

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BENZER ÖZELLİKLİ ÇİFT VE TEK KOMPRESÖRLÜ EV TİPİ
BUZDOLAPLARININ ENERJİ İNDEKSİNE GÖRE DENEYSEL
KARAKTERİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alper AKDEMİR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Selin ARADAĞ

HAZİRAN 2018

Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

.....
Prof. Dr. Osman EROĞUL
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans derecesinin tüm gereksinimlerini sağladığını onaylarım.

.....
Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ
Anabilimdalı Başkanı

TOBB ETÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 141511032 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Alper AKDEMİR** 'in ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "**BENZER ÖZELLİKLİ ÇİFT VE TEK KOMPRESÖRLÜ EV TİPİ BUZDOLAPLARININ ENERJİ İNDEKSİNE GÖRE DENEYSEL KARAKTERİZASYONU**" başlıklı tezi **08.06.2018** tarihinde aşağıda imzaları olan jüri tarafından kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Selin ARADAĞ**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Eş Danışman : **Dr. Öğr. Üyesi Özgür BAYER**
Orta Doğu Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Sıtkı USLU**
TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Ece AYLI (Başkan)
Çankaya Üniversitesi

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Alper AKDEMİR

ÖZET

Yüksek Lisans

BENZER ÖZELLİKLİ ÇİFT VE TEK KOMPRESÖRLÜ EV TİPİ BUZDOLAPLARININ ENERJİ İNDEKSİNE GÖRE DENEYSEL KARAKTERİZASYONU

Alper AKDEMİR

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Selin ARADAĞ

Tarih: Haziran 2018

Uygulamada tek kompresörlü en az iki kapılı buzdolabı soğutma sisteminde dondurucu bölmesini, soğutucu bölmesinden tamamı ile ayırabilmek oldukça güçtür. Kullanıcı, ihtiyacına göre, dondurucu bölmeyi en soğuk, soğutucu bölmeyi ise en sıcak ayarında tutmak isteyebilir. Bu durumda tek kompresörlü sistemde, kompresör dondurucu bölmeyi soğutabilmek amacı ile yoğun olarak çalışacaktır. Böylece soğutucu bölme de etkilenecek, istenilen soğutma seviyesi ayarına ait sıcaklık değerlerinden daha düşük bir soğutucu kabin sıcaklığı ortaya çıkabilecektir. Kullanıcının her iki bölmeyi de istediği sıcaklıkta tutabilmesi amacı ile soğutucu ve dondurucu bölmenin ayrı olarak kontrol edilebilmesi sektörün hedefi haline gelmiş ve bu kapsamda çift kompresörlü olacak şekilde iki ayrı soğutma çevriminin tasarımı ile ilgili çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Yüksek verimli buzdolabı tasarımını gerçekleştirmek, 2020 yılında devreye girmesi söz konusu olan yeni enerji regülasyonuna hazırlık yapmak ve uyum sağlayabilmek, kullanıcı memnuniyetini arttırabilmek amacı ile dondurucu ve soğutucu bölümünü birbirinden bağımsız olarak kontrol sistemi geliştirilmesi planlanmıştır.

Bu çalışmada IEC 62552 ve ISO 15502 standartları referans alınarak, yaklaşık aynı kullanım hacimlerine sahip tek kompresörlü ve çift kompresörlü ev tipi buzdolaplarına ait enerji indeks hesaplamaları deneysel veriler kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalara kabinlerin ısı kazancı baz oluşturmuştur. Tasarımın yapıldığı kompresörlerin COP değerleri benzerdir. İlgili enerji performans testleri Arçelik A.Ş. Buzdolabı İşletmesinde gerçekleştirilmiştir. Performans testleri gerçekleştirilen buzdolaplarından tek kompresörlü buzdolabının net hacmi 523 litre, çift kompresörlü buzdolabının net hacmi ise 492 litredir. Enerji verimliliği yaklaşımı yapmak amacı ile bu buzdolaplarında çıkan enerji sonuçları ele alınarak enerji indeks hesaplaması yapılmıştır. Performans testlerindeki deneysel veriler kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda, tek ve çift kompresörlü buzdolaplarının enerji indekslerinin sırasıyla 32,69 ve 30,21 olduğunu ortaya koymuştur.

Anahtar Kelimeler: Soğutma sistemi, Buzdolabı çevrimi, Enerji indeksi

ABSTRACT

Master of Science

**EXPERIMENTAL CHARACTERIZATION OF SINGLE AND DUAL
COMPRESSOR DOMESTIC REFRIGERATORS WITH SIMILAR FEATURES
ACCORDING TO ENERGY INDEX**

Alper AKDEMİR

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Prof. Dr. Selin ARADAĞ

Date: June 2018

It is quite difficult to separate the freezer compartment completely from the fresh food compartment in a single-compressor refrigerator that has at least two doors, in practice. The user might want to set different temperatures for each compartment. In this case, in a single compressor system, the compressor works intensively to cool the freezer compartment. This also alters the temperature of the fresh food compartment. Controlling the temperature of the compartments separately became one of the objectives of the industry and refrigerators with two different compressors and two cycles has become a subject of interest recently.

Separately temperature-controlled cooling system of fresh food and freezer compartments is planned to adapt to the new European energy regulation that will become effective in 2020 and to increase user satisfaction. The cooling system is similar to the refrigerators in use; however the cooling is achieved with two different

compressors for two cycles. In this study, energy index calculations of single-compressor and double-compressor domestic refrigerators with approximate volumes are performed using experimental data, with reference to IEC 62552 and ISO 15502 standards. The calculations are based on the heat gains of the cabinets. COP values of the compressors are similar. The performance tests are performed at Arçelik A.Ş. Refrigerator Plant. The calculations based on the experiments show that the energy indices of single and dual compressor refrigerators are 32.69 and 28.29 respectively.

Keywords: Cooling system, Refrigeration cycle, Energy index



TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocalarım Selin Aradağ, Özgür Bayer, Sıtkı Uslu ve Ece Aylı'ya, kıymetli tecrübelerinden faydalandığım TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü öğretim üyelerine, öğrenim süresince sağladığı burstan dolayı TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesine ve bu çalışma yapılırken vermiş oldukları önemli öneri ve desteklerinden dolayı Mert Tosun, Ahmet Şahin Şen ve Yunus Murat'a, deneysel araőtırmaya olanak sağlayan Arçelik A.Ş.'ye, gerçekleştirilen deneylerde desteğini esirgemeyen bütün çalışma arkadaşlarıma teşekkürlerimi arz ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
SEMBOL LİSTESİ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Soğutma Sistemi Teorisi ve Sistemsel Çalışmalar.....	2
1.2. Buzdolaplarında Isı Transferi ve Yalıtım Etkisi İncelemeleri	10
1.3. Buzdolaplarında Enerji Tüketimini İyileştirmeye Yönelik Diğer Çalışmalar	16
1.4. Soğutucu Akışkanlar Analizleri	18
1.5. Buzdolapları İçin Enerji Sınıfı Belirleyicileri	20
1.6. Tezin Amacı	21
2. DENEYSEL YÖNTEM	23
2.1. Tek ve Çift Kompresörlü Sistem Tanımı	23
2.2. Standart Enerji Testi Yöntemi.....	27
2.3. Enerji Tüketimi Değeri Hesaplama Yöntemi.....	31
3. İKİ KOMPRESÖRLÜ BUZDOLABININ YALITIM ÇALIŞMASI	37
4. DENEYSEL SONUÇLAR	53
5. TEK VE ÇİFT KOMPRESÖRLÜ BUZDOLAPLARININ TERMODİNAMİK ANALİZİ	71
6. SONUÇ	77
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ	85

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Soğutma çevrimi.	3
Şekil 1.2: T-s diagramı.	3
Şekil 1.3: Buzdolaplarında soğutma şematik çevrimi.	5
Şekil 1.4: Buzdolabı soğutma komponentleri.	6
Şekil 1.5: Tek buharlaştırıcılı, damperli buzdolabı sistemi.....	7
Şekil 2.1: Tek kompresörlü kombi tipi dolaplar için gaz akış şeması.....	23
Şekil 2.2: Soğutucu bölme ve dondurucu bölme ayrık soğutma sistemi.	24
Şekil 2.3: Sıcaklık ölçüm konumları.	27
Şekil 2.4: 3 inç bakır blok ve dondurucu ölçüm paketi (M Paketi).....	29
Şekil 2.5: Test dolabı, soğutucu bölme ve sıfır derece bölmesi.	30
Şekil 2.6: Dondurucu bölme yükleme şekli.	30
Şekil 2.7: Kiler bölmesi ölçüm paketleri.....	31
Şekil 2.8: Dondurucu kanatçıklı buharlaştırıcı ve defrost ısıtıcısı.	32
Şekil 3.1: Alternatif 1 ısı kazancı analizi için izolasyon kalınlıkları.....	40
Şekil 3.2: Alternatif 2 ısı kazancı analizi.	43
Şekil 4.1: A sınıfı buzdolabı dondurucu paket yükleme şematik gösterimi.	54
Şekil 4.2: A sınıfı buzdolabı dondurucu bölme ölçüm paketi sıcaklıkları.	54
Şekil 4.3: A sınıfı buzdolabı soğutucu bölme rafların sıcaklıkları.....	55
Şekil 4.4: A sınıfı buzdolabı soğutucu bölme rafların ortalama sıcaklıkları.....	56
Şekil 4.5: A sınıfı buzdolabı kiler bölmesi sıcaklıkları.	57
Şekil 4.6: A sınıfı buzdolabı güç grafiği.	58
Şekil 4.7: A sınıfı buzdolabı çalışma prensibi.....	59
Şekil 4.8: Buzdolabı çalışma prensibine göre PK 4 sıcaklığı.	60
Şekil 4.9: Buzdolabı çalışma prensibine göre soğutucu ortalama sıcaklığı.	61
Şekil 4.10: B sınıfı buzdolabı için dondurucu bölme paket sıcaklıkları.	63
Şekil 4.11: B sınıfı buzdolabı için soğutucu bölme sıcaklıkları.....	64
Şekil 4.12: Soğutucu bölme ortalama sıcaklığı.	65
Şekil 4.13: B sınıfı buzdolabı kiler bölmesi sıcaklıkları.	66
Şekil 4.14: B sınıfı buzdolabı güç grafiği.	67
Şekil 4.15: B sınıfı buzdolabı çalışma prensibi.....	68
Şekil 5.1: İdeal soğutma çevrimi.....	71
Şekil 5.2: A sınıfı buzdolabı için Basınç(Mpa)- Entalpi(kj/kg) grafiği.	73
Şekil 5.3: B sınıfı buzdolabı soğutucu bölme için Basınç(Mpa)- Entalpi(kj/kg) grafiği.....	74
Şekil 5.4: B sınıfı buzdolabı dondurucu bölme için Basınç(Mpa)- Entalpi(kj/kg) grafiği.....	75

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1:	Enerji indeks değerine göre enerji sınıfları.....	21
Çizelge 2.1:	Tek kompresörlü buzdolabı kompresör verileri.....	25
Çizelge 2.2:	Çift kompresörlü buzdolabı modelinde dondurucu VCC kompresör özellikleri.	25
Çizelge 2.3:	Buzdolabı kategorileri	33
Çizelge 2.4:	Kategoriye göre M ve N değerleri.	34
Çizelge 2.5:	<i>CC, FFC</i> ve <i>BI</i> değerleri.....	35
Çizelge 2.6:	Buzdolabı iklim sınıfları.....	35
Çizelge 3.1:	Analiz programındaki termal girdi değerleri.	38
Çizelge 3.2:	Alternatif 1 kabin boyutları.....	39
Çizelge 3.3:	Alternatif 1 dondurucu bölme için UA değerleri.....	41
Çizelge 3.4:	Alternatif 1 soğutucu bölme için UA değerleri.	41
Çizelge 3.5:	Alternatif 2 kabin boyutları.....	42
Çizelge 3.6:	Alternatif 2 dondurucu bölme için UA değeri.....	43
Çizelge 3.7:	Alternatif 2 soğutucu bölme için UA değeri.....	44
Çizelge 3.8:	Alternatif 3 kabin boyutları.....	45
Çizelge 3.9:	Alternatif 3 dondurucu bölme için UA değerleri.....	46
Çizelge 3.10:	Alternatif 3 soğutucu bölme için UA değerleri.	47
Çizelge 3.11:	A1 dondurucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.	48
Çizelge 3.12:	A1 dondurucu bölme enerji tüketimi hesaplaması.	48
Çizelge 3.13:	A1 soğutucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.	49
Çizelge 3.14:	A1 soğutucu bölme enerji tüketimi hesaplaması.	49
Çizelge 3.15:	A2 dondurucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.	50
Çizelge 3.16:	A2 dondurucu bölme enerji tüketimi hesaplaması.	50
Çizelge 3.17:	A2 soğutucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.	50
Çizelge 3.18:	A2 soğutucu bölme enerji tüketimi hesaplaması.	50
Çizelge 3.19:	A3 dondurucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.	51
Çizelge 3.20:	A3 dondurucu bölme enerji tüketimi hesaplaması.	51
Çizelge 3.21:	A3 soğutucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.	51
Çizelge 3.22:	A3 soğutucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.	51
Çizelge 4.1:	A sınıfı buzdolabı düzeltilmiş hacim hesabı katsayı değerleri.	62
Çizelge 4.2:	A sınıfı buzdolabı kategorilerine göre M,N,CH katsayı değerleri.....	62
Çizelge 4.3:	B sınıfı buzdolabı düzeltilmiş hacim hesabı katsayı değerleri.	69
Çizelge 4.4:	B sınıfı buzdolabı kategorilerine göre M,N,CH katsayı değerleri.....	69

SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
AE_c	Yıllık enerji tüketim değeri [$kWh/yıl$]
BI	Built-in faktörü
CC	Klimatik sınıf faktörü
CH	Kiler bölmesi faktörü
COP	Performans katsayısı
CR	Kabinler arası COP oranı
FF_c	Defrost katsayısı
EEI	Enerji indeks değeri
g	Yerçekimi kuvveti [m/s^2]
h	Entalpi [kJ/kg]
h_{buh}	Buharlaştırıcı ısı transferi katsayısı [W/m^2K]
h_r	Radyasyon ısı transferi katsayısı [W/m^2K]
h_{wi}	Duvarlar arasındaki ısı transferi katsayısı [W/m^2K] Duvar kalınlığı [m]
l_w	Soğutucu bölme için gerekli
$Load_{ff}$	soğutma yükü [W]
$Load_{fz}$	Dondurucu bölme için gerekli soğutma yükü [W]
LR	Soğutma ihtiyacı oranı
\dot{m}	Debi [kg/s]
M	Kategori faktörü
N	Kategori faktörü
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç [MPa]
Pr	Prandtl sayısı
R	Isıl Direnç [m^2K/W]
Ra	Rayleigh Sayısı
SAE_c	Standart yıllık enerji tüketimi [$kWh/yıl$]
T_{buh}	Buharlaştırma sıcaklığı [$^{\circ}C$]

T_c	Bölmelere göre sıcaklıklar [$^{\circ}C$]
T_w	Duvar sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{∞}	Hava sıcaklığı [$^{\circ}C$]
Q	Isı [W]
u	Hava hızı [m/s]
U	Toplam ısı transferi katsayısı [W/m^2K]
ν	Kinematik viskozite [m^2/s]
V_c	Bölmelere göre hacim değerleri [l]
V_{eq}	Eşdeğer hacim [l]
W	Güç [W]
δ_T	Akış kalınlığı [m]
β	Isıl Genleşme katsayısı [m^2/s]
α	Isıl Yayılma değeri [m^2/s]
λ	Isıl iletkenlik katsayısı [W/m^2K]
ρ	Akış yoğunluğu [W/m^2]



1. GİRİŞ

Günümüzde soğutma sektöründe pazarın giderek büyümesi ile global rekabet gün geçtikte artmaktadır. Bu sektör içerisinde dayanıklı ev aletleri alanında yer alan buzdolaplarında, yeni enerji regülasyonlarının yürürlüğe girmesi ile beraber düşük enerji üretimine sahip ürünler rekabette diğer ürünlerin önüne geçmektedir. Ayrıca sektör ile ilgili olarak, standart dışı müşteri memnuniyetini etkileyen soğutma sistemi ile ilgili performans testlerini gerçekleştiren Avrupa'da "Which", Amerika'da "Consumer Reports" gibi kullanıcıları memnuniyetini destekleyen kuruluşlar bulunmaktadır. Bu kuruluşların performans testlerinden iyi notlar alan buzdolabı üreticileri, buldukları pazarda diğer üreticilere göre öncelik kazanmış olurlar. Enerji tüketimi ile beraber, buzdolabının dondurucu ve soğutucu bölümünde kullanıcının istediği soğutmayı elde etmesi, buzdolabından beklediği depolama alanına sahip olması, bu kuruluşlar için müşteri memnuniyeti açısından oldukça önem taşımaktadır. Soğutma ve iklimlendirme sistemleri; maddelerin korunması, ilaçların depolanabilmesi, insanların ve hayvanların termal konforu için büyük önem arz etmektedir[1]. Buzdolapları, soğutma sistemleri ve çevriminin uygulandığı, insanların besinleri bozulmaması ve daha uzun süre kullanabilmeleri amaçları ile depoladıkları soğutma kabinleridir. Buzdolapları ile ilgili olarak 2010 ASHRAE el kitabında kullanıcı tarafından iyi bir soğutma kabininden beklenen özellikler belirtilmektedir. Buna göre; buzdolabının kapladığı dış alana göre olabilecek maksimum iç depolama alanına sahip olması kritiktir. Aynı zamanda ev tipi bir buzdolabının, yüksek performanslı, kullanımı kolay, enerji verimliliği yüksek ve kullanıcı için düşük maliyetli olmalıdır[2].

Giderek zorlaşan enerji regülasyonlarına uyum sağlayabilmek, ayrıca kullanıcı ihtiyaç ve taleplerini tatmin edici şekilde sağlayabilmek amacı ile mevcut soğutma sistemleri yerine birçok alternatif araştırmasında bulunulmuştur. Tek kompresörlü,

ayrı olarak soğutucu ve dondurucu bölmeden oluşan iki kapılı bir buzdolabı örnek alındığında, bu buzdolabına ait kompresör, hem soğutucu hem de dondurucu bölmede kesme sıcaklığı sağlandığında durmaktadır. Tek kompresörlü buzdolaplarında kompresör bu iki bölmenin termostat kesme sıcaklığına ulaşana kadar çalışacağı için bir bölme termostat kesme sıcaklığına ulaştığı halde diğer bölmenin termostat kesme sıcaklığına ulaşamadığı durumlarda kompresörün çalışmaya devam ettiği gözlenmiştir. Bu durumda kompresör çalışma süresi gereksiz yere artmış, enerji verimsizliği ortaya çıkmıştır. Kompresörün gereksiz çalışmasını ve oluşan enerji verimsizliğini önlemek amacı ile soğutucu ve dondurucu bölümlerin ayrı ayrı kontrol edilmesi, ayrı birer soğutma sistemine sahip tasarım yapılmasının bu verimsizliği gidereceği düşünülmüştür.

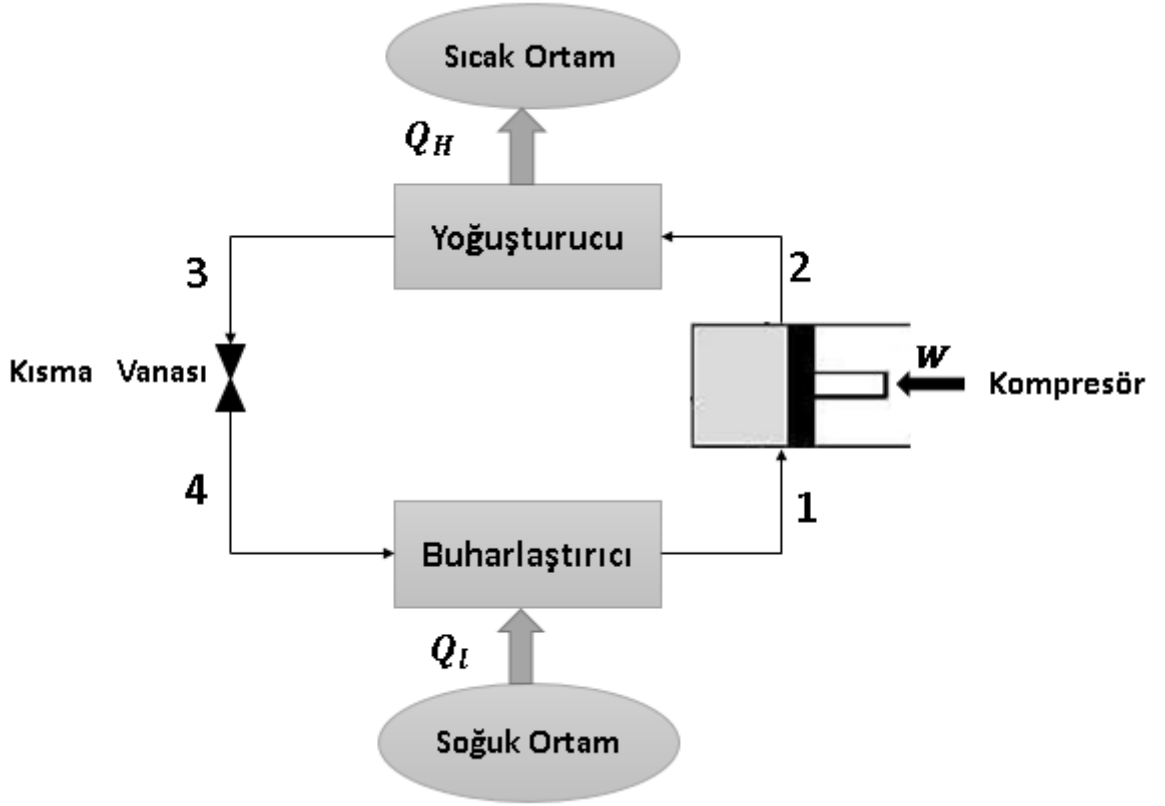
Enerji verimsizliğinin önlenmesi ile beraber, tek kompresörlü buzdolaplarında, ilk olarak termostat kesme sıcaklığına ulaşan bölme, diğer bölme termostat kesme sıcaklığına gelene kadar soğuyacaktır. Bu durumda kullanıcı sıcaklık ayarını yaptığı bölmenin istediğinden daha soğuk olması durumu ile karşılaşabilecektir. Bu tür durumlarda kullanıcı soğutucu bölmede yer alan sebzelik rafında donma oluşumu vb. problemler ile karşı karşıya kalabilmektedir. Çift kompresörlü buzdolaplarında soğutucu bölme ve dondurucu bölme, birbirinden bağımsız ayrı birer soğutma sistemine sahip oldukları için soğutucu bölme ve dondurucu bölmede kullanıcı kabin içi sıcaklığını rahatlıkla kontrol edebilecektir.

1.1. Soğutma Sistemi Teorisi ve Sistemsel Çalışmalar

Buzdolapları, soğutma sistemleri ve çevriminin uygulandığı, insanların besinleri bozulmaması ve daha uzun süre kullanabilmeleri amaçları ile depoladıkları soğutma kabinleridir.

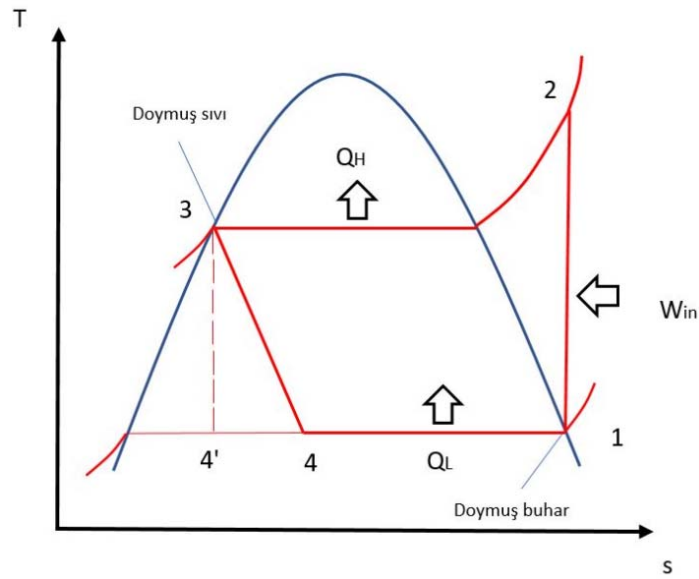
Günümüzde kullanılan en yaygın soğutma çevrimleri buhar sıkıştırmalı ve hal değişimine dayanan sistemlerdir. İlk olarak 1913 yılında Wolf, buhar sıkıştırma prensibine sahip soğutma çevriminin patentini almıştır. Wolf'un patentle ilgili olarak oluşturmuş olduğu düzende bir adet kompresör ve soğutucu akışkanların aktarımı ile ilgili olarak tahliye vanası yer almaktadır. Bu sistemde Wolf, sülfür 5 oksiti soğutucu olarak kullanmıştır[1].

Temel soğutma sistemi, kompresör, yoğuşturucu, kısma vanası ve buharlaştırıcıdan oluşur. Bu komponentler bir çevrim oluşturmaktadır. İdeal Soğutma çevrimi Şekil 1.1’de gösterildiği gibidir.



Şekil 1.1: Soğutma çevrimi.

Bu soğutma çevrimine ait T-s diagramı Şekil 1.2’de gösterildiği gibidir.



Şekil 1.2:T-s diagramı.

Şekil 1.2’de gösterildiği üzere 1 noktasında isentropik kompresyon ile sıkıştırılmış buhar durumundan, kızgın buhar durumuna geçer. 2. hal kızgın buhar konumunda bulunan soğutucu akışkan, 2. halden 3. hale kadar sabit basınçta dışarı yoğuşma işlemi ile ısı (Q_H) dış ortama verilir. Bu dış ortam sıcaklığı T_H olarak ifade edilmektedir. 3. halde kızgın sıvı durumuna gelen soğutucu akışkan 4. hale kadar sıcaklığı ve basıncı düşer. 4. halde düşük sıcaklıklı ve düşük basınçlı soğutucu akışkanda, buharlaşma ile sistemden (Q_L) ısı çekilir. Isının çekildiği ortam sıcaklığı T_L olarak ifade edilmektedir. Buharlaşma sonrasında düşük basınçta gaz fazında çevrim tamamlanır[3].

Soğutma çevrimi için enerji dengesi (1.1)’deki gibi ifade edilebilir;

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + W \quad (1.1)$$

Bu soğutma çevrimi için verimlilik göstergesi, soğuk alandan emilen ısının, kompresördeki iş girdisine olan bölümüdür. Verimlilik göstergesi, performans katsayısı COP(Coefficient of Performance) olarak ifade edilir. Soğutma çevrimi için COP Denklemi, (1.2)’de gösterildiği gibidir[4].

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \quad (1.2)$$

Soğutma çevrimi için verimlilik (1.3)’deki denklemle de ifade edilebilir[4].

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} = \frac{\dot{Q}_L}{\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} - 1} \quad (1.3)$$

Isı pompalı buzdolabı sistemlerinde, ısı pompasının amacı dışarı verilen Q_H ile beraber T_H değerini istenilen değerde tutması amaçlanmaktadır. Soğutma çevriminde yer alan ısı pompasına ait COP değeri (1.4) ve (1.5)’deki denklemler ile elde edilebilir[4].

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (1.4)$$

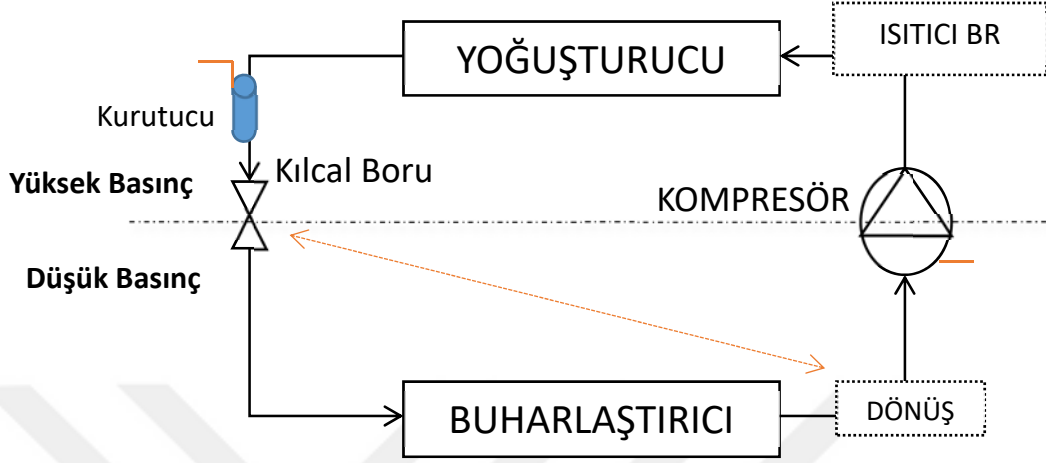
$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} = \frac{\dot{Q}_H}{\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} - 1} \quad (1.5)$$

Yukarıda yer alan denklemlere göre soğutma çevrimi verimliliği ve kompresör verimlilik katsayılarının birbirileri ile bağlantılı olduğunu göstermektedir. Bu denklemler ile birlikte bu bağlantı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$COP_{HP} = COP_R + 1 \quad (1.6)$$

Evsel soğutma sistemi cihazlarından buzdolaplarında, Şekil 1.1 ve 1.2’de belirtildiği üzere soğutma sistemi temel alınarak tasarlanmıştır. Buzdolaplarında temel bileşenler, kompresör, yoğuşturucu, kurutucu, buharlaştırıcı ve kılcal borudur.

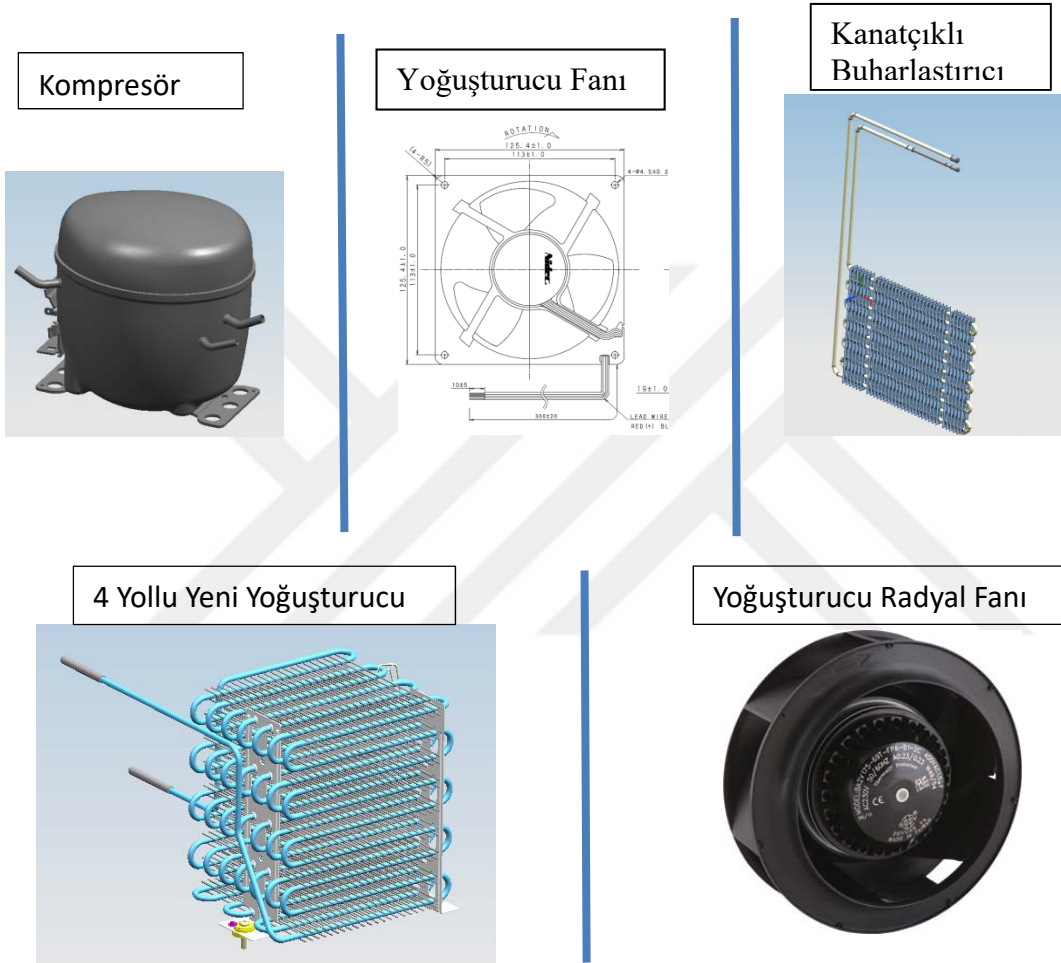
Buzdolabı çalışma prensibi Şekil 1.3’te gösterildiği gibidir.



