

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EV TİPİ BUZDOLAPLARINDA ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİ EDEN
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özgün SAKALLI

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EV TİPİ BUZDOLAPLARINDA ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİ EDEN
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Özgün SAKALLI
503101122**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101122 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Özgün SAKALLI**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**EV TİPİ BUZDOLAPLARINDA ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **4 Mayıs 2012**

Savunma Tarihi : **4 Haziran 2012**

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, ev tipi buzdolaplarının enerji tüketimine etki eden bazı parametreler incelenmiştir. Soğutmanın sağlanabildiği en düşük enerji tüketimini, dolayısıyla en verimli çalışma şartlarını, sağlayan çalışma parametreleri belirlenmiştir.

Bu yüksek lisans çalışmalarını yöneten, yönlendiren, değerli görüş ve eleştirileri ile tez çalışmalarımı destekleyen çok değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Lütfullah KUDDUSİ'ye teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Çalışmanın her aşamasında bana gerekli desteklerini sunan, yüksek lisans çalışma hayatımda ve tez çalışmalarım boyunca değerli görüşleri ile bilgi ve tecrübelerini hiçbir zaman eksik etmeyerek bana yol gösteren Sn. Dr. Hüsnü KERPIÇÇİ'ye ve Sn. Mak. Yük. Müh. Onur POYRAZ'a çok teşekkür ederim.

Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği deney düzeneğinin kurulması, devreye alınması ve bu süre zarfında çıkan teknik problemlerin çözümünde büyük katkıda bulunan Sn. Erkan BAŞTAN ve Sn. Çetin LALE'ye çok teşekkür ederim. Ayrıca, çalışmada kullanılan diğer deneysel çalışmaların gerçekleştirilmesinde önemli yardımları bulunan Sn. Nihat KANDEMİR ve Sn. Volkan GÜNEY başta olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Teknoloji Ailesi ve Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi çalışanlarına teşekkür ederim.

Tez çalışmalarının sıkıntılı zamanlarını, beraber geçirdiğimiz keyifli anlar ve arkadaşlıklarıyla unutturan, bana her konuda destek olan Arçelik A.Ş. Termodinamik Teknoloji Ailesi ve Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi yüksek lisans çalışma arkadaşlarıma tüm içtenliğimle teşekkür ederim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca yanımda olan ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli aileme en derin duygularıyla teşekkür ederim.

Haziran 2012

Özgün SAKALLI
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Buzdolabı Enerji Tüketiminin Önemi	1
1.2 Ev Tipi Buzdolaplarında Soğutma Sistemi.....	5
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	7
2.1 Dondurucuda Sıcaklık Dağılımı Çalışmaları	7
2.1.1 Dondurucu bölmede hava akışının PIV ile incelenmesi	7
2.1.2 Dondurucu bölmede hava akışı ve sıcaklık dağılımının CFD ile incelenmesi	11
2.2 Buharlaştırıcıda HavaTaraflı Isı Geçişi Performansı ve Basınç Düşümü.....	14
2.3 Buzdolabı Enerji Tüketimi Modeli Oluşturulması	18
2.4 Dondurucuda Enerji Tüketimini Etkileyen Parametreler	20
3. BUZDOLABI ENERJİ TÜKETİMİ	27
3.1 Buzdolabı Enerji Tüketimi Ölçümü Standardı	28
3.1.1 Ortam koşulları.....	28
3.1.2 Saklama sıcaklıkları	29
3.2 İki Bölmeli Buzdolabı Enerji Tüketimi Ölçümü	31
4. DENEY DÜZENİĞİ	35
4.1 Deney Düzenliği Bölümleri	35
4.1.1 Dondurucu Kabin	36
4.1.2 Soğutma sistemi	37
4.1.3 Su şartlandırma sistemi	40
4.1.4 Kontrol ve veri toplama sistemi	41
4.2 Gerçekleştirilen Yardımcı Deneyler	43
4.2.1 Ters ısı kazancı deneyi	43
4.2.2 Hava debisi ölçümü	45
4.3 Deney Sonuçları.....	47
5. MODELLEME ÇALIŞMASI	55
5.1 Çalışma Oranı Modeli Oluşturulması	55
5.2 Enerji Tüketimi Modeli Oluşturulması.....	60
5.3 Model Hesaplamaları ile Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması	64
6. SONUÇLAR	67
KAYNAKLAR	69
ÖZGEÇMİŞ.....	71

KISALTMALAR

AC	: Alternative Current (Alternatif Akım)
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BT	: Basınç Transdüseri
CFD	: Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akışkan Dinamiği)
DC	: Direct Current (Doğru Akım)
NF	: No Frost (Karlama Yapmayan)
PIV	: Particle Image Velocimetry (Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü)
PID	: Proportional Integral Derivative (Oransal İntegral Türevsel)
PLC	: Programmable Logic Controller (Programlanabilir Mantık Kontrolörü)
RHL	: Ters Isı Kazancı (Reverse Heat Leak)
RTD	: Resistance Temperature Detector (Dirençsel Sıcaklık Ölçer)
TC	: Isıl Çift

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : EU-15 ülkelerinde evsel enerji tüketimini oluşturan cihazlar [2]	3
Çizelge 2.1 : Deneylerin gerçekleştirildiği parametrelerin değerleri.....	21
Çizelge 3.1 : Enerji tüketimi ölçümünde bölme sıcaklıkları	29
Çizelge 4.1 : Soğutma sistemi parçaları	39
Çizelge 4.2 : Soğutma sistemi üzerindeki sensörler ve konumları.....	39
Çizelge 4.3 : Veri toplama kanal listesi	43
Çizelge 4.4 : RHL deneylerinde ortalama sıcaklıklar.....	44
Çizelge 4.5 : RHL deneylerinde ısıtıcı ve fan güçleri	45
Çizelge 4.6 : Bölme ısı kazancı bilgileri.....	45
Çizelge 4.7 : Belirlenen hava debilerine karşılık gelen besleme gerilimleri	47
Çizelge 4.8 : Deneysel parametreler	47
Çizelge 4.9 : -25°C buharlaştırıcı sıcaklığı deney sonuçları	50
Çizelge 4.10 : -26°C buharlaştırıcı sıcaklığı deney sonuçları	50
Çizelge 4.11 : -27°C buharlaştırıcı sıcaklığı deney sonuçları	51
Çizelge 4.12 : -28°C buharlaştırıcı sıcaklığı deney sonuçları	51
Çizelge 5.1 : Model yardımıyla hesaplanan soğutma kapasitesi değerleri.....	57
Çizelge 5.2 : Model yardımıyla hesaplanan çalışma oranı değerleri.....	58
Çizelge 5.3 : Model yardımıyla hesaplanan hava üfleme sıcaklığı değerleri	59
Çizelge 5.4 : Farklı buharlaşma sıcaklıkları için belirlenen buharlaşma entalpisi değerleri	61
Çizelge 5.5 : Hesaplama sonucu elde edilen enerji tüketimi oranları.....	63

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Ev tipi iki kapılı buzdolabı [1]	1
Şekil 1.2 : EU-15 ülkelerinde elektrik enerjisi kullanımının sektörlere göre dağılımı [2]	2
Şekil 1.3 : EU-15 ülkelerinde evsel elektrik enerjisi kullanımının dağılımı [2]	2
Şekil 1.4 : AB içinde buzdolaplarında ortalama özgül enerji tüketimi ve sağlanan enerji tasarrufunun yıllara göre değişimi [4]	4
Şekil 1.5 : Enerji sınıfına göre buzdolabı üretim miktarlarının farklı yıllardaki oranları [4]	4
Şekil 1.6 : Buzdolabında buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	5
Şekil 2.1 : Buzdolabı üzerine düşey hız ölçümü amacıyla yerleştirilen PIV sisteminin (a) önden ve (b) yandan görünüşleri	8
Şekil 2.2 : Dondurucu kabinde hız ölçümü gerçekleştirilen (a) yan ve (b) ön düzlemler	9
Şekil 2.3 : H ve I kesitlerinde ölçüm sonucu oluşturulan ortalama hız alanları: (a) t_1 , (b) t_2 ve (c) t_3 zamanı	10
Şekil 2.4 : Deneysel olarak belirlenen en yüksek ve en düşük paket sıcaklıkları	12
Şekil 2.5 : Dondurucu bölme (a) hava üfleme/emiş delikleri ve (b) üfleme deliklerinde ölçülen hava debileri	12
Şekil 2.6 : (a) Çalışma zamanı sonunda ve (b) durma zamanı sonunda paket sıcaklık dağılımları	13
Şekil 2.7 : Çalışma zamanı sonu için deneysel ölçümler ve CFD analizi ile belirlenen paket sıcaklıkları	14
Şekil 2.8 : Hava tarafı Reynolds sayısı ile (a) Colburn j-faktörü ve sürtünme faktörü (b) ilişkisi	17
Şekil 2.9 : Hesaplanan değerler ile (a) deneysel j-faktörü ve (b) sürtünme faktörü değerlerinin karşılaştırılması	18
Şekil 2.10 : (a) Buharlaştırıcıdaki kanat sayısının ve (b) buharlaştırıcı fanı hızının enerji tüketimine etkisi	19
Şekil 2.11: Dondurucu bölmenin (a) boş ve (b) paket yüklü durumu	20
Şekil 2.12 : Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak çalışma oranı değişimi	22
Şekil 2.13 : Hava debisine bağlı olarak çalışma oranı değişimi	22
Şekil 2.14 : Buharlaştırıcı sıcaklığının çalışma oranı ve kompresör enerji tüketimine etkisi	23
Şekil 2.15 : Buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak gösterilen çalışma oranı	24
Şekil 2.16 : Buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak gösterilen dondurucu kabin enerji tüketimi	24
Şekil 2.17 : Ölçüm ve hesaplama ile belirlenen çalışma oranlarının karşılaştırılması	25
Şekil 3.1 : Buzdolabı enerji verimlilik sınıfı etiketi örneği	27
Şekil 3.2 : Hava dolaşımı engelleme levhaları ve ortam sıcaklığı ölçüm noktaları ..	28

