilen ortamın sıcaklığı, T_L soğutulan ortamın sıcaklığı olmak üzere, $T_H > T_L$ dir. $W_{net, g}$ ise soğutucu akışkanın sıkıştırılması için harcanması gereken işi göstermektedir.



Şekil 2.1 Soğutma makinesinin genel çalışma prensibi (Çengel, 1999)

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan sırasıyla,

1. Sıkıştırma,
2. Yoğuşma,
3. Genleşme,
4. Buharlaşma

evrelerinden geçer (Çengel, 1999). Bu evreler sırasında akışkan soğutma sisteminin farklı noktalarında gaz, sıvı ve gaz-sıvı karışımı hallerinden birinde bulunur. Bu çevrimi daha iyi anlayabilmek ve gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini doğru bir şekilde analiz edebilmek için diğer bazı çevrimleri de bilmek gerekir. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini incelemeyen önce soğutma ile ilgili bazı temel fiziksel kavramlar ile Carnot çevrimi, ters Carnot çevrimi ve ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi incelenmelidir.

2.2.1.1 Soğutma İle İlgili Temel Fiziksel Kavramlar

Erime: Bir maddenin ısı etkisiyle katı halden sıvı hale geçmesi olayıdır. Bu dönüşüm sırasında maddenin sıcaklığı sabit kalır.

Buharlaşma (Evaporasyon): Bir maddenin sıvı halinden gaz haline geçmesi olayıdır. Bu dönüşüm sırasında maddenin sıcaklığı sabit kalır.

Yoğuşma (Kondenzasyon): Buharlaşma olayının tersi olup maddenin gaz halinden sıvı hale geçmesi olayıdır. Bu dönüşüm sırasında maddenin sıcaklığı sabit kalır.

Isınma ısısı (Özgöl ısı) : Birim ağırlıktaki bir kütlenin, birim sıcaklık kadar arttırılması için gereken ısı miktarıdır. Maddeye özgü bir özellik olup katı, sıvı ve gaz fazlar için değişik değerlerdedir. Birimi kJ/kgK dir.

Basınç: Birim alana uygulanan kuvvet olarak tanımlanır. Başka bir ifadeyle bir akışkanın birim alana uyguladığı kuvvettir. Birimi “pascal”dır (N/m²).

Özgöl Hacim: Birim kütlenin hacmidir. Birimi m³/kg dır.

2.2.1.2 Soğutma İle İlgili Termodinamik Kavramlar

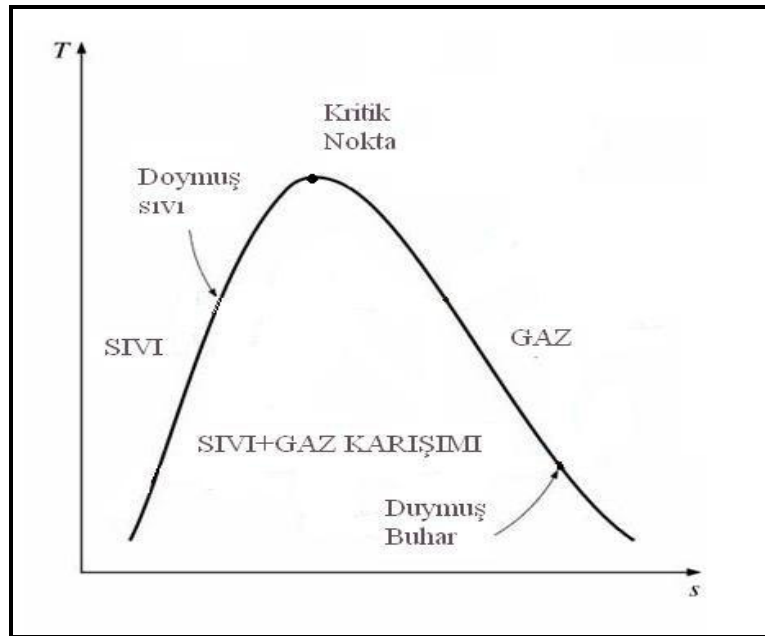
Çevrimlerin termodinamik açıdan incelenmesi çevrim sırasında sistemde dolaşan akışkan üzerinden yapılır. Bu nedenle çevrimle ilgili olarak yapılan tüm hesaplamalar kullanılan akışkana bağlıdır.

Soğutma çevrimlerinde kullanılan akışkan soğutucu akışkandır. Soğutucu akışkan, soğutma sistemi içerisinde belli bir anda belli bir sıcaklık ve basınç değerine sahiptir. Bu iki değişkene bağlı olarak da soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri değişiklik gösterir. Soğutucu sistemlerin termodinamik analizlerinde en çok kullanılan iki özellik ise soğutucu akışkanın belli bir anda sahip olduğu entalpi ve entropi değerleridir.

Entalpi, izafi bir değer olup bir sıvı veya gaz kütlesinin birim ağırlığının termodinamik gücünü ifade eder. İ enerji ile sıkıştırma(PV) veya akış enerjisinin toplamına eşittir. Birimi kJ/kg dır (Taner, 2005).

Entropi, izafi bir değer olup sıvı veya gaz kütlesinin belirli şartlar altında yaralanabilirliğinin bir ifadesidir. Moleküller arası düzensizlik veya moleküler rasgelelik olarak bilinir. Birimi kJ/kgK dır (Taner, 2005).

Soğutucu akışkanların bütün özellikleri iki değişkene bağlı olarak bulunabilir. Bu sayede soğutucu akışkana ait tüm özellikler ikili koordinat sistemleri üzerinde gösterilebilir (Çengel, 1999) Farklı değişkenlerin kullanılmasıyla hazırlanan hal diyagramları üzerinden termodinamik çevrimleri incelemek mümkün olmaktadır. Şekil 2.6 da bir akışkana ait hal diyagramının genel görüntüsü yer almaktadır. Grafiğin dikey ekseninin basınç(P) ve sıcaklık(T), yatay eksen ise entalpi(h), entropi(s) veya özgül hacim(v) eksenini kullanarak kullanılması ile hazırlanan (P-h), (T-s), (P-v) diyagramlar en çok kullanılan hal diyagramlarıdır.



Şekil 2.2 Bir akışkana ait sıcaklık-entropi (T-s) hal diyagramı (Çengel, 1999)

Şekil 2.2 de görüldüğü üzere hal diyagramında farklı fazlar bir arada gösterilir. Bunlar grafiğin sol tarafında yer alan sıvı bölge (aşırı soğuma bölgesi), grafiğin sağ tarafında yer alan gaz (aşırı ısınma bölgesi) ve bu iki bölge arasında kalan gaz ve sıvı karışımı bölgesidir. Karışım fazlarını saf fazlardan ayıran hatlara doymuş sıvı ve doymuş buhar hattı denir. Bu hatların tepe noktasında birleştikleri yer kritik noktadır.

Burada bazı tanımları açıklamak hal değişim diyagramlarının daha iyi anlaşılabilmesi için yararlı olacaktır.

Kuruluk derecesi (x): Akışkan içerisindeki buhar kütlesinin toplam kütleye oranıdır (Çengel, 1999).

Doymuş sıvı: Buharlaşma başlangıcında olan sıvıdır. Kuruluk oranı $x=0.00$ dır.

Doymuş buhar: Yoğuşma başlangıcında olan gazdır. Kuruluk derecesi $x=1.00$ dır.

Doymuş sıvı buhar karışımı: Hal değişim olayı sırasında, bünyesinde iki farklı fazı da bulunduran karışımdır. Kuruluk derecesi $0 < x < 1$ dır.

Doyma sıcaklığı: Verilen bir basınçta saf maddenin kaynamaya başladığı sıcaklıktır (Çengel, 1999).

Doyma basıncı: Verilen bir sıcaklıkta saf maddenin kaynamaya başladığı basınçtır (Çengel, 1999).

Kızgın buhar bölgesi: Doymuş buhar eğrisinin sağ tarafında kalan bölgedir. Aşırı ısınma bölgesi olarak da bilinir (Çengel, 1999).

Sıkıştırılmış sıvı bölgesi: Doymuş sıvı eğrisinin sol tarafında kalan bölgedir. Aşırı soğutma bölgesi olarak da bilinir.

Buharlaşma entalpisi: Verilen bir basınç veya sıcaklıkta doymuş sıvının birim kütlesinin doymuş buhar haline getirilmesi için gereken enerjidir (Çengel, 1999).

Kritik nokta: Bir akışkanın doymuş sıvı yoğunluğunu ve doymuş buhar hallerinin eşit olduğu limit haldir. Kritik nokta sıcaklığı üzerinde gazı sıkıştırarak sıvılaştırmak mümkün değildir (Çengel, 1999).

Yukarıda bahsedilen kavramlara ek olarak çevrimlerin açıklanması sırasında sıkça kullanılan bazı özel durumları da tanımlamak gerekir.

Adyabatik olay: Sistem ile çevresi arasında ısı alışverişi olmadan gerçekleşen işlemdir ($Q=0$) (Yalçın ve Gürü, 1999).

İzantropik olay: Tersinir adyabatik işlemlere izantropik işlem denir. Hem ısı alışverişi hem de entropi değişimi sifıra eşittir ($Q=0$ ve $\Delta s=0$), (Yalçın ve Gürü, 1999).

Tersinir hal değişimi: Bir yönde gerçekleştikten sonra, çevre üzerinde hiçbir iz bırakmadan ters yönde de gerçekleşen işlemlerdir. Ters yöndeki hal değişiminden sonra hem sistem hem de çevre ilk haline geri döner. Her iki yöndeki hal değişimi göz önüne alınacak olursa net ısı geçişi ve net iş sıfır olur. Tersinir olmayan hal değişimi, tersinmez hal değişimidir (Çengel, 1999).

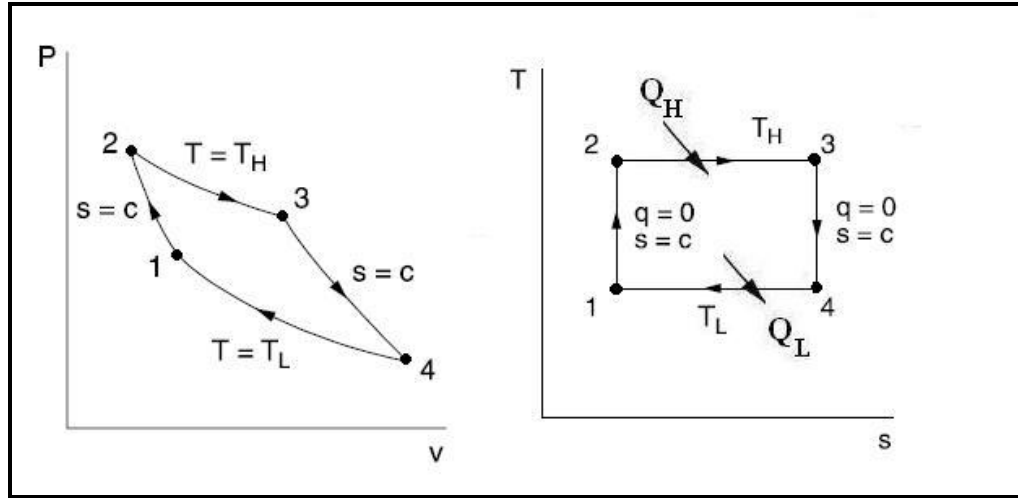
2.2.1.3 Carnot Çevrimi

Isı makinelerinde akışkan çevrim sonunda, çevrim başlangıcında ilk haline döner. Çevrimin belirli bir bölümünde akışkan iş yaparken belirli bir bölümde de akışkan üzerinde iş yapılır. İkisi arasındaki fark net iştir (Çengel, 1999).

Çevrim verimi, çevrimi oluşturan hal değişimlerinin nasıl gerçekleştiğine bağlıdır. Bu nedendir ki tamamen tersinir hal değişimlerinden meydana gelen bir çevrimin verimi o koşullarda ulaşılacak en yüksek verim değeri olacaktır (Çengel, 1999).

Gerçek hayatta hal değişimlerindeki tersinmezlikleri yok etmek mümkün değildir. Ancak, tümünden tersinir bir çevrimin verimi gerçek çevrimin ulaşabileceği en yüksek verimi belirler. Tersinir çevrimlere dayalı ısı ve soğutma makineleri gerçek ısı ve soğutma makinelerinin karşılaştırıldığı modeller oluşturular. Tersinir çevrimlerle ilgili olarak en çok bilinen çevrim, Carnot Çevrimidir (Çengel, 1999).

Carnot çevrimi birbirini izleyen iki tersinir izotermik ve iki tersinir adyabatik hal değişiminden oluşan tersinir bir çevrimdir (Yalçın ve Gürü, 1999). Çevrim, kapalı bir sistemde veya sürekli akışlı açık bir sistemde gerçekleşebilir (Çengel, 1999).



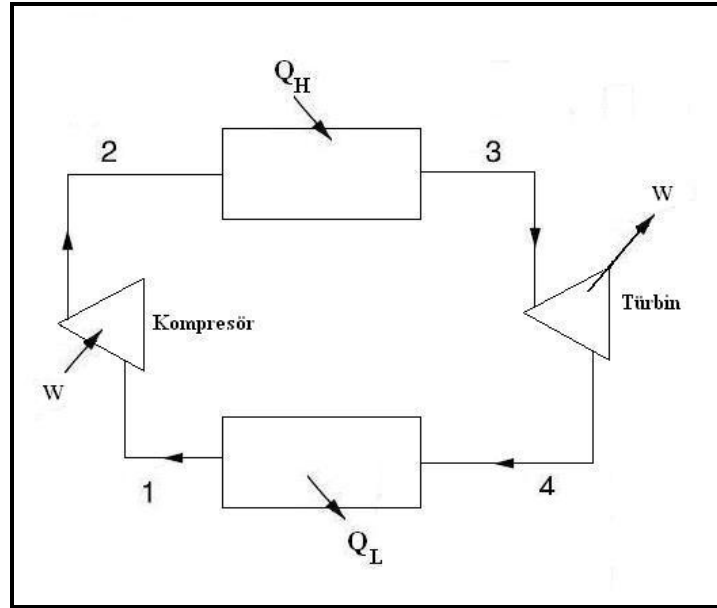
Şekil 2.3 Carnot Çevrimi, Basınç(P)-Özgül Hacim(v) ve Sıcaklık(T)-Entropi(s) grafikleri (National Council of Examiners for Engineering and Surveying [NCOEFES], 2000)

Şekil 2.3 de görüldüğü üzere Carnot Çevrimi 4 hal değişiminden meydana gelir. $T_H > T_L$ olmak koşuluyla, bunlar:

1. (1–2): Tersinir adyabatik sıkıştırma
2. (2–3): Tersinir, sabit sıcaklıkta genişleme (Q_H : toplam ısı geçişi)
3. (3–4): Tersinir, adyabatik genişleme
4. (4–1): Tersinir sabit sıcaklıkta sıkıştırma (Q_L : toplam ısı geçişi)

işlemleridir. P-v grafiği üzerinde 1–2–3 noktalarının oluşturduğu eğri ile v-ekseni arasında kalan alan gazın genişleme sırasında yaptığı işi, 3–4–1 noktalarının oluşturduğu eğri ile v-ekseni arasında kalan alan gazı sıkıştırmak için yapılan işi simgeler. İki alan arasındaki fark net işi gösterir (Çengel, 1999).

2.2.1.3.1 Carnot Isı Makinesi. Tersinir Carnot çevrimi ile çalışan sanal ısı makinesine Carnot ısı makinesi adı verilir. Şekil 2.4 de Carnot ısı makinesine ait bir diyagram görülmektedir.



Şekil 2.4 Carnot ısı makinesine ait diyagram (Çengel, 1999)

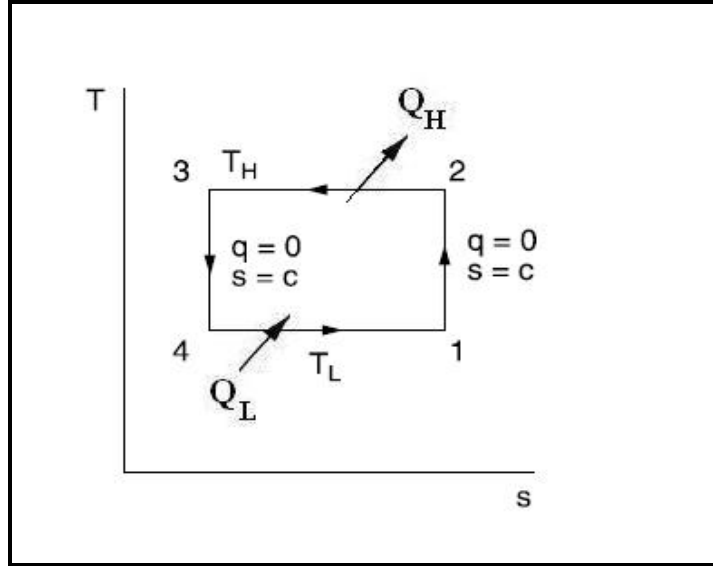
Burada $T_H > T_L$ olmak üzere Q_H , ısı makinesine T_H sıcaklığındaki ısı enerjisi deposundan geçen ısı; Q_L ise ısı makinesinin T_L sıcaklığındaki ısı enerjisi deposuna verdiği ısıdır. Bu verilere göre Carnot veya tersinir bir ısı makinesinin ısı verimi Denklem 2.1 den hesaplanır (Çengel, 1999).

$$\eta_{ir} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.1)$$

Bu değer T_L ve T_H sıcaklıkları arasındaki ısı enerjisi depoları arasında çalışan bir ısı makinesinin sahip olabileceği en yüksek verimdir.

2.2.1.4 Ters Carnot Çevrimi (Carnot Soğutma Çevrimi)

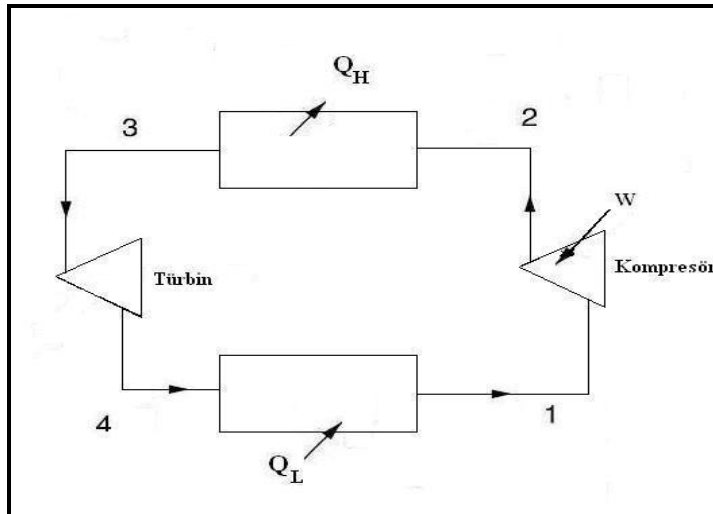
Carnot çevrimi tümüden tersinir bir çevrim olduğu için tüm hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilir. Tüm hal değişimlerinin ters yönde gerçekleştirildiği bu çevrime Carnot soğutma çevrimi adı verilir. Şekil 2.5 de bu çevrime ait sıcaklık(T) ve entropi (s) grafiği görülmektedir.



Şekil 2.5 Ters Carnot Çevrimi Sıcaklık(T)-Entropi(s) grafiği [NCOEFES], 2000)

Burada $T_H > T_L$ olmak üzere Q_H ısı makinesinden T_H sıcaklığındaki ısı deposuna geçen ısı; Q_L ise ısı makinesine T_L sıcaklığındaki ısı deposundan geçen ısıdır.

2.2.1.4.1 Carnot Soğutma Makinesi. Tersinir ters Carnot çevrimi ile çalışan sanal ısı makinesine Carnot soğutma makinesi adı verilir. Şekil 2.6 da Carnot soğutma makinesine ait bir diyagram görülmektedir.



Şekil 2.6 Carnot soğutma makinesine ait diyagram (Çengel, 1999)

2.2.1.4.2 Etkinlik Katsayısı Kavramı (COP) ve Carnot Soğutma Makinesi Etkinlik Katsayısı

Bir soğutma veya ısı makinesinin verimi etkinlik katsayısı ile ifade edilir. Etkinlik katsayısı (COP), elde edilmek istenen değerin harcanması gereken işe oranıdır (Çengel, 1999). Bir çevrim için enerjinin korunumu ilkesi gereği, 2.2 denklemini yazmak mümkündür.

$$W_{\text{net, giren}} = Q_H - Q_L \quad (2.2)$$

Etkinlik katsayısının tanımı gereği bir soğutma makinesinin etkinlik katsayısı değeri Denklem 2.3 den hesaplanır (Çengel, 1999).

$$COP_{\text{SM}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net, giren}}} \quad (2.3)$$

2.2 ve 2.3 denklemleri birlikte kullanılarak, Carnot soğutma makinesinin etkinlik katsayısı Denklem 2.4 den hesaplanır (Çengel, 1999).

$$COP_{\text{SM}} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (2.4)$$

Mutlak sıcaklık ölçeğini (Kelvin) kullanmak suretiyle Denklem 2.4, Denklem 2.5 şeklinde de yazılabilir (Çengel, 1999).

$$COP_{\text{SM}} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (2.5)$$

Yine benzer bir mantıkla, bir ısı makinesi için etkinlik katsayısı Denklem 2.6 ile hesaplanır (Çengel, 1999).

$$COP_{IM} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} \quad (2.6)$$

2.2 ve 2.6 denklemlerini birlikte kullanarak, bir Carnot ısı pompasının etkinlik katsayısı Denklem 2.7 ile de ifade edilebilir (Çengel, 1999).

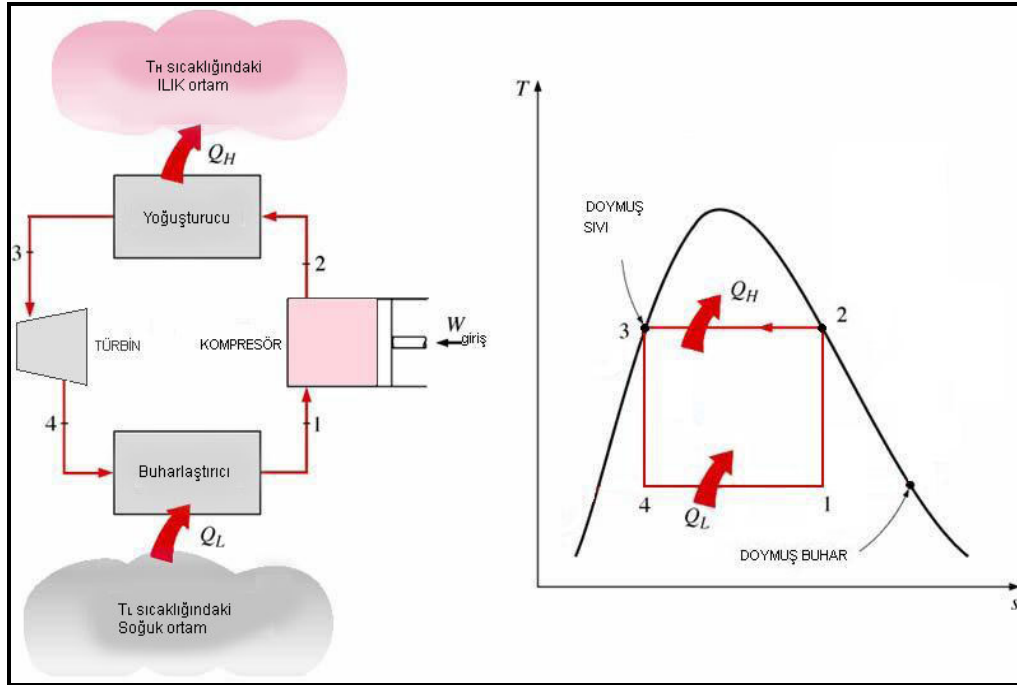
$$COP_{IM} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (2.7)$$

Mutlak sıcaklık ölçeğini (Kelvin) kullanmak suretiyle bu eşitlik, Denklem 2.7 ile de ifade edilebilir (Çengel, 1999).

$$COP_{IM} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (2.8)$$

2.2.1.5 Ters Carnot Çevrimi ve Carnot Soğutma Makinesinin Uygulanabilirliği

Bir soğutucu akışkanın doyma bölgesi içinde gerçekleşen ters Carnot çevrimi Şekil 2.7 yardımıyla incelenecek olursa, 4-1 hal değişimi sırasında soğutucu akışkana T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdan, sabit sıcaklıkta Q_L miktarında ısı geçişi olduğunu görülür. Bu değer, çevrimin soğutma yüküdür. Akışkan daha sonra izantropik hal değişimi ile sıkıştırılıp 2 noktasındaki doymuş buhar haline getirilir ve sıcaklığı T_H olur. 2-3 hal değişimi sırasında soğutucu akışkandan T_H sıcaklığındaki ortama sabit sıcaklıkta ısı geçişi olur. 3 noktasındaki akışkan doymuş sıvıdır. Akışkan daha sonra izantropik genişleme ile T_L sıcaklığına inerek 4 noktasına gelir. Böylece çevrim tamamlanmış olur (Çengel, 1999).



Şekil 2.7 Doyma bölgesinde gerçekleşen ters Carnot çevrimi ve Carnot soğutma makinesi (Çengel, 1999)

Uygulanabilir olması durumunda Carnot çevrimi en ideal çevrimdir. Ancak aşağıdaki nedenlerden dolayı Carnot çevrimlerinin uygulamaya aktarılması güçtür.

1. Isı geçişinin olduğu iki izotermal hal değişimi uygulamada gerçekleştirilebilir. Çünkü doyma bölgesinde basıncın sabit kalması, sıcaklığında doyma sıcaklığında sabit kalmasını sağlar. Bu yüzden 1–4 ve 2–3 basamakları gerçek duruma çok benzerdir. Uygulama ile ilgili bir sorun yoktur (Çengel, 1999).

2. Günlük hayatta 1–2 hal değişimini uygulamak zordur. Çünkü burada akışkan, sıvı buhar karışımı halindedir ve bu karışımı sıkıştırma için iki fazla çalışan bir kompresöre ihtiyaç vardır. Bu da uygulama ile ilgili büyük bir sorundur (Çengel, 1999).

3. Çevrim sırasında, 3–4 hal değişiminde sıvı oranı yüksek bir karışımın genişlemesi söz konusudur ki bu da uygulamada mümkün olmayan bir durumdur (Çengel, 1999).

4. 2 ve 3 numaralı maddelerde belirtilen sorunu, ters Carnot çevrimini doyma bölgesi dışında uygulayarak çözebileceğimiz düşünülse de, bu sefer de ısı geçiş işlemlerinde sabit sıcaklık koşulunu sağlamak mümkün olamayacaktır.

Yukarıda bahsedilen nedenlerden ötürü ters Carnot çevriminin günlük hayatta uygulanması mümkün olmamaktadır. Bu yüzden ki soğutma çevrimlerinin modellenmesinde bir standart oluşturan bu çevrimin dışında, başka bir çevrimin kullanılması gerekmektedir (Çengel, 1999).

2.2.1.6 İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

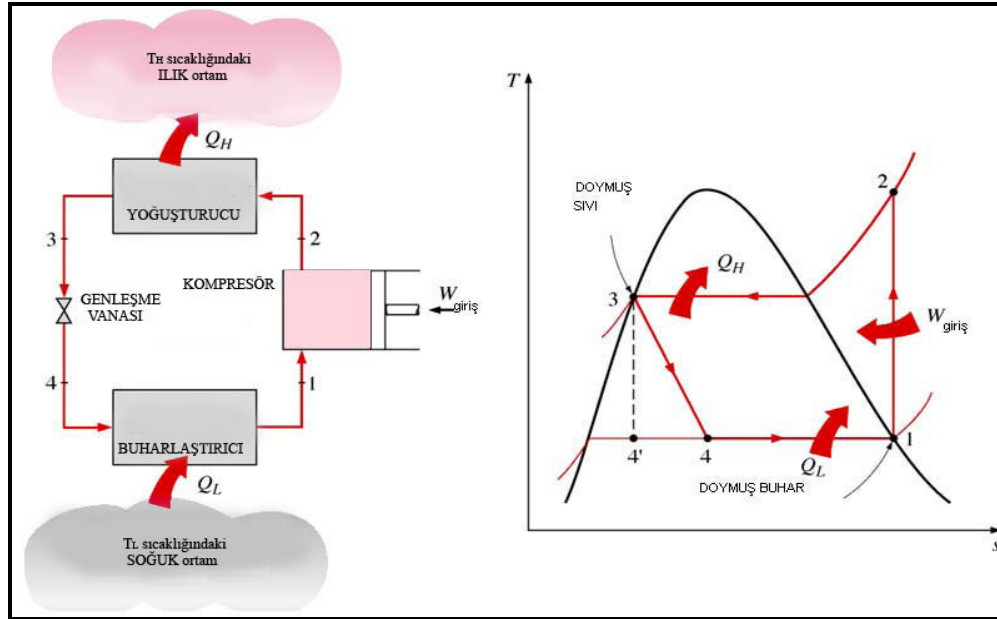
Ters Carnot çevriminin uygulanmasındaki sorunlar, sıkıştırma işlemi öncesinde akışkanın tamamen buharlaştırılması ve genişleme olayının bir kısılma işlemiyle gerçekleştirilmesi ile ortadan kaldırılabilir. Kısılma işleminin gerçekleştirilmesi için sistemde türbin yerine kısılma vanası veya kılcal boru kullanılır. Bu yöntemle gerçekleştirilen soğutma çevrimine ideal sıkıştırırmalı soğutma çevrimi adı verilir. Bu çevrim, soğutma makinelerinin günlük uygulamalarında en çok kullanılan çevrimdir.

İdeal buhar sıkıştırma çevrimi yine dört aşamada gerçekleşir. Bu aşamalar sırasıyla,

1. İzzantropik sıkıştırma (kompresörde),
2. Dış ortama sabit basınçta ısı transfer (yoğuşturucuda),
3. Genişleme ve basınç düşümü (kısılma vanası veya kılcal boruda),
4. Soğutulan ortamdaki akışkana sabit basınçta ısı geçişi (buharlaştırıcıda),

olarak ifade edilir.

Şekil 2.8 de ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi elemanları ve çevrime ait sıcaklık-entropi (T-s) grafiği görülmektedir.



Şekil 2.8 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi elemanları ve sıcaklık-entropi grafiği (Çengel, 1999)

Çevrim başlangıcında akışkan kompresöre doymuş buhar fazına ulaştığı anda girer. Kompresörde gerçekleşen izantropik sıkıştırma işlemi ile sıcaklığı dış ortam sıcaklığının üzerine çıkarılır. Ardından kızgın buhar fazına gelen akışkan yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucuda, sabit basınç altında hal değişimi gerçekleşir ve akışkan yoğuşturucudan doymuş sıvı olarak çıkar. Doymuş sıvı fazındaki akışkan kısılma vanasından veya kılcal borudan geçirilerek akışkanın basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülür. Bu olay sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Bu sıcaklıktaki kuruluk derecesi yüksek gaz sıvı karışımı, buharlaştırıcıya girer. Sabit basınç altında hal değişimi gerçekleşir ve akışkan doymuş buhar fazına geldikten sonra buharlaştırıcıyı terk ederek kompresöre girer. Böylece çevrim tamamlanmış olur (Çengel, 1999).

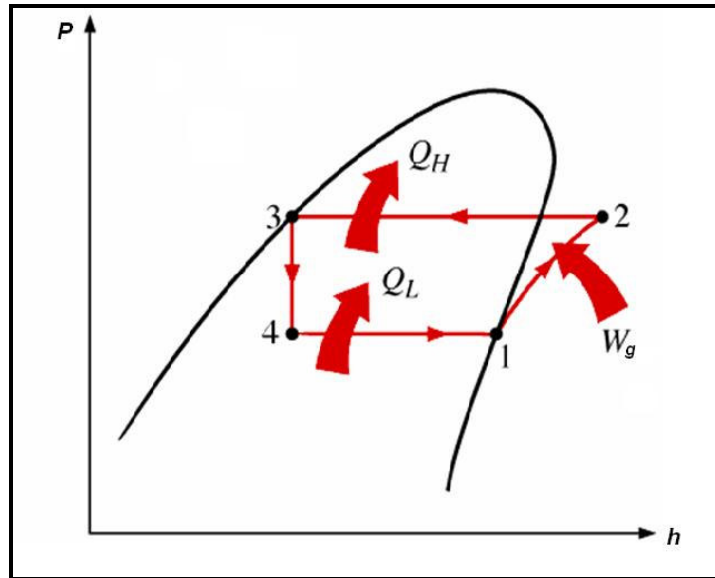
Çevrim sırasında gerçekleşen sıkıştırma işlemi tersinir bir işlem değildir. Bu nedenle çevrimde tersinir bir çevrim değildir. Eğer bu aşamada tersinmezlik durumu söz konusu olsaydı, örneğin kısılma vanası yerine türbin kullanılsaydı, entropi değişimi olmayacak ve akışkan Şekil 2.11 de görülen 4' noktasından buharlaştırıcıya girebilecekti. Bu sayede soğutma kapasitesi 4-4' çizgisinin altında kalan alan kadar

artacaktı. Net iş ise türbinden elde edilen iş kadar azalmış olacaktı. Ancak, sistemde türbin kullanımı maliyet ve teknik açıdan büyük sorunlar çıkardığı için genelde tercih edilmez (Çengel, 1999).

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde kullanılan diğer bir grafik de basınç-entalpi (P-h) grafiğidir. Şekil 2.19 da ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine ait basınç-entalpi grafiği görülmektedir.

Çevrim süresince devam eden dört hal değişimi sürekli akışlı açık sistem özelliğindedir. Potansiyel ve enerji değişimleri ısı ve iş enerjilerinin yanında çok küçüktür ve ihmal edilebilir. Bu şartlarda birim akışkanın kütlesi için enerji dengesi Denklem 2.9 ile hesaplanır (Çengel, 1999).

$$q-w = h_ç-h_g \quad (2.9)$$



Şekil 2.9 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi elemanları ve sıcaklık - entropi grafiği (Çengel, 1999)

Buharlaştırıcıda iş kavramı söz konusu olmayıp yalnızca ısı geçişi söz konusudur. Buna göre ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, soğutma yükü Denklem 2.10 ile, ısıtma yükü Denklem 2.11 ile hesaplanır (Çengel, 1999).

$$\text{Soğutma yükü: } q_L = h_4 - h_1 \quad (2.10)$$

$$\text{Isıtma yükü: } q_H = h_3 - h_2 \quad (2.11)$$

Kompresörün adyabatik çalıştığı kabul edilip harcadığı elektrik enerjisi $W_{\text{net,g}}$ olarak ifade edilirse soğutucunun etkinlik katsayısı (COP_{SM}) Denklem 2.12 ile hesaplanır (Çengel, 1999).

$$\text{COP}_{\text{SM}} = \frac{q_L}{W_{\text{net,g}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.12)$$

eşitliği ile hesaplanır.

2.2.1.7 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi arasında tersinmezliklere ve uygulamayı kolaylaştıracak bazı etkilere bağlı olarak küçük farklar vardır. Şekil 2.10 da gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi elemanları ve çevrime ait sıcaklık-entropi (T-s) grafiği görülmektedir (Çengel, 1999).

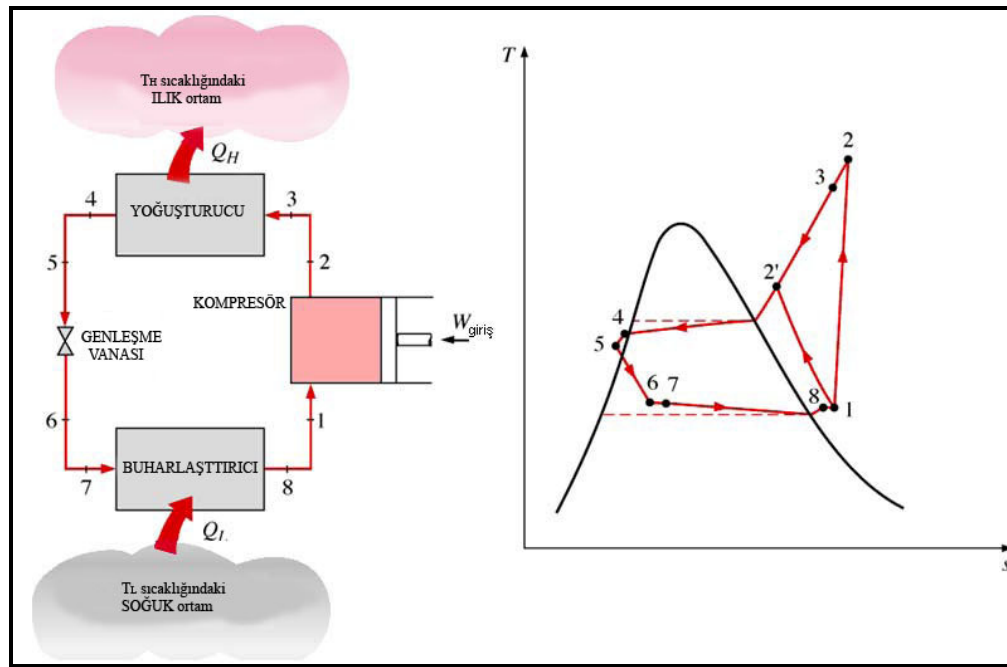
İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminden farklarını şu şekilde özetleyebiliriz:

1. Akışkan, kompresöre doymuş buhar olarak değil kızgın buhar olarak girer. Amaç akışkanın kompresöre tamamen buhar halinde girmesini garanti altına almaktır. Ayrıca buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki mesafe uygulamada fazladır. Bu nedenle akış sürtünmesi nedeniyle az da olsa bir basınç düşümü söz konusudur. Ayrıca çevreden soğutucu akışkana bir miktar ısı geçişi de söz konusudur (Çengel, 1999)

2. Gerçekte sıkıştırma işlemi izantropik olarak gerçekleşmez. Akış sürtünmesi ve ısı geçişine bağlı olarak entropi değişir. Sürtünme entropiyi artırır. Isı geçişinin yönüne bağlı olarak entropi artar ya da azalır. Sonuçta sıkıştırma işlemi sonucunda

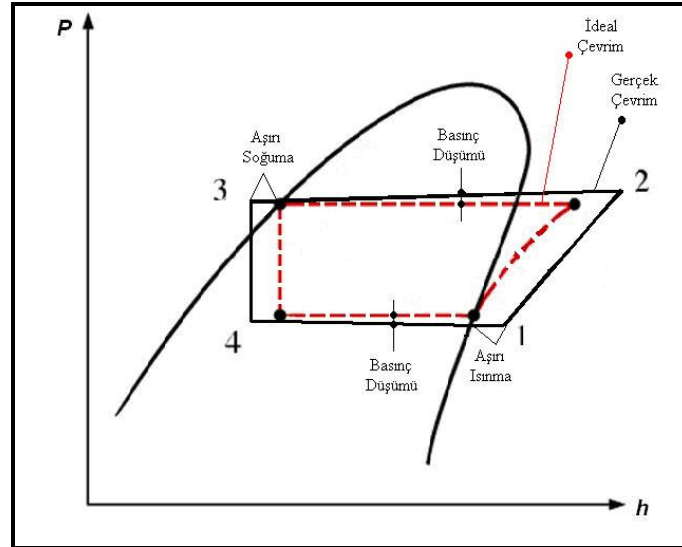
akışkanın entropisi artar ya da azalır. Bu nedenle akışkan Şekil 2.10 da görülen 2 ya da 2' noktasında kompresörü terk edebilir. 1-2' hal değişimi kompresör işini azalttığı için istenilen bir durumdur (Çengel, 1999).

3. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde yoğuşturucu çıkışında basınç, sürtünme kayıpları nedeniyle, kompresör çıkışındaki değerinden daha düşük değerdedir. Akışkan yoğuşturucu çıkışında doymuş sıvı doyma sıcaklığının da altında bir sıcaklıktadır. Yani akışkan yoğuşturucuyu terk ettiği noktada aşırı soğutulmuş durumdadır. Bu nedenle akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girerek daha çok ısı çekebilir (Çengel, 1999).



Şekil 2.10 Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi elemanları ve sıcaklık-entropi grafiği (Çengel, 1999)

Şekil 2.11 de gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma ve çevrime ait basınç-entalpi (P-h) grafiği ideal çevrimle karşılaştırılmalı olarak görülmektedir.



Şekil 2.11 İdeal ve gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerine ait basınç-entalpi değişimi hal grafiği

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, günümüz ev tipi buzdolaplarının ve derin dondurucularının neredeyse tamamına yakın bir bölümünde kullanılan çevrim tipidir. Bu aşamadan sonra konvansiyonel ev tipi buzdolabı ve dondurucularını daha farklı konuları da kapsayacak bir biçimde, detaylı olarak ele almak faydalı olacaktır.

2.3 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucular

TS 87 EN ISO 7371 de ev tipi buzdolabı; enerji kullanan bir veya daha çok donanımla soğutulan ve gıda maddelerinin muhafazası için amaçlanmış bir veya daha çok bölmesi bulunan, bunlardan en az bir tanesi taze gıda depolanmasına uygun olan evlerde kullanılmak için uygun hacimli, yalıtılmış bir dolap ve donanım olarak tanımlanır.

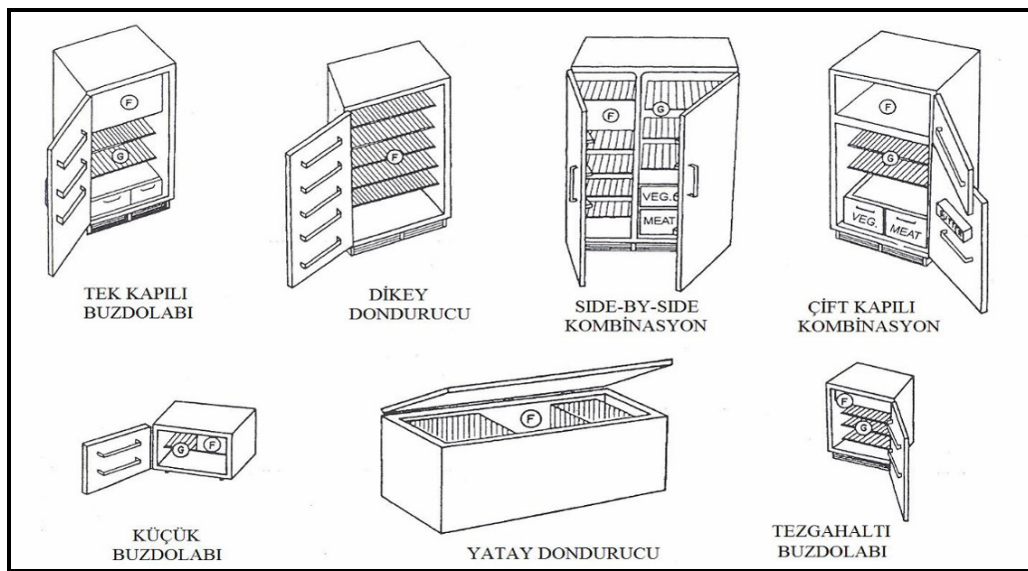
TS 7596 EN ISO 5155 de ev tipi dondurucu; ev tipi kullanım için enerji kullanan tertibatla soğutulan ve taze gıdayı donduran bir veya daha çok bölmesi bulunan yalıtılmış uygun hacimli dolap ve donanımdır. Standartta belirtilen deney şartlarında 24 saatte hiçbir şekilde 2 kg'dan az olmamak üzere depolama hacminin 100 litresi başına 4,5 kg miktardaki deney paketlerini SN, N ve ST sınıfı cihazlarda $+25^{\circ}\text{C}$ den -18°C ye ve T sınıfı cihazlarda $+32^{\circ}$ den -18°C ye dondurmak için ve “üç yıldızlı”

depolama şartlarında donmuş gıdanın depolanmasına uygun bölme, şeklinde tanımlanmaktadır.

Farklı bölgelerde, değişik ihtiyaçlar için, çok çeşitli tiplerde soğutucuların kullanımı söz konusudur. Birçok ev tipi buzdolabı ve dondurucu çeşidi, üreticiler tarafından gelenekselleşmiş modellerde üretilmektedir. ASHRAE 2002 de ev tipi buzdolabı ve dondurucu tipleri yedi ana grupta verilmiştir. Bu tipler ticari olarak pazarda en çok paya sahip olan modellerdir ve ASHRAE, 2002 de “Refrigeration Handbook Chapter 49 – Household Refrigerators and Freezers” başlıklı bölümde şu şekilde gruplandırılmışlardır;

1. Tek kapılı buzdolapları
2. Dikey dondurucular
3. Side-By-Side kombinasyon
4. Çift Kapılı kombinasyon
5. Küçük buzdolapları
6. Yatay dondurucular
7. Tezgâh altı buzdolapları

Bu modellere ait örnek çizimler şekil 2.12 de görüldüğü gibidir.



Şekil 2.12 Günümüzde yaygın olarak üretilen ev tipi buzdolabı ve dondurucu tipleri (ASHRAE, 2002)

Günümüz teknolojisi ile üretilen ev tipi buzdolapları ve dondurucuların neredeyse tamamına yakın bir bölümünde soğutma işlemi buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile gerçekleştirilmektedir. Bunun yanı sıra soğutma işlemi absorpsiyonlu soğutma ve termoelektrik soğutma ile de sağlanmaktadır. Fakat bu üç sistemin ısı verimlerini (COP'lerini) -18°C soğutucu iç hacim ve 32°C ortam sıcaklığında çalışan bir dondurucu için karşılaştırmak gerekirse,

Termoelektrik soğutma: $0,09 W_{\text{soğutma}}/W_{\text{elektrik}}$,

Absorpsiyonlu soğutma: $0,44 W_{\text{soğutma}}/W_{\text{elektrik}}$,

Buhar sıkıştırımlı soğutma: $1,39 W_{\text{soğutma}}/W_{\text{elektrik}}$,

olduğu görülür (ASHRE,2002). Görüldüğü üzere şu an için birim soğutma yükü başına birim elektrik enerjisinin en verimli şekilde harcandığı sistem, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleridir. Bazı durumlarda, gaz ile çalıştırılacak absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, birim enerji tüketimi düşük maliyetlerde olabilir. Fakat soğutucunun üretim maliyeti, boyutları ve ağırlığı gibi olumsuz sebepler, elektrik enerjisinin sağlandığı bir yerde buhar sıkıştırımlı sistemleri yine daha avantajlı kılmaktadır (ASHRAE, 2002).

2.3.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Tasarım Kriterleri ve Genel Performans Karakteristikleri

Ev tipi buzdolapları ve dondurucuların soğutma sistemlerinin tasarımındaki en temel parametrelerden biri cihazın çalıştığı dış ortam sıcaklığıdır. Bu sıcaklık değeri, soğutucunun hem mekanik tasarımı hem de soğutma sistemi tasarımında birinci derecede etkilidir.

Dış ortam sıcaklıklarına bağlı olarak ev tipi soğutucular ve dondurucular için dört farklı sıcaklık aralığı ve bu sıcaklık aralıklarına bağlı olarak da dört iklim sınıfı standart olarak belirlenmiştir. Soğutucuların tasarımı öncelikli olarak bu iklim sınıflarına göre yapılmaktadır. Bu iklim sınıfları Tablo 2.1 de görüldüğü gibidir. Bu

değerler Şekil 2.12 de görülen tüm ev tipi buzdolabı, dondurucu ve her ikisinin kombinasyonundan oluşan soğutucular için geçerlidir.

Tablo 2.1 Ev tipi soğutucularda iklim sınıfları (TS 7596 EN ISO 5155)

| Sınıf | Sembol | Ortam Sıcaklığı Aralığı (°C) |
|----------------------------|--------|------------------------------|
| Genişletilmiş ılıman iklim | SN | +10 ila +32 |
| İlman İklim | N | +16 ila +32 |
| Alt tropikal | ST | +18 ila +38 |
| Tropikal | T | +18 ila +43 |

Ev tipi soğutucuların tasarımı sırasında çok büyük önemi olan diğer bir karakteristik özellik de soğutucu iç hacminin sıcaklık değeri ya da diğer bir deyişle depolama sıcaklığıdır. Depolama sıcaklıklarının depolanacak olan gıdanın özelliklerine ve saklanması istenen süreye göre belirlenmesi soğutma tekniği açısından en doğru yöntemdir. Fakat ev tipi soğutucularda gerek iç hacmin küçük olması gerekse bu küçük hacimde çok farklı gıda maddelerinin bir arada saklanması nedeniyle soğutucu, dondurucu ve özel bölmelerin sıcaklıkları ile ilgili bazı standart depolama sıcaklık değerleri kabul edilmiştir. Tablo 2.2 'de ev tipi buzdolapları ve Tablo 2.3 'de ev tipi buzdolapları ve dondurucular için depolama sıcaklıkları verilmektedir.

Tablo 2.2 Ev tipi buzdolaplarında depolama sıcaklıkları (TS 87 EN ISO 7371)

| İklim sınıfı | Ortam sıcaklıkları (°C) | Taze gıda depolama bölgesi (°C) | | Üç yıldızlı bölme t*** | İki yıldızlı bölme t** | Bir yıldızlı bölme t* | Özel Bölme (°C) t,cm |
|--------------|-------------------------|---------------------------------|--------|------------------------|------------------------|-----------------------|----------------------|
| | | t1, t2, t3 | tm,max | | | | |
| SN | +10 ila +32 | 0 ≤ t1, t2, t3 ≤ +10 | +5 | ≤ -18 | ≤ -12 | ≤ -6 | +8 ≤ tcm ≤ +14 |
| N | +16 ila +32 | | | | | | |
| ST | +18 ila +38 | | | | | | |
| T | +18 ila +43 | | | | | | |

Tablo 2.3 Ev tipi dondurucularda depolama sıcaklıkları (TS 7596 EN ISO 5155)

| İklim sınıfı | Ortam sıcaklıkları (°C) | Üç yıldızlı bölme (°C) | İki yıldızlı bölme (°C) |
|--------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|
| | | t*** | t** |
| SN | +10 ila +32 | ≤ -18 | ≤ -12 |
| N | +16 ila +32 | | |
| ST | +18 ila +38 | | |
| T | +18 ila +43 | | |

Görüldüğü üzere soğutucu içerisinde yer alan her bir bölme ve bu bölmenin özelliklerine bağlı olarak standartlaştırılmış depolama sıcaklığı değerleri tanımlanmıştır. Kısa süreli saklamaların gerçekleştirildiği ve 0 °C nin üzerinde saklamanın yapıldığı soğutucu bölümde sağlanması gereken sıcaklık değeri +5 °C dir. 0 °C nin altında ve uzun süreli gıda saklama işlemlerinin yapıldığı bölmelerin depolama sıcaklıkları dondurucunun veya dondurucu bölmenin özelliğine bağlıdır. Tablo 2.2 ve 2.3 de de görüldüğü üzere dondurucu bölmelerin özellikleri bir yıldızlı, iki yıldızlı veya üç yıldızlı olmalarına göre belirlenmektedir.

Dondurucuların ve dondurucu bölmelerin özelliklerinin tanımlanması sırasında kullanılan bir kavram olan “yıldız” kavramı doğrudan depolama sıcaklığı ile ilgilidir. TS 87 EN ISO 7371 de bu kavramalar şu şekilde açıklanmaktadır:

Bir Yıldızlı Bölme: Depolama sıcaklığı standartta belirtilen yöntemlere göre ölçülen ve -6 °C’den daha sıcak olmayan bölmedir.