Şekil 1.3: Buzdolaplarında soğutma şematik çevrimi.

Ev tipi buzdolaplarında soğutucu akışkan olarak çevre regülasyonlarından ötürü günümüzde yoğunlukla R600a kullanılmaktadır[5]. Şekil 1.3’te gösterilmiş olduğu üzere, buzdolabı çevriminde yüksek basınçlı gaz fazındaki soğutucu akışkan, ısıtıcı boru ve yoğuşturucuda yoğuşma işlemi ile ısı kaybeder. Kurutucu, sistemde bulunan nemi içerisinde bulunan silika jel ile hapseder, sistemde oluşabilecek donmayı engeller. Kılcal boru, soğutma çevrimindeki kısma vanası görevi görmektedir. Kılcal boru ile basınç düşümü sağlanır. Ardından buharlaşma ile kabin içerisinde soğutma sağlanır. Sistem çevrimi, buharlaştırıcıdan dönüş borusu ile düşük basınçta gaz fazında tamamlanır[4]. Dönüş borusu ve kılcal boru birbirleri ile kenetlenmiş olarak buzdolaplarında kullanılmaktadır. Bunun amacı soğuk dönüş borusu kullanılarak buharlaştırıcıya giren sıvının entalpisini azaltmak için kompresör gücünde düşük bir artış ile sistem kapasitesi arttırmaktır[6]. Domanski bu konu ile ilgili yapmış olduğu çalışmada sistem COP’sinin R12 ve R134a gazları kullanılan buzdolaplarında iyileştirdiğini, R22 gazı kullanımında ise bu değer ile ilgili bir değişiklik göstermediğini belirlemiştir[6].

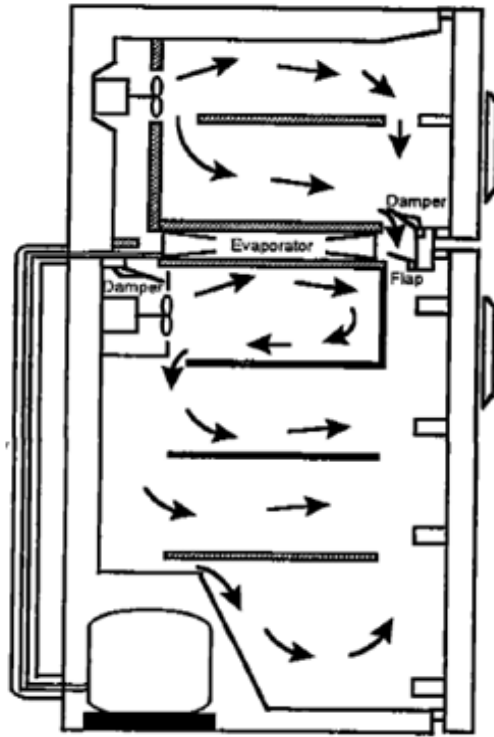
Birçok buzdolabı modelinde ısı transferini arttırabilmek adına, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı bölmelerinde fan kullanılmaktadır. Yoğuşturucu fanı ile dışarı atılan ısı zorlaştırılmış ısı transferi ile atılır. Kabin içerisinde, buharlaştırıcı bölgesinde bulunan fan ise kabin içerisindeki soğuk havanın homojen olarak dağılmasını sağlamaktadır[7]. Buzdolaplarında bulunan temel soğutma bileşenleri Şekil 1.4'te gösterildiği gibidir[8].



Şekil 1.4: Buzdolabı soğutma bileşenleri.

Genel buzdolabı tasarımlarında birçok soğutma sistemi koluna ayrıldığı söylenebilir. En belirgin buzdolabı ayırımının konvansiyonel ve no frost olduğu söylenebilir. No frost ürünlerde dondurucu bölmede ısıtıcı kanatçıklı buharlaştırıcı ve fan bulunmaktadır, konvansiyonel buzdolaplarında ise sarma buharlaştırıcı bulunmaktadır.

No-frost buzdolabı çalışmalarında ilk olarak dondurucu bölümünde bir adet kanatçıklı buharlaştırıcı konularak tasarımların gerçekleştirildiği görülmektedir. Tek kanatçıklı buharlaştırıcıya sahip olan bu sistemlerde, dondurucu bölmede yer alan kanatçıklı buharlaştırıcı ile soğutucu bölmeyi soğutabilmek amacı ile damper eklenmiştir. Soğutucu bölmenin soğutma ihtiyacına göre bu damper açılır veya kapanır. Soğutma ihtiyacı soğutucu bölmede bulunan algılayıcılar ile açma sıcaklığı (cut in) ve kapama sıcaklığı (cut out)'a bağlıdır. Bu sistemin görüntüsü Şekil 1.5'te gösterildiği gibidir[9].



Şekil 1.5: Tek buharlaştırıcılı, damperli buzdolabı sistemi [9].

Park yapmış olduğu çalışmada, bu sistem ile beraber soğutucu bölme ve dondurucu bölme için buharlaşma sıcaklıklarının aynı olmasının, soğutucu bölmeyi zaman zaman gereksiz yere fazla soğuması kaynaklı, soğutucu bölme adına termodinamik verimsizliğe neden olduğunu saptamıştır. Park yaptığı çalışmada, farklı buharlaşma sıcaklıkları yakalayabilmek adına tek kılcal borulu, tek buharlaştırıcılı sistem yerine çift kılcal borulu tek buharlaştırıcılı sistem ile ilgili çalışmalar gerçekleştirmiştir. Bu tasarımda, soğutucu ve dondurucu bölme için çift kılcal borulu sistem bulunmaktadır. Gerekli durumlarda solenoid vana, soğutucu veya dondurucu bölme için döner, gaz

akışı sağlanır. Park bu yöntem ile yaptığı performans testlerinde %5,2 sistem kaynaklı enerji tüketim iyileşmesi belirlemiştir.

Jung and Radermacher yapmış oldukları çalışmalarda, soğutucu ve dondurucu için iki ayrı buharlaştırıcı kullanmışlardır. Bu iki buharlaştırıcı için birbirine çok yakın buharlaşma sıcaklıkları elde etmişlerdir. Bu sistemde soğutucu bölmede soğutucu bölmede düşük sıcaklıklarda ısı toplanması olur. Bunun sonucunda soğutucu bölme için düşük termodinamik verimlilik belirlemiştirler [10]. Visek yapmış olduğu çalışmada, çift kılcallı ve tek buharlaştırıcılı sistem çalışmasında, soğutucu bölmede azalan nemin negatif etkileri olacağını belirtmiştir. Barlin ve Delafield çift kompresörlü ve çift buharlaştırıcılı soğutma sistemini sunmuşlardır. Çift kompresörlü sistemde yüksek enerji verimliliği potansiyeli belirlenmesine rağmen çift kompresörün yüksek maliyeti nedeni ile ilgili bu sistem çok fazla yaygınlaşmamıştır [11].

Sand birbirine paralel olarak bağlanmış iki buharlaştırıcı ve solenoid vanalı sistem oluşturarak R12 ve R152a gazları ile sistem testlerini gerçekleştirmiştir. Yapmış olduğu çalışmada %2,3 ve %6 aralığında enerji tüketim iyileşmesi belirlemiştir. Daha sonrasında, Lavanis bu sistem ile R600a gazına uygun kompresör kullanarak %8,5 enerji tüketimi iyileşmesi elde etmiştir.

Won ve Jung yapmış oldukları çalışmalarda tek kanatçıklı buharlaştırıcılı sistemin, dondurucu bölmeye bağlı olarak soğutucu bölmenin gerektiğinden fazla soğuyacağını ve verimsizlik yaratacağını belirlemiştirler. Bu nedenle çift kompresörlü bir yapı tasarlayarak, R12 gazı ile testleri gerçekleştirdiklerinde %20 oranında enerji değerinin iyileştiğini belirlemiştirler. Bu tasarımda, soğutucu ve dondurucu bölmeler iki ayrı soğutma düzeneği ele alınarak oluşturulmuştur. Dondurucu bölmede sarmal yoğuşurucu, burada zorlaştırılmış ısı transferi yapması için fan kullanılmıştır, kanatçıklı buharlaştırıcı ve buharlaştırıcı fanı kullanılmıştır. Soğutucu bölme için ise WOT (Wire On Tube) yoğuşurucu, doğal taşınım yapar, buharlaştırıcı ve buharlaştırıcı fanı kullanılmıştır [7].

Gan'ın yapmış olduğu çalışmada, tek kompresörlü sistem ile çift kompresörlü buzdolaplarında soğutucu ve dondurucu bölümün soğutma ihtiyacını karşılamak için gerekli güç değerleri karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir [12].

$$Power_{1-cycle} = \frac{Load_{ff} + Load_{fz}}{COP_{fz}} \times 100 \quad (1.7)$$

$Load_{ff}$; Soğutucu bölme için gerekli soğutma miktarı, W

$Load_{fz}$; Dondurucu bölme için gerekli soğutma miktarı, W

COP_{fz} ; Dondurucu çevrimi COP değeri [12]

Çift kompresörlü çevrimde en çok dikkat edilmesi gereken durum soğutucu bölmede, tek kompresörlü sisteme göre buharlaşma sıcaklığının daha yüksek olmasıdır. Bu durum termodinamik avantaj sağlamaktadır. Bir iki çevrimli sistemin performansı arttırma durumu, iki kompresörün çalışma özelliklerine ve soğutucu bölmenin soğutma ihtiyacının dondurucu bölmenin soğutma ihtiyacı oranına bağlıdır. Çift çevrimli bir sistem için gereken kararlı durum gücü Denklem (1.8)'de gösterilmiştir[12].

$$Power_{2-cycle} = \frac{Load_{ff} + Load_{fz}}{COP_{fz}} \times 100 \quad (1.8)$$

$$LR = \frac{Load_{ff}}{Load_{fz}} \quad (1.9)$$

$$CR = \frac{COP_{ff}}{COP_{fz}} \quad (1.10)$$

Yukarıda yer alanda (1.8), (1.9) ve (1.10) denklemlerine göre çift kompresörlü sistemin kararlı durum güç tüketiminin kabin soğutma itiyaçlarının ve bu ihtiyaçları karşılamak için soğutma sağlayan çevrimlerin COP'larının bir fonksiyonu olduğunu gösterir. Denklemler ele alındığında, dondurucu bölmenin COP değerinin soğutucu bölmeninkine göre daha düşük olması beklenir. Bu durum çift kompresörlü yapının tek kompresörlü yapıya göre güç tüketiminin daha düşük olacağı anlamına gelir[12]. Çift kompresörlü yapı ile tek kompresörlü buzdolaplarında karşılaştırma, güç farkı oranı (DR) ile yapılabilir. Bu değer denkleminin Denklem (1.11)'de gösterildiği gibidir.

$$DR = \frac{Power_{1-cycle} - Power_{2-cycle}}{Power_{1-cycle}} = \frac{LR(1 - 1/CR)}{(1 + LR)} \quad (1.11)$$

Çift ve tek sistemli kompresör çalışmalarının yanında, soğutma çevriminde iyileştirmeler yapabilmek adına, çevrime ejektör eklenmesi ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Lee yapmış olduğu çalışmada, tek kompresörlü tek buharlaştırıcı soğutma çevriminde farklılıklar ve ejektör etkilerini belirlemiştir. Tek kompresörlü, tek buharlaştırıcı sistemlerde dondurucu bölmesindeki düşük basınçtan ötürü soğutucu bölmesi de düşük basınçlı olarak çalışmaktadır.

Bu durumda yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasındaki basınç farkı oldukça yüksektir. Basınç farkının yüksek olması nedeni ile kompresör çalışma süresi artar, performans düşer. Çift buharlaştırıcılı sistemde bu basınç farkı daha az olacak, kompresör çalışma süresi düşecektir[13].

Ejektör, kompresöre dönen emme borusuna eklenir. Ejektör burada basınçlandırma yaparak, emme borusuna ait basıncı arttırır. Yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki basınç farkının azaltır, sistem performansında iyileşme sağlar[14].

Bu çalışmalar ile beraber Sarkar, çift kompresörlü ve çoklu buharlaştırıcılı sistemlerde ejektör etkisini incelemiştir[14].

Verimlilik iyileştirme çalışmaları olarak, Raveendran, su soğutmalı olarak yoğuşturucu çalışması yapmıştır. Bu çalışma sonrasında su soğutmalı yoğuşturuculu sistemin, hava soğutmalı yoğuşturuculu sisteme göre sistem COP'sini %57-%75 aralığında daha iyi çıktığını göstermektedir. Aynı zamanda hava soğutmalı yoğuşturucu sistemine göre enerji tüketim değeri %21-%27 aralığında iyileşmiştir[15]. Günümüzde piyasada yer alan buzdolabı tasarımlarından farklı olarak, Ouali fotovoltik kaynak ile beslenen bir buzdolabına ait sıcaklık kontrolü ve performans değişimine ait çalışmada bulunmuştur. Buzdolapları için alternatif enerji kaynağı olarak solar fotovoltik sistem tasarımı yapılarak bölgesel olarak ta karşılaştırılma yapılmıştır[16].

1.2. Buzdolaplarında Isı Transferi ve Yalıtım Etkisi İncelemeleri

Buzdolaplarında komponent verimlilikleri ile beraber buzdolabı içerisinde ve dışarısında gerçekleşen ısı transferi oldukça büyük öneme sahiptir. Bununla ilgili yapılan çalışmalarda, buharlaştırıcının buzdolabı soğutucu kabinin arkasına yapıştırıldığı soğuk duvar metodunun kabin içerisindeki sıcaklığı nasıl etkilediği ve soğuk hava akışının ne şekilde olduğuna dair çalışmalar söz konusudur. Kabin içerisinde buharlaştırıcının yapışmış olduğu arka duvardan soğuk hava akışı aşağı yönde olmaktadır. Bir miktar sıcak hava ise kabinin kapısı tarafından gelmektedir. Bu sıcak havanın kapı ve kabinin birleşme noktalarından geldiği söylenebilir. Buharlaştırıcı ve soğutucu arka duvar arasında ısı iletimi, hava ve arka duvar arasında doğal taşınım ve diğer duvarlar ile ısı iletimi söz konusudur[17]. Yaklaşım olarak yapılan çalışmalar incelendiğinde hiçbir sınırlayıcı olmadan soğuk bir plaka ile

buzdolabı buharlaştırıcısı benzetiminde bulunulmuştur. Oluşacak akışın belirlenmesi adına, plakanın ucuna bir izleyici (ör:duman) enjekte edildiğinde k olarak duvarın yakınında laminer akış gözlenir ve daha sonra türbülans görünür.

Hava hızı (u) plaka üzerinde 0'dır, daha sonrasında maksimuma ulaşabilmesi için plakadan uzak noktalarda hızı artar (u_m), maksimum noktadan sonra plakaya olan mesafe arttıkça hız 0'a yakınsar. Sıfır olmayan hız bölgesi ($u > u_m / 100$), hidrodinamik sınır tabakası olarak adlandırılır ve akışındaki kalınlığı (δ) x yönünde artar. Hava sıcaklığı (T), duvar sıcaklığından (T_w) ortam sıcaklığına (T_∞) yükselir. Sıcaklığın ortamdan ($(T - T_\infty) > (T_w - T_\infty)$) farklı olduğu bölge termal sınır tabakası olarak adlandırılır ve kalınlığı (δ_T) akış yönünde (x) artar[18].

Doğal konveksiyonda akış rejimi, aşağıdaki gibi tanımlanan Rayleigh sayısı (Ra) ile karakterize edilir:

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu\alpha} \quad (1.12)$$

Burada; g yerçekimi kuvveti, β ısıl genleşme katsayısı, ΔT (K) sıcaklık farkı, L(m) uzunluk, ν (m^2/s) kinematik viskozite, α (m^2/s) ise termal yayılma değeridir. Laminer'den türbülanslı akışa geçişte kritik Ra sayısı 10^9 'dur [19].

Genel buzdolabı kabini düşünüldüğünde arka duvardan soğuk hava aşağı doğru akar, kapı ve yan duvarlardan sıcak hava yukarı doğru çıkmaktadır. Buzdolaplarında ısı transferi irdelendiğinde, buharlaştırıcının bulunduğu arka iç duvarlar ve hava arasındaki doğal konveksiyon, buharlaştırıcı ile diğer duvarlar arasındaki radyasyon ve duvarlar içindeki iletim ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Buzdolabı dış ortamından, buzdolabı dış yüzeyine ısı taşınımı söz konusudur. Dış yüzeyden iç yüzeye iletim ve iç yüzeyden hava arasında da taşınım gerçekleşir.

Buzdolabına ait ısı transferi analizinde, buzdolabı ısı transferi analizleri için en basit şekilde bir kapalı bir dikdörtgen bir oyuk olarak tanımlanabilir[18]. Kabin içersinde dairesel bir hava sirkülasyonunun olduğu, buharlaştırıcının bulunduğu bölgeden soğuk hava aşağı doğru hareket ederken, kapı tarafında sıcak havanın yukarı çıktığı söylenebilir. Kabin içersindeki hava sıcaklığı ile ilgili ısı transferi durumu, bir soğuk dikey duvar (T_{buh}) ve sıcak bir dikey duvar (T_{wi}) arasında iki boyutlu bir ısı aktarımı problemi olarak düşünülmektedir. Dikey duvarların homojen bir sıcaklığa sahip olduğu varsayılır ve yatay duvarlar adiyabatiktir. Daha önce de belirtildiği üzere, Rayleigh sayısının (Ra) büyüklüğü hidrodinamik ve termal sınır tabakaları hakkında

bazı niteliksel bilgiler verebilir. İç duvar sıcaklığı ve buharlaştırıcının sıcaklığı ($\Delta T = T_{wi} - T_{buh}$) arasındaki fark, iletkenlik katsayısı (λ), termal genleşme katsayısı (β), ısı yayılma (α) ve kinetik viskozite (ν) gibi havanın fiziksel özellikleri, buharlaştırıcının diğer sıcaklıkları ve diğer referans sıcaklıkları olarak tanımlanan referans sıcaklıkta (T_f) hesaplanır. Hava sıcaklığı için Prandtl numarası 0,72'dir. Deschamps ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmaya göre buzdolapları için Ra sayısının 10^8 ve 10^9 aralığında olduğunu belirtmişlerdir[18]. Catton'nun yaptığı çalışmaya göre, buzdolabının yükseklik-genişlik oranı; H/L ; $1 < H/L < 2$, Pr, $10^{-3} < Pr < 10^8$, $10^3 < RaPr/(0,2+Pr)$ değerlerini sağlaması durumunda;

$$Nu_l = \frac{h_{gl}L}{\lambda} = 0.18 \left(\frac{Pr}{0,2+Pr} Ra \right)^{0.29} \quad (1.13)$$

Buradan elde edilecek toplam soğuk ve sıcak duvarlar arasındaki ısı transferi katsayısı (h_{gl}) ile soğutma kapasitesi aşağıdaki denklem ile elde edilebilir[20].

$$Q = h_{gl} \cdot A_w \cdot \Delta T \quad (1.14)$$

Buzdolapları kabinlerinde ısı transferi temel olarak yan duvarlar ve buharlaştırıcı ile gerçekleşen doğal taşınım ele alınarak belirlenebilir[21]. Buharlaştırıcı ve hava arasında gerçekleşen taşınım ısı transferi ile ilgili olarak taşınım katsayısı yaklaşımı için Ra sayısı ele alındığında daha önce de belirtildiği üzere Deschamps ve arkadaşlarının buzdolabı için bu değer 10^8 ve 10^9 aralığında olduğunu belirtmişlerdir. Bu değerlere görelaminmar bir akış için ;

$$Nu = 0.59.Ra^{1/4} = \frac{h_{buh}L}{\lambda} \quad (1.15)$$

(1.13), (1.14) ve (1.15) denklemleri kullanılarak h_{buh} değeri elde edilebilir.

Buharlaştırıcı ve diğer kabine ait duvarlar arasında radyasyon ısı transferi söz konusudur. Eşdeğer radyal ısı transferi katsayısı h_r olarak ifade edilir. Paralel duvarlarda emisivite 1'e yakındır. h_r değeri için denklemsel yaklaşım aşağıda olduğu gibidir[18].

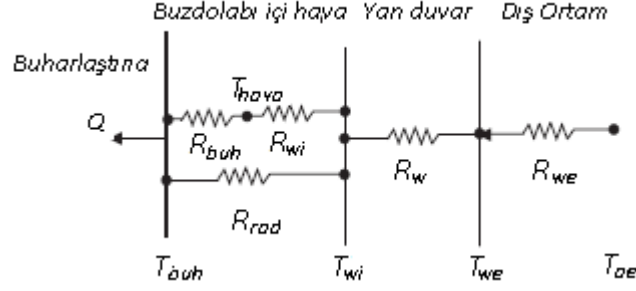
$$h_r = \sigma \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 (T_{buh}^2 + T_{wi}^2)(T_{buh} + T_{wi}) \quad (1.16)$$

$$\sigma = \text{Bolzman sabiti} = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

Buzdolabının iç havası ve iç duvarları arasında ısı transferi katsayısı için (h_{wi}) aşağıdaki denklemler kullanılarak yaklaşımda bulunulabilir. Incropera ve Dewitt'e göre laminer akış için bağlantı denklem aşağıda gösterildiği gibidir[18].

$$Nu_w = 0.59.Ra^{1/4} = \frac{h_{wi}L}{\lambda} \quad (1.17)$$

Buzdolabında toplam ısı transferinin elde edilebilmesi için ısı direnç analizi yapılır. Buzdolabı için yapılan ısı direnç analizi, Şekil 1.6'da gösterildiği gibidir.



1.6: Buzdolabı için ısı direnç analizi[18].

Şekil 1. 6 ele alındığında, buharlaştırıcı için ısı direnç değeri; $R_{buh} = 1/h_{buh} \cdot A_{buh}$ olarak elde edilebilir. Burada A_{buh} , buharlaştırıcının kapladığı alandır. Hava ve iç duvarlara arasındaki doğal taşınım için ısı direnç değeri; $R_{wi} = 1/h_{wi} \cdot A_w$ olarak ifade edilir. A_w değeri buzdolabının iç duvarlarının toplam alanının buharlaştırıcının yapışık olduğu soğuk duvar alanı ile olan farkıdır. Buharlaştırıcı ve iç duvarlar arasında gerçekleşen radyasyon ısı transferi için ısı direnç değeri; $R_{rad} = 1/h_r \cdot A_{buh}$ eşitliği ile elde edilir. Buzdolabı duvarlar arasındaki iletim ısı direnci; $R_w = l_w/\lambda_w \cdot A_w$ denklemleri ile ifade edilir. Burada l_w duvar kalınlığını ifade etmektedir. Dış ortam sıcaklığı ve dış duvarlar arasında ısı direnç; $R_{we} = 1/h_{we} \cdot A_w$ denklemleri ile ifade edilir[18].

Yapılan çalışma sonrasında toplam ısı direnç denklemi (1.18)'de gösterildiği gibidir[22].

$$R = R_{we} + R_w + \frac{1}{\frac{1}{R_{rad}} + \frac{1}{R_{buh} + R_{wi}}} \quad (1.18)$$

Toplam ısı transferi katsayısı U , [Hava hızı] toplam ısı geçirgenlik katsayısı olarak tanımlanır. Toplam ısı transferi katsayısı U 'nun tersi, birim alandaki toplam ısı dirençtir[22].

$$R = \frac{1}{UA} \quad (1.19)$$

Yapılan analizde buzdolabı kabini için ısı transferi denklemi aşağıda gösterildiği gibidir.

$$Q = UA(T_{ae} - T_{buh}) \quad (1.20)$$

Buzdolabı kabinlerinde dış ortam ve iç ortam sıcaklıkları arasında ısı transferinin fazla olması, kompresör çalışma süresinin ve/veya gücünün artmasına neden olmaktadır. Buzdolabında enerji tüketiminde önemli bir yer kaplayan kompresördeki işin artması, buzdolabının enerji tüketimini olumsuz etkileyecektir.

Hava yalıtımı, soğutma sektöründe ve tüm soğutulan alanlarda enerji tüketimi adına önemli yer tutmaktadır. Soğutulan alanlarda dışarıdan hava sızıntılarının gerçekleşmesi, sıcaklık farkı kaynaklı da olarak o alanın sıcaklığını koruyabilmek için soğutma sisteminde enerji tüketimini arttıran bir etmen olacaktır[23].

Buzdolabı kabinin ısı kazancı ile ilgili olarak, daha önce kabinde gerçekleşecek ısı transferine ek olarak, buzdolabı kapısının contasından kaynaklı ısı transferi de söz konusu olacaktır. Gao ve arkadaşları yaptıkları çalışmada buzdolaplarında ısı transferinde, kapı contalarında oluşacak hava kaçaklarının etkisini deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Deneysel yöntemde, kapı ve duvarlar kalın bir yalıtım malzemesiyle çevrelenmiş, belirli bir açıklık ile conta bölgesi oluşturulmuştur. Sadece conta bölgesi çevre ortamına maruz kalmaktadır. Sıcaklık farkı oluşturabilmek adına, prototipin orta noktasında ısı kaynağı bulunmaktadır. Isı akısı ve ısıl çiftlerdeki değerler kişisel bilgisayardan veri toplama sistemi vasıtasıyla alınmaktadır[24]. Bununla beraber nümerik olarak HAD analizi bu çalışmada gerçekleştirilmiştir. Hava kaçak analizi ile ilgili olarak öncelikle doğan taşımın olacak şekilde, kabin içerisinde fan olmadığı düşünülerek analiz çalışması yapılmıştır. Daha önce belirtildiği üzere doğal taşınımında Ra sayısının 10^9 'dan küçük olmasından dolayı laminer bir akış söz konusudur. Kabin içerisindeki hava sıkıştırılmaz, Boussinesq denklemleri uygulanır ve ısı dağılımı ihmal edilebilir[24]. HAD analizinin sınır şartları ile ilgili olarak dış ortam 295 K olarak alınmıştır. Bu sıcaklık, açıkta kalan tüm yalıtılmış yüzeyler için ölçülen yüzey sınır sıcaklığıdır. Bununla birlikte, açıkta kalan conta bölgesinin yüzeyinde bir termal sınır tabakası vardır. Sınır tabaka kalınlığı, ısıl çiftler ile yapılan deneysel ölçümlere dayanarak yaklaşık 5 mm olarak belirlenmiştir. Bu nedenle, simüle edilen geometri, kabinin conta bölgesinin dışındaki havaya 5 mm uzanmaktadır. Bu termal sınır tabakası durağan olarak kabul edilir. Diğer tüm dış yüzeyler ortam sıcaklığı olarak ayarlanır. Örgü oluşturma işleminde 380000 sonlu hacimli hücre oluşturulmuştur. Conta ve kabinin birleşme noktalarındaki örgü miktarı yoğun tutulmuştur.

Deney düzeneğine benzer olarak, doğal taşınımın oluşmasını sağlayacak ısı kaynağı kabin içerisine yerleştirilmiştir. Isıtıcı açıldığında, sıcaklık değişmesine bağlı olarak akışkan yoğunluğunun değişmesinden dolayı doğal taşınım ortaya çıkar. Akış yoğunluğunun değişmesiyle belirlenen Boussinesq yaklaşımı nispeten küçüktür ve akış yoğunluğu sıcaklığın bir fonksiyonu olarak kabul edilir[24].

$$\rho - \rho_0 = -\rho_0\beta (T - T_0) \quad (1.21)$$

Burada ρ akış yoğunluğu ve ρ_0 298 K'de çalışma yoğunluğunu belirtmektedir. Termal genişleme katsayısı parametresi aralığı $10^{-4} < \beta < 10^{-3}$ 'tür. Buzdolabı bölmesindeki akış sıkıştırılmaz olarak kabul edilir,

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1.22)$$

Denklem (1.21) dikkate alındığında momentum denklemi aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \mu \Delta^2 u_i + \rho_0 \beta (T - T_0) g + \rho_0 g \quad (1.23)$$

Deney koşullarını simüle etmek için kullanılan HAD analizinde tamamen doğal konveksiyon ve laminar akış modelini kullanılmıştır. Hız büyüklüklerinin düşük olması nedeniyle akışın laminar olduğuna yönelik yorum yapılabilir[24].

Doğal taşınım analizi ile beraber, aynı buzdolabı kabini içerisinde soğutucu fanı olacak şekilde conta bölgesi hava akışı HAD analizinde incelenmiştir. Burada fan etkisinden ötürü türbülanslı akış sözkonusu olacaktır. $k - \omega$ SST türbülans modeli seçilmiştir. Yapılan bu analizin sonucunda fanlı sistemde ısı kaçığının doğal taşınımına göre yaklaşık olarak %20 oranında daha fazla olduğu belirlenmiştir[24].

Hava kaçaklarının enerji tüketimine ve soğutma performansını incelemek adına Afonso ve Castro, yeni bir kapı contası ve eski kapı contasının ile ilgili hava sızıntısı incelemesini deneysel olarak yapmışlardır. Oluşacak sızıntıları inceleyebilmek için Kükürt Heksaflorid gazını izleyici gaz olarak kullanmışlardır. Buzdolabı dondurucu bölmesinin kapı contası sabit tutulurken, bir adet eski conta ve yeni conta ile soğutucu bölme için incelemelerde bulunulmuştur. Dış tarafa ve kabin içerisine ısı çifler yerleştirilmiştir. Her iki bölmeye izleyici gaz dışarıdan enjekte edilir. Kabin içerisinde bu gazın yoğunluğu foto akustik multi gaz analizörü ile ölçülmüştür[23].

Yeni contalı dondurucu ve soğutucu bölmesindeki hava sızıntısı incelendiğinde, dondurucu bölmenin dış ortam ile sıcaklık farkının daha fazla olması kaynaklı olarak,

basınç farkının da dış ortam ile daha fazla olduğu söylenebilir. Bunun sonucunda dondurucu bölmede yer alan conta daha iyi sıkıştırılmış ve hava sızıntısının soğutucu bölmeye oranla daha az olduğu belirlenmiştir. Bununla beraber, dondurucu bölmede bulunan conta değişmeden, soğutucu bölmeye ait aynı biçimde biri yeni, biri eski olan contalar ile yapılan incelemede, hava sızıntısına bağlı olarak yeni contada n kaynaklı enerji tüketiminde 3.28 Wh artış olduğu belirlenmiştir. Eski contalı numunede ise bu değer 19,9 Wh olarak ölçülmüştür. Eski contadaki sızıntı miktarı, yeni contadakile göre %509 fazla olarak ölçülmüştür[23].