Şekil 3.3 : Örnek M-paket yerleştirme yerleri	30
Şekil 3.4 : Taze gıda bölmesi sıcaklık ölçüm noktaları	30
Şekil 3.5 : Dondurucu bölme paket yükleme planı.....	31
Şekil 3.6 : Dondurucuda (a) kabin ve (b) kapıya yüklenen paketler	31
Şekil 3.7 : Buharlaştırıcı sıcaklıkları.....	32
Şekil 3.8 : Yoğuşma tarafı sıcaklıkları.....	33
Şekil 3.9 : Yoğuşma hattı boyunca kararlı hal sıcaklıkları	34
Şekil 4.1 : Düzenekte kullanılan buzdolabı dondurucu bölmesi kabini	35
Şekil 4.2 : Dondurucu bölme patlatılmış resmi	36
Şekil 4.3 : Soğutma sistemi görünüşü.....	37
Şekil 4.4 : (a) Yoğuşurma ve (b) aşırı soğutma ısı değiştiricileri	38
Şekil 4.5 : Soğutma sistemi.....	38
Şekil 4.6 : Su şartlandırma sistemi.....	40
Şekil 4.7 : Kar çözdürme sırasında buharlaştırıcı sıcaklıkları	42
Şekil 4.8 : Veri toplama cihazı.....	42
Şekil 4.9 : RHL deneyi modeli	44
Şekil 4.10 : PIV ölçümünde kullanılan sistem.....	46
Şekil 4.11 : Debi ölçümü yapılan üfleme delikleri	46
Şekil 4.12 : M-paket sıcaklıkları.....	48
Şekil 4.13 : Buharlaştırıcı sıcaklıkları.....	49
Şekil 4.14 : Hava üfleme ve emiş sıcaklıkları	49
Şekil 4.15 : Deney sonuçlarına göre belirlenen çalışma oranları	52
Şekil 4.16 : Hava emiş sıcaklıkları	53
Şekil 4.17 : Ortalama M-paket sıcaklıkları	53
Şekil 4.18 : Hava üfleme sıcaklıkları	54
Şekil 5.1 : Model yardımıyla hesaplanan çalışma oranı değerleri.....	58
Şekil 5.2 : Model yardımıyla hesaplanan hava üfleme sıcaklığı değerleri	59
Şekil 5.3 : Kompresörlerin farklı buharlaşma sıcaklıklarında sıkıştırdıkları soğutucu akışkan debisine karşılık çektikleri güç	62
Şekil 5.4 : Hesaplama sonucu elde edilen enerji tüketimi oranları.....	63
Şekil 5.5 : (a) Model ile ve (b) deneysel çalışmalar ile elde edilen çalışma oranı sonuçları	64
Şekil 5.6 : Hesaplanan ve deneysel olarak belirlenen çalışma oranlarının karşılaştırılması	65
Şekil 5.7 : (a) Model ile ve (b) deneysel çalışmalar ile elde edilen hava üfleme sıcaklıkları	65

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan
c_p	: Özgül ısı
d	: Boru çapı
D	: Isı değiştirici yüksekliği
EC	: Enerji tüketimi
f	: Sürtünme faktörü
F	: Saf karşı akış düzeltme faktörü
G	: Kütlesel akı
H	: Isı kazancı
j	: Colburn-j faktörü
m	: Kütlesel debi
N_{fin}	: Kanat sayısı
Pr	: Prandtl sayısı
Q̇	: Isı geçişi
Q_t	: Isıl yük
Q_e	: Soğutma kapasitesi
Re	: Reynolds sayısı
RT	: Çalışma oranı
t	: Zaman
t_{fin}	: Kanat kalınlığı
t_{on}	: Çalışma süresi
t_{off}	: Durma süresi
T	: Sıcaklık
U	: Toplam ısı geçişi katsayısı
V̇	: Hacimsel debi
W	: Güç

Yunan Harfleri

Δh	: Entalpi değişimi
Δp	: Basınç düşümü
ΔT_{lm}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
ε	: Kanat faktörü
η_o	: Yüzey verimi
μ	: Viskozite
ρ	: Yoğunluk
τ	: Çalışma oranı
υ	: Ortalama poisson oranı
ψ	: Biyel açısı
ω	: Açısal hız
ω̇	: Açısal yavaşlama ivmesi

Alt İndisler

a	: Hava
buh	: Buharlaşma
o	: Dış
w	: Su

EV TİPİ BUZDOLAPLARINDA ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

ÖZET

Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve çoğu enerji üretim yönteminin çevre kirliliğine yol açması nedeniyle enerji tüketiminin kontrol altında tutulması gerekmektedir. Günümüzde, insanların artık ihtiyaç olarak gördüğü ve vazgeçemediği bazı işlerin gerçekleşmesi için enerji kullanımı kaçınılmazdır. Enerji verimliliğinin önemi, vazgeçilemez olan bu işlerin daha az enerjiyle gerçekleştirilebilmesinin sağlanarak toplam enerji tüketiminin azaltılabilmesi imkanının yaratılabilmesi ile ortaya çıkmaktadır.

Enerji tüketiminin önemli bir bölümünü oluşturan evsel elektrik kullanımı içerisinde en büyük enerji tüketen cihaz genellikle buzdolabıdır. Tüm dünyadaki ev tipi buzdolaplarının daha verimli hale getirilmesi ile önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlanabilir.

Ev tipi buzdolaplarını daha verimli hale getirmek için çok sayıda seçenek bulunmaktadır. Bu seçenekler arasında en öne çıkanı, yalıtım kalınlığının artırılmasıdır. Etkili bir yöntem olmasına rağmen kalın yalıtım kullanımı, ya buzdolabının iç hacminin küçültülmesini ya da dış ölçülerin büyütülmesini gerektirir. Kullanıcıların beklentileri daha fazla gıdanın saklanabileceği büyük iç hacim ve evde fazla yer kaplamaması için küçük dış ölçüler yönünde olduğundan dolayı yalıtım arttırımı her zaman tercih edilememektedir. Diğer verimlilik seçenekleri arasında bulunan verimli kompresör kullanımı, ısı değiştiricilerin (buharlaştırıcı, yoğusturucu, kılcal boru-dönüş borusu ısı değiştiricisi) ısı geçiş performanslarının arttırılması gibi seçenekler de önemli araçlar olmasına rağmen çeşitli tasarım kısıtları ve maliyet artışı sebebiyle bunlardan sınırlı ölçüde faydalanılabilmektedir.

Kar yapmayan buzdolaplarında buharlaştırıcı üzerinden geçirilerek kabine üflenen hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığı, genellikle maliyet değişimi getirmeyen ve kolaylıkla değiştirilebilen parametrelerdir. Uygun fan motoru, kılcal boru ve kompresör seçimi ile bu parametreler istenilen değere getirilebilmektedir. Bu parametrelerin doğru seçilmesi ile buzdolabının enerji verimliliği arttırılabilmektedir.

Tez çalışmaları kapsamında, ev tipi iki bölmeli bir buzdolabının dondurucu bölmesindeki hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığı parametrelerinin değiştirilebildiği bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinde gerçekleştirilen çalışma sonucunda farklı durumlar için sistemin davranışı incelenmiş ve en düşük enerji tüketimi ile bölmenin yeterli soğutulabilmesini sağlayacak olan parametreler belirlenmiştir. Deneysel çalışmaların yanı sıra, aynı parametrelerin enerji tüketimine olan etkisinin görülebildiği bir teorik model oluşturulmuştur. Model yardımıyla gerçekleştirilen hesaplamaların deneysel sonuçlar ile olan tutarlılığı gösterilmiştir. Buzdolabı enerji tüketiminin seçilen parametrelerden önemli ölçüde etkilendiği belirlenmiştir.

Tez çalışmasının ilk bölümünde, ev tipi buzdolaplarının enerji tüketimindeki payları istatistiksel bilgiler yardımıyla gösterilmiş ve verimli buzdolaplarının kullanılması ile sağlanabilecek enerji tasarrufunun miktarı gösterilmiştir. Ayrıca, ev tipi buzdolaplarında kullanılan soğutma sistemi tanıtılmış ve kullanılan parçalar gösterilmiştir.

İkinci bölümde, gerçekleştirilen literatür araştırması özetlenmiştir. Literatürde, tez çalışması ile ilgili konularda çalışmalara rastlanmıştır. Araştırma kapsamında karşılaşılan çalışma konuları arasında: dondurucu bölmede hava hızı ve sıcaklık dağıtımı, buzdolabı enerji tüketiminin modellenmesi, buharlaştırıcı ısı geçişi ve basınç düşüm karakterinin belirlenmesi ve dondurucuda çalışma oranına etki eden parametrelerin incelenmesi bulunmaktadır.

Tez çalışmasının üçüncü bölümünde, ev tipi buzdolaplarının enerji tüketimi ölçümünün ilgili standarda göre nasıl gerçekleştirildiği anlatılmıştır. Deney düzeneğinde ve modelde referans alınan buzdolabının enerji tüketimi ölçüm deneyinde toplanan verileri paylaşılmış ve yorumlanmıştır.

Dördüncü bölümde, çalışma kapsamında kurulan deney düzeneği anlatılmıştır. Düzenekte kullanılan soğutma, su şartlandırma, ölçüm ve veri toplama sistemlerinin ayrıntıları verilmiştir. Daha sonra, deney düzeneğinde gerçekleştirilen deneylerin sonuçları paylaşılmış ve yorumlanmıştır. Deney düzeneğinde ve enerji tüketimi modelinde referans olarak kullanılan PIV ile hava debisi ölçümü ve RHL ile kabin ısı kazancının belirlenmesi de bu bölümde yer almaktadır.

Beşinci bölümde, buzdolabı enerji tüketimini seçilen çalışma parametrelerine göre veren model anlatılmıştır. Model yardımıyla gerçekleştirilen hesaplamaların sonuçları paylaşılmış ve yorumlanmıştır. Deneylerde elde edilen sonuçlar ile model yardımıyla gerçekleştirilen hesaplama sonuçları karşılaştırılmış ve model sonuçlarının doğruluğu gösterilmiştir.

Tez çalışmasının altıncı ve son bölümünde ise deney ve model sonuçları irdelenmiş ve gelecekte gerçekleştirilebilecek çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

AN INVESTIGATION OF THE PARAMETERS AFFECTING ON THE ENERGY CONSUMPTION OF REFRIGERATORS

SUMMARY

Energy consumption needs to be under control due to the restricted sources of energy and the contamination caused by most energy production processes. In the modern era, energy consumption is inevitable for many matters that are considered a necessity and cannot be avoided. The importance of energy efficiency is emphasized as it is possible to reduce overall energy consumption by carrying out the same work with less energy.

Refrigerator is usually the appliance that consumes the most energy in the household while household electricity consumption constitutes an important portion in the overall energy consumption. It is possible to realize considerable amounts of energy saving by making household refrigerators more efficient.

A wide variety of choices exist for making household refrigerators more efficient. The prominent way of providing energy efficiency is to improve insulation by thickening. Although it is an effective solution, the use of thick insulation either reduces the inner volume of the refrigerator or increases the outer dimensions. As the expectancy of the consumers is a large interior volume to store more food with outer dimensions as small as possible so that the appliance does not cover much space in the house; a contradiction appears that limits the application of more insulation. Among other efficiency tools there are: using more efficient compressors, increasing the performance of heat exchangers (evaporator, condenser, suction line heat exchanger) which are important tools. However, these applications also can be limited because of various design constraints and cost-ups.

The rate of the air flow that goes through the evaporator and is blown inside the refrigerated section along with the evaporator temperature are important parameters that usually do not bring cost-ups and are changed easily. These parameters can be set to the desired value by the proper choice of fan motor, capillary tube and compressor. The energy efficiency of the refrigerator can be improved by the right selection of these system parameters.

The major engineering conflict in this area lies between the run time ratio and energy consumption. Most household refrigerators have a cyclic cooling system that makes the compressor to run until a preset time or temperature value is reached and allows the system to stand by until another preset time or temperature value is reached. It can simply be deduced that a refrigeration system with a high cooling capacity can provide faster cooling and thus has a low run time ratio. Likewise, a refrigeration system with a low cooling capacity cannot provide fast cooling and thus has a high run time ratio. In terms of energy consumption, a low run time ratio may seem appropriate as the stand by time of the system in which no (or very small) energy is consumed. However, high capacity systems that provide a low run time ratio tend to consume higher power whereas low capacity systems consume less. As the

integration of the power consumption over time gives the energy consumption, the choice of the right cooling capacity becomes an optimization problem.