İki Yıldızlı Bölme: Depolama sıcaklığı standartta belirtilen yöntemlere göre ölçülen ve - 12 °C’den daha sıcak olmayan bölmedir.

Üç Yıldızlı Bölme: Depolama sıcaklığı standartta belirtilen yöntemlere göre ölçülen ve -18 °C’den daha sıcak olmayan bölmedir.

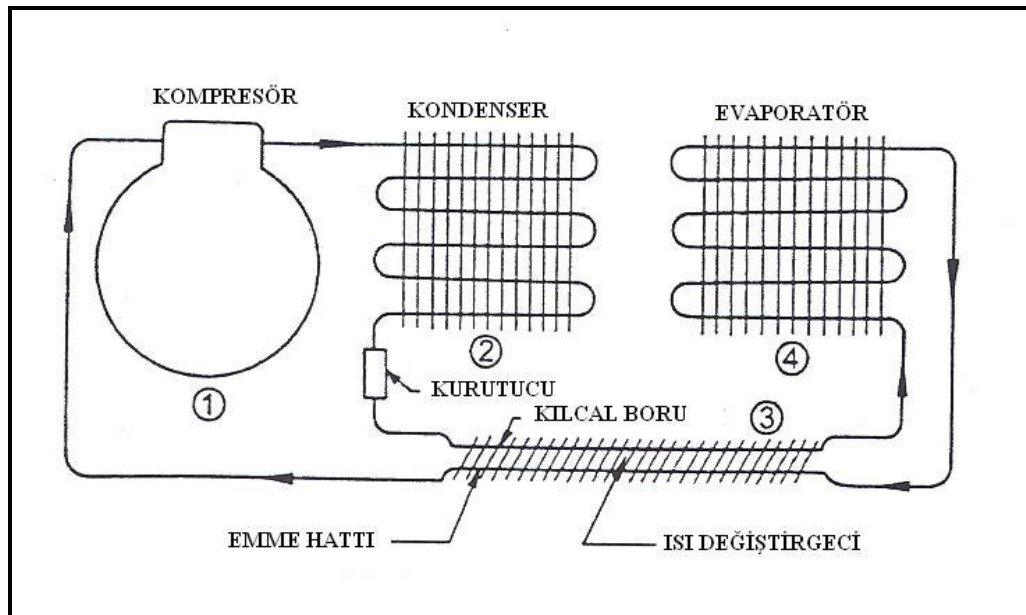
Tanımlarda geçen depolama sıcaklığı ölçüm yöntemleri ilerleyen bölümlerde daha ayrıntılı bir biçimde ele alınacaktır.

2.3.2 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucuların Soğutma Sisteminde Kullanılan Elemanlar

Soğutma ihtiyaçlarına bağlı olarak, farklı kapasitelere ve değişik tasarımlara sahip buhar sıkıştırımalı soğutma sistemleri ile çalışan birçok buzdolabı ve derin dondurucu mevcuttur. Soğutma sistemleri genellikle hermetik olarak kapatılmıştır ve normal şartlar altında soğutucu akışkan değişimi veya yağlama işlemine ihtiyaç duymazlar.

Günümüzde soğutucu akışkan olarak R-134a ve R-600a (izobütan) kullanılır. Yeni soğutucu akışkanların ortaya çıkması, yeni yağlama yağları, daha yüksek verimlerde çalışan kompresörlerin kullanımı, kılcal borularda meydana gelen değişimler gibi etmenler sayesinde ev tipi buzdolabı ve dondurucuların soğutma sistemi tasarımları sürekli olarak gelişmektedir (ASHRAE,2002).

Ev tipi buzdolapları ve dondurucularda soğutma sistemi sıkıştırıcı (kompresör), yoğuşturucu (kondanser), genişleme düzeneği (kılcal boru) ve buharlaştırıcı (evaporatör) gibi temel parçalar ve kurutucu süzgeç (drier), emme hattı ısı değiştiricisi ve termostat gibi yardımcı parçalardan meydana gelir. Ayrıca devrede sürekli olarak dolaşan bir soğutucu akışkan mevcuttur. Şekil 2.13 de bu sisteme ait akış şeması görülmektedir (ASHRAE,2002).



Şekil 2.13 Ev tipi buzdolabı ve derin dondurucularda kullanılan gerçek soğutma sistemi ve elemanları (ASHRAE, 2002)

Kompresör: Mekanik olarak çalışan bir bileşen olup buharlaştırıcıdan soğutucu akışkan buharını emen ve yoğuşturucuya daha yüksek basınçta basan bir ünedir (TS 7596 EN ISO 5155).

Yoğuşturucu (Kondanser): Buharlaşan soğutucu akışkan sıkıştırıldıktan sonra dış soğutma ortamında ısı atarak içinde sıvı haline geldiği bölümdür (TS 7596 EN ISO 5155).

Genleşme Düzeneği (Kılcal Boru): İçinde, soğutucu akışkan basıncının yoğuşurulmuş sıvıinkinden buharlaştırıcının basıncına düşürüldüğü tertibattır (TS 7596 EN ISO 5155).

Buharlaştırıcı (Evaporatör): Sıvı soğutucu akışkanın genişlemesinden sonra soğutulacak ortamdaki ısı alarak içinde buhar haline geldiği bölümdür (TS 7596 EN ISO 5155).

Soğutucu Akışkan (Refrijan): Soğutma sisteminde, genel olarak akışkanın durumundaki değişimlerine bağlı kalarak ısı transferi için kullanılan, düşük sıcaklıkta ve alçak basınçta iken ısıalan, yüksek sıcaklıkta ve yüksek basınçta iken de ısı bırakan akışkandır (TS 7596 EN ISO 5155).

Kurutucu Süzgeç (Drier) : Kapalı soğutma sistemi içinde oluşabilecek nemi ve sisteme karışan yabancı maddeleri tutmak amacıyla kullanılır. Genellikle kılcal boru çıkışına konumlandırılır (Taner, 2005)

Emme Hattı Isı Değiştirgeci: Kılcal borunun bir kısmı, evaporatör ve kompresör arasında yer alan emme hattına kaynaklanır. Böylece iki hat arasında bir ısı geçişi sağlanır. Emme hattındaki soğuk gaz yardımıyla kılcal boru içerisindeki akışkanı soğutmak hem kapasiteyi hem de verimi arttırır.

Kompresör evaporatör içerisinde bulunan soğuk gazı çeker ve sıkıştırır. Sıkıştırma işlemi sonunda gaz yüksek basınç ve sıcaklıkta kompresöre girer. Akışkan kondanserden geçerken ısının bir kısmını dış ortama verir ve gaz halinden sıvı haline geçer. Akışkan kondanser çıkışında yer alan kurutucudan geçerken, içerisinde bulunan nem ve su buharından arınır. Sıvı haldeki akışkan kılcal borudan geçerken basıncı buharlaşma basıncına düşer. Bu sırada, emme hattıyla temas halinde olan

kılcal borudan emme hattı borusuna ısı geçişi olur. Kılcal boru çıkışında akışkan evaporatöre girer. Evaporatör içerisindeki akışkan sıvı halden gaz haline dönerken, soğutucunun iç hacminden ısı çeker. Gaz halindeki akışkan emme hattından geçerek tekrar kompresöre girer. Bu çevrim, kompresörün çalışma konumunda olduğu süre boyunca tekrarlanır (Taner, 2005).

2.3.2.1 Kompresör

Soğutma kompresörünün sistemdeki görevi ısı ile yüklü soğutucu akışkanı bulunduğu noktadan ileri taşımak ve böylece arkadan gelen ısı ile yüklenmemiş olan akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğini sağlamak, ayrıca buhar haldeki soğutucu akışkanın basıncını kondanserdeki yoğuşma sıcaklığının karşısı olan sıcaklık seviyesine çıkarmaktır (Taner, 2005).

Genel yapıları itibariyle soğutma kompresörlerini aşağıdaki şekilde sınıflandırmak mümkündür (Taner, 2005):

- I. Pozitif sıkıştırımalı kompresörler
 1. Pistonlu kompresörler
 2. Paletli kompresörler
 3. Helisel-vida tipi dönel kompresörler
- II. Santrifuj kompresörler

Ev tipi buzdolabı ve dondurucularda genellikle pistonlu kompresörler kullanılır. Bazı uygulamalarda ise dönel tip kompresörlerin de kullanımı söz konusudur.

2.3.2.1.1 Pistonlu Kompresörler. Düşük kapasiteli soğutma ihtiyaçlarında pistonlu kompresörler kullanılır. 32 °C dış ortam, -23 °C evaporatör ve 54 °C kondanser sıcaklıkları için 90 W ile 600 W arasında kapasiteye sahiptirler (ASHRAE, 2002). Özellikle üretim kolaylığı, düşük maliyetleri, yüksek verimleri ve sessiz çalışmaları tercih edilme nedenidir. Şekil 2.14 de kompresörün içyapısı ve Şekil 2.15 de kompresörün, gövde grubunun arka kısmındaki yerleşimi görülmektedir.

Şekil 2.15 de görüldüğü üzere, kompresör gövdesi içinde elektrik motoru ve sargılar bulunmaktadır. Motorun mili doğrudan pistonun krankına bağlıdır. Piston hareketini bu mekanizma ile alır. Pistonun içerisinde hareket ettiği silindirin belirli bir bölgesinde akışkanın girdiği küçük bir klape mevcuttur. Piston üst ölü noktada iken bu klape açılır ve silindire akışkan girişi sağlanır. Piston alt ölü noktaya geldiğinde bu klape kapanır ve başka bir kapak açılır. Sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı arttırılmış akışkan buradan sisteme şarj edilir.



Şekil 2.14 Pistonlu kompresörün iç detayları (Yılmaz, 2007)



Şekil 2.15 Pistonlu kompresörün, dondurucu arka alt kısmında yer alan yatağındaki görüntüsü ve diğer elemanlarla olan bağlantıları (Yılmaz, 2007)

2.3.2.2 Kondanser (Yoğuşturucu)

Kondanser, soğutma sisteminde soğutucu akışkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olunan ısının sistemden uzaklaştırıldığı elemandır. Soğutucu akışkan kondanserde sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genişletilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilir (Taner, 2005).

Kondanserdeki ısı alış verişinin 3 aşamada gerçekleştiği düşünülebilir. Kızgınlığın alınması (kondanser alanının %5i), akışkanın soğutulması ve aşırı soğutma (kondanser alanının % 0-10'u) (Taner, 2005). Genel olarak üç değişik tipte kondanser mevcuttur.

1. Su soğutmalı kondanserler
2. Hava soğutmalı kondanserler
3. Evaporatif (hava -su) kondanserler

Ev tipi buzdolapları ve dondurucularda hava soğutmalı kondanser grubu tercih edilir. Uygulama ihtiyaçları, kapasite ve kondanser yüzey alanına bağlı olarak;

1. Doğal taşınimli hava soğutmalı kondanser
2. Zorlanmış taşınimli hava soğutmalı kondanser

grupları kullanılır (Taner, 2005). Şekil 2.16 da doğal Şekil 2.17 de zorlanmış taşınimli hava soğutmalı kondanserler görülmektedir. Doğal taşınimli hava soğutmalı kondanser grubu soğutucunun arka duvarında yer alır. Düzlemsel olarak “S” şekli verilmiş borular ve borular arasında ısıl temas sağlayan tellerden oluşur. Zorlanmış taşınimli hava soğutmalı kondanser ise gövdenin hemen altındaki boşlukta ve kompresörün yanında yer alır. Daha kompakt bir görünüşe sahip olan bu kondanserin karşısında zorlanmış hava akışına neden olan bir fan bulunur. 3 boyutlu bir biçimde “S” formu verilmiş borular ve borulara kaynaklanmış tellerden oluşur.



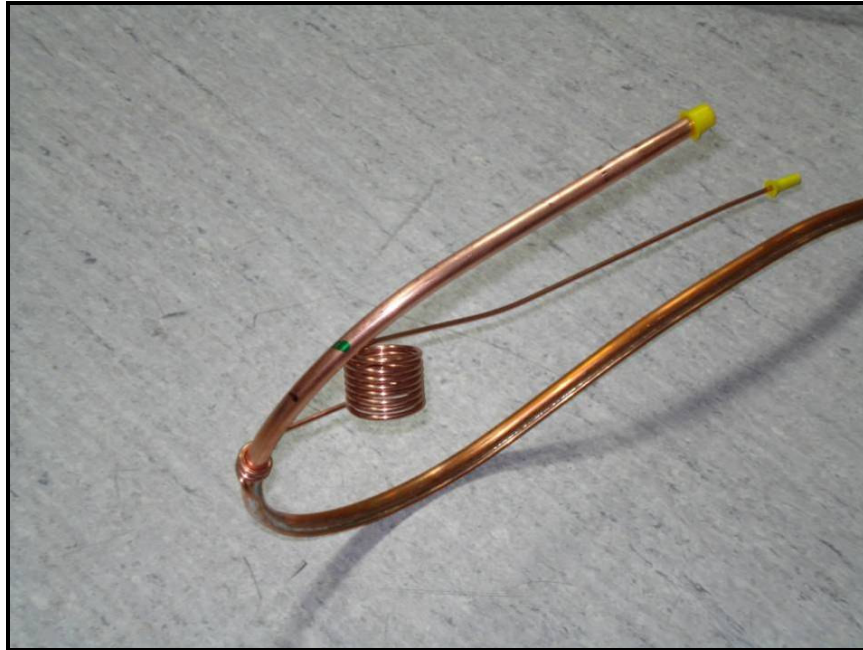
Şekil 2.16 Doğal taşınımlı hava soğutmalı kondanser ve kondanserin dondurucu arka duvarındaki yerleşimi (Yılmaz, 2007)



Şekil 2.17 Zorlanmış taşınımlı hava soğutmalı kondanserin ve fanının kompresör boşluğundaki yerleşimi (Yılmaz, 2007)

2.3.2.3 Kılcal Boru

Yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasına yerleştirilmiş, iç çapı ve uzunluğu soğutma kapasitesine göre seçilmiş, çok küçük iç çapa sahip borulardır. Kılcal borunun görevi, kondanserden çıkan sıvı haldeki akışkanın basıncını buharlaşma basıncına düşürerek, akışkanı buharlaştırıcıya göndermektir. Diğer bir görevi ise kompresörün çalışmadığı durumda alçak ve yüksek basınç devreleri arasında dengeleme görevi görmek ve akışkanın yüksek basınç bölgesinden alçak basınç bölgesine geçmesini sağlamaktır. Bu sayede her iki bölgede basınçlar eşit olur ve kompresör tekrar devreye girdiğinde büyük bir yüklenmeye karşılaşmaz (Taner, 2005). Şekil 2.18 de ev tipi soğutucu ve dondurucularda kullanılan bir kılcal boru ve üzerine lehimli olduğu, daha kalın çaplı emme hattı borusu görülmektedir.



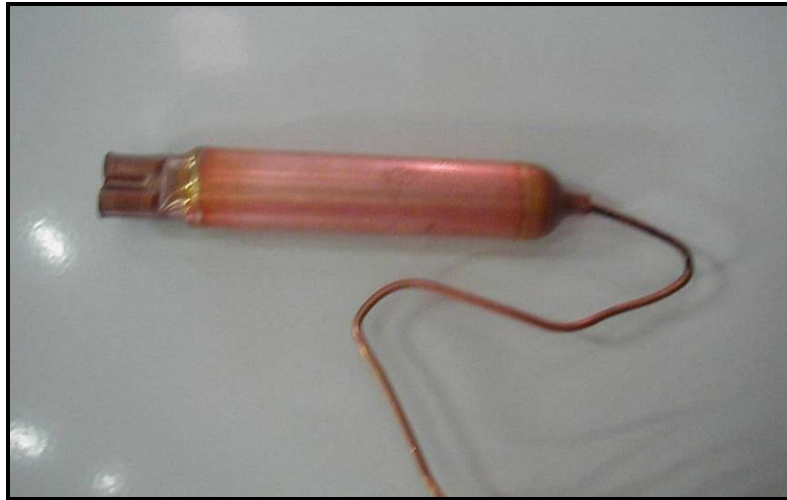
Şekil 2.18 Kılcal boru ve emme hattı borusu (Yılmaz, 2007)

Kılcal borular, düşük maliyeti ve hareketli parçaları olmaması ve düşük kapasiteli soğutma uygulamaları için elverişli olmaları nedeniyle tercih edilirler. Fakat bu tip sistemlerde akışkan debisinin ayarlanma imkanı yoktur (Taner, 2005).

İhtiyaç duyulan basınç düşümü için kılcal boru boyunu hesaplamak amacıyla bazı ampirik çalışmalar mevcuttur. Fakat kılcal boru tasarımı için ön hesaplamaların ardından deneysel çalışmaların yapılması gerekmektedir. Basınç düşümü boru çapına, boru uzunluğuna, sarım sayısına, kütleli debiye, akış hızına ve akışkan cinsine göre değişiklik gösterir (Taner, 2005).

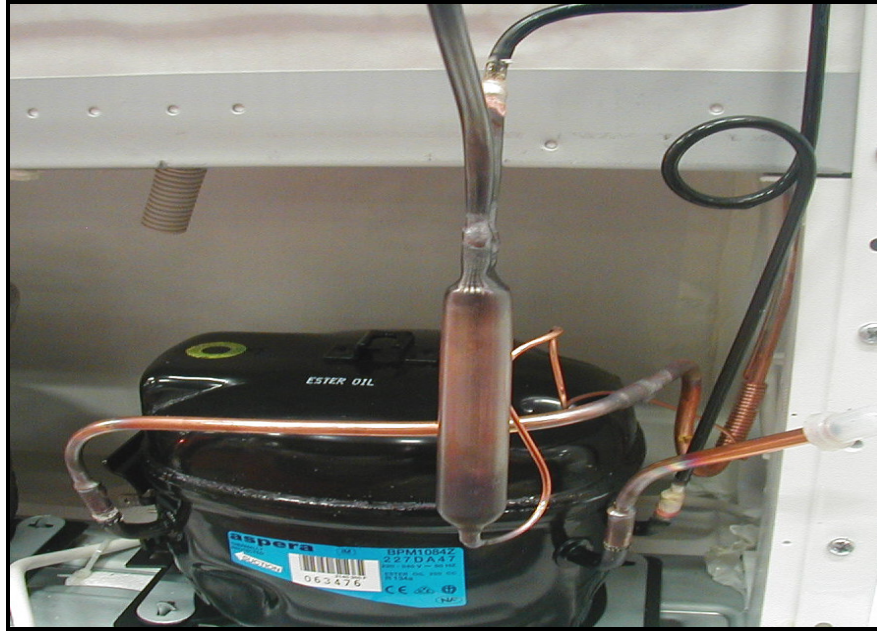
2.3.2.4 Kurutucu Filtre (Drier)

Soğutma sisteminde, aşırı nem birikmesi ve bu nemin 0°C nin altına düşmesi boru sistemi içerisinde buzlanmaya neden olur. Ayrıca boru hattı içindeki akış sürtünmesi nedeniyle boru yüzeylerinden kalkan bazı yabancı maddeler akışkana karışır. Sonuçta, boru hattında korozyon ve tıkanma sorunu yaşanabilir. Sistemde kılcal boru önüne koyulan kurutucu filtre bu oluşumların kılcal boruya girmesine engel olur. Kurutucu filtrelerin içerisinde yüksek nem tutma özelliğine sahip silika bazlı tanecikler kullanılır. Şekil 2.19 da ev tipi buzdolapları ve dondurucularda kullanılan kurutucu filtre görülmektedir (Taner, 2005).



Şekil 2.19 Kurutucu filtre ve filtreye bağlı kılcal boru girişi (Yılmaz, 2007)

Şekil 2.20 de kurutucu filtrenin soğutucu gövdenin arka kısmındaki yerleşimi ve diğer elemanlarla bağlantısı görülmektedir.



Şekil 2.20 Kurutucu filtrenin soğutma sistemindeki teri ve bağlantıları (Yılmaz, 2007)

2.3.2.5 Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Soğutma sisteminde, soğutucu akışkanın buharlaştırıldığı ve buharlaşma olayı sırasında da soğutulan ortamdaki akışkan üzerine ısının çekildiği elemandır. Kılcal boru çıkışında kuruluk derecesi düşük bir sıvı gaz karışımı olarak giren akışkan evaporatör çıkışında gaz fazında olmalıdır. Hatta çıkış koşullarının buharlaşma sıcaklığının 3–8 °C üzerinde olması istenir. Çünkü akışkanın kompresöre sıvı olarak girmesi, kompresörü tamamen çalışmaz hale getirebilecek bir etki yaratabilir. Bu sebeple evaporatör çıkışına ek bir parça (emme hattı borusu) ilave edilerek akışkanın kompresör kızgın buhar olarak girmesi garanti altına alınır (Taner, 2005).

Ev tipi buzdolabı ve dondurucularda soğutma işleminin yapıldığı bölmede levha boru tipi evaporatör yapısı kullanılır. Bu yapıda “S” formu verilmiş boru düzlemsel ve ince bir levha üzerine yerleştirilmiştir. Dondurucu bölmelerin soğutulmasında ise daha hızlı bir soğutma etkisi yaratan ve daha karmaşık bir yapıya sahip olan kanat boru tipi evaporatörler kullanılır. Ayrıca no-frost tarzı zorlanmış hava dolaşımıyla soğutulan ev tipi buzdolabı ve dondurucularda fan önünde zorlanmış hava akımını yaratan bir fan bulunur. Bunun yanı sıra bazı özel uygulamalarda, özellikle de

dondurucularda, “S” formundaki borular üç boyutlu olarak döndürülerek, doğrudan soğutulan iç hacimde konumlandırılırlar. Şekil 2.21 de levha boru tipi, Şekil 2.22 de kanat-boru tipi evaporatörler görülmektedir.



Şekil 2.21 Levha boru tipi evaporatör (Yılmaz, 2007)



Şekil 2.22 Kanat boru tipi evaporatör (Yılmaz, 2007)

2.3.2.6 Soğutucu Akışkan (Refrijan)

Soğutma sisteminde, düşük sıcaklıkta ve alçak basınçta iken ısıtılan, yüksek sıcaklıkta ve yüksek basınçta iken de ısı bırakan akışkandır. Soğutma sisteminin çalışma sıcaklığına, soğutma yüküne, dış ortam sıcaklığına bağlı olarak seçimi yapılır. İnorganik ya da organik birçok türü bulunur (Onat, İmal ve İnan, 2004).

2.3.2.6.1 *Kloroflorokarbon (CFC)*. Karbon yörüngesindeki hidrojen atomları tamamen klor ve flor atomları ile değişen soğutucu akışkanlara tam halojenli soğutucu akışkanlar denir. CFC'ler etan veya metan serisinden olabilirler. Ayrıca küresel ısınma potansiyelleri oldukça fazladır. Dolayısıyla CFC'lerin kullanımı için bazı yasaklar ve önlemler dünya çapında alınmaktadır. Uygulamada en çok kullanılanları şunlardır; R-11, R-12, R-13, R-114 ve R-115 (Onat, İmal ve İnan, 2004).

2.3.2.6.2 *Hidrokloroflorokarbon (HCFC)*. Metan ve etan moleküllerinin yapısındaki hidrojen atomlarının bir kısmının klor veya flor atomları ile yer değiştirmesi sonucu oluşan moleküle kısmi halojenlenmiş adı verilir. Yani karbon yörüngelerinde hala bazı hidrojen atomları bulunmakta ve bütün hidrojen atomları klor ve flor atomları ile yer değiştirmemektedir. HCFC'lerde klor atomu içerdiği ozon tabakası ile reaksiyona girer. Atmosferde uzun süre yapıları bozulmadan kalmazlar. HCFC'ler atmosfere doğru yükselirken yapılarındaki hidrojen havadaki su molekülleri ile reaksiyona girerek yapıları bozulur. HCFC'lerin ozonu delme potansiyelleri azdır. Uygulamada en çok kullanılan HCFC'ler şunlardır: R-22, R-124, R-123 (Onat, İmal ve İnan, 2004).

2.3.2.6.3 *Hidrokloroflorokarbon (HFC)*. HFC'lerin temel molekülü yalnızca flor atomu ile halojenlenmiştir. Molekülün yapısında klor atomu yoktur. HFC'lerin yapısında flor, hidrojen ve karbon atomları bulunmaktadır. HFC'lerin ozonu delme potansiyelleri sıfırdır. Buna rağmen küresel ısınmaya az da olsa olumsuz etki yaparlar (Onat, İmal ve İnan, 2004).

2.3.2.6.4 *Karışım ve İnorganik Soğutucu Akışkanlar.* İki daha fazla soğutucu akışkanın belirli oranlarda karıştırılması ile elde edilen yeni soğutucu akışkana karışım adı verilir. En çok bilinenleri R-500, R-502, 404A ve 407C ve R410A dır. Yapılan yoğun çalışmalar sonucu ozonu çok az veya hiç tahrip etmeyen karışımlar geliştirilmektedir. İnorganik soğutucu akışkanlar 1900'li yıllarda çok kullanılmasına rağmen, günümüzde yalnızca termodinamik özellikleri mükemmel olan amonyak (NH₃) kullanılmaktadır (Onat, İmal ve İnan, 2004).

Eylül 1987 yılında Kanada'nın Montreal kentinde ozonu tahrip eden maddelerin kullanımının kontrol altına alınması için 24 ülke ile Avrupa Ekonomik Topluluğu arasında protokol yapılmıştır. Ayrıca CFC'lerin belirli zaman içerisinde kullanımının azaltılması ve hatta tamamen yasaklanması karara bağlanmıştır. Ozon tabakasında meydana gelen tahribatın değerlendirilmesi ve araştırılması için 1987 yılında kabul edilen Montreal Protokolü'nü değerlendirme amacıyla Haziran 1990 yılında Londra'da 54 ülkenin katılımıyla yapılan toplantıda, Montreal'de benimsenen ilkeler desteklenmiştir (Onat, İmal ve İnan, 2004).

Günümüzde ev tipi buzdolapları ve dondurucularda değişim gazları olarak kullanılan R-134a ve R-600a gazları çok sık olarak kullanılmaktadır. Yakın bir gelecekte R-134a akışkanın kullanımına da kademeli olarak son verilecektir. Tablo 2.4 de R-600a ve R-134a soğutucu akışkanlarının özellikleri görülmektedir

Tablo 2.4 R-600a ve R-134a soğutucu akışkanlarına ait özellikler (Danfoss, 2000)

| Soğutucu | R-600a | R-134a |
|---|------------------------------------|------------------------------------|
| İsim | izobütan | tetrafloretan |
| Formül | (CH ₃) ₃ CH | CF ₃ -CH ₂ F |
| Kritik sıcaklık [°C] | 135 | 101 |
| Moleküler ağırlık [kg/kmol] | 58,1 | 102 |
| Normal kaynama noktası [°C] | -11,6 | -26,5 |
| Mutlak Basınç (-25 °C)[bar] | 0,58 | 1,07 |
| Akış yoğunluğu (-25°C)[kg/l] | 0,6 | 1,37 |
| Hacimsel kapasite [kJ/m ³] | 373 | 658 |
| Buharlaşma entalpisi(-25 °C de) [kJ/kg] | 376 | 216 |
| Basınç (+20 °C de) [bar,mutlak] | 3 | 5,7 |

2.3.3 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Soğutma Sistemi Kontrol Elemanları ve Soğutucunun Çalışma Karakteristiği

Ev tipi buzdolapları ve derin dondurucularda soğutucunun iç ortam sıcaklığı belirli bir değere ayarlanabilir. Bu ayar değerini sağlayan mekanik ya da elektronik kontrollü cihazlar, soğutma sisteminin sürekli olarak çalışmasına izi vermezler. Soğutma sistemi kompresörü belirli aralıklarla dur kalk yapar. Bu sayede sıcaklık istenilen seviyede, sınırlı bir tolerans aralığında tutulur. Ev tipi buzdolaplarında ve dondurucularda bu ayar mekanizması termostatla sağlanır. Ayrıca defrost zamanlayıcısı da soğutma sisteminin belirli aralıklarla tamamen durmasını sağlayarak buz eritme işlemini gerçekleştirir (ASHRAE, 2002).

2.3.3.1 Termostat

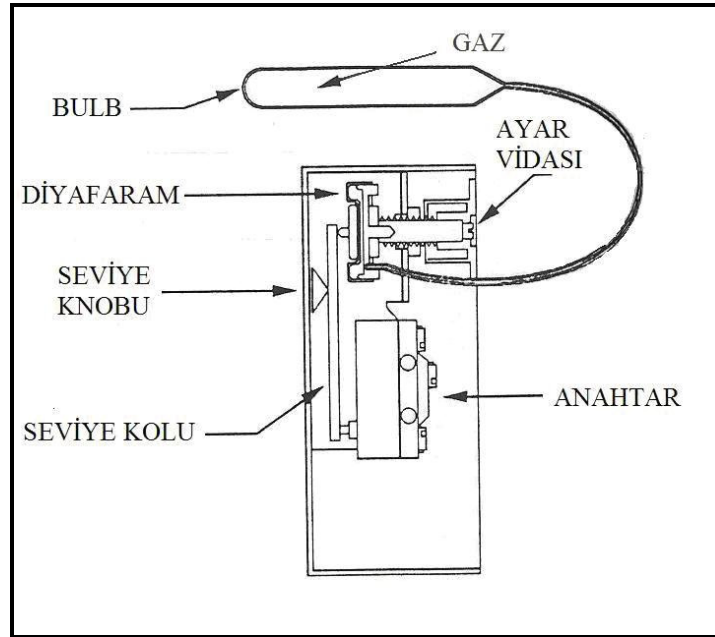
Evaporatör veya soğutucu iç bölmesinin sıcaklığına bağlı olarak soğutma sisteminin çalışmasını otomatik olarak düzenleyen ve istenilen seviyede tutan mekanik ya da elektronik tertibattır (TS 7596 EN ISO 5155).

Termostat sayesinde belirli bir sıcaklığa (örneğin 5 °C ye) ayarlanan bir bölmenin sıcaklığı, verilen alt üst sapma değerine göre (örneğin ± 2 °C) belirli bir aralıkta (örneğin 3 -7 °C gibi) değişir. Ev tipi buzdolabı ve dondurucularda genellikle iki tip termostat kullanılmaktadır (ASHRAE, 2002).

2.3.3.1.1. Mekanik Termostat. İki çeşit mekanik termostat kullanımı yaygındır. Bunlar direk ve indirek termostatlardır.

İndirek termostat sensöründe sıcaklığı algılamak için, sıcaklık değişimi ile orantılı olarak hacmi veya basıncı değişen bir akışkan kullanılır. Sistemin çalışma mantığı akışkanın basınç değişiminin oransal olarak anlamlandırılmasına dayanır. Buzdolabı içerisine ya da doğrudan evaporatör yüzeyine yerleştirilen bulb (boru) ucunda sıcaklık değiştikçe, gazın hacmi artar veya azalır. Bu da bulb borusunun diğer ucunun bağlı olduğu ve daha önceden ayarlanmış olan mekanizmadaki anahtarın

açılıp kapanmasını sağlar. Bu anahtar devresi kompresör girişine seri olarak bağlı olup dur kalk işleminin gerçekleşmesini sağlar. Dolabın iç kısmında bulunan ayar vidası sayesinde kullanıcı, sıcaklık değerini gerçek değer olarak değil, 1., 2., 3., vb. kademe gibi değerler cinsinden girer. Şekil 2. 23 de indirek bir termostatın şematik çizimi verilmiştir (ASHRAE, 2002).



Şekil 2.23 İndirek termostat (ASHRAE, 2002)

Direk termostat devresinde ise genleşme katsayıları birbirinden farklı iki metalin sıcaklığa bağlı olarak birbirlerine temas edip etmemelerine göre kompresör çalışıp durur. Bimetal adı verilen bu iletkenler doğrudan sıcaklığa göre hareket ederler.

2.3.3.1.2 Elektronik Termostat. Elektronik termostat, bir elektronik devre ve bu elektronik devreye bağlı bir sıcaklık ölçüm sensöründen (genellikle NTC tipi) meydana gelir Sıcaklık sensörü dolabın iç ortamında konumlandırılır. Sıcaklık ayarı elektronik devre veya soğutucu üzerindeki bir kumandadan, istenilen sıcaklığın gerçek değerinin doğrudan girilmesi ile yapılır (ASHRAE, 2002).

2.3.3.2 Buz Çözme Zamanlayıcısı (Defrost Timer)

Soğutma sistemini belirli aralıklarla tamamen durdurarak, sistemde oluşan buzu çözen rezistansları devreye sokan mekanik ya da elektronik sistemdir. Genel olarak beş farklı tip defrost yöntemi mevcuttur. Bu yöntemler aşağıda verildiği gibidir (ASHRAE, 2002).

1. Manuel defrost (Kullanıcının istediğinde kendi kendine başlatıp bitirdiği)
2. Çevrimli defrost (Her sekiz saatte bir yarım saat çalışan mekanik zamanlayıcı)
3. Otomatik defrost (Evaporatör yakınından bilgi alan bir sıcaklık ölçer ve elektronik devre)
4. Adaptif defrost (Değişken koşullara bağlı olarak mikroprosesörlerle kontrol edilen)
5. Zorlamalı defrost (Defrost işlemi sırasında evaporatör üzerinde bulunan 300W ile 1000 W aralığında ısı yayan rezistanslar ve otomatik defrost devresi)

2.3.3.3 Kararlı Çalışma Durumları

Soğutma sisteminin ya da bir bölümünün periyodik çalışması halinde otomatik buz eritme periyotları dahil, “M” paketlerinin ve ısılı çiftlerin içerisine yerleştirildiği bakır veya pirinç silindirlerin her biri için, art arda çalışma çevrimleri sırasındaki aynı ölçme noktalarındaki erişileceği kabul edilen sıcaklıkların $\pm 0,5$ K’lik bir tolerans içinde olması ve yaklaşık 24 saatlik bir periyot esnasındaki ortalama sıcaklıktan önemli bir sapma olmaması durumudur. (TS 7596 EN ISO 5155)

“M” paketler dondurucuların ve dondurucu bölmelerin enerji ve performans testleri için özel olarak hazırlanmış ve içlerinde sıcaklık ölçüm cihazları bulunan deney paketleridir. ”M” paketlerle ilgili ayrıntılı bilgi daha sonra verilecektir.

Soğutma sisteminin sürekli çalışması halinde, sıcaklıkta belli bir değişimin olabilmesine karşılık 18 saatlik bir periyot sırasında bütün “M” paketlerinin ve bakır

veya pirinç silindirlerin sıcaklığındaki artma veya azalmanın 0,5 K'yi aşmama hali kararlı çalışma durumları olarak kabul edilir (TS 7596 EN ISO 5155).

2.3.3.4 Kontrol Çevrimi

Soğutma sisteminin kararlı çalışma durumlarında, sıcaklık kontrol tertibatıyla kontrol edildiğinde, art arda iki yol verme veya durması arasındaki periyottur (TS 7596 EN ISO 5155).

2.3.3.5 Yüzde Çalışma Süresi

Belli bir ortam sıcaklığı ve ortalama iç depolama sıcaklık şartları için Denklem 2.13 de verilen oran, yüzde çalışma süresi (R) olarak tanımlanır (TS 7596 EN ISO 5155).

$$R = \frac{d}{D} \cdot 100 \quad (2.13)$$

Denklemden,

R = Yüzde çalışma süresi (saat),

d = Bütün çevrimler sırasında soğutucu ünitenin çalışma süresi (saat),

D = Çevrimlerin toplam süresi

olarak ifade edilir.

Bağımsız iki soğutma sistemi bulunan bir soğutucu olması durumunda, biri taze gıda depolama bölmesine ait, diğeri düşük sıcaklık bölmesine ait olmak üzere yüzde çalışma süresi için iki değer bulunmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

BÖLÜM ÜÇ

EV TİPİ BUZDOLABI VE DONDURUCULARDA ISI YALITIMI VE ENERJİ TÜKETİMİ

3.1 Isı Transferi ve Genel Tanımlar

Ev tipi soğutucuların iç hacim sıcaklığı, soğutucunun bulunduğu dış ortam sıcaklığı ile aynı değerde değildir. Özel şartlar dışında soğutucuların iç hacim sıcaklıkları, içinde buldukları dış ortam sıcaklığından daha düşüktür.

Isı transferi sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır. Termodinamik kanunlarına göre, sıcaklıkları birbirine eşit olmayan iki sistem veya bir sistemle çevresi arasında ısı transferi gerçekleşir. Yukarıda bahsedilen çalışma koşullarında termodinamiğin ikinci yasası gereği dış ortamdaki, soğutucunun iç hacmine sürekli olarak bir ısı geçişi olmaktadır. Bu da soğutma işlemi ile sıcaklığı düşürülmeye çalışılan soğutucu iç hacminin sıcaklığının artmasına neden olan bir durumdur (Incropera, 2003).

Bu nedendir ki daha az enerji harcayarak çalışan ve ulaştığı düşük sıcaklık değerini soğutucu sistem çalışmasa dahi belirli bir sıcaklık aralığında daha uzun süre muhafaza eden bir ev tipi soğutucu yapmak gerçek bir mühendislik hedefidir. Ev tipi soğutucularda bunu sağlamanın en temel yollarından biri, soğutucunun ısı kayıplarını en aza indirecek optimum bir ısı yalıtımı sağlamaktır.

Bu çalışma kapsamında amaç, ısı yalıtım özellikleri standart yalıtım malzemelerinden çok daha iyi olan bir yalıtım malzemesi kullanımının, ev tipi soğutucuların ısı yükü kazançları ve enerji tüketim seviyeleri üzerindeki etkisini araştırmaktır. Bu konuyu daha iyi analiz edebilmek için öncelikle ısı transferi, ısı yalıtımı, ısı yalıtım malzemeleri ve ev tipi soğutuculardaki ısı yalıtım yöntemlerini ayrıntılı olarak incelemek faydalı olacaktır.

3.1.1 Isı ve Isı Transferi Kavramları

Maddeyi oluşturan moleküller madde hangi fazda olursa olsun devamlı olarak hareket halindedir. Bu moleküller hareketin değişimi doğrudan ısı ile ilgilidir. Fakat madde ısıya sahip olamaz. Gerçekte söz konusu olan ısı değil ısı transferidir, yani sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır (Incropera, 2003).

Bu açıdan bakıldığında bahsedilen olay bir enerji aktarımı olduğu için ısı terimini kullanmak yerine ısı transferi terimini kullanmak daha doğru olacaktır. Kaldı ki mühendislik açısından sayısal hesaplamaların yapıldığı konu da ısı transferidir.

3.2 Termodinamik ve Isı Transferi

Termodinamik genel anlamda bir enerji bilimidir ve farklı enerji çeşitlerinin birbirlerine dönüşümünü inceler. Isı ve iş enerjileri ile bu enerji formları arasındaki dönüşüm termodinamiğin temel çalışma alanlarıdır. Bu sebeptendir ki ısı transferi konusunda bilgi sahibi olmak için öncelikle bazı termodinamik kanunlarının iyi bilinmesi gerekmektedir. Bu aşamada termodinamiğin temel üç yasasını incelemek doğru olacaktır (Incropera, 2003).

3.2.1 Termodinamiğin Sıfıncı Yasası

Herhangi iki sistem ısı etkileşime sokulduğunda sistemler birbirlerini etkilemiyorlarsa bu iki sistem ısı dengededir ve sistemlerin sıcaklıkları birbirine eşittir. Bir başka deyişle iki sistemin özellikleri değişiyorsa sıcaklıkları eşit değildir (Çengel, 1999).

3.2.2 Termodinamiğin Birinci Yasası

Bir sistemin enerjisi iş veya ısı geçişi ile değişir. Sisteme verilen ısı ve sistem için yapılan iş pozitif, sistemin verdiği ısı ve yaptığı iş negatif olarak kabul edilirse sistemde oluşacak anlık bir değişiklik için enerji dengesi Denklem 3.1 ile ifade edilir.

$$\partial Q - \partial W = dE \quad (3.1)$$

Herhangi bir hal değişimi için termodinamiğin birinci kanunu, Denklem 3.2 ile hesaplanır (Çengel, 1999).

$$Q_{1-2} + W_{1-2} = E_2 - E_1 = U_2 - U_1 + \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) + mg(z_2 - z_1) \quad (3.2)$$

3.2.3 Termodinamiğin İkinci Yasası

Termodinamiğin ikinci yasası Kelvin-Planck ifadesine göre, bir ısı kaynağından çekilen ısının tamamını işe dönüştürmek mümkün değildir, şeklinde tanımlanır. Clausius ifadesine göre ise, çevrede hiçbir değişim olmaksızın soğuk ısı kaynağından alınan ısyı sıcak ısı kaynağına aktaran bir soğutma makinesi yapmak mümkün değildir şeklinde tanımlayabiliriz. Bu yasayı Clausius eğitsizliğine göre analitik olarak Denklem 3.3. ile ifade edilir (Çengel, 1999).

$$\oint \frac{\partial Q}{T} \leq 0 \quad (3.3)$$

Termodinamiğin ikinci yasasının da belirttiği gibi ısı transferi doğal yollarla ancak yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa olabilir, tersi durum için doğal bir ısı transferi söz konusu değildir.

3.3 Isı Transferi Türleri

Bölüm 3.1 de bahsedildiği üzere ısı transferi, sıcaklık farkından kaynaklanan enerji aktarımıdır. Bir ortam içinde veya ortamlar arasında sıcaklık farkı varsa ısı geçişi de mutlaka olacaktır (Incropera, 2003).

Farklı ortamlar ve farklı koşullarda ısı transferi üç temel yolla gerçekleşir. Bunlar katı ve akışkan durgun ortamlar için iletimle ısı transferi, farklı sıcaklıklarda sahip bir yüzey ile hareket halindeki akışkan arasında gerçekleşen taşınım ile ısı transferi

ve birbirlerini gören, farklı sıcaklıkta iki yüzey arasında elektromanyetik enerji dalgaları yoluyla gerçekleşen ışınlama ısı transferidir (Incropera, 2003).

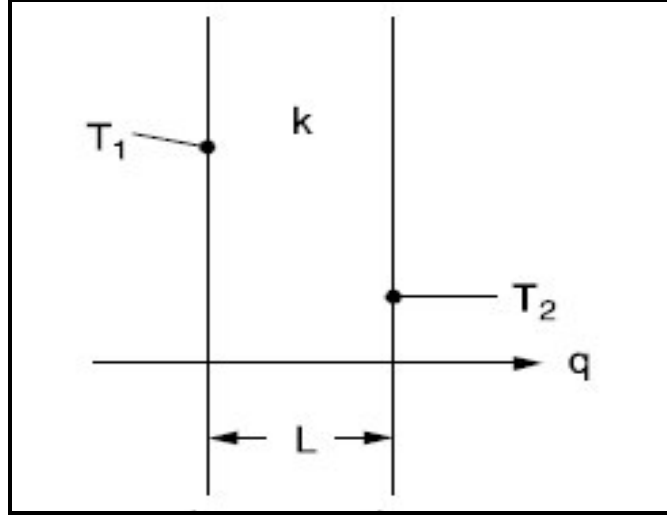
3.3.1 İletim Yoluyla Isı Transferi

Katı veya akışkan bir durgun ortam içinde, bir sıcaklık farkı olması durumunda, ortam içinde gerçekleşen ısı transferidir. İletim kelimesi, atomik ve moleküler faaliyeti çağrıştırmalıdır. Çünkü ısı geçişinin bu türü atomik ve moleküler düzeydeki hareketlerle ilişkilidir. İletim bir maddenin daha yüksek enerjili parçacıklardan daha düşük enerjili parçacıklarına, bu parçacıklar arasındaki etkileşimler sonucunda enerjinin aktarılması olarak düşünülebilir. Daha yüksek enerjili moleküller daha yüksek sıcaklıktadırlar ve komşu moleküller sürekli olarak çarpışırken, daha çok enerjili moleküllerden daha az enerjili moleküllere bir enerji aktarımı gerçekleşir. Bir sıcaklık farkı olması durumunda, sıcaklığın azaldığı yönde iletim ile enerji aktarımı dolayısıyla ısı transferi gerçekleşir (Incropera, 2003).

Isı transferi işlemleri an denklemleri ile incelenir. Bu denklemler, birim zamanda aktarılan enerji miktarını hesaplamak için kullanılabilirler. Isı iletimi için an denklemi, *Fourier Yasası* olarak bilinir. Şekil 3.1 de görülen düz duvar için an denklemi, Denklem 3.4 ile ifade edilir (Incropera, 2003).

$$q' = -k \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3.4)$$

Burada k malzemenin ısı iletim katsayısı (k ; W/mK) , dT ise malzemenin iki duvarı arasındaki sıcaklık farkını ($T_1 > T_2$ için $dT = T_2 - T_1$; K) verirken, dx terimi de duvarın iki yüzeyi arasında x ($dx = L$; m) yönündeki mesafeyi belirtir. q' ifadesi, x yönündeki ısı akısını belirtir ve birimi W/m^2 dir.



Şekil 3.1 İletim yoluyla bir boyutlu ısı transferi gerçekleşen duvar

Şekil 3.1 deki duvarda ($T_1 > T_2$ için) sıcaklık dağılımının doğrusal olduğu sürekli rejimde ısı akısı Denklem 3.5 ile ifade edilir (Incropera, 2003).

$$q' = -k \cdot \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (3.5)$$

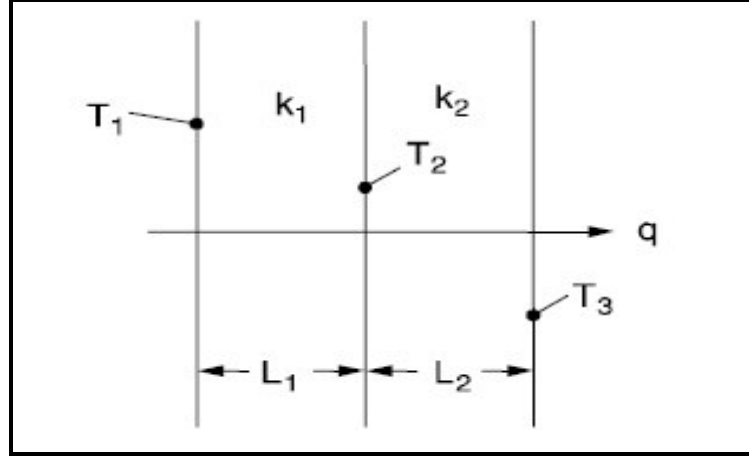
Burada ısı akısı (W/m^2) birim zamanda birim yüzeyden geçen ısı miktarını verir. Şekil 3 deki duvarın ısı geçişine dik düzlemdeki yüzey alanına A (m^2) denirse bu duvardan ısı iletimi yoluyla birim zamanda geçen ısı (Q) Denklem 3.6 ile hesaplanır; birimi “watt”ır (Incropera, 2003).

$$Q = -k \cdot \frac{T_2 - T_1}{L} = q' \cdot A \quad (3.6)$$

Burada son bir kavram olarak duvarın ısı direncini (R) tanımlamak gerekirse, bu değer Denklem 3.7 ile hesaplanır (Incropera, 2003).

$$R = \frac{L}{k \cdot A} \quad (3.7)$$

Isıl direnç kavramı, ısı yalıtım malzemelerinin yalıtım yeteneğini açıklamak amacıyla sıkça kullanılan bir kavramdır.



Şekil 3.2 İletim yoluyla bir boyutlu ısı transferi gerçekleşen kompozit duvar

Şekil 3.2 de görülen duvara benzer kompozit veya birden fazla tabakalı duvarlarda birim zamanda iletim yoluyla gerçekleşen ısı transferi Denklem 3.8 ile bulunur.

$$Q = \frac{T_3 - T_1}{R_{\text{toplam}}} \quad (3.8)$$

Burada çok tabakalı duvara ait toplam ısı direnç, Denklem 3.9 ve Denklem 3.10 yardımıyla Denklem 3.11 den hesaplanır (Incropera, 2003).

$$R_1 = \frac{L_1}{k.A} \quad (3.9)$$

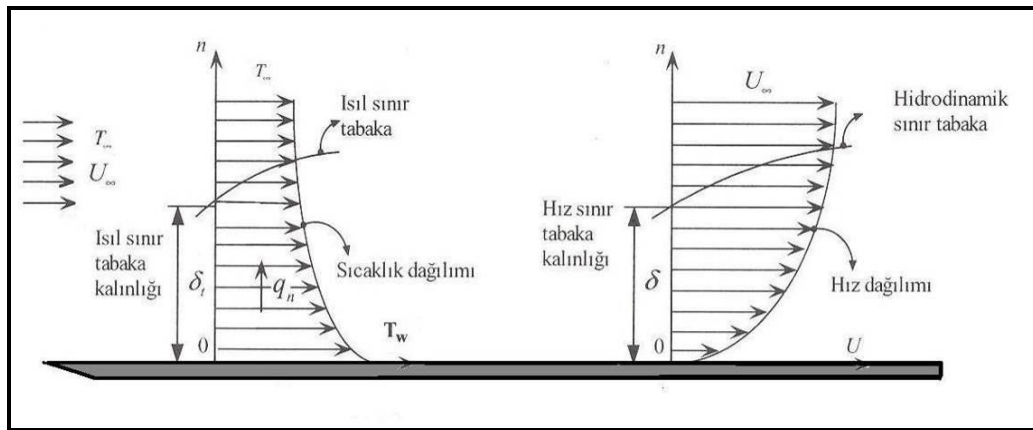
$$R_2 = \frac{L_2}{k.A} \quad (3.10)$$

olmak üzere,

$$R_{\text{toplam}} = R_1 + R_2 \quad (3.11)$$

3.3.2 Taşınım Yoluyla Isı Transferi

Isı transfer mekanizmalarından bir diğeri de ısının taşınım yoluyla geçişidir. Taşınım ile ısı geçişi, bir akışkan içinde, iletimin ve kitle hareketinin birleşik etkileri ile oluşan enerji aktarımı olarak tanımlanır. Taşınım ile ısı transferi iki mekanizmadan oluşmaktadır. Rastgele moleküler hareket sonucunda enerji aktarımının yanı sıra, akışkanın kitle veya makroskopik hareketi ile de enerji aktarımı olur. Bu akışkan hareketi herhangi bir anda, çok sayıda molekülün topluca veya kümelenmiş olarak hareket etmesiyle ilgilidir. Bir sıcaklık gradyanı olması durumunda bu hareket ısı geçişine katkıda bulunur (Incropera, 2003).



Şekil 3.3 Taşınım ile ısı transferinde sınır tabaka gelişimi (Altınışık, 2006)

Şekil 3.3 deki sistemde olduğu gibi katı bir yüzey üzerinden geçen akışkanın oluşturduğu sistemde ve taşınım ile ısı geçişinin tüm türlerinde kullanılan temel denklem Newton'un soğutma yasası olarak bilinir ve Denklem 3.12 ile ifade edilir ((Incropera, 2003).

$$q' = h.(T_s - T_\infty) \quad (3.12)$$

Burada, q' ısı akısını (W/m^2), T_s yüzey sıcaklığını ve de T_∞ da akışkanın sıcaklığını sembolize eder. Burada kullanılan h sembolü ise ısı taşınım katsayısı (W/m^2K) olarak adlandırılır. Bu değer yüzey geometrisine, akışkanın hareketinin

türüne, akışkanın termodinamik özelliklerine ve akışkanın viskozite-yoğunluk-ısı iletim katsayısı gibi özelliklerine göre belirlenen sınır tabakadaki koşullara bağlıdır.