1.3. Buzdolaplarında Enerji Tüketimini İyileştirmeye Yönelik Diğer Çalışmalar

Buzdolaplarında yalıtım etkisinin enerji sarfiyatını azaltması beklenirken, aynı zamanda aynı hacimli buzdolaplarında verimli soğutucu komponent kullanımı, optimizasyon ve soğutma sistemi performansını iyi yönde etkilemesi söz konusu olabilecek tasarımlar ve komponentler ile ilgili çalışmalar oldukça önem taşımaktadır. 2020’de Avrupa için girecek olan yeni enerji tüzüğüne oldukça zorlayıcı olmasından dolayı, son zamanlarda bu tüzüğe uyum amacı nedeni ile birçok çalışma yapılmış, buzdolabı üreticileri tarafından da takip edilmektedir[25].

Genel olarak buzdolaplarında enerji tüketimini etkileyen en önemli bileşen kompresördür. Kompresörün COP değeri buzdolabının enerji tüketiminin belirleyicilerindendir[26]. Bununla birlikte diğer bileşenler, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, soğutucu fanlar sistem verimliliğini etkilemektedir.

Buzdolabında yoğuşturucular yoğuşma işlemini gerçekleştirdiği, soğutucu akışkanın ısı kaybettiği sistem bileşenleridir. Geleneksel yoğuşturucu olarak tanımlanabilecek buzdolabı arka duvarlarında yer alan statik yoğuşturucu ile birlikte günümüzde fanlı sarmal yoğuşturucu ürünlerde oldukça sık olarak kullanılmaktadır[27]. Bununla birlikte son zamanlarda gizli yoğuşturucu ve mini kanal yoğuşturucu kullanımları enerji verimliliği yüksek ürünlerde tercih edilmeye başlanmıştır. Gizli yoğuşturucular son dönemde kullanımı artan yoğuşturucu tiplerinden biri olmuştur. Bu yoğuşturucu tipi buzdolabı panellerine bantlanarak kullanılmaktadır.

Colombo ve arkadaşları gizli yoğuşturucu ile ilgili olarak nümerik analiz ve test çalışması yapmıştır. Gizli yoğuşturucular, buzdolabının iki paneline aliminyum bant ile bantlanmıştır. Sistematik olarak, panele yapıştırılan borular, yapıştıkları panelden

dış ortama ısı atmaları söz konusu olacaktır. Boruların üzerine yapıştırılan alimünyum folyo bantlar ısı transferi alanını arttırarak, boru üzerinde kanatçık etkisi yaratacaktır. Bant ve boru arasında oluşacak hava boşluğu da teması azaltır ve yalıtım etkisi yapabileceği söylenebilir. Yoğuturucunun ve bantların yüzeye olan teması oldukça önem taşımaktadır. Üretimsel kaynaklı olarak yoğuşturucu ve bantların temasının düşük olabileceği noktalarda ısı atımı zorlaşacaktır.

Colombo yapmış oldukları test çalışmalarında yoğuşturucudaki ısıнын %68'inin dış ortama, %32'sinin ise buzdolabı kabini içerisine verildiği saptanmıştır. Bu durumda gizli yoğuşturuculu buzdolaplarında gizli yoğuşturucu kaynaklı olarak ısı kazancı olduğu söylenebilir[28].

Colombo ve arkadaşları, gizli yoğuşturucular ile ilgili olarak yoğuşturucunun performansını etkileyen konuları analiz etmişlerdir. Yapılan performans testleri sonuçlarına göre bantın termal iletkenliğinin arttığı durumda yoğuşturucu kapasitesinin arttığı, kabin içine ısı sızıntısının azaldığı belirlenmiştir. Yoğuşturucuda kullanılan boru çapının yoğuşturucu kapasitesine ve ısı sızıntısına etkisi incelendiğinde, yoğuşturucu çapının artması ile yoğuşturucu kapasitesinin azaldığı, kabin içerisine ısı sızıntısının arttığı gözlenmiştir.

Yapılan aynı çalışmada yoğuturucuyu panelde tutan borular üzerindeki bantın genişliğinin artması yoğuşturucu kapasitesini arttırırken, kabin içine ısı sızıntısını çok az değiştirebilmiştir. Bantın kalınlığı arttırıldığında da aynı şekilde yoğuşturucu kapasitesinin arttığı, kabin içine ısı sızıntısının çok az değiştiği gözlenmiştir[28].

Son zamanlarda verimli buzdolaplarında kullanımı söz konusu olan ısı değiştirgeci tiplerinden biri de mini kanal ısı değiştirgeçleridir, ağırlıklı olarak otomotiv sektöründe kullanılmaktadır. Bu ısı değiştirgeçleri kullanıldıkları alana göre buharlaştırıcı veya yoğuşturucu olarak kullanılabilirler. Senaye ve Dehghandokh yapmış oldukları deneysel çalışmalarda, mini-kanallı buharlaştırıcı, aynı dış geometriye sahip lamine buharlaştırıcıya karşılık gelen değerlerle karşılaştırıldığında % 7.2 daha yüksek soğutma kapasitesine ve % 45 daha yüksek soğutucu akışkan basıncına sahip olduğu sonucuna varmışlardır. Bununla beraber mini kanal buharlaştırıcının entalpisinin %8 oranında lamine buharlaştırıcıya göre daha düşük olduğu belirlenmiştir[29].

Shukla ve Zodpe mini kanal ısı değiştirgecini iklimlendirme sisteminde yoğuşturucu olarak çalışmışlardır. Bununla beraber mini kanal yoğuşturucu ve kanatlı boru yoğuşturucunun performansı karşılaştırılmıştır. ISHRAE IS1391 standartına göre

öncelikle kanatçıklı boru yoğuşturucunun testleri yapılmıştır. Soğutma kapasitesinin enerji verimliliğine olan oranını bulmak amacı ile hava tarafından ve soğutucu tarafından ölçümler yapılmıştır. Bu testler sonucunda kanatçıklı borulu yoğuşturucu ve mini kanal yoğuşturucu arasındaki COP karşılaştırmasında kanatçıklı borulu yoğuşturucunun COP değeri 2,97 olarak belirlenirken, minikanal yoğuşturucunun COP değeri 3,11 olarak belirlenmiştir[30].

Tosun, yapmış olduğu çalışmada mini kanal ısı değiştirgecini buzdolabında yoğuşturucu olarak kullanmıştır. Bu çalışmada, farklı tipte 2 adet mini kanal yoğuşturucu ile ilgili olarak R600a gazı ile yaptığı deneylerde, çift ara sıralı ve tek ara sıralı mini kanal yoğuşturucu performanslarını farklı kılcal boru ve gaz şarjları ile test etmiştir. Numune olarak hazırlanan buzdolabında belirtilen farklı iki tip mini kanal yoğuşturucu ile beraber beş farklı boyutta kılcal boru boyu(3000 mm, 3250 mm, 3500 mm, 3750 mm, 4000mm) ve gaz şarjı miktarı(50 g, 55, 60 g, 65 g, 70 g) ele alınarak, bunların etkileri incelenmiştir. ISO 15502'ye göre yapılan performans testleri sonrasında "Genel Lineer Metot" yöntemi ile performansa etki eden en büyük etmenin kılcal boru boyu olduğu belirlenmiştir. Sırası ile etki eden etmenler, minikanal tipi ve gaz şarjı miktarıdır.

Yapılan performans testi sonrasında, düşük enerji tüketimi veren parametreler; çift ara sıralı yoğuşturucu tipi, 3250 mm kılcal boru boyu ve 55 g soğutkan miktarı olarak tespit edilmiştir. Bu optimize edilmiş duruma göre enerji tüketimi mevcut kanatçıklı boru yoğuşturucusuna göre %10,1 daha düşük olarak bulunmuştur[27].

1.4. Soğutucu Akışkanlar Analizleri

Bilindiği üzere buzdolaplarında soğutma sistemi, soğutucu akışkanların basınç değişimleri ile beraber hal değişimi evrelerine dayanmaktadır. Bununla ilgili olarak değişik etmenlere bağlı olarak buzdolaplarında farklı tip soğutucu akışkanlar ilgili çalışmalar bulunmaktadır. Günümüzde özellikle Avrupa kıtasındaki piyasaya sunulan ürünlerde R600a hidrokarbon bazlı soğutucu gaz kullanılmaktadır.

Kompresörün çalışması soğutucu gazın basıncını buharlaşma basıncından yoğuşma basıncına arttırmaktır. Soğutucu akışkan kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC'ler), hem yüksek ozon tüketme potansiyeline (ODP), hem de küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahiptir. Soğutucu akışkanlar

hidroflorokarbon (HFC) gazları sıfır ozon tükenme potansiyeline ve yüksek oranda küresel ısınma potansiyeline sahiptir[31].

R134a'nın ODP'si sıfırdır, ancak yüksek bir küresel ısınma potansiyeline sahiptir. Soğutma sistemlerinde çevre dostu soğutucuların uygulanmasına yoğunlaşan birçok çalışma yürütülmektedir. Ozon tabakasının tükenmesi ve küresel ısınma sorunları, soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde çalışma sıvıları olarak propan, izobüten, n-butan veya hidrokarbon harmanları gibi hidrokarbon soğutucu akışkanlar üzerinde çalışılmasına olanak sağlamıştır. Hidrokarbonlar A3 (oldukça yanıcı) soğutucu olarak tanımlanmıştır. Hidrokarbon (HC) soğutucunun sıfır ozon tükenme potansiyeli, çok düşük küresel ısınma, toksik olmama, mineral yağ ile yüksek oranda karışabilirliği, genellikle soğutma sistemlerinde kullanılan malzemelerle iyi uyumluluk gibi birçok olumlu özelliği vardır[31].

Thakar ve arkadaşları, buzdolabında kullanılması olası olabilecek soğutucu akışkanlar ile ilgili olarak, deneysel bir takım çalışmalarda bulunmuşlardır. Aynı buzdolabı ve aynı soğutma sistemi kullanılarak alternatif soğutucu akışkanlar ile testler gerçekleştirilmiştir. Akışkanlar sisteme şarj edildiğinde 10 °C olarak ayarlanmıştır. Bu çalışmada, R600, R290, R134a, R290 %50 ve R600 %50 oranında karışımı, R152a, R600a, R134a %50 ve R290 %50 oranında karışımı, R134a %50 ve R600 %50 oranında karışımı ve R436a soğutucu gazları analiz edilmiştir. Analizler sonucunda 15 dakika sonrasında en hızlı düşük buharlaşma sıcaklığına inen soğutucu akışkan R290'dır. Bu dakikada R134a buharlaşma sıcaklığı, diğer soğutucu akışkanlara göre yüksekte kalmaktadır. Buna rağmen sistem dengeye geldiği 150. dakika sonrasında en soğuk buharlaşma sıcaklığına ulaşan akışkan R134a ve R436a olurken, denge sonrasında en sıcak buharlaşma sıcaklığına sahip akışkanlar R600 ve R600a olmuştur. Çalışmanın gerçekleştirildiği gazlar için akışkanın kompresörden çıkma anındaki sıcaklığı ile ilgili analiz yapıldığında; kompresör çalışma süresince akışkanların kompresör çıkış sıcakları giderek artmaktadır. Çalışmanın gerçekleştirildiği soğutucu akışkanların, zamana göre COP değişimleri ele alındığında, soğutucu akışkanların COP değerleri başlangıca göre giderek azalmaktadır. Sistemlere 150. dakikada dengeye geldiklerinde en yüksek COP değeri R152 olarak görülmektedir. Akışkan gazların COP değişimlerinin buharlaşma sıcaklığına göre değişimi incelendiğinde, R512 akışkanının bütün buharlaşma sıcaklıklarındaki COP değeri diğer akışkanlara göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Genel olarak R134a'ya alternatif akışkanı

performansına göre değerlendirmeler yapılan çalışmada R134a'ya en iyi alternatiflerinin performans bazında R152a ve R290 olduğunu göstermektedir[32].

1.5. Buzdolapları İçin Enerji Sınıfı Belirleyicileri

Dayanıklı ev aletlerinde enerji tüketimi günümüz dünyasında oldukça büyük bir öneme sahiptir. Enerji verimli ürünler kullanıcılar tarafında ilgi görmektedir. Bununla beraber, ülkelerin enerji tüketimine karşı hassasiyeti artmaktadır. Günümüzde birçok ülkede buzdolapları tüketim değerlerine göre sınıflandırılmakta ve ürünler sahip oldukları tüketime göre enerji etiketi bulundurmaktadır. Birçok lke kendi iklim koşullarına göre enerji tüketimi ölçüm testleri ile ilgili farklı standartlara da sahiptirler. Avrupa lkelerinde IEC 62552 standardı dikkate alınmaktadır. IEA alışma grubu tarafından gerçekleştirilen bir kıyaslama raporuna göre buzdolaplarında ortalama yıllık enerji tüketimleri ülkelere göre 1996 yılında 450-800 kWh/yıl aralığında, 2011 yılında ise 250-400 kWh/yıl aralığında olduğu ve ciddi bir düşüş olduğu saptanmıştır. Avrupa lkelerinde Kuzey Amerika lkeleri ve Avustralya'ya kıyasla normalize edilmiş yıllık enerji tüketimlerinin göre daha düşük olduğu görülmektedir. Bununla birlikte, Japonya 1996 yılında ortalama yıllık enerji tüketimi ortalaması 800 kWh /yıl iken 2010 yılında bu rakamın 300 kW/yıl'ın biraz üzerinde olduğu saptanmıştır[33].

Bir buzdolabı ile ilgili enerji sınıflandırılması yapıldığında, buzdolabının günlük veya yıllık olarak tükettiği hacimin yanında buzdolabının tipi, buzdolabının hacimi, bu hacmin soğutucu ve dondurucu bölme ayırımı, buzdolabının sahip olduğu ek özellikli bölmeler(kiler blmes vb.), belirlenen enerji tüketimi anındaki soğutucu ve dondurucu bölme sıcaklıkları birer etmen teşkil etmektedir. Bu etmenleri bir arada tutarak yapılan enerji indeks hesabına göre enerji indeks değeri elde edilir. Enerji indeks değeri 'EEI' olarak ifade edilmektedir. Tezde bu değerin hesaplama yöntemi, test sistematiği ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Bu enerji indeks değerinin aralıklarına göre buzdolaplarının enerji sınıfları belirlenmektedir. EEI değeri daha düşük olan buzdolapları daha verimli ve enerji tüketimi düşük olan buzdolaplarıdır. Avrupa'ya göre enerji sınıflarının, enerji indeks değer aralıklarına göre gösterildiği tablo izelge 1.1'de gösterildiği gibidir[34].

Çizelge 1.1: Enerji indeks değerine göre enerji sınıfları.

Enerji Sınıfı	EEI
A+++	$EEI < 22$
A++	$22 \leq EEI \leq 33$
A+	$33 \leq EEI \leq 44$
A	$44 \leq EEI \leq 55$
B	$55 \leq EEI \leq 75$

1.6. Tezin Amacı

Beyaz eşyalardan üretim ve tüketim adedi en fazla olan buzdolaplarının, rekabete ayak uydurabilmesi için enerji verimliliği yüksek, kullanıcı ihtiyacını en iyi şekilde sağlayacak tasarımlar günümüzde oldukça büyük önem taşımaktadır. Bu tasarımlar büyük ölçüde soğutma sistemine bağlıdır. Soğutma sisteminde yapılacak yenilikler, çevrim verimliliğini iyileştirmekte oldukça önem taşımaktadır. Görülen ihtiyaçları karşılayabilmek adına farklı soğutma sistemleri ile ilgili çalışmalar yapılmaktadır. Bununla ilgili olarak da soğutucu ve dondurucu bölmelerin birbirinden tamamen bağımsız olarak tasarlanması düşünülmüştür. İki kapılı ürünlerde dondurucu ve soğutucu bölümleri tamamen ayırabilmek amacı ile biri soğutucu biri de dondurucu bölmeye ait olacak şekilde iki adet birbirinden bağımsız, çift kompresör, çift buharlaştırıcı, çift buharlaştırıcılı sistemli soğutma sistemi tasarımı üzerinde çalışmalarda bulunulmuştur.

Uygulamada tek kompresörlü en az iki kapılı buzdolabı soğutma sisteminde dondurucu bölmesini, soğutucu bölmesinden tamamen ayırabilmek oldukça güçtür. Kullanıcı, ihtiyacına göre, dondurucu bölmeyi en soğuk, soğutucu bölmeyi ise en sıcak ayarda tutmak isteyebilir. Bu durumda tek kompresörlü sistemde, kompresör dondurucu bölmeyi soğutabilmek amacı ile yoğun olarak çalışacaktır. Böylece soğutucu bölme de etkilenecek, istenilen soğutma seviyesi ayarına ait sıcaklık değerlerinden daha düşük bir soğutucu kabin sıcaklığı ortaya çıkacaktır. Kullanıcının her iki bölmeyi de istediği sıcaklıkta tutabilmesi amacı ile soğutucu ve dondurucu bölmenin ayrı olarak kontrol edilebilmesi sektörün hedefi haline gelmiş ve bu kapsamda çift kompresörlü olacak şekilde iki ayrı soğutma çevriminin tasarımı ile ilgili çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

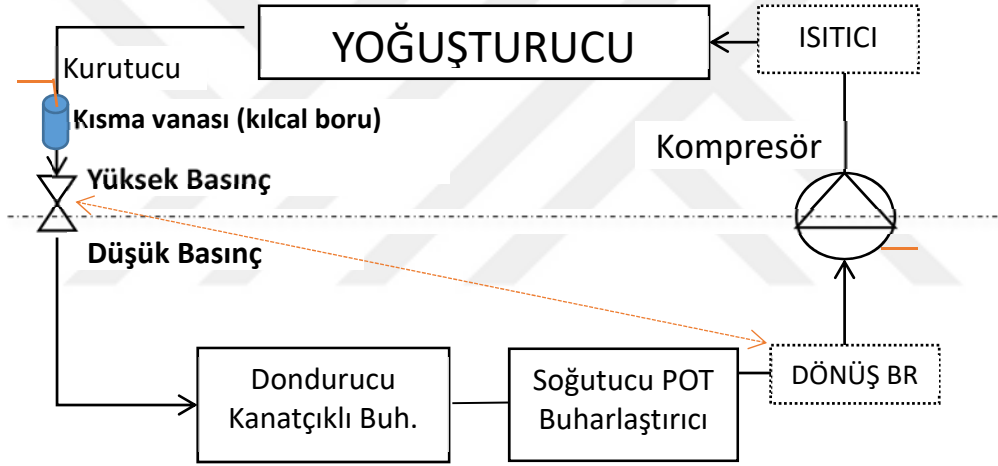
Yüksek verimli buzdolabı tasarımını gerçekleştirmek, mevcut enerji düzenlemelerine göre zorlaştırılmış, 2020 yılında devreye girmesi söz konusu olan yeni enerji düzenlemelerine hazırlık yapmak ve uyum sağlayabilmek, kullanıcı memnuniyetini arttırabilmek amacı ile dondurucu ve soğutucu bölümünü birbirinden bağımsız olarak kontrol sistemi geliştirilmesi planlanmıştır. Bu sistem, diğer çift kapılı buzdolaplarında olduğu gibi iki ayrı kabin şeklinde ancak tek değil, çift kompresör ile sağlanmaktadır. Bu çalışmada IEC 62552 ve ISO 15502 standartları referans alınarak, yaklaşık iç kullanım hacimleri aynı olan tek kompresörlü ve çift kompresörlü ev tipi buzdolaplarına ait enerji indeks hesaplamaları deneysel veriler kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalara kabinlerin ısı kazancı baz oluşturmuştur. Çift kompresörlü buzdolabı için 2 adet, yaklaşık toplam kapasitesi; karşılaştırılma yapılan tek kompresörlü buzdolabına ait kompresörün kapasitesine yakın olacak şekilde, benzer COP değerlerindeki kompresör seçimi yapılmıştır. İlgili enerji performans testleri Arçelik A.Ş. Buzdolabı İşletmesinde gerçekleştirilmiştir. Yapılan performans testlerindeki deneysel veriler kullanılarak yapılan hesaplamalar, tek ve çift kompresörlü buzdolaplarının enerji indekslerinin sırasıyla 32,69 ve 30,21 olduğunu ortaya koymuştur.

Buzdolabı tasarımlarında enerji ve performansa etki edebilecek en önemli etmenlerden birisi, buzdolaplarına ait yalıtımlardır. Gelişen sektörde kullanıcı talepleri geniş iç hacimli ve yüksek enerji verimliliğine sahip ürünlere işaret etmektedir. Bu nedenle en verimli olacak şekilde buzdolabına ait yalıtım tasarımları oldukça büyük bir öneme sahiptir. Bilindiği üzere buzdolabı net hacmi, ürün enerji indeksini direkt olarak etkilemektedir. En iyi enerji indeks değerini yakalayabilmek amacı ile yalıtım kalınlıklarının en optimize noktasını yakalamak gerekmektedir. Bu çalışmada, çift kompresörlü buzdolabı tasarımı için belirli alternatif yalıtım çalışması yapılarak, ısı kazancı analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu ısı kazancı hesaplaması baz alınarak, enerji tüketimi ile ilgili yaklaşımlarda bulunulmuştur. Bununla beraber, yalıtımın ve yalıtıma direkt olarak baz alındığı ısı kazancının enerji indeksine olan etkisi incelenmiştir. Çift kompresörlü buzdolabı için alternatif yalıtımlar oluşturularak yaklaşık hacim, yaklaşık ısı kazancı baz alınarak enerji indeks hesaplaması yapılmıştır. Enerji verimliliği yüksek olabilecek şekilde enerji indeks değeri en düşük olabileceği yalıtım ve net hacim incelemesi yapılmıştır.

2. DENEYSEL YÖNTEM

2.1. Tek ve Çift Kompresörlü Sistem Tanımı

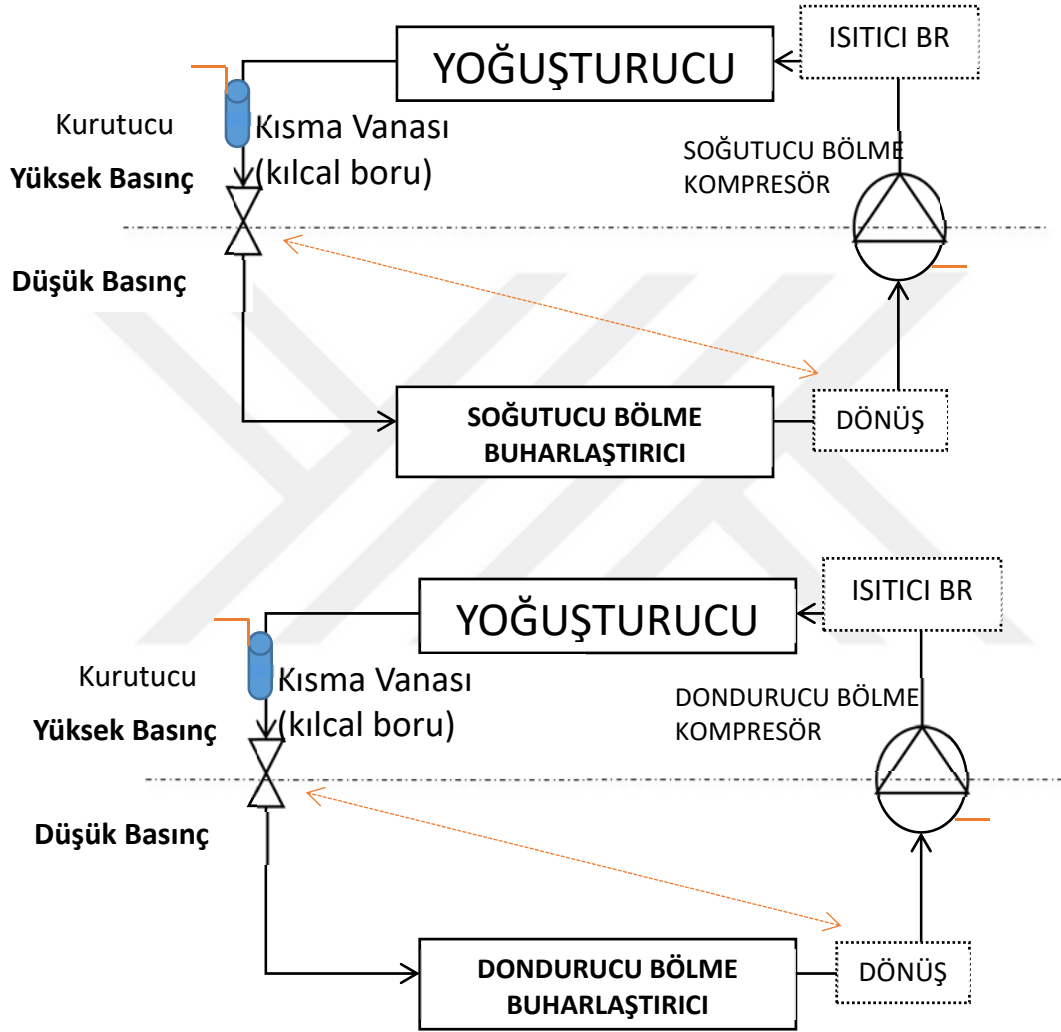
Yapılan bu çalışmada brüt hacmi toplam net hacmi 523 litre olan tek kompresörlü ve net hacmi 492 litre olan çift kompresörlü kombi tipi dondurucu kısmı aşağıda olan iki modelin enerji testleri ISO 15502 standardına göre gerçekleştirilmiştir. Tek kompresörlü buzdolabı sistem şematiği aşağıda gösterildiği gibidir.



Şekil 2.1: Tek kompresörlü kombi tipi dolaplar için gaz akış şeması.

Tek kompresörlü kombi tipi buzdolaplarında çevrim Şekil 2.1’de gösterildiği gibidir. Bu sistemde yüksek basınç alanı sonrasında kısıma vanası ile basınç düşümü gerçekleşir. Kısıma vanası burada dondurucu buharlaştırıcıya bağlıdır. Öncelikle dondurucu buharlaştırıcıda gerçekleşecek buharlaşma ile dondurucu kabin soğur. Dondurucu kanatçıklı buharlaştırıcı ve soğutucu POT(Plate On Tube) buharlaştırıcı birbirlerine seri bağlıdır. POT buharlaştırıcıda gerçekleşen buharlaşma ile soğutucu kabinde de soğutma sağlanır. Soğutucu buharlaştırıcıya bağlı olan dönüş borusu ile çevrim tamamlanır.

Tasarımı gerçekleştirilmekte olan çift kompresörlü buzdolabında, dondurucu ve soğutucu sistemi tamamen birbirinden ayrıdır. Soğutucu ve dondurucu bölmelerin ayrı ayrı soğutma sistemleri vardır. Bu buzdolabının bileşenleri, soğutucu bölme soğutma sistemi ve dondurucu bölme soğutma sistemi olmak üzere Şekil 2.2’de gösterildiği gibidir.



Şekil 2.2: Soğutucu bölme ve dondurucu bölme ayrık soğutma sistemi.

Testleri gerçekleştirilen tek kompresörlü buzdolabında devir kontrollü (VCC) kompresör kullanılmaktadır. Kompresör ASRAE şartlarına göre teknik dataları aşağıda gösterildiği gibidir. Buharlaştırma sıcaklığı olarak $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, yoğuşma sıcaklığı için ise $54,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ referans alınmıştır, veriler Çizelge 2.1’de gösterildiği gibidir.

Çizelge 2.1: Tek kompresörlü buzdolabı kompresör verileri.

		ASHRAE	
		Buharlaşıma:-23,3 °C	
		Yoğuşma:54,4 °C	
Hacim(cc)	Hız (rpm)	Kapasite(kcal/h)	COP
9,85	1300	66	1,8
	2100	105	1,87
	3000	150	1,83
	4500	203	1,65

Yeni tasarımı gerçekleştirilen çift kompresörlü buzdolabında, soğutucu bölme ve dondurucu bölme için frekans kontrollü aynı kapasite ve aynı COP değerlerinde kompresör tercih edilmiştir. Frekans kontrollü kompresörlerde(VCC), yazılım ile belirlenen frekans değerlerine istinaden devir verilir. Buzdolabı bu devirde soğutma gereksinimine göre çalışır. Bu kompresör için belirlenen devir 1600 rpm olarak belirlenmiştir. Bu değer soğutucu ve dondurucu bölüm için de aynıdır. Kompresörler ile ilgili bilgiler Çizelge 2.2’de gösterildiği gibidir.

Çizelge 2.2: Çift kompresörlü buzdolabı modelinde dondurucu VCC kompresör özellikleri.

<i>Tyoğuşma(°C)</i>	<i>Tbuhar(°C)</i>	<i>Kapasite(kcal/s)</i>	<i>Güç(W)</i>	<i>COP</i>	<i>Akım(A)</i>	<i>Devir(RPM)</i>
38	-35	33,8	25,9	1,52	0,25	1600
	-30	45,3	30,3	1,74	0,29	
	-25	59,8	34	2,05	0,31	
	-20	76,4	38,3	2,32	0,36	
	-15	98,3	42,8	2,67	0,4	
	-10	122,4	46,9	3,04	0,43	

Çift kompresörlü buzdolabı tasarımında, buharlaşma sıcaklığının ($T_{yoğuşma}(°C)$) hem soğutucu hem de dondurucu bölme için $25 °C$ 'lik test ortamında $38 °C$ olabileceği öngörülmüştür. Kompresör ile ilgili olarak yapılan solo kapasite ve COP testlerinde bu kompresör ile ilgili en iyi COP değerinin 1600 rpm'de yakalanabileceği görülmüştür. Bu nedenle çift kompresörlü buzdolabında kullanılacak bu kompresör için hem soğutucu bölmede hem de dondurucu bölmede 1600 rpm'de çalıştırılması hedeflenmiştir. Burada soğutucu bölmenin buharlaşma sıcaklığı ($T_{buhar}(°C)$) yaklaşık olarak $-20 °C$ 'lerde olacaktır. Bu durumda soğutucu bölme için kompresör kapasitesi 76,4 kcal/saat, COP değeri ise 2,32 olacaktır. Dondurucu bölmede ise buharlaşma sıcaklığının yaklaşık olarak $-25 °C$ olacaktır. Bu durumda kompresör kapasitesi 59,8 kcal/saat, COP değeri ise 2,05 olacaktır[35].

Çift kompresörlü buzdolabında kabin dibi, buzdolabı kabininden ayrı olarak tasarlanmıştır. Kompresörler, tek kompresörlü buzdolaplarında olduğu gibi kabin dibi ayağına montajı yapılmaz, buzdolabı gövdesinde kompresör bölgesi için herhangi bir boşluk bulunmamaktadır.

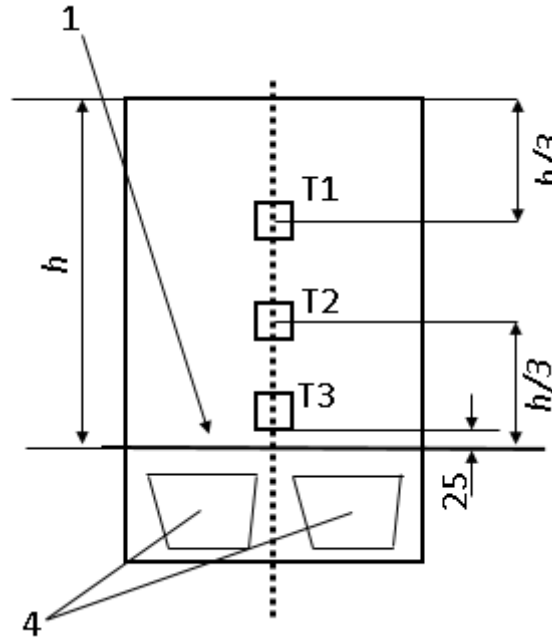
Çift kompresörlü buzdolaplarında, yoğuşturucu kabin dibinde açılı olarak konumlandırılmıştır. Bunun nedeni, yoğuşturucu üzerinde hava geçen alanı arttırmaktır. Yoğuşturucuyu verimli bir şekilde soğutabilmek, buzdolabının soğutma performansını ve enerji tüketimini iyileştirecektir. Yoğuşturucu, hem soğutucu hem de dondurucu kompresöre ayrı ayrı bağlantılıdır, birbirlerinden bağımsız iki adet girişi ve iki adet çıkışı bulunmaktadır. Kabin dibinde bulunan fan ile hava emişi sağlanır. Yoğuşturucunun üzerinden geçen hava iki adet kompresörün arasından geçerek, kabin dibinde bulunan açık alandan dışarı çıkar. Kompresörün üzerinden geçen hava, kompresör kafa sıcaklığını düşürür. Kompresörün kafa sıcaklığını düşmesi de kompresör verimliliğini arttıracaktır.