Along with capacity optimization, some other factors exist that influence the energy consumption. The flow rate of the cooled air that is blown into the freezer compartment affects the temperature distribution of the test packages which are loaded inside the compartment for the energy consumption test. If a non-homogeneous temperature distribution is reached among the test packages, some portion of the compartment can be said to be cooled more than necessary. This unnecessary cooling increases the energy consumption although it may not seem to increase cooling performance. As the temperature of the highest package is considered when determining the storage temperature, the over-cooled packages do not improve the storage condition at all. The right air flow rate must be chosen for the system to optimize energy efficiency, considering higher flow rates bring higher fan motor power consumption.

The evaporator temperature also directly affects the run time ratio. The cooling capacity and air blowing temperature directly depend on evaporator temperature. The boiling temperature of the refrigerant is the major (and somewhat only) parameter that determines the evaporator temperature. While low boiling temperatures may be desired to provide lower air blowing temperatures and small run times, the COP of the system decreases. As the refrigeration system efficiency greatly depends on the COP value, the boiling temperature needs to be chosen properly in order to minimize energy consumption.

Within the scope of this thesis study, an experimental setup in which the parameters of air flow rate and evaporator temperature can be adjusted inside the freezer compartment of a household refrigerator. The air flow rate is controlled by defining the supply voltage of the DC fan that drives the evaporator fan inside the freezer compartment. The motor power, and thus the fan speed can be changed by setting the desired supply voltage. The evaporator temperature, that is in direct relation to the boiling pressure, is determined by the utilization of a variable capacity compressor and an expansion valve. As a result of the experiments conducted using the experimental setup, the system behaviour under various operating conditions have been investigated and the parameters that provide the least energy consumption while enough cooling is obtained in the freezer compartment. In addition to the experimental work, a theoretical model was built by which the effect of the chosen parameters on energy consumption can be analyzed. The consistency of the results obtained by model is shown by comparing the calculated results to the experimental results. The energy consumption of the refrigerator is deduced to be affected considerably by the chosen parameters.

In the first section of this study, the share of household refrigerators in the total energy consumption is shown by laying out statistical data. The possible energy saving that can be obtained by the use of energy efficient refrigerators is explained. Also, the cooling system used in household refrigerators is introduced and the parts of the system are presented.

In the second section, the literature research that is carried out to support this work is summarized. Various works have been spotted that are in relation with this study. Among the areas of work that have been come across during the research are: air velocity and temperature distribution in the freezer compartment, modelling of refrigerator energy consumption, calculation of evaporator heat exchange and

pressure drop characteristics and investigation the parameters affecting the run time ratio of freezer compartment.

In the third section of the thesis, the energy consumption test is explained according to the related standard. The data of the reference refrigerator that is investigated both in the experimental setup and the theoretical model is shared and analyzed. The system running condition such as the condensing and subcooling temperatures are based on the values measured in this test.

In the fourth section, the experimental setup that is built within the scope of this study is explained. The details of the cooling, water conditioning, measurement and data acquisition systems are given. The results of the experiments that are carried out in the experimental setup are presented and analyzed. The auxiliary RHL test and PIV measurement are explained in this section. The heat gain performance of the cabinet is determined with the help of RHL test. The air flow rates for different fan speeds are determined by the help of PIV measurements.

The model that gives the refrigerator energy consumption value for the chosen system parameters is presented in the fifth section of this thesis. The results obtained by the model are shown and analyzed. The experimental results and the results obtained by the model are compared and the validity of the modelled results is shown.

In the final section of this study, the experimental and modelled results are studied. Recommendations are made for the future work that may be carried out on this subject.

1. GİRİŞ

Dünyada sınırlı miktarda bulunan enerji kaynaklarının verimli kullanılmasının önemi gün geçtikçe artmaktadır. Enerji kaynaklarının verimli kullanım ile ömrü uzatılabilir ve gelecekte de kullanımı mümkün olabilir.

Dünyada yaygın olarak kullanılmakta olan elektrik enerjisinin önemli tüketim alanlarından biri evsel kullanımdır. Evlerde de başlıca enerji kullanan cihazlar gıdaların saklanması amacıyla kullanılan soğutucu ve/veya dondurucu, diğer bir adıyla buzdolabıdır (Şekil 1.1). Buzdolabının en çok kullanılan ev aleti olması ve sürekli enerji ihtiyacı olması önemini arttırmaktadır.

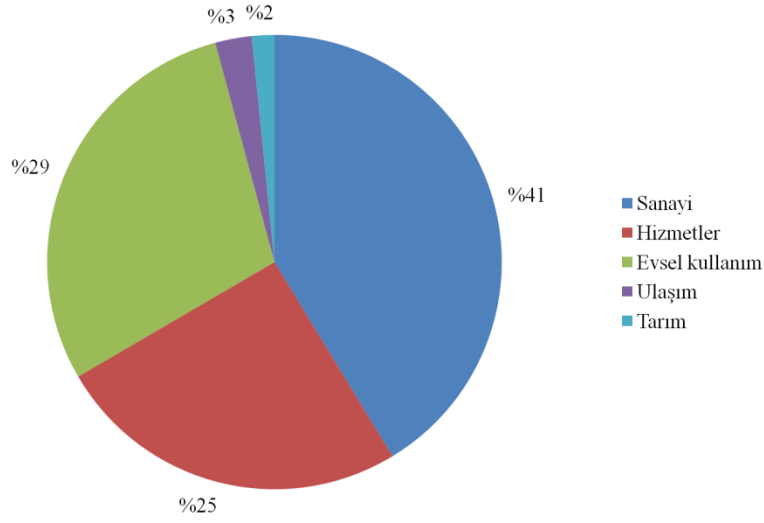


Şekil 1.1 : Ev tipi iki kapılı buzdolabı [1].

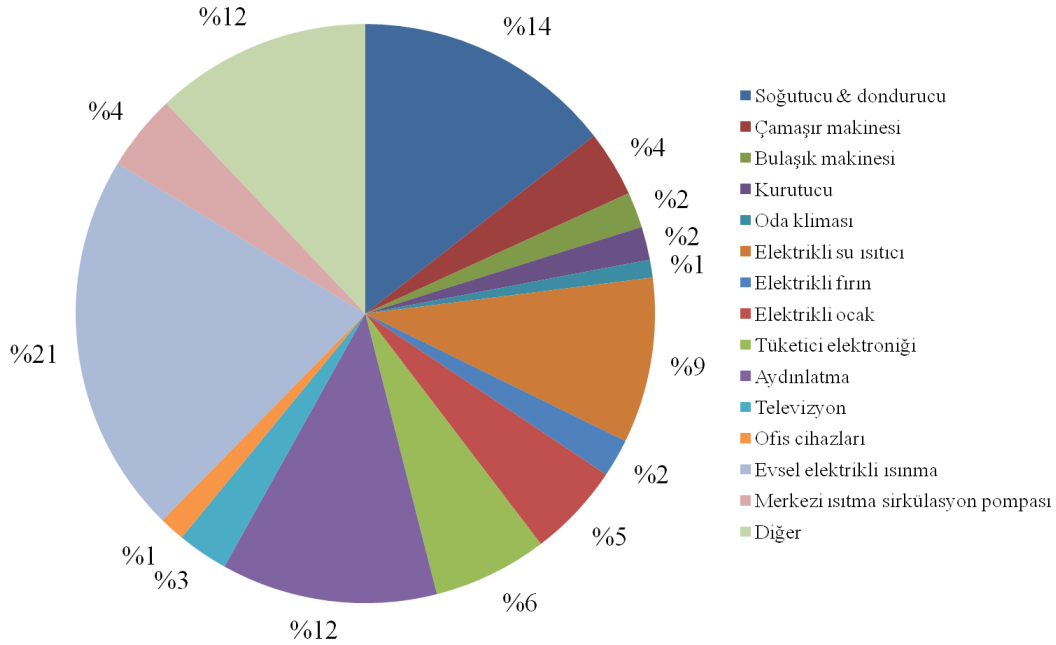
1.1 Buzdolabı Enerji Tüketiminin Önemi

Avrupa Birliği'nin 2004'teki genişlemesinden önce üye olan 15 ülkede (EU-15 ülkeleri) 2006 yılı verilerine göre toplam elektrik enerjisi tüketiminin %29'unu evsel

kullanımı oluşturmaktadır (Şekil 1.2). Evsel kullanımın da büyük bir kısmı olan %14'ünü soğutucu ve dondurucular tüketmektedir (Şekil 1.3).



Şekil 1.2 : EU-15 ülkelerinde elektrik enerjisi kullanımının sektörlere göre dağılımı [2].



Şekil 1.3 : EU-15 ülkelerinde evsel elektrik enerjisi kullanımının dağılımı [2].

Yıllık elektrik enerjisi tüketimi olarak bakıldığında, EU-15 ülkelerinde 2006 yılında buzdolaplarının 102 TWh'lık enerji tüketimi gerçekleştirdiği görülmektedir (Çizelge 1.1).

Çizelge 1.1 : EU-15 ülkelerinde evsel enerji tüketimini oluşturan cihazlar [2].

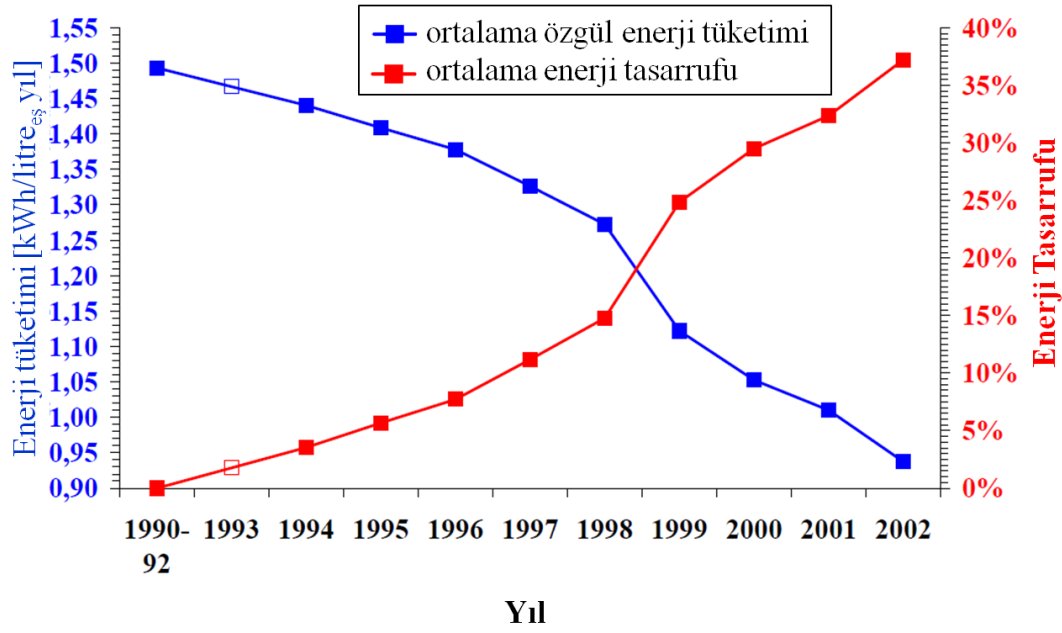
Kullanım	Enerji tüketimi [TWh]	Pay
Soğutucu & dondurucu	102	%14
Çamaşır makinesi	26	%4
Bulaşık makinesi	14	%2
Kurutucu	13	%2
Oda kliması	7	%1
Elektrikli su ısıtıcı	65	%9
Elektrikli fırın	15	%2
Elektrikli ocak	37	%5
Tüketici elektroniği	45	%6
Aydınlatma	85	%12
Televizyon	20	%3
Ofis cihazları	10	%1
Evsel elektrikli ısıtma	150	%21
Merkezi ısıtma sirkülasyon pompası	30	%4
Diğer	85	%12
Toplam	704	%100

Benzer şekilde, Avrupa Birliği'ne 2004 yılındaki genişlemeden sonra katılan NMU-12 ülkelerinde de toplam elektrik enerjisi tüketiminin %26'sını evsel kullanım oluştururken, buzdolapları da evsel enerji tüketiminin %22'sini gerçekleştirmektedirler. Bu ülkelerde buzdolapları toplam yıllık 19.4 TWh enerji tüketmektedirler [2].