Newton'un soğutma yasasının kullanımında ısı akısı, ısı yüzeyden akışkana doğru geçiyorsa ($T_s > T_\infty$) denklem artı, akışkandan yüzeye ($T_s < T_\infty$) geçtiğinde denklem eksi işaretli kullanılır. Taşınım ile ısı transferi gerçekleşen yüzey alanı $A(m^2)$ olarak kabul edilirse, birim zamanda taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferi, Denklem 3.13 ile hesaplanır.

$$Q = h.A. (T_s - T_\infty) \quad (3.13)$$

Akışkan hareketinin fan ya da pompa gibi dış kuvvetlerle desteklendiği taşınım şekline zorlanmış taşınım denir. Akışkan hareketinin yoğunluk farkı nedeniyle, kütleli bir kuvvet etkisiyle gerçekleştiği taşınım olayına da doğal taşınım denir.

3.3.3 Işınım Yoluyla Isı Transferi

Isı transfer mekanizmalarından sonuncusu ışınım ile ısı transferidir. Isıl ışınım, sonlu sıcaklığa sahip bir cismin yaydığı enerjidir. Işınım yayma, cismin yapısından bağımsız olarak, cismi oluşturan atomların ve moleküllerin elektron düzenlerindeki değişmelerle yorumlanabilir. Işınım alanının enerjisi, elektromanyetik dalgalar veya fotonlarla iletilir.

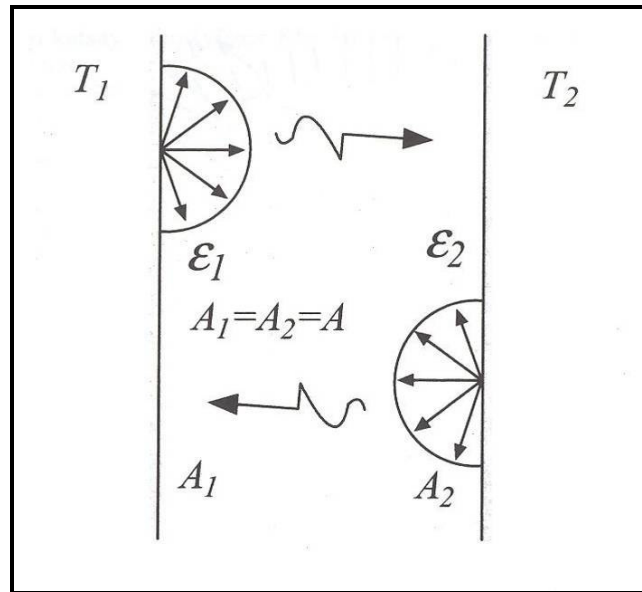
Yüzeye gelen ışınımın bir kısmı cisim tarafından soğurular ve geri kalan kısım da yüzeylerden geçer. Yutulan ışınım iç enerjiye dönüşürse böyle cisimler opak (donuk) yüzeyler olarak adlandırılır. Donuk yüzeyler arasındaki ışınım yüzey ışınımı adı verilir. Yüzeye gelen ışınımın yansıyan kısmı yansıma katsayısı (p), yutulan kısmı yutma katsayısı (α) ve geçen kısmı geçirme katsayısı (τ) ve toplam ışınım 1 olmak üzere Denklem 3.14 den hesaplanır (Altınışık, 2006). Siyah cisimler için $\alpha=1$, opak cisimler için $\tau = 0$ dır.

$$p + \alpha + \tau = 1 \quad (3.14)$$

Yayma oranı ε , yüzey sıcaklığı T_s ve yüzey alanı $A(m^2)$ olan bir cismin T_∞ sıcaklığındaki ortama birim zamanda ışınlam ile transfer ettiği ısı (W) Stefan - Boltzman yasasına dayanır ve Denklem 3.15 ile hesaplanır (Altınışik, 2006).

$$Q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (3.15)$$

Burada yayma oranı (ε) yüzeyin bir ışınlam özelliğidir. $0 \leq \varepsilon \leq 1$ aralığında değerler alan bu özellik, bir yüzeyin siyah cisme göre ne denli daha etkin enerji yaydığıнын ölçüsüdür. Yüzey malzemesine ve yüzeyin nasıl işlendiğine bağlıdır. σ terimi ise Stefan – Boltzman sabiti olarak adlandırılır ve değeri $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$ dır. Işınlam ile ısı transferi denkleminde yer alan sıcaklıklar mutlak sıcaklık cinsinden (Kelvin) alınmalıdır. Şekil 3.4 de T_1 ve T_2 sıcaklığındaki iki yüzey arasında gerçekleşen ışınlamla ısı geçişi görülmektedir.



Şekil 3.4 İki yüzey arasında ışınlamla ısı geçişi (Altınışik, 2006)

İletim veya taşınım ile enerji aktarımı sırasında maddi bir ortamın varlığı şart iken ışınlamla ısı transferinde bu şart yoktur. Hata, ışınlam ile ısı transferi boşlukta çok daha etkin bir biçimde gerçekleşmektedir (Incropera, 2003).

3.3.4 Toplam Isı Transfer Katsayısı

İç yüzeyinde h_1 taşınım katsayısı ve T_1 sıcaklığında, dış yüzeyinde h_2 taşınım katsayısı ve T_2 sıcaklığında hava akışı olan kompozit bir duvarda toplam ısı transferi Denklem 3.16 ile hesaplanır (Incropera, 2003).

$$Q_{top} = Q_{iletim} + Q_{taşınım} \quad (3.16)$$

Bu eşitlik, Denklem 3.17 de verildiği gibi de yazılabilir.

$$Q_{top} = - U.A.\Delta T = - U.A.(T_2 - T_1) \quad (3.17)$$

A: Duvarın ısı geçişine dik düzlemdeki yüzey alanı (m^2)

U: Toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2K)

Toplam ısı transfer katsayısı Denklem 3.18 ile hesaplanır. Denklem 3.18 de, “i” alt indisi kompozit duvarın “i”inci katmanını temsil eder. (Altınışik, 2006)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \sum \frac{L_i}{k_i} + \frac{1}{h_2} \quad (3.18)$$

3.4 Isı Yalıtım Malzemeleri

Farklı sıcaklıktaki iki ortam arasındaki ısı transferini azaltmak için kullanılan özel malzemelere ısı yalıtım malzemesi denir. Isı yalıtım malzemelerinin en temel özelliği ısı iletim katsayılarının diğer malzemelere göre çok daha düşük değerlere sahip olmasıdır. ISO ve CEN standardına göre ısı iletim katsayısı 0,065 W/mK değerinden küçük olan malzemeler ısı yalıtım malzemesi olarak tanımlanır (Ertaş, bt.). Isı iletim katsayısı 0.011 W/mK den küçük olan malzemelere de süper yalıtım malzemeleri adı verilir (ASTM C 1484-7)

Isı yalıtımında kullanılan malzemeler genel olarak bazı fiziksel özelliklerine ve iç yapılarına göre gruplandırılır.

3.4.1 Yapılarına Göre Isı Yalıtım Malzemeleri

İç yapılarına göre ısı yalıtım malzemeleri 5 ana grupta toplanabilir.

3.4.1.1 Taneli Yapı

Bu tip ısı yalıtım malzemelerinde malzeme yapısı tanecikli olup malzemeler arasında hava boşlukları bulunmaktadır. Tanecikler düzensiz olarak dizilmişlerdir ve iç yapıda genel olarak noktasal temaslar söz konusudur. Tanecikler arasında hava hareketi yavaştır. Bu nedenle, tanecikler arasında taşınım ile ısı transferi nispeten daha düşüktür (Altınışık, 2006).

3.4.1.2 Hücreli Yapı

Hücreli yapıda olan ısı yalıtım malzemelerinde içyapıda büyük boşluklar vardır. Tanecikli yapıdan farklı olarak noktasal temaslardan çok yüzeysel temaslar ve belirli bir ağ yapısı söz konusudur. Çok büyük boşluk oranlarına sahip olan bu yapılarda taşınım yoluyla ve gaz iletimiyle ısı iletiminin düşük olması hücrelerin mümkün olduğunca küçük olmasına bağlıdır (Altınışık, 2006).

3.4.1.3 Lifli Yapı

Malzemelerin lifleri arasındaki serbest hava kanallarının genişliği ve sayısı nedeniyle düşük yoğunluğa sahiptirler. Lifler arasında oluşan hava filmleri, taşınım yoluyla ısı transferini engeller. Bu sebeple taşınım ile ısı transferi düşüktür. Lifler arasında taşınım yoluyla oluşan ısı transferi, iletim yoluyla oluşan ısı transferinde daha fazladır (Altınışık, 2006).

3.4.1.4 Reflektif Yapı

Bu malzemeler düşük yutma kapasitesine sahiptirler ve yansıtma oranları çok yüksektir. Işıma ile ısı transferinin söz konusu olduğu durumlarda büyük avantaj sağlarlar (Altınışik, 2006).

3.4.1.5 Diğer Malzemeler

Yukarıda bahsedilen bu dört malzemenin özelliklerinden birkaçını bir arada bulunduran malzeme grubudur. Fakat bu dört malzemenin de özelliğini bir arada bulunduran bir malzeme yoktur (Altınışik, 2006).

3.4.2 Isı Yalıtım Malzemeleri İle İlgili Temel Kavramlar

3.4.2.1 Isı İletim Katsayısı

Bir malzemenin birbirine paralel iki yüzeyinin sıcaklıkları arasındaki fark $1\text{ }^{\circ}\text{K}$ olduğunda, birim alandan ve bu alana dik yöndeki birim kalınlıktan geçen ısı miktarıdır. Bu özellik malzemenin ısı yalıtım özelliğini belirler. Isı iletim katsayısı yükseldikçe malzemenin ısı yalıtım özelliği azalır (Ertaş, bt.). Birimi W/mK dir.

3.4.2.2 Yoğunluk

Malzemenin birim hacminin kütlesine yoğunluk adı verilir. Isı yalıtım malzemelerinde yoğunluk ısı iletim katsayısını pek etkilememekle birlikte malzemenin karalılığı ve mekanik dayanımı yoğunlukla direkt ilgilidir. Isı yalıtım malzemesinin yoğunluğu değişken olarak üretilebilir (Ertaş, bt.). Birimi kg/m^3 tür

3.4.2.3 Sıcaklık Dayanımı

Isı yalıtım malzemelerinin özelliklerini kaybetmeye başlayıp deforme olmaya başladığı bir sıcaklık noktası bulunur. Bu nedenle malzemenin uygulandığı yerde

maruz kalacağı sıcaklık önceden belirlenmeli ve bu sıcaklığa uygun malzeme seçilmelidir (Ertaş, bt.).

3.4.2.4 Mekanik Dayanım

Isı yalıtım malzemelerinin mekanik dayanımları genellikle, malzemede %10 deformasyon oluşturan basma gerilmesi değeri olarak kabul edilir. Bunun yanı sıra bazı malzemelerin çekme gerilmeleri de basma gerilmeleri ile birlikte mekanik dayanım özelliği olarak verilebilir (Ertaş, bt.). Birimi kPa (ton/m²) dır.

3.4.2.5 Buhar Difüzyon Direnci

Bir malzemenin bünyesinden buhar geçişine gösterdiği direnç, o malzemenin buhar difüzyon direnci olarak adlandırılır. Buhar difüzyon direnci yükseldikçe malzemenin içinden geçebilecek buhar miktarı azalır. Isı yalıtım malzemelerinde, detaya göre değişmekle birlikte, genellikle buhar difüzyon direnci yüksek olması idealdir (Ertaş, bt.). Birimsiz bir büyüklüktür.

3.4.2.6 Su Emme Oranı

Isı yalıtım malzemelerinin en temel özelliği ısı iletim katsayılarının düşük olmasıdır. Malzemelerin bünyesinde bulunan durgun hava veya gaz içeren kılcal aralıklar veya gözenekler sayesinde bu değer diğer malzemelere oranla daha düşük kalır. Isı yalıtım malzemeleri su ile temas ettiklerinde bünyelerine bir miktar su emebilirler. Bunun sonucunda malzemelerin ısı iletim katsayıları düşer, yani ısı yalıtım özellikleri bozulur. Isı yalıtım malzemelerinde su emme oranlarının sıfır veya sıfıra yakın olması idealdir. % cinsinden ifade edilir.

3.4.3 Çok Kullanılan Bazı Isı Yalıtım Malzemeleri ve Özellikleri

Türkiye’de üretilen ve TS almış yalıtım malzemeleri;

- Cam Yünü (TS 901 EN13162)
- Taş Yünü (TS 901 EN13162)
- Ekspande Polistren (EPS) (TS 7316 EN 16163)
- Ekstrüde Polistren (XPS) (TS 11989 EN 16164)
- Poliüretan (PU) (TS EN 13165)
- Fenol Köpüğü (TS 2193 EN 13166)
- Cam Köpüğü (TS EN 13167)
- Genleştirilmiş Perlit (EPB) (TS EN13169)
- Genleştirilmiş Mantar (ICB) (TS EN13170)
- Polietilen Köpük (TS 418 EN 12201)
- Mantar levhalar (TS 304)

İthal edilen yalıtım malzemeleri;

- Seramik Yünü
- Melamin Köpük
- Poliizosiyonat Köpük
- PVC Köpük
- Elastomerik Kauçuk Köpüğü

3.4.3.1 Camyünü

Ergimiş camın lif haline getirilmiş halidir. Silis kumunun yüksek sıcaklıklarda ergitilerek elyaf haline getirilmesi ile elde edilir. Şilte ve levha halinde kullanılabilir.

Isı iletim katsayısı: 0,04 W/mK , (20 °C 'de)

Kullanım sıcaklığı: max. 230 °C

Yoğunluk: 10–100 kg/m³

Buhar difüzyon direnç katsayısı : =1

Su emme: hacimce % 3–10

Su buharı geçişi: 542 µgm/Nh

Mekanik dayanım: 1,5–6,5 ton/m² basma dayanımı

3.4.3.2 Taşyünü

Bazalt, diabez, kireçtaşı, dolomit gibi minerallerin yüksek sıcaklıklarda ergitilerek elyaf haline getirilmesi ile elde edilen bir ısı yalıtım malzemesidir.

Isı iletim katsayısı: 0,037–0,043 W/mK (50 °C ‘de)

Kullanım sıcaklığı: 0–800 °C

Yoğunluk: 30 – 100 kg/m³

Buhar difüzyon direnç katsayısı =1

Su emme: hacimce % 2,5–10

Mekanik dayanım: 1,5–6,5 ton/m² basma dayanımı

Su buharı geçişi: 542 µgm/Nh

3.4.3.3 Ekspande Polistren Köpük (EPS)

EPS, polistren hammaddesinin genişletilerek blok halinde ve kesilme suretiyle levha haline getirilen yapay organik bir ısı yalıtım malzemesidir. Ayrıca levha şeklinde kalıp içinde genişletilerek de üretilebilir.

Isı iletim katsayısı: ortalama 0,033 W/mK (10 °C ‘de)

Kullanım sıcaklığı : -100 °C / +80 °C

Yoğunluk: 15 – 30 kg/m³ olmalıdır.

Buhar difüzyon direnç katsayısı: 20 – 80

Su emme: hacimce % 0–5 arası

Mekanik dayanım: 50 - 150 kPa (5-15 ton/m²) max, basma dayanımı

Su buharı geçişi: 25 µgm/Nh

3.4.3.4 Ekstrude Polistren Köpük (XPS)

XPS levha, polistren ham-maddesinin ekstrüzyonla levha halinde çekilmesiyle üretilen bir ısı yalıtım malzemesidir. Üretim tekniği dolayısıyla kapalı gözenekli ve bünyesine su almayan bir ısı yalıtım malzemesidir.

Isı iletim katsayısı: yüzeyi pürüzsüz 0,028 W/mK (10 °C 'de)
: yüzeyi pürüzlü 0,031 W/mK (10 °C 'de)

Kullanım sıcaklığı : -60 °C / +75 °C

Yoğunluk: 25 – 45 kg/m³

Buhar difüzyon direnç katsayısı: 80 – 250

Su emme: hacimce % 0 – 0,5 max.

Mekanik dayanım: 100 – 500 kPa (10 – 50 ton/m²) basma dayanımı

Su buharı geçişi: 0,15–0,075 µgm/Nh

3.4.3.5 Poliüretan

Poliüretan, iki ayrı kimyasal komponentin (polioil ve izosiyonat) bir araya getirilmesi ile ve belirli oranlarda karıştırılması ile üretilir. Levha, sandviç panel ve püskürtme yöntemiyle kullanılan bir ısı yalıtım malzemesidir.

Isı iletim katsayısı: 0,023 W/mK (10 °C 'de)

Kullanım sıcaklığı: -180 °C / +110 °C

Yoğunluk: 30 – 40 kg/m³

Buhar difüzyon direnç katsayısı: 30–100

Su emme: hacimce %3–5 arası

Mekanik dayanım: 100 – 400 kPa (10 – 40 ton/m²)

Su buharı geçişi: 20 µgm/Nh

3.4.3.6 Fenol Köpüğü

Isı iletim katsayısı: 0,04 W/mK

Kullanım sıcaklığı : -180 / +120 °C

Yoğunluk: 30–35 kg/m³

Buhar difüzyon direnç katsayısı: 10 – 50

Mekanik dayanım: 100–150 kPa basma dayanımı

3.4.3.7 Cam Köpüğü

Cam köpüğü levhaları çok sert, basınca dayanıklı, kolay kırılabilen, sürtünmeye dayanıksız, buharı hiç geçirmeyen bir yalıtım malzemesidir.

Isı iletim katsayısı: 0,046 W/mK (10 °C 'de)

Kullanım sıcaklığı : -260 °C / +430°C

Yoğunluk: 135 kg/m³

Buhar difüzyon direnç katsayısı: 10000

Su emme: Su emmez

Mekanik dayanım: 430 – 880 kPa (48 – 880 ton/m²) basma dayanımı

Su buharı geçişi: 0 µgm/Nh

3.4.3.8 Genleştirilmiş Perlit (EPB)

Isı iletim katsayısı: 0,057 W/mK (10 °C 'de)

Kullanım sıcaklığı: 250–1000 °C

Su buharı geçişi: 180 µgm/Nh

3.4.3.9 Genleştirilmiş Mantar (ICB)

Isı iletim katsayısı: 0,038 W/mK (10 °C 'de)

Kullanım sıcaklığı : -180 / 100 °C

Su buharı geçişi: 20–40 µgm/Nh

3.4.3.10 Polietilen Köpük

Isı iletim katsayısı: 0,033 W/mK (10 °C 'de)

Kullanım sıcaklığı: 0 / 100 °C

Yoğunluk: 30–40 kg/m³

3.4.3.11 Mantar Levhalar

Isı iletim katsayısı: 0,04 – 0,055 W/mK

Kullanım sıcaklıkları -180 °C / +100 °C

Yoğunluk: 80 – 500 kg/m³

Buhar difüzyon direnç katsayısı: 10 – 35

3.4.3.12 Seramik Yünü

Isı iletim katsayısı: 0,037 W/mK (50 °C 'de)

Kullanım sıcaklığı: 0 °C / 800 °C

Yoğunluk: 100kg/m³

Su buharı geçişi: 542 µgm/Nh

3.4.3.13 Melamin Köpüğü

Isı iletim katsayısı: 0,034 W/mK (1 0°C 'de)

Kullanım sıcaklığı : -60 °C / 150 °C

Su buharı geçişi: 350 µgm/Nh

3.4.3.14 Polizosiyonat Köpük

Isı iletim katsayısı: 0,034 W/mK (10 °C 'de)

Kullanım sıcaklığı : -180 °C / 140 °C

Su buharı geçişi: 30 µgm/Nh

3.4.3.15 PVC Köpük

Isı iletim katsayısı: 0,029 W/mK (10 °C 'de)

Kullanım sıcaklığı : -100 °C / 95 °C

Su buharı geçişi: 1/5 µgm/Nh

3.4.3.16 Elastomerik Kauçuk Köpüğü

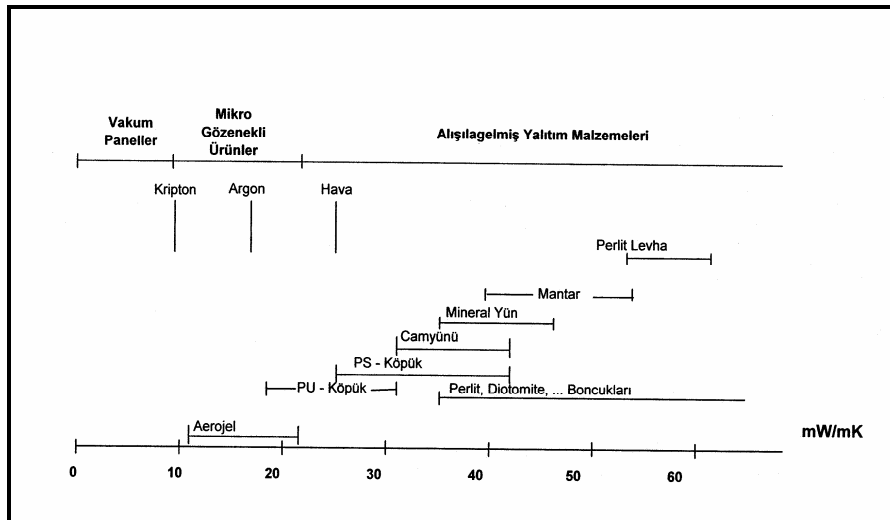
Isı iletim katsayısı: 0,037 W/mK (20 °C 'de)

Su buharı geçişi: 0,25 µgm/Nh

Yoğunluk 60 kg/m³

3.4.4 Isı Yalıtımında Kullanılan Gazlar

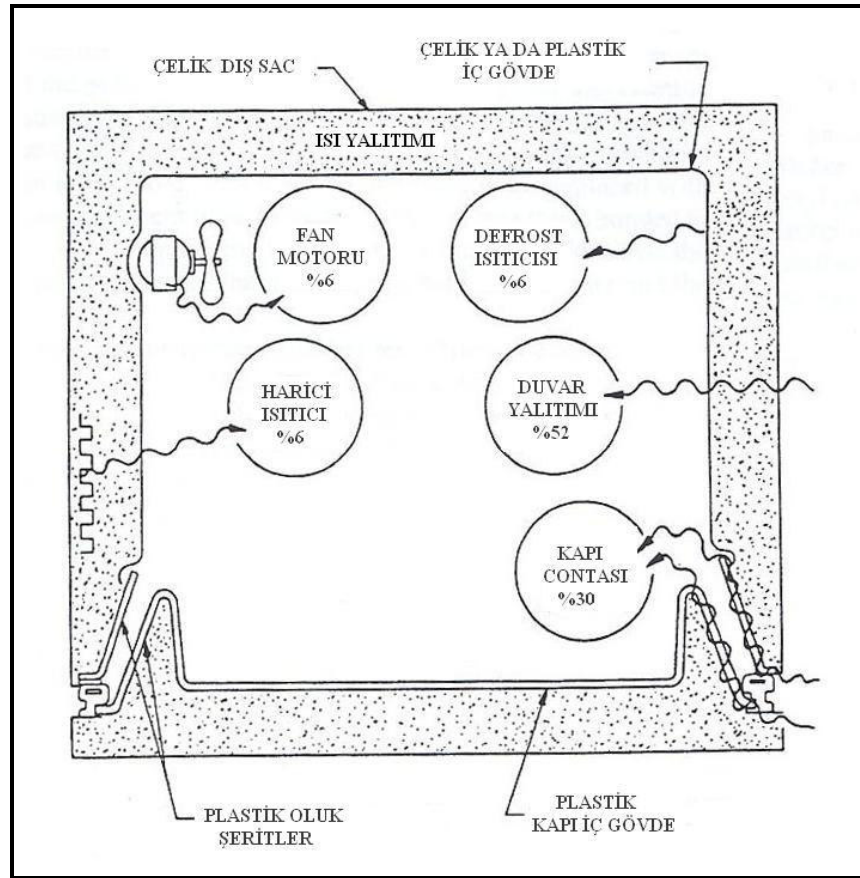
Isı yalıtım sistemlerinde katı malzeme ile malzemenin boşluklarında yer alan hava katı bir matris oluşturur. Havanın bu şekilde boşluklara hapsedilmesi hücreyel yalıtım olarak bilinir. Bu sistemlerde ısı iletim katsayısı doğrudan boşluklara dolan gazın ısı iletim katsayısı ile ilgilidir. Boşlukları dolduran gazın ısı iletim katsayısı, ısı yalıtım malzemesinin normal koşullarda ulaşabileceği en düşük ısı iletim katsayısı için bir alt sınır oluşturur. Bu nedendir ki bazı ısı yalıtım malzemelerinde ve ısı yalıtım sistemlerinde bu boşlukların, ısı iletim katsayısı havanın ısı iletim katsayısından daha düşük bir gazla dolması sağlanır. Bu konuda en bilinen uygulama çift cam sistemlerinde, cam tabakaları arasındaki boşlukların argonla doldurulmasıdır. Uygulamada en çok hava, CO₂, argon ve kripton kullanılır. Ayrıca bazı organik karışımlar, c-pentan, i-pentan, izobütan, vb. yalıtım malzemelerinin boşluklarının veya hücrelerinin doldurulmasında kullanılır. Şekil 3.5 de farklı ısı yalıtım malzemeleri ve ısı iletim katsayısı düşük gazların ısı iletim katsayıları görülmektedir.



Şekil 3.5 Çeşitli ısı yalıtım malzemeleri ve gazların ısı iletim katsayıları (Özkan, 2001)

3.5 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Isı Yalıtımı

Ev tipi buzdolaplarında ve dondurucularda kararlı çalışma durumu için ısı kazancı hem dış hem de iç ısı kaynakları sayesinde gerçekleşir. En büyük ısı kazancı ise, soğutucuyu çevreleyen dış duvarlardan olur. Diğer önemli bir ısı geçiş noktası da, soğutucunun kapısı ile gövdesi arasında yer alan kapı contasıdır. Ayrıca defrost ısıtıcıları ve fan motorları diğer önemli ısı kaynaklarıdır. Kararlı çalışma durumundaki bir soğutucuda gerçekleşen farklı ısı kazançlarının, toplam ısı kazancına oranı Şekil 3.6 da görülmektedir (ASHRAE, 2002).



Şekil 3.6 Ev tipi soğutucularda toplam ısı kazançlarının oransal dağılımı (ASHRAE, 2002)

Şekil 3.6 ya göre, ev tipi bir soğutucuda toplam ısı kazancı dağılımının;

- Duvarlardan %52,
- Kapı Contasından % 30,
- Fan Motorundan %6,
- Defrost Isıtıcısından %6,
- Harici ısıtıcıdan %6

kaynaklandığı kabul edilir (ASHRAE, 2002).

Kararlı çalışma durumuna gelene kadarki çalışma periyodunda soğutucu iç hacminde bulunan besinlerden kaynaklanan ısı yük, özellikle dondurucularda, büyük önem teşkil eder. Soğutucu içerisinde en büyük yükler, bu zaman diliminde oluşur. Ayrıca kullanıma bağlı olarak kapıların açılıp kapatılması ve buz üretimi de yine diğer ısı kazanç nedenleridir.

Soğutucu gövdelerinde terlemeyi önlemek amacıyla dış duvarla iç gövde arasında bazı dış ısıtıcılar kullanılır. Yine aynı amaçla kondanserin bir kısmının bu bölgelerden geçmesi sağlanır. Örneğin dondurucu bölmelerde gövde içerisinde, contaların karşısına gelen bölgelerden kondanserin devamı niteliğinde olan sıcak gaz boruları geçer. Bu ısıtıcılar sayesinde dış ortam sıcaklığı ile soğutucu gövdesi arasındaki sıcaklık farkı en aza indirilmeye çalışılır. Örneğin 32 °C dış ortam şartı için, soğutucu gövdesi üzerindeki bir noktanın sıcaklığının 29 °C altına düşmemesi istenir (ASHRAE, 2002).

Her ne kadar soğutma yükü ile ilgili hesaplamalara göre ön tasarım yapılsa da, prototip üzerinde standartlarda belirtilen testler uygulanmalı ve bu testler sonunda son ürün tasarımına gidilmelidir.

3.5.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Kullanılan Yapı Malzemeleri

Ev tipi buzdolapları ve dondurucuların en dış katmanında paslanmaz çelikten imal edilmiş saclar kullanılır. İç gövde malzemesi olarak ise genellikle plastik tercih edilir. Plastik malzemenin yanı sıra yine paslanmaz çelik veya alüminyum kullanımı

da söz konusu olmaktadır. İç gövde plastiği ile dış sac arasında yer alan boşluk ise poliüretan köpükle doldurulur. Soğutucu kapısı için kullanılan malzemeler, gövde grubunda kullanılan malzemelerle aynıdır. Kapı ile gövde arasında bulunan contalar ve tutucular ise yine plastik esaslı malzemelerdir. Tablo 3.1 de ev tipi buzdolapları ve dondurucularda kullanılan malzemelerin genel özellikleri görülmektedir (ASHRAE, 2002).

Tablo 3.1 Ev tipi soğutucuların kabinlerinde kullanılan yapı malzemeleri (ASHRAE,2002)

| Bölge | | Malzeme | Kalınlık (mm) |
|----------------------|----------------------------|---|----------------------|
| Dış Gövde | Yan duvarlar ve üst | Düşük karbonlu soğuk şekillendirilmiş paslanmaz çelik | 0,61–0,91 |
| | Arka | | 0,56–0,84 |
| | Alt | | 0,41–0,64 |
| İç Gövde | | Parlatılmış demir | 0,61–0,91 |
| | | Paslanmaz çelik | 0,61–0,91 |
| | | Alüminyum | 0,61–0,91 |
| | | Plastik (HIPS, ABS) | 1,3–5,1 |
| Kapı İç Gövde | | Plastik (HIPS, ABS) | 1,9–2,4 |

Dış sac olarak kalınlığı 1mm nin altında olan, soğuk şekillendirilmiş, düşük karbonlu paslanmaz çelik kullanılır. İç gövde plastiği malzemesi olarak ise, HIPS (high impact polystyrene) veya ABS (acrylonitile butadiene styrene) kullanılır. Yine bazı bölgelerde PP (polipropilen) ve PET (polietilen) kullanımı da söz konusudur. Contalar ise vinil adı verilen malzemelerden yapılırlar. İç kısmında hava boşlukları kalacak şekilde katmanlı bir yapıya sahiptirler (ASHRAE, 2002).

3.5.2 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Kullanılan Yalıtım Malzemeleri ve Poliüretan (PU)

Günümüzde üretilen ev tipi buzdolabı ve dondurucularda yalıtım malzemesi olarak hücreleri ağır bir gazla doldurulmuş poliüretan köpük (PU) kullanılmaktadır. PU, yalıtım özelliği, düşük maliyet, mukavemet ve seri üretime uygunluk gibi kriterler göz önüne alındığında, diğer birçok konvansiyonel yalıtım malzemesine göre büyük avantajlara sahiptir. PU, dış sac ve iç gövde plastiği arasında yalnızca yalıtım işlevi sağlamakla kalmayıp soğutucuya mukavemet ve sağlamlık da kazandırmaktadır. Akışkan özelliği sayesinde gövde içerisindeki tüm detaylara

yayılmakta ve soğutucunun ayakta kalmasını sağlamaktadır. Tablo 3.2 de ev tipi buzdolapları ve dondurucularda PU kullanımını ile ilgili bazı kriterler verilmektedir.

Tablo 3.2 Isı yalıtımının soğutucu gövdesi duvar kalınlıklarına etkisi (ASHRAE,2002)

| Yalıtım Tipi | Isı İletim Katsayısı (W/mK) | Duvar Kalınlığı (mm) | | | |
|--|-----------------------------|---|----------------|---------------------------------------|----------------|
| | | 32 °C ve % 75 RH ortamda dış yüzeyde terlemeyi önlemek için gereken yalıtım kalınlığı | | Pratikte kullanılan yalıtım kalınlığı | |
| | | -18 °C iç hacim | +3 °C iç hacim | -18 °C iç hacim | +3 °C iç hacim |
| Mineral ya da cam fiber, hava dolu | 0,032–0,040 | 50–70 | 33–44 | 75–90 | 60–70 |
| Püskürtme üretilen köpük, ağır gazla dolu | 0,019 | 32 | 22 | 48 | 40 |
| Levha formunda üretilen köpük, ağır gazla dolu | 0,023 | 38 | 25 | 50 | 38 |

Dondurucu ve soğutucu bölme arasında ısı yalıtım malzemesi olarak PU kullanımının tercih edilmediği durumlarda strafor kullanımı söz konusudur. Ayrıca, bazı eski model soğutucularda cam yünü kullanımı da yaygındır.

3.5.2.1 Poliüretan (PU)

Günümüzde ev tipi buzdolabı ve dondurucularda yalıtım malzemesi olarak ağır bir gazla doldurulmuş poliüretan köpük (PU) kullanılmaktadır. (ASHRAE, 2002).

Poliüretan köpükler ya da poliüretan esaslı ürünler iki ana malzeme ile bunları kimyasal reaksiyona sokan katalistler ve kabarmalarını (köpürme) sağlayan ajanlardan oluşur. Yapısında iki ana malzeme bulunur. Bunlar,

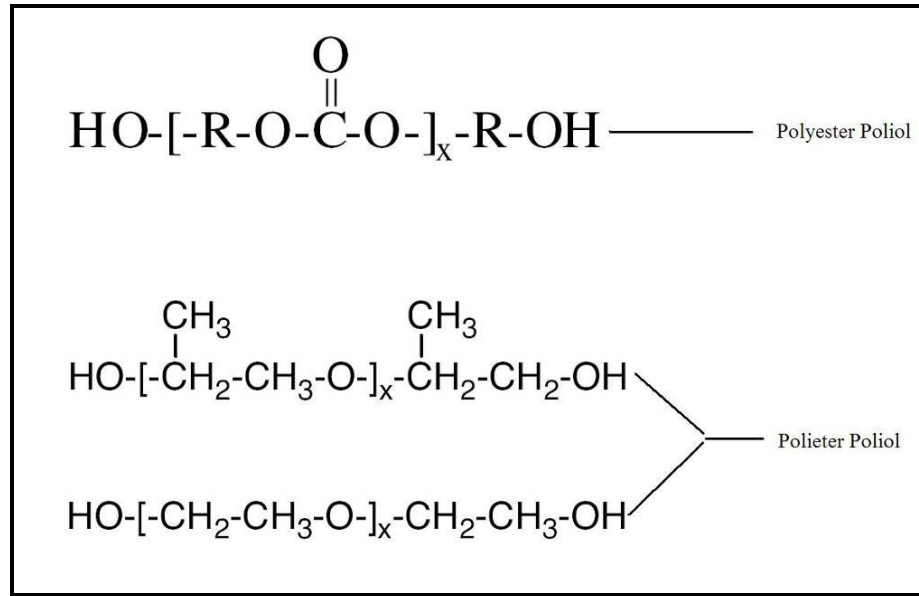
- Bileşen 1: Poliöl
- Bileşen 2: İzosiyanat

dır (Thamson, 2005). Poliöl sistem, polieter veya polyester bazlı poliollerle, bunların içerisine uygun oranlarda konulan katalist, silikon, renklendirici, kabartıcı ajan ve diğer kimyasalların oluşturduğu bir karışımdır. Bu karışımlar bünyelerinde serbest

hidroksil (OH) taşırlar. Polioller, serbest OH sayısı (hidroksil) ya da molekül ağırlıklarına (mgKOH/g) göre tanımlanırlar. Poliollerde hidroksil (OH) sayısı molekül ağırlığı ile ters orantılıdır. (Thamson, 2005). Polioller,

- Polieter polioller,
- Polyesterler polioller

olmak üzere iki çeşittir (Thamson, 2005). Şekil 3.7 de poliollerin kimyasal yapıları görülmektedir.

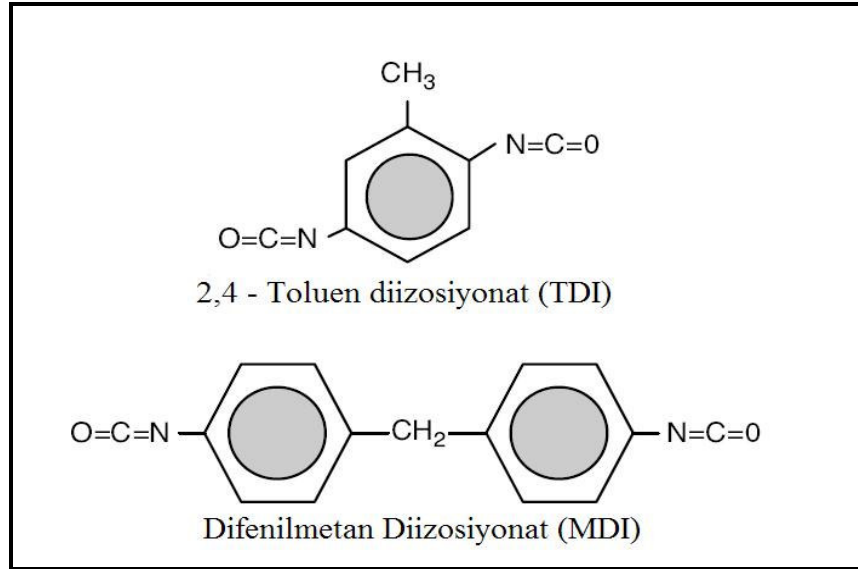


Şekil 3.7 Poliollerin kimyasal yapısı (Thamson, 2005).

İzosiyanat, poliöl sistemle karıştırıldığında onunla ekzotermik reaksiyona giren ve bünyesinde serbest NCO(izosiyonat grubu) taşıyan kimyasallardır. İzosiyanatlar, NCO yüzde içeriğine ve fonksiyonuna ya da bir moleküldeki NCO sayısına bakılarak adlandırılır. NCO sayıları izosiyonatların ayırt edici bir özelliğidir. En çok bilinen iki aromatik izosiyonat;

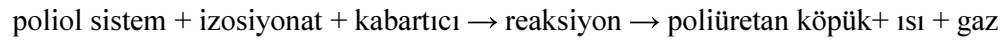
- MDI: difenilmetandiizosiyonat ($\text{C}_{15}\text{H}_{10}\text{O}_2\text{N}_2$),
- TDI: toluendiizosiyonat ($\text{C}_9\text{H}_6\text{O}_2\text{N}_2$)

olarak adlandırılır (Thamson, 2005). Şekil 3.8 de bu iki izosiyonatın kimyasal yapısı görülmektedir.



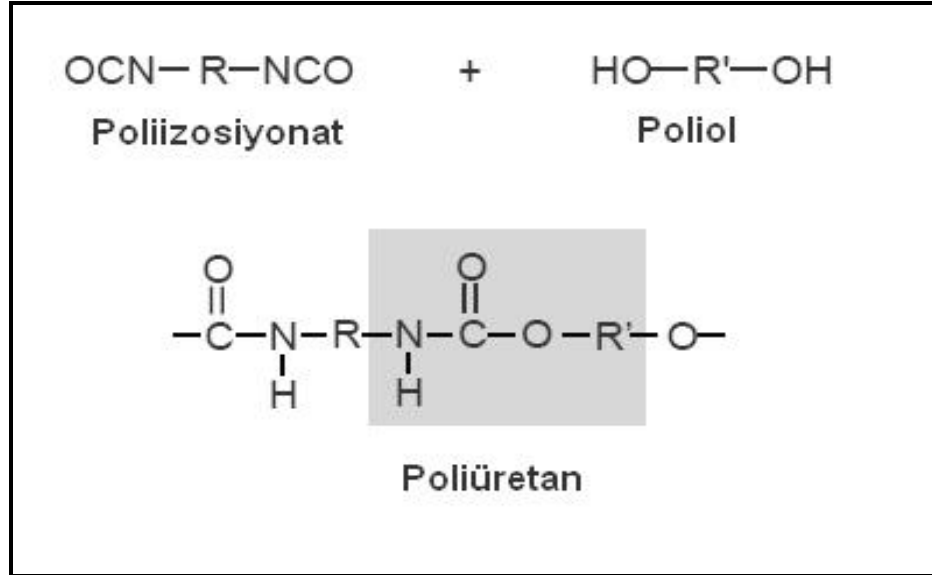
Şekil 3.8 Ticari olarak en çok kullanılan izosiyonatlar (Thamson, 2005)

Poliüretan köpükler, poliöl sistem ile ona uygun izosiyonatın belli oranda karışımı ve bu karışımın bir kabartıcı yardımıyla genişmesi suretiyle oluşur. Poliöl ve izosiyonat özel donanımlı makinelerle yüksek basınç altında püskürtme yöntemiyle yüzeye uygulanır. Polimerizasyon ve gaz reaksiyonlarının hızlarını hassas olarak kontrol edebilmek için özel hızlandırıcılar ilave edilir. Ayrıca, yüzey gerilmelerini düşüren ve hücre yapısının boyutlarını etkileyen kimyasallarda tepkimeye katılır. Kabartıcılar ya poliöl sistemin içerisine önceden katılır ya da uygulama sırasında karıştırılır (Thamson, 2005). Kabartıcı miktarı arttıkça genişleme artar ve köpüğün yoğunluğu düşer. Poliüretan oluşumu sırasında reaksiyon;



şeklinde gerçekleşir. Tepkime tek yönlü bir tepkimedir. Şekil 3.9 da kimyasal tepkime sonucu oluşan yeni bağlar ve poliüretan oluşumu görülmektedir.

Tepkime satırı incelendiğinde tepkimede kabartıcı ajanların kullanıldığı görülmektedir. Karışımda mevcut karbondioksit (CO₂) gazı, polimerize olmaya başlayan karışımın köpürmesini sağlar. CO₂ tek başına köpük yoğunluğunu istenilen düzeye düşürmekte yeterli olmadığından, karışımda yardımcı kabartıcı ajanlar katılır.

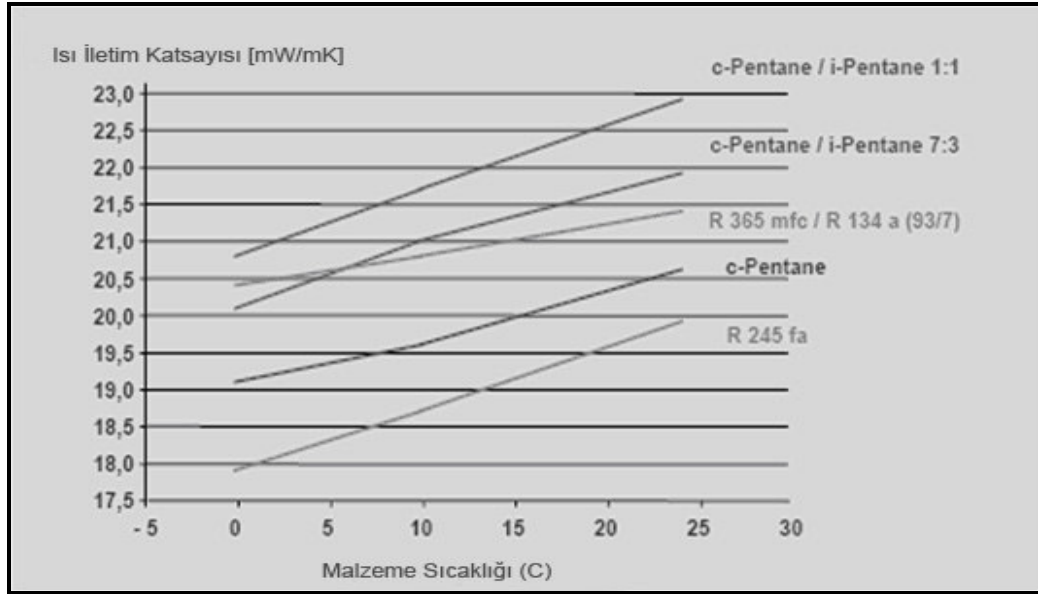


Şekil 3.9 Poliüretan oluşum tepkimesi (Thamson, 2005)

Kabartıcı ajanlar kapalı hücre yapısına sahip olan poliüretanın hücre boşluklarında hapsolür. Bu ajanların diğör bir önemli görevi ise poliüretanın ısı iletim katsayısını düşürmektir. Bu nedenle genel olarak ısı iletim katsayısı havadan daha küçük olan gazlar kabartıcı ajan olarak kullanılır (Thamson, 2005). Günümüzde en çok,

- Siklopentan (c-pentan) (0,013 W/mK)
- İsoptentan (i-pentan)(0,0148 W/mK)
- R 600a (isobütan) (0,0160 W/mK)
- HCFC 141b (hidrokloroflorokarbon) (0,01 W/mK)
- CO₂ - Likit karbondioksit (0,0162 W/mK)

kabartıcı ajanları kullanılmaktadır (Özçam, 2007). Şekil 3.10 da kullanılan kabartıcı ajan ve sıcaklık parametrelerine bağılı olarak poliüretanın ısı iletim katsayısının değışimi görülmektedir.

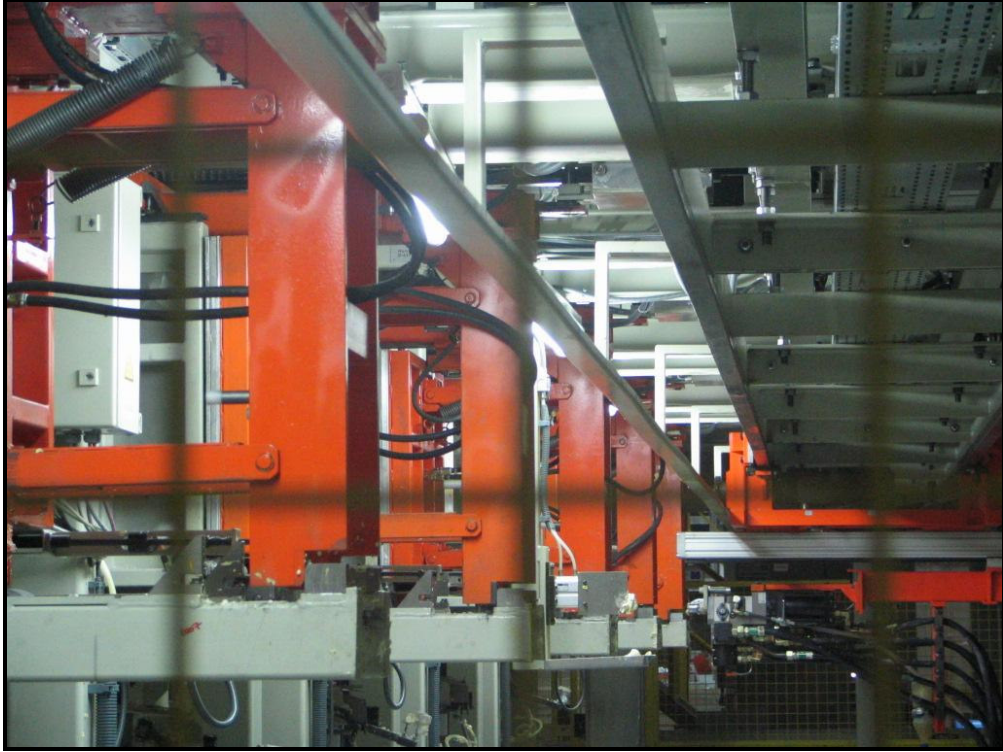


Şekil 3.10 PU tepkimesinde kullanılan kabartıcı ajanlar (Özçam, 2007)

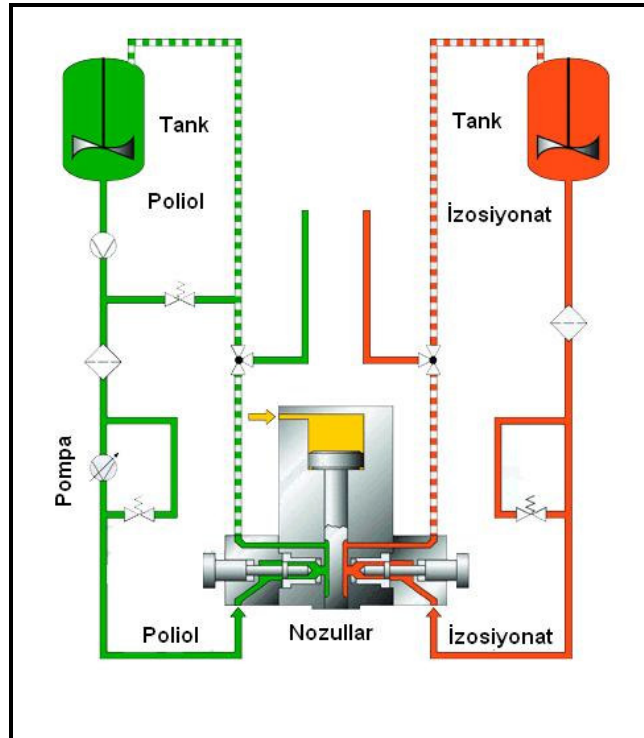
3.5.2.2 Poliüretanın Uygulanması

Soğutucu gövdeye PU uygulanması, seri üretim sürecinin bir ara safhasında gerçekleştirilir. İç gövde plastiği üzerine evaporatör ve soğutma sistemi boruları yerleştirildikten sonra, dış gövde sacı ve arka duvar malzemesi ile soğutucu kabinin dış kısmı kapatılır. Bu sırada iç gövde plastiği ile sac arasındaki temas, kapı yüzeyinin oturacağı bölgedeki çizgisel bağlantılarla sağlanır. İç gövde plastiği ve dış sac arasında kalan ve kalınlığı 3-7 cm arasında değişen boşluklar yüzünden yapı tek başına ayakta duramaz durumdadır (Özçam, 2007).

Bu aşamada soğutucu gövdesinin alt kısmında yer alan kompresör boşluğundaki bir delikten özel bir nozul ile gövdeye PU basılır. Bu işlem sırasında çok gelişmiş ve özel makineler kullanılır. PU malzemesini oluşturan polioil, izosiyonat ve C-pentan, nozulun soğutucu gövdesine giren son kısmında sıvı halde karışır. Şekil 3.11 de seri üretim sırasında soğutucu gövdeye PU basan makineler ve Şekil 3.12 de bu makinelerin prensip şeması görülmektedir.



Şekil 3.11 Buzdolabı ve dondurucu üretiminde kullanılan PU basma makineleri (Yılmaz, 2007)



Şekil 3.12 PU basma makinesi prensip şeması (Özçam, 2007)

Böylece PU'nın kimyasal reaksiyon ve hacimsel genişleme süreci gövde içinde gerçekleşir. Bu süreçte karışım oranı, dış ortam sıcaklığı ve kalıp sıcaklığı gibi birçok dış etken de önemli rol oynar (Özçam, 2007).

Kürlenme süresi sonunda PU dış gövde sacı ile iç gövde plastiği arasındaki tüm detaylara yayılır. Bu sayede soğutucu katı bir hale gelir ve yapı kendi başına ayakta durma özelliğine kavuşur. PU'nın kürlenme süreci, karışımın gövdeye basılmasından sonraki ilk 10–15 dakikanın sonunda biter. Ancak, yaklaşık bir gün boyunca reaksiyon çok düşük bir hızda da olsa devam eder (Özçam, 2007). Şekil 3.13 de gövdesine PU basılmış bir soğutucunun ısı yalıtım detayı görülmektedir.