Sistemsel özellikleri belirtilen bu iki dolap için IEC 62552 standardı referans alınarak enerji sonucu alınmış, bu sonuca göre enerji indeksleri hesaplanarak, enerji sınıfları belirlenmiştir.

2.2. Standart Enerji Testi Yöntemi

Enerji testleri IEC 62552 ve ISO 15502 referans alınarak 25 °C, %70 nem, 220 Volt şartlandırılmış odalarda gerçekleştirilmiştir. Odalarda anlık olarak sıcaklık ve nem değerlerinin ölçümleri takip edilmektedir.

Buzdolaplarının kabin içerisinde yapılan sıcaklık ölçümlerinde, ISO 15502 standardında belirtildiği üzere soğutucu bölmede 3 inç çaplı silindirik bakır bloklar, soğutucu bölmede sebzelik üzerinde bulunan 0 derece bölümünde ölçüm paketleri, dondurucu kısımda ise ölçüm paketleri (M paketleri) kullanılır. Bu bakır blokların standarda göre konumlandırılması Şekil 2.3'te gösterildiği gibidir. T1, T2, T3'ler raflardaki 3 inç blokların konumlarını göstermektedir. Bu blokların kabin boyutuna göre, kabin uzunluğu h olarak belirlendiğinde aşağıdaki ölçüler dikkat edilerek konumlandırılmıştır.



Şekil 2.3: Sıcaklık ölçüm konumları.

Şekil 2.3'te gösterildiği üzere, soğutucu bölmeden sıcaklık alınmak amacı ile T1, T2 ve T3 konumlandırılmıştır. Burada T1, soğutucu bölmenin toplam yüksekliği " h " ile belirlendiğinde, yukarıdan $h/3$ mesafesine konumlandırılır. Şekil 2.3'te "4" sebzelik bölmesini, "1" ise mümkün olan en düşük konumdaki sebze kabının üzerindeki rafi temsil etmektedir. Burada ortaya konumlandırılması gereken T2, sebzelik

bölmesinden $h/3$ yüksekine konumlandırılır. T3 ise mümkün olan en düşük konumdaki sebze kabının üzerindeki rafın en az 25 mm yüksekliğinde olacak şekilde en alt rafa konumlandırılmalıdır[36].

ISO 15502 standardı referans alınarak, dondurucu bölmede, birbiri arasında 15mm'lik aralıklar kalacak şekilde paket yüklemesinin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Amaç belirtilen uygun aralıklarda, buzdolabının dondurucu bölümüne tamamı ile test paketi yüklenmesidir. Buzdolabı teste hazırlanırken dondurucu bölümüne paket yükleme işleminde 125 gr, 250 gr, 500 gr, ve 1 kg'lık test paketleri kullanılır[36]. Buzdolabı dondurucu bölümüne paket yüklemesinde, test paketleri yatay düzleme ve dikey düzleme tamamı ile temas etmelidir. En üstte bulunan test paketi, yatayda arka duvara, düşeyde ise diğer test paketine temas etmesi gerekmektedir. Diğer altta bulunan paketlerin de yatay ve düşeyde temas halinde olmaları gerekmektedir. Test paketleri arasındaki kritik ölçü 15 mm'dir. En üstte bulunan test paketlerinin buzdolabı dondurucu bölümünün en üst noktası ile arasındaki ölçü 10 mm'den büyük, 35 mm'den küçük olmalıdır.

Dondurucu bölmede, ISO 15502 standardına göre yüksek sıcaklıkta veya bölmede en düşük sıcaklıklara ulaşılabileceği bölümlere yarım kiloluk ölçüm paketi konulmaktadır. Bu testte paketlerinin orta noktalarına konumlandırılan ısıçift ile sıcaklık değerleri alınır. Enerji testlerinde bu ölçüm test paketlerine ait sıcaklıklar ölçümü oldukça büyük öneme sahiptir. Bir buzdolabına ait enerji sonucu IEC 62662'ye göre ölçüm paketinin en yüksek sıcaklığa ulaştığı değer -18 °C'nin altında olmalıdır.

Buzdolaplarında soğutucu ve dondurucu bölmeye ek olarak, +3°C/-2°C aralığında bulunan kiler bölmeleri bulunmaktadır. Bu bölme fiziki olarak soğutucu bölmede yer almaktadır. Bir buzdolabının kiler bölümü, hacmine göre enerji limit değerinin hesaplanmasında avantaj sağlamaktadır. Bu bölmede de 0 °C test paketi kullanılır. Bu alan eğer 10 litrenin altında ise 2 adet, 10 litrenin üzerinde ise 4 adet test paketi bu bölüme veya çekmeceye konulur. Bu test paketlerinin tümü ölçüm paketidir, orta noktalarından termocupl ile sıcaklık alınmaktadır. Enerji ölçümünde bu paketlerin anlık en sıcak noktası +3°C'nin altında olmalıdır.

Buzdolabı test sisteminde kullanılan, bakır blok ve ölçüm test paketi(M paketi) sırası ile Şekil 2.4'te gösterildiği gibidir.



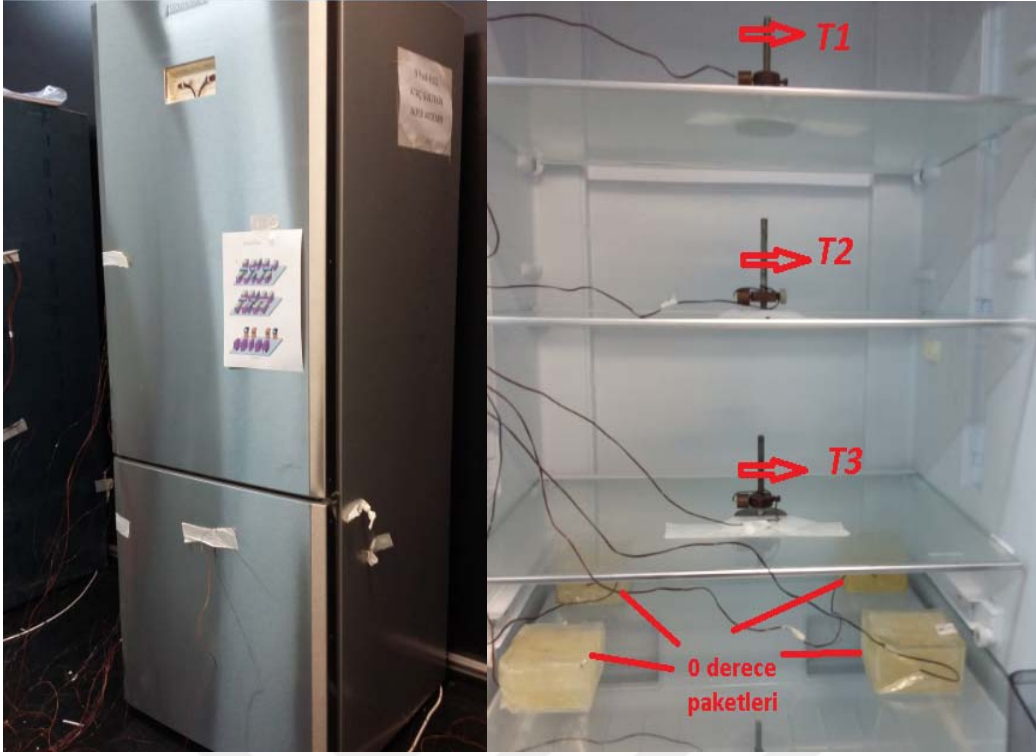
Şekil 2.4: 3 inç bakır blok ve dondurucu ölçüm paketi (M Paketi).

Şekil 2.4'te gösterilen, dondurucu bölme sıcaklıklarının ölçülmesi amacı ile kullanılan ölçüm ve diğer dondurucu bölmede kullanılan test paketlerinin donma noktası -1 °C'dir. Bu ölçüm paketlerinin kimyasal birleşimi 1000 g'lık deney paketi için; 1000 g için; 230 g oksietilmetilselüloz, 764,2 g su, 5 g sodyum klorür ve 0,8 g 6-kloro-m-krezol'den oluşmaktadır[36].

Kiler bölmesi(0 derece) testlerinde kullanılan ölçüm paketlerinde ise donma noktası -5 °C'dir. Bu test paketleri 1000 g için; 232 g oksietilmetilselüloz, 725 g su, 43 g sodyum klorür ve 0,6 g 6-kloro-m-krezol'den oluşmaktadır[36].

Enerji testi yapılan tek kompresörlü buzdolabında, ISO 15502 standardı referans alınarak soğutucu bölümde 3 inç blok konumlandırılması yapılmış, dondurucu bölümde ise ölçüm paketi yükleme işlemi gerçekleştirilmiştir. Belirtilen blokların ISO 15502 standardında belirtilen noktalardan alınması oldukça önem taşımaktadır. Bu bloklar soğutucu bölmede, standardın belirttiği raflardan alınmalıdır. Bu noktalarda sıcaklık değerleri alınarak, soğutucu bölme için ortalama sıcaklık değeri hesaplanacaktır. Elde edilen değere göre, IEC 62552 standardına göre soğutucu bölme ortalama sıcaklık değerinin test koşuluna olan uygunluğu incelenecektir. Aynı durum dondurucu bölmelere yerleştirilecek olan ölçüm paketleri sıcaklık değerleri için de geçerlidir.

Enerji testinin yapıldığı buzdolabı ve soğutucu bölme ölçüm planı Şekil 2.5'de gösterildiği gibidir.



Şekil 2.5: Test dolabı, soğutucu bölme ve sıfır derece bölümü.

ISO 15502 referans alınarak hazırlanan buzdolabında dondurucu bölme yükleme şekli Şekil 2.6’da gösterildiği gibidir.

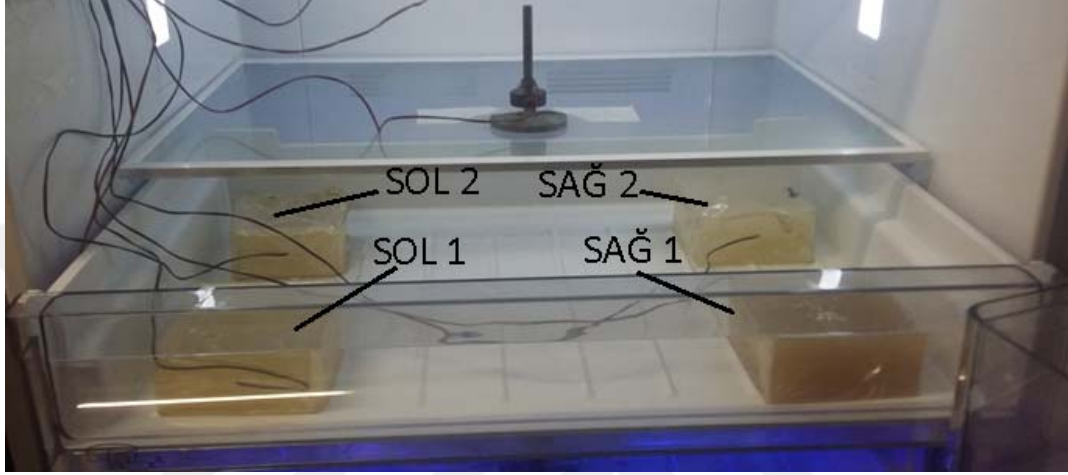


Şekil 2.6: Dondurucu bölme yükleme şekli.

Yükleme şeklinin doğru yapılması ve standarda göre hava akışının sağlanabilmesi adına çeşitli boyutlarda test paketleri bulunmaktadır. Bunlar ISO 15502 standardında belirtildiği üzere sırası ile 125 g için (25mmx50mmx100mm), 250 g için

(50mmx50mmx100mm), 500 g için (50mmx50mmx100mm), 500 g için (25mmx100mmx200mm), 1000 g için (50mmx100mmx100mm) şeklindedir[36].

Soğutucu bölmede yer alan kiler bölmesi ile ilgili sıcaklık ölçümleri, daha önce de bahsedildiği şekilde ölçüm paketleri ile yapılmaktadır. Ölçüm paketlerinin kiler bölmesi içerisindeki görüntüsü, Şekil 2.7’de gösterildiği gibidir.



Şekil 2.7: Kiler bölmesi ölçüm paketleri.

2.3. Enerji Tüketimi Değeri Hesaplama Yöntemi

Hazırlanan buzdolapları 25 °C ortam sıcaklığında ve 230 voltta teste alınmış ve deneyler takip edilmiştir. Sıcaklık değerlerinin sabit hale gelmesi ile rejime geçen buzdolapları, IEC 62552 standardında belirtildiği üzere iki adet soğutucu bölme defrostu arasına dondurucu bölme defrostu veya iki dondurucu bölme defrostu arası alınarak enerji ölçüm değeri belirlenir.

Buzdolabının kapı contalarından, kapı veya kabin ile herhangi bir birleşim yerinden sızan veya kullanıcının buzdolabının kapısını açıp kapatması kabin içerisine dış havanın girmesi nedeni ile soğuk yüzey üzerinde karlanma oluşacaktır. Bu kar genel no-frost buzdolaplarında dondurucu bölmede ısıtıcılarla, soğutucu kısımda da kompresör durma süresi ile giderilmektedir. Defrost süresi ve kompresör durma süreleri oluşacak karlanma miktarına göre optimize edilir[34].

Soğutucu bölme defrostu, kompresör durma anının (off cycle) diğer çevrimlere gerçekleşen durma anlarına göre daha uzun süreç alması ile gerçekleşir. Dondurucu

bölme defrostu ise kanatçıklı buharlaştırıcı üzerinde bulunan ısıtıcılar ile yapılır. Bu anda kompresör durur, kanatçıklı buharlaştırıcı üzerinde bulunan elektrikli ısıtıcılar devreye girer. Defrost ısıtıcısı ve kanatçıklı buharlaştırıcı Şekil 2.8’de gösterildiği gibidir.



Şekil 2.8: Dondurucu kanatçıklı buharlaştırıcı ve defrost ısıtıcısı.

Enerji testi sonucu alınan zaman aralığında, soğutucu bölme her bir rafından alınan sıcaklık ortalaması 5 °C küçük veya eşit olmalıdır. Aynı zamanda soğutucu bölmede bulunan 0 derece bölmesi için en sıcak test ölçüm paketinin anlık sıcaklığı 3 °C’nin altında, en soğuk test ölçüm paketinin anlık sıcaklığı ise -2 °C’den yüksek olması gerekmektedir. Dondurucu bölmesinde ise belirli bölgelerde bulunan ölçüm paketleri için en sıcak test ölçüm paketinin anlık sıcaklığının -18 °C’nin altında olması gerekmektedir. Bu sıcaklık değerleri sağlandığı aralıkta enerji sonucu değeri almak gereklidir.

Buzdolabı enerji testlerinde elde edilen enerji tüketim miktarına göre, IEC 62552 standardı uyarında enerji indeks hesaplaması gerçekleştirilir. Bu hesaba göre elde edilen değere göre buzdolabının enerji sınıfı belirlenir. Enerji indeks hesabı (EEI) aşağıdaki Denklem (2.1)’de gösterildiği gibidir.

$$EEI = \frac{AE_c}{SAE_c} \times 100 \quad (2.1)$$

Denklem (2.1)'de yer alan terimler;

EEI ; Enerji indeks değeri

AE_C ; Yıllık enerji tüketim değeri (kWh/yıl), deneysel olarak elde edilir[37].

SAE_C ; Standart yıllık enerji tüketimi. (kWh/yıl), denklem ile elde edilir

SAE_C , denklem (2.2)'de yer alan denklem ile elde edilen bir değerdir. M, N ve CH değerleri değişkendir[37].

$$SAE_C = V_{eq} \times M + N + CH \quad (2.2)$$

Denklem (7)'de bulunan M ve N değerleri buzdolabı kategorilerine göre verilen değerlerdir. Bu kategoriler Çizelge 2.3'de gösterildiği gibidir. CH değeri ise 0 derece bölmesi net hacmi 15 litreden büyük olan buzdolapları için 50 kWh/yıl olarak eklenir. 0 derece bölmesinin olmadığı durumlarda veya bu bölmenin olmadığı durumlarda 0 olarak alınır. Test edilen tek kompresörlü ve çift kompresörlü her iki buzdolabında da 0 derece bölmesi 15 litreden büyüktür[37].

Çizelge 2.3: Buzdolabı kategorileri

Kategori	Tanım
1	Bir veya daha fazla soğutucu bölmeli buzdolabı
2	Buzdolabı-kiler, kiler ve şarap saklama cihazları
3	Buzdolabı-kiler ve 0-yıldız bölmeli buzdolabı
4	Bir-yıldız bölmeli buzdolabı
5	İki-yıldız bölmeli buzdolabı
6	Üç yıldız bölmeli buzdolabı
7	Buzdolabı-dondurucu
8	Dikey dondurucu
9	Sandık Dondurucu

Proje kapsamında enerji testleri gerçekleştirilen buzdolapları 7. kategoride yer almaktadır. Bu kategorilere göre M ve N değişkenleri Çizelge 2.4'te gösterildiği gibidir[37].

Çizelge 2.4: Kategoriye göre M ve N değerleri.

Kategori	M	N
1	0,223	245
2	0,223	245
3	0,223	245
4	0,643	191
5	0,45	245
6	0,777	303
7	0,777	303
8	0,539	315
9	0,472	286

Testleri gerçekleştirilen buzdolapları 7. kategoriye girdikleri için M değeri 0,777, N değeri ise 303'tür. SAE_c denkleminde, V_{eq} adjusted volume (düzeltilmiş hacim) olarak tanımlanır. V_{eq} değeri aşağıdaki denklemde olduğu gibi hesaplanır[37].

$$V_{eq} = \left[V_c \times \frac{25-T_c}{20} \times FF_c \times CC \times BI \right]_{Soğutucu} + \left[V_c \times \frac{25-T_c}{20} \times FF_c \times CC \times BI \right]_{Kiler} + \left[V_c \times \frac{25-T_c}{20} \times FF_c \times CC \times BI \right]_{Don.} \quad (2.3)$$

V_{eq} değerinin hesaplanmasında kullanılan değerler, V_c , T_c , CC , FF_c ve BI

değerleridir. Bu değerlerden V_c ve T_c değerlerinin tanımları aşağıdaki gibidir;

V_c ; Her bölme için (soğutucu, dondurucu ve 0 derece bölmesi (kiler)) ayrı ayrı net hacimleri ifade etmektedir.

T_c ; Soğutucu bölme için soğutucu bölme ortalama sıcaklığı (5 °C), 0 derece bölmesi için 0 °C, dondurucu bölme için en sıcak paket sıcaklığı (-18 °C)

V_{eq} değerinin hesaplanmasında kullanılan diğer değerler ise standartta yer alan tablolara göre hesaplanmaktadır. Bu değerler buzdolabının sahip olduğu özelliklere göre sınıflandırılmıştır. Bu özellikler sistem fonksiyonu, kullanılacağı iklim sınıfı ve konumlandırılma durumuna bağlılık göstermektedir.

CC , FF_c ve BI değerleri Çizelge 2.5'te gösterildiği gibidir.

Çizelge 2.5: CC , FF_c ve BI değerleri.

Düzeltilme Faktörü	Değer	Durum
FF(frost free)	1,2	Buzlanma Olmayan Dondurucu Bölmeler İçin
	1	Diğerleri
CC(İklim Sınıfı)	1,2	T Tipi (Tropikal) Cihazlar
	1,1	ST Tipi (Subtropikal) Cihazlar
	1	Diğerleri
BI(Gömme)	1,2	58 cm Genişliğinin Altındaki Gömme Cihazlar
	1	Diğerleri

FF_c değeri, buzdolaplarında ısıtıcılı yöntemle defrost yapılan bölmeler için 1,2 değerindedir. Bunun dışında bölmeler için 1 olarak alınır.

CC değeri, buzdolaplarında iklimlendirme sınıfına göre verilen değerdir. Test edilen dolaplar SN-T sınıfında olduğu için bu değer 1 olarak alınır. İklimlendirme sınıfı buzdolaplarının deklare edilen çalışma sıcaklık değerlerine göre belirlenir. SN-T sınıfı +10 ile +43 arası ortamlar için uygun iklimlendirme sınıfıdır. Sınıflar ve çalışma sıcaklıkları Çizelge 2.6'da gösterildiği gibidir.

Çizelge 2.6: Buzdolabı iklim sınıfları.

Sınıf	Sembol	Ortam Sıcaklığı (°C)
Genişletilmiş Ilıman	SN	10°C ile 32 °C
Ilıman	N	16°C ile 32 °C
Alt Tropikal	ST	16°C ile 38 °C
Tropikal	T	16°C ile 43 °C

BI ; Built-in buzdolapları için bu değer 1,2 olarak alınır. Test edilen buzdolapları için bu değer 1 olarak alınacaktır[37].

Bir ürünün tasarımı yapılırken ideal yalıtımın belirlenmesi oldukça büyük öneme sahiptir. Buzdolabı kabini ideal noktaya ulaşıncaya kadar, yalıtım kalınlığı arttıkça kabin içi ısı kazancının azalacağı, buna göre soğutma için kompresörün daha az çalışacağı ve daha düşük güç tüketiminin olacağı söylenebilir. Yukarıda da anlatıldığı üzere, enerji indeks değeri, buzdolabına ait enerji tüketiminin yanında net hacime de

tamamı ile bağılı bir değerdir. Bu değere göre de enerji sınıfı belirlenmektedir. Bu nedenle odak noktası sadece enerji tüketiminin azalması değil, optimum net hacimi en düşük enerji tüketimi ile yakalayabilmektir. Bir buzdolabının en iyi enerji indeks değerinin sahip olduğu noktayı yakalayabilmek amaçlanmıştır. Dış genişliği değişmeyecek bir kabin için farklı yalıtım değerlerine göre hacim hesabı yapılarak, bu hacimler için gerekli soğutma miktarının sağlanması durumunda gerçekleşecek tüketimlerin hesaplanması ile enerji indeksinin optimum noktasını belirlemek adına iterasyonlar yapılmaktadır. Öncelikle alternatiflerin ısı kazançları hesaplanarak, soğutma ihtiyacı belirlenir. Bu soğutma ihtiyacını karşılamak için gerekli kompresör ve fanların tüketimi hesaplanır. Buzdolabı kabınının yalıtım kalınlığına göre net hacim belirlenerek, yukarıda belirtildiği gibi enerji indeks hesabı yapılır. Bu tür hesaplamalar tekrarlanarak, çeşitli iterasyonlar gerçekleştirilir. Böylece buzdolabına ait, enerji, indeksi hesaplamasında en avantajlı olacak yalıtım kalınlıkları buzdolabı kabini için soğutucu ve dondurucu da ayrı ayrı olmak üzere belirlenir.

3. İKİ KOMPRESÖRLÜ BUZDOLABININ YALITIM ÇALIŞMASI

Buzdolabı tasarımında yalıtım kalınlıkları oldukça büyük önem arz etmektedir. Yalıtım kalınlığının optimizasyonu için elde edilecek hacime göre EEI hesabı yapmak oldukça kritiktir. Bunun nedeni, enerji verimliliği yüksek bir ürün tasarımı amaçlanıyor ise izolasyon kalınlıklarının tamamı ile artırılması her zaman verimli sonuçlar vermeyecektir. Müşteri kullanımı için gereğinden fazla yalıtımlı buzdolabı kabini hem kullanıcı tarafında kabul görmeyecek, hem de bunun yanında enerji index hesabında istenilen değerlere ulaşılmasını sağlamayacaktır. Bu nedenle buzdolapları tasarımında kritik bir izolasyon kalınlığı vardır.

Buzdolaplarında kabin içi ısı kazancı, kabin dış yüzeyi, buzdolabı yan duvarları, kapısı, kapı contaları, kabin ve dış yüzey arasında herhangi bir bileşim noktasına ait kayıp değeridir. Bununla beraber en az iki kapılı buzdolaplarında soğutucu ve dondurucu bölüm birbirinden etkilenmektedir. Yalıtım hesabı ile ilgili denklemler (3.1) ve (3.2)'de gösterildiği gibidir[35];

$$0 = UA_{don}(T_{ortam} - T_{don}) + UA_{mullion}(T_{soğ} - T_{don}) + Q_{don} \quad (3.1)$$

$$0 = UA_{soğ}(T_{ortam} - T_{soğ}) + UA_{mullion}(T_{don} - T_{soğ}) + Q_{soğ} \quad (3.2)$$

Bu hesaplamada, soğutucu bölme ve dondurucu bölmede meydana gelecek ısı kazancı hesabı gerçekleştirilmiştir. Çift kompresörlü buzdolabı çalışmasında da aşağıdaki yalıtım kalınlıkları referans alınarak çalışmalar yapılmıştır. Kullanıcı talebine yanıt verebilmek ve verimli tasarımın yapılabilmesi amacı ile üç yalıtım türü bu buzdolabı için çalışılmıştır.

Bu yalıtım türleri ele alınarak, ısı kazancı analiz programında, yalıtımlara ait ısı kazancı değerleri belirlenmiştir. Buradan çıkan ısı kazancı değerine göre kompresörün çalışma süresi hesaplanmış, soğutucu ve dondurucu kompresörü için taslak enerji tüketim değeri hesaplanmıştır. Bu hesaba göre enerji indeks hesabı ele alınmıştır.

Buzdolabında ısı kazancı etmenleri için verilen temel girdi katsayıları Çizelge 3.1'de gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.1: Analiz programındaki termal girdi değerleri.

Termal Girdiler	mW/m.K
<i>kol</i>	41500
<i>kil</i>	170
<i>kpuf</i>	21,75
<i>gref</i>	4,3
<i>ho</i>	9,37
<i>href</i>	15

Yukarıdaki çizelgedebelirtelen kısaltmalı terimler şu şekilde ifade edilebilir;

kol; buzdolabı kabin dışı termal iletkenliği, mW/mK

kil; buzdolabı kabin içi termal iletkenliği, mW/mK

kpuf; poliüretan termal iletkenliği, mW/mK

gref; buzdolabı kapı contasından meydana gelen ısı kaçağı, $W/100M - C$

ho; dış havanın taşınım katsayısı,

href; buzdolabı kabini taşınım katsayısı olarak ifade edilir[21].

Yapılan çalışmada en uygun yalıtım için 3 alternatif çalışılmıştır. Buzdolabı içerisindeki ısı kazancını direk olarak etkileyecek olan yalıtım kalınlıkları belirtilen 3 farklı alternatif için tasarlanmıştır. Alternatif 1'e ait yalıtım kalınlıkları için kritik ölçüler aşağıdaki çizelgede yer almaktadır. Diğer alternatiflere göre bu ölçüler değiştirilerek ısı kazancı hesaplaması yapılmıştır.

Yalıtım kalınlıklarının değişmesi, aynı dış boyutlara sahip bir buzdolabının tasarımında net hacimi direk olarak etkilemektedir. Yapılan çalışmada tüm alternatif yalıtım kalınlıkları için oluşacak net hacim hesaplaması yapılmıştır. Yalıtım kalınlığı daha fazla olan alternatif için net hacim değeri daha düşük olacaktır. Bu durumda standart yıllık enerji tüketimi olarak ifade edilen SAE_C değeri net hacim ile bağlantılı bir değer olduğundan dolayı net hacimi daha düşük olan alternatif tasarımın SAE_C değeri daha düşük olacaktır.

Alternatif 1 için kabin boyutları Çizelge 3.2'de gösterildiği gibidir.

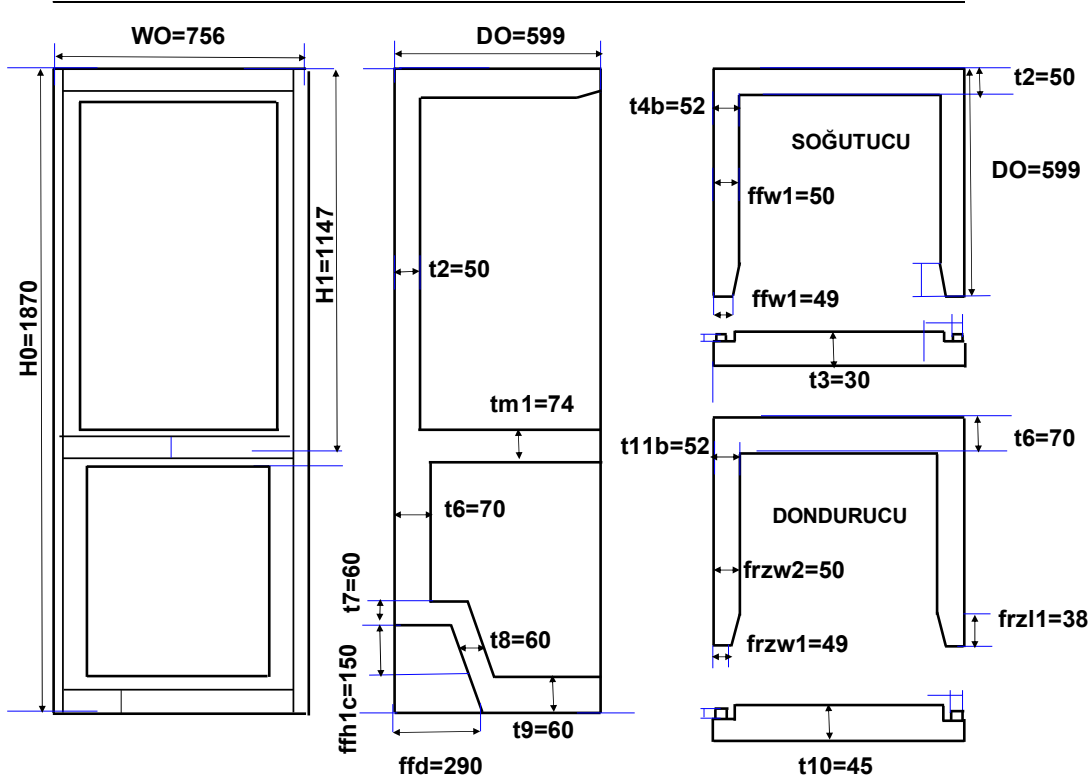
Çizelge 3.2: Alternatif 1 kabin boyutları.

<i>Konum</i>	<i>İfade</i>	<i>Ölçü(mm)</i>
Buzdolabı Derinliği	D0	599
Buzdolabı Genişliği	W0	756
Buzdolabı Yüksekliği	H0	1870
Soğutucu Bölme Yüksekliği	H1	1147
Soğutucu Bölme Yan Duvar Genişliği	frzw2	50
Soğutucu Bölme Arka Duvar Genişliği	t2	50
Soğutucu Bölme Kapı Genişliği	t3	30
Soğutucu Bölme Tavan Ortalama Genişliği	t1avg	70
Ara bölme Genişliği	tm1	74
Dondurucu Yan Duvar Genişliği	ffw2	50
Dondurucu Arka Duvar Kalınlığı	t6	70
Dondurucu Kapı Kalınlığı	t10	45
Dondurucu Taban Kalınlığı	t9	60
Kompresör Yüksekliği	ffhc1	150
Kompresör Derinliği	ffd	290

Çizelge 3.2’de gösterilen kritik ölçülere göre Alternatif 1 (buradan sonra A1 olarak geçecektir) kabini için yapılan ısı kazanımı analizleri için belirtilen izolasyon kalınlıkları Şekil 3.1’de gösterildiği gibidir.