İstatistiki veriler göstermektedir ki, Avrupa Birliği ülkelerinde buzdolapları, toplam elektrik enerjisi tüketiminin %4 ila %6'sını oluşturmaktadır. Bu da göstermektedir ki, buzdolaplarında yapılacak verim artırma çalışmaları ile elektrik enerjisi tüketiminde önemli tasarruflar sağlanabilir.

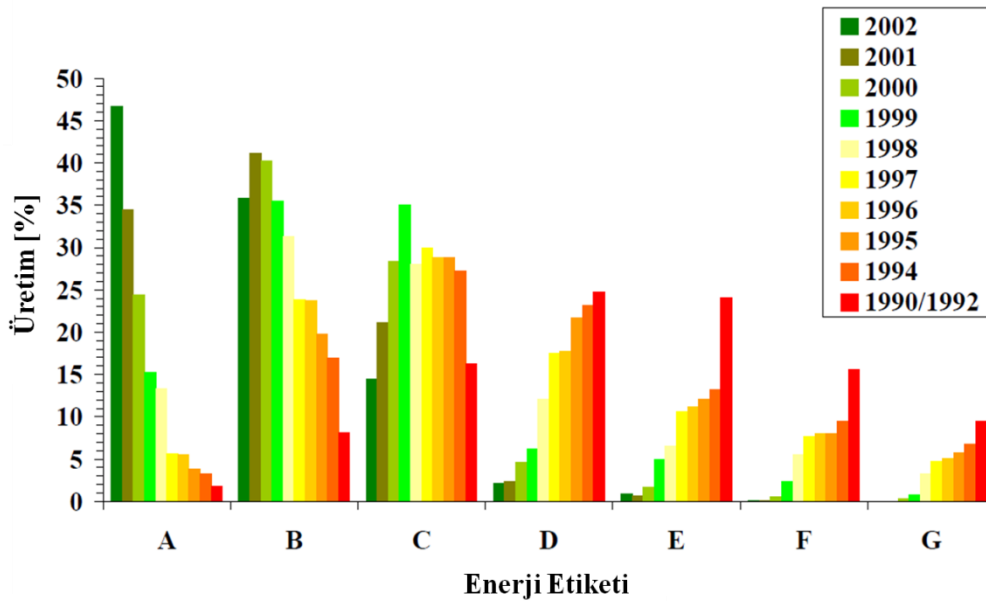
Sadece buzdolabı ve dondurucularda, ekolojik tasarım ve enerji etiketi yönetmeliklerinin uygulanması ile 2020 yılında sağlanacak tasarrufun yıllık 6 TWh mertebesine ulaşacağı öngörülmektedir [3].

Avrupa Birliği ülkelerinde buzdolaplarının ortalama özgül enerji tüketimine bakıldığında, yıllar ilerledikçe daha az enerji tüketen buzdolaplarının kullanıldığı görülmektedir (Şekil 1.4). Daha az enerji tüketen buzdolapları kullanıldıkça, gerçekleştirilen enerji tasarrufu oranında da artış olmaktadır.



Şekil 1.4 : AB içinde buzdolaplarında ortalama özgül enerji tüketimi ve sağlanan enerji tasarrufunun yıllara göre değişimi [4].

Tüketicilerin bu konuda bilinçlenmesinin yanı sıra, getirilen yönetmelikler ile daha verimli ürünler üretilmesinin teşvik edilmesi sağlandıkça, verimli enerji sınıflarındaki ürünler daha fazla üretilmeye başlanmıştır (Şekil 1.5). Teknoloji ilerledikçe verimsiz enerji sınıflarındaki ürünlerin satışı yasaklanarak üreticiler daha verimli ürünler geliştirmeye zorlanmıştır.

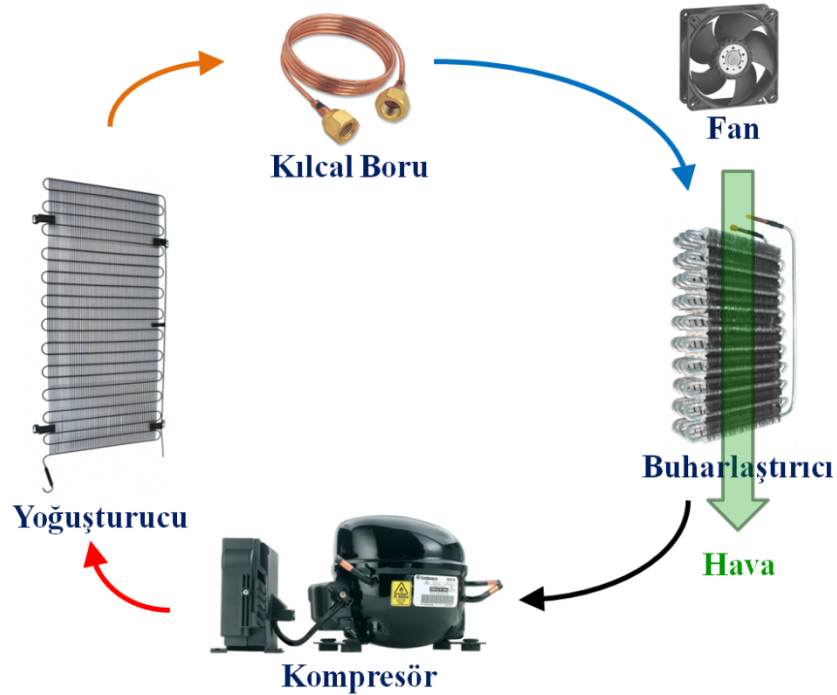


Şekil 1.5 : Enerji sınıfına göre buzdolabı üretim miktarlarının farklı yıllardaki oranları [4].

1.2 Ev Tipi Buzdolaplarında Soğutma Sistemi

Ev tipi buzdolapların büyük çoğunluğunda buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile soğutma sağlanmaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, soğutucu akışkanın buharlaştırılması ile soğutulacak kabin içerisinde ısı çekilir.

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini buzdolaplarında kullanılan parçalar ile kısaca açıklanacak olursa: hermetik kompresörde sıkıştırılarak basıncı yükseltilecek gaz fazındaki soğutucu akışkan yoğunlaştırıcıda ısısını ortama atarak sıvı faza geçirilir, kılcal boruda soğutucu akışkanın basıncı düşürülerek buharlaştırıcıda düşük sıcaklıkta kaynamaya zorlanır ve tamamen gaz fazına geçen soğutucu akışkan sıkıştırılmak üzere tekrar kompresöre döner (Şekil 1.6). Kar yapmayan buzdolaplarında, soğutma buharlaştırıcı üzerinden fan ile geçirilen havanın kabine üflenmesi şeklinde zorlanmış taşınım ile gerçekleştirilir. Soğuk buharlaştırıcı yüzeyinde kar şeklinde biriken havadaki nem, belirli aralıklarda çalıştırılan ısıtıcılar yardımıyla eritilerek kabin dışına su olarak atılır.



Şekil 1.6 : Buzdolabında buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi.

İki veya daha çok bölmeli olabilen buzdolaplarında bölmeler farklı buharlaştırıcılarla soğutulacağı gibi, aynı buharlaştırıcı üzerinden geçirilen havanın bölmeler arasında dolaştırılması ile de soğutulabilir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Aşağıda belirtilen konulardaki çalışmalar, yapılan literatür araştırması kapsamında incelenmiştir:

- Yüksüz kabin içerisinde hava sıcaklık ve hız dağılımı
- Paket yüklü kabinde sıcaklık dağılımı
- Buzdolabı enerji tüketimi modellenmesi
- Dondurucu bölmede çalışma oranını etkileyen parametreler

Çalışma konularından anlaşılacağı üzere, buzdolabında enerji tüketimini ve buna etki eden parametreler konusunda yapılan çeşitli çalışmalar literatürde bulunmaktadır. Evsel enerji tüketiminde önemli bir payı olan buzdolaplarının verimliliğinin artırılarak enerji tüketiminin düşürülmesini amaçlayan birçok çalışma, bu konuya verilen önemi ortaya koymaktadır.

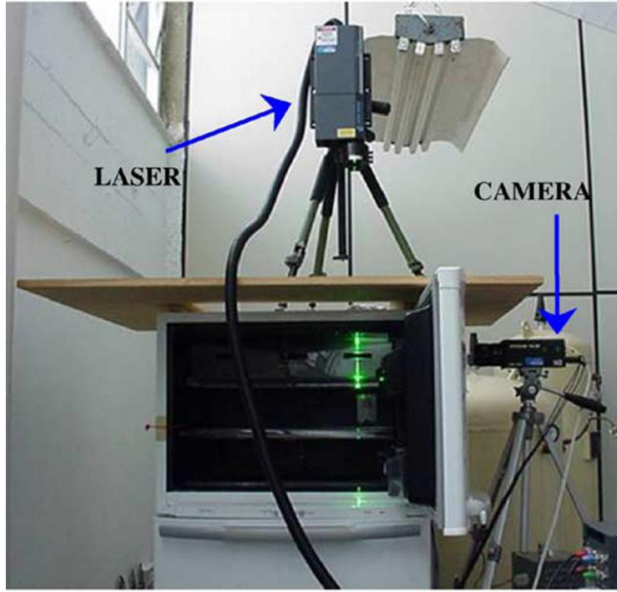
2.1 Dondurucuda Sıcaklık Dağılımı Çalışmaları

Dondurucu bölmede verimli ve etkili soğutmanın yapılabilmesi için önemli etkenlerden biri, bölme içerisinde doğru sıcaklık dağılımının sağlanabilmesidir. Enerji tüketimi ölçümünde dondurucu bölme içerisindeki en sıcak paket esas alınmaktadır [5][6]. Dolayısıyla, kabin içerisinde sıcaklık dağılımının homojen olmaması durumunda bazı bölgeler gereğinden fazla soğutulmakta ve enerji tüketiminde artış meydana gelmektedir. Bu konuda gerçekleştirilen çalışmalar, bölme içerisinde homojen sıcaklık dağılımını sağlamak amacıyla, yetersiz soğutma yapılan bölgeleri belirlemek ve bu bölgelerde daha iyi soğutma gerçekleştirmek amacıyla yapılabilecek iyileştirmeleri göstermektedir.