Şekil 3.13 Soğutucu gövdesinde ısı yalıtımı ve PU detayı (Yılmaz, 2007)

3.6 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Tüketimi

3.6.1 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Verimliliği

Ev tipi soğutucularda kompresör çalışma durumunda iken sürekli olarak güç harcar. Bu gücü elektrik şebekesinden alır ve belirli oranlarda sıkıştırma işine çevirir. Bölüm 2.3.3.3 ve Bölüm 2.3.3.4 de anlatılan kararlı çalışma durumundaki bir kontrol çevrimi boyunca kompresörün şebekeden çektiği güç küçük bir aralıkta değişir ve hemen hemen sabit kabul edilebilir.

Soğutma yüküne uygun olarak seçilen kompresörün şebekeden çektiği güç birçok faktöre göre değişiklik gösterir. Harcanan bu gücü en aza indirerek aynı kapasitede soğutmayı sağlamak ve soğutucunun COP değerlerini yükseltmek kuşkusuz ki gerçek bir mühendislik hedefidir. Bu hedefe ulaşmak için soğutma sistemi elemanları, soğutucu gövdesi yapı ve yalıtım malzemeleri ile kontrol elemanları üzerinde çalışmalar sürekli olarak devam etmektedir.

Az enerji tüketen ve daha yüksek COP değerlerine sahip soğutucuların yapımı ile ilgili çalışmalar sadece üreticilerin desteği ve tüketicilerin talebi doğrultusunda gelişmemekte, bu konuda resmi kuruluşlar da sürekli olarak yeni standartlar ve genelgeler yayınlamaktadır.

Ev tipi buzdolaplarında ve dondurucularda enerji tüketimleri ve buna bağlı olarak da enerji verimlilik sınıfları ile ilgili olarak EU Directive 94/2/EC ve EU Directive 2003/66/EC standartları kullanılmaktadır. Bu standartlarda soğutucunun enerji tüketimine, çalışma koşullarına, yapısal özelliklere ve iklim sınıflarına bağlı olarak, enerji verimlilik sınıflarının belirlenmesine ilişkin esaslar vardır. EU Directive 94/2/EC standardında A, B, C, D, E, F ve G enerji verimlilik sınıfları, EU Directive 2003/66/EC standardında ise A+ ve A++ enerji verimlilik sınıflarıyla ilgili tanımlar ve hesaplama yöntemleri verilir.

3.6.2 Enerji Testleri Deney Şartları

Ev tipi buzdolabı ve dondurucularda enerji verimlilik sınıflarının bulunması için yapılan testlerde belirli koşulların sağlanması gerekmektedir. Bu koşullar TS 87 EN ISO 7371 ve TS 7596 EN ISO 5155 belirtilen şartlara göre yapılır.

3.6.2.1 Test Odası Sıcaklık, Nem ve Hava Dolaşımı Koşulları

Enerji tüketiminin, sıcaklık artış süresinin ve gıda dondurma kapasitesinin kontrolü için,

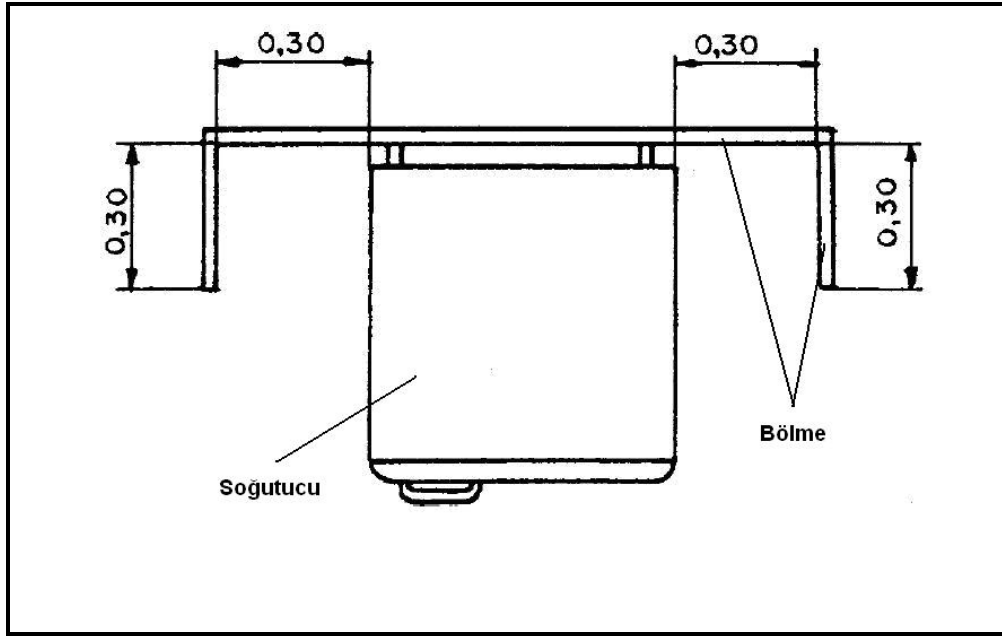
- SN sınıfı, N sınıfı ve ST sınıfı cihazlar +25 °C de,
- T sınıfı cihazlar +32 °C de

teste alınırlar (TS 7596 EN ISO 5155) Her bir ölçme noktasında çalışma şartları için gereken periyotlar ve deneyler sırasında, ortam sıcaklığı $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ içinde sabit tutulmalıdır. Düşey ortam sıcaklık gradyanı soğutucunun üzerine koyulduğu platformdan 2 m yükseğe kadar $2^{\circ}\text{C}/\text{m}$ 'yi aşmamalıdır. Test odasının bağıl nemi %45 ile %75 arasında tutulmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Cihaz, deney odasındaki soğutma veya ısıtma donanımından veya bu donanımdan yayılan doğrudan ışınım (radyasyona) engel olunacak biçimde yerleştirilmeli veya korunmalıdır. Cihaz, deney odasında içinde bulunduğu mekanın herhangi bir noktasındaki ortam sıcaklığından başka tesirleri ortadan kaldıracak kadar diğer cisimlerden yeterli uzaklıkta yerleştirilmelidir (TS 7596 EN ISO 5155).

Deney odasındaki hava dolaşımı, belirtilen tolerans sınırları içinde, belirtilen ortam sıcaklıkları elde edilecek kadar olmalıdır. Deneyi yapılmakta olan cihaz, hızı $0,25 \text{ m/s}$ 'nin üzerindeki herhangi bir hava akımına karşı korunmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Her bir cihaz, mat siyah boyalı, serbest hava akımı için altı açık, ancak üst tablası ahşap malzemeden yapılmış bir platform üstüne yerleştirilmelidir. Platformun üstü deney odası zemininden 0,3 m yukarıda olmalı ve cihazın arka tarafı hariç bütün diğer kenarlarından itibaren düşey bölmeye kadar en az 0,3 m taşmalı, bu taşma 0,6 metreyi geçmemelidir (TS 7596 EN ISO 5155). Şekil 3.14 de cihazın test odası içindeki standart yerleşim planı görülmektedir.



Şekil 3.14 Test odası yerleşim planı (üst görünüş) (TS 7596 EN ISO 5155)

3.6.2.2 Cihazın Hazırlanması ve Enerji Ölçümü

Yüklü bir cihazda, deneyler yapılırken dikdörtgen prizma biçimindeki deney paketleri kullanılmalıdır. Enerji testi sırasında soğutucu içerisinde sıcaklık ölçülmesi için 500 g'lık birkaç paket (50mmx100mmx100mm), paketin geometrik merkezine doldurulan madde ile doğrudan temaslı olarak sokulmuş ısıl çiftle donatılır. Isının dışa iletimini en aza indirmek için bütün tedbirler alınmış olmalıdır. Bu paketler, M paketleri ismi ile anılır. Paketlerde yer alan malzemeler:

1000 g başına uygun doldurma malzemesi;

- Oksietilmetil sellüloz 230 g,
- Su 764,2 g,
- Tuz (Sodyum klorür) 5 g,
- 6 kloro-m-kresol 0,8 g,

dan meydana gelmelidir (TS 7596 EN ISO 5155). Bu malzemenin donma noktası -1 °C dir. M paketlerin ısı karakteristikleri yağsız dana etine karşılıktır.

Donma noktası yaklaşık -5 °C olan deney paketlerinin aşağıda verilen diğer bir bileşimi de kullanılabilir (TS 7596 EN ISO 5155).

- Oksietilmetilsellüloz 232 g
- Su 725 g
- Tuz (Sodyum klorür) 43 g
- 6 kloro-m-kresol 0,8 g

Plastik levha veya herhangi bir uygun malzemedan meydana gelen ambalajın çevre ortamı ile nem alışverişi ihmal edilebilir. Soğutucu, standartta ayrıntılı olarak açıklanan depolama planına uygun bir şekilde yüklenmelidir. Şekil 3.15 de deney paketleri ve M paketler (ısı çift bağlanmış olanlar) görülmektedir.

Enerji tüketimi, deney periyodu sırasında ölçülmelidir. Deney periyodu, kararlı çalışma durumlarına ulaşıldıktan en az 24 saat sonra başlamalıdır. Çevrimsel çalışmalı cihazlarda, deney periyodu kontrol çevrimlerinin bir tam sayısında oluşmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Çevrimsel çalışma durumunda, ilk ve son değerler termostatın devreyi kesmesinden hemen sonra ölçülmelidir. Enerji tüketiminin ölçülmesi, bütün bölmelerin aynı anda çalışır durumdaki depolama şartlarında yapılmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).



Şekil 3.15 Enerji ölçümü testlerinde kullanılan deney ve M paketleri (Yılmaz, 2007)

Enerji tüketimi, karakteristik sıcaklıkların birisinde veya iki deney sonucundan enterpolasyonla tayin edilmelidir. Enterpolasyon kullanıldığında, ± 2 °C sınırlar içinde iki deneyden birinde elde edilen sıcaklık, karakteristik sıcaklıktan daha sıcak ve iki deneyden diğerinde elde edilen sıcaklık, karakteristik sıcaklıktan daha soğuk olmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Enerji tüketiminin tayininde esas olarak kullanılan yukarıda anılan karakteristik sıcaklıktan olan sıcaklık değişimi ± 2 °C lik sınırlar içinde olmalıdır.

Enerji tüketim değeri, tam olarak 24 saatlik bir periyotta ölçülen değerden hesaplanmalıdır. Elektrikle çalışan cihazların enerji tüketimi 24 saat başına kilowatt saat (kWh/24 h) olarak iki ondalığa kadar ifade edilmelidir (TS 7596 EN ISO 5155).

Cihaz, iklim sınıfına uygun olarak 32°C, 38°C veya 43°C'lik ortam sıcaklığındaki depolama şartlarında çalışırken, (kapalı/açık devre çevrimlerinde), çalışma süresi en az 24 saatlik bir deney periyodu sırasında ölçülmelidir (TS 7596 EN ISO 5155).

3.6.2.3 Ölçüm Cihazlarının Özellikleri

Sıcaklıklar, “M” paketleri içerisine sokulmuş ve bütün deney sırasında ortam sıcaklığının ölçülmesi için kütlesi 25 g ve minimum dış alanı (çap = yükseklik = yaklaşık 15,2 mm) olan som bakır veya pirinç silindirlerin merkezinde bulunan sıcaklık sondaları (duyar elemanları) ile ölçülmelidir. Sıcaklıklar kaydedilmelidir. Sıcaklık ölçme aletleri $\pm 0,3C$ 'lik bir doğrulukta olmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Bağıl nem, temsil edici noktalarda ölçülmeli ve kaydedilmelidir. Ölçme aletinin doğruluğu bağıl nem çığlenme noktası olarak ifade edildiğinde $\pm 0,3C$ içerisinde sonuç verecek mertebede doğru olmalıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

Güç ölçer, 0,01 kWh e kadar okunabilmeli ve $\pm \%1$ tolerans içindeki bir doğrulukta olmalıdır.

Sıcaklıklar, depolama planında belirtilen deney paketleri yükünün tamamı içerisinde dağıtılmış bulunan “M” paketlerinde ölçülmelidir. Depolama sıcaklığı en sıcak “M” paketinin maksimum sıcaklığıdır (TS 7596 EN ISO 5155).

3.6.3 Ev Tipi Buzdolapları ve Dondurucularda Enerji Verimlilik Sınıfları

Bölüm 3.6.2 de bahsedilen standartlara göre yapılan testlerde, bir ev tipi buzdolabının ya da dondurucunun 24 saatte harcadığı enerji ölçülür. Ölçülen bu değer, soğutucunun elektrik şebekesinden bir günde çektiği enerjidir (E_{test}). E_{test} değerinin birimi kWh/24h dir. Bu değer, enerji verimlilik sınıfı hesaplamalarında kullanılan temel veridir.

Ev tipi buzdolapları ve dondurucularda enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları “EU Directive 94/2/EC” ve “EU Directive 2003/66/EC” standartlarına göre yapılır.

3.6.3.1 EU Directive 94/2/EC Standartları

EU Directive 94/2/EC standartlarına göre ev tipi bir soğutucunun enerji verimlilik sınıfı, “enerji verimlilik indeksi” adı verilen ve “EEI” ya da “I” ile gösterilen bir sayıya bağlı olarak belirlenir. Bir soğutucunun enerji verimlilik indeksi (I) Denklem 3.19 ile hesaplanır (EU Directive 94/26/EC).

$$I = \frac{E_{\text{test}}}{E_{\text{standart}}} \cdot 100 \quad (3.19)$$

Denklemden, E_{test} : Soğutucunun 24 saatte harcadığı elektrik enerjisi, E_{standart} : Soğutucunun net hacmine ve bazı katsayılara bağlı olarak 24 saatte harcayacağı standart enerji değerleridir. Denklemdenki E_{standart} ifadesi ise Denklem 3.20 ve denklem 3.21 de verilen eşitliklere göre hesaplanır (EU Directive 94/26/EC).

$$E_{\text{standart}} = (M \times AV + N) / 365 \quad (3.20)$$

$$AV = ((25 - T_{cR}) / 20) \times V_{cR} \times F_C + ((25 - T_{cF}) / 20) \times V_{cF} \times F_C \times C_c \quad (3.21)$$

Denklemlerde kullanılan terimler;

- M : Sabit
- N : Sabit (kWh/yıl)
- V_{cF} : Dondurucu bölmenin net hacmi (l)
- V_{cR} : Soğutucu bölmenin net hacmi (l)
- T_{cF} : Dondurucu bölmenin tasarım sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{cR} : Soğutucu bölmenin tasarım sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
- F_C : No-frost (zorlamalı iç hava dolaşımı) katsayısı
- AV : Düzeltilmiş net hacim
- C_c : Tropik modellerde bölmeye göre değişen katsayı

olarak ifade edilir. M ve N değerleri Tablo 3.3 de görüldüğü gibidir.

Tablo 3.3 Enerji verimlilik indeksi hesabından kullanılan M ve N katsayıları (EU Directive 94/2/EC)

| Cihazın sınıfı | M | N |
|---|----------|----------|
| 1. Ev tipi buzdolabı | 0,233 | 245 |
| 2. Buzdolabı-dondurucu | 0,233 | 245 |
| 3. Yıldızsız buzdolabı | 0,233 | 245 |
| 4. Tek yıldızlı buzdolabı * | 0,643 | 191 |
| 5. Çift yıldızlı buzdolabı ** | 0,450 | 245 |
| 6. Üç yıldızlı buzdolabı *** | 0,657 | 235 |
| 7. Buzdolabı- derin dondurucu *(***) | 0,777 | 303 |
| 8. Dikey derin dondurucu | 0,472 | 286 |
| 9. Yatay derin dondurucu | 0,446 | 181 |

F_C katsayısı zorlamalı iç hava dolaşımı ile soğutularak buzlanmayan tip bölmeler için 1,2, diğer bölmeler için 1 olarak alınır. C_C katsayısı tropik iklim sınıfı soğutucular için geçerli bir kavram olup, buzdolabının bölme özelliklerine göre değişen bir katsayıdır. Tablo 3.4 de C_C değerleri verilmektedir (EU Directive 94/26/EC).

Tablo 3.4 Tropik modeller için kullanılan C_C katsayısı değerleri (EU Directive 94/2/EC)

| Bölme Özelliği | C_C |
|-----------------------|-------------------------|
| Kiler bölmesi | 1,35 |
| Taze gıda bölmesi | 1,3 |
| 0 derece bölmesi | 1,25 |
| Yıldızsız bölme | 1,25 |
| Tek yıldız bölmesi | 1,2 |
| 2 yıldız bölmesi | 1,15 |
| 3 ve 4 yıldız bölmesi | 1,1 |

Denklem 3.19 ve bu denkleme bağlı diğer denklemlere göre hesaplanan enerji verimlilik indeksi (I) değeri, Tablo 3.5 de verilen değerlerle karşılaştırılır. Bu karşılaştırma sonucunda bulunan aralığa göre soğutucunun enerji verimlilik sınıfı belirlenmiş olur.

Tablo 3.5 Enerji verimlilik sınıfları aralık değerleri (EU Directive 94/2/EC)

| Enerji verimlilik indeksi (I) | Enerji verimlilik sınıfı |
|--------------------------------------|---------------------------------|
| I < 55 | A |
| 55 < I < 75 | B |
| 75 < I < 90 | C |
| 90 < I < 100 | D |
| 100 < I < 110 | E |
| 110 < I < 125 | F |
| 125 < I | G |

3.6.3.2 EU Directive 2003/66/EC Standartları

EU Directive 2003/66/EC standartlarına göre ev tipi bir soğutucunun enerji verimlilik sınıfı, yine “enerji verimlilik indeksi” adı verilen ve “EEI” ya da “I_α” ile gösterilen bir sayıya bağlı olarak belirlenir. Bu standartta, EU Directive 94/2/EC de tanımları bulunmayan A+ ve A++ verimlilik sınıfları ile ilgili tanımlar ve hesaplama yöntemleri bulunur. Buna göre enerji verimlilik indeksi Denklem 3.19 ile hesaplanır. Ancak, denklemde yer alan E_{standart} ifadesi, EU Directive 94/2/EC den daha farklı bir denklemle bulunur. Bu değer Denklem 3.22 ile hesaplanır (EU Directive 2003/66/E).

$$E_{\text{standart}} = (M_{\alpha} \times \Sigma (V \times ((25 - T_C) / 20) \times FF \times CC \times BI) + N_{\alpha} + CH) / 365 \quad (3.22)$$

Denklemde yer alan terimler,

- M_α : Sabit
- N_α : Sabit (kWh/yıl)
- V_c : Bölmenin net hacmi (l)
- T_C : Bölmenin tasarım sıcaklığı (°C)
- FF : Frost-free donmuş gıda bölmesi sabiti
- CC : İklim sınıfına göre değişen katsayı
- BI : Ankastre yapı sabiti
- CH : Dondurucu bölmesi sabiti (kWh/yıl)

olarak ifade edilir. Tablo 3.6 da M_α ve N_α değerleri görülmektedir.

Tablo 3.6 Enerji verimlilik indeksi hesabından kullanılan M_a ve N_a katsayıları (EU Directive 2003 / 66/EC Standartları)

| Cihazın sınıfı | M_a | N_a |
|---|-------------------------|-------------------------|
| 1. Ev tipi buzdolabı | 0,233 | 245 |
| 2. Buzdolabı-dondurucu | 0,233 | 245 |
| 3. Yıldızsız buzdolabı | 0,233 | 245 |
| 4. Tek yıldızlı buzdolabı * | 0,643 | 191 |
| 5. Çift yıldızlı buzdolabı ** | 0,450 | 245 |
| 6. Üç yıldızlı buzdolabı *** | 0,777 | 303 |
| 7. Buzdolabı- derin dondurucu *(***) | 0,777 | 303 |
| 8. Dikey derin dondurucu | 0,539 | 315 |
| 9. Yatay derin dondurucu | 0,72 | 286 |

FF katsayısı, zorlamalı iç hava dolaşımı ile soğutulmuş buzlanmayan tip bölmeler için 1,2, diğer bölmeler için 1 olarak alınır. CC katsayısı tropik iklim sınıfı soğutucular için 1,2, subtropikal iklim sınıfı soğutucular için 1,1 ve diğer gruplar için 1 alınır. BI sabiti, ankastre ürünler için 1,2 diğer ürünler için 1 alınır. CH sabiti, 15 litrenin üzerinde sıfır derece bölmesi (chiller) bulunan soğutucularda 50 kWh/yıl, bulunmayanlarda ise 0 kWh/yıl alınır (EU Directive2003/66/EC).

Denklem 3.19 ve Denklem 3.22 ye göre yapılan hesaplamalarda, enerji verimlilik indeksi değerleri (I) Tablo 3.7 de verilen aralıklarda kalıyorsa ürün A+ ve A++ enerji verimlilik sınıfında yer alır.

Tablo 3.7 Enerji verimlilik sınıfları aralık değerleri (EU Directive2003/66/EC)

| Enerji verimlilik indeksi (I) | Enerji verimlilik sınıfı |
|--------------------------------------|---------------------------------|
| I <30 | A++ |
| 30 < I < 42 | A+ |
| I >42 | A-G |

BÖLÜM DÖRT

METOD VE MATERYAL

4.1 Amaç

Ev tipi buzdolapları ve derin dondurucularda enerji tüketim değerlerini etkileyen en önemli iki faktör, soğutma sisteminde kullanılan ekipmanlarının ayrı ayrı verimleri ve soğutucu gövdesinde kullanılan ısı yalıtımının kalitesidir.

Bölüm 1 de incelendiği üzere gün geçtikçe az enerji harcayan buzdolapları ve dondurucular pazarda daha fazla yer almaktadır. Günümüzde üretilen ev buzdolaplarında ve dondurucularda enerji tüketim değerlerini azaltmak için yaygın olarak kullanılan yöntem, daha yüksek verimlerde çalışan kompresörlerin kullanılmasıdır. Tüm donanımı eşdeğer iki soğutucudan birinde soğutucu akışkan üzerinde gerçekleşen sıkıştırma işini daha az elektrik harcayarak gerçekleştiren bir kompresörün kullanımı, enerji tüketimi açısından çok olumlu sonuçlar verir. Ancak, teknolojinin ulaştığı son noktada kompresör verimleri neredeyse teorik üst limitlere kadar dayanmıştır. Ayrıca kompresör sadece soğutucunun çalışma anında etkili bir faktördür. Daha yüksek bir COP de çalışan soğutma sistemi, soğutma işini daha iyi bir kompresörle daha kısa sürede ve daha az enerji harcayarak gerçekleştirebilir. Ancak, kompresörün çalışmadığı yani soğutucu sistemin durduğu anlarda daha verimli bir kompresör kullanmanın bir önemi yoktur.

Ev tipi buzdolaplarında ve derin dondurucularda enerji tüketimini azaltmanın diğer yoluysa, soğutucunun ısı yalıtımını iyileştirmektir. Tüm donanımı eşdeğer iki soğutucudan birinde daha iyi ısı yalıtımı sağlanması durumunda, daha iyi ısı yalıtıma sahip soğutucu, istenen sıcaklık değerine daha çabuk ulaşır ve termostat yardımıyla kompresör daha erken durdurulur. Böylece kompresörün çalışma süresi kısalmış ve daha az enerji harcanır. Ayrıca, soğutucu iç hacimdeki sıcaklık değeri daha uzun süre muhafaza edebileceği için soğutucunun durma süresi uzar. Yani, Bölüm 2.3.3.5 de bahsedilen bir kavram olan yüzde çalışma süresi düşer. Yüzde çalışma süresi düşük olan bir soğutucu daha az enerji tüketen bir soğutucu anlamına gelir.

Bu çalışma kapsamında, ev tipi buzdolabı ve derin dondurucularda enerji tüketimini azaltmak için kullanılacak yol soğutucunun ısı yalıtımının iyileştirilmesi olacaktır. Bu amaçla, günümüz teknolojisi ile üretilen en üstün ısı yalıtım malzemelerinden biri olan vakum izolasyon paneller, poliüretan ile birlikte kullanılacak ve soğutucunun enerji tüketiminde meydana gelecek değişimler incelenecektir.

Bu aşamada, çalışma kapsamında kullanılacak olan vakum izolasyon panellerle ilgili bilgilere yer vermek yararlı olacaktır.

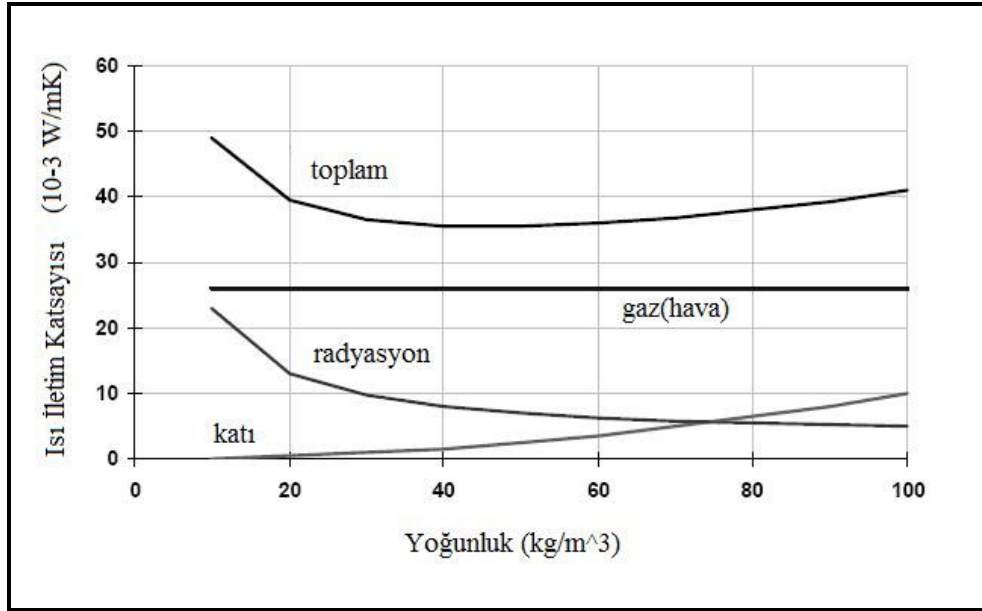
4.2 Vakum İzolasyon Paneller

4.2.1 Isı Yalıtım Sistemleri

Isı yalıtım sistemleri, ısı transferi mekanizmalarını mümkün olabilecek en üst seviyede engelleyecek şekilde geliştirilmektedir. Lifli, toz ve parçacık tip yalıtımlarda, katı malzeme hava içerisinde homojen olarak dağıtılmıştır. Katı malzeme ile içindeki hava katı bir matris oluşturur. Havanın bu şekilde hücrelere hapsedilmesi, hücresel yalıtım olarak bilinir. Bu sistemlerin efektif ısı iletim katsayısı; boşluk veya havanın hacimsel oranı ve geometrisi ile havanın ısı iletkenliğine ve katı malzemenin yüzey yalıtım özellikleri ile ısı iletim katsayısına bağlıdır (Incropera, 2003).

Günümüz teknolojisi ile üretilen fiber ve köpük bazlı ısı yalıtım malzemelerindeki ısı transferi mekanizması incelendiğinde; ısı geçişinin katı malzeme içerisinde iletim yoluyla, boşluklardaki hava içerisinde iletim veya taşınım yoluyla, katı matris yüzeyleri arasındaki iletim yoluyla gerçekleştiği ve toplam ısı transferinin daha çok gaz ortamda meydana gelen ısı geçişinden etkilendiği Şekil 4.1 de görülmektedir (Simmler ve diğer., 2005). Burada en büyük sorun, genelde (açık veya kapalı) hücreli yapıya sahip olan bu ısı yalıtım malzemelerinde hücreler arasında bulunan ve durağan olarak kabul edilen havanın ısı iletkenliğidir.

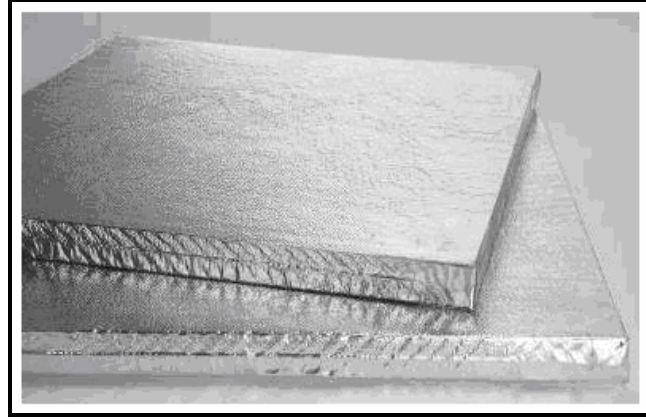
Görüldüğü gibi ısı yalıtım malzemelerinde özellikle taşınım ile ısı transferi konusunda büyük bir iyileştirme potansiyeli bulunmaktadır. Kapalı hücreli ısı yalıtım malzemelerinde taşınım ile ısı transferini tamamen engellemenin teorik olarak tek bir yolu vardır, o da bu hücrelerdeki havayı vakumla tamamen boşaltmak ve bu bölgelerde mutlak boşluk yaratmaktır. İşte, vakum izolasyon panellerin (VIP) çıkış noktasını da bu düşünce oluşturmaktadır.



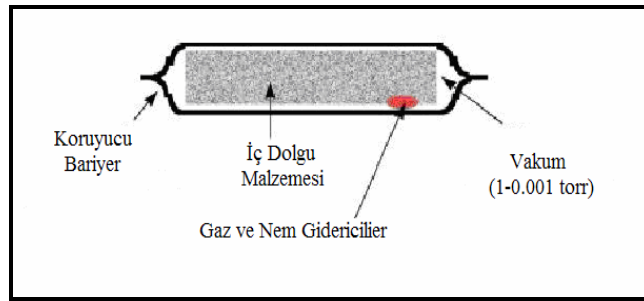
Şekil 4.1. Fiber ve köpük bazlı ısı yalıtım malzemelerinde ısı transferi mekanizması (Simmler ve Diğer., 2005)

4.2.2 Vakum İzolasyon Panellerin Yapısı

Vakum izolasyon panelleri, gözenekli yapıdaki bir iç dolgu malzemesinin, dolgu malzemesi karakterine bağlı gaz giderici malzeme veya nem tutucu kullanılarak ya da tek başına bir koruyucu bariyer film içine konulup vakumlanması ve sızdırmazlığın sağlanarak atmosfere kapatılması ile oluşturulur. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 de vakum izolasyon panellerin dış ve iç yapısı görülmektedir.



Şekil 4.2 VIP dış görünüşü (Porextherm, 2006)



Şekil 4.3 Bir VIP'in iç yapısı (Malone ve Weir, 2001)

Çalışma kapsamında kullanılması düşünülen vakum izolasyon paneller, ASTM C 1484 – 07 standartlarında belirtilen termal dirençleri 87 mK/W ile 870 mK/W değerleri arasında değişen ve düzlemsel yapıya sahip olan panellerdir.

4.2.2.1 İç Dolgu Malzemesi

Genellikle açık hücreli olan ve iletimle yoluyla gerçekleşen ısı transferini en az seviyeye indirecek özelliğe sahip bir ısı yalıtım malzemesidir. Bu özelliğinin dışında, temel bir diğer görevi de yapıya destek ve dayanıklılık sağlamaktır.

Genel olarak bakıldığında iç dolgu malzemesi olarak hücreli, mikro gözenekli, toz, fiber, aerogel ve bu malzemelerin kompozit haline getirilmiş halleri kullanılmaktadır. Literatürde, vakum izolasyon panellerinde iç dolgu malzemesi olarak; aerogel, açık hücreli, geri dönüşümü yapılmış üretilmiş (ruf), açık hücreli

ekstrude polistren, camyünü ve toz malzemelerin kullanıldığı bilinmektedir (ASTM C 1484 – 07).

VIP ile ilgili olarak literatürde rastlanan çalışmaların tamamına yakını silis tozu, polimer esaslı, hidrojel ve aerojellerden (SiO_2) meydana gelen iç malzemeleri ve bunların farklı zarf malzemeleriyle bileşimleri üzerine yapılmış olup, bu bileşimlerin ısı iletim katsayıları araştırılmıştır.

4.2.2.2 Koruyucu Bariyer

Koruyucu bariyerler, vakumlanmış iç malzemenin dışını tamamen saracak şekilde yapıyı dış ortamdan ayıran lamineli yapıya sahip metalize filmlerdir. Laminer yapıda metalik, organik, inorganik ve bu maddelerin kombinasyonları kullanılmaktadır. Bu bariyerler genel olarak, AL (alüminyum), PET (polyester), PS (polistren), PP (polipropilen) vb. tabakalardan meydana gelen lamineli yapıya sahiptirler. (Tablo 4.1) Bu filmlerin özelliği, gaz ve nem geçirgenliklerinin çok düşük olmasıdır. Bu sayede, iç dolgu malzemesine uygulanan vakum işlemi sonucunda ulaşılan düşük basınç değerleri uzun süre korunabilmektedir (Simmler ve diğer., 2005)

Tablo 4.1 VIP de kullanılan bir bariyer filmin katmanları (Simmler ve Bruner, 2005b)

| Katman | Madde | Görevi | Kalınlık |
|--------|------------------------------------|----------------------|------------------|
| 1 | Polyester (PET) | Koruma katmanı | 12 μm |
| 2 | Alüminyum Film (ALU) | Bariyer katmanı | 30 nm |
| 3 | Üretan Bazlı Yapıştırıcı (PUR) | Yapıştırıcı | 2 μm |
| 4 | Alüminyum Film (ALU) | Bariyer katmanı | 30 nm |
| 5 | Polipropilen (PP) | 4 için substrat | 18 μm |
| 6 | Üretan Bazlı Yapıştırıcı (PUR) | Yapıştırıcı | 2 μm |
| 7 | Alüminyum Film (ALU) | Bariyer katmanı | 30 nm |
| 8 | Polyester (PET) | 7 için substrat | 12 μm |
| 9 | Üretan Bazlı Yapıştırıcı (PUR) | Yapıştırıcı | 2 μm |
| 10 | Düşük Yoğunluklu Polietilen (PELD) | Sızdırmazlık katmanı | 60 μm |

4.2.2.3 Gaz Giderici

Düşük vakum seviyelerinde iç dolgu malzemesindeki hücrelerin arasına, dış ortamdan gaz ve nem girişi çok daha kolay gerçekleşmektedir. “desicant” ve “getter” olarak bilinen malzemeler olası gaz ve nem sızmaları durumunda VIP’in performansının düşmemesi ve bu kaçakları direkt kendi üzerlerine almaları amacıyla yapıya eklenmektedir (Simmler ve diğer., 2005)

4.2.3 Vakum İzolasyon Panellerinde Isı Transferi

4.2.3.1 Ortalama Serbest Hareket Yolu ve Vakum Seviyeleri

Vakum izolasyon panellerinde ısı transferi mekanizmasını inceleyebilmek için vakum bilimi ile ilgili bazı temel kavramların iyi bilinmesi gerekir. Vakum izolasyon panellerin anlaşılabilmesi için gerekli olan en temel kavram, ortalama serbest hareket yolu ya da vakum bilimi literatüründeki adıyla “mean free path (mfp)” kavramıdır.

Atomlar içerisinde buldukları kapalı bir hacimde balistik bir yörüngede hareket ederler. Yani içinde buldukları hacmin çeperlerine çarpma kadar doğrusal hareket edip çarpışmadan sonra yön değiştirirler. Balistik yörüngede hareket eden bir atom hacim içerisinde hareket eden bir başka atomla çarpışarak (elastik olarak) da yön değiştirebilir. Bu sayede, iki atom ya da molekül arasında enerji aktarımı gerçekleşir (Umrath, 1998).

İki molekülün birbirine çarpmadan balistik olarak hareket edebileceği mesafeye ortalama serbest hareket yolu adı verilir. Bu değer 1 atmosfer basınçta hava için yaklaşık olarak 66,7 nanometrelik (nm) dir. Yani hava içinde bulunan bir molekül, başka bir moleküle çarpmadan ancak 66,7 nm yol alabilir. Bu da demektir ki ortalama olarak her 66,7 nm lik mesafede moleküller arasında enerji aktarımı gerçekleşir. Kinetik gaz teorisi kanunlarına göre yapılan hesaplardan elde edilen eşitliğe göre bir gazın belirli bir sıcaklık ve basınçtaki ortalama serbest hareket yolu Denklem 4.1 ile hesaplanır (Umrath, 1998).

$$L_{mfp} = \frac{1}{\pi \cdot n \cdot (2r)^2 \cdot \sqrt{2}} \quad (4.1)$$

Eşitlikte;

L_{mfp} : Ortalama serbest hareket yolu

n: Hacim başına düşen parçacık sayısı

r: Gaz molekülünün yarıçapı

Denklem 4.1 de adı geçen hacim başına düşen parçacık miktarı (n), Denklem 4.2 ile hesaplanır (Umrath, 1998).

$$P = n \cdot k \cdot T \quad (4.2)$$

Denklemdede;

P: basınç

n: Hacim başına düşen parçacık sayısı

k: Boltzmann sabiti ($1,38066 \cdot 10^{-23}$ J/K)

T: Sıcaklık

olarak alınır.

Denklem 4.1 ile hesaplanan ortalama serbest hareket yolu, Denklem 4.3 de görüleceği üzere basınç ile ters orantılıdır ve bu iki değer in çarpımı sabittir (Umrath, 1998).

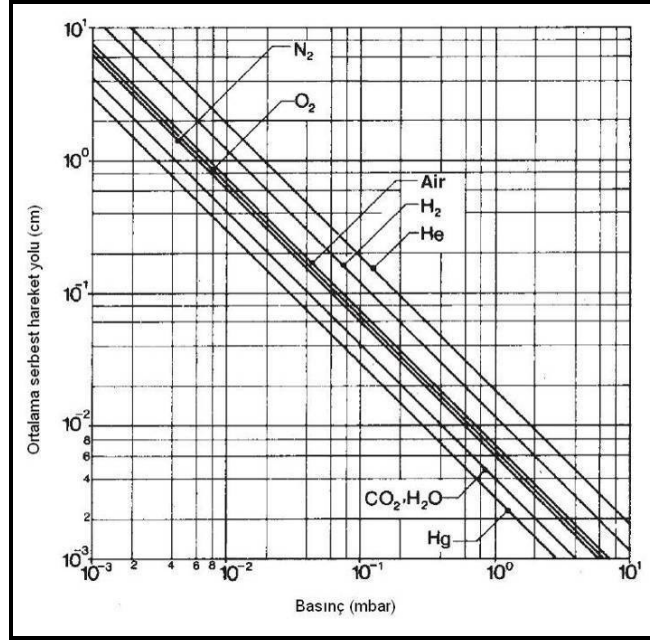
$$C = L_{mfp} \cdot P \quad (4.3)$$

Tablo 4.2 de bazı gazlar için 20 °C deki “C” değerleri görülmektedir. Yine Şekil 4.4 de farklı gazların ortalama hareket yollarının basınca bağlı olarak değişimi verilmiştir. Görüldüğü üzere basınç düşümündeki artış ile gaz molekülerinin ortalama serbest hareket yolları ters orantılı bir şekilde artmaktadır. 1 mbar basınçta

hava içerisinde hareket eden iki gaz molekülü çarpışmak için nanometreler seviyesinde bir yol kat ederken bu uzaklık 10^{-5} mbar seviyelerinde metreler cinsinden ifade edilmeye başlanmaktadır.

Tablo 4.2 Bazı gazlar için C sabiti değerleri (Umrath, 1998)

| Formül | Gaz | $C=L_{mfp} \cdot P$ [cm.mbar] |
|----------------------------------|------------------|---|
| H ₂ | Hidrojen | 12 .10 ⁻³ |
| He | Helyum | 18 .10 ⁻³ |
| Ne | Neon | 12,3 .10 ⁻³ |
| Ar | Argon | 6,4 .10 ⁻³ |
| Kr | Kripton | 4,8 .10 ⁻³ |
| XE | Ksenon | 3,6 .10 ⁻³ |
| Hg | Cıva | 3,05 .10 ⁻³ |
| O ₂ | Oksijen | 6,5 .10 ⁻³ |
| N ₂ | Nitrojen | 6,1 .10 ⁻³ |
| HC | Hidroklorik asit | 4,5 .10 ⁻³ |
| CO ₂ | Karbondioksit | 3,95 .10 ⁻³ |
| H ₂ O | Su buharı | 3,95 .10 ⁻³ |
| NH ₃ | Amonyak | 4,6 .10 ⁻³ |
| C ₂ H ₅ OH | Etanol | 2,1 .10 ⁻³ |
| Cl ₂ | Klor | 3,05 .10 ⁻³ |
| Hava | Hava | 6,67 .10 ⁻³ |



Şekil 4.4 Bazı gazların, farklı basınçlar altında ortalama serbest hareket yolları (Umrath, 1998)

4.2.3.2 Vakum Ortamında Isı Transferi

Yüksek basınçta gaz moleküllerinin ortalama serbest hareket yolları, içerisinde hareket ettikleri boşlukların boyutlarından daha küçük hale geldiği için, gaz molekülleri arasındaki çarpışmalar ısı transfer mekanizmasının çok daha etkin çalışmasını sağlar. Birim hacimdeki gaz taneciklerinin sayısının artması sonucunda oluşan yüksek basınç ortamı, gaz moleküllerinin ortalama serbest hareket yolu mesafelerini düşürür, gaz molekülleri daha sık çarpışır. Bu sayede gaz ile oluşan ısı taşınım mekanizması daha etkin hale gelir.

VIP 'de yapılan ise, vakum etkisi sayesinde ortamda bulunan gaz molekülü sayısını düşürmek ve gazın basıncını azaltmaktır. Bu sayede malzemenin boşlukları içerisinde bulunan gaz atomlarının ortalama serbest hareket yollarında bir artış, çarpışma sayılarında ise azalma olmaktadır. Birim hacimde serbest olarak hareket eden gazların çarpışma mekanizması etkinliğini yitirmektedir. Gazın hareket ettiği boşluğun hacmi azaldıkça bu mekanizma daha da iyi çalışmaktadır. Bu nedenle, VIP içerisinde kullanılan iç dolgu malzemesinde boşlukların bulunduğu gözeneklerin

mümkün olan en küçük boyutlarda olması, ısı transfer mekanizmasının etkinliğini azaltmaktadır. Düşük basınç ve küçük gözenekler gazın ısı taşınım mekanizmasını mümkün olan en düşük seviyelere getirmektedir (Simmler ve diğer., 2005).

Gözenekli ve hücreli yalıtım malzemelerinde ısı transferi; katı iletimi (λ_s), gaz iletimi (λ_g), taşınım (λ_c) ve radyasyonla (λ_r) ile gerçekleşir. Toplam ısı transfer katsayısı ise bu mekanizmaların toplamı olup Denklem 4.4 ile hesaplanır (Simmler ve diğer., 2005).

$$\lambda = \lambda_s + \lambda_g + \lambda_c + \lambda_r \quad (4.4)$$

Bu tip malzemelerde gözenek veya hücre boyutları 1 μm den daha küçüktür. Oda koşullarına yakın sıcaklık ve bu hücre boyutlarına göre Grashof sayısı hesaplandığında, hücreli ve gözenekli yalıtım malzemelerinde taşınım ile ısı iletiminin ihmal edilebilir boyutlarda olduğu, hatta gerçekleşmediği kabul edilir (Simmler ve diğer., 2005). Fricke ve Heinemann yaptıkları çalışmalarda yine taşınım ile ısı transferini, vakum ortamı ve küçük gözenek boyutları için ihmal edilebilir kabul etmişlerdir. Bu yaklaşımlara göre hücreli ve gözenekli yapıya sahip yalıtım malzemeleri için ısı iletim katsayısı Denklem 4.5 ile hesaplanır (Simmler ve diğer., 2005).

$$\lambda = \lambda_s + \lambda_g + \lambda_r \quad (4.5)$$

Şekil 4.1 de görüldüğü üzere hücreli veya gözenekli yapıya sahip ısı yalıtım malzemelerinde en etkin ısı transfer mekanizması gaz iletimi ile gerçekleşir. Genel uygulamalarda söz konusu gaz havadır ve havanın ısı iletim katsayısı 25 °C ve 1 atm de yaklaşık 0,025 W/mK dir. Bu nedenle öncelikli hedef gaz iletimini kesmektir.

Gözenekli bir ortamda bulunan gazın ısı iletim katsayısının (λ_g) basınçla değişimi Denklem 4.6 ile hesaplanır (Simmler ve diğer., 2005).

$$\lambda_g = \frac{\lambda_{g0}}{1 + 2 \cdot \beta \cdot K_n} \quad (4.6)$$

Denklem 4.6 da kullanılan simgeler,

λ_g : Gazın vakum altındaki ısı iletim katsayısı

λ_{g0} : Gazın atmosfer basıncındaki ısı iletim katsayısı

β : Sabit ($\approx 1,5$)

K_n : Knudsen sayısı

olarak ifade edilir. Knudsen sayısı, ortalama serbest hareket yolunun (L_{mfp}), gazın içerisinde hareket ettiği gözeneklerin karakteristik boyutuna (δ) oranı olarak tanımlanır ve Denklem 4.7 ile hesaplanır (Simmler ve diğer., 2005).

$$K_n = \frac{L_{mfp}}{\delta} \quad (4.7)$$

Denklem 4.1 ve 4.2 den ortalama serbest hareket yolu Denklem 4.8 ile ifade edilip, bu ifade Denklem 4.6 da yerine konulursa Denklem 4.9 elde edilir. (Simmler ve diğer., 2005)

$$L_{mfp} = \frac{k \cdot T}{\pi \cdot (2r)^2 \cdot \sqrt{2}} \quad (4.8)$$

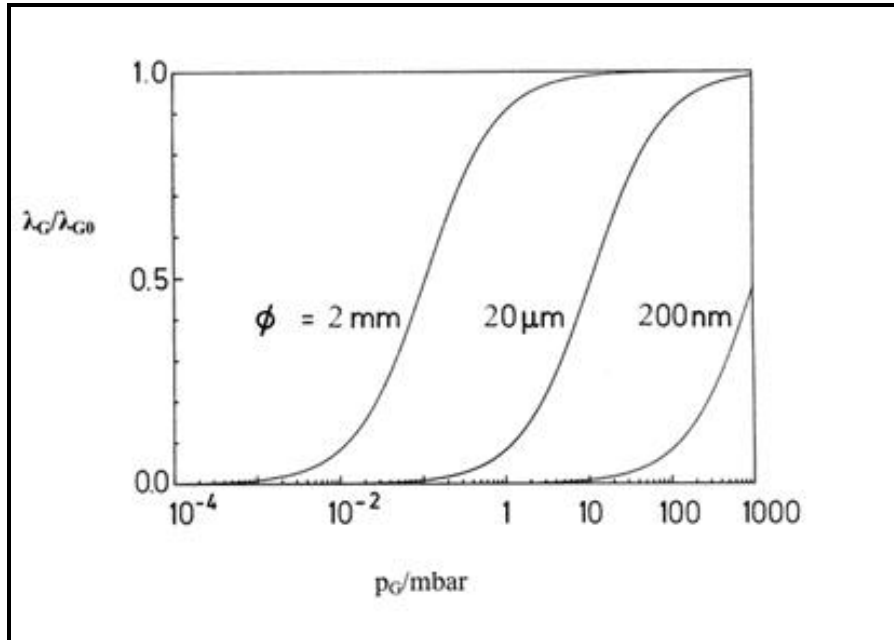
$$\lambda_g = \frac{\lambda_{g0}}{1 + C \cdot \frac{T}{\delta \cdot P_g}} \quad (4.9)$$

Denklem 4.9 da görüldüğü üzere, gaz yoluyla gerçekleşen ısı iletimini en düşük seviyeye indirmek için, çok küçük boyutlarda (nano ya da mikro boyutta) boşluklara veya gözeneklere sahip malzemeler kullanılmalı ve yine basınç seviyeleri oldukça düşük değerlere indirilmelidir.

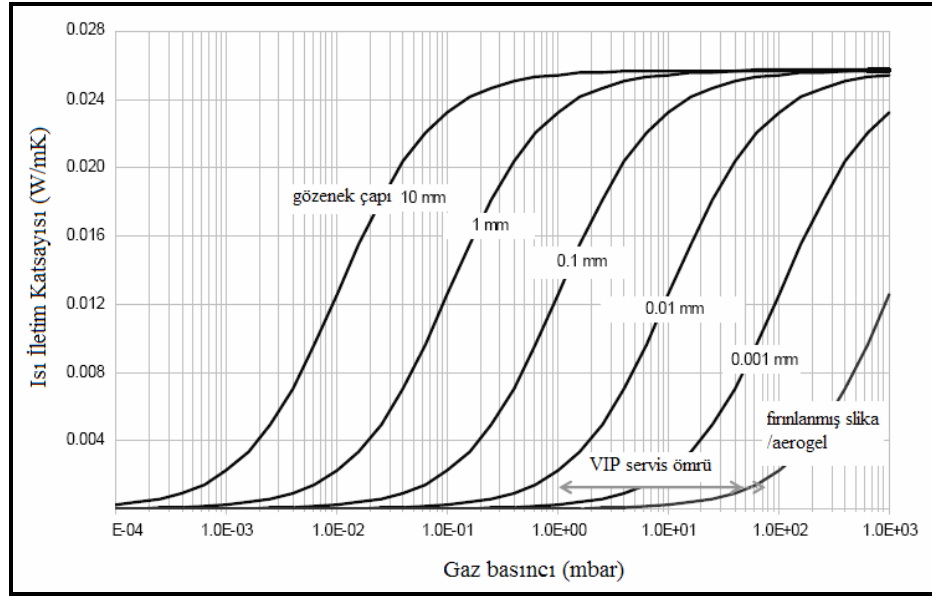
Yukarıda verilen denklemlerin yanı sıra bir gazın basınca bağlı ısı iletimi katsayısı, pratik kullanımda Denklem 4.10 dan hesaplanabilir (Fricke, 2005).

$$\lambda_g = \frac{\lambda_{g0}}{1 + \frac{P_{1/2}}{P_g}} \quad (4.10)$$

Denklemden yer alan $P_{1/2}$ terimi, gazın normal şartlar altındaki ısı iletim katsayısı değerinin yarısına ulaşıldığında söz konusu olan basınç değeridir. Bu değer, doğrudan gazın hareket halinde olduğu gözeneklerin boyutlarına ve dolayısıyla da malzemenin özelliklerine bağlıdır. Şekil 4.5 de havanın farklı boyutlardaki gözenekler içerisinde ve değişik basınç değerlerindeki λ_g/λ_{g0} oranları görülmektedir. Yine Şekil 4.5 de, havanın farklı boyutlardaki gözenekler içerisinde ve değişik basınç değerlerinde sahip olduğu ısı iletim katsayıları (λ_{g0}) görülmektedir (Hava için 25°C ve 1 atm basınçta ısı iletim katsayısı 0,025 W/mK dir).