Şekil 3.1’de A1 tasarımı buzdolabı gövdesi için Çizelge 3.2 referans alınarak bölgesel yalıtım değerleri gösterilmiştir. Bu şekilde buzdolabı kabinin önden, yandan ve üstten kesit görünüşleri alınarak, bu bölgelerdeki izolasyon kalınlıkları belirtilmiştir. A1 tasarımı buzdolabı kabini için belirtilen yalıtım değerlerine göre ısı kazancı analizi yapılmıştır.

A1 tasarımı buzdolabı için ısı kazancının belirlenebilmesinde Çizelge 3.1’de gösterilen termal girdiler kullanılmıştır. Belirlenen yalıtım kalınlıkları ve termal girdi değerlerine göre ısı kazancı analizi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.1: Alternatif 1 ısı kazancı analizi için izolasyon kalınlıkları.

Alternatif 1'in ısı kazancı analizi yapıldığında, soğutucu bölmede ve dondurucu bölmede elde edilen UA değerleri Çizelge 3.3 ve 3.4'te gösterildiği gibidir. Yapılan ısı kazancı analizinde öncelikle buzdolabı kabini içinde farklı bölgelere ait toplam ısı transferi katsayıları belirlenmiştir. Bu değerler, soğutucu ve dondurucu bölmeler için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Dondurucu bölme için toplam UA değeri $0,85 \text{ W/K}$, soğutucu bölme için ise $1,621 \text{ W/K}$ olarak elde edilmiştir. Sonrasında bu elde edilen değerlere göre soğutucu ve dondurucu bölmenin ayrı olarak ısı kazancı değerleri hesaplanmıştır. Bu hesaplama yapılırken ortam sıcaklığı, standarta göre enerji testlerinin gerçekleştirildiği sıcaklık olan $25 \text{ }^\circ\text{C}$ 'dir. Standarta göre $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ortamda yapılan enerji testinde soğutucu bölme sıcaklığı $+5 \text{ }^\circ\text{C}$ 'den, dondurucu bölmedeki en sıcak ölçüm paketinin sıcaklığının $-18 \text{ }^\circ\text{C}$ 'den daha soğuk olması beklenmektedir. Bu nedenle ısı kazancı hesaplaması soğutucu bölme sıcaklığı (T_{FF}) $+5 \text{ }^\circ\text{C}$, dondurucu bölme sıcaklığı (T_{FRZ}) $-18 \text{ }^\circ\text{C}$ olacak şekilde hesaplanır.

Çizelge 3.3: Alternatif 1 dondurucu bölme için UA değerleri.

Dondurucu Bölme	UA(W/K)
Kabin Dibi	0,04
Sağ Duvar	0,088
Sol Duvar	0,088
Arka Duvar	0,107
Kapı	0,209
Mullion	0,096
Contalar	0,169
Kompresör Üstü Panel	0,07
Kompresör Ön Panel	0,036
TOPLAM	0,85

Çizelge 3.4: Alternatif 1 soğutucu bölme için UA değerleri.

Soğutucu Bölme	UA(W/K)
Kabin Üzeri	0,118
Sağ Duvar	0,26
Sol Duvar	0,26
Arka Duvar	0,342
Kapı	0,572
Mullion	0,096
Contalar	0,144
TOPLAM	1,621

Yukarıda yer alan UA değerleri, denkleme dahil edildiğinde;

$$Q = UA_{FRZ}(T_{AMB} - T_{FRZ}) + UA_{FF}(T_{AMB} - T_{FF})$$

$$Q = 0,850(25 - (-18)) + 1,621(25 - 5) = Q_{FRZ} + Q_{FF}$$

$$Q_{FRZ} = 36,55 W \quad Q_{FF} = 32,42 W$$

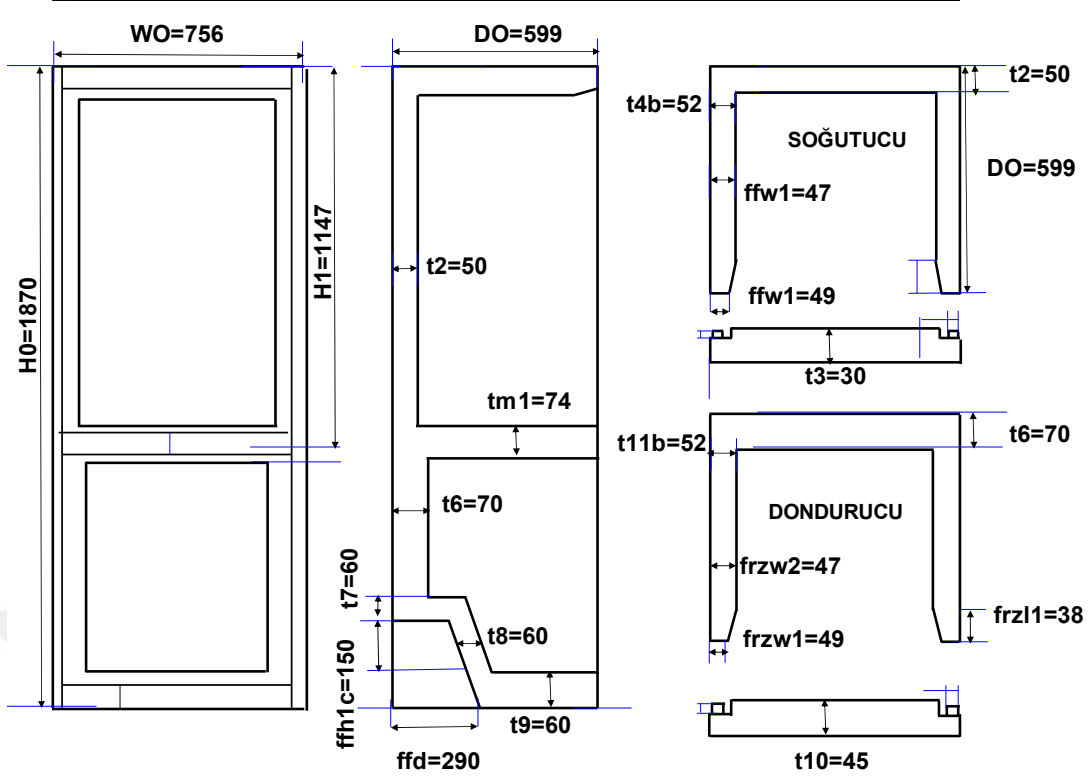
A1'e ait buzdolabında, ısı kazancı hesabında yapılan analizde yer alan yalıtım kalınlıkları ele alındığında A1'de tanımlanan kabinin net hacimleri; soğutucu bölme 301 litre, kiler bölmesi 30 litre, dondurucu bölmesi 161 litre olarak hesaplanmıştır.

Alternatif 2’de de farklı yalıtım kalınlıkları ile ısı kazancı hesabı gerçekleştirilmiştir. Alternatif 2’ye (buradan sonra A2 olarak geçecektir) göre kritik ölçüler Çizelge 3.5’te gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.5: Alternatif 2 kabin boyutları.

Konum	İfade	Ölçü(mm)
Buzdolabı Derinliği	D0	599
Buzdolabı Genişliği	W0	756
Buzdolabı Yüksekliği	H0	1870
Soğutucu Bölme Yüksekliği	H1	1147
Soğutucu Bölme Yan Duvar Kalınlığı	frzw2	47
Soğutucu Bölme Arka Duvar Genişliği	t2	50
Soğutucu Bölme Kapı Genişliği	t3	30
Soğutucu Bölme Tavan Ortalama Genişliği	t1avg	70
Ara bölme Genişliği	tm1	74
Dondurucu Yan Duvar Kalınlığı	ffw2	47
Dondurucu Arka Duvar Kalınlığı	t6	70
Dondurucu Kapı Kalınlığı	t10	45
Dondurucu Taban Kalınlığı	t9	60
Kompresör Yüksekliği	ffhc1	150
Kompresör Derinliği	ffd	290

A2’de, A1’den farklı olarak, soğutucu ve dondurucu bölmenin yan duvar kalınlıkları 50 mm değil, 47 mm’dir. Buna göre yapılan ısı kazancı analizinin görüntüsü Şekil 3.2’de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.2: Alternatif 2 ısı kazancı analizi.

A2'nin ısı kazancı analizi yapıldığında, soğutucu bölmede ve dondurucu bölmede elde edilen UA değerleri Çizelge 3.6 ve 3.7'de gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.6: Alternatif 2 dondurucu bölme için UA değeri

Dondurucu Bölme	UA(W/K)
Kabin Dibi	0,041
Sağ Duvar	0,092
Sol Duvar	0,092
Arka Duvar	0,108
Kapı	0,209
Mullion	0,097
Contalar	0,169
Kompresör Üstü Panel	0,071
Kompresör Ön Panel	0,036
TOPLAM	0,866

Çizelge 3.7: Alternatif 2 soğutucu bölme için UA değeri

Soğutucu Bölme	UA(W/K)
Kabin Üzeri	0,118
Sağ Duvar	0,276
Sol Duvar	0,276
Arka Duvar	0,344
Kapı	0,572
Mullion	0,097
Contalar	0,144
TOPLAM	1,654

Yukarıda yer alan UA değerleri, denklemine dahil edildiğinde;

$$Q = UA_{FRZ}(T_{AMB} - T_{FRZ}) + UA_{FF}(T_{AMB} - T_{FF})$$

$$Q = 0,860(25 - (-18)) + 1,654(25 - 5) = Q_{FRZ} + Q_{FF}$$

$$Q_{FRZ} = 36,98 W \quad Q_{FF} = 33,08 W$$

A2 çalışmasında dondurucu bölmenin ısı kazancı 36,98 W, soğutucu 33,08 W olarak elde edilmiştir. Bu değerlere göre, A2 yalıtım değerlerine sahip buzdolabı soğutucu bölmesi ısı kazancı, A1 yalıtım değerine sahip buzdolabı ısı kazancına göre 0,33 W fazladır. Benzer şekilde A2 yalıtımı için dondurucu bölmesi ısı kazancı değeri A1 ile karşılaştırıldığında 0,66 W daha fazla olduğu belirlenmiştir. A2'ye göre soğutucu bölme net hacimi 305 litre, kiler bölmesi net hacimi 30 litre, dondurucu bölme net hacimi ise 163 litre olarak hesaplanmıştır. Bu değerlere göre A2 yalıtım değerlerine sahip buzdolabı kabininde soğutucu bölme net hacimi A1 yalıtım değerlerine sahip buzdolabı soğutucu bölme net haciminden 4 litre fazla, dondurucu bölmesi net hacimine göre ise 2 litre daha fazladır.

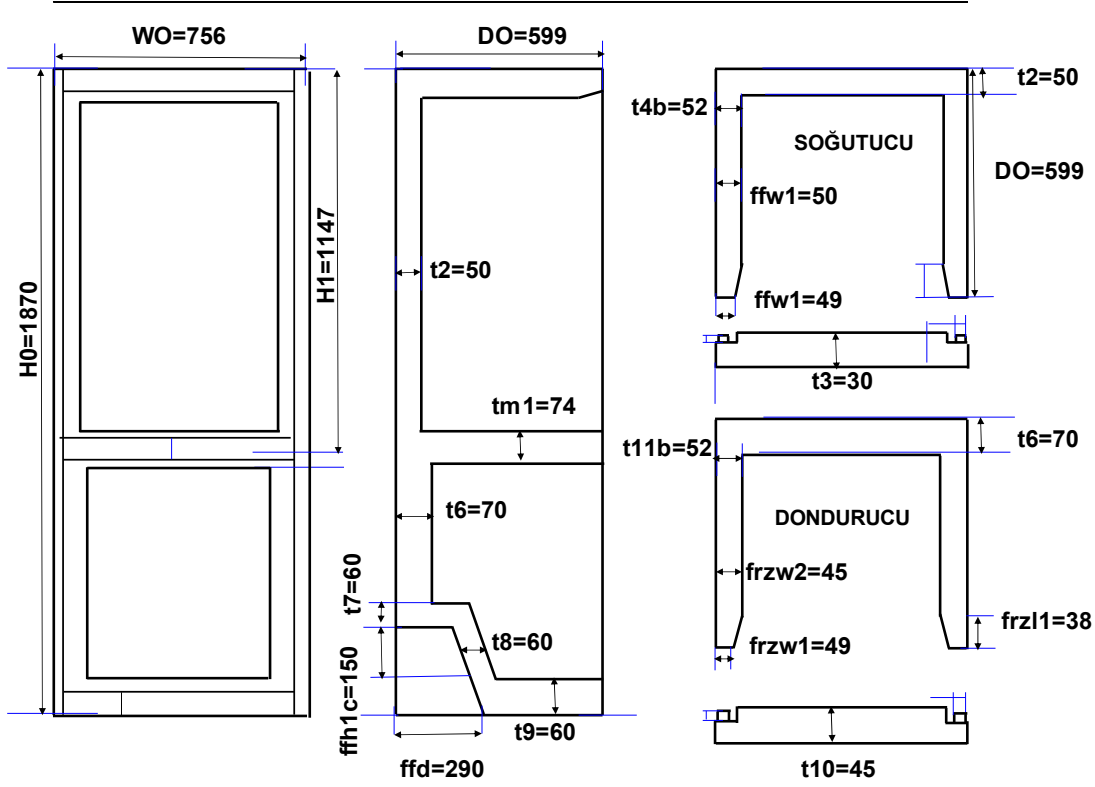
Çalışması yapılan Alternatif 3'e göre(bundan sonra A3 olarak geçecektir) ise A1'den farklı olarak dondurucu bölmesinin yalıtım kalınlığı 50 mm'den 45 mm'ye çekilerek analiz yapılmıştır. Bu analize göre kritik yalıtım kalınlıkları Çizelge 3.8'de gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.8: Alternatif 3 kabin boyutları.

<i>Konum</i>	<i>İfade</i>	<i>Ölçü(mm)</i>
Buzdolabı Derinliği	D0	597
Buzdolabı Genişliği	W0	756
Buzdolabı Yüksekliği	H0	1870
Soğutucu Bölme Yüksekliği	H1	1147
Soğutucu Bölme Yan Duvar Kalınlığı	frzw2	50
Soğutucu Bölme Arka Duvar Genişliği	t2	50
Soğutucu Bölme Kapı Genişliği	t3	30
Soğutucu Bölme Tavan Ortalama Genişliği	t1avg	70
Ara bölme Genişliği	tm1	74
Dondurucu Yan Duvar Kalınlığı	ffw2	45
Dondurucu Arka Duvar Kalınlığı	t6	70
Dondurucu Kapı Kalınlığı	t10	45
Dondurucu Taban Kalınlığı	t9	60
Kompresör Yüksekliği	ffhc1	150
Kompresör Derinliği	ffd	290

Çizelge 3.8’de yer alan değerler referans alınarak yapılan analizin görüntüsü Şekil 3.3’te gösterildiği gibidir.

Şekil 3.3’te gösterildiği üzere A3 yalıtım değerlerinde dondurucu bölme için yan panel kalınlığı, A1 dondurucu bölme yan panelinden 5 cm daha ince olacaktır. Bu durumda A3 yalıtımına ait buzdolabı kabininde dondurucu bölmesinde ısı kazancının daha fazla olması beklenmektedir. Bununla beraber, tüm alternatiflerin kaplamış oldukları dış hacimler birbirine eşit olduğundan dolayı yan panel yalıtım kalınlığının incilmesi ile A3 yalıtım değerlerine sahip buzdolabı kabininde dondurucu bölmesi net hacimi, A1’e göre daha fazla olması beklenmektedir. Bu durumda dondurucu bölme için A3’te A1’e göre net hacim artarken aynı zamanda da ısı kazancı artışı beklenmektedir.



Şekil 3.3: Alternatif 3 ısı kazancı analizi.

A3'ün ısı kazancı analizi yapıldığında, dondurucu bölmede ve soğutucu bölmede elde edilen UA değeri Çizelge 3.9 ve Çizelge 3.10'da gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.9: Alternatif 3 dondurucu bölme için UA değerleri.

Dondurucu Bölme	UA(W/K)
Kabin Dibi	0,041
Sağ Duvar	0,095
Sol Duvar	0,095
Arka Duvar	0,108
Kapı	0,209
Mullion	0,096
Contalar	0,169
Kompresör Üstü Panel	0,071
Kompresör Ön Panel	0,036
TOPLAM	0,866

Çizelge 3.10: Alternatif 3 soğutucu bölme için UA değerleri.

Soğutucu Bölme	UA(W/K)
Kabin Üzeri	0,118
Sağ Duvar	0,26
Sol Duvar	0,26
Arka Duvar	0,342
Kapı	0,572
Mullion	0,096
Contalar	0,144
TOPLAM	1,621

Yukarıda yer alan UA değerleri, denklemine dâhil edildiğinde;

$$Q = UA_{FRZ}(T_{AMB} - T_{FRZ}) + UA_{FF}(T_{AMB} - T_{FF})$$

$$Q = 0,866(25 - (-18)) + 1,621(25 - 5) = Q_{FRZ} + Q_{FF}$$

$$Q_{FRZ} = 37,238 \text{ W} \quad Q_{FF} = 32,42 \text{ W}$$

A3 çalışmasında dondurucu bölmenin ısı kazancı 37,238 W, soğutucu 32,42 W olarak elde edilmiştir. A3'e göre soğutucu bölme 301 litre, kiler bölmesi 30 litre, dondurucu bölme ise 165 litre olarak hesaplanmıştır.

Çift kompresörlü buzdolabı için hem soğutucu hem de dondurucu bölmede aynı kompresörün kullanımı gerçekleştirilmiştir Kompresör ile ilgili olarak yapılan solo kapasite ve COP testlerinde en iyi COP değerinin 1600 rpm'de yakalanabileceği görülmüştür. Bu nedenle çift kompresörlü buzdolabında kullanılacak bu kompresör için hem soğutucu bölmede hem de dondurucu bölmede 1600 rpm'de çalıştırılması öngörülmüştür. 1600 rpm için kompresörün çalışma özellikleri Çizelge 2.2'de gösterilmiştir. Burada soğutucu bölmenin buharlaşma sıcaklığı yaklaşık olarak -20 °C'lerde olacaktır. Bu durumda soğutucu bölme için kompresör kapasitesi 76,4 kcal/saat, 88,85 W, COP değeri ise 2,32 W/W olacaktır. Dondurucu bölmede ise buharlaşma sıcaklığının yaklaşık olarak -25 °C olacaktır. Bu durumda kompresör kapasitesi 59,8 kcal/h, 69,55 W, COP değeri ise 2,05 W/W olacaktır.

Belirli yalıtımlar ile yapılan alternatif yalıtım çalışmalarında, soğutucu ve dondurucu yan panel kalınlıkları farklı olacak şekilde 3 adet alternatif çalışması yapılmıştır. Bu alternatif çalışmaların, ısı kazançlarına göre olası enerji tüketimi hesaplaması baz alınarak, A1, A2 ve A3'e ait bu yalıtımlarda beklenen net hacime göre enerji indeks değerinin hesaplaması yapılmıştır.

A1 çalışmasında daha önce de elde edildiği üzere soğutucu bölmede ısı kazancı 32,42 W, dondurucu bölmede ise 36,55 W olarak elde edilmiştir. Aynı kompresörlere sahip olan bu soğutucu ve dondurucu bölmeler için ayrı ayrı tüketim hesabı yapılmıştır. Bununla beraber buzdolabı çalışmasında, soğutucu ve dondurucu bölmesinde bulunan fanlar ve defrost anında devreye giren ısıtıcıların tüketimi bu hesaba dahil edilecektir. Enerji tüketimi yaklaşımı ile ilgili yapılan hesaplama çalışmasında, ısı kazancının kompresörün kapasitesine olan bölümü, kompresörün ortalama çalışma oranını verecektir. Bu oranın kompresörün 1600 rpm çalışma anında çektiği güç ile çarpımının gerçekleştirilmesiyle kompresörün anlık enerji tüketimi elde edilir. Çalışma oranının fan gücü ve defrost ısıtıcılarının gücü ile çarpımı da bu komponentlerin tüketimini verecektir. Dondurucu bölme için günlük enerji tüketimi hesabı aşağıdaki gibi hesaplanacaktır.

$$\%Çalışma\ Oranı = \frac{Q_{Dondurucu}}{Kompresör\ Gücü} \quad (3.3)$$

$$Günlük\ Tüketim = ((\%Çal.\ Oranı \times Komp.\ Gücü(W)) + (\%Çal.\ Oranı \times Isıtıcı\ Gücü(W)) + (\%Çal.\ Oranı \times Dondurucu\ Fan\ Gücü(W))) \times 24 \quad (3.4)$$

Hesaplama bu buzdolabı için dondurucu fan gücü 2 W, defrost tüketimi ise 120 W'lık ısıtıcı kullanıldığı varsayılarak 60 Wh olarak alınmıştır. 28 ve 29. Denklemler ile ilgili olarak hesaplama göre A1 için dondurucu bölme günlük enerji tüketimi yaklaşımı Çizelge 3.11, toplam enerji tüketimi hesaplaması Çizelge 3.12'de gösterildiği gibidir;

Çizelge 3.11: A1 dondurucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.

Isı Kazancı	36,55W
Kompresör Kapasitesi	69,55W
Kompresör Gücü	33,92W
%Çalışma Oranı	0,526

Çizelge 3.12: A1 dondurucu bölme enerji tüketimi hesaplaması.

Kompresör Tüketim	427,82Wh
Fan Tüketim	25,25Wh
Isıtıcı-defrost Tüketim	60Wh
Dondurucu Günlük Toplam	513,07Wh

Soğutucu bölme hesabı ise benzer olarak yapılacaktır. Soğutucu bölme için soğutucu fanı 4W, ısıtıcılardan da 3 Wh enerji tüketimine ek gelecektir.

$$\%Çalışma Oranı = \frac{Q_{Soğutucu}}{Kompresör Gücü} \quad (3.5)$$

$$Günlük Tüketim = ((\%Çal. Oranı \times Komp. Gücü(W)) + (\%Çal. Oranı \times Isıtıcı Gücü(W)) + (\%Çal. Oranı \times Dondurucu Fan Gücü(W))) \times 24 \quad (3.6)$$

A1 için soğutucu bölme günlük enerji tüketimi yaklaşımı Çizelge 3.13, toplam enerji tüketimi hesaplaması Çizelge 3.14'te gösterildiği gibidir;

Çizelge 3.13: A1 soğutucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.

Isı Kazancı	32,42W
Kompresör Kapasitesi	88,5W
Güç	38,14W
%Çalışma Oranı	0,367

Çizelge 3.14: A1 soğutucu bölme enerji tüketimi hesaplaması.

Kompresör Tüketim	335,32Wh
Fan Tüketim	35,17Wh
Isıtıcı-defrost	3Wh
Soğutucu Günlük Toplam	373,49Wh

Yapılan yaklaşım sonucunda A1 için günlük enerji tüketimi 886,6 Wh olarak hesaplanmıştır. Yıllık tüketim 323,6 kWh/yıl olacaktır.

A1 için yaklaşık olarak net hacimleri; soğutucu bölme 301 litre, kiler bölmesi 30 litre, dondurucu bölmesi 161 litre olarak hesaplanmıştır. Bu değerlere göre enerji tüketimi yaklaşımında A1'in enerji indeksi 30,51 olacaktır.

A1'den farklı olarak, 50 mm olan soğutucu ve dondurucu bölme panel kalınlıkları, 47 mm'dir. Bu durumda net hacim ve ısı kazancı artacaktır. Net hacmin artması ile enerji indeksi değeri azalırken, ısı kazancının artması ile artacaktır. A2 yalıtımlara göre soğutucu bölme 305 l, kiler bölmesi 30 l ve dondurucu bölme 165 l olarak hesaplanmıştır. A2 çalışması için ısı kazancına göre dondurucu bölme günlük enerji tüketimi yaklaşımı ve enerji tüketimi hesaplaması Çizelge 3.15 ve Çizelge 3.16'da gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.15: A2 dondurucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.

Isı Kazancı	36,98W
Kompresör Kapasitesi	69,55W
Kompresör Gücü	33,92W
%Çalışma Oranı	0,532

Çizelge 3.16: A2 dondurucu bölme enerji tüketimi hesaplaması.

Kompresör Tüketim	432,91Wh
Fan Tüketim	25,22Wh
Isıtıcı-defrost Tüketim	60Wh
Dondurucu Günlük Toplam	518,43Wh

A2 için soğutucu bölme için beklenen enerji tüketimi yaklaşımı ve enerji tüketimi hesaplaması Çizelge 3.17 ve Çizelge 3.18’de gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.17: A2 soğutucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.

Isı Kazancı	33,08W
Kompresör Kapasitesi	88,5W
Güç	38,14W
%Çalışma Oranı	0,373

Çizelge 3.18: A2 soğutucu bölme enerji tüketimi hesaplaması.

Kompresör Tüketim	342,15Wh
Fan Tüketim	35,17Wh
Isıtıcı-defrost Tüketim	3Wh
Soğutucu Günlük Toplam	381,03Wh

A2 için toplam enerji tüketim değeri günlük 899,47 Wh, yıllık tüketim ise 328,31 kWh/yıl olarak elde edilmiştir. Bu hesaplanan tüketim değerine göre, A2 yalıtımları ile enerji indeks değeri 30,81 olacaktır.

A3’de de soğutucu ve dondurucu yan panel kalınlığı A1 ve A2’den farklıdır. Dondurucu bölmede yan panel yalıtım kalınlığı 45mm, soğutucu bölmede ise 50mm’dir. Bu durumda net hacim ve ısı kazancı artacaktır. Net hacimin artması ile enerji indeks değeri azalırken, ısı kazancının artması artacaktır. A3 yalıtımlara göre soğutucu bölme 301 l, kiler bölmesi 30 l ve dondurucu bölme 165 l olarak

hesaplanmıştır. A3 çalışması için ısı kazancına göre dondurucu bölme günlük enerji tüketimi yaklaşımı ve enerji tüketimi hesaplaması Çizelge 3.19 ve Çizelge 3.20’de gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.19: A3 dondurucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.

Isı Kazancı	37,238W
Kompresör Kapasitesi	69,55W
Kompresör Gücü	33,92W
%Çalışma Oranı	0,536

Çizelge 3.20: A3 dondurucu bölme enerji tüketimi hesaplaması.

Kompresör Tüketim	435,932Wh
Fan Tüketim	25,22Wh
Isıtıcı-defrost Tüketim	90Wh
Dondurucu Günlük Toplam	521,64Wh

A3 için soğutucu bölme için beklenen enerji tüketimi değeri yaklaşımı ve enerji tüketimi hesaplaması Çizelge 3.21 ve Çizelge 3.22’de gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.21: A3 soğutucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.

Isı Kazancı	32,42W
Kompresör Kapasitesi	88,5W
Güç	38,14W
%Çalışma Oranı	0,367

Çizelge 3.22: A3 soğutucu bölme enerji tüketimi yaklaşımı.

Kompresör Tüketim	335,32Wh
Fan Tüketim	35,17Wh
Isıtıcı-defrost	3Wh
Soğutucu Günlük Toplam	373,49Wh

A3 için toplam enerji tüketim değeri günlük 895,12 Wh, yıllık tüketim ise 326,72 kWh/yıl olarak elde edilmiştir. Bu hesaplanan tüketim değerine göre, A3 yalıtımları ile enerji indeks değeri 30,59 olacaktır.

Yapılan çalışma sonucunda, enerji indeks değeri A1 için en düşük çıkmıştır. Bunun anlamı, yalıtım optimizasyonunun en iyi olduğu durumun A1 olduğu anlamına gelmektedir. Enerji verimliliği açısından en doğru tasarım A1 olacaktır. Performans testleri yapılan çift kompresörlü buzdolabının tasarımı da buna göre yapılmıştır.

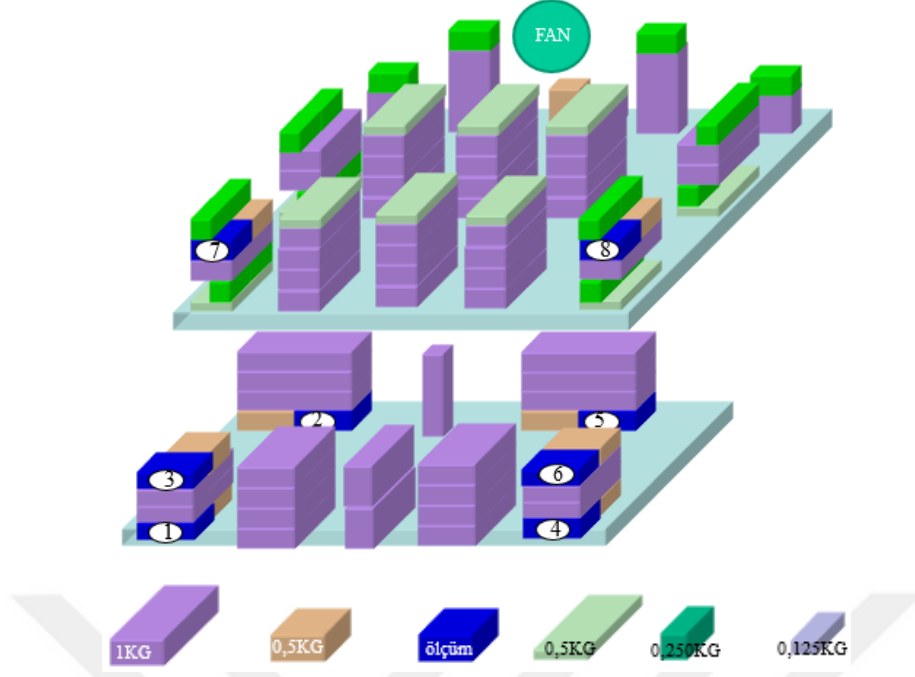


4. DENEYSEL SONUÇLAR

Yapılan çalışmada, soğutucu ve dondurucu bölme hacimleri birbirine çok yakın olan tek kompresörlü ve çift kompresörlü buzdolabı modellerinin performans testleri gerçekleştirilmiştir. Tek kompresörlü model ve çift kompresörlü modelin yalıtımı ve kabin içi ısı kazançları birbirlerine oldukça yakındır.