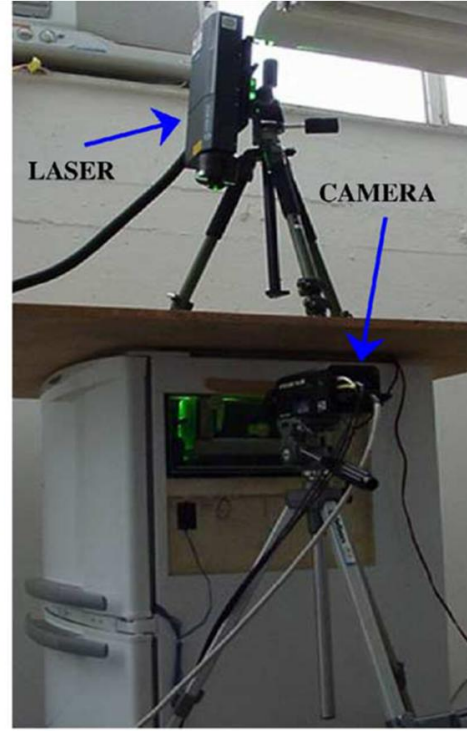
2.1.1 Dondurucu bölmede hava akışının PIV ile incelenmesi

Lacerda vd. [7] tarafından 440 litre hacme sahip bir NF buzdolabı üzerinde bir PIV çalışması gerçekleştirilmiştir. Ticari olarak kullanımda olan orijinal buzdolabının sağ ve üst duvarlarının kesilerek açılması dışında bir değişiklik yapılmamıştır.

Dondurucu bölmenin içi, lazer yansımaları önlemek amacıyla siyah mat boya ile kaplanmıştır. PIV ölçümünün yapılabilmesi için gereken açıklıklar, ısı yüküne olan etkinin en aza indirilmesi ve dış yüzeyde oluşabilecek yoğuşmanın engellenebilmesi için üç katlı camla kapatılmış ve boşluklar argon gazı ile doldurulmuştur (Şekil 2.1). Dondurucu bölme içerisine yerleştirilen 7 adet T-tipi ısı çift yardımı ile sıcaklık ölçümü alınmıştır.



(a)



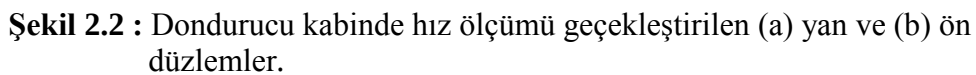
(b)

Şekil 2.1 : Buzdolabı üzerine düşey hız ölçümü amacıyla yerleştirilen PIV sisteminin (a) önden ve (b) yandan görünüşleri.

Çalışmada kullanılan 2D-PIV sisteminde iki adet bağımsız lazerin senkronizasyonu yardımıyla yüksek hızlı parçacıkların hızları da ölçülebilmektedir. Sistemde kullanılan kameralar 1008×1018 çözünürlüğünde görüntü alabilmektedir. Sistemde kullanılan lazer ve kamera kombinasyonu ile saniyede 15 hız alanı verisi alınabilmektedir. Sistemde hız ölçümü amacıyla silikon yağı parçacıkları kullanılmaktadır.

ISO 7371 standardına göre gerçekleştirilen performans deneyleri sonucunda üst rafa yakın olan bölgelerin dondurucu bölmede daha yüksek sıcaklıktaki bölgeler olduğu ortaya çıkmıştır [8]. Yapılan çalışmalar, bu öncül deneyler temel alınarak

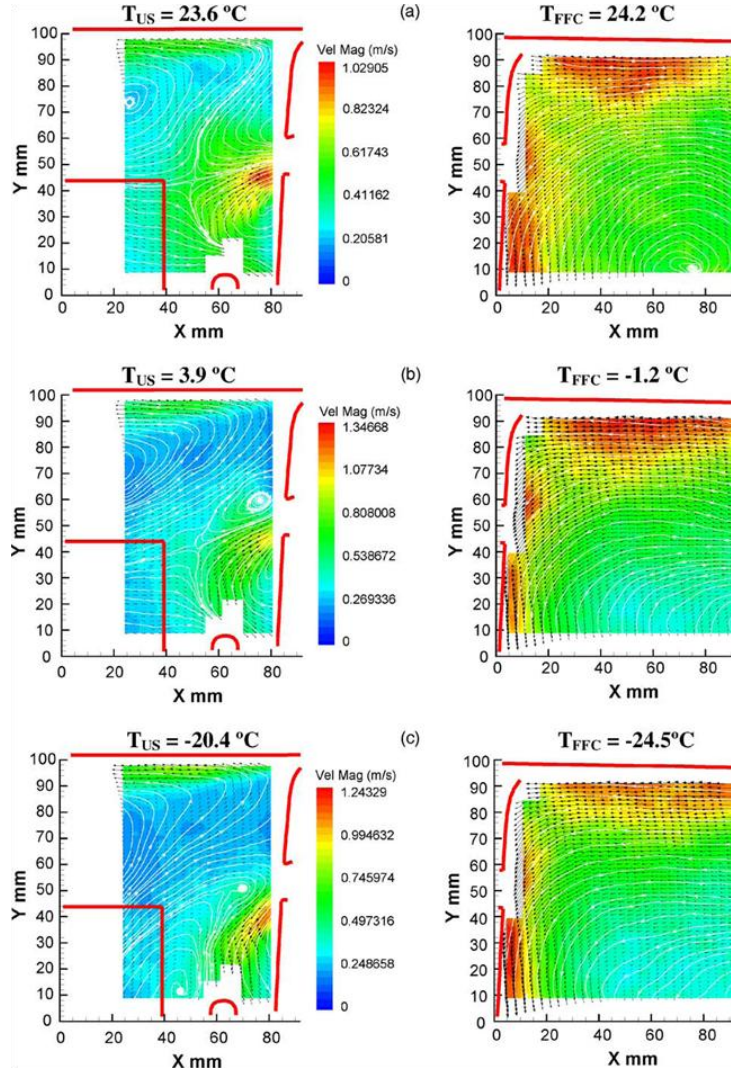
Üretici tarafından yapılan performans deneylerinde, Şekil 2.2'de "pq" ile gösterilen bölgede yer alan sıcaklık ölçümü paketinde yüksek sıcaklık değerlerinin okunduğu tespit edilmiştir. PIV ile hız ölçümleri yapılırken de, bu bölgedeki akışı karakterize eden kesitler olan H ve I kesitlerindeki hız dağılımları incelenmiştir.



9

sıcaklığında olduğu durum t_1 , kabinde soğumanın sürdüğü geçici rejim durumu t_2 ve kabin içi sıcaklığın olağan çalışma sıcaklığına ulaştığı durum t_3 ile ifade edilmektedir.

PIV ölçümleri sonucunda seçilen kesitlerde 3 farklı zaman (sıcaklık) için belirlenen ortalama akış alanları şekilde gösterilmektedir (Şekil 2.3). Şekilde sol ve sağ tarafta gösterilen akış alanları sırasıyla H ve I kesitlerine aittir.



Şekil 2.3 : H ve I kesitlerinde ölçüm sonucu oluşturulan ortalama hız alanları: (a) t_1 , (b) t_2 ve (c) t_3 zamanı.

Yapılan çalışma sonucunda elde edilen bulgular aşağıdaki şekilde yorumlanmıştır:

1. Akış alanı başlangıçtaki geçici zaman aralığından büyük ölçüde etkilenmektedir. t_2 ve t_3 zamanlarındaki hız alanları, ortam sıcaklığındakine göre (t_1) daha belirgin gradyenler oluşturmaktadır. Bu davranışın sebebinin kısmen doğal taşınım kaynaklı

olmakla beraber, temel olarak dondurucu bölmedeki bölgesel sıcaklıkların dolaştırılan havanın fiziksel özellikleri üzerindeki etkisi olduğu düşünülmektedir.

2. Başlangıçtaki geçici rejim süresince görülen sıcaklık düşüşü, hava yoğunluğunda bir artış ve hava dinamik viskozitesinde düşüşe sebep olur. Bu da yerel Reynolds sayısında bir artışa yol açar. Bu şekilde eylemsizlik kuvvetlerinin viskoz gerilmelere karşı etkisinin artması, yukarıda (1) belirtilen akış alanındaki değişimleri oluşturur.

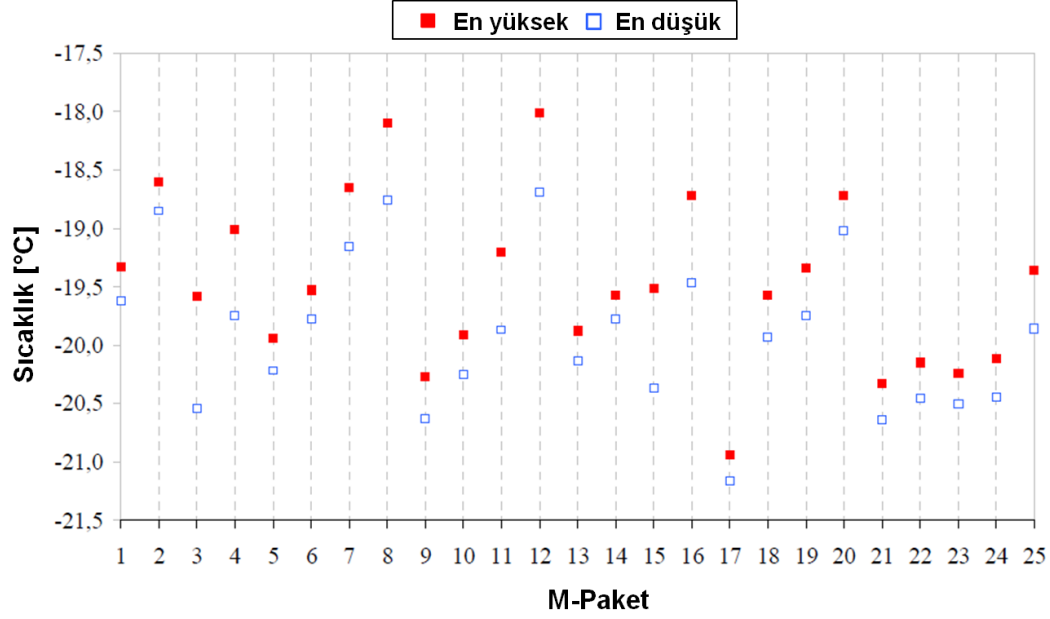
3. Sıcaklığın düşmesiyle birlikte, I ve H kesitlerindeki düşey yönlü akışın eğimi de azalmaktadır. Eğimdeki bu değişim dondurucunun üst kısımlarına ulaşan soğuk hava miktarını azalttığından dolayı istenmeyen bir durumdur. Performans testlerinde bu bölgede karşılaşılan yüksek sıcaklıkların önemli bir sebebi de budur.

4. Buzdolabının gerçek çalışma koşullarında çeşitli bölgelerindeki hava akış karakteristiğinin incelenmesine yönelik oluşturulan bu yöntem, gelecekteki optimizasyon planları ve enerji tüketimi azaltma stratejileri için önemli bir araç olacaktır.