Şekil 4.5 Gözenek boyutları ve basınç seviyelerine bağlı olarak havanın ısı iletim katsayısının oransal değişimi (Fricke, 2005)



Şekil 4.6 Farklı gözenek boyutları ve basınç seviyelerinde havanın ısı iletim katsayısı (Simmler ve diğer., 2005)

Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 da görüldüğü üzere mikro veya nano boyutta gözenek yapısına sahip bir malzemenin basıncı 1 mbar seviyesinin altına getirildiğinde malzemenin boşluklarında hapsolan havanın ısı iletim katsayısı yaklaşık olarak sıfır değerine ulaşır ($\lambda_g \approx 0$ W/mK). Bu duruma ulaşmak için gerekli olan vakum seviyesi, vakum bilimi literatüründeki adıyla orta vakum seviyeleridir. Orta vakum seviyesi terimi 1 ile 10^{-3} mbar basınç seviyesi aralığı için kullanılır. Bu değerler arasında; viskoz ve moleküler akış arasındaki geçiş bölgesi kabul edilen Knudsen akış söz konusudur, ortalama serbest hareket yolu 0,01 – 10 cm arasındadır ve gazların ısı iletim katsayısında çok büyük düşüş gözlenir (Thomsan, 2005).

Görüldüğü üzere gözenekli ve hücreli bir malzemenin boşluklarında yer alan hava yoluyla gerçekleşen ısı iletimi uygun vakum seviyelerinde etkisiz hale getirilebilir. Bu durumda Denklem 4.5, Denklem 4.11 halini alır.

$$\lambda = \lambda_s + \lambda_r \quad (4.11)$$

Denklem 4.11 de görüleceği üzere gözenekli ve hücreli yapıya sahip yalıtım malzemelerinde uygun vakum şartları sağlandığında yalnızca katı yoluyla ısı iletimi ve ışınlama ısı transferi mekanizmaları sayesinde ısı geçişi olur (Fricke, 2005).

İşinimla ısı geçişini azaltmak için iç dolgu malzemesine soğurucu ve kırıcı özellikte bazı parçacıklar ilave edilir. Örneğin silika bazlı iç dolgu malzemelerine opaklık özelliği olan SiC parçacıkları eklenir. Göreceli olarak kalın bir yalıtım malzemesinin ışınlama bağlı ısı iletim katsayısı Denklem 4.12 den hesaplanır (Fricke, 1993).

$$\lambda_r = \frac{16.n^2.\sigma.T_r^3}{3E(T_r)} \quad (4.12)$$

Denklemden;

n : kırılma indisi (düşük yoğunluklu silika için $n \approx 1$)

σ : Stefan-Boltzman sabiti ($5,67.10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

T_r : yalıtım malzemesinin içindeki ortalama sıcaklık

$E(T_r)$: yalıtım malzemesinin sönümlenme katsayısı

olarak ifade edilir. Ortalama sıcaklık (T_r) ifadesi, T_1 ve T_2 yalıtım malzemesinin ısı geçişine dik iki yüzeyinin sıcaklıkları olmak üzere denklem 4.13 ile hesaplanır (Fricke, 1993).

$$T_r = \frac{(T_1 + T_2).(T_1^2 + T_2^2)}{4} \quad (4.13)$$

Yalıtım malzemesinin sönümlenme katsayısı ($E(T_r)$) ise termal fotonların ortalama serbest hareket yollarına, yoğunluk kütle özgül sönümlenme ($e(T_r)$) değerine bağlı olarak Denklem 4.14 ile hesaplanır (Fricke, 1993). Kütle özgül sönümlenme değeri, 2 ile 40 μm dalga boyundaki fotonlar için, kızıl ötesi optik sönümlenme ölçümü değerlerinden türetilerek elde edilir.

$$E(T_r) = e(T_r) \cdot \delta \quad (4.14)$$

Denklem 4.11 ve Denklem 4.12 yi bir arada kullanırsa gözenekli veya hücreli yapıya sahip bir malzemenin toplam ısı iletim katsayısı değeri Denklem 4.15 ile ifade edilir (Fricke, 2005).

$$\lambda = \lambda_s + \frac{16 \cdot n^2 \cdot \sigma \cdot T_r^3}{3E(T_r)} \quad (4.15)$$

Burada kalan son terim yalıtım malzemesinin katı olan kısmına ait ısı iletim katsayısı (λ_s) değeridir. Bu değer genel olarak malzemenin yoğunluğu ile ilgilidir ve ($\lambda_s \propto \rho^\alpha$) şeklinde bir orantı mevcuttur (Fricke, 2005).

Köpük tarzı malzemeler için $\alpha=1$, aerogel ve silika tarzı malzemeler için $\alpha=1,5-2$ değerini alır. Yapılan ölçümlerde yalıtım malzemelerinde kullanılan katıların ısı iletim katsayılarının;

$\lambda_s = 0,001-0,003$ W/mK (basınç uygulanmış lifli malzemeler için)

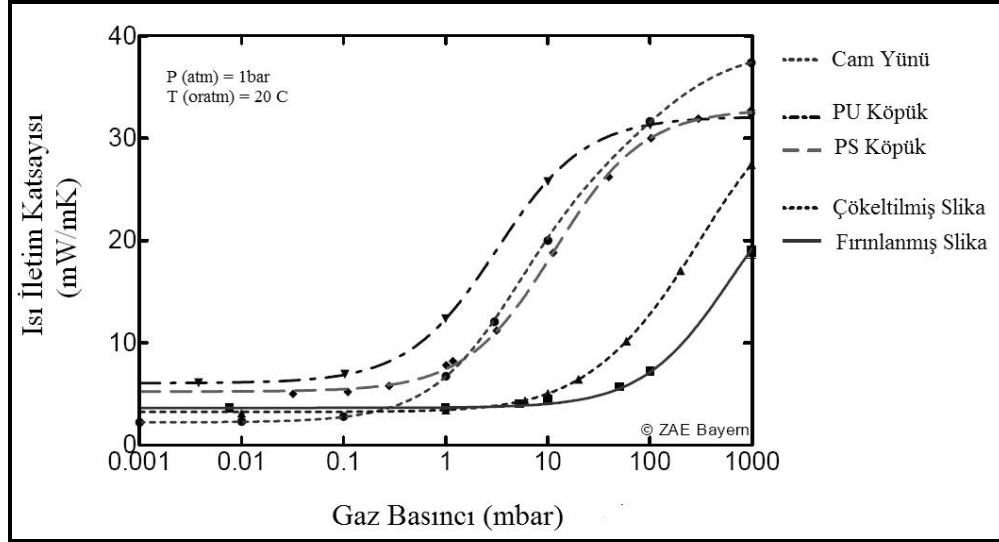
$\lambda_s = 0,003-0,010$ W/mK (toz malzemeler için)

$\lambda_s = 0,001-0,003$ W/mK (basınçla güçlendirilmiş köpük malzemeler için)

olduğu saptanmıştır (Fricke, 2005).

Sonuç olarak gözenekli veya hücreli yapıya sahip ısı yalıtım malzemelerinin vakum etkisi altındaki ısı iletimi, katı iletimine ve ışınlama ısı transferine bağlıdır. Özellikle silika bazlı iç dolgu malzemelerin kullanıldığı vakum izolasyon panellerin iç kısmında ulaşılan ısı değerleri, katı ortamdaki ısı iletimi için 0,002–0,003 W/mK ve termal radyasyon için de 0,001 W/mK olmak üzere, toplamda 0,004 W/mK değerlerine yaklaşır (Simmler ve Bruner 2005a). Şekil 4.7 de farklı iç dolgu malzemeleri ile yapılan VIP'in, değişik vakum seviyelerindeki toplam ısı transfer katsayıları karşılaştırılmıştır. Ancak bu değerlerin ASTM C 1484–07 de tanımlandığı

gibi vakum izolasyon panelin merkezine ait ısı iletim katsayısı değerleri olduğu bilinmeli ve termal köprü etkisinin dikkate alınmadığını gözden kaçırılmamalıdır.



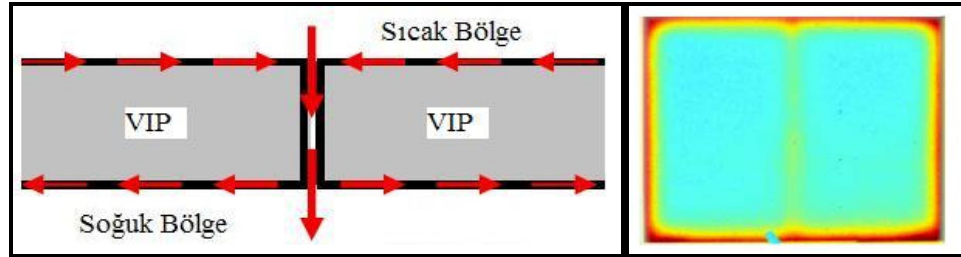
Şekil 4.7 Farklı iç dolgu malzemesine sahip vakum izolasyon panellerin ısı iletim katsayıları (Simmler ve diğer., 2005)

4.2.3.3 Termal Köprü Etkisi

Yapı elemanları içerisinde vakum izolasyon panelin konumlandırılma şekli çok önemlidir. Bunun nedeni ise, vakum izolasyon panellerin en önemli problemlerinden biri olan termal köprü (edge effect) etkisidir. Özellikle silika bazlı iç dolgu malzemelerin kullanıldığı vakum izolasyon panellerin iç kısmında ulaşılan ısı değerler, katı ortamdaki ısı iletimi için 0,002–0,003 W/mK ve termal radyasyon için de 0,001 mW/mK olmak üzere, toplamda yaklaşık olarak 0,004 W/mK olarak bilinse de, gerçekte bu değer vakum izolasyon panelin her noktasında sağlanması mümkün değildir. Çünkü, bu iç dolgu malzemesinin dışını saran alüminize ya da metalize koruyucu bariyer filmlerin ısı iletim katsayıları çok yüksektir (20-250 W/mK).

Vakum izolasyon panelin yan duvarlarında ve bariyer filmin katlanma detaylarında bu etki, ısı iletimi üzerinde kendini net bir şekilde göstermektedir. Yapı içerisindeki vakum izolasyon panelinin birbirine temas etmesi durumunda ise etki daha da artmaktadır. Isıl ölçümlere ve nümerik hesaplamalara göre; metalize bariyer

filmin köşelerinden geçen ısı, iç dolgu malzemesinin tamamından geçen ısıdan daha fazla olabilmektedir (Wakilli, Nussbaumer ve Bundi, 2005). Şekil 4.8 de VIP lerde termal köprü etkisi görülmektedir.



Şekil 4.8 VIP içinde gerçekleşen termal köprü etkisi (Simmler ve diğer., 2005)

Wakilli ve arkadaşlarının yaptığı çalışmalar sonucunda; termal köprü olayının vakum izolasyon panelindeki ısı iletimine etkisi incelenmiş ve efektif ısı iletim katsayısı için Denklem 4.17 geliştirilmiştir (Wakilli, Nussbaumer ve Bundi, 2005).

$$\lambda_{eff} = \lambda_{cop} + \Delta_{edge} = \lambda_{cop} + \Psi_{vip(d)} \times d \times (P / A) \quad (4.17)$$

λ_{eff} : Vakum izolasyon panelin efektif ısı iletim katsayısı (W/mK)

λ_{cop} : Vakum izolasyon panelin merkezindeki ısı iletim katsayısı (W/mK)

Δ_{edge} : Termal köprü etkisi (W/mK)

$\Psi_{vip(d)}$: Vakum izolasyon panelin hesaplanan ısı iletim katsayısı (W/mK)

d: Vakum izolasyon panelin kalınlığı (m)

A: Vakum izolasyon panelin yüzey alanı (m²)

P: Vakum izolasyon panelin çevre uzunluğu (m) olarak verilmiştir.

Ayrıca literatürde yapılan çalışmalarda, vakum izolasyon panellerinde kullanılan bariyer filmlerin ısı iletim katsayısına etkisi incelenmiştir. Tablo 4.3 'de, merkezinde 0,004 W/mK ısı iletim katsayısı ölçülen bir vakum izolasyon panelin, efektif ısı iletim katsayısının, kullanılan bariyer filme bağlı olarak 0,006-0,008 W/mK arasında değiştiği görülmektedir (Erb, Eicher ve Pauli, 2005). Tablodaki değerler 23 °C ve %50 RH koşullarında geçerli olan değerlerdir

Tablo 4.3 Vakum izolasyon panellerinde bariyer filmlerin ısı iletim katsayısına etkisi (Erb, M., Eicher, Pauli, A.G. (2005).

| Vakum izolasyon panelinde kullanılan bariyer film | λ (W/mK) |
|--|------------------------------------|
| Al folyo film | 0,006 |
| Metalize polimer film (50x50x2 cm ³) | 0,008 |
| Metalize polimer film (100x100x2 cm ³) | 0,007 |

4.2.4 Gaz ve Nem Geçirgenliği

Atmosfer ortamı ile vakum izolasyon panelin iç ortamı arasındaki basınç farkı nedeniyle, vakum izolasyon panel içerisine dış ortamdan sürekli bir gaz ve nem girişi söz konusudur. Bu durum, hem panelin ömrünü hem de ısı yalıtım özelliklerini olumsuz şekilde etkiler. Konu ile ilgili Simmler'ın yaptığı çalışmalara göre; vakum izolasyon panelin içinde gerçekleşen 3 mbar/yıl düzeyindeki basınç artışı, vakum izolasyon panelin ısı iletim katsayısında yaklaşık olarak 0,001 (W/mK)/10 yıl seviyesinde bir artışa neden olmaktadır. Ya da %50 bağıl nem koşullarındaki hava ile denge halinde % 4 oranında gerçekleşecek kütleli nem artışı, vakum izolasyon panelin ısı iletim katsayısında yaklaşık olarak 0,002 W/mK değerinde bir artışa neden olmaktadır (Simmler ve Bruner, 2005a).

4.2.5 Vakum İzolasyon Panellerin Servis Ömürleri

Vakum izolasyon panellerin ömürleri üzerinde doğrudan belirleyici olan termal köprü etkisi ve yaşlanma olayı uygulama sırasında karşılaşılabilecek en büyük problemlerdir. Günümüzde vakum izolasyon panellerle ilgili olarak yapılan araştırmaların birçoğu da doğal olarak bu iki konuyla ilgili çalışmaları kapsamaktadır. Bu da koruyucu bariyer filmlerle ilgili çok daha kapsamlı çalışmaların ortaya çıkmasına neden olmuştur.

Benzer yapıdaki bir bariyer film için, gaz ve nem geçirgenlik değerleri Tablo 4.4 'de görüldüğü gibidir.

Tablo 4.4 Çok katmanlı polimer yapıli bariyer filmlerin gaz ve nem geçirgenlik değerleri (Simmler ve Bruner, 2005b) (OTR: Oksijen geçirgenliği, WVTR: Su buharı geçirgenliği, PE-LD: Düşük Yoğunluklu Polietilen, PE-HDD: Yüksek Yoğunluklu Polietilen)

| Katman malzemeleri ve kalınlıkları | OTR (c³/m²d) | WVTR (g/m²d) |
|--|---|------------------------------------|
| 12µm PET/ 18µm PP/ 12µm PET/ 60µm PE-LD | < 0.05 | <0.025 |
| 12µm PET/ 12µm PET/ 12µm PET/ 50 µm PE-HDD | 0.0005 | 0.0025 |

Günümüzde üretilen farklı vakum izolasyon panellerde ortalama servis ömürleri, 10 ile 50 yıl arasında değişmektedir. Bu değer; iç dolgu malzemesi, bariyer film özelliği, ortam şartları ve yapı detayı içerisindeki yerleşime bağlı olarak değişiklik göstermektedir.

4.3 Yöntem

Bu alışma kapsamında, ev tipi buzdolabı ve dondurucuların farklı bölgelerinde vakum izolasyon panellerin kullanılması durumunda, soğutucuların enerji tüketiminde meydana gelecek değişimlerin ölçülmesi amacıyla, ev tipi tezgah seviyesi dondurucular üzerinde denemeler yapılmıştır. Bunun amaçla biri yalıtım malzemesi olarak yalnızca poliüretan köpüğün kullanıldığı standart bir dondurucu, diğeri ise ısı yalıtım malzemesi olarak VIP'in poliüretan ile birlikte kullanıldığı VIP'li dondurucu olmak üzere iki farklı dondurucu özel olarak üretilmiştir.

Standart tipteki dondurucu; 86 lt iç hacme sahip, TS 7596 EN ISO 5155 standartlarında belirtilen tanımlara uygun olarak üç yıldızlı ($T_{iç\ hacim} < -18\text{ }^{\circ}\text{C}$) ve normal (N) iklim sınıfında, EN 97/66/C standartlarına göre B enerji sınıfında, ev tipi dikey bir derin dondurucudur. Isı yalıtım malzemesi olarak kullanılan poliüretan köpüğün yoğunluğu 31 kg/m^3 ve ısı iletim katsayısı $0,0216\text{ W/mK}$ dir.

VIP ile üretilen diğer dondurucuda ısı izolasyon malzemesi dışında kullanılan bütün komponentler özdeştir. Bu dondurucuda, ısı yalıtım malzemesi olarak farklı ebatlardaki vakum izolasyon panelleri ile poliüretan bir arada kullanılmıştır.

Poliüretanın soğutucu cihazlardaki görevlerinden bir diğeri de soğutucunun tüm gövde detaylarına yayılarak soğutucuya mukavemet ve rijidlik sağlamaktır. Yalnızca VIP'in kullanımı ile soğutucunun rijid bir şekilde ayakta durma olasılığı olmadığından iki malzeme, vakum izolasyon paneller poliüretan köpüğün içinde gömülü kalacak şekilde, bir arada kullanılmıştır.

Bu uygulamada, ısı iletim katsayısı yaklaşık 0,005 W/mK olan, 20 mm kalınlığında ve destek malzemesi olarak silika-aerogel içeren vakum izolasyon panelleri kullanılmıştır. Üretici firma verilerine göre iç dolgu malzemesinin kütleli kompozisyonu,

$$\text{SiO}_2 = \%80$$

$$\text{SiC} = \%15$$

$$\text{Diğer malzemeler} = \%5$$

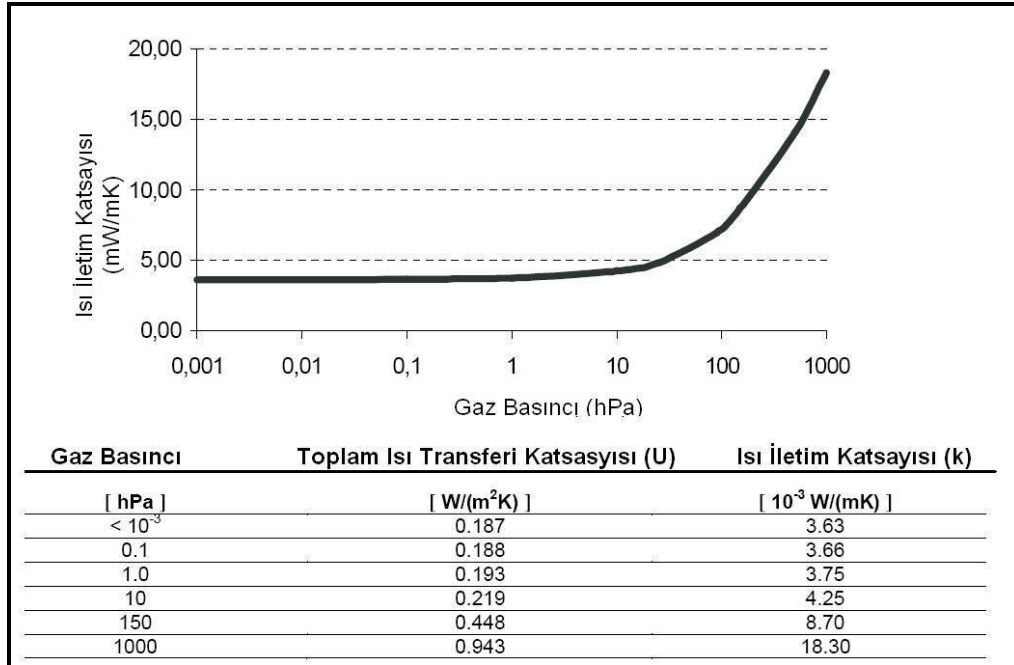
olarak verilmiştir. Malzemenin diğer özellikleri ise Tablo 4.5 de belirtilmiştir

Tablo 4.5 Çalışmada kullanılacak olan VIP'in özellikleri (Porextherm , 2006)

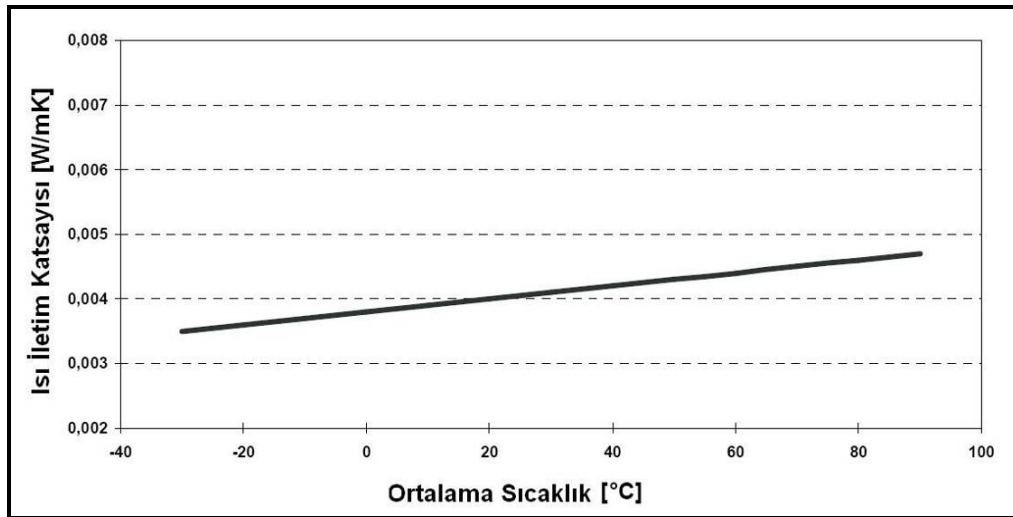
| Özellik | Koşul | Değer |
|----------------------|-----------------------|---------------------------|
| Isı İletim Katsayısı | 1 mbar ve 22,5 C | $\leq 0,005$ W/mK |
| | 1atm ve 22,5 C | $\leq 0,019$ W/mK |
| Yoğunluk | Değişken | 150-300kg/m ³ |
| Çalışma Sıcaklığı | Bariyer filme bağlı | -50°C / +120°C |
| Basma Dayanımı | Yoğunluğa bağlı | 140/220 N/mm ² |
| İç Basınç | Kapatılma anına bağlı | 0,5-5 mbar |

DIN 52612 standardına göre 20 cm kalınlığında ve farklı iç basınca sahip numune için yapılan ölçümlerden elde sonuçlar vakum izolasyon panel üreticisi firma tarafından Şekil 4.9 da görüldüğü gibi beyan edilmiştir.

Şekil 4.10 da ise kullanılan vakum izolasyon panelin merkezindeki ısı iletim katsayısının malzemenin ortalama sıcaklığına göre değişimi verilmiştir.



Şekil 4.9 Çalışmada kullanılan VIP'in basınca bağlı ısı iletim katsayısı değerleri (Porextherm, 2006)



Şekil 4.10 Çalışmada kullanılan ,VIP'in sıcaklığa bağlı olarak ısı iletim katsayısı değerleri (Porextherm, 2006)

Kullanılan vakum izolasyon panellerle ilgili beyan edilen bu değerlere ek olarak üretici firmadan özel olarak istenen 205x205x30 mm boyutlarında bir VIP numunesi tez çalışması kapsamında test edilmiştir. Bu testler için, LaserComp Fox200 model ısı iletim katsayısı ölçüm cihazı kullanılmıştır. Bu cihaz, vakum izolasyon panellerle

ilgili ASTM C1484–07 numaralı standartta atıfta bulunulan ve vakum izolasyon panellerde ısı iletim katsayısı ölçüm yöntemini belirleyen ASTM C–177 ve ASTM C–518 standartlarında belirtilen sıcak levha (hot-plate) yöntemine uygun olarak ölçüm yapan bir cihazdır. Cihaz Şekil 4.11 de görüldüğü gibidir.



Şekil 4.11 Çalışmada kullanılan ısı iletim katsayısı ölçüm cihazı (Yılmaz, 2007)

Cihaz içerisine numune vakum izolasyon panel yerleştirilmiş ve soğuk levha 12°C ve sıcak levha 32 °C olacak şekilde ayarlanmıştır. Durgun hal koşulları sağlandıktan sonra Tablo 4 .6 deki değerler elde edilmiştir.

Tablo 4.6 Çalışmada kullanılacak olan VIP'in ısı iletim katsayısı ölçüm sonuçları

| Test No | λ (W/mK) | Koşullar |
|---------|------------------|-------------------------------------|
| 1 | 0,0059 | Vakumlu |
| 2 | 0,0068 | Vakumlu (1. testten 6 ay sonra) |
| 3 | 0,0212 | Vakumsuz |
| 4 | 0,0203 | Vakumsuz ve bariyer film çıkarılmış |

Test 1'in sonuçlarına göre elde edilen 0,0059 W/mK ısı iletim katsayısı değerinin, 6 ay sonra yapılan 2 numaralı test sonucunda yaklaşık olarak 0,001 W/mK arttığı görülmüştür. Ayrıca 3 numaralı testin sonuçları da göstermektedir ki bariyer film

üzerinde toplu iğne ile açılan küçük delikler ile iç basıncı normal atmosfer basıncı seviyesine getirilen vakum izolasyon panelin ısı iletim katsayısı 0,0212 W/mK olmaktadır. Bu değer yine aynı cihaz sayesinde buzdolabı ve derin donduruculardan alınan poliüretan numuneleri ile hemen hemen aynı değerdedir. Aynı yöntemle poliüretan için yapılan ölçümlerde ısı iletim katsayısı 0,0214 W/mK olarak bulunmuştur.

Ölçüm cihazının özelliklerine bağlı olarak, teste alınan ısı yalıtım malzemesinin boyutlarının 2005x205x30 mm olması gerekmektedir. Bölüm 4.2.3.3 de bahsedildiği gibi, değişik boyutlardaki benzer tip vakum izolasyon panellerin ısı iletim katsayıları arasında fark olduğu bilinen bir gerçektir. Elde edilen veriler Denklem 4.17 de yerine konursa, daha büyük boyutlardaki (örneğin 500x500x30mm) vakum izolasyon panel için efektif ısı iletim katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\begin{aligned}\lambda_{eff} &= \lambda_{cop} + \Delta_{edge} = \lambda_{cop} + \Psi_{vip(d)} \times d \times (P / A) \\ 0,00599 &= 0,004 + \Psi_{vip(d)} \times 0,03 \times [(0,20 \times 4)/(0,205 \times 0,205)] \\ 0,00199 &= 0,58536 \times \Psi_{vip(d)} \\ \Psi_{vip(d)} &= 0,0034\end{aligned}$$

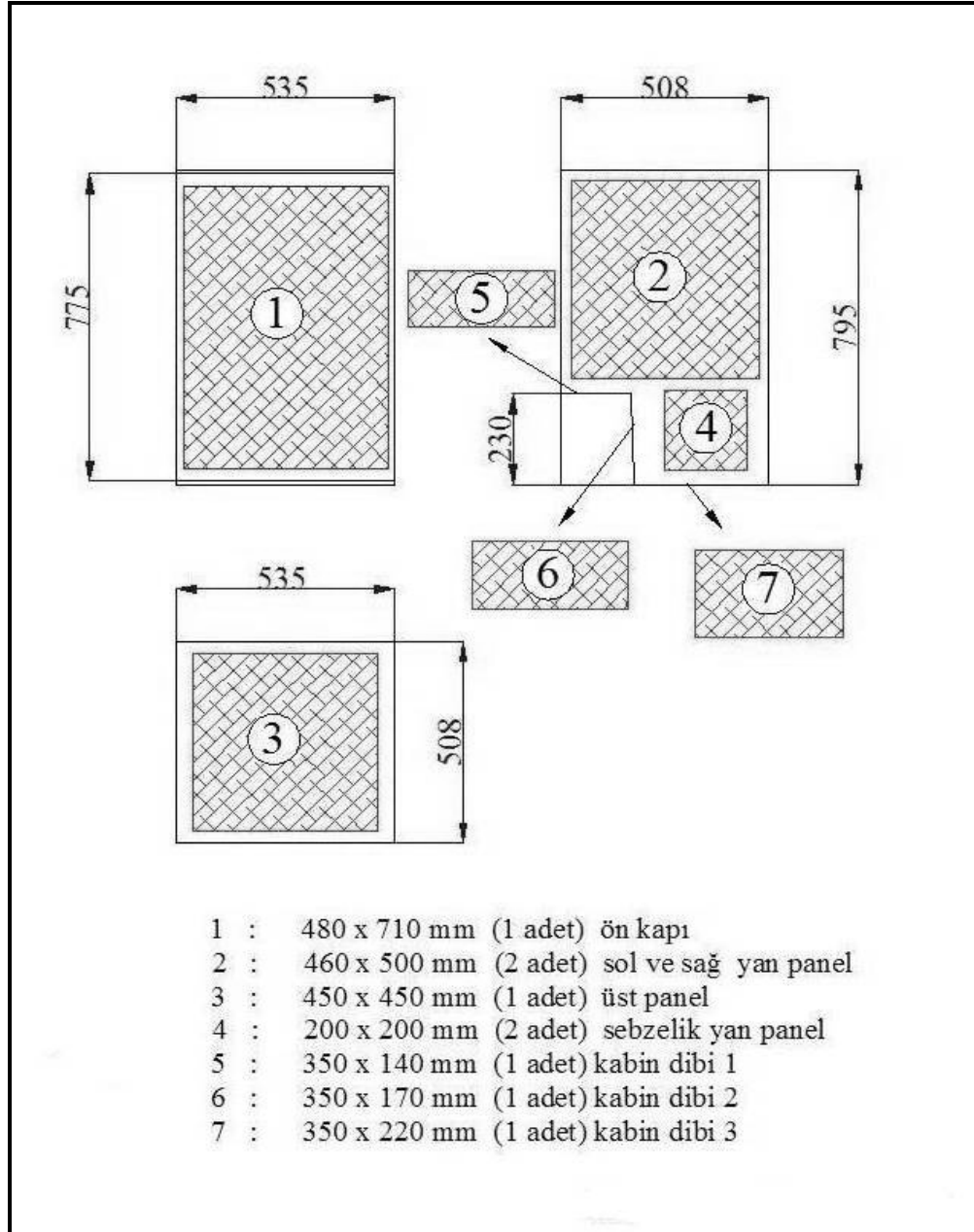
205x2005x30 mm ölçülerindeki numune için bulunan bu değer Denklem 4.15 de yerine koyulursa, 500x500x30 mm ölçülerindeki vakum izolasyon panel için efektif ısı iletim katsayısı,

$$\begin{aligned}\lambda_{eff} &= 0,004 + 0,0034 \times 0,03 \times [(0,5 \times 4)/(0,5 \times 0,5)] \\ \lambda_{eff} &= 0,00482 \text{ W/mK}\end{aligned}$$

olarak bulunur. 22 °C deki değerler kullanılarak yapılan bu hesaplamalara göre, üretici firmanın vermiş olduğu $\lambda \leq 0,005$ W/mK değerinin yaklaşık olarak doğru olduğu görülmektedir.

Son olarak Şekil 4.12’de, testlerde kullanılacak olan vakum izolasyon panellerin boyutları ve dondurucu içerisindeki yerleşimleri görülmektedir. Görüldüğü üzere, ısı

köprü etkisini azaltmak ve üretim sırasında, özellikle de montaj aşamasında, vakum izolasyon panellerin zarar görmesini engellemek amacıyla, vakum izolasyon panel numuneleri yerleştirildikleri bölgelerin yüzey alanlarından daha küçük olacak şekilde ürettirilmiştir.



Şekil 4.12 Dondurucuda kullanılan VIP'in boyutları ve yerleşim şekilleri

BÖLÜM BEŞ

SAYISAL ÇALIŞMA

Bölüm 4.3 de bahsedilen yöntem kapsamında, ev tipi bir dondurucuda vakum izolasyon panel kullanımının enerji tüketimine etkisinin incelenmesi amacıyla, ilk olarak bilgisayar ortamında sayısal çalışma yapılacaktır. Bu analizlerde, kararlı çalışma durumu sırasındaki bir an üzerinden hareketle, dondurucu duvarlarında gerçekleşen ısı transferi değerleri iki farklı durum için incelenecek ve iki durum arasında ısı kazanç değerlerinde ortaya çıkacak iyileşme oranları bulunacaktır.

5.1 Modelleme

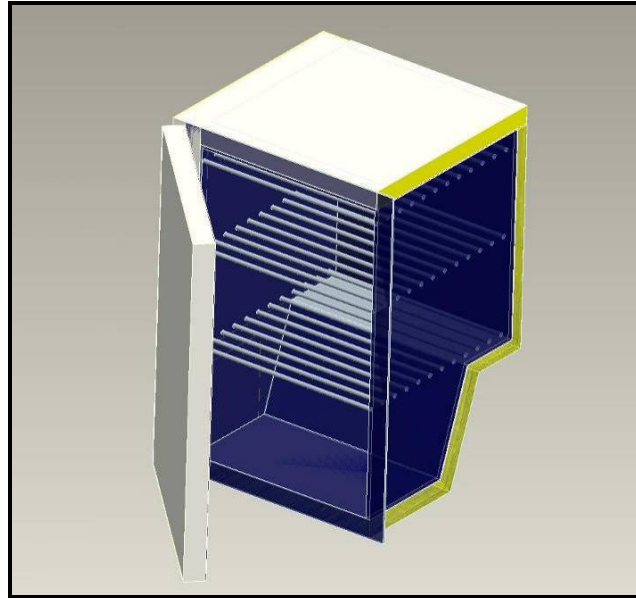
Tez kapsamında yapılacak deneysel çalışmada yalnızca dondurucunun tamamında vakum izolasyon panel kullanımının enerji tüketimine etkisi değil, bölgesel (örneğin, dondurucu kapısında ya da yan duvarlarda) vakum izolasyon panel kullanımının da enerji tüketimine etkisi incelenecektir. Bu yöntemle, vakum izolasyon panel kullanımının enerji tüketimine etkisinin incelenmesinin yanı sıra, uygulamaya yönelik olarak optimum bir çözüm bulunması da amaçlanmaktadır. Bu nedenle, deneysel ve sayısal çalışmalar arasında belirli bir karşılaştırılmanın yapılabilmesi amacıyla bilgisayar ortamında yapılan sayısal çalışmalarda, dondurucunun bölge bölge incelenmesi daha uygun olacaktır.

Bu kapsamda “Pro/Engineer Wildfire 3” katı modelleme programı yardımıyla dondurucunun üç boyutlu modellenmiştir. Bu modelde tüm ölçüler birebir dondurucu üzerinden alınmış olup analiz sürecini gereksiz detaylardan kurtarmak amacıyla bazı sadeleştirmelere gidilmiştir. Örneğin, dondurucu iç hacminin yan duvarları gerçek malzeme kalınlıkları ve gerçek yüzey alanlarına göre modellenmiş ancak, raf tutucu çıkıntılar gibi detaylar modellemeye dahil edilmemiştir.

Biri yalıtım malzemesi olarak poliüretanın tek başına kullanıldığı dondurucu, diğeri yalıtım malzemesi olarak (Şekil 4.1e uygun olarak yerleştirilmiş) vakum

izolasyon panellerin poliüretan ile birlikte kullanıldığı dondurucu olmak üzere iki farklı katı model oluşturulmuştur. İki model arasında yapısal olarak tek fark, vakum izolasyon panellerin kullanıldığı katı modelde, poliüretan bölgelerinde gerekli boşaltmaların yapılmış olması ve bu hacimlere o bölgede kullanılacak ilgili vakum izolasyon panellerin yerleştirilmiş olmasıdır. Şekil 5.1 de dondurucuya ait katı modelin montaj resmi görülmektedir.

Dondurucu duvarlarında gerçekleşen ısı kazançlarının hesaplanması ve iki katı model arasındaki ısı farkının bilgisayar ortamında analizi için “ANSYS 11 Workbench” paket programı kullanılmıştır.



Şekil 5.1 Dondurucunun üç boyutlu modeli (kesit görünüşü)

Analiz için dondurucu montajı 5 bölgeye ayrılmış ve her bir bölgedeki ısı kayıpları iki model arasında karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu beş bölge,

1. Sağ yan duvar
2. Sol yan duvar
3. Arka duvar
4. Üst duvar
5. Kapı

olarak ifade edilebilir. Her bir bölgede vakum izolasyon panelin kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlar için sıcaklık dağılımları, yöne bağlı ısı akıları, toplam ısı akıları ve bu bölgelerde gerçekleşen toplam ısı transferi değerleri bilgisayar ortamında analiz edilmiştir.

5.2 Kabuller, Sınır Şartları ve Malzeme Özellikleri

ANSYS ortamında ısıl analiz için gerekli olan sınır şartları ve özelliklerin bir kısmı deneysel ölçümlere, bir kısmı standartlarda belirtilen değerlere bir kısmı ise bazı teorik hesaplara göre belirlenmiştir.

Dondurucu dış yüzey sıcaklıklarının belirlenmesinde, Bölüm 5.1 de bahsedilen beş bölgedeki paslanmaz çelik sacların yüzeyine yerleştirilip yalıtılan ısıl çiftlerden elde edilen değerler kullanılmıştır. Bu değerlerin ölçümü EU Directive 94//2/EC standartlarında belirtilen değerlere uygun olarak, 25 °C ortam sıcaklığında yapılmıştır. Ayrıca test odası ile ilgili koşulların, TS 7596 EN ISO 5155 standartlarında belirtilen koşullar olduğu kabul edilmiştir. (hava akış hızı, hava akış yönü, taşınım ve ışınlam engelleyiciler, vs...). Dondurucunun iç ortam sıcaklığı Bölüm 3 de ayrıntılı olarak ele alınan enerji ölçüm testleri ile ilgili koşullara uygun olarak, standartlarda da belirtildiği gibi -18 °C alınmıştır.

Test odası içerisinde hava akış hızının sıfıra yakın oluşu ve test odası hava sıcaklığı ile dondurucu yüzeyinden ölçülen sıcaklıklar arasındaki farkın çok düşük olması sebebiyle, taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferinin, iletim yoluyla gerçekleşen ısı transferi yanında ihmal edilebilir düzeyde olduğu hesaplanmıştır. Bu nedenle, bilgisayar ortamındaki sayısal çözümlerinde taşınım etkisi ihmal edilmiştir. Test odası ile ilgili olarak TS 7596 EN ISO 5155 standardında belirtilen yerleşim planları ve iç koşullar dikkate alınarak radyasyon etkisi de ihmal edilmiştir.

Vakum izolasyon panellerin ısı iletim katsayıları, Bölüm 4.3 de bahsedilen deney sonuçlarına ve termal köprü etkisi ile ilgili hesaplamalara uygun olarak küçük paneller için 0,006 W/mK, büyük paneller için 0,005 W/mK alınmıştır. Vakum

izolasyon paneller kompozit olarak değil, katı olarak modellenmiştir. Tüm VIP lerde ısı geçiş yönüne bağlı malzeme kalınlığı 20mm dir.

Kullanılan PU'nın ısı iletim katsayısı 0,0214 W/mK olarak alınmıştır. Bu değer, dondurucu ve soğutuculardan düzenli olarak alınan numunelerin, ısı iletim katsayısı ölçümlerinden deneysel olarak elde edilen değerdir. PU kalınlıkları bölgelere göre değişkendir.

Dondurucu dış kabuğunda kullanılan paslanmaz sacın kalınlığı 0,7 mm olup ısı iletim katsayısı 14,9 W/mK dir (Incropera, 2003). İç gövde de kullanılan plastik malzeme olan HIPS için ortalama kalınlık 2 mm olup ısı iletim katsayısı 0,18 W/mK olarak alınmıştır. Dondurucu arka duvarında kullanılan kartonun kalınlığı 0,5 mm olup ve ısı iletim katsayısı 0,16 W/mK olarak alınmıştır. (Incropera, 2003). Tablo 5.1 dondurucuda kullanılan yapı elemanları ve özellikleri bir arada verilmiştir.

Tablo 5.1 Dondurucuda kullanılan yapı elemanları ve özellikleri

| Malzeme | Kalınlık (mm) | Isı İletim Katsayısı (W/mK) |
|---------------------|---------------|-----------------------------|
| PU | 35-75 | 0,0214 |
| VİP | 20 | 0,005–0,006 |
| HIPS | 2 | 0,18 |
| Paslanmaz çelik sac | 0,7 | 14,9 |
| Karton | 0,5 | 0,16 |

5.3 Ağ Yapısı (Mesh)

“ANSYS 11 Workbench” paket programında yapılan bilgisayar analizleri için genel ağ boyutu (mesh size) 5 mm olarak ayarlanmıştır. Katı modeller montaj halinde olduğu için, montajda yer alan her bir parça arasındaki temas yüzeylerinde kontak ağ boyutu (contact mesh size) ayrıca tanımlanmış ve 1mm olarak alınmıştır. Modellerde et kalınlığı çok ince olan parçalar bulunduğu için ağ tipi olarak, programda “refinement mesh” olarak adlandırılan ağ yapısı tipi kullanılmıştır. Ağ yapısı ile ilgili olarak daha detaylı yapılar kullanmanın, sonuçlar üzerinde büyük bir etkisi olmadığı görülmüştür.

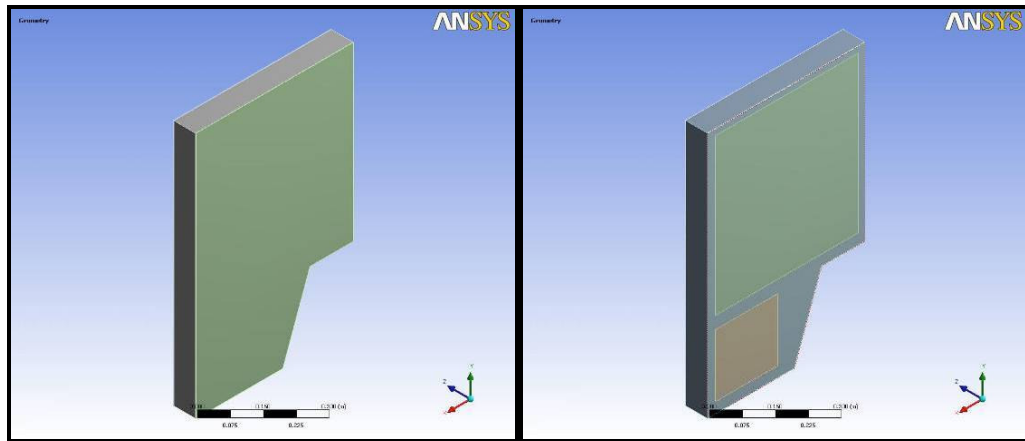
5.4 Analizler

“ANSYS 11 Workbench” paket programında yapılan analizlerde dondurucu beş bölgeye ayrılmıştır. Her bir bölgede standart ve VIP’li dondurucu için karşılaştırmalı ısı analizler yapılmıştır. Toplam olarak 8 farklı analiz yapılmış olup her bir analiz için toplam ısı transferi değeri ayrı ayrı elde edilmiştir.

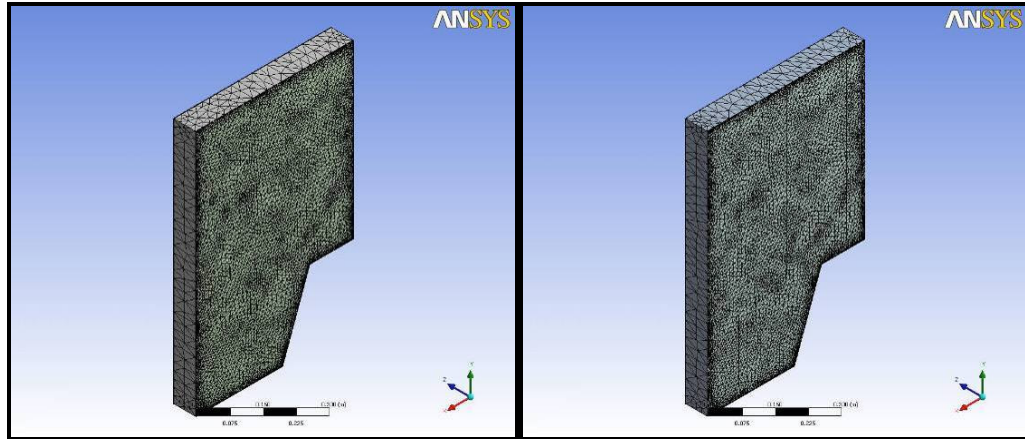
5.4.1 Yan Duvar Analizleri

Analizlerde kullanılan sağ ve sol yan duvarlar özdeş olduğundan, yan duvarlar için tek bir analiz yapılmıştır. Dış duvar sıcaklığı 25 °C, iç duvar sıcaklığı -18 °C olarak alınmıştır. Duvarda kullanılan PU’nun kalınlığı 75 mm dir.

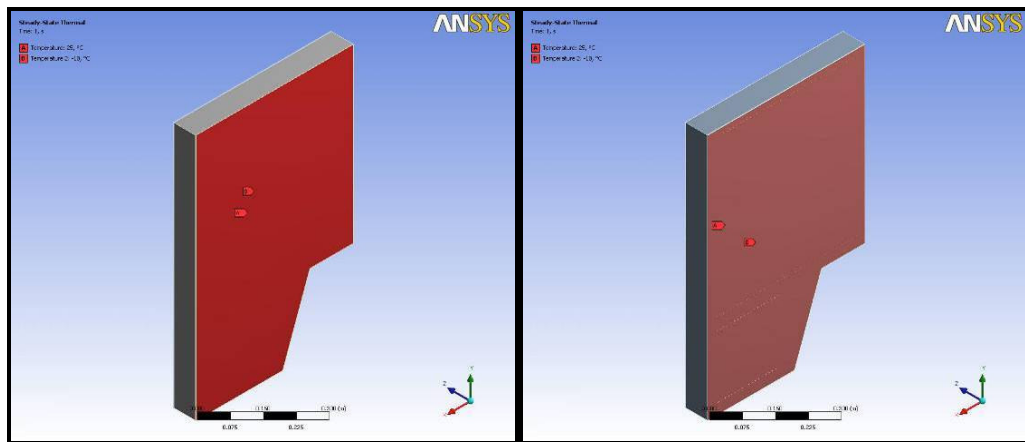
Şekil 5.2 ile Şekil 5.4 arasında, analizde kullanılan modeller, ağ yapıları ve sınır koşulları görülmektedir. Şekil 5.5 ile Şekil 5.7 arasında sıcaklık dağılımı, toplam ısı akısı ve yöne bağlı ısı akısı ile ilgili analiz sonuçları görülmektedir. Şekillerde, standart dondurucu (sol tarafta) ile VIP’li dondurucuya (sağ tarafta) ait özellikler ve analiz sonuçları yan yana ve karşılaştırmalı olarak verilmektedir.



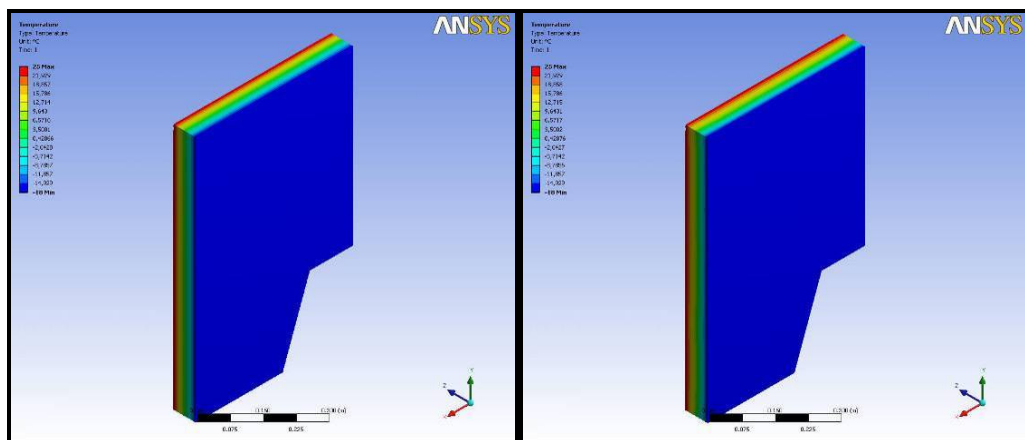
Şekil 5.2 Yan duvar geometrisi



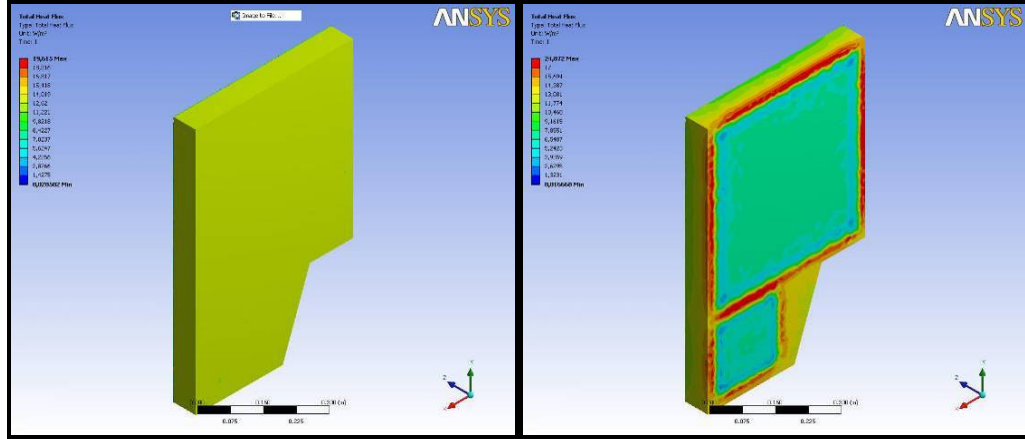
Şekil 5.3 Yan duvar ağ yapısı



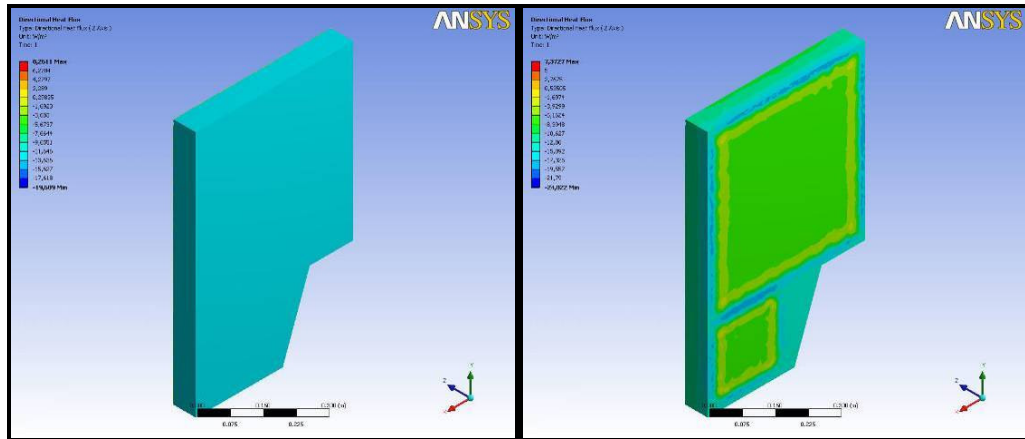
Şekil 5.4 Yan duvar sıcaklık sınır koşulları



Şekil 5.5 Yan duvar sıcaklık dağılımı



Şekil 5.6 Yan duvar toplam ısı akısı



Şekil 5.7 Yan duvarda Z yönünde gerçekleşen ısı akısı

Tablo 5.2 de bilgisayar analizleri sonucunda yan duvarlardaki her iki durum için elde edilen, duvarlarda gerçekleşen toplam ısı transferi değerleri görülmektedir.