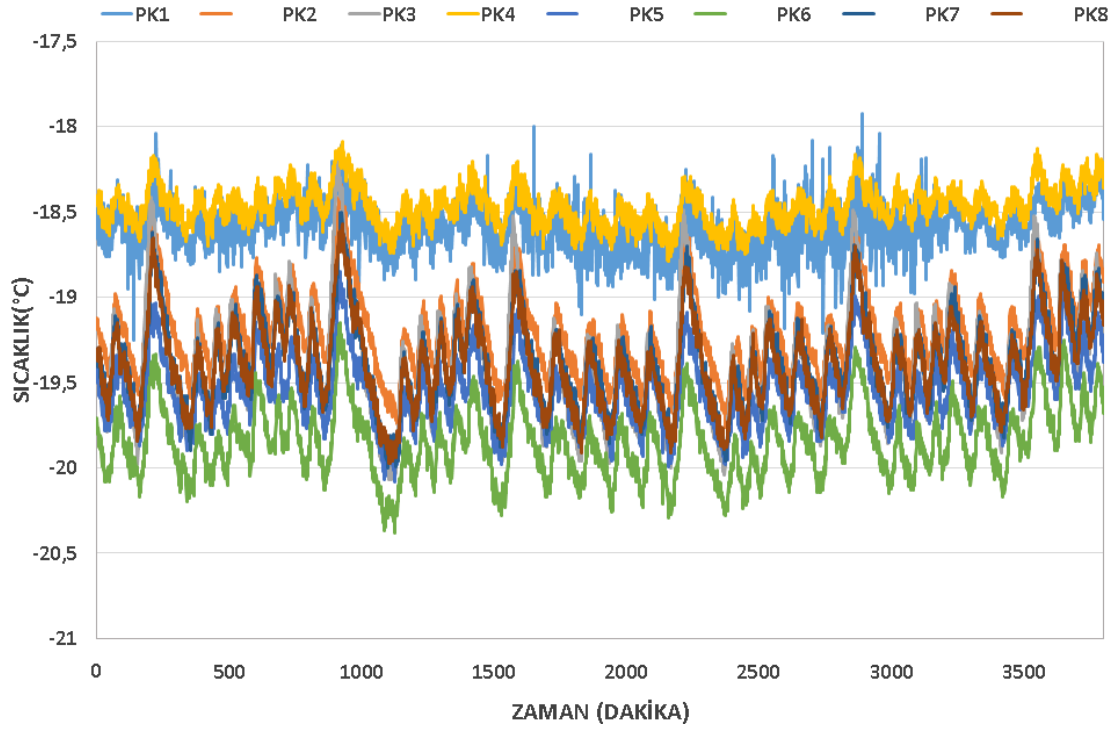
Yapılan çalışmada, enerji tüketim miktarını belirlemek adına, 25 °C, %70 neme sahip şartlandırılmış odalarda, 230 V, 50 Hz 'de testler gerçekleştirilmiştir. Tek kompresörlü referans buzdolabının, toplam net hacimi 555 litredir (bundan sonra A sınıfı buzdolabı olarak geçecektir). Bu buzdolabında 523 litrelik net hacimin 370 litresi soğutucu bölme, 27 litresi 0 derece bölmesi, 126 litresi ise dondurucu bölmeye aittir. Ürün kompresörü, 25 °C ortamda sistem tasarımının sağlandığı buharlaşma ve yoğuşmanın optimize edildiği sıcaklık değerinde COP'si 1,87'dir. Daha önce belirtildiği üzere Avrupa enerji sınıfı testlerinde, ISO 15552 standardına göre soğutucu bölmede rafların sıcaklık ortalaması 5 °C veya altında, dondurucu bölmesi test paketi ile yüklenmiş buzdolabında en sıcak ölçüm paketi sıcaklığı -18 °C veya altında olmalıdır [37].

Dondurucu kabini içerisinde, standardın belirttiği üzere sıcaklığın diğer bölmelere göre yüksek olabileceği bölümlere M ölçüm paketleri yerleştirilir. Yüksek sıcaklığın olabileceği bölümlerin rahatlıkla belirlenebilmesi adına öncelikle test 12 adet ölçüm paketi ile başlatılmıştır. Diğerlerinden daha sıcak olan 4 adet ölçüm paketi yerine test paketi yerleştirilerek deney devam ettirilmiştir. Bu testler dondurucu kabininde 8 adet ölçüm paketi ile gerçekleştirilmiştir. Testleri gerçekleştirilen kombi tipi buzdolaplarında aşağıdaki şematik gösterime göre dondurucu bölmeye test paketi yüklemesi yapılmıştır. Standarda uygun bir şekilde yapılan deney için hazırlanan ölçüm paketi yükleme planı Şekil 4.1'de gösterildiği gibidir.



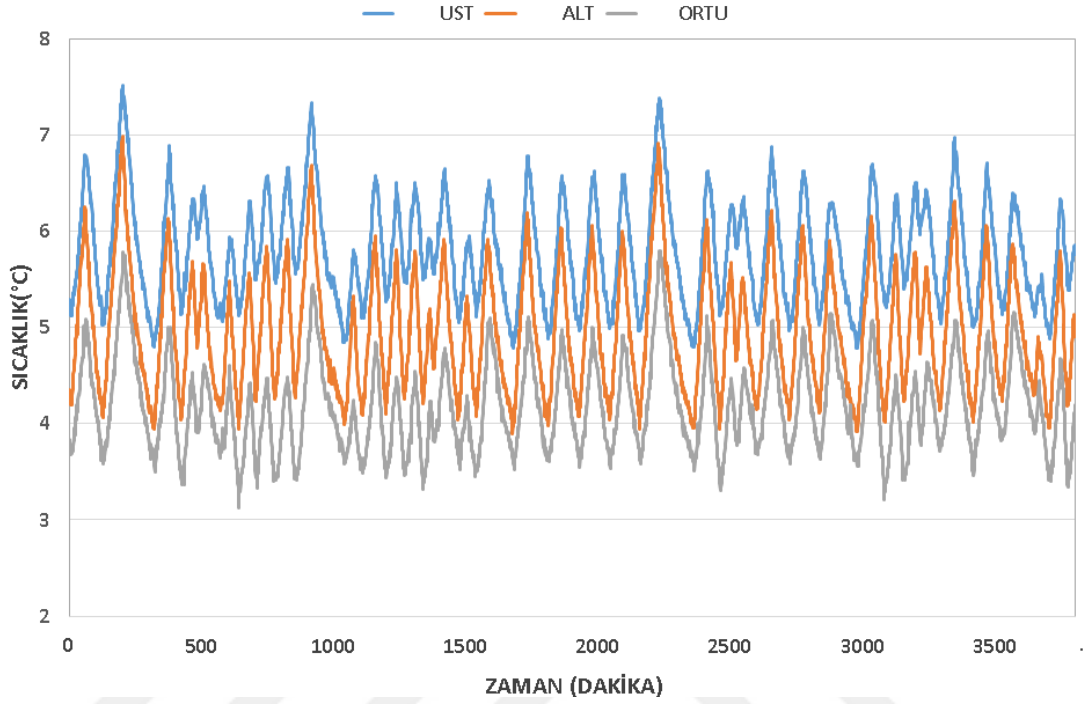
Şekil 4.1: A sınıfı buzdolabı dondurucu paket yükleme şematik gösterimi.

A sınıfı buzdolabının enerji testinde, rejim durumunda enerji sonucunun alındığı aralıkta dondurucu bölme ölçüm paketlerinin sıcaklık grafiği Şekil 4.2’de gösterildiği gibidir. PK1, PK2, PK3, PK4, PK5, PK6, PK7 ve PK8 ölçüm paketlerini temsil etmektedir.



Şekil 4.2: A sınıfı buzdolabı dondurucu bölme ölçüm paketi sıcaklıkları.

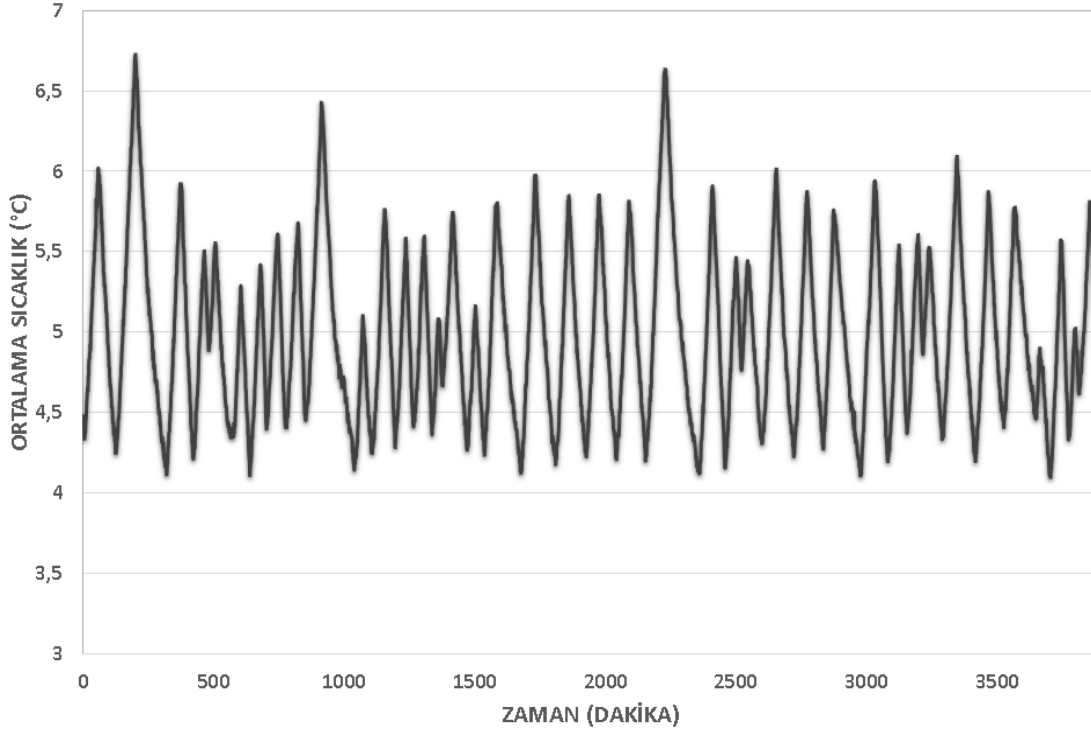
Şekil 4.2’de yer aldığı üzere, en sıcak ölçüm paketi sıcaklığı her zaman $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’nin altında kalmaktadır. En sıcak paket PK 4 olarak ölçülmüştür. Bu paketin maksimuma ulaştığı değer $-18,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’dir. A sınıfı buzdolabına ait soğutucu bölme sıcaklık grafiği Şekil 4.3’de gösterildiği gibidir.



Şekil 4.3: A sınıfı buzdolabı soğutucu bölme rafların sıcaklıkları.

Şekil 4.3’de soğutucu bölmede bulunan rafların anlık sıcaklıkları gösterilmektedir. Burada soğutucu bölme için ölçüm sıcaklıkları ‘‘UST’’, ‘‘ALT’’ ve ‘‘ORTU’’ olarak tanımlanmıştır. Burada bu ifadeler, ölçüm sıcaklığı alınan termokupl’lı bakır blokların konumunu belirtmektedir. ISO 15502’ye göre yapılan deneyde, üst raf ‘‘UST’’, orta raf ‘‘ALT’’, kiler bölmesinin hemen üzerinde yer alan raf ise ‘‘ORTU’’ olarak tanımlanmıştır. Bu şekile göre en sıcak raf üst raf, en soğuk raf ise kiler bölmesinin üzerinde bulunan örtü rafıdır.

Soğutma performans testi gerçekleştirilirken, sebzelik rafından da sıcaklık alınmaktadır. Ancak bu sıcaklık değeri standarda göre ortalamaya alınmamaktadır. Soğutucu bölmeye ait ortalama sıcaklık, soğutucu bölmeye ait bu üç bölmeye ait sıcaklıkların ortalamasıdır. A sınıfı buzdolabına ait soğutucu bölme ortalama sıcaklığı Şekil 4.4’te gösterildiği gibidir.

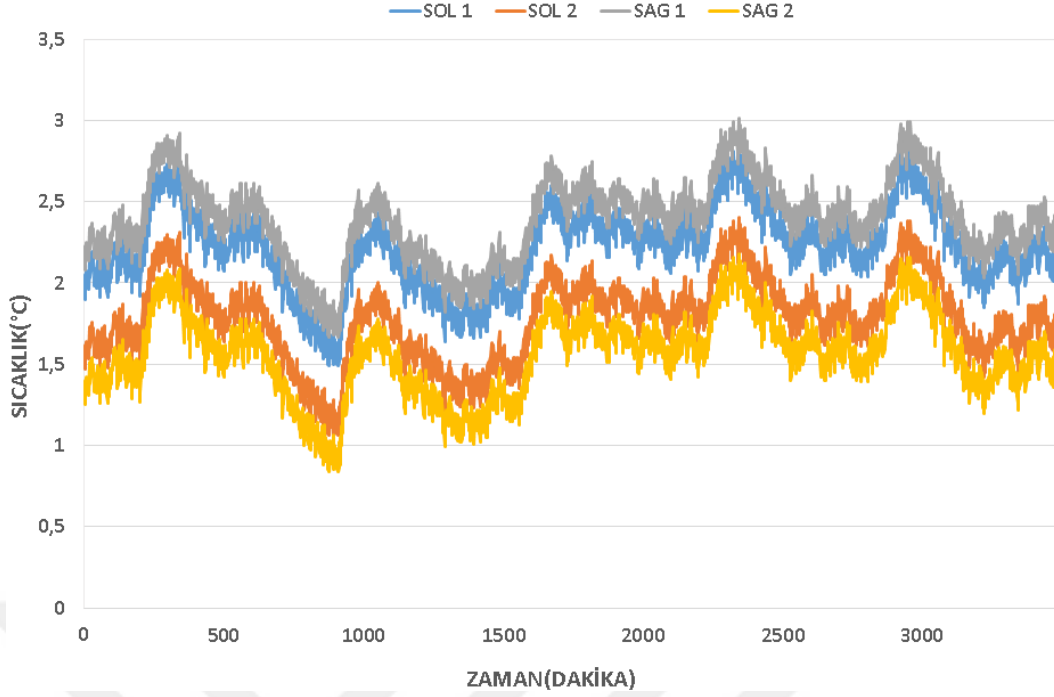


Şekil 4.4: A sınıfı buzdolabı soğutucu bölme rafların ortalama sıcaklıkları.

Şekil 4.4'te UST, ALT ve ORTU'ye ait sıcaklıkların anlık ortalamaları gösterilmektedir. Yapılan testte, enerji sonucunun alındığı aralıkta, raflar arası ortalama sıcaklıkların aritmetik ortalaması alınır. Buradan alınan sıcaklıkların ortalaması, enerji testi yapılırken, +5 °C'nin altında olmalıdır. Şekil 4.3'de gösterildiği üzere, A sınıfı buzdolabının soğutucu bölümündeki üst, orta ve alt bölmelerinden ölçülen sıcaklıkların ortalaması 4,9 °C'dir.

A sınıfı buzdolabında, soğutucu bölmede aynı zamanda kiler bölümü (0 derece bölümü) bulunmaktadır. A sınıfı buzdolabında kiler bölümü 20 litreden büyük, 27 litre olduğundan ötürü bu bölme sıcaklıkları, standartta belirtildiği üzere 4 adet ölçüm paketi ile ölçülmesi gerekmektedir.

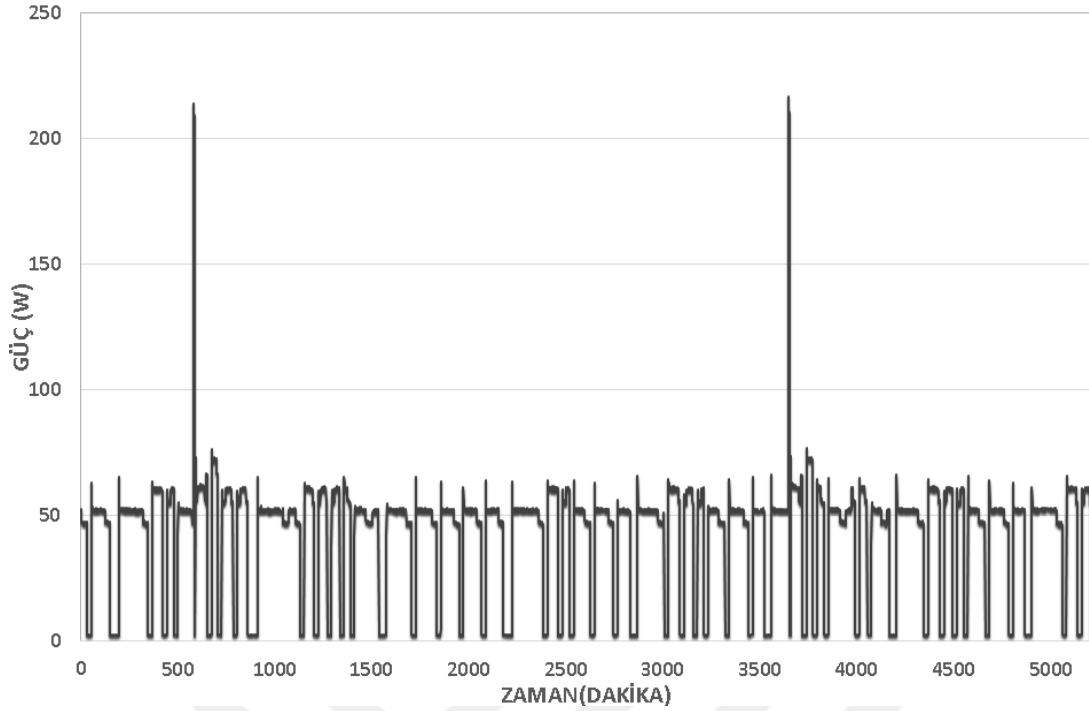
A sınıfı buzdolabı için Şekil 2.7'deki ölçüm paketi yükleme şekli referans alınarak hazırlanan testleri gerçekleştirilecek numune buzdolabı için ölçüm paketlerine göre kiler bölümü sıcaklık grafiği Şekil 4.5'de gösterildiği gibidir.



Şekil 4.5: A sınıfı buzdolabı kiler bölmesi sıcaklıkları.

Şekil 4.5'te kiler bölmesine konulan, donma noktası $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ olan ölçüm paketlerine ait paket sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmektedir. A sınıfı buzdolabının kiler bölmesi 20 litrenin üzerinde yer olduğu için ISO 15502 standardına göre 4 adet ölçüm paketi konumlandırılmıştır. Bu ölçüm paketleri, Şekil 4.5'te yer alan grafiğe göre isimlendirilmiştir. "SOL 1" olarak belirtilen ölçüm paketi bölmenin karşıdan sol ön konumunda yer almaktadır. "SOL 2" olarak belirtilen ölçüm paketi bölmenin karşıdan sol arka konumunda yer almaktadır. "SAG 1" olarak belirtilen ölçüm paketi bölmenin karşıdan sağ ön konumunda yer almaktadır. "SAG 2" olarak belirtilen ölçüm paketi bölmenin karşıdan sağ arka konumunda yer almaktadır.

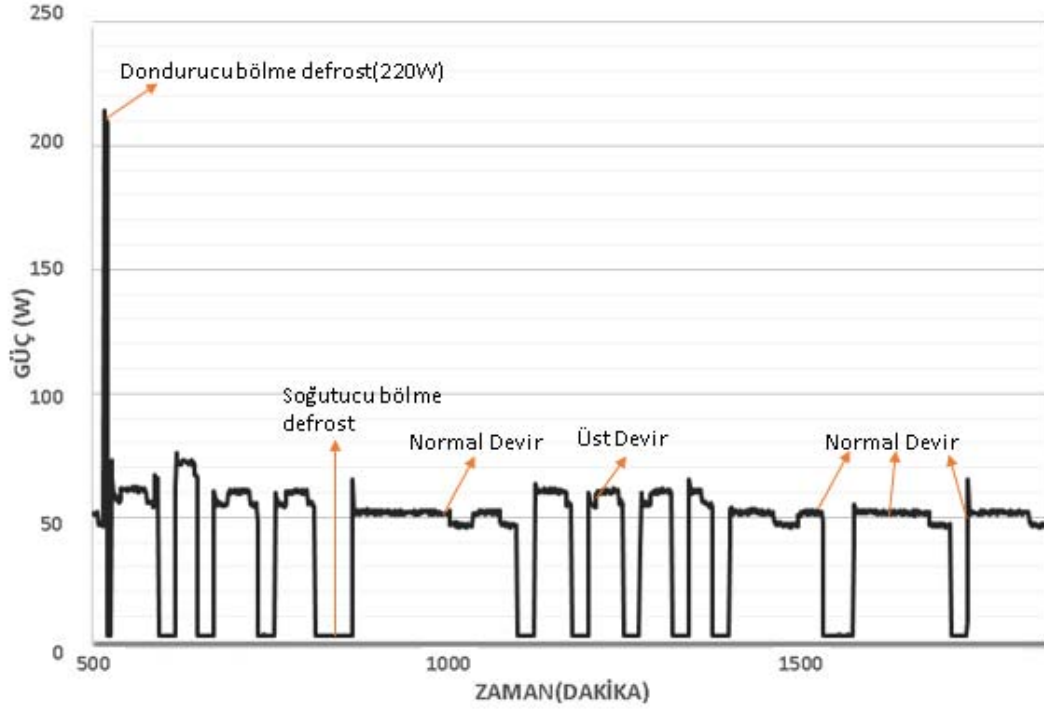
IEC 62552 standardına göre kiler bölümünde bulunan bütün ölçüm paketlerin anlık sıcaklıkları $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altında bulunmaktadır. Standarda göre kiler bölmesine ait paket sıcaklıkları $+3\text{ }^{\circ}\text{C}/-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ aralığında olmalıdır. Şekil 4.5'te gösterildiği üzere bütün ölçüm paketleri bu sıcaklık aralığındadır. Bu nedenle ölçüm değerleri enerji testi için uygundur. A sınıfı buzdolabı için yıllık enerji tüketim hesaplamasının gerçekleştirildiği güç grafiği Şekil 4.6'da gösterildiği gibidir.



Şekil 4.6: A sınıfı buzdolabı güç grafiği.

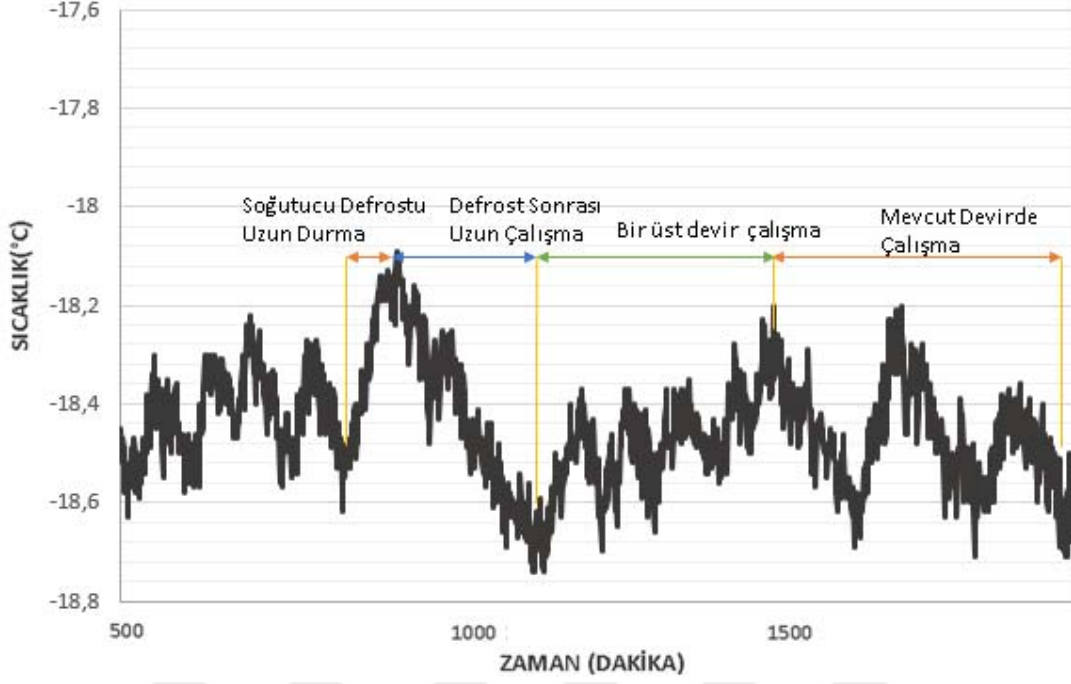
A sınıfı buzdolabının 25 °C, %70 neme sahip şartlandırılmış odalarda, 230 V 50hz ‘de gerçekleştirilen enerji testi sonucunda, soğutucu kabin ortalamasının 4,9 °C ve dondurucu kabindeki en sıcak paket sıcaklığının -18,1°C sıcaklıkları yakaladıkları noktalarda enerji tüketim değeri 340 kWh/yıl olarak elde edilmiştir. Bu değer, Şekil 4.7’de gösterilmiş olduğu üzere iki defrost arası alınarak, bu süre içerisinde gerçekleşen enerji tüketiminin bir yıllık süre baz alındığında hesaplanması ile elde edilir. A sınıfı buzdolabına ait defrost gücü 220 W’dir. Defrost anında kompresör durmuş, defrost ısıtıcıları çalışmıştır. Ölçüm paketleri sıcaklıkları, 850 ve 911. dakikalar ve 2155. ve 2232. dakikaları arasında en sıcak noktaya ulaştığı görülmüştür. Bilindiği üzere kompresörler gerekli soğutma sağlandığında, termostat kesme sıcaklığına ulaşıldığında durur, kabin içerisindeki hava algılayıcısı ile okunan sıcaklıktaki soğutma ihtiyacına göre de kompresör çalışır. Buzdolabında soğutucu bölmede soğuk duvarın karlanmaması için tasarımcılar belirli aralıklarda soğutma ihtiyacına göre değil, soğuk duvarda buharlaştırıcının üzerinde bulunan algılayıcıya göre kompresör çalıştırılır. Belirlenen algılayıcı sıcaklığı, arka duvarda oluşabilecek buzlanma tamamen eriyene kadar kompresörü çalıştırmayacak şekilde belirlenen bir sıcaklıktır. Bu durumda kompresör normal çalışma durma çevrimlerine göre daha uzun duracaktır. Bu tür kompresörün uzun durduğu, ısıtıcıların çalışmadığı durumlara

soğutucu defrostu adı verilir. 850 ve 911. dakikalar ve 2155. ve 2232. dakikalar aralıklarında, soğutucu bölme defrostu yapılması nedeni ile kompresör, normal çalışma çevriminden daha uzun durmuştur. Bu durumda soğutucu kabinden alınan hava sıcaklığı ve dondurucu bölmeden alınan ölçüm paketi sıcaklıkları da artacaktır. Çalışma prensibi ile ilgili ayrıntılı gösterim Şekil 4.7’de gösterildiği gibidir.



Şekil 4.7: A sınıfı buzdolabı çalışma prensibi.

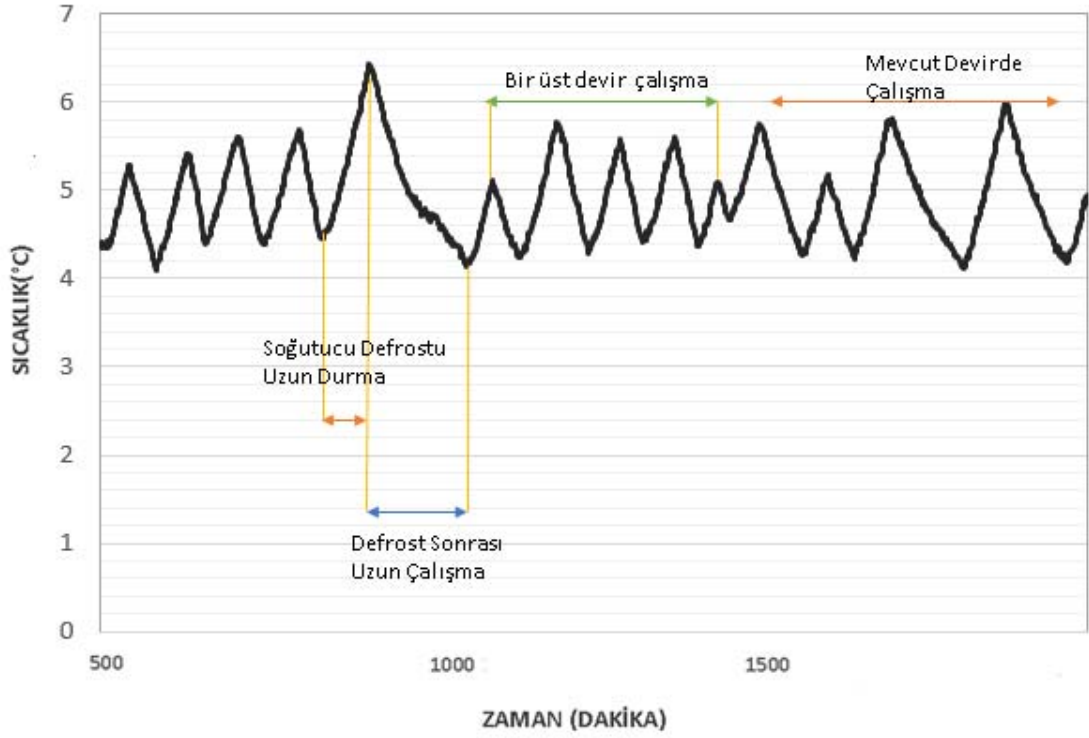
Şekil 4.7’de gösterildiği üzere, 585. dakikada buzdolabı kompresör durup, ısıtıcılar çalışarak dondurucu bölmede defrost yapmıştır. Bununla beraber, soğutucu bölme soğuk arka duvarında karlanma oluşumunu engellenmesi amacıyla 850. ve 911. dakikalar aralığında kompresör durmuştur. Bu süre sonrasında kompresör çalışmaya başlamıştır. Soğutucu defrostun etkisini giderebilmek amacıyla kompresör soğutucu fanı ile beraber uzun çalışmıştır. Bu uzun çalışma sonucunda çalışma süresinin artması nedeni ile 1158. dakikadan itibaren kompresör bir süre normal çalışma devirinin bir üst devrinde çalışmıştır. Sonrasında bu aralıkta çalışma süresi kısa olduğu için kompresör bir üst devirde çalışma gereksinimi duymamış ve normal devirine inerek çalışmasını sürdürmüştür. Belitilen bu aralıklarda dondurucu bölmesi en sıcak ölçüm paketi olan PK4’ün sıcaklığının gösterimi Şekil 4.8’de gösterildiği gibidir.



Şekil 4.8: Buzdolabı çalışma prensibine göre PK 4 sıcaklığı.

Şekil 4.8’de gösterildiği üzere, Şekil 4.7’de güç grafiği dikkate alınarak aynı zaman aralıklarında dondurucu bölmede bulunan en sıcak ölçüm paketi PK 4’ün sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmiştir. Burada gösterildiği üzere PK 4 sıcaklığı, soğutucu defrost anında uzun durmadan kaynaklı olarak ısınmıştır. Ardından termostat kesme sıcaklığına ulaşınca kadar gerçekleşen uzun çalışma sonrasında soğumuştur. Çalışma süresinin uzamasından dolayı kompresör bir üst devirde çalışmış, bunun sonucunda da çalışma süresi kısalmıştır. Yüksek devirli kompresör çalışmasında dondurucu bölmedeki hava sensörü daha hızlı şekilde kesme sıcaklığına ulaşmıştır, bunun etkisi bu anda en sıcak ölçüm paketi olan PK4’ün sıcaklıklarında da görülmektedir. Çalışma süresinin kısalmasından dolayı kompresör devri bir üst devirden tekrar mevcut devirine dönmüştür. Sonrasında kompresör çalışması defrost anına kadar bu mevcut devirde devam etmiştir.

Dondurucu bölme en sıcak ölçüm paketi sıcaklık değerlerinden görüldüğü üzere, kompresör çalışma sistematigi soğutucu bölme sıcaklıklarını da etkilemektedir. Aynı zaman aralığı için soğutucu bölme ortalama sıcaklığının zamana göre değişim grafiği Şekil 4.9’da gösterildiği gibidir.



Şekil 4.9: Buzdolabı çalışma prensibine göre soğutucu ortalama sıcaklığı.

Şekil 4.9’da gösterildiği üzere, burada da soğutucu defrost ile başlayan süreçteki çalışma değişimlerinin etkileri görülmektedir. Uzun çalışma sonrasında kompresör devir arttırması sonucunda soğutucu bölme kesme sıcaklığına göre daha kısa sürede ulaşıldığı, sonrasında kısa çalışma süresi nedeni ile kompresör normal devrine döndüğünde kesme sıcaklığına ulaşma süresinin uzadığı bu grafikten görülmektedir.