2.1.2 Dondurucu bölmede hava akışı ve sıcaklık dağılımının CFD ile incelenmesi

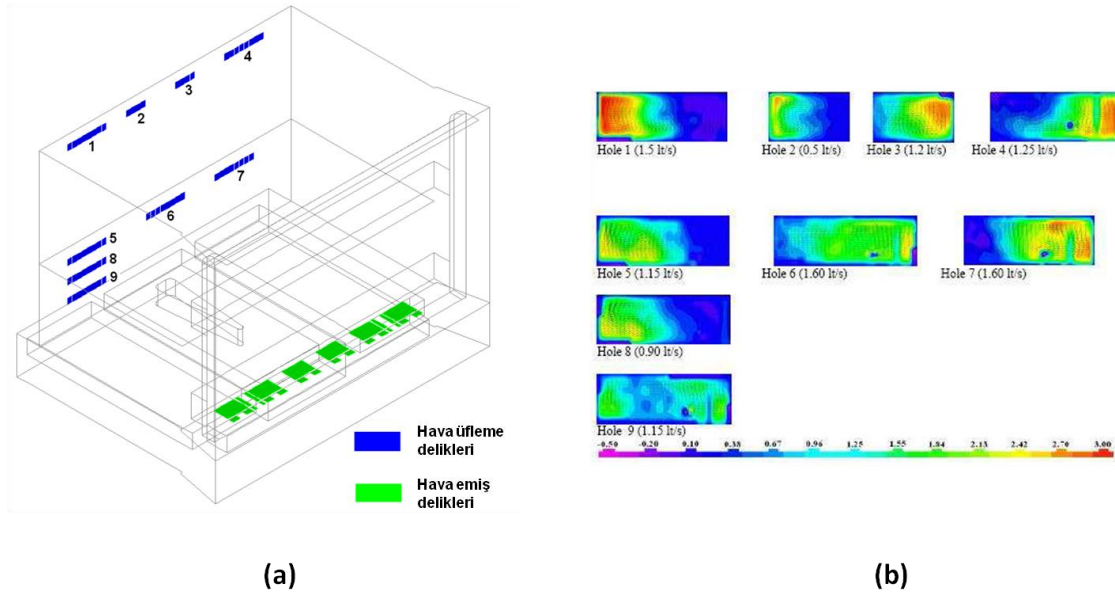
Nikbay vd [9] tarafından bir NF buzdolabının paket yüklü dondurucu bölmesindeki sıcaklık ve hava akışı dağılımı incelenmiştir. Çalışma, deneysel ölçümler ve CFD analizlerinden oluşmaktadır.

Deneysel çalışmalar kapsamında, sıcaklık kontrollü odada standarda [5] göre buzdolabı enerji tüketimi deneyi gerçekleştirilmiştir. Standarda göre buzdolabı dondurucu bölmesi ölçüm paketleri yüklenerek deney yapılmıştır. Ölçümler sonucunda en sıcak paketlerin üst rafta bulunduğu tespit edilmiştir. En yüksek ve en düşük paket sıcaklıkları arasındaki fark, çalışma zamanı sonunda 2.5 K ve durma zamanı sonunda 3.0 K olarak belirlenmiştir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 : Deneysel olarak belirlenen en yüksek ve en düşük paket sıcaklıkları.

Dondurucu bölme hava üfleme deliklerinden üflenene hava debisini belirlemek üzere 3D-PIV ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Her üfleme deliğinden üflenene hava debisi, hız değerlerine göre hesaplanmış ve toplam debinin 11 l/s mertebesinde olduğu belirlenmiştir (Şekil 2.5). PIV ölçümü ile belirlenen hava debileri, CFD analizlerinde sınır koşulu olarak kullanılmıştır.



Şekil 2.5 : Dondurucu bölme (a) hava üfleme/emiş delikleri ve (b) üfleme deliklerinde ölçülen hava debileri.

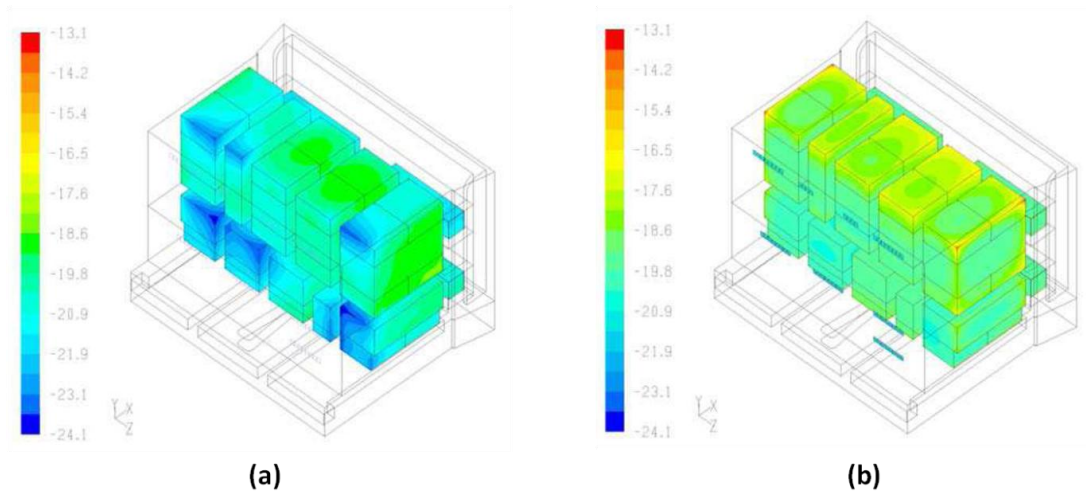
CFD analizleri için, dondurucu kabin ve kabine yüklenmiş olan paketlerin modeli oluşturulmuştur. Şekil'de görülen paketlerden açık mavi renkli olanlar, sıcaklık

ölçümü alınan paketlerdir. Çözüm ağı, Gambit 2.3.16'da oluşturulmuş ve akış analizleri Fluent 6.3.26'da gerçekleştirilmiştir. Çözüm ağı 4 milyon hücreden oluşmaktadır.

Bu çalışmada, dondurucu bölmenin çalışma ve durma süreleri olarak enerji tüketimi deneyinde gözlenen süreler kullanılmıştır. Çalışma süresi olarak hava dolaşımının fan ile gerçekleştirildiği ilk 21 dakika alınmıştır. Bu durum için türbülanslı akış öngörülmesi ve k- ϵ standart türbülans modeli kullanılmıştır. Sonraki 29 dakikayı kapsayan durma zamanında fan çalışmamakta ve yoğunluk farkı kaynaklı hava hareketi oluşmaktadır. Bu durum için laminar akış öngörülmesi ve Boussinesq denklemi kullanılarak doğal taşınım çözümü yapılmıştır.

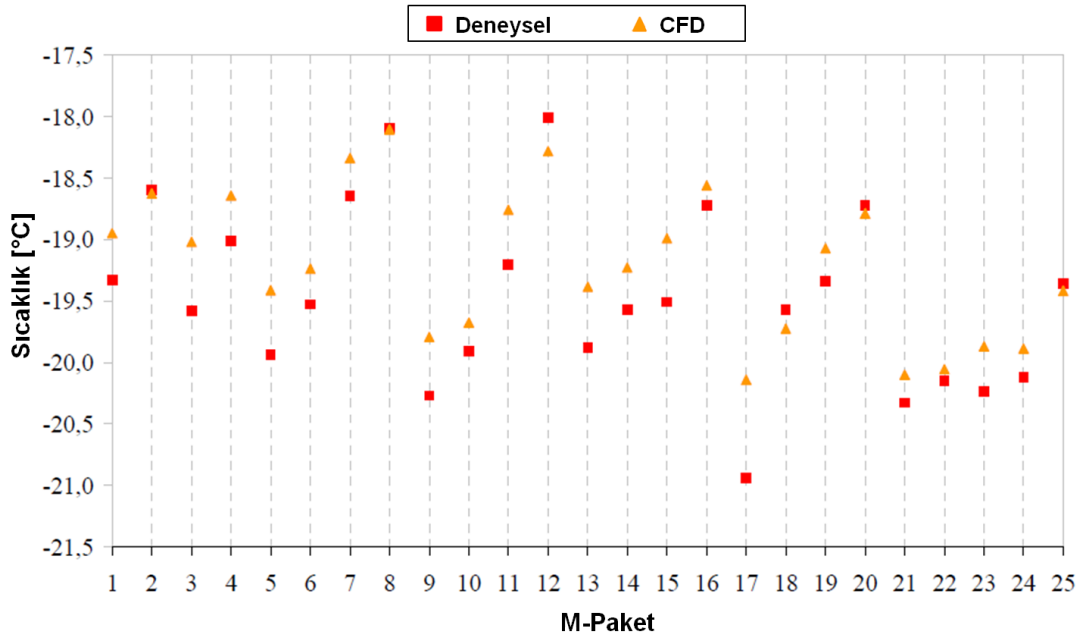
Bu ısı geçişi problemi için; kütle, momentum ve enerji denklemleri çözümü yapılmıştır. Çalışma zamanı çözümü için başlangıç koşulu olarak, enerji tüketimi deneyinde ölçülen durma zamanı sonu sıcaklıkları kullanılmıştır. Benzer şekilde, durma zamanı çözümü için de enerji tüketimi deneyinde ölçülen çalışma zamanı sonu sıcaklıkları kullanılmıştır.

CFD analizi sonucunda çalışma zamanı ve durma zamanı sonu için elde edilen paket sıcaklıkları Şekil 2.6'da gösterilmektedir. Çalışma zamanı sonunda en sıcak paketin hava emiş kanalı üzerindeki paket olduğu belirlenmiştir. Durma zamanı sonunda ise üst rafın ortasında bulunan paketin diğer paketlere göre daha sıcak olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 2.6 : (a) Çalışma zamanı sonunda ve (b) durma zamanı sonunda paket sıcaklık dağılımları.

Çalışma zamanı sonunda deneylerde elde edilen sıcaklık değerleri ile CFD analizi sonucunda elde edilen sıcaklık değerlerinin karşılaştırması şekilde verilmiştir. En yüksek paket sıcaklığı ile en düşük paket sıcaklığının farkı, deneysel ölçümlerde 3K olarak belirlenirken, CFD analizi sonucunda 2K olarak bulunmuştur. Ortalama paket sıcaklıkları dikkate alındığında ise, deneysel ölçümler ile CFD analizi arasında 0.3K fark görülmektedir. Sonuçlar incelendiğinde, deneysel ölçümler ile CFD analizinin uyumlu olduğu görülmektedir (Şekil 2.7).



Şekil 2.7 : Çalışma zamanı sonu için deneysel ölçümler ve CFD analizi ile belirlenen paket sıcaklıkları.

2.2 Buharlaştırıcıda Hava Tarafı Isı Geçişi Performansı ve Basınç Düşümü

Barbosa vd [10] rüzgar tüneline deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Rüzgar tüneline hava tarafında, hız kontrollü bir fan, giriş hava sıcaklığının ayarlanabilmesi için 400 W (en yüksek) gücünde PID kontrollü elektrikli bir ısıtıcı, 5 adet alüminyum lüleden oluşan bir set, buharlaştırıcı üzerinde ve lülelerdeki basınç düşümünü belirlemek amacıyla kullanılan iki adet fark basınç sensörü kullanılmıştır.

Rüzgar tüneli içerisine yerleştirilen buharlaştırıcı içerisinde dolaştırılan suyun sıcaklığını ve debisini kontrol etmek amacıyla bir su devresi kullanılmıştır. Su devresinde: hız kontrollü bir pompa, sıcaklık kontrollü bir su banyosu ve debi ölçüm cihazı kullanılmıştır. Buharlaştırıcı giriş ve çıkışında su sıcaklığını ölçmek amacıyla

T-tipi ısıl çift kullanılmıştır. Kurulan veri toplama sistemi aracılığıyla sıcaklık, basınç, bağıl nem ve su debisi verileri toplanmıştır.

Deneylerde 8 adet borulu-kanatlı alüminyum buharlaştırıcının performansları değerlendirilmiştir. Numuneler arasında: boru sıra sayısı, buharlaştırıcı uzunluğu, sıra başına kanat sayısı, boru ve kanatların yüzey alanları, kanat faktörü ve buharlaştırıcı kütlesi özellikleri fark göstermektedir.