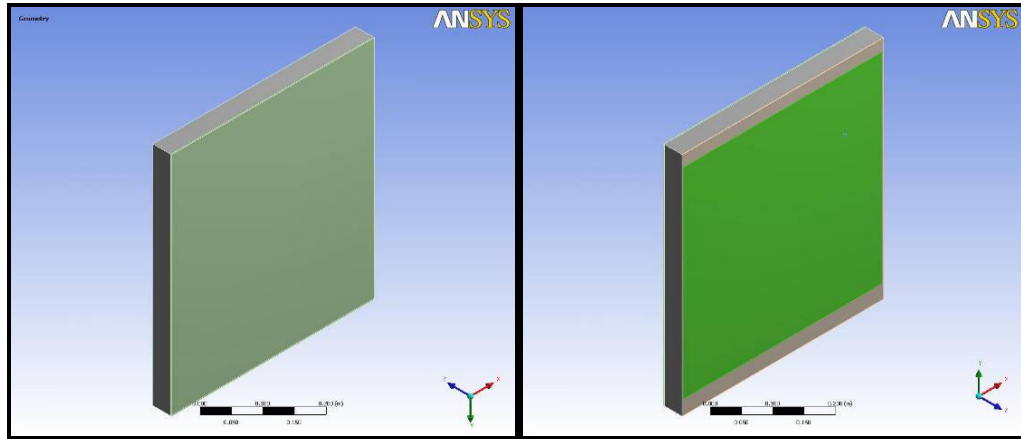
Tablo 5.2 Yan duvar analiz sonuçları

| Özellik | Yan Duvar Standart | Yan Duvar VIP'li |
|--------------------------|--------------------|------------------|
| Parça Sayısı | 3 | 5 |
| Düğüm Sayısı | 136416 | 143254 |
| Toplam Isı Transferi (W) | 4,61 | 3,07 |

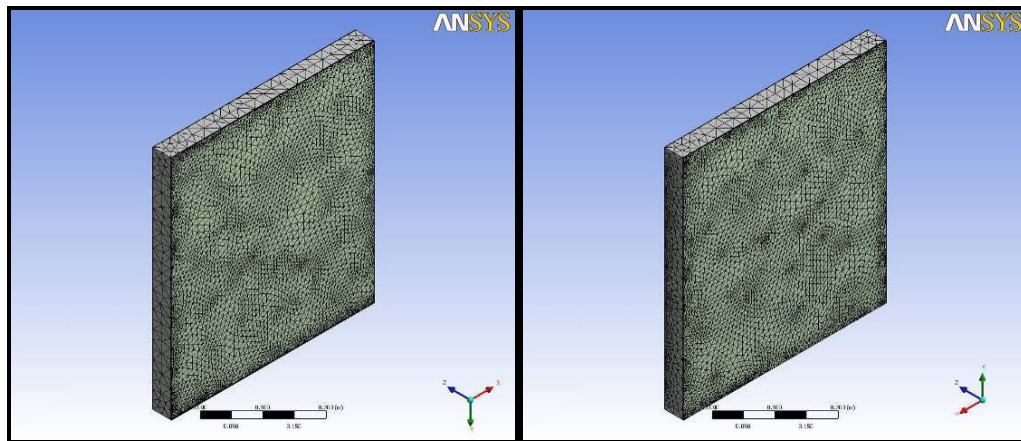
5.4.2 Üst Duvar Analizleri

Dondurucu üst duvarı için dış duvar sıcaklığı 25 °C, iç duvar sıcaklığı -18 °C olarak alınmıştır. Duvarda kullanılan PU'nun kalınlığı 50 mm dir.

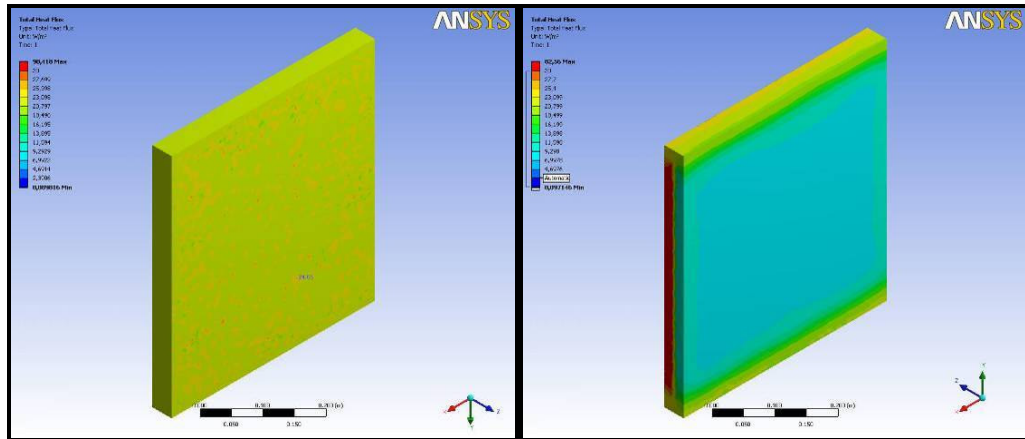
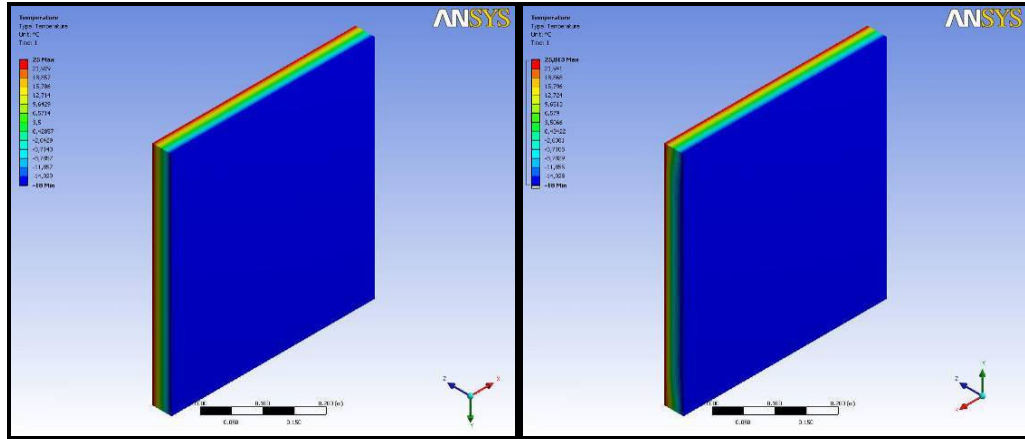
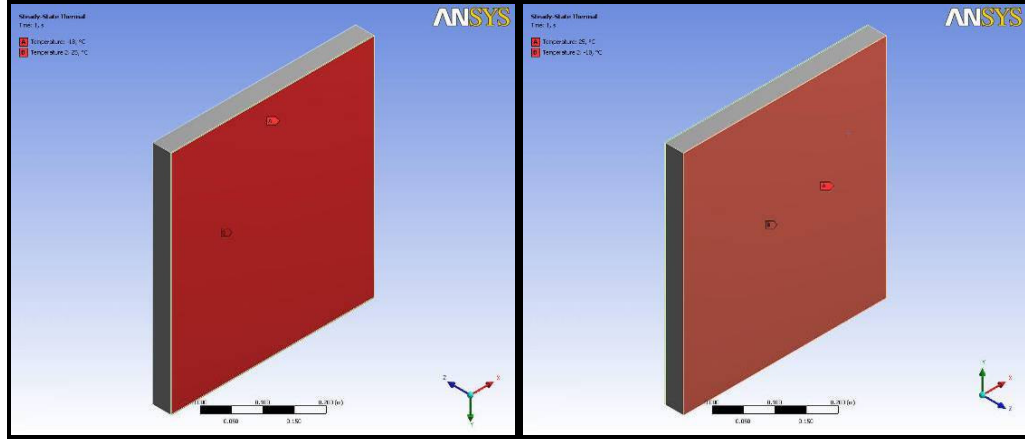
Şekil 5.8 ile Şekil 5.10 arasında, analizde kullanılan modeller, ağ yapıları ve sınır koşulları görülmektedir. Şekil 5.11 ile Şekil 5.13 arasında sıcaklık dağılımı, toplam ısı akısı ve yöne bağlı ısı akısı ile ilgili analiz sonuçları görülmektedir. Şekillerde, standart dondurucu (sol tarafta) ile VIP'li dondurucuya (sağ tarafta) ait özellikler ve analiz sonuçları yan yana ve karşılaştırmalı olarak verilmektedir

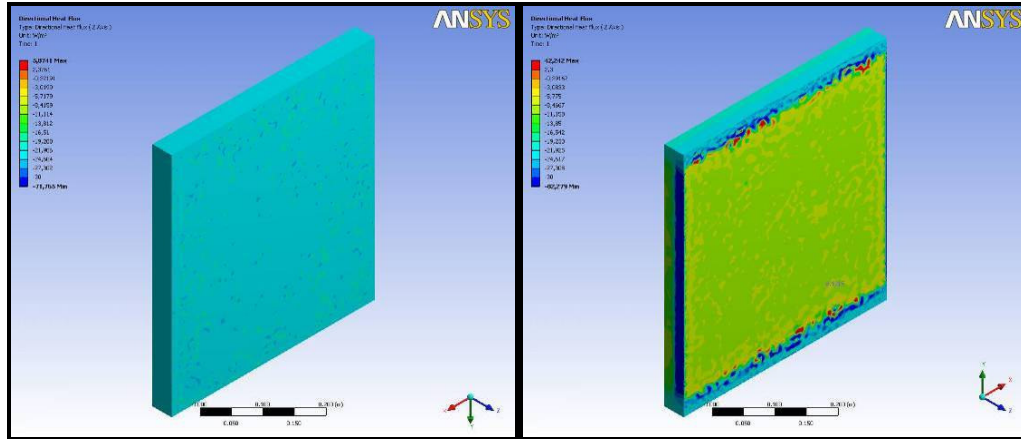


Şekil 5.8 Üst duvar geometrisi



Şekil 5.9 Üst duvar ağ yapısı





Şekil 5.13 Üst duvar da Z yönünde gerçekleşen ısı akışı

Tablo 5.3 de bilgisayar analizleri sonucunda üst duvardaki her iki durum için elde edilen, duvarlarda gerçekleşen toplam ısı transferi değerleri görülmektedir

Tablo 5.3 Üst duvar analiz sonuçları

| Özellik | Üst Duvar Standart | Üst Duvar VIP'li |
|--------------------------|--------------------|------------------|
| Parça Sayısı | 3 | 4 |
| Düğüm Sayısı | 135968 | 147017 |
| Toplam Isı Transferi (W) | 5,19 | 2,43 |

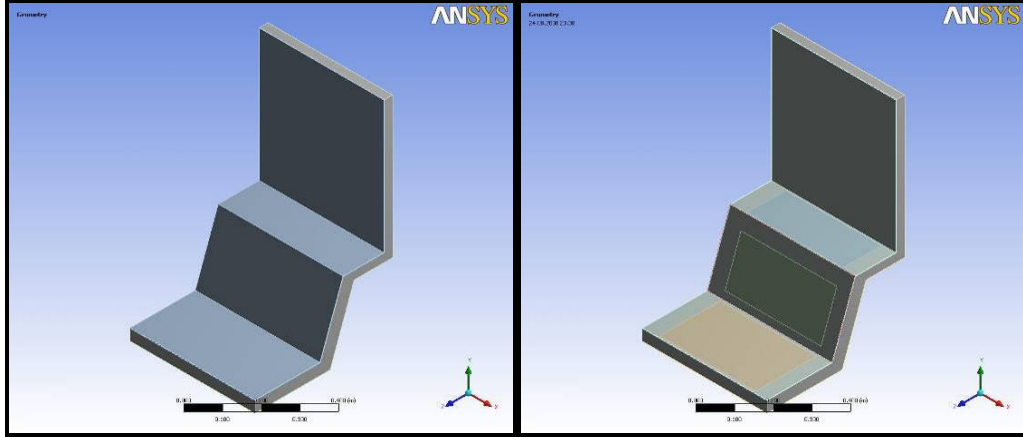
5.4.3 Arka Duvar Analizleri

Dondurucu arka duvarı için yapılan analizlerde, dış duvar sıcaklıkları kondanser ve kompresörün yarattığı sıcaklık etkisi nedeniyle 25 °C olarak alınmamış olup ölçüm sonuçlarından elde edilen deneysel veriler kullanılmıştır.

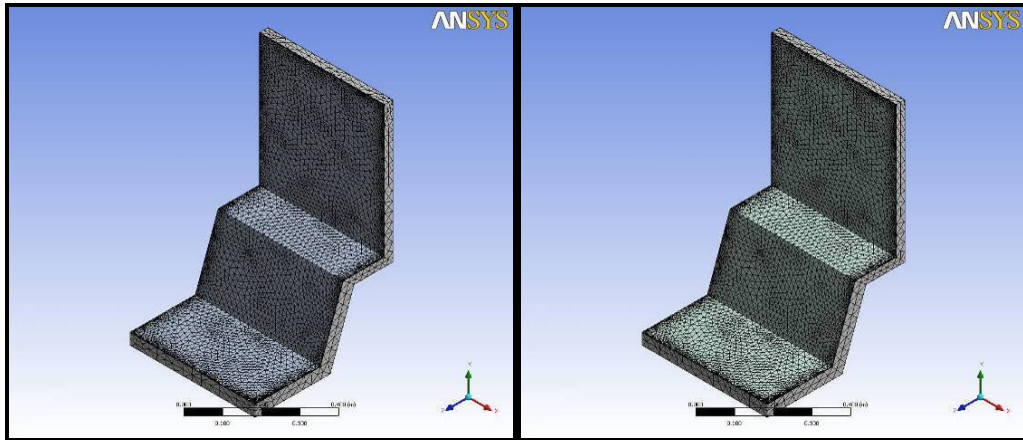
Analizde sıcaklık değerleri, kondanserin önünde yer alan duvar için 30 °C, kompresörün üst ve ön kısmında yer alan duvarlar için 32 °C ve dondurucunun alt duvarı için 28 °C olarak alınmıştır. İç duvar sıcaklığı ise yine -18 °C olarak alınmıştır. Duvarda kullanılan PU'nın kalınlığı bu dört bölge içerisinde 35 ile 50 mm arasında değişmektedir.

Şekil 5.14 ile Şekil 5.16 arasında, analizde kullanılan modeller, ağ yapıları ve sınır koşulları görülmektedir. Şekil 5.17 ile Şekil 5.20 arasında sıcaklık dağılımı, toplam

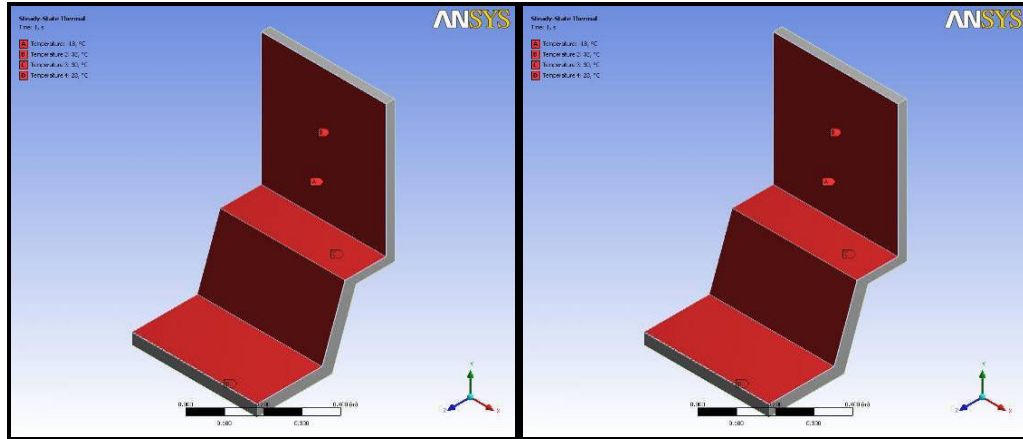
ısı akısı ve yöne bağlı ısı akısı ile ilgili analiz sonuçları görülmektedir. Şekillerde, standart dondurucu (sol tarafta) ile VIP'li dondurucuya (sağ tarafta) ait özellikler ve analiz sonuçları yan yana ve karşılaştırmalı olarak verilmektedir



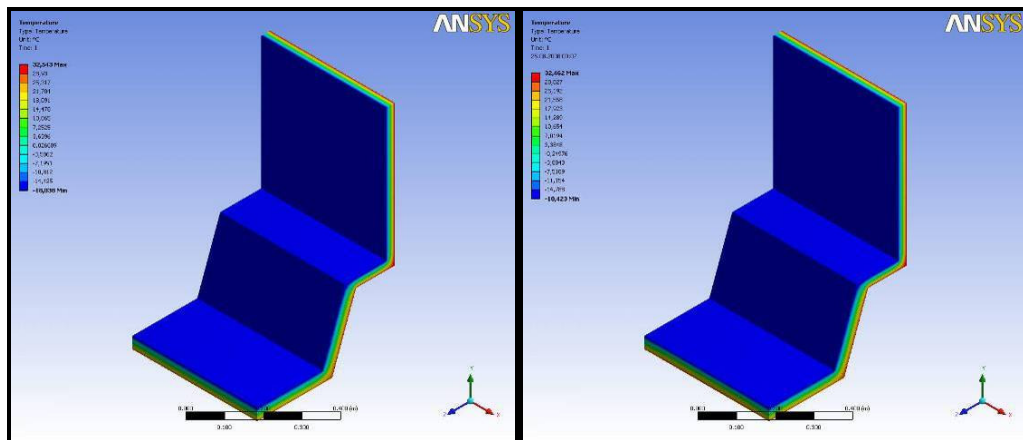
Şekil 5.14 Arka duvar geometrisi



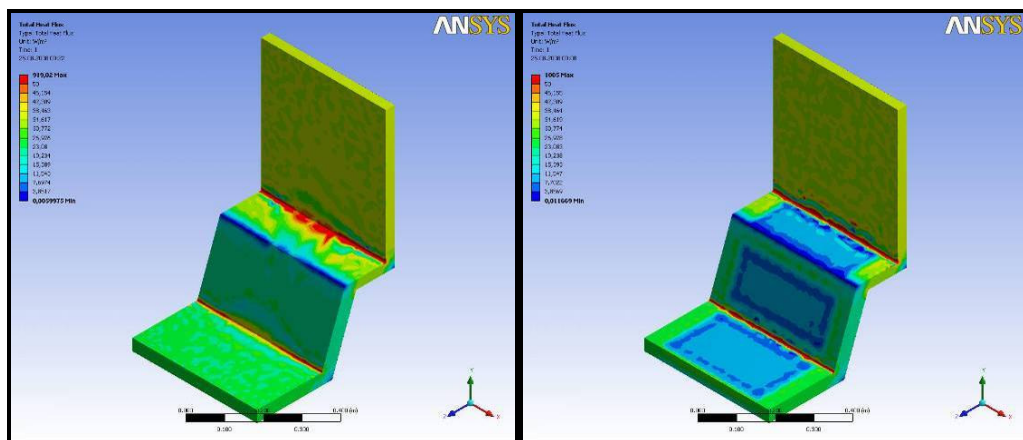
Şekil 5.15 Arka duvar ağ yapısı



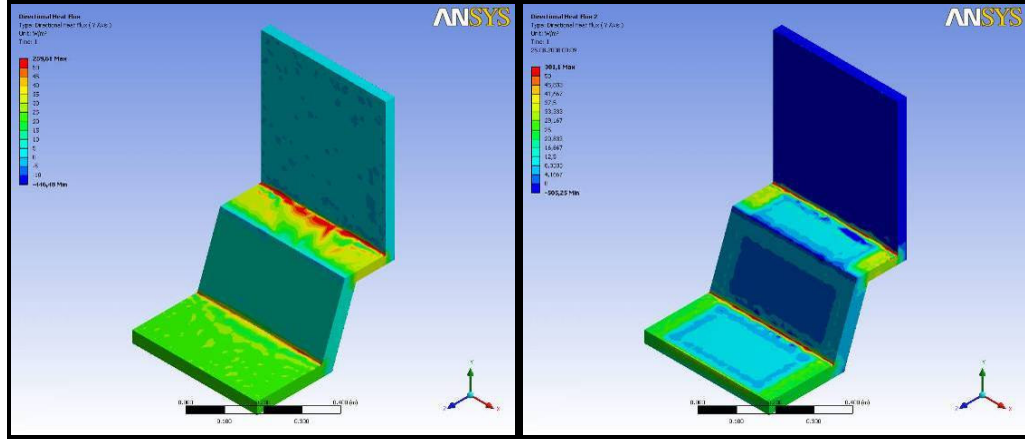
Şekil 5.16 Arka duvar sıcaklık sınır koşulları



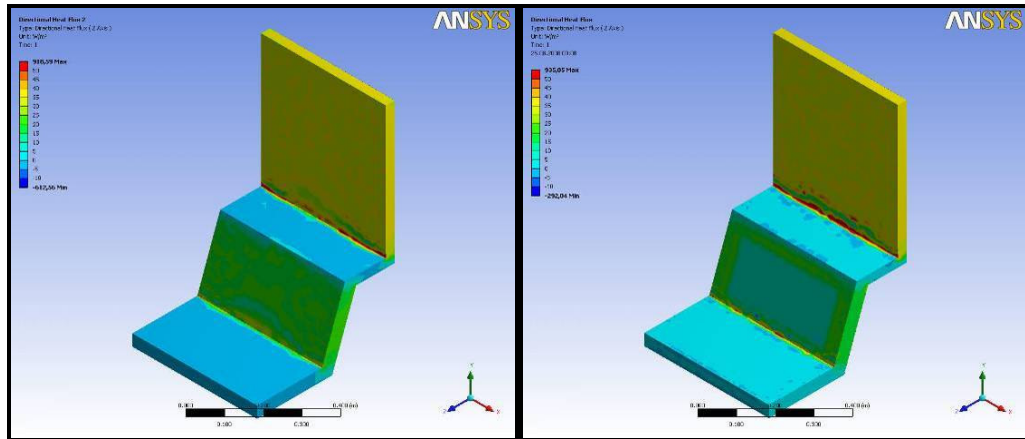
Şekil 5.17 Arka duvar sıcaklık dağılımı



Şekil 5.18 Arka duvar toplam ısı akısı



Şekil 5.19 Arka duvarda Y yönünde gerçekleşen ısı akısı



Şekil 5.20 Arka duvarda Z yönünde gerçekleşen ısı akısı

Tablo 5.4 de bilgisayar analizleri sonucunda arka duvardaki her iki durum için elde edilen, duvarlarda gerçekleşen toplam ısı transferi değerleri görülmektedir

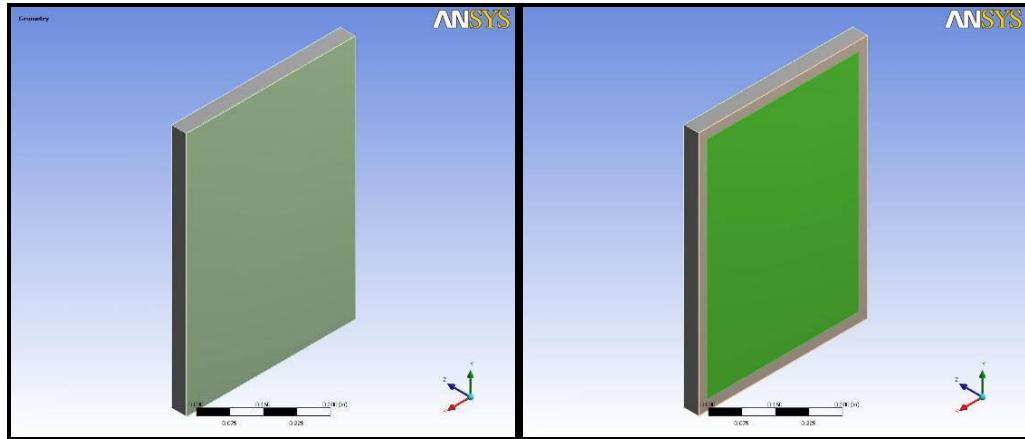
Tablo 5.4 Arka duvar analiz sonuçları

| Özellik | Arka Duvar Standart | Arka Duvar VIP'li |
|--------------------------|---------------------|-------------------|
| Parça Sayısı | 3 | 6 |
| Düğüm Sayısı | 141438 | 143254 |
| Toplam Isı Transferi (W) | 14,96 | 12,17 |

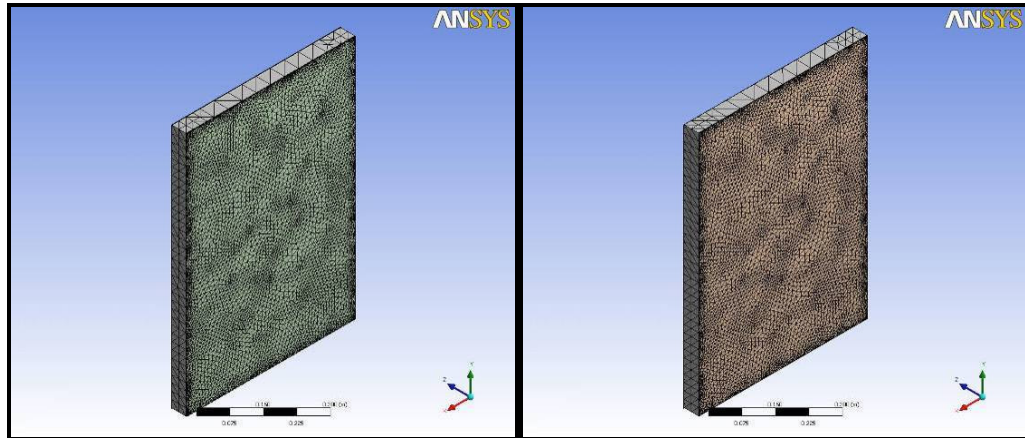
5.4.4 Kapı Analizleri

Dondurucu kapısı için dış duvar sıcaklığı 25 °C, iç duvar sıcaklığı -18 °C olarak alınmıştır. Duvarda kullanılan PU'nun kalınlığı 40 mm dir.

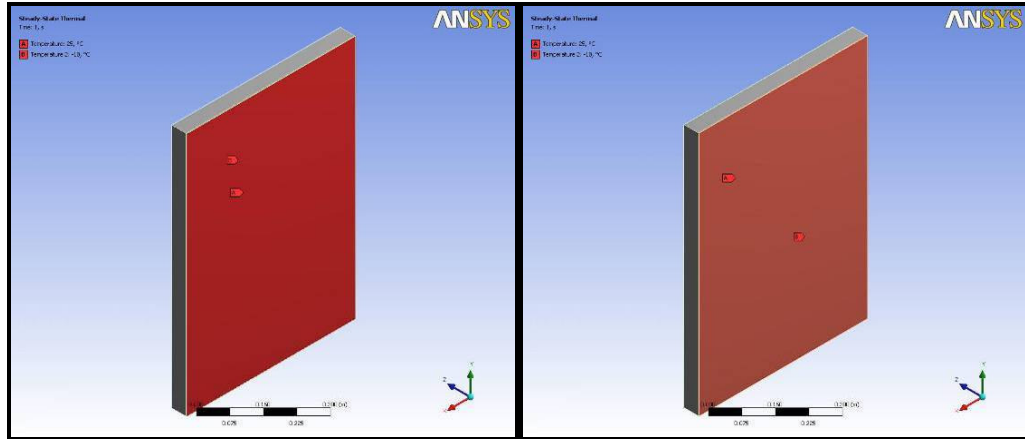
Şekil 5.21 ile Şekil 5.23 arasında, analizde kullanılan modeller, ağ yapıları ve sınır koşulları görülmektedir. Şekil 5.24 ile Şekil 5.26 arasında sıcaklık dağılımı, toplam ısı akısı ve yöne bağlı ısı akısı ile ilgili analiz sonuçları görülmektedir. Şekillerde, standart dondurucu (sol tarafta) ile VIP'li dondurucuya (sağ tarafta) ait özellikler ve analiz sonuçları yan yana ve karşılaştırmalı olarak verilmektedir



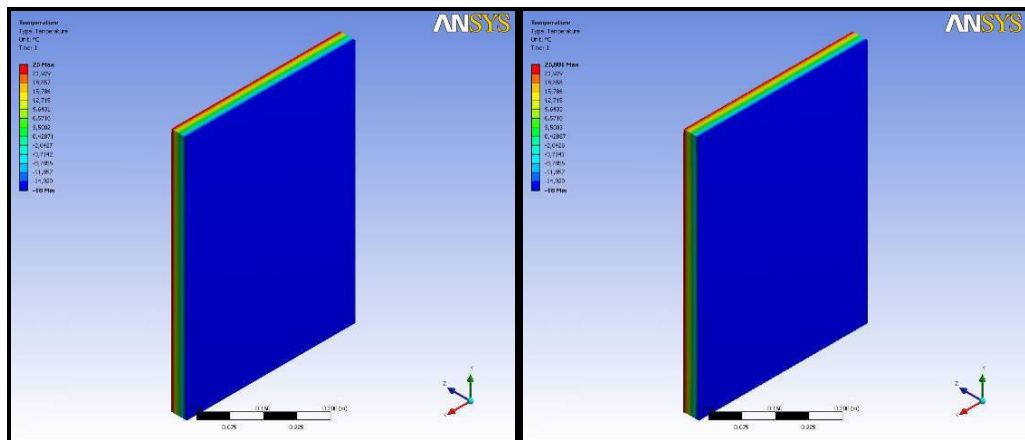
Şekil 5.21 Kapı geometrisi



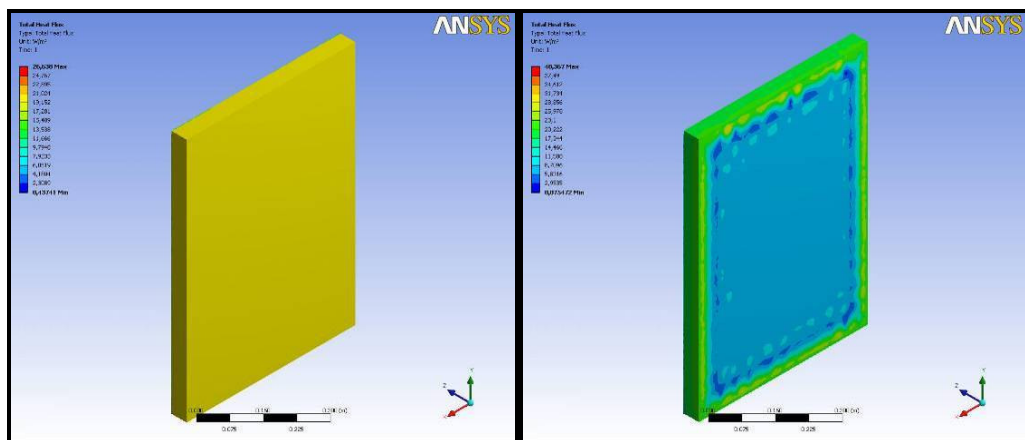
Şekil 5.22 Kapı ağ yapısı



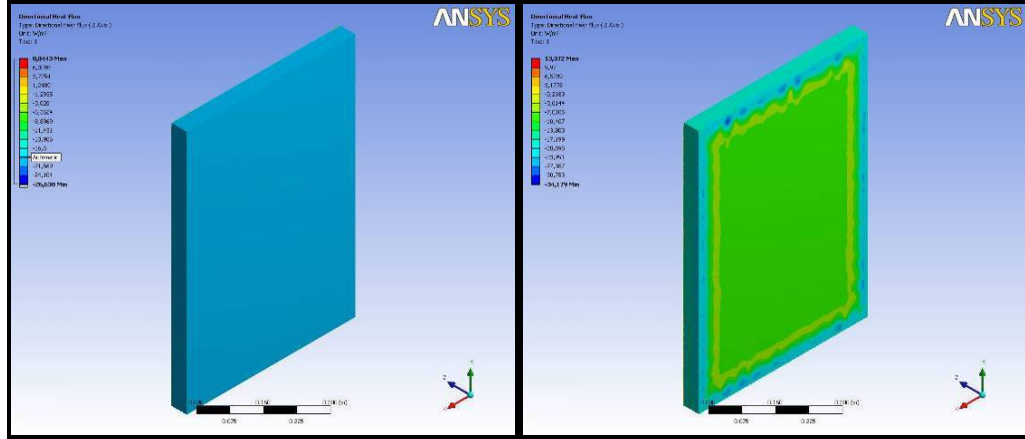
Şekil 5.23 Kapı sıcaklık sınır şartları



Şekil 5.24 Kapı sıcaklık dağılımı



Şekil 5.25 Kapı toplam ısı akısı



Şekil 5.26 Kapıda Z yönünde gerçekleşen ısı akısı

Tablo 5.5 de bilgisayar analizleri sonucunda dondurucu kapısında her iki durum için elde edilen, duvarlarda gerçekleşen toplam ısı transferi değerleri görülmektedir

Tablo 5.5 Kapının analiz sonuçları

| Özellik | Kapı Standart | Kapı VIP'li |
|--------------------------|---------------|-------------|
| Parça Sayısı | 3 | 4 |
| Düğüm Sayısı | 106866 | 110526 |
| Toplam Isı Transferi (W) | 8,24 | 4,37 |

BÖLÜM ALTI

DENEYSEL ÇALIŞMA

Deneysel çalışmalar kapsamında, Bölüm 4.4.3 de açıklanan yöntemeye uygun olarak bir adet standart dondurucu ve bir adet VIP'li dondurucunun üretim çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar kapsamında, VIP'li dondurucunun standartlara uygun olarak üretilebilmesi için ön prototip üretimi denemeleri yapılmıştır. Ön prototip üretim çalışmalarının tamamlanmasının ardından tez kapsamında kullanılacak dondurucular üretilmiştir. Üretim işlemlerinin ardından dondurucular, Bölüm 3.6 da açıklanan koşullar altında enerji testlerine alınmış ve her test için dondurucuların enerji tüketim seviyeleri ölçülmüştür.

6.1 Prototip Üretim Aşaması

Vakum izolasyon panellerle üretilecek dondurucunun prototip üretim işlemlerine, içerisinde VIP'lerin yer alacağı gövdeye ve kapıya basılacak olan PU miktarlarının hesaplanması ile başlanmıştır.

Dondurucu ve soğutucu kapıların üretiminde üretici tarafından istenilen en düşük değerler olan 31 kg/m^3 ortalama yoğunluk ve 140 kPa ortalama basma dayanımı değerleri dikkate alınarak 32 kg/m^3 yoğunluk için gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda VIP ile birlikte kullanılması gereken PU miktarları yaklaşık olarak belirlenmiştir. Buna göre kullanılan vakum izolasyon panellerin hacimleri;

Kapı için Tablo 6.1 de görüldüğü üzere $0,006818 \text{ m}^3$,

Tablo 6.1 Dondurucu kapısında kullanılan VIP'in boyutları ve hacmi

| VIP No | Adet | En (mm) | Boy (mm) | Kalınlık (mm) | Hacim /adet (m^3) | Toplam Hacim(m^3) |
|--------|------|---------|----------|---------------|------------------------------|------------------------------|
| 1 | 1 | 480 | 710 | 20 | 0,006816 | 0,006816 |

Gövde için Tablo 6.2 de görüldüğü üzere $0,01856 \text{ m}^3$,

Tablo 6.2 Dondurucu gövdesinde kullanılan VIP'lerin boyutları ve hacimleri

| VIP No | Adet | En (mm) | Boy (mm) | Kalınlık (mm) | Hacim /adet (m3) | Toplam Hacim(m3) |
|--------|------|---------|----------|---------------|------------------|------------------|
| 2 | 2 | 460 | 500 | 20 | 0,0046 | 0,0092 |
| 3 | 1 | 450 | 450 | 20 | 0,00405 | 0,00405 |
| 4 | 2 | 200 | 200 | 20 | 0,0008 | 0,0016 |
| 5 | 1 | 350 | 140 | 20 | 0,00098 | 0,00098 |
| 6 | 1 | 350 | 170 | 20 | 0,00119 | 0,00119 |
| 7 | 1 | 350 | 220 | 20 | 0,00154 | 0,00154 |
| | | | | | | 0,01856 |

olarak hesaplanmıştır. 32 kg/m^3 yoğunluk için bu hacimler kullanılırsa prototip üretim sırasında kapı içinde VIP'ler ile yer değiştirecek eşdeğer PU kütlesi,

$$32 \times 0,0068186 = 0,218 \text{ kg}$$

ve yine gövde içinde VIP'ler ile yer değiştirecek eşdeğer PU kütlesi,

$$32 \times 0,01856 = 0,594 \text{ kg}$$

olarak hesaplanır. Buna göre standart üretim sırasında gövdeye basılan PU kütlesi m_g , kapıya basılan PU kütlesine de m_k olmak şartıyla deneme üretimlerine,

$$A = m_g - 0,594 \text{ kg (gövdeye basılacak PU miktarı)}$$

$$B = m_k - 0,218 \text{ kg (kapıya basılacak PU miktarı)}$$

kütlelerinde PU kullanılarak başlanmıştır (m_g ve m_k kütleleri ticari bilgi değeri taşıdığı için rakamsal olarak belirtilmemiştir).

VIP üreticisi firma, denemede kullanılmak amacıyla istenen numunelerden yalnızca bir set gönderdiği için prototip üretimi aşamasındaki ön çalışmalar, VIP numuneleri ile aynı ölçülerdeki strafor panellerle yapılmıştır. Strafor panellerle, yukarıda bahsedilen hacim ve kütle hesaplamalarına uygun olarak denemeler yapılmıştır. VIP ile birlikte kullanılacak olan PU için en uygun yoğunluk ve basma değerlerinin elde edilmesi amacıyla ön prototip çalışması yapılmıştır. Bu sayede

basılacak PU miktarı kesin bir şekilde belirlenmiştir. Bu çalışmalar Bölüm 6.1.1 ve Bölüm 6.1.2 de ayrıntılı olarak ele alınmaktadır.

6.1.1 Kapı Denemeleri

6.1.1.1 Deneme 1

Hazırlanan strafor numunelerinin bir tarafına tamamen çift taraflı bant yapıştırılmış ve bu yüzey doğrudan dondurucu kapısının metal yüzeyine yapıştırılmıştır. İlk denemede kapıya B kg PU basılmıştır. Deneme sonucunda:

- Bant ile VIP numunesinin yapıştırıldığı kapının dış yüzeyinde herhangi bir iz oluşmamış ve kapının dış görünümünde göze çarpan ve rahatsız edici bir durum meydana gelmemiştir. Ayrıca kapı plastiğinde yer alan detaylara PU dolması ile ilgili olarak büyük bir problem göze çarpmamıştır.

- Fakat kapının tam orta kesitinde sac ile VIP arasında boşluk olduğu gözlenmiştir. Bu bölge, kapının PU yalıtımı sökülerek incelenmiş ve kapı sacı ile VIP numunesinin arasında boşluk olduğu görülmüştür. Oluşan bu boşluğa da PU nın yürümediği gözlenmiştir.

- Ölçüm laboratuvarına gönderilen PU örneklerin testlerinde ortalama yoğunluk 36 kg/m^3 ve ortalama basma dayanımı 199 kpa olarak ölçülmüştür. Bu değerler standart üretim değerlerine göre çok yüksek çıktığı için hesaplamalar tekrar gözden geçirilip strafor ile yeniden deneme yapılmasına karar verilmiştir.

6.1.1.2 Deneme 2

Hazırlanan strafor numunenin altına $3 \times 3 \times 1,5$ cm lik strafor destekler konulmuş ve bu desteklerin her iki yüzeyine de çift taraflı bant yapıştırılmıştır. Bu desteklerin bir tarafı kapı sacına, diğer tarafı da VIP numunesinin yüzeyine yapıştırılmıştır. Bu denemede B-50 gr PU basılmıştır. Deneme sonucunda;

- Daha önceki denemede gözlemlenen kapı sacı ile VIP arasında boşluk oluşumu probleminin giderildiği gözlenmiştir. Bu bölge, kapının PU sökülerek incelenmiş ve kapı sacı ile VIP numunesinin arasına PU nın düzgün bir şekilde dolduğu görülmüştür.

- Ölçüm laboratuvarına gönderilen PU örneklerin testlerinde ortalama yoğunluk 32,8 kg/m³ ve ortalama basma dayanımı 151,2 kPa olarak ölçülmüştür. Deneme sonrası yapılan testlere ait sonuçlar Tablo 6.3 de görüldüğü gibidir.

Tablo 6.3 Deneme 2 de üretilen derin dondurucu kapısının PU köpüğü test sonuçları

| Test Sonuçları | | | |
|--------------------------|----------------------|-------------------------------|-------------------------------|
| Bölge | Basma dayanımı (kPa) | Bölgesel basma dayanımı (kpa) | Yoğunluk (kg/m ³) |
| 1 | ÜST 149,5 | 148,5 | 32,5 |
| 2 | ORTA 161,4 | 161,4 | 34 |
| 3 | ALT 142,7 | 142,7 | 31,9 |
| Ortalama değerler | | 151,2 | 32,8 |

6.1.1.3 Deneme 3- Prototip Üretimi

Bu denemede gerçek VIP numunesi “Deneme 2” de anlatılan yöntemle kapıya uygulanmıştır. Fakat bu denemede B-70 gr PU kullanılmıştır. Sonuçta

- Kapı sacı ile VIP arasında, kapının tam orta noktasındaki küçük bir alanda boşluk oluştuğu fakat bunun dışında PU dolması ile ilgili problem olmadığı gözlemlenmiştir. Bu boşluğun oluşma sebebinin ise büyük olasılıkla, PU makinesinde tam kalıbın kapandığı anda kapının sol alt köşesine denk gelen bantın, kapı sacından ayrılmış olması olarak değerlendirilmiştir.

- Kapı sacının iç kısmına yapıştırılan strafor ayakların kapı sacının dış yüzeyinde iz yapmadığı ve görsel bir problem olmadığı görülmüştür.
- Enerji ve performans testlerin yapılması için kapı bu haliyle VIP kullanılarak üretilen gövdeye takılmıştır.

6.1.2 Gövde Denemeleri

6.1.2.1 Deneme 1

Hazırlanan strafor numuneler gövdeye şu şekilde yerleştirilmiştir:

- 2 nolu straforlardan birincisinin bir yüzeyine çift taraflı bant yapıştırılarak bu parça gövde plastiğine yapıştırılmıştır. 2 nolu diğer strafor ise sıcak gaz hortumunun giriş ve çıkış boruları ile plastik gövde arasına çift taraflı bant ile yerleştirilmiştir.
- 3 numaralı strafor çift taraflı bant ile doğrudan gövde sacına yerleştirilmişlerdir.
- 4, 5, 6 ve 7 numaralı straforlar çift taraflı bant ile doğrudan plastik yüzeylere yapıştırılmıştır.
- Gövdeye C gr PU basılmıştır.

Sonuçta;

- Straforların doğrudan saca yapıştırıldığı yüzeylerde büyük dalgalanmaların olduğu gözlenmiştir.
- Sacı doğrudan temas etmeyip plastik ve sac arasındaki bölgede kalan 2 nolu straforun olduğu yerde, sac yüzeyinde belirgin bir dalgalanma göze çarpmamıştır.

- Kompresör çevresinde yer alan ve iç plastiğe doğrudan yapıştırılan 5,6 ve 7 numaralı parçaların bulunduğu bölgelerde plastik yüzeyle straforlar arasında hissedilir boşluklar kalmıştır.

- Üst kısma yerleştirilen 3 nolu straforun sac üzerinde herhangi bir dalgalanma veya boşluk problemi yaratmadığı görülmüştür.

- Ölçüm laboratuvarına gönderilen PU örneklerin testlerinde ortalama yoğunluk $31,82\text{kg/m}^3$ ve ortalama basma dayanımı $168,99\text{ kPa}$ olarak ölçülmüştür.

Tablo 6.4 Deneme 1 de üretilen dondurucu gövdesinden alınan PU numunelerinin test sonuçları

| Test Sonuçları | | | |
|--------------------------|----------------------|--|------------------------------|
| Bölge | Basma dayanımı (kPa) | Bölgesel ortalama basma dayanımı (kPa) | Yoğunluk (kg/m^3) |
| 1 | 157,8 | 165,90 | 33,42 |
| | 173,66 | | |
| | 166,25 | | |
| 2 | 195,37 | 192,94 | 30,68 |
| | 189,25 | | |
| | 194,21 | | |
| 3 | 167,17 | 166,89 | 31,90 |
| | 170,61 | | |
| | 162,89 | | |
| 4 | 156,42 | 155,57 | 31,01 |
| | 159,25 | | |
| | 151,03 | | |
| 5 | 161,08 | 163,47 | 31,58 |
| | 169,24 | | |
| | 160,09 | | |
| 6 | 172,87 | 172,73 | 32,53 |
| | 168,77 | | |
| | 176,55 | | |
| 7 | 158,13 | 159,41 | 30,83 |
| | 163,12 | | |
| | 156,97 | | |
| 8 | 170,15 | 174,99 | 32,58 |
| | 179,17 | | |
| | 175,66 | | |
| Ortalama değerler | | 168,99 | 31,82 |

Tablo 5.2 de “Deneme 1 “ başlığı ile verilen gövde üretim denemelerine ait test sonuçları verilmektedir. Bu ölçümlerin alınabilmesi için dondurucu gövdesi tamamen parçalanıp 8 ana bölgeye ayrılmıştır. Her bir bölgeden üçer adet numune alınarak yoğunluk ve basma dayanımı testleri yapılmıştır. Bu testlerde adı geçen bölgeler Şekil 6.1 de görüldüğü gibidir.

| | | |
|-----------------|-----------------|-----------------|
| | Üst Duvar 2 | |
| Sağ Yan D. 1 | Arka Duvar 4 | Sol Yan D. 3 |
| Sağ Yan D. 6 | Arka Duvar 7 | Sol Yan D. 5 |
| | Alt Duvar 8 | |

Şekil 6.1 PU testinin yapılması için numune alınan bölgeler

6.1.2.2 Deneme 2 – Prototip Üretimi

Orijinal VIP ile yapılan bu denemede numuneler gövdeye şu şekilde yerleştirilmiştir:

- 2 nolu VIP’lerden birincisinin altına küçük strafor destekler konulup bu parça gövde plastiğine yapıştırılmıştır. 2 nolu diğer VIP ise sıcak gaz hortumunun giriş ve çıkış boruları ile plastik gövde arasına küçük destekler konularak gövde plastiğine yapıştırılmıştır.

- 3 numaralı VIP küçük strafor destekler ile gövde sacına yapıştırılmıştır.

- 4, 5, 6 ve 7 numaralı VIP’ler çift taraflı bant ile doğrudan plastik yüzeylere yapıştırılmıştır.

- Gövdeye B-80 gr PU basılmıştır.

Sonuçta;

- Gövde sacında küçük dalgalanmalar gözlenirse de genel olarak çok büyük bir problem oluşmamıştır.

- Saca doğrudan temas etmeyip plastik ve sac arasındaki bölgede kalan 2 nolu VIP'in olduğu yerde, sac yüzeyinde dalgalanma oluşmamıştır.

- Kompresör çevresinde yer alan ve i plastiğe doğrudan yapıştırılan 5,6 ve 7 numaralı parçaların bulunduğu bölgelerde plastik yüzeylerle VIP'ler arasında boşluk kalmadığı görülmüştür.

- Üst kısma yerleştirilen 3 nolu VIP'in sac üzerinde herhangi bir dalgalanma veya boşluk problemi yaratmadığı görülmüştür.

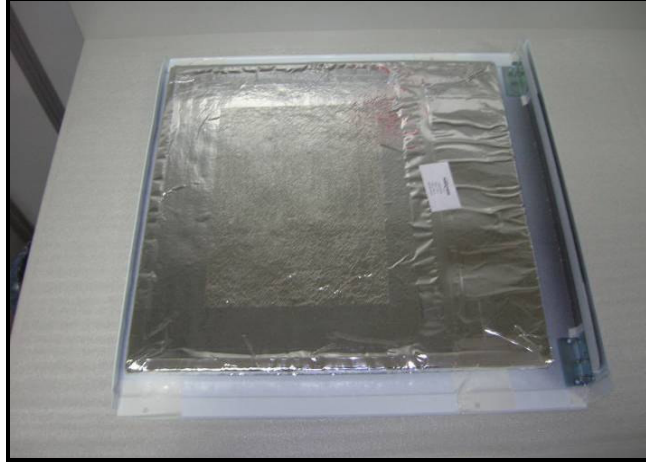
- Gövde bu haliyle diğer işlemeler için montaj hattına teslim edilmiştir.

- Montaj hattında gerekli işlemeler yapılan gövdeye yine VIP ile üretilmiş olan kapı takılmıştır. Dondurucu bu halde çalışmaların yapılması amacıyla testlere alınmıştır.

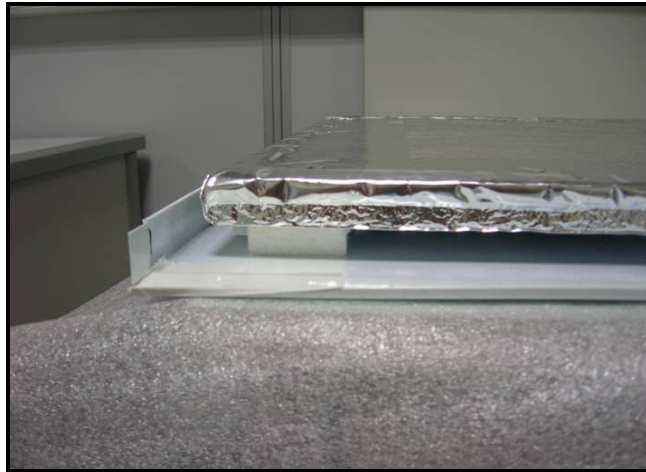
şekil 6.2 ile şekil 6.9 arasındaki şekillerde, VIP'li dondurucuda kullanılan vakum izolasyon panelleri ve bunların dondurucudaki yerleşimleri görülmektedir.