A sınıfı buzdolabının toplam net hacmi 523 litredir. Bu hacimin 370 litresi soğutucu bölme, 27 litresi kiler bölmesi ve 126 litresi dondurucu bölmeden oluşmaktadır. Bu hacim değerleri dikkate alınarak, A sınıfı buzdolabının enerji indeks hesabı aşağıda gösterildiği gibidir. Enerji indeks değeri (EEI) hesaplamasında daha öncesinde 2.3. bölümde belirtilen denklemler kullanılacaktır. A sınıfı buzdolabı için katsayı değerleri, enerji indeks değeri (EEI) ve buzdolabının enerji sonucuna göre enerji sınıfı hesabı aşağıda özetlendiği gibidir;

A sınıfı buzdolabı için düzeltilmiş hacim hesabı (V_{eq}) denklemi aşağıdaki gibidir;

$$V_{eq} = \left[V_c \times \frac{25-T_c}{20} \times FF_c \times CC \times BI \right]_{Soğ} + \left[V_c \times \frac{25-T_c}{20} \times FF_c \times CC \times BI \right]_{Kiler} + \left[V_c \times \frac{25-T_c}{20} \times FF_c \times CC \times BI \right]_{Don.}$$

A sınıfı buzdolabı için yukarıda yer alan katsayıların sayısal değerleri Çizelge 4.1’de gösterildiği gibidir;

Çizelge 4.1: A sınıfı buzdolabı düzeltilmiş hacim hesabı katsayı değerleri.

Katsayılar	Soğutucu Bölme	Kiler	Dondurucu Bölme
V_c (litre)	370	27	126
T_c (°C)	5	0	-18
FF	1	1	1,2
CC	1,2	1,2	1,2
BI	1	1	1

V_{eq} için verilen denklemde Çizelge 4.1’de yer alan değerler verildiğinde; $V_{eq} = 874,596$ olarak elde edilir. Standart Yıllık Enerji Tüketimi hesabı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$SAE_c = V_{eq} \times M + N + CH$$

A sınıfı buzdolabı için yukarıda yer alan katsayıların sayısal değerleri Çizelge 4.2’de gösterildiği gibidir:

Çizelge 4.2: A sınıfı buzdolabı kategorilerine göre M,N,CH katsayı değerleri.

Buzdolabı Kategorileri	1	2	3	4	5	6	7	8	9
M	0,233	0,233	0,233	0,643	0,45	0,777	0,777	0,539	0,472
N	245	245	245	191	245	303	303	315	286
CH	50	50	50	50	50	50	50	50	50

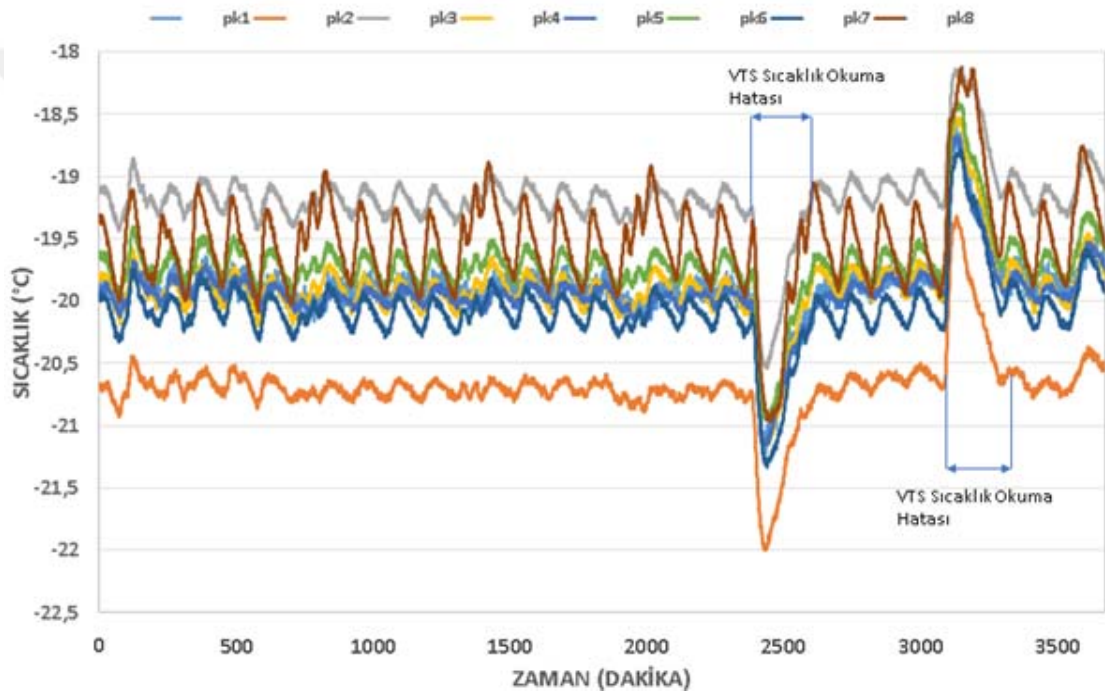
A sınıfı buzdolabı 7. Kategoride bir buzdolabı tipidir. Buzdolabı kategorileri Çizelge 2.4’te gösterilmiştir. Elde edilen V_{eq} değeri SAE_c değerlerinin hesabında kullanılmıştır.

Bu hesaba göre $SAE_c = 1032,561$ kWh/yıl olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplara göre Enerji İndeks değeri aşağıdaki hesaba göre hesaplanacaktır.

$$EEI = \frac{AE_c}{SAE_c} \times 100$$

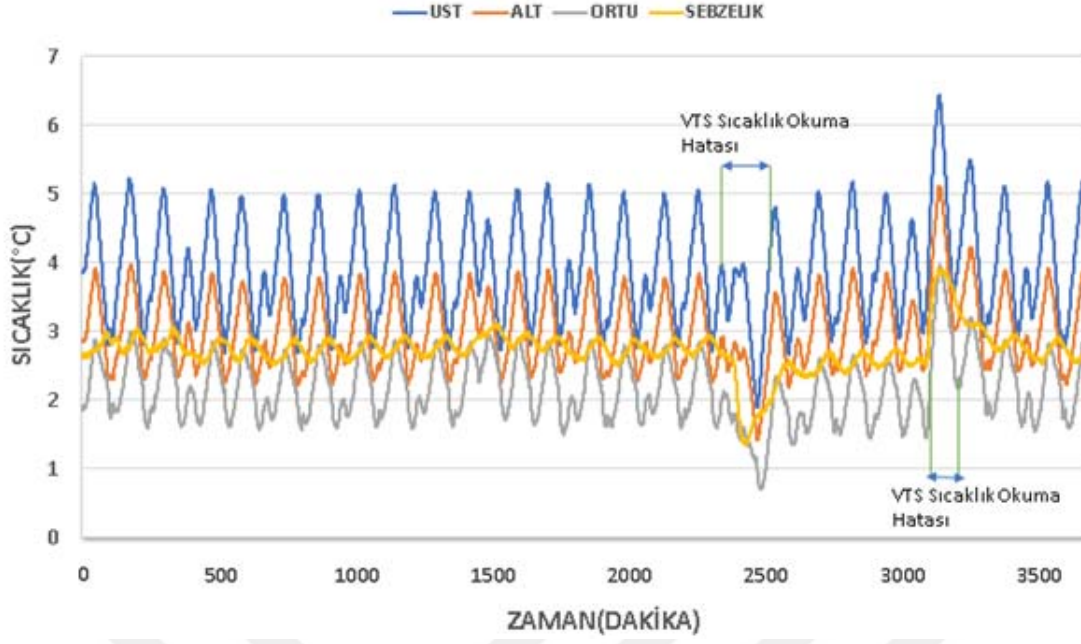
Burada deney sonrasında elde edilen $AE_c = 340$ kWh/yıl’dır. Buradan, $EEI = 32,69$ olarak elde edilir. Bu indeks değerine göre A sınıfı buzdolabı Avrupa’ya göre A++ enerji seviyesine sahiptir.

Bürüt hacimi 540 litre, toplam net hacimi 492 litre olan, soğutucu bölmesi için ve dondurucu bölmesi için iki adet değişken devir kontrollü kompresör bulunan buzdolabı (bundan sonra B sınıfı buzdolabı olarak geçecektir) için sıcaklık, güç grafikleri aşağıdaki grafiklerde verildiği gibidir. Bu buzdolabında 492 litrelik net hacimin 301 litresi soğutucu bölme, 30 litresi 0 derece bölmesi, 161 litresi ise dondurucu bölmeye aittir. B sınıfı buzdolabı için dondurucu bölme ölçüm paketi sıcaklıkları Şekil 4.10'da gösterildiği gibidir. Şekilde belirtildiği üzere, iki noktada veri toplama sistemi(VTS) hatasından dolayı 2250.- 2400.ve 2900.-3150. dakikalar arasında sistem yanlış sıcaklık okumuştur.



Şekil 4.10: B sınıfı buzdolabı için dondurucu bölme paket sıcaklıkları.

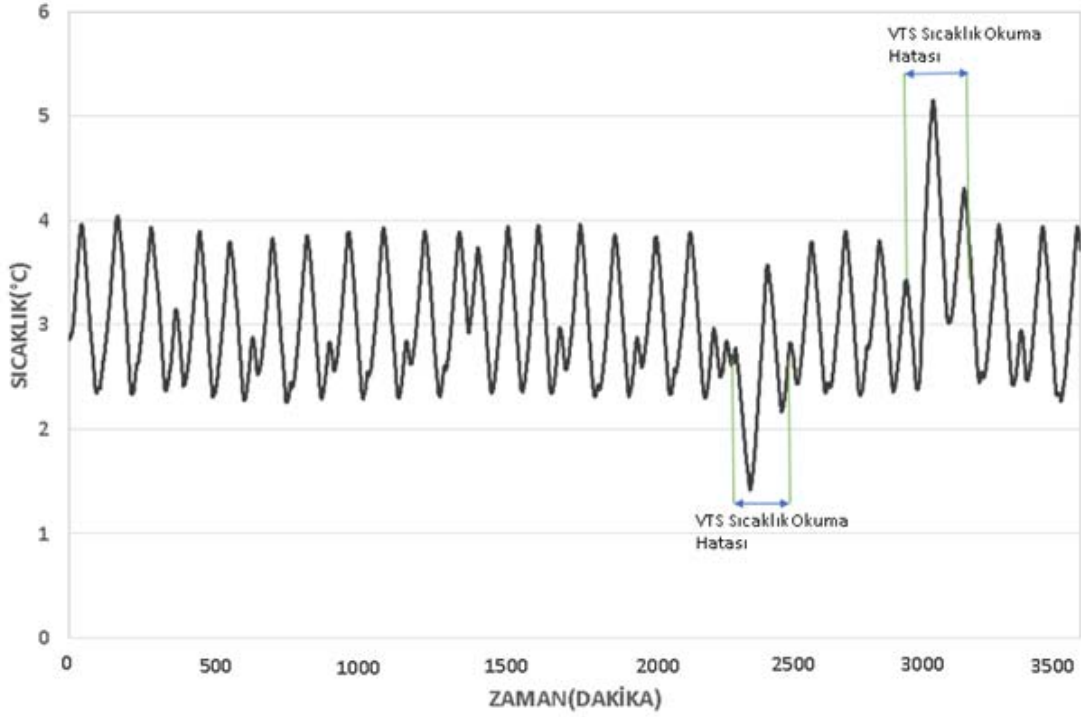
Şekil 4.10'da yer aldığı üzere, en sıcak ölçüm paketi sıcaklığı her zaman -18°C 'nin altında kalmaktadır. En sıcak paket PK 3 olarak ölçülmüştür. Bu paketin maksimuma ulaştığı değer $-18,1^{\circ}\text{C}$ 'dir. A sınıfı buzdolabına ait soğutucu bölme rafları sıcaklık grafik Şekil 4.11'de gösterildiği gibidir. Şekilde belirtildiği üzere, iki noktada veri toplama sistemi(VTS) hatasından dolayı 2250.- 2400.ve 2900.-3150. dakikalar arasında sistem yanlış sıcaklık okumuştur.



Şekil 4.11: B sınıfı buzdolabı için soğutucu bölme sıcaklıkları.

Şekil 4.11’de B sınıfı buzdolabına ait soğutucu bölmede bulunan rafların anlık sıcaklıkları gösterilmektedir. Burada soğutucu bölme için ölçüm sıcaklıkları ‘UST’, ‘ALT’ ve ‘ORTU’ olarak tanımlanmıştır. Burada bu ifadeler, ölçüm sıcaklığı alınan termokupl’lı bakır blokların konumunu belirtmektedir. ISO 15502’ye göre yapılan deneyde, üst raf ‘UST’, orta raf ‘ALT’, kiler bölmesinin hemen üzerinde yer alan raf ise ‘ORTU’ olarak tanımlanmıştır. Bu şekle göre en sıcak raf üst raf, en soğuk raf ise kiler bölmesinin üzerinde bulunan örtü rafıdır.

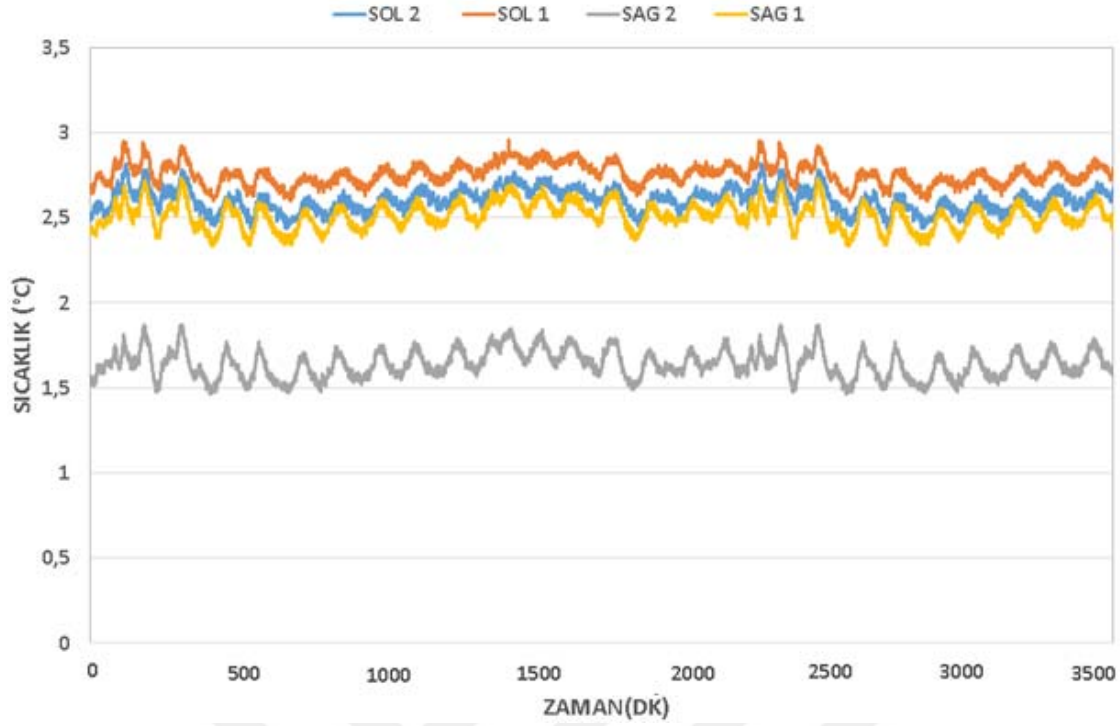
Soğutma performans testi gerçekleştirilirken, sebzelik rafından da sıcaklık alınmaktadır. Ancak bu sıcaklık değeri standarda göre ortalamaya alınmamaktadır. Soğutucu bölmeye ait ortalama sıcaklık, soğutucu bölmeye ait bu üç bölmeye ait sıcaklıkların ortalamasıdır. B sınıfı buzdolabına ait soğutucu bölme ortalama sıcaklığı Şekil 4.12’de gösterildiği gibidir. Şekilde belirtildiği üzere, iki noktada veri toplama sistemi(VTS) hatasından dolayı 2250.- 2400.ve 2900.-3150. dakikalar arasında sistem yanlış sıcaklık okumuştur.



Şekil 4.12: Soğutucu bölme ortalama sıcaklığı.

Şekil 4.12’de gösterildiği üzere, B sınıfı buzdolabına ait soğutucu bölme ortalama sıcaklıklar gösterilmektedir. Bu sıcaklık ortalaması, soğutucu bölmede bulunan alt, orta ve üst raflardan alınan sıcaklıkların anlık ortalamasını göstermektedir. Bu şekle göre, soğutucu bölme ortalama sıcaklığı $3,22^{\circ}\text{C}$ ’dir. Daha önce de belirtildiği üzere, Avrupa regülasyonuna göre 25°C ’lik ortamda yapılan testlerde enerji sonucu alınacak bölümde, soğutucu raflar arası ortalama sıcaklığı $+5^{\circ}\text{C}$ ’nin altında olması gerekmektedir.

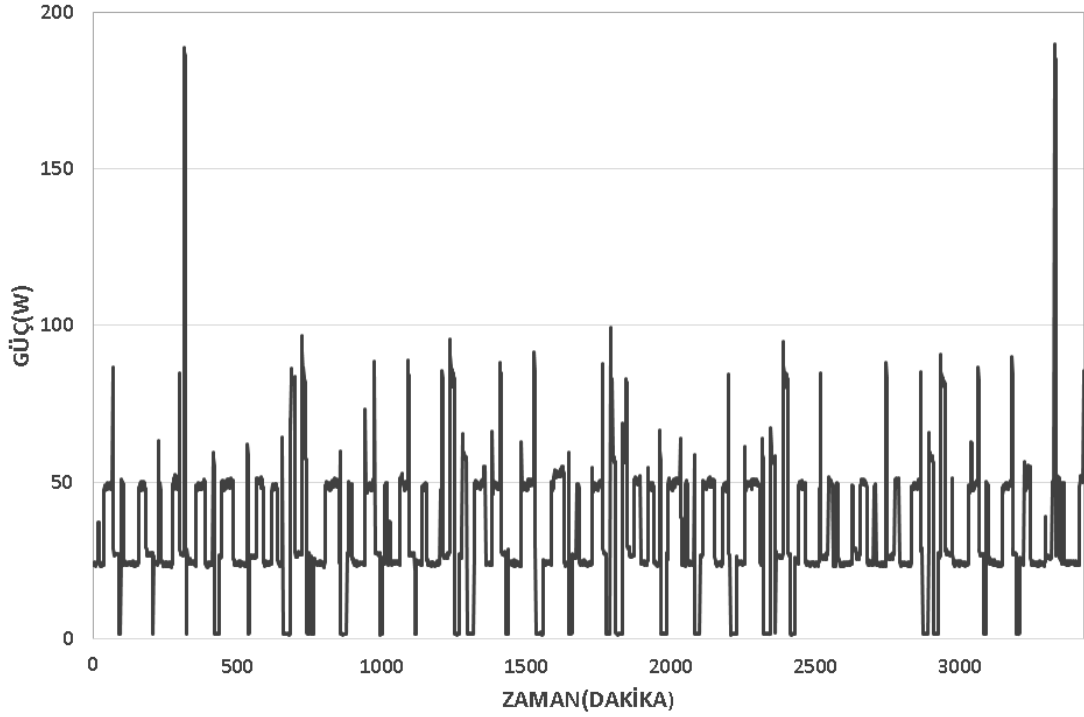
B sınıfı buzdolabında, soğutucu bölmede aynı zamanda kiler bölmesi(0 derece bölmesi) bulunmaktadır. B sınıfı buzdolabında kiler bölmesi 20 litreden büyük, 30 litre olduğundan ötürü bu bölme sıcaklıkları, IEC 62552 standartında belirtildiği üzere 4 adet ölçüm paketi ile ölçülmesi gerekmektedir. Kiler bölmesi için yüklenecek olan ölçüm paketleri, daha önce Şekil 2.7’de gösterilen yükleme planı dikkate alınarak bu bölmeye yerleştirilmiştir. B sınıfı buzdolabı için kiler bölmesi sıcaklık grafiği Şekil 4.13’te gösterildiği gibidir.



Şekil 4.13: B sınıfı buzdolabı kiler bölmesi sıcaklıkları.

Şekil 4.13'te kiler bölmesine yerleştirilen, donma noktası $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ olan ölçüm paketlerine ait paket sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmektedir. B sınıfı buzdolabının kiler bölmesi 20 litrenin üzerinde yer olduğu için ISO 15502 standardına göre 4 adet ölçüm paketi konumlandırılmıştır.

Kiler bölmesi ölçüm paketleri, Şekil 4.13'de yer alan grafiğe göre isimlendirilmiştir. 'SOL 1' olarak belirtilen ölçüm paketi bölmenin karşıdan sol ön konumunda yer almaktadır. 'SOL 2' olarak belirtilen ölçüm paketi bölmenin karşıdan sol arka konumunda yer almaktadır. 'SAG 1' olarak belirtilen ölçüm paketi bölmenin karşıdan sağ ön konumunda yer almaktadır. 'SAG 2' olarak belirtilen ölçüm paketi bölmenin karşıdan sağ arka konumunda yer almaktadır. IEC 62552 standartına göre kiler bölmesine ait paket sıcaklıkları $+3\text{ }^{\circ}\text{C}/-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ aralığında olmalıdır. Test esnasında kiler bölmesinde bulunan bütün ölçüm paketlerinin sıcaklıkları belirtilen aralıkta yer almaktadır. Bu nedenle sıcaklık ölçüm değerleri enerji testi için uygundur. B sınıfı buzdolabı için güç grafiği Şekil 4.14'te gösterildiği gibidir.

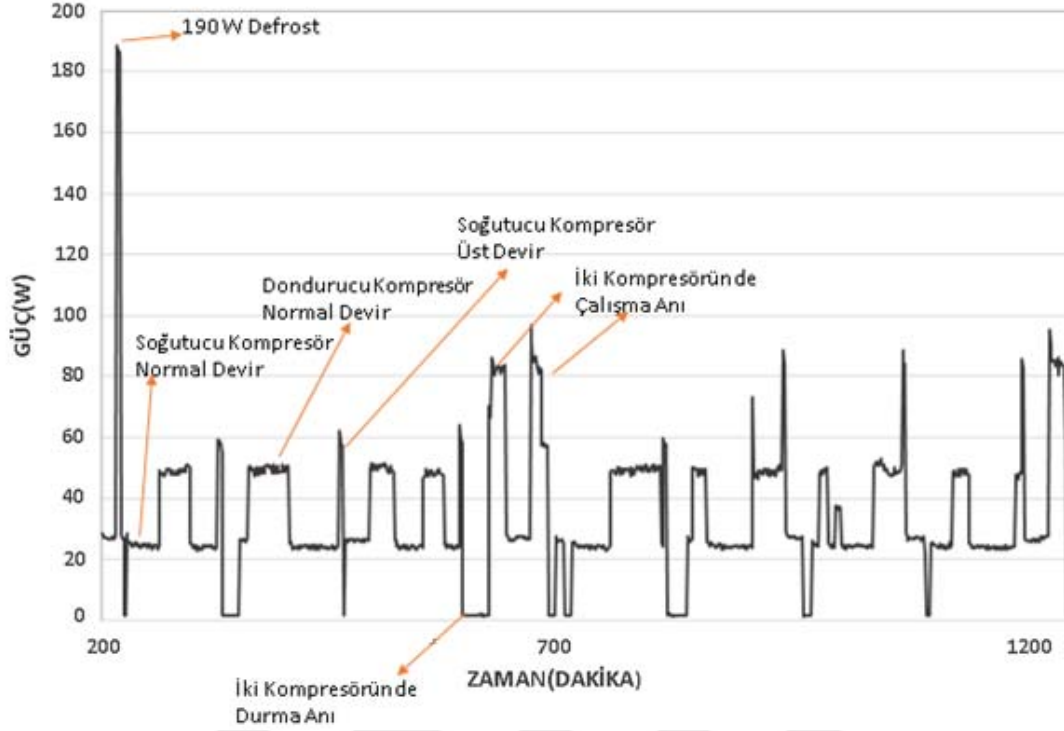


Şekil 4.14: B sınıfı buzdolabı güç grafiği.

B sınıfı buzdolabının 25 °C, %70 neme sahip şartlandırılmış odalarda, 230 V 50hz 'de gerçekleştirilen enerji testi sonucunda, soğutucu bölme sıcaklık ortalamasının 3,22 °C ve dondurucu kabindeki en sıcak paket sıcaklığının -18,1°C sıcaklıkları yakaladıkları noktalarda enerji tüketim değeri 291,27 kWh/yıl olarak elde edilmiştir.

Bu değer, Şekil 4.15'te gösterilmiş olduğu üzere iki defrost arası alınarak, bu süre içerisinde gerçekleşen enerji tüketiminin bir yıllık süre baz alındığında hesaplanması ile elde edilir. B sınıfı buzdolabına ait defrost gücü 190 W'dir.

B sınıfı buzdolabı çift kompresörlü yapıya sahip olduğundan dolayı güç grafiği analizi yapıldığında hangi kompresörün soğutucu, hangi kompresörün dondurucu bölmesi için çalıştığının anlaşılması oldukça güçtür. Bu durumun daha iyi anlaşılabilmesi adına buzdolabına ait kontrol kartından bilgiler alınarak kompresörlerin çalışma ve durma anları incelenmiştir. Çift kompresörlü yapıda sadece soğutucu kompresörü çalışabilir, sadece dondurucu kompresörü çalışabilir veya her iki kompresör de eş zamanlı olarak çalışabilmektedir. Bu konu ile ilgili olarak, 240. ve 1240. dakikalar aralığındaki B sınıfı buzdolana ait kompresörlerin çalışma prensibi, Şekil 4.15'te gösterildiği gibidir.



Şekil 4.15: B sınıfı buzdolabı çalışma prensibi

B sınıfı buzdolabı çalışma prensibine ayrıntılı olarak bakıldığında, 190 W defrost sonrasında soğutucu bölme kompresörü tek başına çalışmıştır. Sonrasında yaklaşık 300. Dakikada durmuş, eş zamanlı olarak dondurucu bölme kompresörü çalışmaya başlamıştır. Dondurucu bölme kompresörünün yaklaşık olarak 330. dakikada devreden çıkması ile eş zamanlı olarak tekrar soğutucu kompresörü devreye girmiştir. Yaklaşık olarak 360. Dakikada soğutucu bölme kompresörü uzun çalışma nedeni ile yüksek devire çıkmış sonrasında iki kompresör de 365. ve 390. dakikalar aralığında durmuştur. 600 ve 640. dakikalar aralığında iki kompresör birden durmuştur. Durma anından sonra, hem soğutucu hem de dondurucu kompresörler, normal devirlerinde eş zamanlı olarak çalışmıştır. Soğutucu kompresör normal devirde yaklaşık olarak 25 W, dondurucu kompresör ise 54 W çekmektedir. Bu değerler soğutucu fanın devreye girdiği ve çıktığı durumlara göre yaklaşık olarak 2 W'lık bir farklılık yaratabilir.

B sınıfı buzdolabının toplam net hacmi 492 litredir. Bu hacmin 301 litresi soğutucu bölme, 30 litresi kiler bölmesi ve 161 litresi dondurucu bölmeden oluşmaktadır. Bu hacim değerleri dikkate alınarak, B sınıfı buzdolabının enerji indeks hesabı aşağıda gösterildiği gibidir. Enerji indeks değeri (EEI) hesaplamasında daha öncesinde 2.3. bölümde belirtilen denklemler kullanılacaktır.

B sınıfı buzdolabı için katsayı değerleri, enerji indeks değeri (EEI) ve buzdolabının enerji sonucuna göre enerji sınıfı hesabı aşağıda özetlendiği gibidir;

B sınıfı buzdolabı için yukarıda yer alan katsayıların sayısal değerleri Çizelge 4.3’de gösterildiği gibidir;

Çizelge 4.3: B sınıfı buzdolabı düzeltilmiş hacim hesabı katsayı değerleri.

Katsayılar	Soğutucu Bölme	Kiler	Dondurucu Bölme
V_c (litre)	301	30	161
T_c (°C)	5	0	-18
FF	1	1	1,2
CC	1,2	1,2	1,2
BI	1	1	1

V_{eq} için verilen denklemde Çizelge 4.3’te yer alan değerler verildiğinde; $V_{eq} = 822,768$ olarak elde edilir. Standart Yıllık Enerji Tüketimi hesabı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$SAE_c = V_{eq} \times M + N + CH$$

B sınıfı buzdolabı için yukarıda yer alan katsayıların sayısal değerleri Çizelge 4.4’de gösterildiği gibidir;

Çizelge 4.4: B sınıfı buzdolabı kategorilerine göre M,N,CH katsayı değerleri

Buzdolabı Kategorileri	1	2	3	4	5	6	7	8	9
M	0,233	0,233	0,233	0,643	0,45	0,777	0,777	0,539	0,472
N	245	245	245	191	245	303	303	315	286
CH	50	50	50	50	50	50	50	50	50

B sınıfı buzdolabı 7. Kategoride bir buzdolabı tipidir. Buzdolabı kategorileri Çizelge 2.1’de gösterilmiştir. Elde edilen V_{eq} değeri SAE_c değerlerinin hesabında kullanılmıştır.

Bu hesaba göre $SAE_c = 904,656$ kWh/yıl olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplara göre Enerji İndeks değeri aşağıdaki hesaba göre hesaplanacaktır.

$$EEI = \frac{AE_c}{SAE_c} \times 100$$

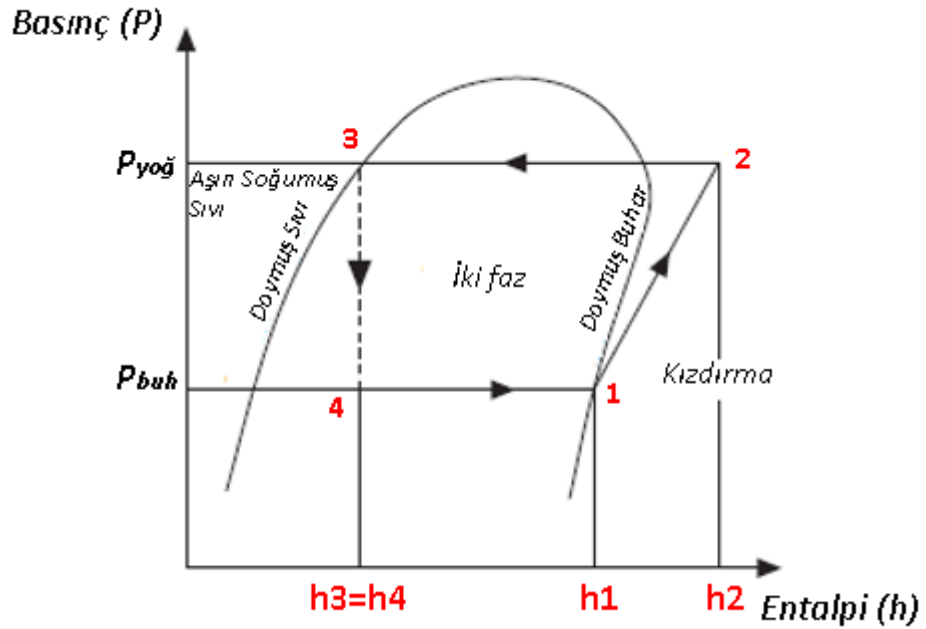
Burada deney sonrasında elde edilen $AE_C = 319$ kWh/yıl'dır. Buradan, $EI=30,21$ olarak elde edilir. Bu indeks değerine göre B sınıfı buzdolabı Avrupa'ya göre A++ enerji seviyesine sahiptir.

Yapılan testler ve IEC 62552 standardına göre yapılan testler sonucunda, tek kompresörlü A buzdolabı A++ enerji sınıfında çıkması ile beraber, çift kompresörlü B buzdolabı da A++ enerji sınıfında çıkmıştır.



5. TEK VE ÇİFT KOMPRESÖRLÜ BUZDOLAPLARININ TERMODİNAMİK ANALİZİ

Buzdolaplarında buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimi söz konusudur. Bu çevrim 4 ayrı bileşenden oluşması ile beraber, termodinamiğin birinci yasasına göre kararlı bir yapı söz konusudur. Bunu daha iyi açıklayabilmek adına, ideak soğutma çevrimi Şekil 5.1’de gösterildiği gibidir.



Şekil 5.1: İdeal soğutma çevrimi [38].