Isı değiştiricide gerçekleşen ısı geçişi miktarı $\dot{Q}$, hava ve su tarafı için belirlenen ısı geçişi değerlerinin ortalaması olarak alınmıştır:

$$\dot{Q} = \frac{1}{2}(\dot{Q}_a + \dot{Q}_w) = \frac{1}{2}[\dot{m}_a c_{p,a}(T_{a,out} - T_{a,in}) + \dot{m}_w c_{p,w}(T_{w,out} - T_{w,in})] \quad (2.1)$$

Toplam ısıl iletkenlik logaritmik ortalama sıcaklık farkı yaklaşımı ile hesaplanmıştır:

$$UA = \frac{\dot{Q}}{F\Delta T_{lm}} = \frac{\dot{Q} \ln(T_{w,out} - T_{a,in}) / (T_{w,in} - T_{a,out})}{(T_{w,out} - T_{a,in}) - (T_{w,in} - T_{a,out})} \quad (2.2)$$

burada F ile gösterilen saf karşı akış düzeltme faktörü, yüksek su debisinin ısı değiştirici boyunca ihmal edilebilir bir sıcaklık düşüşüne ($\sim 0.5^\circ\text{C}$) getirmesinden dolayı birim değer olarak kabul edilmiştir.

Hava tarafı ısıl direncine göre tanımlanmış Colburn j-faktörü aşağıdaki gibidir:

$$j = \frac{\eta_o h_o}{G_{a,max} c_{p,a}} Pr_a^{2/3} \quad (2.3)$$

burada en büyük kütleli hava akısı değerini gösteren $G_{a,max}$, toplam kütleli hava debisinin, $\dot{m}_a$, en düşük kesit alanına, A_{min} , bölünmesiyle bulunmaktadır:

$$G_{a,max} = \dot{m}_a / A_{min} \quad (2.4)$$

en düşük kesit alanı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$A_{min} = DW - N_{fin} D t_{fin} - 2d_o W + 2d_o t_{fin} \quad (2.5)$$

burada D ısı değıştirici yüksekliğini, W ısı değıştirici genişliğini, N_{fin} ısı değıştiricideki kanat sayısını, t_{fin} kanat kalınlığını ve d_o boru dış çapını göstermektedir.

Hava tarafındaki basınç düşümüne göre, sürtünme faktörü şöyle tanımlanır:

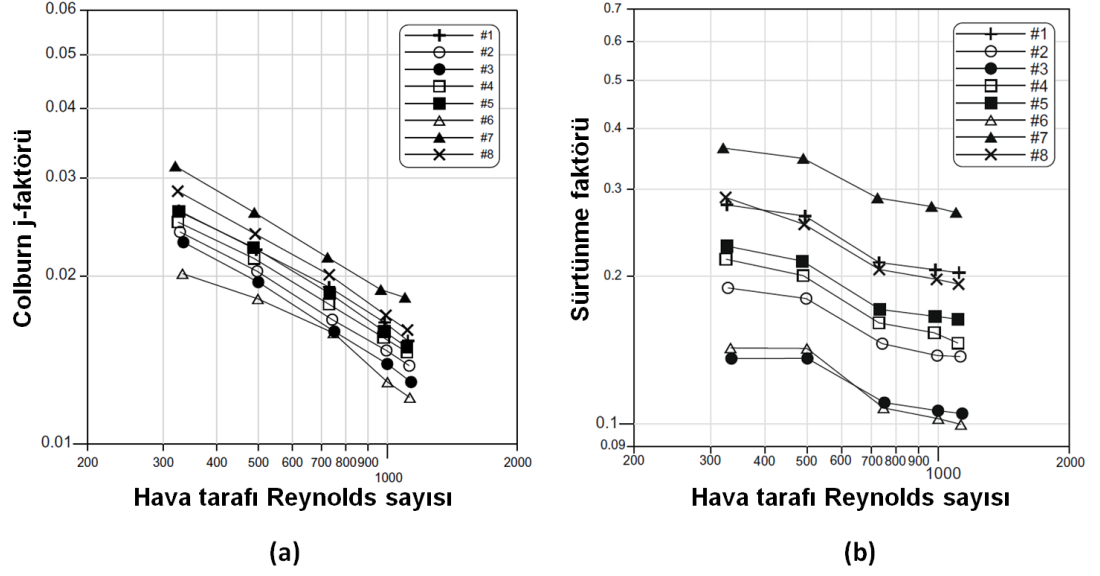
$$f = \frac{A_{min}}{A_o} \frac{\rho_a}{\rho_{a,in}} \left\{ \frac{2\Delta p_a \rho_{a,in}}{G_{a,max}^2} - \left(\frac{\rho_{a,in}}{\rho_{a,out}} - 1 \right) \left(1 + \frac{A_{min}^2}{A_f^2} \right) \right\} \quad (2.6)$$

Çalışma sonucunda, beklendiği gibi artan hava debisine karşılık basınç düşümünün de arttığı gözlenmiştir. Isı değıştiricideki kanat sayısı ve boru sıra sayısının, basınç düşümünde ve ısı geçişinde yarattığı etkiler belirlenmiştir.

Deneyisel çalışmalar sonunda belirlenen, farklı buharlaştırıcı numunelerine ait Colburn j-faktörü ve sürtünme faktörünün Reynolds sayısına bağı olarak aldığı değerler şekilde gösterilmektedir. Reynolds sayısı buharlaştırıcı boyunca en yüksek hava kütle akısına göre hesaplanmıştır:

$$Re_a = \frac{d_o G_{a,max}}{\mu_a} \quad (2.7)$$

burada, μ_a hava giriş ve çıkış ortalama sıcaklığına göre belirlenen viskozite değeridir.



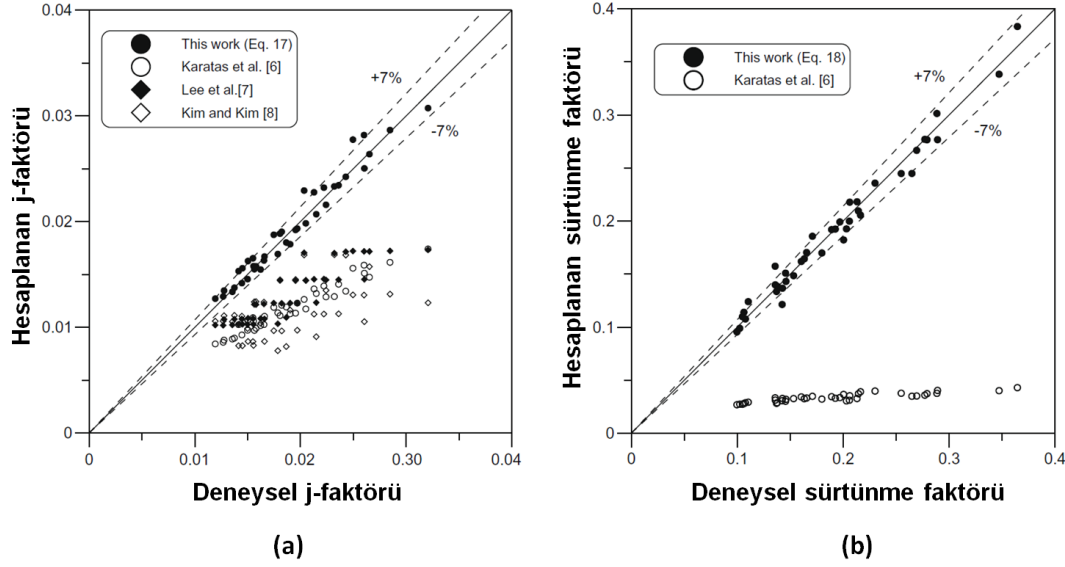
Şekil 2.8 : Hava tarafı Reynolds sayısı ile (a) Colburn j-faktörü ve sürtünme faktörü (b) ilişkisi.

Tüm deneysel çalışmaların sonucuna göre belirlenen ampirik Colburn-j faktörü ve sürtünme faktörü korelasyonları belirlenmiştir. Bu ifadeler, hava tarafı Reynolds sayısı, kanat faktörü ve kanat sıra sayısını içermektedir.

$$j = 0.6976 Re_a^{-0.4842} \varepsilon^{-0.3426} \quad (2.8)$$

$$f = 5.965 Re_a^{-0.2948} \varepsilon^{-0.7671} (N/2)^{-0.4436} \quad (2.9)$$

Hesaplanan ve deneysel olarak belirlenen Colburn-j faktörleri ile sürtünme faktörleri arasındaki ilişki, şekilde görüldüğü üzere $\pm 7\%$ 'lik hata bandında kalmaktadır.



Şekil 2.9 : Hesaplanan değerler ile (a) deneysel j-faktörü ve (b) sürtünme faktörü değerlerinin karşılaştırılması.

2.3 Buzdolabı Enerji Tüketimi Modeli Oluşturulması

Hermes vd. [11] çalışmasında, buhar sıkıştırırmalı "çalışma-durma" kontrollü buzdolaplarının enerji performanslarının belirlenmesi için basitleştirilmiş bir model oluşturulmuştur. Modelin geliştirilmesi ve doğrulanması için, sistem ve parça çalışma koşullarının kontrol edildiği ve ölçüldüğü deneysel çalışma da yapılmıştır.

Oluşturulan matematiksel modelde, soğutma sistemi aşağıda listelenen alt parçalara bölünerek incelenmiştir:

- Kompresör
- Isı değiştiriciler (buharlaştırıcı ve yoğusturucu) ve bunların fanları
- Kılcal boru-dönüş borusu ısı değiştiricisi
- Soğutulan bölmeler

Buzdolabının enerji tüketimi hesabı, toplam güç tüketimi bir çalışma döngüsü süresince entegre edilerek hesaplanır. Isıl yük ve soğutma kapasitesinin döngüsel rejim halinde neredeyse sabit olduğu kabul edilerek çalışma oranı belirlenmiştir. Çalışma oranı bilgisi kullanılarak da enerji tüketimi hesaplanabilir. Çalışma oranı, τ , aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$\tau = \frac{t_{on}}{t_{on} + t_{off}} \cong \frac{Q_t}{Q_e} \quad (2.10)$$

burada t_{on} , t_{off} , Q_t ve Q_e ile gösterilen büyüklükler sırasıyla buzdolabının çalışma süresi, buzdolabının durma süresi, ısı yük ve soğutma kapasitesidir.

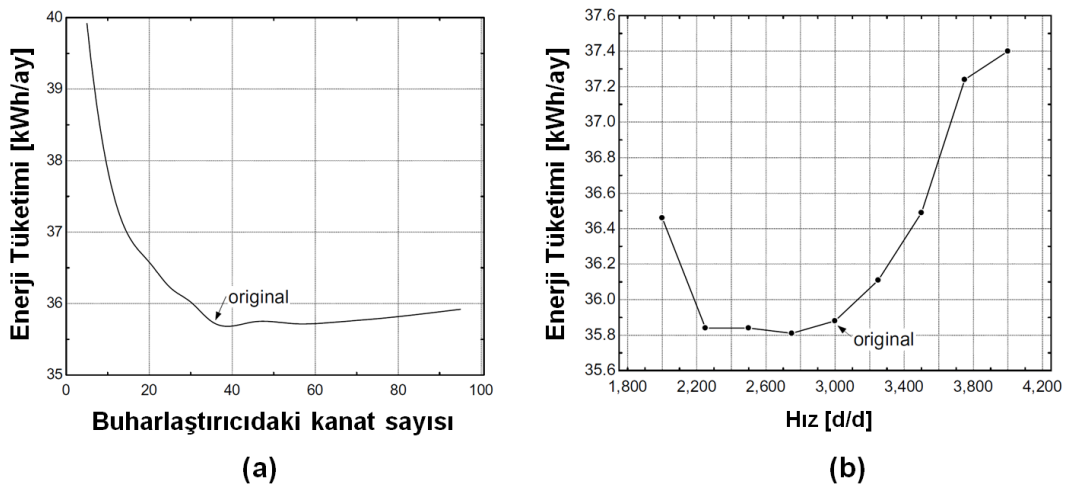
Aylık enerji tüketimi, [kWh/ay] cinsinden kolayca hesaplanabilir:

$$EC = \frac{0.72}{t_{on} + t_{off}} \int_0^{t_{on}+t_{off}} \left(\sum W \right) dt \cong 0.72 \cdot \tau (W_k + W_{ef} + W_{cf}) \quad (2.11)$$

Buradaki W_k , W_{ef} ve W_{cf} sembolleri kompresör, buharlaştırıcı fanı ve yoğuşturucu fanı tarafından ihtiyaç duyulan Watt cinsinden gücü göstermektedir.