Şekil 6.2 Dondurucu kapısında ve gövdesinde kullanılan VIP'ler



Şekil 6.3 Üst saca yerleştirilen 3 numaralı VIP



Şekil 6.4 3 numaralı VIP'in uygulama detayı



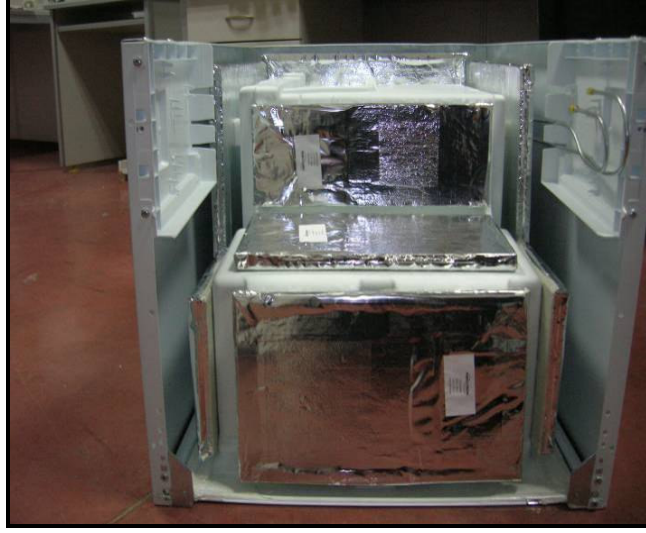
Şekil 6.5 Gövde grubunda kullanılan tüm VIP'ler



Şekil 6.6 2 ve 4 numaralı VIP'lerin uygulama detayı



Şekil 6.7 2 numaralı VIP'in sac ve plastik arasındaki yerleşimi



Şekil 6.8 5,6 ve 7 numaralı VIP'lerin uygulama detayı



Şekil 6.9 PU basılmaya hazır dondurucu (arka panel yok iken)

6.2 Test Aşaması

Bölüm 6.1 de anlatıldığı şekilde üretilen VIP’li dondurucu ile birlikte standart üretim dondurucu, karşılaştırmalı performans ve enerji testleri için TS 7596 EN ISO 5155 ye uygun olarak hazırlanmıştır.

Bu standartlarda dondurucunun teste alınacağı dış ortam sıcaklığı ve nemi, dondurucunu iç sıcaklığı, dondurucu içerisinde ısıtıcı çiftlerin yerleşim koşulları ve ölçüm alma yöntemleri, dondurucu iç hacmine yerleştirilecek yükler, sıcaklık ve enerji değerlerinin alınacağı aralıklar ve testin geçerli sayılacağı koşullar Bölüm 3.6 da anlatılan deney şartlarına göre hazırlanmıştır. Testlerde ölçümler için,

- 5-50 °C sıcaklık ($\pm 0,1$ °C tolerans), 30–90 %RH nem aralığında çalışan aralığında çalışan test odası (Şekil 6.10)
- Janitza UMG 96S marka güç analizörü (voltaj, akım, frekans, güç, güç faktörü, vb... için; %0,5–1 tolerans),
- Omega T tipi ısıtıcı çift TT-T-20-TWSH –SLE model ($\pm 0,5$ °C tolerans),
- Citect HMI / Scada test ölçüm sistemi programı,
- Citect HMI / Scada Test ölçüm programı içerisine dahil enerji analizörü,

kullanılmıştır.

Yapılacak olan testler iki ana gruba ayrılmıştır. Birinci grup test, “Performans Testleri” olarak adlandırılmaktadır. Bu testin amacı dondurucunun kullanılacağı iklim sınıfı için standartta belirtilen en yüksek dış ortam sıcaklığında, dolabın iç sıcaklığını inilebilecek en alt seviyeye getirmek ve bu işlem sırasında dondurucunun sıcaklık düşüş zamanı, termostat aralığı, defrost süresi ve bu koşullar altındaki enerji tüketimini görmektir. Kısacası üretim koşullarına uygun olarak dondurucunun maksimum zorlanması durumunda oluşacak sonuçların ve olası problemlerin görüleceği bir kalite kontrol testidir. İkinci grup test, “Enerji Testleri” olarak adlandırılmaktadır. Bu testlerle ilgili bilgiler Bölüm 3.6 da ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Şekil 6.11 de dondurucunun test odasındaki yerleşimi görülmektedir.



Şekil 6.10 Test odası



Şekil 6.11 Dondurucunun test odasındaki yerleşimi

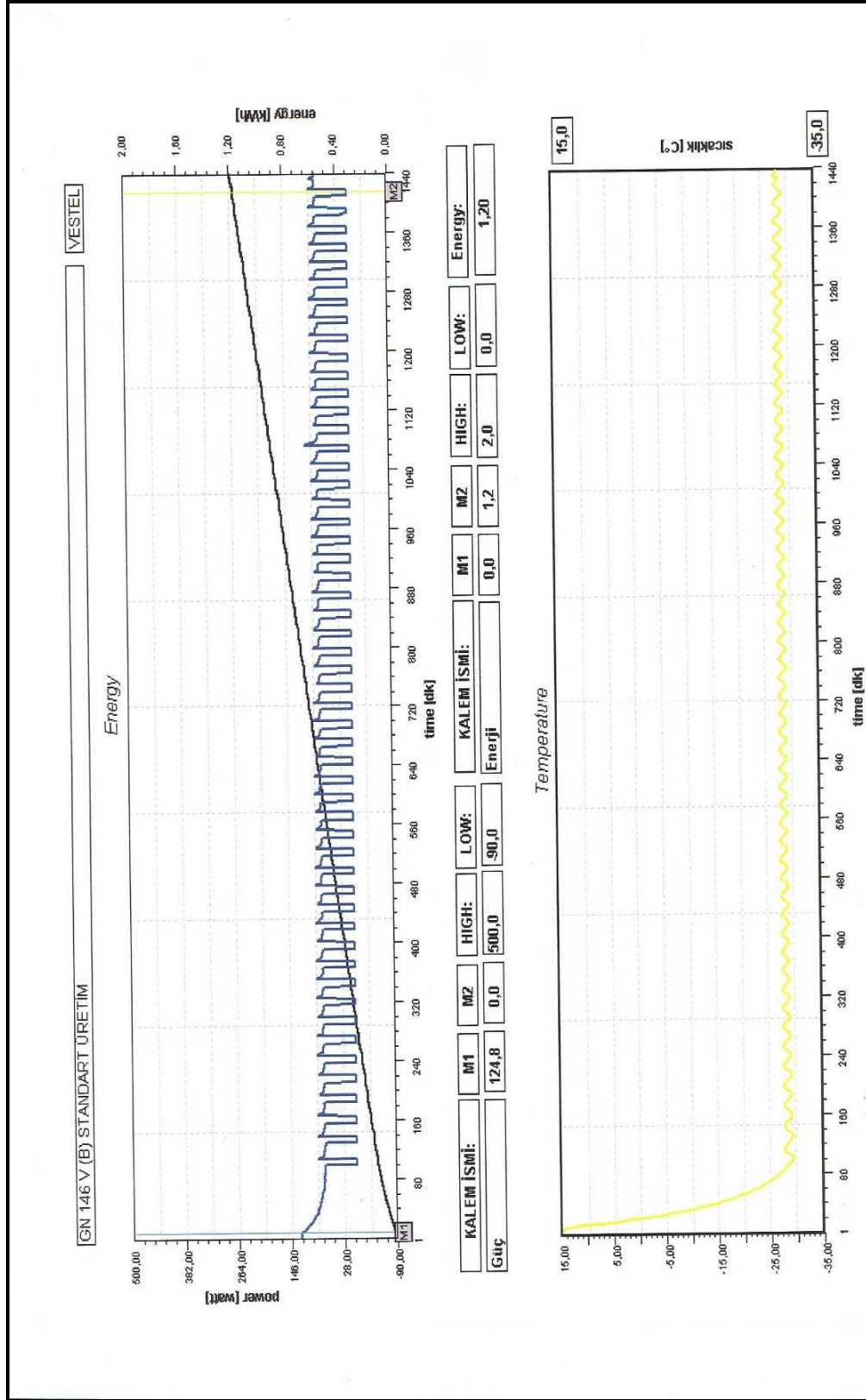
6.2.1 Performans Testi

Test odasında yapılan bu testte ortam koşulları 32 °C sıcaklık ve % 50 bağıl nem olarak ayarlanmıştır. Her iki dondurucunun termostat ayarı dondurucu iç sıcaklığı ortalama -28,3 °C olacak şekilde ayarlanmıştır. Bu değer iki dondurucunun ortak olarak ulaşabildiği en düşük ortalama sıcaklık değeridir. Sıcaklık ölçümü dondurucunun üç boyutlu geometrik merkezine koyulan ısı çiftler ile yapılmıştır.

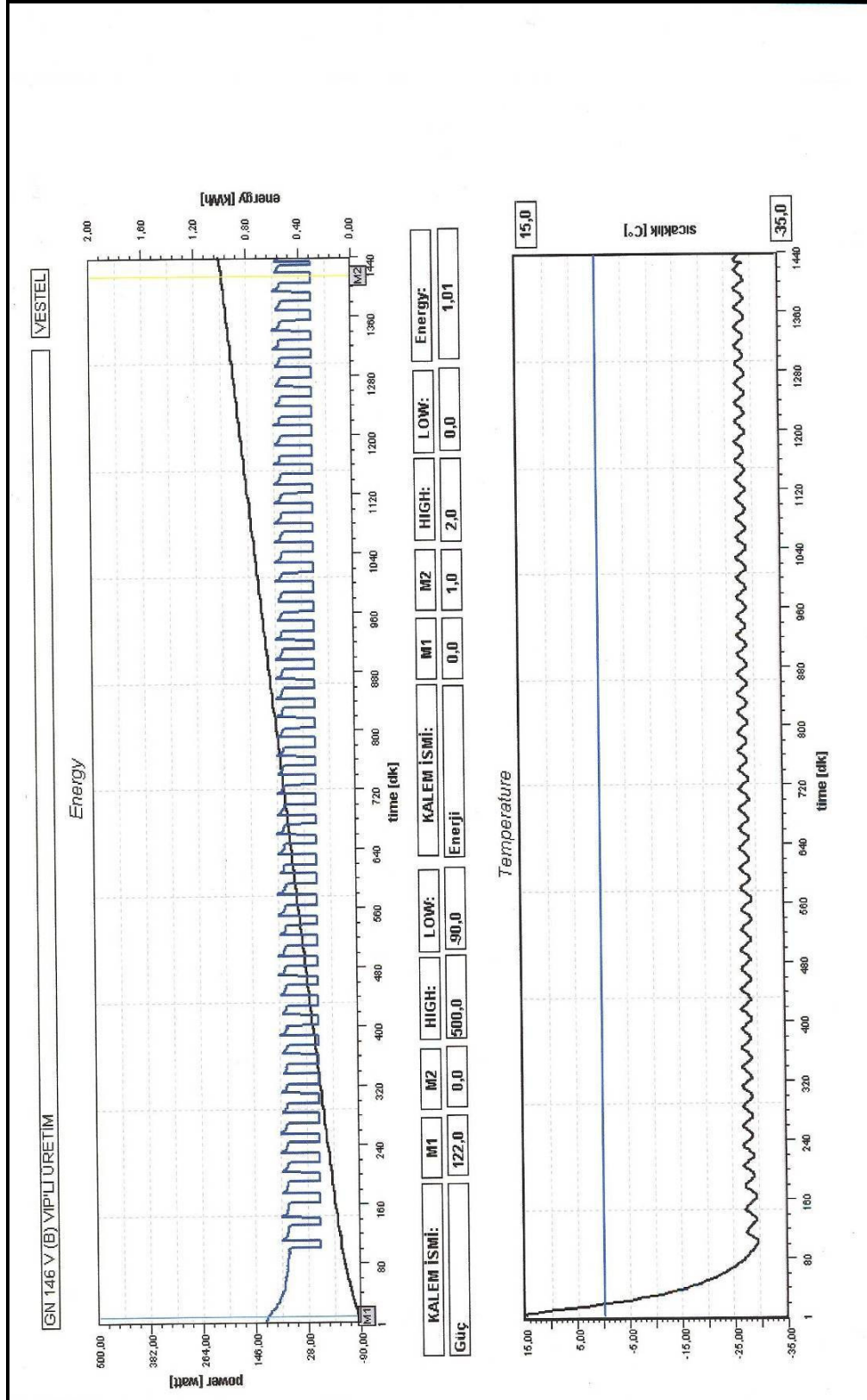
Başlangıç anından itibaren 24 saatlik çalışma sonucunda şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- Her iki dondurucu da başlangıçtan yaklaşık olarak aynı süre geçtikten sonra -28,3 °C değerine ulaşmış ve ilk termostat olayı gerçekleşmiştir.
- İki termostat zamanı arasındaki bir döngüde iki dondurucunun birbirinden farklı çalıştığı gözlemlenmiştir. Standart üretim ile üretilen dondurucu, bir kontrol çevrimi boyunca ortalama 16 dk çalışıp 10 dakika dururken, VIP ile üretilen dondurucunun aynı döngüde ortalama 15 dk çalışıp 12 dk durduğu gözlemlenmiştir.
- 24 saatlik performans testi sonucunda standart dondurucunun enerji tüketimi 1,22 kWh/24h olarak gerçekleşirken, VIP ile üretilen dondurucunun enerji tüketimi 1,02 kWh/24h olarak gerçekleşmiştir. Şekil 6.12 ve Şekil 6.13 de bu testlere ait sonuçlar görülmektedir.

Sonuç olarak, VIP ile üretilen dondurucunun, standart üretime göre %16,4 daha az enerji tükettiği görülmektedir.



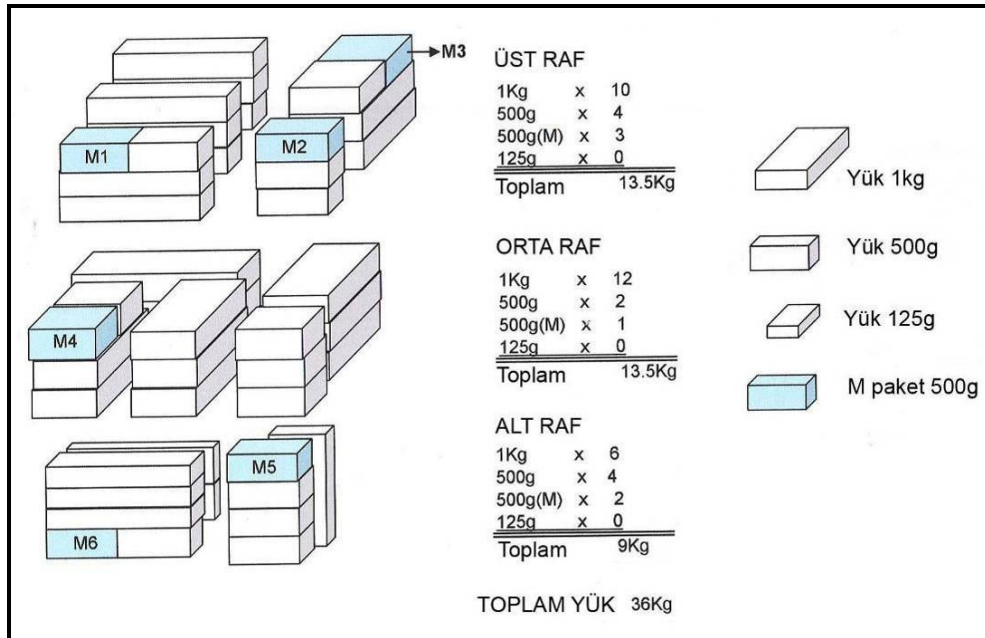
Şekil 6.12 Standart dondurucunun performans testi grafiği



Şekil 6.13 VIP'li dondurucunun performans testi grafiği

6.2.2 Enerji Testi 1

Enerji testi 1 (E.T. 1) denemeleri için test odası koşulları, 25 °C sıcaklık ve % 50 bağıl nem olarak ayarlanmıştır. Her iki dondurucunun termostat ayarı -18 °C yi sağlayacak konuma getirilmiştir. Standartta anlatılan yükleme planlarına uygun olarak yüklenip teste alınan dondurucular üç gün boyunca test odasında kalmıştır. Dondurucuya ait yükleme planı Şekil 6.14 de görüldüğü gibidir. Ayrıca daha önceden belirlenen birçok noktaya standartlarda belirtilenlerin dışında ekstra ısı çiftler yerleştirmiştir.

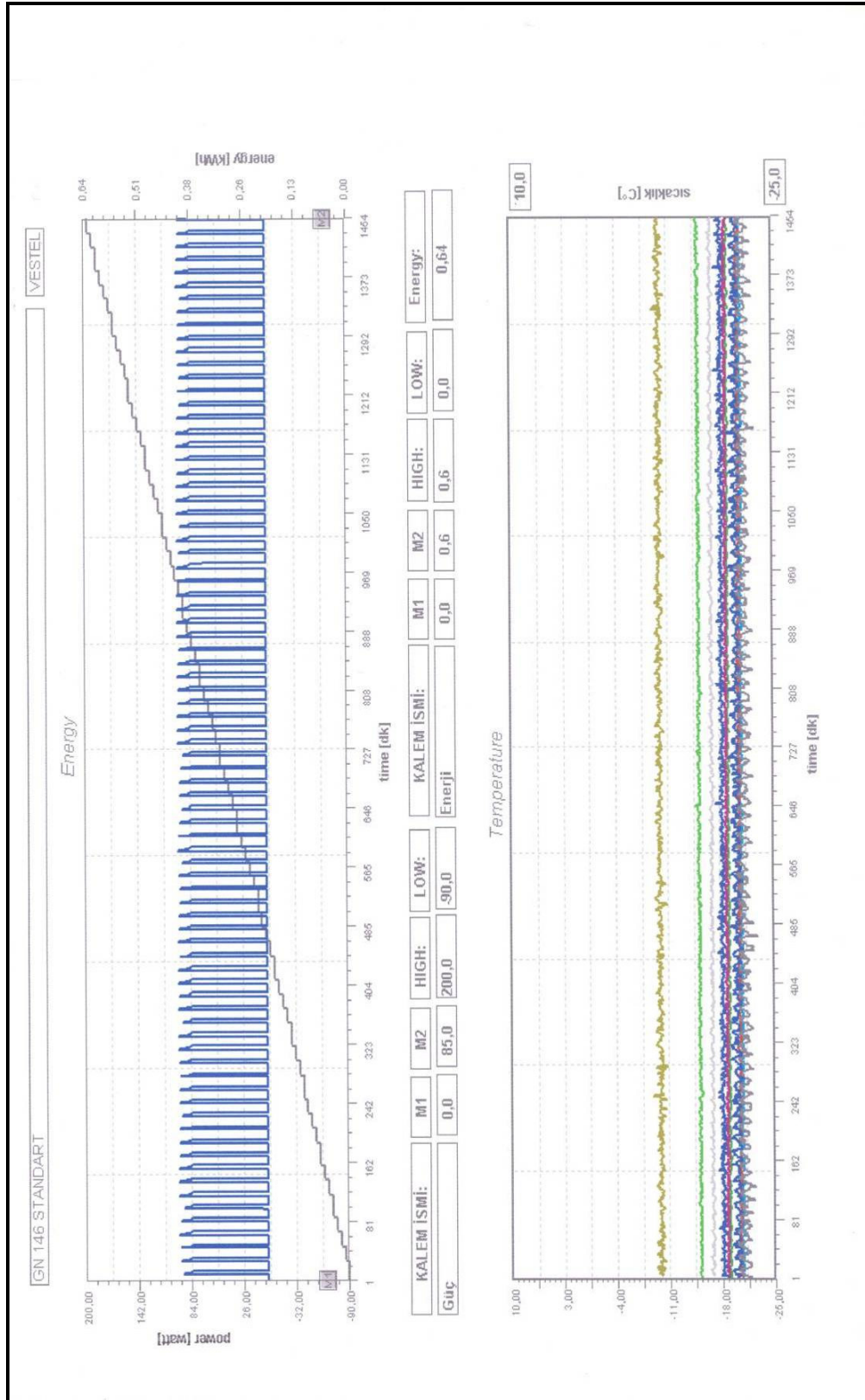


Şekil 6.14 Dondurucu yükleme planı ve M paketlerin raflardaki yerleşimi

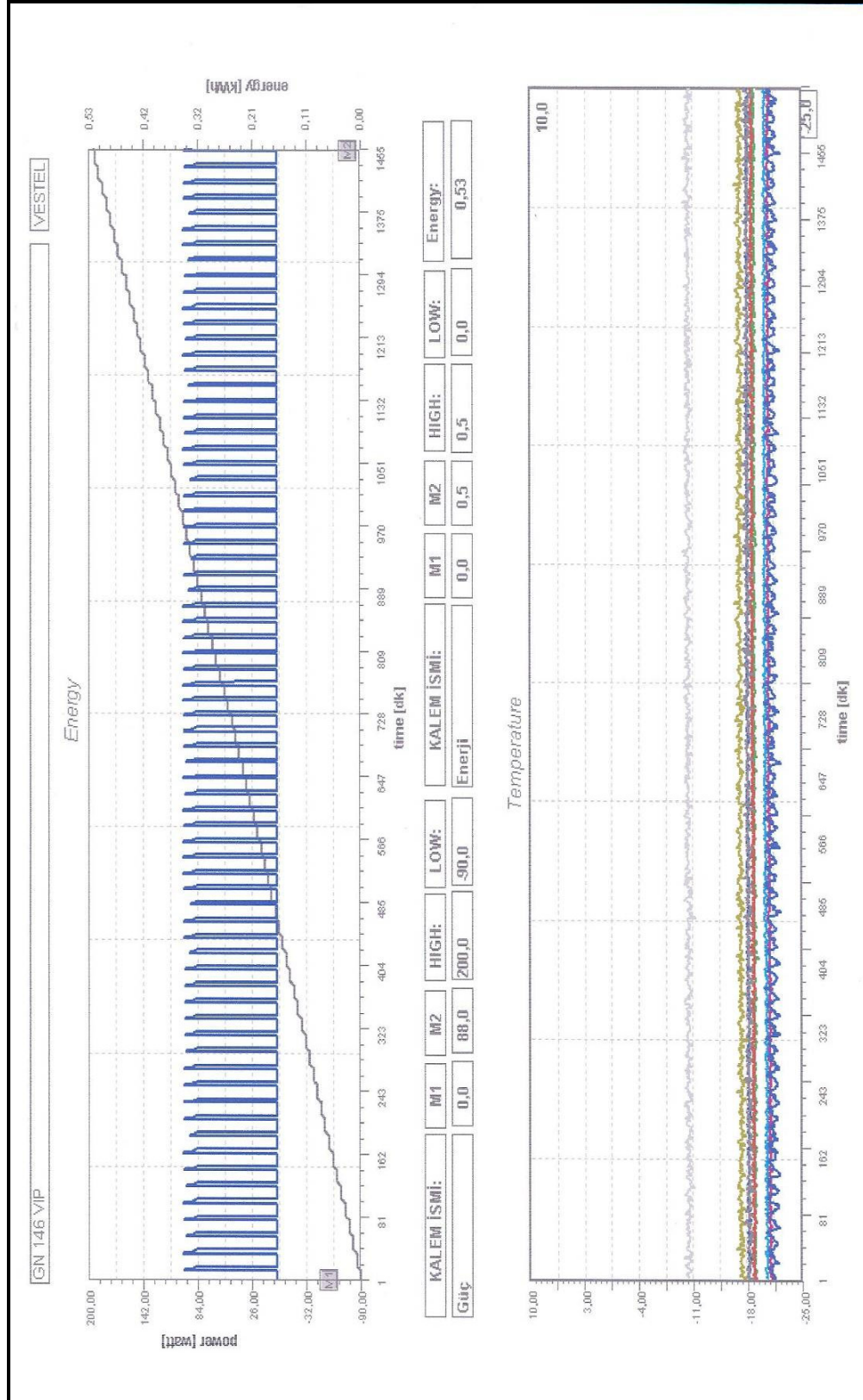
Bu üç günlük test süreci boyunca dondurucuların kararlı çalışma durumunda çalıştıkları 24 saatlik bir zaman dilimindeki enerji tüketimleri aşağıda Şekil 6.15 ve Şekil 6.16 de görüleceği üzere;

- Standart dondurucu: 0,6334 kWh/24h,
- VIP'li dondurucu: 0,5245 kWh/24h

olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 6.15 Standart dondurucunun enerji testi grafiği



Şekil 6.16 VIP'li dondurucunun enerji testi grafiği (E.T.1 için)

6.2.3 Enerji Testi 2

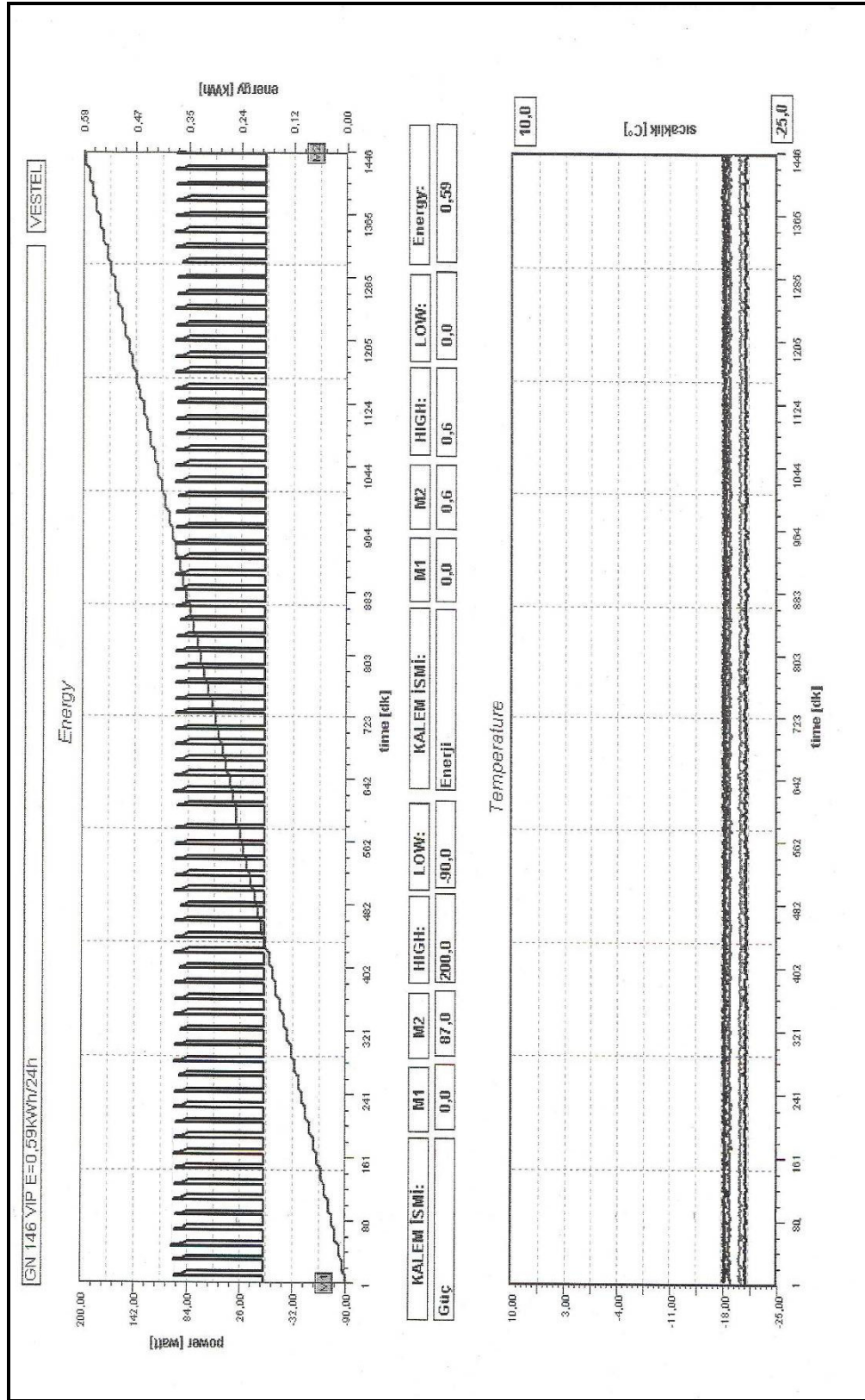
Enerji testi 2 (E.T. 2) denemeleri için test odası koşulları, 25 °C sıcaklık ve % 50 bağıl nem olarak ayarlanmıştır. Her iki dondurucunun termostat ayarı -18 °C ye getirilmiştir. Fakat bu deneme öncesinde 2, 3 ve 4 numaralı VIP'ler üzerinde delikler açılarak bu panellerin iç basıncı normal atmosfer basıncına getirilmiştir. Bu sayede de VIP'lerin ısı iletim katsayıları 0,0212 W/mK seviyesine ulaşmıştır. (Bölüm 4 de ölçülen değer) Bu değer yaklaşık olarak dondurucuda kullanılan PU'nın ısı iletim katsayısına eşittir. 1, 5, 6 ve 7 numaralı VIP'ler üzerinde bir değişiklik yapılmamıştır.

Yükleme planına uygun olarak yüklenip teste alınan dondurucu iki gün boyunca teste alınmıştır. M paketlere ek olarak bazı noktalara ekstra ısı çift yerleştirilmiştir.

İki günlük test süresi boyunca dondurucunun kararlı çalışma koşullarında çalıştığı 24 saatlik bir zaman dilimindeki enerji tüketimi Şekil 6.17 de yer alan grafikte de görüleceği üzere 0,5875 kWh/24h olarak gerçekleşmiştir.

Sonuçta VIP ile üretilen dondurucu standart üretim dondurucuya göre %7,3 daha az enerji tüketmiştir.

Birinci enerji testinde toplam 1,2683 m² VIP kullanılırken ikinci enerji testinde 0,528 m² VIP kullanılmıştır. Yani kullanılan VIP miktarı % 58,5 oranında azaltılmıştır. Buna karşılık birinci testte enerji tüketimindeki azalma %17,2 olarak gerçekleşirken, ikinci testte bu oran %7,3 olarak gerçekleşmiştir. Sonuçta iki test arasındaki enerji tasarruf oranlarında %57,5 lik bir azalma görülmüştür.



Şekil 6.17 VIP'li dondurucunun enerji testi grafiği (E.T.2 için)

6.2.4 Enerji Testi 3

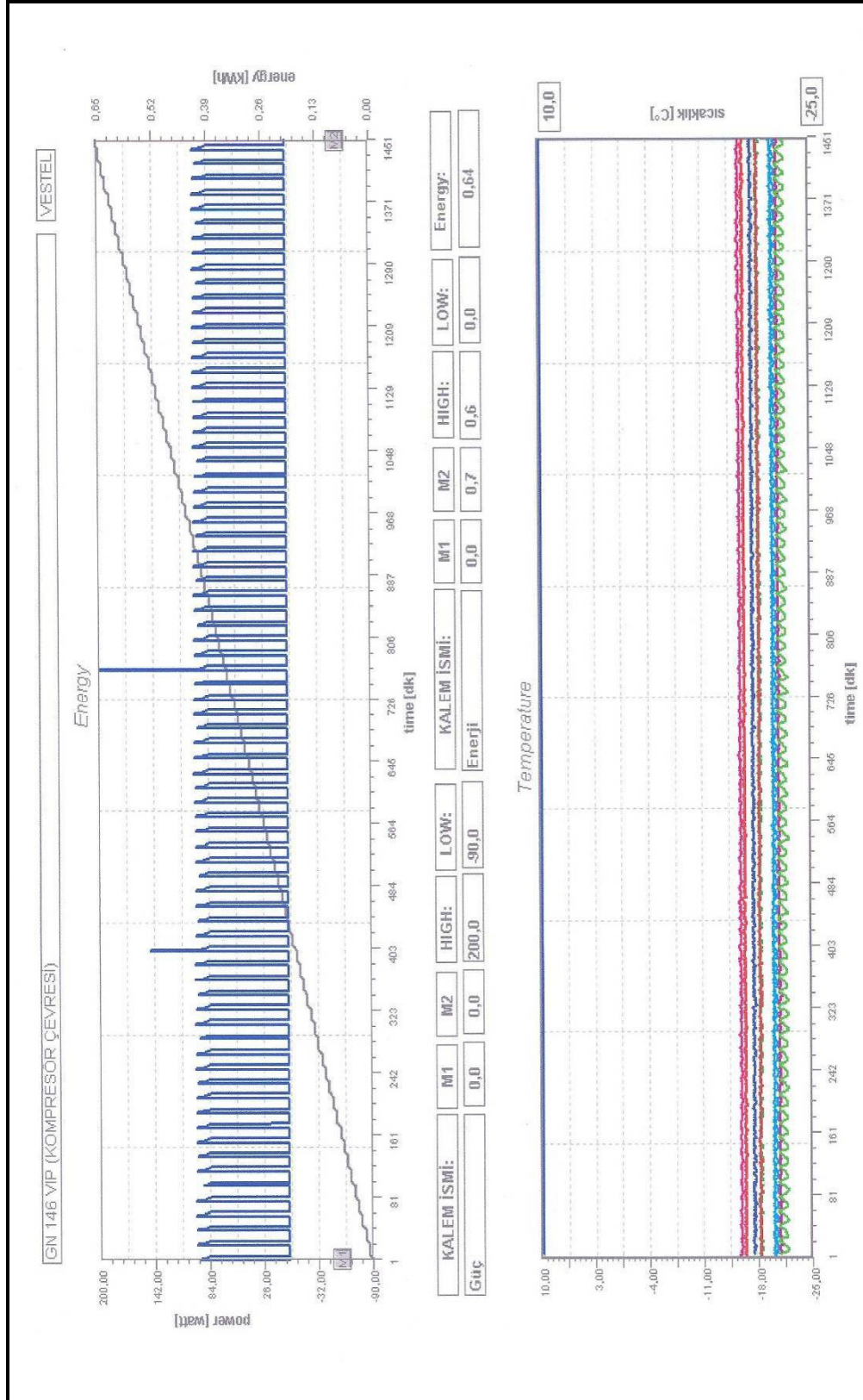
Enerji testi 3 (E.T. 3) denemeleri için test odası koşulları, 25 °C sıcaklık ve % 50 bağıl nem olarak ayarlanmıştır. Her iki dondurucunun termostat ayarı -18 °C ye getirilmiştir. Fakat bu deneme öncesinde 2, 3 ve 4 numaralı VIP'ler üzerinde delikler açılarak bu panellerin iç basıncı normal atmosfer basıncına getirilmiştir. Bu sayede de VIP'lerin ısı iletim katsayıları 0,0212 W/mK seviyesine ulaşmıştır. Bu değer de yaklaşık olarak dondurucuda kullanılan PU'nın ısı iletim katsayısına eşittir. Bu değişikliklere ek olarak VIP ile üretilen kapı çıkartılmış ve yerine standart olarak üretilmiş olan bir kapı takılmıştır. 5, 6 ve 7 numaralı VIP'ler üzerinde bir değişiklik yapılmamıştır. Yani yalnızca kompresör çevresindeki bölgede VIP kullanılmıştır.

Yükleme planına uygun olarak yüklenip teste alınan dondurucu 38 saat boyunca test odasında kalmıştır. M paketlere ek olarak daha önceden belirlenen bazı noktalara ekstra ısı çiftleri yerleştirilmiştir.

İki günlük test süresi boyunca dondurucunun karalı çalışma koşullarında çalıştığı 24 saatlik bir zaman dilimindeki enerji tüketimi Şekil 6.18 deki grafikte de görüleceği üzere 0,634 kWh/24h olarak gerçekleşmiştir. Sonuçta VIP ile üretilen bu dondurucunun standart üretim dondurucuya göre enerji tüketiminde bir fark gözlemlenememiştir.

Kompresör çevresi daha iyi bir yalıtıma sahip olan VIP'li dondurucunun enerji tüketimi standart üretim dondurucu ile aynı gözükmektedir. Fakat aynı model buzdolaplarının seri üretiminde, buzdolapları arasında anma kapasitesine göre \pm % 5 lik fark görülebilmektedir. Bu sonuçlardan da görüleceği üzere normal şartlarda (izolasyon malzemesinde değişim olmaksızın), denemeler için üretilen standart dondurucunun enerji tüketimi VIP'li dondurucudan daha azdır.

Yalnızca kompresör çevresinde VIP'in yer aldığı bu test sonucunda ulaşılan ilk sonuç; sadece kapı içerisinde VIP kullanımının dondurucunun enerji tüketiminde yaklaşık % 7 lik bir iyileştirmeye neden olduğudur.



Şekil 6.18 VIP'li dondurucunun enerji testi grafiği (E.T.3 için)

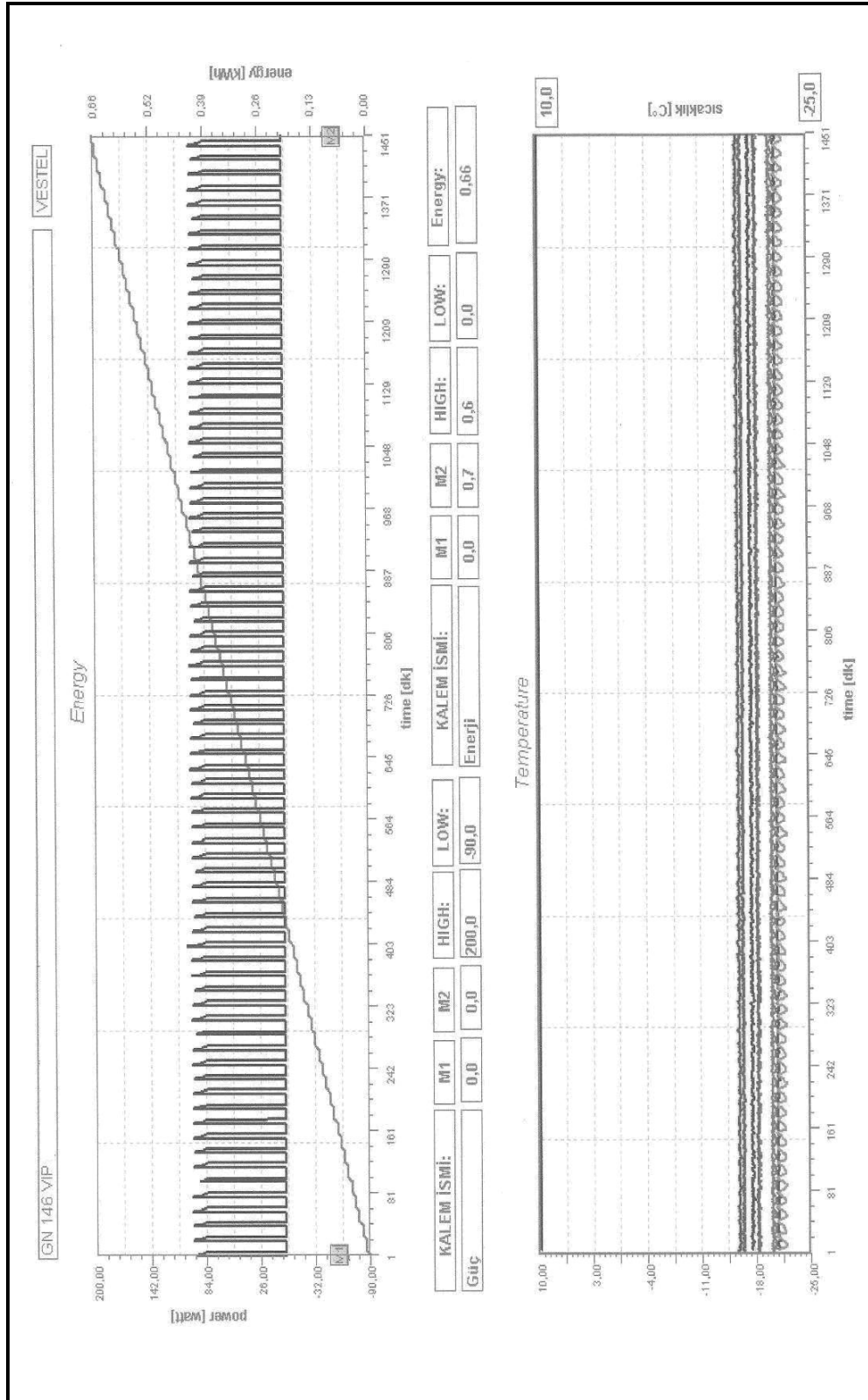
6.2.5 Enerji Testi 4

Enerji testi 4 (E.T. 4) denemeleri için test odası koşulları, 25 °C sıcaklık ve % 50 bağıl nem olarak ayarlanmıştır. Her iki dondurucunun termostat ayarı -18 °C ye getirilmiştir. Fakat bu deneme öncesinde 5, 6 ve 7 numaralı VIP'ler üzerinde delikler açılarak bu panellerin iç basıncı normal atmosfer basıncına getirilmiştir. Bu sayede de VIP'lerin ısı iletim katsayıları 0,0212 W/mK seviyesine ulaşmıştır. Bu değer de yaklaşık olarak dondurucuda kullanılan PU'nın ısı iletim katsayısına eşittir. Bu değişikliklere ek olarak VIP ile üretilen kapı çıkartılmış ve yerine standart olarak üretilmiş olan bir kapı takılmıştır.

Yükleme planına uygun olarak yüklenip teste alınan dondurucu 48 saat boyunca test odasında kalmıştır. M paketlere ek olarak daha önceden belirlenen bazı noktalara ekstra ısı çiftleri yerleştirilmiştir.

İki günlük test süreci boyunca dondurucunun karalı çalışma koşullarında çalıştığı 24 saatlik bir zaman dilimindeki enerji tüketimi Şekil 6.19 daki grafikte de görüleceği üzere 0,656 kWh/24h olarak gerçekleşmiştir.

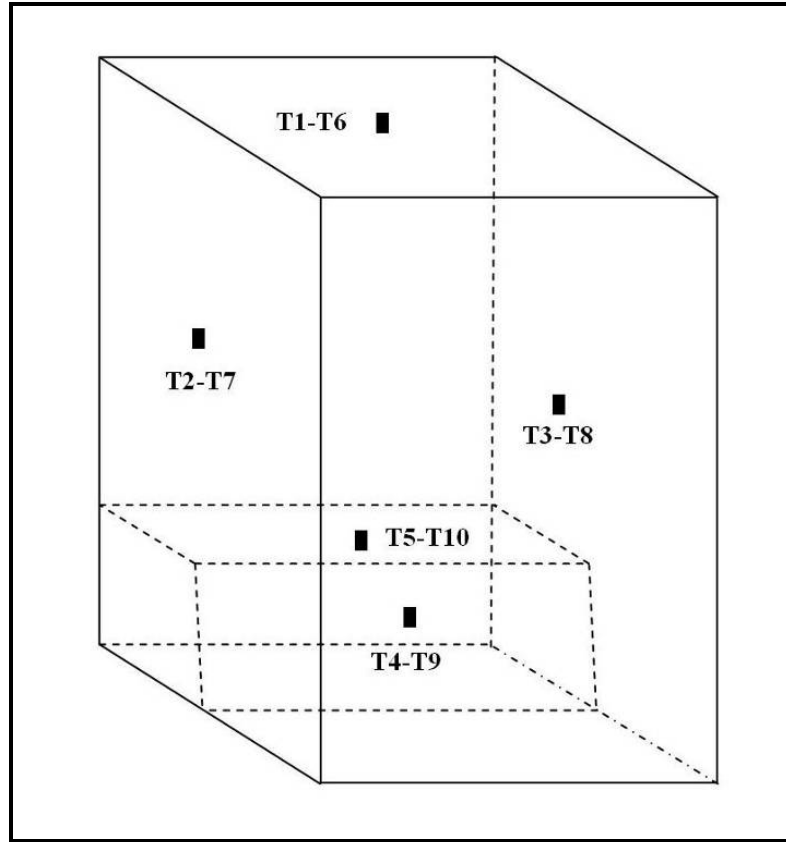
“Enerji Testi 3” ‘ün sonuçlarında görülen belirsizliğin giderilmesi amacıyla yapılan bu testin sonucunda, VIP'lerin atmosfer basıncındaki ısı iletim katsayısının PU ile hemen hemen aynı olduğu kabul edilirse, standart olarak üretilen dondurucunun VIP ile üretilen dondurucudan normal üretim aşamasındaki olası küçük farklar ve ısı yalıtımındaki değişiklikler nedeniyle % 3 – 3,5 oranında daha az enerji harcadığını görülmektedir.



Şekil 6.19 VIP'li dondurucunun enerji testi grafiği (E.T.4 için)

6.2.6 Enerji Testleri Sıcaklık Ölçüm Sonuçları

Enerji testleri sırasında, M paketlerin içersinde bulunan ısıtıcı çiftlere ek olarak, dondurucunun bazı bölgelerine ek ısıtıcı çiftler yerleştirilmiştir. Bu sayede, enerji tüketimi dışında oluşabilecek bazı olası değişimlerin de incelenmesi amaçlanmıştır. Şekil 6.20 de kullanılan ek ısıtıcı çiftlerin dondurucu üzerindeki yerleşimleri görülmektedir.



Şekil 6.20 İlave ısıtıcı çiftlerin dondurucudaki yerleşimleri

Tablo 6.5 de ise enerji testleri sırasında, karalı çalışma durumları için ısıtıcı çiftlerle ölçülen ortalama sıcaklıklar görülmektedir.

Tablo 6.5 Enerji testleri sırasında kullanılan ilave ısı çiftleriyle ölçülen ortalama sıcaklıklar

| Bölgeler | | Isıl çift temas yüzeyi | Sıcaklık (°C) | | | |
|----------------------------|-----|---------------------------|---------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| | | | Std. | VIP'li (E.T.1) | VIP'li (E.T.2) | VIP'li (E.T.3) |
| Dondurucu dış yüzeyleri | T1 | Üst sac | 24,8 | 24,7 | 23,9 | 23,9 |
| | T2 | Yan sac | 24,4 | 24,7 | 24 | 23,7 |
| | T3 | Kapı sacı | 23,9 | 24,5 | 23,9 | 23,9 |
| | T4 | Kompresör arkası PP levha | 31,4 | 30,8 | 29,7 | 29,8 |
| | T5 | Kompresör üstü PP levha | 34,9 | 33,7 | 33 | 33,8 |
| Dondurucu iç yüzeyleri | T6 | Üst HIPS | -9,3 | -9,8 | -9,6 | -9,9 |
| | T7 | Yan HIPS | -14,8 | -17,6 | -16,4 | -16,4 |
| | T8 | Kapı HIPS | -16,6 | -16,4 | -17,1 | -15,9 |
| | T9 | Kompresör üstü HIPS | -19,2 | -19,9 | -20,8 | -20,9 |
| | T10 | Kompresör arkası HIPS | -20,1 | -20,5 | -20 | -20,2 |

BÖLÜM YEDİ

SONUÇLAR

Bu çalışmada, günümüz teknolojiyle üretilebilen üstün özellikli ısı yalıtım malzemelerinden biri olan vakum izolasyon paneller ve bu panellerin dondurucularda kullanıma yönelik bir çalışma yapılmıştır.

Bu amaçla, biri standart üretim, diğeri ısı yalıtım malzemesi olarak poliüretan ve vakum izolasyon panellerin birlikte kullanılması suretiyle özel olarak üretilen iki adet ev tipi dondurucu çalışma kapsamında özel olarak üretilmiştir.

Tez kapsamında belirtilen standartlardaki koşullara uygun olarak öncelikle bilgisayar destekli analizler yapılmıştır. Bu analizler sonucunda her iki dondurucu için toplam ısıl kazançlarının hesaplanması ile ilgili sayısal veriler elde edilmiştir.

Bir sonraki aşamada yine standartlarda verilen koşullara uygun olarak deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar kapsamında üretilen dondurucular üzerinde çok sayıda enerji ve performans testi yapılmıştır. Bu testler sonucunda, her bir durum için dondurucuların enerji tüketimleri ölçülmüştür.

Bu aşamada sayısal ve deneysel çalışmalardan elde edilen veriler bir araya getirilerek incelenecek ve çalışma ile ilgili sonuçlar ortaya koyulacaktır.

7.1 Sayısal Çalışma Sonuçları

Yapılan bilgisayar analizlerini doğru bir şekilde değerlendirmek amacıyla, her bir duvar için bulunan toplam ısı transferi değerini ayrı ayrı incelenirse, vakum izolasyon panel kullanımı sonucunda duvarların ısı kazançlarında ortaya çıkabilecek iyileşmelerin, standart duruma ile karşılaştırılmasından Tablo 7.1 de verilen değerler elde edilir.

Tablo 7.1 Bilgisayar analizi sonuçlarına göre duvarların ısı kazançlarında meydana gelen iyileşme

| Bölge | Toplam Isı Transferi (W) | | İyileşme (%) |
|---------------|--------------------------|------------------|--------------|
| | Standart Dondurucu | VIP'li Dondurucu | |
| Sağ Yan Duvar | 4,61 | 3,07 | 33,41 |
| Sol Yan Duvar | 4,61 | 3,07 | 33,41 |
| Üst Duvar | 5,19 | 2,43 | 53,18 |
| Arka Duvar | 14,96 | 12,17 | 18,65 |
| Kapı | 8,24 | 4,37 | 46,97 |
| Toplam | 37,61 | 25,11 | 33,24 |

Ancak, Bölüm 3.5 de bahsedildiği üzere ev tipi bir soğutucuda ısı kazanç kaynağı yalnızca soğutucunun duvarları değildir. ASHREA 2002 de yer alan bilgilere göre ev tipi bir soğutucuda toplam ısı kazanç dağılımı;

- Duvarlardan %52,
- Kapı Contasından % 30,
- Fan Motorundan %6,
- Defrost Isıtıcısından %6,
- Harici Isıtıcıdan %6

olarak verilmişti. Testlerde kullanılan dondurucunun iç kısmında herhangi bir fan yer almamaktadır. Bu nedenle fan motoruna ait olan %6 lık payı diğer ısı kazanç paylarına büyüklükleri ile orantılı bir şekilde dağıtırsak, çalışmada kullanılan dondurucu için yeni payları,

- Duvarlardan %55,
- Kapı Contasından % 33,
- Defrost Isıtıcısından %6,5,
- Harici Isıtıcıdan %6,5,

olarak alabiliriz. Bu kabule göre standart dondurucu için tüm duvarlardaki ısı kazançlarının toplamı 37,61 watt olduğundan, dondurucunun toplam ısı kazancı ya da diğer bir deyişle toplam soğutma yükü,

$$Q_{sy} = \frac{37,61}{0,55} = 68,38 \text{ watt}$$

olur. Buna göre dondurucu duvarlarından kaynaklanmayan diğer ısı kazançlarının toplamı,

$$68,38 - 37,61 = 30,77 \text{ watt}$$

olacaktır. VIP kullanımı ile dondurucunun yalnızca duvarlarında iyileştirilme yapıldığı için bu değer VIP kullanımı ile değişmeyecek ve yine 30,77 watt olarak kalacaktır. Buna göre standart üretim dondurucunun ısıl kazançları toplamı 68,38 watt iken, VIP'li dondurucunun ısıl kazançları toplamı,

$$25,11 + 30,77 = 55,88 \text{ watt}$$

olacaktır. Buna göre iki durum arasında dondurucunun soğutma yükünde meydana gelecek toplam iyileşme

$$\frac{68,38 - 55,88}{68,38} \cdot 100 = \% 18,26$$

olacaktır. Ayrıca her bir duvarda gerçekleşen ısı kazancı iyileşmelerinin, dondurucunun toplam ısı kazanç iyileşmesindeki payı Tablo 7.2 de görüldüğü gibi olacaktır.

Tablo 7.2 Duvarlardaki ısı kazanç iyileşmelerinin, dondurucunun toplam ısı kazanç iyileşmesindeki payları

| Bölge | İyileşme (%) (Dondurucudaki toplam etki) |
|--------------|---|
| Yan Duvarlar | 4,44 |
| Üst Duvar | 4,04 |
| Arka Duvar | 4,08 |
| Kapı | 5,66 |
| Toplam | 18,26 |

7.2 Deneysel Çalışma Sonuçları

Tez kapsamında yapılan deneysel çalışmalarda, standart dondurucu ve VIP'li dondurucu farklı enerji testlerine tabi tutulmuşlardır. Bu testlerde, dondurucuların farklı yalıtım özelliklerine sahip olduğu durumlar için, karalı çalışma durumları sırasında harcadıkları enerji değerleri TS 7596 EN ISO 5155 standartlarında belirtilen koşullara göre, deneysel olarak ölçülmüştür. Bu değerler, dondurucuların enerji verimlilik sınıfları hesaplamasında kullanılan E_{standart} değerleridir.