Şekil 5.1’de gösterilen aşamalar, daha önce anlatılan Şekil 1.2 ile aynı özellikleri taşımaktadır. Adım aralıkları ile ilgili olarak; (1-2) aralığı tersinir adiyabatik sıkıştırma, (2-3) aralığı tersinir sabit basınçta ısı atımı, (3-4) aralığı sabit entalpide tersinir olmayan genişleme, (4-1) aralığı sabit basınçta tersinir ısı ekleme olarak tanımlanmaktadır[4]. Şekil 5.1’e göre buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi bir takım bileşenlerden oluşmaktadır. Enerji her bir bileşen ve toplam çember için enerji korunmalıdır.

Bununla ilgili olarak bütün bileşenler için enerji dengesi denklemleri aşağıdaki gibidir(kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.)[38].

Kompresör için;

$$\dot{E}_{iç} = \dot{E}_{dış} \quad (5.1)$$

$$\dot{m}h_1 + \dot{W} = \dot{m}h_2 \quad (5.2)$$

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5.3)$$

\dot{m} burada debiyi (kg/s), h_1 1 anındaki entalpiyi(kj/kg), h_2 ise 2 anındaki entalpi değerini(kj/kg) simgelemektedir. \dot{W} ise h_1 ve h_2 arasındaki kompresör güç girişini ifade etmektedir[38].

Yoğuşturucu için;

$$\dot{m}h_2 = \dot{m}h_3 + \dot{Q}_H \quad (5.4)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (5.5)$$

\dot{Q}_H değeri sıcak ortama ısı atımı değeridir,

$$\dot{m}h_3 = \dot{m}h_4 \quad (5.6)$$

$$h_3 = h_4 \quad (5.7)$$

Buharlaştırıcı için;

$$\dot{m}h_4 + \dot{Q}_L = \dot{m}h_1 \quad (5.8)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (5.9)$$

\dot{Q}_L değeri düşük sıcaklıklı ortamdan ısı emilim değeridir. Sistem COP değeri aşağıdaki eşitliğe göre elde edilir.

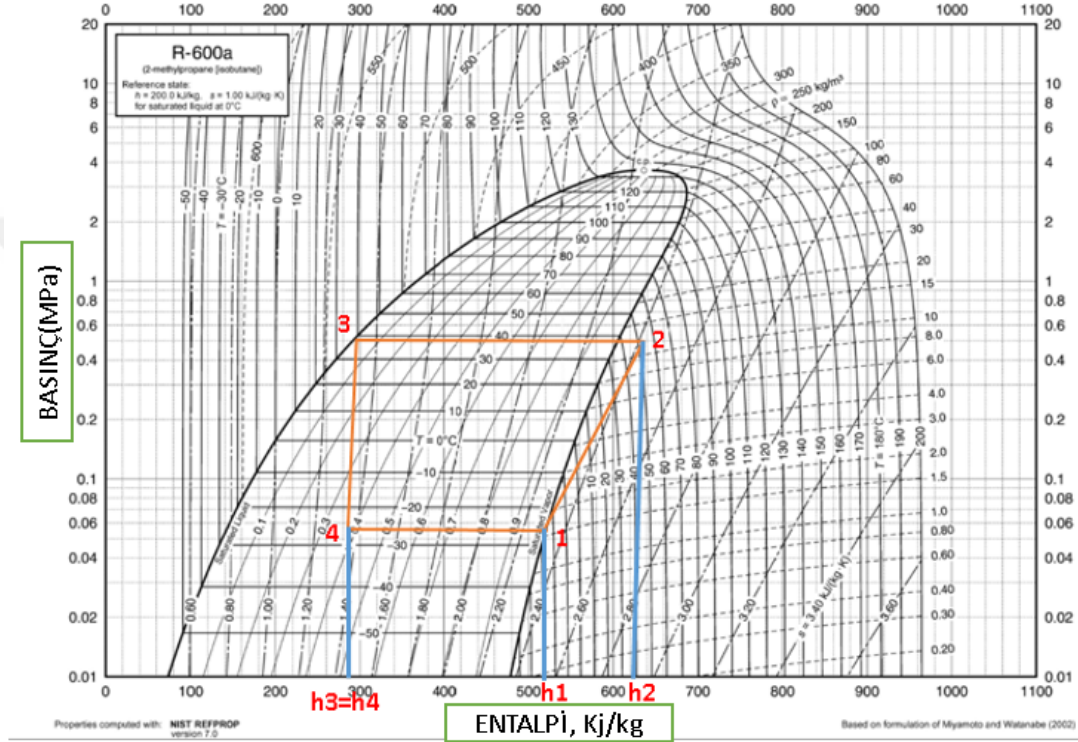
$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \quad (5.10)$$

Yukarıda yer alan enerji dengesi denklemleri ve $\log p - h$ diagramı ele alınarak, tek kompresörlü A sınıfı buzdolabı ve çift kompresörlü B sınıfı buzdolabının analizi yapılmıştır. Burada A sınıfı buzdolabı tek kompresörlü olduğu için tek bir çevrim olarak, çift kompresörlü B sınıfı buzdolabı ise iki ayrı çevrim olarak değerlendirilmiştir.

A sınıfı tek kompresörlü buzdolabı ve B sınıfı çift kompresörlü buzdolabında R600a soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Bu nedenle yapılan analizde bu gaza ait fiziksel özellikleri içeren Basınç (Mpa)-Entalpi (kj/kg) tablosu kullanılarak gerçekleştirilir. Burada 1,2,3, ve 4. konumlar ele alınarak, bu anlardaki basınç ve

entalpi değerleri diagram üzerinden belirlenir. Elde edilen entalpi değerlerine göre evrimleri COP hesaplaması gerçekleştirilmiştir.

A sınıfı buzdolabı için yapılan deneylerde buharlaşma sıcaklığı $-27\text{ }^\circ\text{C}$ olarak, yoğuşma sıcaklığı ise $39\text{ }^\circ\text{C}$ olarak belirlenmiştir. Bunu zerine R600a tablosu çizilerek hazırlanan Basınç (Mpa)-Entalpi (kJ/kg) grafiği Şekil 5.2’de gösterildiği gibidir.



Şekil 5.2: A sınıfı buzdolabı için Basınç(Mpa)- Entalpi(kJ/kg) grafiği.

Testlerde elde edilen buharlaşma ve yoğuma sıcaklığları referans alınan A sınıfı buzdolabı için Basınç-Entalpi grafiği üzerinde çevrim bileşenlerinin adımları ve bu adım anlarında sahip oldukları entalpi değerleri belirlenmiştir. Şekil 5.2’de gösterildiği üzere, $h_3=h_4=285\text{ kJ/kg}$, $h_1=515\text{ kJ/kg}$, $h_2=637\text{ kJ/kg}$ olarak elde edilmiştir. A sınıfı buzdolabında, kompresör çalışma anında ortalama olarak 54 W çektiği söylenebilir. Bu değer $0,054\text{ kJ/s}$ ’dir.

Bu değerlere göre;

$\dot{W}=0,054\text{ kJ/s}$, $h_2=637\text{ kJ/kg}$, $h_1=515\text{ kJ/kg}$ bu değerler kullanılarak, debi hesabı için;

$\dot{W}=\dot{m}(h_2 - h_1) \rightarrow \dot{m}=0,00044\text{ kg/s}$ olarak elde edilir.

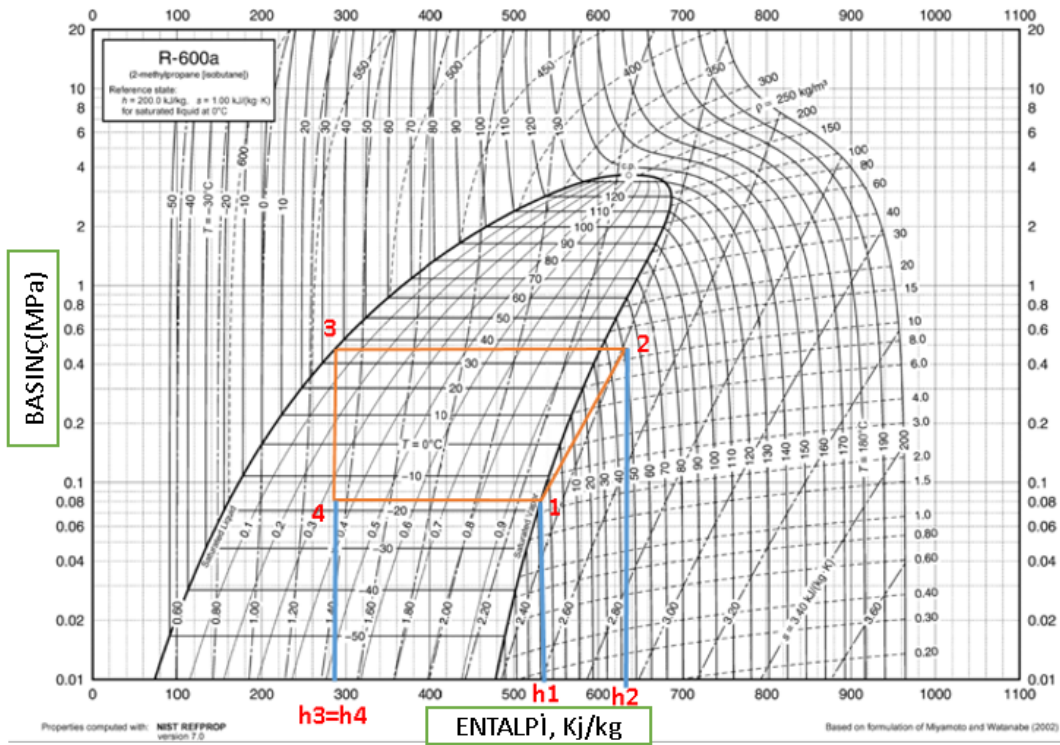
$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) \rightarrow \dot{Q}_H = 0,156 \text{ kJ/s}$ ile yoğuşma ile sıcak ortama atılan ısı miktarı elde edilmiştir.

$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \rightarrow \dot{Q}_L = 0,102 \text{ kJ/s}$ ile buharlaşma ile soğuk ortamdan alınan ısı miktarı elde edilmiştir. Elde edilen değerlere göre sistemin COP hesaplaması yapıldığında;

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \rightarrow COP = 1,89 \text{ olarak elde edilir.}$$

Çift kompresörlü B sınıfı buzdolabında iki ayrı soğutma çevrimi olduğundan dolayı COP değeri soğutucu bölme ve dondurucu bölme için ayrı olarak hesaplanmıştır.

B sınıfı buzdolabı için yapılan deneylerde, soğutucu bölmesi için buharlaşma sıcaklığı -18°C olarak, yoğuşma sıcaklığı ise $36,5^\circ\text{C}$ olarak belirlenmiştir. Bunu üzerine R600a tablosu çizilerek hazırlanan Basınç (Mpa)-Entalpi (kJ/kg) grafiği Şekil 5.3'te gösterildiği gibidir.



Şekil 5.3: B sınıfı buzdolabı soğutucu bölme için Basınç(Mpa)- Entalpi(kj/kg) grafiği.

Testlerde elde edilen buharlaşma ve yoğuma sıcaklıkları referans alınan B sınıfı buzdolabı soğutucu bölme için Basınç-Entalpi grafiği üzerinde çevrim bileşenlerinin adımları ve bu adım anlarında sahip oldukları entalpi değerleri belirlenmiştir. Şekil 5.3'te gösterildiği üzere, $h_3=h_4=288 \text{ kJ/kg}$, $h_1=527 \text{ kJ/kg}$, $h_2=633 \text{ kJ/kg}$ olarak elde

edilmiştir. B sınıfı buzdolabında, soğutucu bölme için kompresör çalışma anında ortalama olarak 56 W çektiği söylenebilir. Bu değer 0,056 kJ/s'dir.

Bu değerlere göre;

$\dot{W}=0,056 \text{ kJ/s}$, $h_2=633 \text{ kJ/kg}$, $h_1=527 \text{ kJ/kg}$ bu değerler kullanılarak, debi hesabı için;

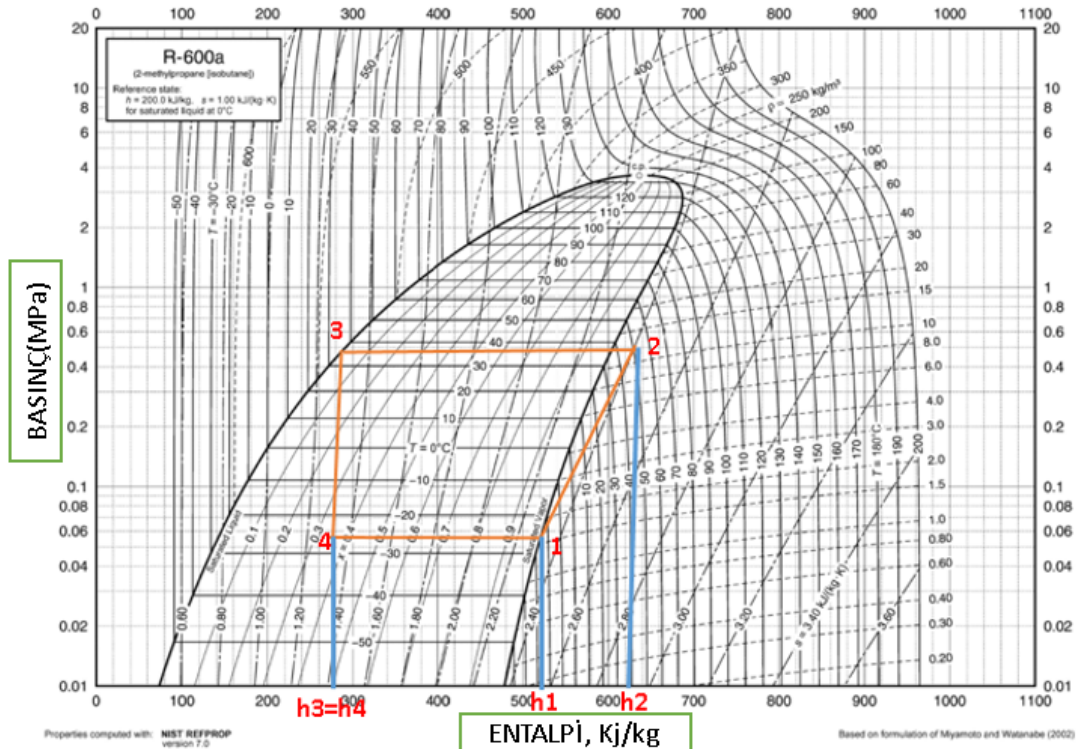
$\dot{W}=\dot{m}(h_2 - h_1) \rightarrow \dot{m}=0,00026 \text{ kg/s}$ olarak elde edilir.

$\dot{Q}_H=\dot{m}(h_2 - h_3) \rightarrow \dot{Q}_H=0,089 \text{ kJ/s}$ ile yoğuşma ile sıcak ortama atılan ısı miktarı elde edilmiştir.

$\dot{Q}_L=\dot{m}(h_1 - h_4) \rightarrow \dot{Q}_L=0,064 \text{ kJ/s}$ ile buharlaşma ile soğuk ortamdan alınan ısı miktarı elde edilmiştir. Elde edilen değerlere göre sistemin COP hesaplaması yapıldığında;

$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \rightarrow COP=2,57$ olarak elde edilir.

B sınıfı buzdolabı için yapılan deneylerde, dondurucu bölmesi için buharlaşma sıcaklığı $-26 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak, yoğuşma sıcaklığı ise $37,3 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak belirlenmiştir. Bunu üzerine R600a tablosu çizilerek hazırlanan Basınç (Mpa)-Entalpi (kJ/kg) grafiği Şekil 5.4'te gösterildiği gibidir.



Şekil 5.4: B sınıfı buzdolabı dondurucu bölme için Basınç(Mpa)- Entalpi(kJ/kg) grafiği.

Testlerde elde edilen buharlaşma ve yoğuma sıcaklıkları referans alınan B sınıfı buzdolabı dondurucu bölme için Basınç-Entalpi grafiği üzerinde çevrim bileşenlerinin adımları ve bu adım anlarında sahip oldukları entalpi değerleri belirlenmiştir. Şekil 5.4'te gösterildiği üzere, $h_3=h_4=287$ kJ/kg, $h_1=518$ kJ/kg , $h_2=635$ kJ/kg olarak elde edilmiştir. B sınıfı buzdolabında, dondurucu bölme için kompresör çalışma anında ortalama olarak 54 W çektiği söylenebilir. Bu değer 0,054 kJ/s'dir.

Bu değerlere göre;

$\dot{W}=0,025$ kJ/s, $h_2=635$ kJ/kg, $h_1=518$ kJ/kg bu değerler kullanılarak, debi hesabı için;

$$\dot{W}=\dot{m}(h_2 - h_1) \rightarrow \dot{m}=0,00046 \text{ kg/s olarak elde edilir.}$$

$\dot{Q}_H=\dot{m}(h_2 - h_3) \rightarrow \dot{Q}_H=0,162$ kJ/s ile yoğuşma ile sıcak ortama atılan ısı miktarı elde edilmiştir.

$\dot{Q}_L=\dot{m}(h_1 - h_4) \rightarrow \dot{Q}_L=0,108$ kJ/s ile buharlaşma ile soğuk ortamdan alınan ısı miktarı elde edilmiştir. Elde edilen değerlere göre sistemin COP hesaplaması yapıldığında;

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \rightarrow COP=1,99 \text{ olarak elde edilir.}$$

Yapılan analiz sonrasında, çift kompresörlü B sınıfı buzdolabında soğutucu ve dondurucu bölme COP değerlerinin, tek kompresörlü A sınıfı buzdolabına göre daha iyi olduğu belirlenmiştir. Bu değerlere göre çift kompresörlü soğutma sisteminin, tek kompresörlü buzdolabına göre daha verimli olduğu söylenebilir. Daha önce de gösterildiği üzere bu durum buzdolaplarında enerji verimliliğinin göstergesi olan ürünün enerji indeks değerine (EEI) de yansımıştır.

6. SONUÇ

Değişen ve zorlaşan buzdolabı enerji regülasyonlarına uyum sağlanabilmesi ve kullanıcı memnuniyetinin arttırılabilmesi amacı ile buzdolabı üreticileri daha verimli ürünler üretebilmek adına birçok ArGe çalışmasında bulunmaktadır. Buzdolaplarında enerji tüketimini ile ilgili olarak, soğutma sistemi ve buzdolabı izolasyonu oldukça büyük öneme sahiptir. Bu verimli ürün çalışmaları ile beraber günümüzde kullanıcı memnuniyetinin de sağlanması gerekmektedir.

Buzdolaplarında enerji sınıfları, buzdolaplarına ait hacimlere göre tüketiminin oranlanmasına dayanmaktadır. IEC 62552'ye göre bu oran enerji indeksine dayandırılmaktadır. Avrupa enerji sınıfı buzdolabının sağladığı enerji indeks aralığına göre verilmektedir. Bu indeksin daha düşük olması daha verimli bir buzdolabı olduğu anlamına gelmektedir. Buzdolaplarında da daha verimli ürünlerin tasarımının yapılabilmesi için bu indeks değerinin optimizasyonunun yapılması gerekmektedir. Bu optimizasyon, buzdolabı izolasyon kalınlıkları ile direkt olarak ilişkilidir. Buzdolaplarında izolasyon kalınlıkları direkt olarak indeks hesabını etkileyen buzdolabı net hacmini belirlemektedir. Bununla beraber buzdolabı ısı kazancı izolasyon kalınlığına göre değişiklik göstermektedir. Optimize edilmiş bir buzdolabında en iyi izolasyona göre en iyi hacimi elde edebilmek, belirli bir dış boyutlara sahip buzdolabının en verimli noktasının yakalanması anlamında gelmektedir.

Yapılan çalışmada, çift kompresörlü buzdolaplarında tasarım çalışmaları, yapılan prototip çift kompresörlü buzdolabı ile benzer hacimli tek kompresörlü bir buzdolabının performans testleri incelenmiş, enerji tüketimlerine bağlı olarak enerji indeksi hesaplaması yapılmıştır. Devir kontrollü (VCC) bir adet kompresöre sahip A buzdolabı ile, iki kompresöre sahip, soğutucu ve dondurucu kısmı için ayrı birer sistem tasarlanan B buzdolabı arasındaki enerji tüketim değeri karşılaştırılması yapılmak amacı ile IEC 62552 Standardı baz alınarak 25 °C, 230 V, %70 nem oranına sahip şartlandırılmış odalarda performans testleri gerçekleştirilmiştir. Bunun sonucu olarak

çift kompresörlü tasarımın enerji indeks değeri 30,21 olarak elde edilirken, tek kompresörlü benzer hacimli test edilen buzdolabının enerji indeks değeri 32,69 olarak elde edilmiştir. Bir buzdolabının IEC 62552'ye göre enerji verimliliğinin ve enerji sınıfının belirlenmesi enerji indeks değeri ile bağlantılıdır. Karşılaştırmalar yapıldığında, enerji indeks değeri daha düşük olan buzdolaplarının enerji verimliliği daha yüksektir.

Enerji verimliliğine yönelik olarak, yalıtım kalınlıkları ile bağlantılı olarak hacim ve bu hacime göre elde edilebilecek enerji indeksleri ile ilgili karşılaştırmalı olarak çalışmalar yapılmıştır. Çift kompresörlü buzdolabı çalışmasında belirtilen dış boyutlara göre farklı boyutlarda hacim ve indeks değerinin optimum noktasının bulunması hedeflenmektedir. Bu hesaplama çalışmasında 3 adet alternatif izolasyona göre hesaplamalarda bulunulmuştur. Alternatif 1, enerji indeks değeri en düşük olan alternatif olarak enerji verimliliği en fazla olan alternatif yalıtım olarak belirlenmiştir. Devir kontrollü (VCC) bir adet kompresöre sahip A buzdolabı ile, iki kompresöre sahip, soğutucu ve dondurucu kısmı için ayrı birer sistem tasarlanan B buzdolabı arasındaki enerji tüketim değeri karşılaştırılması yapılmak amacı ile IEC 62552 Standardı baz alınarak 25 °C, 230 V, %70 nem oranına sahip şartlandırılmış odalarda performans testleri gerçekleştirilmiştir. Testler sonrasında buzdolaplarının enerji tüketim değerlerine ve net bölme hacimlerine göre enerji indeks hesapları gerçekleştirilmiş, buna dayalı olarak bu buzdolaplarının enerji sınıfı belirlenmiştir. Çalışma sonrasında tek kompresörlü A buzdolabının enerji indeksi 32,69 olarak A++, çift kompresörlü B dolabı ise enerji indeksi 30,21 olarak A++ sınıfında çıkmıştır.

A ve B sınıfı buzdolapları için elde edilen enerji sınıfları ile birlikte, çift kompresörlü, birbirinden ayrık iki sistemden oluşan buzdolaplarının, enerji indeks değerinin daha düşük olarak elde edilmesi ve kullanıcı memnuniyetini arttıracak göz önüne alındığında tek kompresörlü sisteme oranla daha verimli olduğu söylenebilir.

Çalışmada A sınıfı buzdolabının enerji indeksi 32,69 olarak elde edilirken, B sınıfı buzdolabının indeks değeri 30,21 olarak elde edilmiştir. Eğer B sınıfı buzdolanın enerji indeks değeri 32,69 olsaydı, yıllık enerji tüketimi 345 kwh/yıl olmalıydı. Ancak B sınıfı buzdolanın enerji tüketim değeri, 319 kwh/yıl olarak elde edilmiştir. Bunun sonucunda çift kompresörlü buzdolabı tasarımın, tek kompresörlüye göre daha verimli olduğu ancak enerji tüketimi açısından çift kompresörlü buzdolabı ile tek kompresörlü buzdolabının arasında büyük bir farklılık olmadığı söylenebilir. Çift kompresörlü

buzdolaplarında soğutucu ve dondurucu bölmelerinin ayrı ayrı olarak kontrol edilebilmesi ile beraber, kullanıcının soğutucu ve dondurucu bölmeleri istediği sıcaklıkta tutması, tek kompresörlü buzdolabına göre daha kolay olacaktır. Dondurucu bölmesini en soğuk sıcaklıkta tutularak, soğutucu bölmede oluşan donmalardan kaynaklı kullanıcı şikayetleri ele alındığında, kullanıcının çift kompresörlü buzdolabı tasarımdan daha memnun kalacağı öngörülmektedir.





KAYNAKLAR

- [1] **Björk, E.**, Energy Efficiency Improvements in Household Refrigeration Cooling Systems, *Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration Department of Energy Technology Royal Institute of Technology, Stockholm*, 2012.
- [2] 2010 ASHRAE Handbook – *Refrigeration SI Version*
- [3] **Cengel, Yunus A, Boles, Michael A.** Thermodynamics An Engineering Approach *5th Edition*
- [4] **Dincer, I.& Kanoglu, M.**, Refrigeration Systems and Applications, *Second Edition*
- [5] Intergovernment Panel on Climate Change Technology and Economic Assessment Panel, Safeguarding The Ozone Layer and The Global Climate System, *Issues Related to Hydrofluorocarbons and Perfluorocarbons*
- [6] **Peixoto, R. A. & Bullard, C. W.**, A Design Model for Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers, *February 1994*
- [7] **Won, S., Jung D., & Radermacher, R.**, An Experimental Study of Performance of Dual-Loop Refrigerator/Freezer System, *Center for Environmental Energy Engineering, University of Maryland, College Park, MD 20742-3035, USA, 17 February 1994*
- [8] Arçelik A.Ş. Buzdolabı İşlemesi Elektromekanik Komponentler Kitabı
- [9] **Park, J.K., Park,S.T., Kwak T.H. & Im K.S** Dual-Controlled Indirect Cooling Refrigerator/Freezer Using Two Capillary Tubes and an Air Flow Switching System, *Purdue University, International Refrigeration and Air Conditioning Conferance (1998)*
- [10] **Wilson, M.J., Newell, T.A., Chato J.C. & Infante Ferreira C.A.**, Refrigerant charge, pressure drop, and condensation heat transfer in flattened tubes, *International Journal of Refrigeration 26 (2003) 442-451*
- [11] **Visek, M., Jopollo C.M., Molinaroli L., & Olivani A.** Advanced sequential dual evaporator domestic refrigerator/freezer: System energy optimization *International Journal of Refrigeration (2014)*

- [12] **Gan, A.I., Klein, S.A. & Reindl, D.T.** Analysis of Refrigerator / Freezer Appliances Having Dual Refrigeration Cycles
- [13] **Lee, W.H., Kim, Y.J., Kim, M.S. & Cho, K.S.** Experimental Study on the Performance of Dual-Evaporator Refrigeration System with an Ejector, *Purdue University, International Refrigeration and Air Conditioning Conference (2000)*
- [14] **Sarkar, J.**, Performance analyses of novel two-phase ejector enhanced multi-evaporator refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering 110 (2017) 1635–1642*
- [15] **Raveendran, P.S., & Sekhar, S.J.**, Performance studies on a domestic refrigerators retrofitted with building-integrated water-cooled condenser, *Energy and Buildings 134 (2017) 1–10*
- [16] **Ouali, M., Djebiret, M.A., Ouali R, Mokrane M, Merzouk N.K. & Bouabdallah A.**, Thermal control influence on energy efficiency in domestic refrigerator powered by photovoltaic, *International Journal of Hydrogen Energy (2016)*
- [17] **Laguerre O.**, Heat Transfer and Air Flow in a Domestic Refrigerator, 2010
- [18] **Deschamps, C.J.** et al. Heat and Fluid Flow Inside a Household Refrigerator Cabinet, *20th International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia, 1999.*
- [19] **Incropera, F.P. and Dewitt D.P.** Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th Edition. John Wiley and Sons, New Jersey, USA, 1996.
- [20] **Catton, I.** Natural convection in enclosures. Proceedings 6th International. *Heat Transfer Conference, Toronto, Canada, 6, 13, 1978.*
- [21] **Laguerre, O. & Flick D.**, Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators, *J. Food Eng., 62, 79, 2004.*
- [22] **Yüncü, H. & Kakaç, S.**, Temel Isı Transferi, *Ankara 1999*
- [23] **Afonso, C., & Castro, M.**, Air Infiltration: a Key Issue on Household Refrigerators, *7th International Conference on Sustainable Energy Technologies; Seoul, Korea. 24-27 August, 2008*
- [24] **Gao F., Naini S., John Wagner J., & Miller R.**, An Experimental and Numerical Study of Refrigerator Heat Leakage at the Gasket Region, *International Journal of Refrigeration 73 (2017) 99–110*
- [25] **Canevari C.**, Energy Efficient Product Policy in the European Union, *28 June 2017, European Commission*

- [26] **Naser R. M. AL-Ajmi**, Coefficient of Performance Enhancement of Refrigeration Cycles, *Int. Journal of Engineering Research and Applications*, March 2015, pp.117-125
- [27] **Tosun M.**, Mini-Mikro Kanallı Bir Buzdolabı Kondenserinin Minimum Gaz Şarjı Sağlayacak Tasarımlarının Belirlenmesi, *Doktora Tezi*, Aralık 2015
- [28] **Colombo, E.G., Espíndola, R., Knabben, F.T., Melo, C.**, A Numerical and Experimental Study on Skin Condensers Applied to Household Refrigerators, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2016
- [29] **Senaye, S., Dehghandokht, M.**, Thermal Modeling of Mini-Channel and Laminated Types Evaporator in Mobile Air Conditioning System, *Internatinal journal of automotive engineering*, volume 2, number 2, april 2012
- [30] **Shukla, S.P. , Zodpe, D. B.**, Performance Comparison of Microchannel Heat Exchanger with Fin and Tub Heat Exchanger for Split Air Conditioner, *International creative research thought*, volume 1 (2013)
- [31] **Sheikh, M. & Qureshi, M.A.**, Comparative Analysis of Energy Efficiency Ratio & Electric Power Consumption of Domestic Refrigerator using Refrigerant R134a & R600a at Constant Evaporator Temperature, *International Journal of Science and Research (IJSR)* 2013
- [32] **Thakar, S.M., Prajapati, R.P., & Solanki, D.C.**, Performance Analysis of a Domestic Refrigerator Using Various Alternative Refrigerant, *International Journal of Engineering Development and Research*, IJEDR 2017
- [33] **Shah N., Park W.Y., Bojda N. & McNeil M.**, Superefficient Refrigerators: Opportunities and Challenges for Efficiency Improvement Globally, *Lawrence Berkeley National Laboratory Paul Waide, Waide Strategic Efficiency, 2014 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*
- [34] IEC 62552 Household Refrigerating Appliances , *Characteristics and Test Methods*
- [35] Arçelik A.Ş. Buzdolabı İşlemesi Elektromekanik Kompresör Tasarım Kitabı
- [36] ISO 15502 Household Refrigerating Appliances, *Characteristics and Test Methods*
- [37] **Kumbhar, P, Deokate, B., Bidve, A. & Gadhave, N.D.**, Design and Development Waste Heat Recovery from Domestic Refrigerator, *International Journal of Advance Research, Ideas and Innovations in Technology*

- [38] **Momin, G.G., Tupe, S.B., Parate, S.A., Yewale O.G. & Thite A.P.,**
Enhancement Of Domestic Refrigerator By Sub cooling And Superheating
Using Shell & Tube Type Heat Exchanger, *International Journal of
Engineering Research And Advanced Technology (IJERAT) May 2016*



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Alper AKDEMİR
Uyruğu : T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri : 21.11.1991 Altındağ
E-posta : alperakdemir006@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Yıl	Yer	Görev
2015	Arçelik A.Ş.	ArGe Mühendisi
2017	Arçelik A.Ş.	ArGe Uzmanı

YABANCI DİL: İngilizce, İspanyolca

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Akdemir,A., Aradağ, S., Bayer, Ö.,** 2018. Benzer Özellikli Çift ve Tek Kompresörlü Ev Tipi Buzdolaplarının Enerji İndeksine Göre Deneysel Karakterizasyonu, *Anadolu Enerji Sempozyumu 2018*