7.2.1 Performans Testi Sonuçları

Performans testi sonucunda standart dondurucunun enerji tüketimi 1,22 kWh/24h olarak gerçekleşirken, VIP ile üretilen dondurucunun enerji tüketimi 1,02 kWh/24h olarak gerçekleşmiştir. VIP ile üretilen dondurucunun standart üretime göre %16,4 daha az enerji tükettiği görülmektedir.

7.2.2 Enerji Testi 1'in Sonuçları

Enerji testine alınan dondurucuların kararlı çalışma durumunda çalıştıkları 24 saatlik bir zaman dilimindeki enerji tüketimleri

- Standart dondurucu: 0,6334 kWh/24h,
- VIP'li dondurucu: 0,5245 kWh/24h

olarak gerçekleşmiştir. Sonuçta, VIP ile üretilen dondurucu, standart üretim dondurucuya göre % 17,2 daha az enerji tüketmiştir

Enerji testi sonucu elde edilen veriler 3.6.1.1 EU Directive 94/2/EC standartlarına göre değerlendirilmiştir. Tablo 7.3 ve Tablo 7.4 de her iki dondurucunun enerji verimlilik sınıfları ve hesaplama yöntemi ayrıntılı bir şekilde verilmektedir.

Tablo 7.3 Standart dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonucu

| | |
|---|---------------------------|
| DOLAP MODELİ: | STANDART DONDURUCU |
| ENERJİ TÜKETİMİ (E(test)) : | 0,6334kWh/24h |
| HESAPLAMALAR: | |
| EEI = (E(test)/E(standart))x100 | |
| E(standart) = (MxAV+N)/365 | |
| AV = ((25-TcR)/20)xVcRxFc+((25-TcF)/20)xVcFxFc | |
| VcF = 86 lt TcF = -18 °C M = 0,472 Fc:1,2 (no-frost bölme) | |
| VcR = 0 lt TcR = ----°C N = 286 Fc:1 (diğer bölmeler) | |
| AV = ((25-(-18))/20)x0x1+((25-(-18))/20)x86x1 = 184,9 | |
| E(standart) = (0,472x184,9+286)/365 = 1,023 | |
| EEI = (Etest/1,023)x100 = 61,92 | |
| M : Sabit | |
| N : Sabit | |
| VcF : Dondurucu bölmenin net hacmi | |
| VcR : Soğutucu bölmenin net hacmi | |
| TcF : Dondurucu bölmenin tasarım sıcaklığı | |
| TcR : Soğutucu bölmenin tasarım sıcaklığı | |
| Fc : No-frost(zorlamalı içhava dolaşımı)katsayısı | |
| AV : Düzeltilmiş net hacim | |
| Cc : Tropik modellerde bölmeye göre değişen katsayı | |
| ENERJİ VERİMLİLİK İNDEKSİ (EEI) | ENERJİ VERİMLİLİK SINIFI |
| I<55 | A |
| 55<I<75 | B |
| 75<I<90 | C |
| 90<I<100 | D |
| 100<I<110 | E |
| 110<I<125 | F |
| 125<I | G |
| Enerji Verimlilik Sınıfı Sonucu | B |
| <i>Referans: EU Directive 94/2/EC</i> | |

Tablo 7.4 VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonucu (E.T.1 için)

| | |
|---|-------------------------------|
| DOLAP MODELİ: | VIP'li DONDURUCU |
| ENERJİ TÜKETİMİ: | 0,5245 kWh/24h (E.T.1) |
| HESAPLAMALAR: | |
| EEI = (E(test)/E(standart))x100 | |
| E(standart) = (MxAV+N)/365 | |
| AV = ((25-TcR)/20)xVcRxFc+((25-TcF)/20)xVcFxFc | |
| VcF = 86 lt TcF = -18 °C M = 0,472 Fc:1,2 (no-frost bölme) | |
| VcR = 0 lt TcR = ----°C N = 286 Fc:1 (diğer bölmeler) | |
| AV = ((25-(-18))/20)x0x1+((25-(-18))/20)x86x1 = 184,9 | |
| E(standart) = (0,472x184,9+286)/365 = 1,023 | |
| EEI = (Etest/1,023)x100 = 51,27 | |
| M : Sabit | |
| N : Sabit | |
| VcF : Dondurucu bölmenin net hacmi | |
| VcR : Soğutucu bölmenin net hacmi | |
| TcF : Dondurucu bölmenin tasarım sıcaklığı | |
| TcR : Soğutucu bölmenin tasarım sıcaklığı | |
| Fc : No-frost(zorlamalı iç hava dolaşımı)katsayısı | |
| AV : Düzeltilmiş net hacim | |
| Cc : Tropik modellerde bölmeye göre değişen katsayı | |
| ENERJİ VERİMLİLİK İNDEKSİ (EEI) | ENERJİ VERİMLİLİK SINIFI |
| I<55 | A |
| 55<I<75 | B |
| 75<I<90 | C |
| 90<I<100 | D |
| 100<I<110 | E |
| 110<I<125 | F |
| 125<I | G |
| Enerji Verimlilik Sınıfı Sonucu | A |
| <i>Referans: EU Directive 94/2/EC</i> | |

Sonuç olarak kullanılan B enerji verimlilik sınıfı koşullarına uygun olarak üretilen dondurucu, ısı yalıtımındaki iyileştirme sayesinde A enerji verimlilik sınıfı bir dondurucu haline getirilmiştir.

7.2.3 Enerji Testi 2'nin Sonuçları

Enerji testine alınan dondurucuların kararlı çalışma durumunda çalıştıkları 24 saatlik bir zaman dilimindeki enerji tüketimleri

- Standart dondurucu: 0,6334 kWh/24h,
- VIP'li dondurucu: 0,5875 kWh/24h

olarak gerçekleşmiştir. Sonuçta VIP ile üretilen dondurucu standart üretim dondurucuya göre %7,3 daha az enerji tüketmiştir.

Enerji testi 1 de toplam 1,2683 m² VIP kullanılırken ikinci enerji testinde 0,528 m² VIP kullanılmıştır. Yani kullanılan VIP miktarı % 58,5 oranında azaltılmıştır. Buna karşılık birinci testte enerji tüketimindeki azalma %17,2 olarak gerçekleşirken, ikinci testte bu oran %7,3 olarak gerçekleşmiştir. Sonuçta iki test arasındaki enerji tasarruf oranlarında %57,5'lik bir azalma görülmüştür.

Enerji testi sonucu elde edilen veriler 3.6.1.1 EU Directive 94/2/EC standartlarına göre değerlendirilmiştir. Tablo 7.5 de VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıflı ve hesaplama yöntemi ayrıntılı bir şekilde verilmektedir.

Tablo 7.1 de verilen enerji verimlilik sınıfı hesaplamalarında da görüleceği üzere, ilgili bölgelerde kullanılan vakum izolasyon panelleri dondurucunun enerji verimlilik sınıfını değiştirmeye yetmemiş ve VIP'li dondurucu B enerji verimlilik sınıfı limitler, arasında kalmıştır.

Ancak, testler sonucunda elde edilen 0,5875 kWh/24h enerji tüketim değeri, bu dondurucunun A enerji sınıfına geçmesi için gereken 0,5626 kWh/24h değerine çok yakındır. Aradaki fark % 4,4 tür. Bu nedenle dondurucunun A enerji verimlilik sınıfında olması mümkün gözükmemektedir.

Tablo 7.5 VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonucu (E.T.2 için)

| | | | |
|---|--|------------------------------|--|
| DOLAP MODELİ: | | VIP'li DONDURUCU | |
| ENERJİ TÜKETİMİ (E(test)) : | | 0,5875kWh/24h (E.T.2) | |
| HESAPLAMALAR: | | | |
| EEI = (E(test)/E(standart))x100 | | | |
| E(standart) = (MxAV+N)/365 | | | |
| AV = ((25-TcR)/20)xVcRxFc+((25-TcF)/20)xVcFxFc | | | |
| VcF = 86 lt TcF = -18 °C M = 0,472 Fc:1,2 (no-frost bölme) | | | |
| VcR = 0 lt TcR = ----°C N = 286 Fc:1 (diğer bölmeler) | | | |
| AV = ((25-(---))/20)x0x1+((25-(-18))/20)x86x1 = 184,9 | | | |
| E(standart) = (0,472x184,9+286)/365 = 1,023 | | | |
| EEI = (Etest/1,023)x100 = 57,43 | | | |
| M : Sabit | | | |
| N : Sabit | | | |
| VcF : Dondurucu bölmenin net hacmi | | | |
| VcR : Soğutucu bölmenin net hacmi | | | |
| TcF : Dondurucu bölmenin tasarım sıcaklığı | | | |
| TcR : Soğutucu bölmenin tasarım sıcaklığı | | | |
| Fc : No-frost(zorlamalı iç hava dolaşımı)katsayısı | | | |
| AV : Düzeltilmiş net hacim | | | |
| Cc : Tropik modellerde bölmeye göre değişen katsayı | | | |
| ENERJİ VERİMLİLİK İNDEKSİ (EEI) | | ENERJİ VERİMLİLİK SINIFI | |
| I<55 | | A | |
| 55<I<75 | | B | |
| 75<I<90 | | C | |
| 90<I<100 | | D | |
| 100<I<110 | | E | |
| 110<I<125 | | F | |
| 125<I | | G | |
| Enerji Verimlilik Sınıfı Sonucu | | B | |

Referans: EU Directive 94/2/EC

7.2.4 Enerji Testi 3'ün Sonuçları

Enerji testine alınan dondurucuların kararlı çalışma durumunda çalıştıkları 24 saatlik bir zaman dilimindeki enerji tüketimleri

- Standart dondurucu: 0,6334 kWh/24h,
- VIP'li dondurucu: 0,634 kWh/24h

olarak gerçekleşmiştir. Sonuçta VIP ile üretilen dondurucu ile standart üretim dondurucunun enerji tüketimleri arasında fark görülmemiştir.

Kompresör çevresi daha iyi bir yalıtıma sahip olan VIP'li dondurucunun enerji tüketimi standart üretim dondurucu ile aynı gözükmektedir. Ancak, aynı model soğutucuların, seri üretiminde, soğutucuların enerji tüketim değerleri arasında bazı küçük farklar görülebilmektedir.

Elde edilen deneysel verilerden anlaşılacağı üzere normal şartlarda (izolasyon malzemesinde değişim olmaksızın), denemeler için üretilen standart dondurucunun enerji tüketimi VIP'li dondurucunun enerji tüketiminden daha azdır.

Yalnızca kompresör çevresinde VIP'in yer aldığı bu test sonucunda ulaşılan ilk sonuç; sadece kapı içerisinde VIP kullanımının dondurucunun enerji tüketiminde yaklaşık % 7 lik bir iyileştirmeye neden olduğudur.

Sonuç olarak kullanılan VIP numuneler sayesinde dondurucunun enerji tüketiminde standart üretim dondurucunun enerji tüketiminden belirgin bir fark olmadığı görülmüş; VIP'li dondurucu B enerji verimlik sınıfı limitleri arasında kalmıştır. Tablo 7.6 de VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonuçları görülmektedir.

Tablo 7.6 VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonucu (E.T.3 için)

| | |
|--|--|
| DOLAP MODELİ: | VIP'li DONDURUCU |
| ENERJİ TÜKETİMİ (E(test)) : | 0,634kWh/24h (E.T.3) |
| HESAPLAMALAR: | |
| EEI = (E(test)/E(standart))x100 | |
| E(standart) = (MxAV+N)/365 | |
| AV = ((25-TcR)/20)xVcRxFc+((25-TcF)/20)xVcFxFc | |
| VcF = 86 lt | TcF = -18 °C |
| M = 0,472 | Fc:1,2 (no-frost bölme) |
| VcR = 0 lt | TcR = ----°C |
| N = 286 | Fc:1 (diğer bölmeler) |
| AV = ((25-(-18))/20)x0x1+((25-(-18))/20)x86x1 = 184,9 | |
| E(standart) = (0,472x184,9+286)/365 = 1,023 | |
| EEI = (Etest/1,023)x100 = 61,97 | |
| M | : Sabit |
| N | : Sabit |
| VcF | : Dondurucu bölmenin net hacmi |
| VcR | : Soğutucu bölmenin net hacmi |
| TcF | : Dondurucu bölmenin tasarım sıcaklığı |
| TcR | : Soğutucu bölmenin tasarım sıcaklığı |
| Fc | : No-frost(zorlamalı iç hava dolaşımı)katsayısı |
| AV | : Düzeltilmiş net hacim |
| Cc | : Tropik modellerde bölmeye göre değişen katsayı |
| ENERJİ VERİMLİLİK İNDEKSİ (EEI) | ENERJİ VERİMLİLİK SINIFI |
| I<55 | A |
| 55<I<75 | B |
| 75<I<90 | C |
| 90<I<100 | D |
| 100<I<110 | E |
| 110<I<125 | F |
| 125<I | G |
| Enerji Verimlilik Sınıfı Sonucu | B |

Referans: EU Directive 94/2/EC

7.2.5 Enerji Testi 4 'ün Sonuçları

Enerji testine alınan dondurucuların kararlı çalışma durumunda çalıştıkları 24 saatlik bir zaman dilimindeki enerji tüketimleri

- Standart dondurucu: 0,6334 kWh/24h,
- VIP'li dondurucu: 0,656 kWh/24h

olarak gerçekleştirilmiştir. Sonuçta VIP ile üretilen dondurucunun, standart üretim dondurucudan %3 oranında daha fazla enerji tükettiği görülmektedir.

Enerji testi 4 ün sonuçlarına göre, VIP'li dondurucu B enerji verimlilik sınıfı limitleri arasında kalmıştır. Tablo 7.7 de VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonuçları görülmektedir

Tablo 7.7 VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonucu (E.T.4 için)

| | | | |
|---|--|-----------------------------|--|
| DOLAP MODELİ: | | VIP'li DONDURUCU | |
| ENERJİ TÜKETİMİ (E(test)) : | | 0,656kWh/24h (E.T.4) | |
| HESAPLAMALAR: | | | |
| EEI = (E(test)/E(standart))x100 | | | |
| E(standart) = (MxAV+N)/365 | | | |
| AV = ((25-TcR)/20)xVcRxFc+((25-TcF)/20)xVcFxFc | | | |
| VcF = 86 lt TcF = -18 °C M = 0,472 Fc:1,2 (no-frost bölme) | | | |
| VcR = 0 lt TcR = ----°C N = 286 Fc:1 (diğer bölmeler) | | | |
| AV = ((25-(---))/20)x0x1+((25-(-18))/20)x86x1 = 184,9 | | | |
| E(standart) = (0,472x184,9+286)/365 = 1,023 | | | |
| EEI = (Etest/1,023)x100 = 64,12 | | | |
| M : Sabit | | | |
| N : Sabit | | | |
| VcF : Dondurucu bölmenin net hacmi | | | |
| VcR : Soğutucu bölmenin net hacmi | | | |
| TcF : Dondurucu bölmenin tasarım sıcaklığı | | | |
| TcR : Soğutucu bölmenin tasarım sıcaklığı | | | |
| Fc : No-frost (zorlamalı iç hava dolaşımı)katsayısı | | | |
| AV : Düzeltilmiş net hacim | | | |
| Cc : Tropik modellerde bölmeye göre değişen katsayı | | | |
| ENERJİ VERİMLİLİK İNDEKSİ (EEI) | | ENERJİ VERİMLİLİK SINIFI | |
| I<55 | | A | |
| 55<I<75 | | B | |
| 75<I<90 | | C | |
| 90<I<100 | | D | |
| 100<I<110 | | E | |
| 110<I<125 | | F | |
| 125<I | | G | |
| Enerji Verimlilik Sınıfı Sonucu | | B | |

Referans: EU Directive 94/2/EC

7.2.6 Enerji Testlerinin Karşılaştırmalı Sonuçları

E.T1, E.T.2 ve E.T.3 den elde edilen sonuçlara, E.T.4 den elde edilen % 3 lük değeri düzeltme payı olarak eklemek uygun olacaktır. Bu durumda tezgah seviyesi bu dondurucuda, farklı kombinasyonlarda VIP kullanılması sonucunda, dondurucunun enerji tüketimindeki azalma şu şekilde gerçekleşmiştir:

- Enerji Testi 1'in sonucu : $\%17,2 + \%3 \approx \%20,2$
- Enerji Testi 2'nin sonucu : $\%7,3 + \%3 \approx \%10,3$
- Enerji Testi 3'ün sonucu : $-\%0,01 + \%3 \approx \%3$

Diğer bir deyişle,

- 1, 2, 3, 4, 5, 6 ve 7 numaralı VIP'lerin bir arada kullanımı %20,
- 1, 5, 6 ve 7 numaralı VIP'lerin bir arada kullanımı %10,
- 5, 6 ve 7 numaralı VIP'lerin bir arada kullanımı %3

enerji tasarrufu sağlamıştır. Bu deneysel sonuçlara bakarak,

- 1 numaralı VIP'in tek başına kullanımı (yalnız kapı bölgesi) toplamda %7,
- 2, 3 ve 4 numaralı VIP'lerin (üst ve yan duvar bölgeleri) toplamda % 10,
- 5, 6 ve 7 numaralı VIP'lerin (yalnız kompresör çevresi) bir arada kullanımı %3

oranında enerji tasarrufu sağladığını söyleyebiliriz.

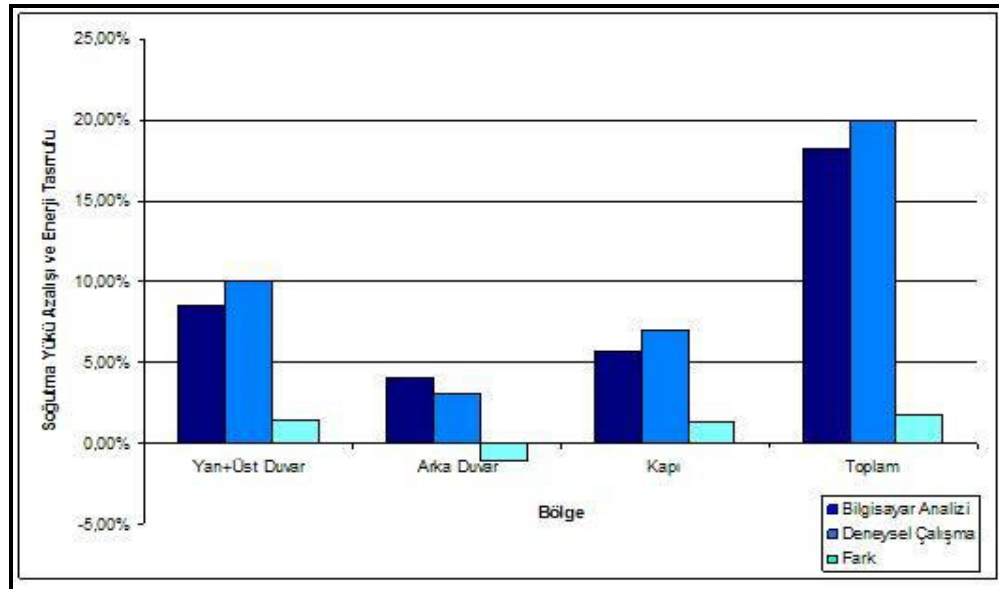
Bir başka deyişle 2,3 ve 4 numaralı VIP'lerin bir arada kullanımı toplam enerji tasarrufunun % 50 lik bölümünü teşkil etmektedir. Aynı şekilde 5, 6 ve 7 numaralı VIP'lerin bir arada kullanımı toplam enerji tasarrufunun % 15 'ine ve 1 numaralı VIP' de toplam tasarrufun %35 'ine denk gelmektedir.

7.3 Sayısal ve Deneysel Çalışmaların Karşılaştırılması

Bölüm 7.1 VIP kullanımı sonucu dondurucunun soğutma yükünde gerçekleşen değişim, Bölüm 7.2 de ise VIP kullanımı sonucunda dondurucunun enerji tüketiminde gerçekleşen azalma değerleri verilmiştir. Sayısal çalışma ile elde edilen toplam soğutma yükü düşüş oranları ile deneysel ölçümlerle elde edilen enerji tüketim değerlerindeki düşüş oranları Tablo 7.8 ve Şekil 7.1 de karşılaştırmalı olarak verilmektedir.

Tablo 7.8 Sayısal ve deneysel çalışma sonuçlarının rakamsal karşılaştırılması

| Bölge | Bilgisayar Analizi (%) | Deneysel Çalışma (%) | Fark (%) |
|-----------------|------------------------|----------------------|----------|
| Yan + Üst Duvar | 8,48 | 10 | 1,52 |
| Arka Duvar | 4,08 | 3 | -1,08 |
| Kapı | 5,66 | 7 | 1,34 |
| Toplam | 18,22 | 20 | 1,78 |



Şekil 7.1 Sayısal ve deneysel çalışma sonuçlarının grafiksel karşılaştırılması

Tablo 7.8 de verilen değerle incelendiğinde çalışma kapsamında yapılan sayısal çalışma sonuçları ile deneysel çalışma sonuçlarının birbirleriyle uyumlu olduğu görülmektedir.

7.4 Sonuç, Değerlendirme ve neriler

Dondurucu içerisinde ısı yalıtım malzemesi olarak vakum izolasyon panellerin poliüretan ile birlikte kullanılması durumunda, dondurucunun enerji tüketiminde yaklaşık olarak %20 lik bir azalma gerçekleşmiştir.

EN 2003/66/EC ve EN94/2/EC standartlarında belirtilen tanımlamalara göre B enerji sınıfı kombinasyonu ile üretilen standart dondurucu, vakum izolasyon panellerinin kullanımı sonucunda A enerji sınıfına rahatlıkla ulaşmıştır. Hatta A+ enerji sınıfına ulaşması için %8 lik bir fark kalmıştır. Bu fark da test sırasında elde edilen bulgular eşliğinde, vakum izolasyon panellerin yerleşimi (rneğin arka duvarda VIP kullanımı) ve boyutları (20mm yerine 25 mm kullanımı) üzerinde yapılacak küçük optimizasyon çalışmalarıyla kapatılması muhtemel bir farktır.

Özellikle üç yıldızlı derin donduruculardaki gibi çok düşük sıcaklık değerlerine inilen (< -18°C) ev tipi soğutucularda A++ enerji sınıfına ulaşılması esnasında ortaya çıkan birçok teknik problem VIP kullanım ile daha kolay bir şekilde zmlenebilecektir.

Başka bir açıdan bakmak gerekirse, dondurucunun enerji sınıfı değiştirilmeden, vakum izolasyon panellerin kullanılması ile soğutucunun duvar kalınlıkları daha ince hale getirilebilir. Bu da dondurucunun dış boyutları değiştirilmeksizin daha geniş bir i hacim yaratılmasına imkan verecektir.

Kullanıcı açısından düşünüldüğünde ise iki dondurucunun yıllık enerji tüketimleri,

$$\text{Standart dondurucu} = 0,656 \text{ kWh/24h} \times 365 \text{ gün} = 239,4 \text{ kWh/ 1yıl}$$

$$\text{VIP'li dondurucu} = 0,524 \text{ kWh/24h} \times 365 \text{ gün} = 191,2 \text{ kWh/ 1 yıl}$$

olarak gerçekleşecektir. Bu da yıllık enerji tüketiminde 48,14 kWh bir azalmaya neden olacaktır. Yaklaşık 12 yıllık bir kullanım süresi için,

$$48,2 \text{ kWh} \times 12 \text{ yıl} = 578,4 \text{ kWh}/12\text{yıl}$$

enerji tasarrufu anlamına gelir. Temmuz 2008 ve konut tüketim fiyatları baz alındığında ülkemizde 1kWh lik elektrik kullanım bedeli 0,229 YTL'dir. Buna göre VIP'li dondurucu kullanımı ile tüketicinin yıllık ortalama karı,

$$48,2 \text{ kWh} \times 0,229 \text{ YTL/kWh} = 11 \text{ YTL}$$

seviyesinde olacaktır. Her yıl % 5 lik bir zam oranı düşünüldüğünde ise kullanımın 12 yıllık bir kullanım süresi için Tablo 7.9 da görüldüğü üzere yaklaşık,

Tablo 7.9 VIP kullanımı ile dondurucunun kullanım ömrü boyunca edilecek kar

| Kullanım Süresi (Yıl) | Elektrik Fiyatı YTL/kWh | Fark enerji (kWh) | Yıllık Kar (YTL) |
|------------------------------|--------------------------------|--------------------------|-------------------------|
| 1 | 0,229 | 48,2 | 11,04 |
| 2 | 0,240 | 48,2 | 11,59 |
| 3 | 0,252 | 48,2 | 12,17 |
| 4 | 0,265 | 48,2 | 12,78 |
| 5 | 0,278 | 48,2 | 13,42 |
| 6 | 0,292 | 48,2 | 14,09 |
| 7 | 0,307 | 48,2 | 14,79 |
| 8 | 0,322 | 48,2 | 15,53 |
| 9 | 0,338 | 48,2 | 16,31 |
| 10 | 0,355 | 48,2 | 17,12 |
| 11 | 0,373 | 48,2 | 17,98 |
| 12 | 0,392 | 48,2 | 18,88 |
| Toplam Kar | | | 175,69 |

175 YTL kar edebileceği görülür.

Çalışmada kullanılan dondurucunun B ve A enerji sınıfları arasındaki fiyat farkının yaklaşık 80 YTL olduğu düşünülürse tüketicinin bir üst enerji seviyesindeki

ürüne yönelmesi için üstleneceği maliyetin geri dönüşü ortalama 7-8 yıl almaktadır. Bu da açıkça göstermektedir ki devlet desteği ve belirli teşvikler olmaksızın, tüketicinin enerji sınıfı yüksek ürünlere yönelmesi çok ekonomik gözükmemektedir. Bu nedenle tüketicinin enerji sınıfı yüksek ürünlere yönlendirilmesi amacıyla Hollanda, Danimarka, İtalya, İspanya, vb. modellerinde olduğu gibi değeri 50–200 € arasında değişen teşviklerin hayat geçirilmesi özendirici olacaktır.

Son olarak, Bölüm 1.3.1, Şekil 1.9 da verilen değerlere bakılarak günümüzde kullanılan dondurucuların 380 kWh/yıl ve buzdolaplarının 360 kWh/yıl enerji tükettiklerini görüyoruz. Yine Bölüm 1.4 de verilen bilgilere göre, Avrupa pazarında 88 milyonun üzerinde soğutucunun 10 yaşından büyük ve buna bağlı olarak da düşük enerji sınıfı olduğunda düşünülürse, vakum izolasyon panel kullanımı ile bu grupta yer alan soğutucuların enerji tüketiminde gerçekleşecek % 20 lik bir iyileşmenin yıllık;

$$360 \text{ kWh/yıl} \times 88.000.000 \times \%20 = 6.336 \text{ GWh}$$

enerji tasarrufu saylayacağı öngörülebilir.

KAYNAKLAR

- Altınışık, K. (2006). *Isı Yalıtımı*. İstanbul: Nobel Yayın Dağıtım
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers [ASHRAE]. (2002). *Refrigeration Handbook (SI)*
- ASTM C 1484–07. (2007). Standard Specification for Vacuum Insulation Panels
- Çengel, Y. A., Boles, M.A. (1999). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik (2)*. (T. Derbentli, Çev.) İstanbul: Literatür Yayınevi (1994)
- Danfoss. (2000). Practical Application of Refrigerant R600a Isobutane in Domestic Refrigerator Systems Technical Information
- Erb, M., Eicher, Pauli, A.G. (2005). IEA/ECBCS High Performance Thermal Insulation. *7th International Vacuum Insulation Symposium Report*
- EN 94/2 EC. (1994). Energy Labelling Of Household Electric Refrigerators, Freezers and Their Combinations
- EN 2003/66/EC. (2003). Energy Labelling Of Household Electric Refrigerators, Freezers and Their Combinations
- Ertaş, K. (bt.) *Isı Yalıtım Malzemeleri ve Isı Yalıtım Esasları*
- European Committee of Manufacturers of Domestic Equipment [CECED] (2006). Energy efficiency A Shortcut To Kyoto Protocol Targets – The Vision Of European Home Appliance Manufacturers
- Fricke, J.(1993). *Materials Research for the Optimization of thermal Insulations*. High Temperature-High Pressure, 25

Fricke, J. (2005), From Dewards to VIPs – One Century of Progress in Vacuum Insulation technology. *7th International Vacuum Insulation Symposium Report*

History of Refrigeration (b.t)

<http://nptel.iitm.ac.in/courses/Webcoursecontents/IIT%20Kharagpur/Ref%20and%20Air%20Cond/pdf/RAC%20%20Lecture%201.pdf>

History of the Refrigerator, (b.t).

<http://inventors.about.com/gi/dynamic/offsite.htm?site=http://www.historychannel.com/exhibits/modern/fridge.html>

Incropera, F.P., DeWitt, D.P. (2003). *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri* (2). (T. Derbnetli, Çev.) İstanbul: Literatür yayınevi (1981)

International Energy Agency [IEA]. (2007). Experience With Energy Efficiency Regulations for Electrical Equipment – IEA Information Paper

International Energy Agency [IEA]. (2008) Worldwide Trends in Energy Use and Efficiency – Key Insights from IEA Indicator Analysis

Onat, A., İmal, M. ve İnan, A.T. (2004). Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar. *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi* 7(1)-2004

Özkan, K. S. L. (2001). Yüksek Performanslı Isı Yalıtım Malzemeleri. *Mühendislik ve Makine Dergisi, Ekim-2001*

Özçam, M. (2006). Poliüretan Teknik Rapor

Refrigerator (b.t).

<http://inventors.about.com/gi/dynamic/offsite.htm?site=http://www.ideafinder.com/history/inventions/story057.htm>

- Simler, H., Brunner, S., Heinemann, U., Schwab, H., Kumaran, K., Mukhopadhyaya, P., Quenard, D., Sallee, H., Noller, K., Niarchos, E. K., Stramm, C., Tenpierik, M., Cauberg, H., Erb, M [Simler ve diğer.], (2005). High Performance Thermal Insulation . *IEA/ECBCS Anex 39 Report Subtask A and Subtask B*
- Simmler, H., Bruner, S. (2005a). Vacuum Insulation Panels For Building Application: Basic Properties Aging Mechanism and Service Life. *Energy and Buildings*, 37, 1122-1131.
- Simmler, H., Bruner, S. (2005b). Aging and service Life of VIP in Buildings,. *7th International Vacuum Insulation Symposium*.
- Taner, K. (2005). *Soğutma*. İstanbul: Nobel Yayın Dağıtım
- Tassou, S. A., Qureshi, T. Q. (1996). Comparative Performance Evaluation of Positive Displacement Compressors in Variable Speed Refrigeration Applications. *International Journal of Refrigeration*, 10(1), 18-32.
- Thamson, T. (2005). *Polyurethanes as Specialty Chemicals Principles and Applications* . A.B.D.: CRC Press LLC
- TS 901 EN13162. (2005). Isı yalıtım mamulleri - Binalarda kullanılan - Fabrika yapımı mineral yün (MW) mamuller - Özellikler
- TS 7316 EN 13163. (2002). Isı Yalıtım Mamulleri- Binalar İçin- Fabrikasyon Olarak İmal Edilen- Genleştirilmiş Polistiren Köpük- Özellikler
- TS 11989 EN 13164. (2003). Isı Yalıtım Mamulleri-Binalar İçin-Fabrikasyon Olarak Ekstrüzyonla İmal Edilen Polistiren Köpük (XPS)- Özellikler
- TS EN 13165. (2004) Isı yalıtım mamulleri-Binalar için-Fabrikasyon olarak imal edilen sert poliüretan köpük (PUR)-Özellikler

- TS 2193 EN 13166. (2004). Isı Yalıtım Mamülleri - Binalar İçin - fabrikasyon olarak imal edilen fenolik köpük (PF) - Özellikler
- TS EN 13167. (2002). Isı Yalıtım Ürünleri- Binalarda Kullanılan- Fabrika Yapımı Cam Yünü Ürünleri- Özellikler
- TS EN 13169. (2004). Isı yalıtım malzemeleri – Binalar için – Genleştirilmiş perlitten fabrikada imâl edilmiş mamuller (epb) – Özellikler
- TS EN 13170. (2007). Isı Yalıtım Mamülleri-Binalar İçin-Fabrika Yapımı Genleştirilmiş Meşe Mantarı Levhaları (ICB)-Özellikler
- TS 418 EN 12201. (2005). Plâstik boru sistemleri - İçme ve kullanma suyu için - Polietilen(PE)
- TS 7596 ISO 5155. (1998). Soğutucular (Buzdolapları) - Ev Tipi - Donmuş Gıda Depolama Dolapları ve Gıda Dondurucuları - Karakteristikler ve Deney Metotları
- TS 87 ISO 7371. (1998). Soğutucu Cihazlar (Buzdolapları) - Ev Tipi -Düşük Sıcaklık Bölmesi Bulunan veya Bulunmayan Soğutucuların Performansı
- Um Rath, W. (Ed.) (1998). *Fundamental of Vacuum Technology*
- Wakilli, G., Nussbaumer, T., Bindi, R. (2005). Thermal performance of VIP assemblies in Buildings Constructions. *7th International Vacuum Insulation Symposium*.
- Yalçın, H.ve Gürü, M.(1999). *Uygulamalı Mühendislik Termodinamiği*. Ankara: Palme Yayıncılık
- Yılmaz, U. (2007). Soğutma Teknik Rapor

EK 1 - ŞEKİL LİSTESİ

| | Sf. |
|--|-----------|
| BÖLÜM BİR – GİRİŞ..... | 1 |
| Şekil 1.1 1900’lü yılların başlarına kadar yaygın olarak kullanılan bir buz saklama kabı..... | 2 |
| Şekil 1.2 J. Perkins'in 1834 de patentini aldığı soğutma yöntemine ait çizim..... | 3 |
| Şekil 1.3 J. Hague tarafından gerçeğe dönüştürülen Perkins Soğutucusu..... | 3 |
| Şekil 1.4 General Electric firmasının 1920’lerin sonlarında ürettiği ev tipi buzdolabı..... | 5 |
| Şekil 1.5 2005 yılında dünya çapında enerji tüketiminin sektörel dağılımı..... | 7 |
| Şekil 1.6 Konutlarda enerji tüketiminin kullanım alanlarına göre dağılımı ve yıllar içerisindeki değişim süreci..... | 8 |
| Şekil 1.7 Gelişmiş ülkelerde, kullanım alanlarına bağlı olarak konutlarda elektrik tüketim payları tahminler, 2005 yılı için..... | 9 |
| Şekil 1.8 Gelişmekte olan büyük ülkelerde, kullanım alanlarına bağlı olarak konutlarda elektrik tüketim payları tahminleri,2005 yılı için..... | 9 |
| Şekil 1.9 Beyaz eşyalarda ortalama enerji tüketim değerlerinin yıllara göre değişimi..... | 10 |
| Şekil 1.10 Buzdolapları ve dondurucuların enerji verimlilik indeks değerlerinde yaşanan gelişim..... | 11 |
| Şekil 1.11 Farklı enerji sınıfındaki buzdolapları ve dondurucuların Avrupa pazarına girişi..... | 12 |
| Şekil 1.12 2004 yılında Avrupa buzdolabı ve dondurucu pazarında gerçekleşen satışların enerji sınıflarına göre dağılımı..... | 13 |
| BÖLÜM İKİ - EV TİPİ BUZDOLAPLARI ve DONDURUCULAR..... | 15 |
| Şekil 2.1 Soğutma makinesinin genel çalışma prensibi..... | 17 |
| Şekil 2.2 Bir akışkana ait sıcaklık-entropi (T-s) hal diyagramı..... | 19 |

| | |
|---|----|
| Şekil 2.3 Carnot Çevrimi, Basınç(P)-Özgül Hacim(v) ve Sıcaklık(T)-Entropi(s) grafikleri..... | 22 |
| Şekil 2.4 Carnot ısı makinesine ait diyagram..... | 23 |
| Şekil 2.5 Ters Carnot Çevrimi Sıcaklık(T)-Entropi(s) grafiği..... | 24 |
| Şekil 2.6 Carnot soğutma makinesine ait diyagram..... | 24 |
| Şekil 2.7 Doyma bölgesinde gerçekleşen ters Carnot çevrimi ve Carnot soğutma makinesi..... | 27 |
| Şekil 2.8 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi elemanları ve sıcaklık-entropi grafiği..... | 29 |
| Şekil 2.9 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi elemanları ve sıcaklık - entropi grafiği..... | 30 |
| Şekil 2.10 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi elemanları ve sıcaklık-entropi grafiği..... | 32 |
| Şekil 2.11 İdeal ve gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerine ait basınç-entalpi değişimi hal grafiği..... | 33 |
| Şekil 2.12 Günümüzde yaygın olarak üretilen ev tipi buzdolabı ve dondurucu tipleri..... | 34 |
| Şekil 2.13 Ev tipi buzdolabı ve derin dondurucularda kullanılan gerçek soğutma sistemi ve elemanları..... | 38 |
| Şekil 2.14 Pistonlu kompresörün iç detayları..... | 41 |
| Şekil 2.15 Pistonlu kompresörün, dondurucu arka alt kısmında yer alan yatağındaki görüntüsü ve diğer elemanlarla olan bağlantıları..... | 41 |
| Şekil 2.16 Doğal taşınımlı hava soğutmalı kondanser ve kondanserin dondurucu arka duvarındaki yerleşimi..... | 43 |
| Şekil 2.17 Zorlanmış taşınımlı hava soğutmalı kondanserin ve fanının kompresör boşluğundaki yerleşimi..... | 43 |
| Şekil 2.18 Kılcal boru ve emme hattı borusu..... | 44 |
| Şekil 2.19 Kurutucu filtre ve filtreye bağlı kılcal boru girişi..... | 45 |
| Şekil 2.20 Kurutucu filtrenin soğutma sistemindeki teri ve bağlantıları..... | 46 |
| Şekil 2.21 Levha boru tipi evaporatör..... | 47 |
| Şekil 2.22 Kanat boru tipi evaporatör..... | 47 |
| Şekil 2.23 İndirek termostat..... | 51 |

| | |
|---|-----------|
| BÖLÜM ÜÇ EV TİPİ BUZDOLABI VE DONDURUCULARDA ISI YALITIMI VE ENERJİ TÜKETİMİ..... | 54 |
| Şekil 3.1 İletim yoluyla bir boyutlu ısı transferi gerçekleşen duvar..... | 58 |
| Şekil 3.2 İletim yoluyla bir boyutlu ısı transferi gerçekleşen kompozit duvar..... | 59 |
| Şekil 3.3 Taşınım ile ısı transferinde sınır tabaka gelişimi..... | 60 |
| Şekil 3.4 İki yüzey arasında ışınlama ile ısı geçişi..... | 62 |
| Şekil 3.5 Çeşitli ısı yalıtım malzemeleri ve gazların ısı iletim katsayıları..... | 72 |
| Şekil 3.6 Ev tipi soğutucularda toplam ısı kazançlarının oransal dağılımı..... | 73 |
| Şekil 3.7 Poliollerin kimyasal yapısı..... | 77 |
| Şekil 3.8 Ticari olarak en çok kullanılan izosiyonatlar..... | 78 |
| Şekil 3.9 Poliüretan oluşum tepkimesi..... | 79 |
| Şekil 3.10 PU tepkimesinde kullanılan kabartıcı ajanlar | 80 |
| Şekil 3.11 Buzdolabı ve dondurucu üretiminde kullanılan PU basma makineleri..... | 81 |
| Şekil 3.12 PU basma makinesi prensip şeması..... | 81 |
| Şekil 3.13 Soğutucu gövdesinde ısı yalıtımı ve PU detayı..... | 82 |
| Şekil 3.14 Test odası yerleşim planı (üst görünüş)..... | 85 |
| Şekil 3.15 Enerji ölçümü testlerinde kullanılan deney ve M paketleri..... | 87 |
| | |
| BÖLÜM DÖRT - METOD VE MATERYAL..... | 93 |
| Şekil 4.1. Fiber ve köpük bazlı ısı yalıtım malzemelerinde ısı transferi mekanizması..... | 95 |
| Şekil 4.2 VIP dış görünüşü..... | 96 |
| Şekil 4.3 Bir VIP'in iç yapısı..... | 96 |
| Şekil 4.4 Bazı gazların, farklı basınçlar altında ortalama serbest hareket yolları. | 101 |
| Şekil 4.5 Gözenek boyutları ve basınç seviyelerine bağlı olarak havanın ısı iletim katsayısının oransal değişimi..... | 104 |
| Şekil 4.6 Farklı gözenek boyutları ve basınç seviyelerinde havanın ısı iletim katsayısı..... | 105 |

| | |
|--|------------|
| Şekil 4.7 Farklı iç dolgu malzemesine sahip vakum izolasyon panellerin ısı iletim katsayıları..... | 108 |
| Şekil 4.8 VIP içinde gerçekleşen termal köprü etkisi..... | 109 |
| Şekil 4.9 Çalışmada kullanılan VIP'in basınca bağlı ısı iletim katsayısı değerleri..... | 113 |
| Şekil 4.10 Çalışmada kullanılacak olan VIP'in sıcaklığa bağlı olarak ısı iletim katsayısı değerleri..... | 113 |
| Şekil 4.11 Çalışmada kullanılan ısı iletim katsayısı ölçüm cihazı..... | 114 |
| Şekil 4.12 Dondurucuda kullanılan VIP'in boyutları ve yerleşim şekilleri..... | 116 |
| BÖLÜM BEŞ – SAYISAL ÇALIŞMA..... | 117 |
| Şekil 5.1 Dondurucunun üç boyutlu modeli (kesit görünüş)..... | 118 |
| Şekil 5.2 Yan duvar geometrisi..... | 121 |
| Şekil 5.3 Yan duvar ağ yapısı..... | 122 |
| Şekil 5.4 Yan duvar sıcaklık sınır koşulları..... | 122 |
| Şekil 5.5 Yan duvar sıcaklık dağılımı..... | 122 |
| Şekil 5.6 Yan duvar toplam ısı akısı..... | 123 |
| Şekil 5.7 Yan duvarda Z yönünde gerçekleşen ısı akısı..... | 123 |
| Şekil 5.8 Üst duvar geometrisi..... | 124 |
| Şekil 5.9 Üst duvar ağ yapısı..... | 124 |
| Şekil 5.10 Üst duvar sıcaklık sınır şartları..... | 125 |
| Şekil 5.11 Üst duvar sıcaklık dağılımı..... | 125 |
| Şekil 5.12 Üst duvar toplam ısı akısı..... | 125 |
| Şekil 5.13 Üst duvar da Z yönünde gerçekleşen ısı akısı..... | 126 |
| Şekil 5.14 Arka duvar geometrisi..... | 127 |
| Şekil 5.5 Arka duvar ağ yapısı..... | 127 |
| Şekil 5.16 Arka duvar sıcaklık sınır koşulları..... | 128 |
| Şekil 5.17 Arka duvar sıcaklık dağılımı..... | 128 |
| Şekil 5.18 Arka duvar toplam ısı akısı..... | 128 |
| Şekil 5.19 Arka duvarda Y yönünde gerçekleşen ısı akısı..... | 129 |
| Şekil 5.20 Arka duvarda Z yönünde gerçekleşen ısı akısı..... | 129 |

| | |
|--|-----|
| Şekil 5.21 Kapı geometrisi..... | 130 |
| Şekil 5.22 Kapı ağ yapısı..... | 130 |
| Şekil 5.23 Kapı sıcaklık sınır şartları..... | 131 |
| Şekil 5.24 Kapı sıcaklık dağılımı..... | 131 |
| Şekil 5.25 Kapı toplam ısı akısı..... | 131 |
| Şekil 5.26 Kapıda Z yönünde gerçekleşen ısı akısı..... | 132 |

BÖLÜM ALTI – DENEYSEL ÇALIŞMA..... 133

| | |
|--|-----|
| Şekil 6.1 PU testinin yapılması için numune alınan bölgeler..... | 139 |
| Şekil 6.2 Dondurucu kapısında ve gövdesinde kullanılan VIP'ler..... | 141 |
| Şekil 6.3 Üst saca yerleştirilen 3 numaralı VIP..... | 141 |
| Şekil 6.4 3 numaralı VIP'in uygulama detayı..... | 141 |
| Şekil 6.5 Gövde grubunda kullanılan tüm VIP'ler..... | 142 |
| Şekil 6.6 2 ve 4 numaralı VIP'lerin uygulama detayı..... | 142 |
| Şekil 6.7 2 numaralı VIP'in sac ve plastik arasındaki yerleşimi..... | 142 |
| Şekil 6.8 5,6 ve 7 numaralı VIP'lerin uygulama detayı..... | 143 |
| Şekil 6.9 PU basılmaya hazır dondurucu (arka panel yok iken)..... | 143 |
| Şekil 6.10 Test odası..... | 145 |
| Şekil 6.11 Dondurucunun test odasındaki yerleşimi..... | 145 |
| Şekil 6.12 Standart dondurucunun performans testi grafiği..... | 147 |
| Şekil 6.13 VIP'li dondurucunun performans testi grafiği..... | 148 |
| Şekil 6.14 Dondurucu yükleme planı ve M paketlerin raflardaki yerleşimi..... | 149 |
| Şekil 6.15 Standart dondurucunun enerji testi grafiği..... | 150 |
| Şekil 6.16 VIP'li dondurucunun enerji testi grafiği (E.T.1 için)..... | 151 |
| Şekil 6.17 VIP'li dondurucunun enerji testi grafiği (E.T.2 için)..... | 153 |
| Şekil 6.18 VIP'li dondurucunun enerji testi grafiği (E.T.3 için)..... | 155 |
| Şekil 6.19 VIP'li dondurucunun enerji testi grafiği (E.T.4 için)..... | 157 |
| Şekil 6.20 İlave ısı çiftlerin dondurucudaki yerleşimleri..... | 158 |

BÖLÜM YEDİ – SONUÇLAR..... 160

| | |
|---|-----|
| Şekil 7.1 sayısal ve deneysel çalışma sonuçlarının grafiksel karşılaştırılması..... | 172 |
|---|-----|

EK 2 - TABLO LİSTESİ

| | Sf. |
|--|------------|
| BÖLÜM BİR – GİRİŞ..... | 1 |
| | |
| BÖLÜM İKİ - EV TİPİ BUZDOLAPLARI ve DONDURUCULAR..... | 15 |
| Tablo 2.2 Ev tipi soğutucularda iklim sınıfları..... | 36 |
| Tablo 2.2 Ev tipi buzdolaplarında depolama sıcaklıkları..... | 36 |
| Tablo 2.3 Ev tipi dondurucularda depolama sıcaklıkları..... | 36 |
| Tablo 2.4 R-600a ve R-134a soğutucu akışkanlarına ait özellikler..... | 49 |
| | |
| BÖLÜM ÜÇ EV TİPİ BUZDOLABI VE DONDURUCULARDA ISI YALITIMI VE ENERJİ TÜKETİMİ..... | 54 |
| Tablo 3.1 Ev tipi soğutucuların kabinlerinde kullanılan yapı malzemeleri..... | 75 |
| Tablo 3.2 Isı yalıtımının soğutucu gövdesi duvar kalınlıklarına etkisi..... | 76 |
| Tablo 3.3 Enerji verimlilik indeksi hesabından kullanılan M ve N katsayıları.... | 90 |
| Tablo 3.4 Tropik modeller için kullanılan Cc katsayısı değerleri..... | 90 |
| Tablo 3.5 Enerji verimlilik sınıfları aralık değerleri..... | 91 |
| Tablo 3.6 Enerji verimlilik indeksi hesabından kullanılan M_{α} ve N_{α} katsayıları.. | 92 |
| Tablo 3.7 Enerji verimlilik sınıfları aralık değerleri..... | 92 |
| | |
| BÖLÜM DÖRT - METOD VE MATERYAL..... | |
| Tablo 4.1 VIP de kullanılan bir bariyer filmin katmanları..... | 97 |
| Tablo 4.2 Bazı gazlar için C sabiti değerleri..... | 100 |
| Tablo 4.3 Vakum izolasyon panellerinde bariyer filmlerin ısı iletim katsayısına etkisi..... | 110 |
| Tablo 4.4 Çok katmanlı polimer yapıli bariyer filmlerin gaz ve nem geçirgenlik değerleri | 111 |

| | |
|--|------------|
| Tablo 4.5 Çalışmada kullanılacak olan VIP'in özellikleri..... | 112 |
| Tablo 4.6 Çalışmada kullanılacak olan VIP'in ısı iletim katsayısı ölçüm sonuçları..... | 114 |
| BÖLÜM BEŞ – SAYISAL ÇALIŞMA..... | 117 |
| Tablo 5.1 Dondurucuda kullanılan yapı elemanları ve özellikleri..... | 120 |
| Tablo 5.2 Yan duvar analiz sonuçları..... | 123 |
| Tablo 5.3 Üst duvar analiz sonuçları..... | 126 |
| Tablo 5.4 Arka duvar analiz sonuçları..... | 129 |
| Tablo 5.5 Kapının analiz sonuçları..... | 132 |
| BÖLÜM ALTI – DENEYSEL ÇALIŞMA..... | 133 |
| Tablo 6.1 Dondurucu kapısında kullanılan VIP'in boyutları ve hacmi..... | 133 |
| Tablo 6.2 Dondurucu gövdesinde kullanılan VIP'lerin boyutları ve hacimleri.... | 134 |
| Tablo 6.3 Deneme 2 de üretilen derin dondurucu kapısının PU köpüğü test sonuçları..... | 136 |
| Tablo 6.4 Deneme 1 de üretilen dondurucu gövdesinden alınan PU numunelerinin test sonuçları..... | 138 |
| Tablo 6.5 Enerji testleri sırasında kullanılan ilave ısıl çiftlerle ölçülen ortalama sıcaklıklar..... | 159 |
| BÖLÜM YEDİ – SONUÇLAR..... | 160 |
| Tablo 7.1 Bilgisayar analizi sonuçlarına göre duvarların ısıl kazançlarında meydana gelen iyileşme..... | 161 |
| Tablo 7.2 Duvarlardaki ısı kazanç iyileşmelerinin, dondurucunun toplam ısı kazanç iyileşmesindeki payları..... | 162 |
| Tablo 7.3 Standart dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonucu..... | 164 |

| | |
|--|-----|
| Tablo 7.4 VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonucu (E.T.1 için)..... | 165 |
| Tablo 7.5 VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonucu (E.T.2 için)..... | 167 |
| Tablo 7.6 VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonucu (E.T.3 için)..... | 169 |
| Tablo 7.7 VIP'li dondurucunun enerji verimlilik sınıfı hesaplamaları ve sonucu (E.T.4 için)..... | 170 |
| Tablo 7.8 Sayısal ve deneysel çalışma sonuçlarının karşılaştırılması..... | 171 |
| Tablo 7.9 VIP kullanımı ile dondurucunun kullanım ömrü boyunca edilecek kar..... | 174 |