Kararlı hal simülasyonu kullanılarak basitleştirilmiş enerji tüketimi tahmini metodolojisi oluşturulmuş ve deneysel enerji tüketimi verisi ile onaylanmıştır. Daha düşük kapasiteli kompresör kullanımı ve yoğuşturucuya 6 pas daha boru eklenmesi ile ürünün enerji tüketiminin %7.5 kadar düşürülebileceği gösterilmiştir.

Hesaplamalarda elde edilen veriler, en düşük enerji tüketimi değerine ulaşılmasını sağlayan belirli bir buharlaştırıcı kanat sayısı ve buharlaştırıcı fan hızı değeri bulunduğunu göstermektedir (Şekil 2.10).



Şekil 2.10 : (a) Buharlaştırıcıdaki kanat sayısının ve (b) buharlaştırıcı fanı hızının enerji tüketimine etkisi.

2.4 Dondurucuda Enerji Tüketimini Etkileyen Parametreler

Poyraz [12] tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada, iki kapılı buzdolabının dondurucu bölmesi incelenmiştir. Enerji tüketimine etki eden parametreler olarak buharlaştırıcı sıcaklığı ve buharlaştırıcıdan geçirilerek kabine üflenen hava debisi seçilmiştir. Bu parametrelerin buzdolabı çalışma oranına olan etkisi belirlenerek enerji tüketimi çıkarımı yapılabilmektedir. Oluşturulan deney düzeneğinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sonucunda buzdolabı enerji tüketimini buharlaşma sıcaklığı ve hava debisinin nasıl etkilediği belirlenmiştir.

Çalışma oranı olarak tanımlanan büyüklük, termostat kontrollü bir soğutucu bölmenin istenilen sıcaklık aralığında tutulabilmesi amacıyla soğutma devresinin çalışma uzunluğunun bir ölçüsünü vermektedir (Denklem 2.12).

$$RT = \frac{t_{\text{çal}}}{t_{\text{çal}} + t_{\text{dur}}} \quad (2.12)$$

Deney düzeneği, iki bölmeli bir buzdolabının dondurucu bölmesini içermektedir. Dondurucu bölme, standarda göre [6] paket yüklü halde iken seçilen parametreler olan buharlaşma sıcaklığı ve hava debisinin farklı değerlerinde çalışma oranı değerleri incelenmiştir. Deneylerin gerçekleştirildiği kabin Şekil 2.11'de görülmektedir. Karlanma yapmayan (NF) olarak nitelendirilen dondurucu bölme, kanatlı-borulu bir buharlaştırıcı ve eksenel bir fan ile sağlanan zorlanmış hava akışı yardımıyla soğutulmaktadır.



Şekil 2.11: Dondurucu bölmenin (a) boş ve (b) paket yüklü durumu.

Deney düzeneğinde kontrollü deney şartlarını oluşturabilmek amacıyla aşağıdaki parçalar kullanılmıştır:

- Değişken hızlı kompresör (VCC)
- Kısılma vanası + kılcal boru
- Su soğutmalı yoğusturucu
- Su soğutmalı aşırı soğutma ısı değıştiricisi
- Su şartlandırma sistemi
- Kontrol ve veri toplama sistemi

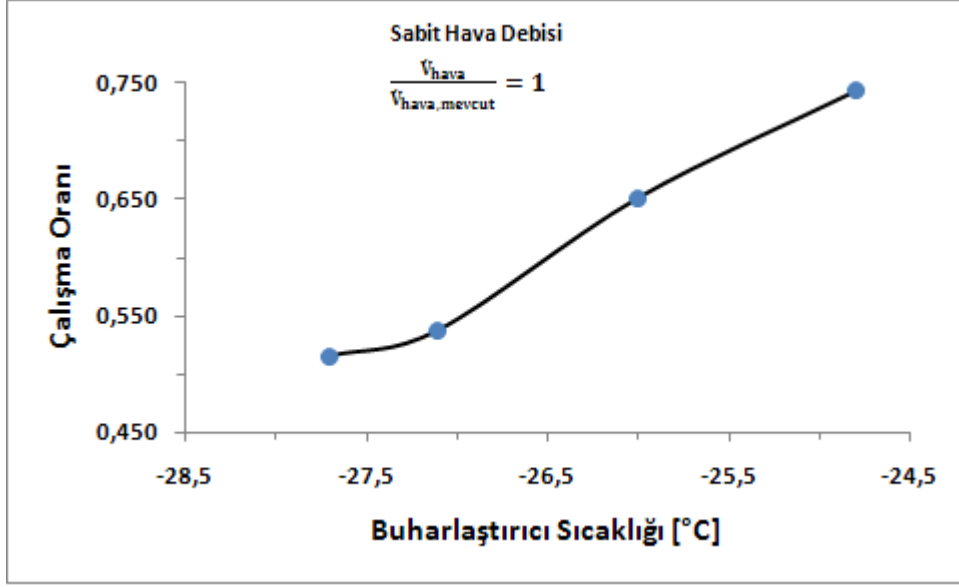
Deney düzeneğinde 4 farklı hava debisi ve 4 farklı buharlaştırıcı sıcaklığının sağlandığı deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerin gerçekleştirildiği koşullar Çizelge 2.1'de gösterilmektedir.

Çizelge 2.1 : Deneylerin gerçekleştirildiği parametrelerin değeri.

Hava Debisi	Buharlaştırıcı Sıcaklığı
$\dot{V}_{\text{hava}}/\dot{V}_{\text{hava,mevcut}}$	$T_{\text{buh}} [^{\circ}\text{C}]$
0.8	-25
1	-26
1.2	-27
1.4	-28

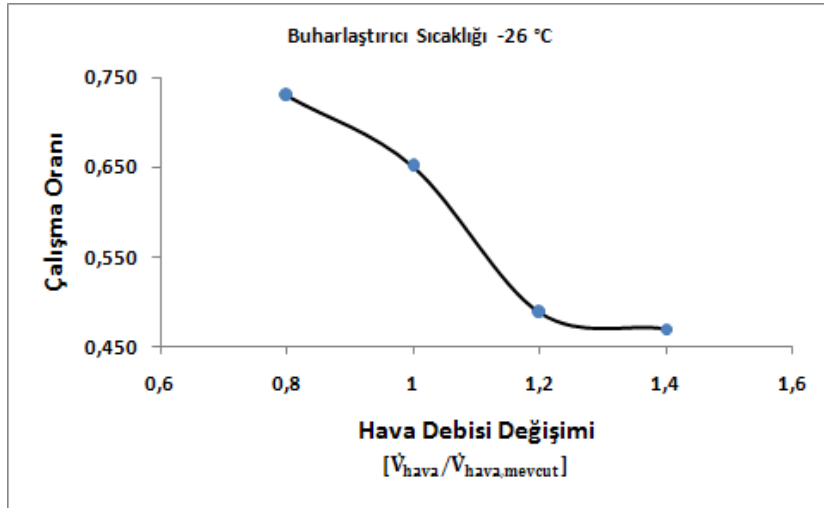
Soğutma sisteminin çalışma/durma kontrolü, kabindeki paket sıcaklıklarına bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Seçilen deney noktalarında, dondurucu bölmedeki en yüksek ölçüm paketi sıcaklığı -18°C 'yi aşmayacak şekilde soğutmanın sağlandığı durumlar için çalışma oranları belirlenmiştir.

Deneyler sonucunda, artan buharlaştırıcı sıcaklığının çalışma oranını arttırdığı gözlenmiştir (Şekil 2.12). Bunun sebebi, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla beraber soğutma kapasitesinin azalması ve kabinin daha yavaş soğutulmasıdır.



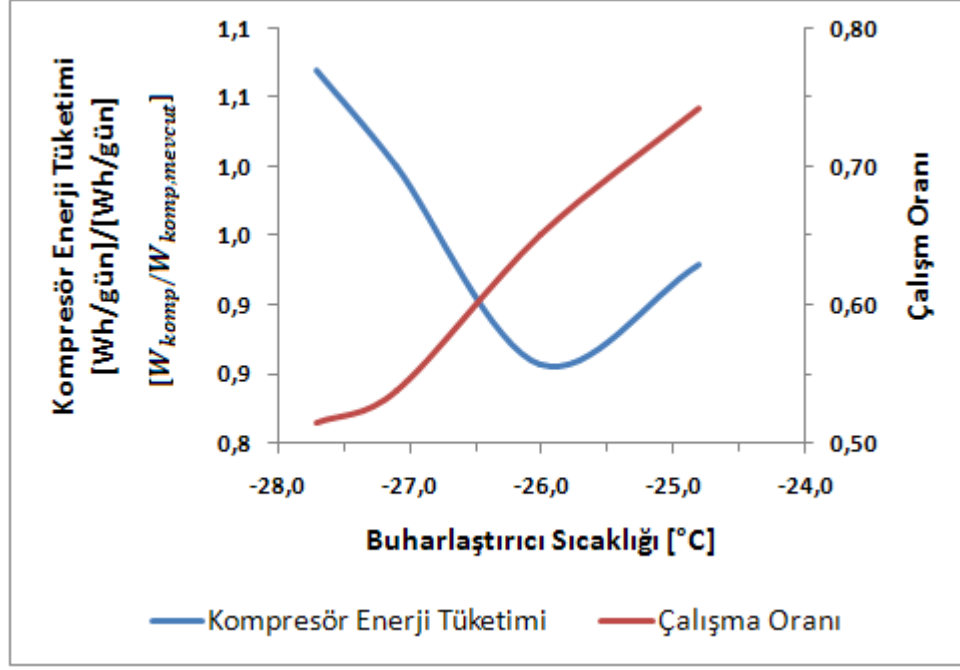
Şekil 2.12 : Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak çalışma oranı değişimi.

Buharlaştırıcı üzerinden geçirilerek dondurucu bölmeye tekrar üflenen hava debisinin incelenmesi sonucunda ise, artan hava debisinin çalışma oranını düşürdüğü gözlenmiştir. Bunun sebebi olarak da, sabit buharlaşma sıcaklığı için hava debisinin artması ile beraber soğutma kapasitesinin de artması ve paketlerin daha hızlı soğutulabilmesi gösterilmiştir.



Şekil 2.13 : Hava debisine bağlı olarak çalışma oranı değişimi.

Buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör enerji tüketimine etkisi incelendiğinde ise, çalışma oranı etkisi ile beraber kompresör giriş gücü değeri de değiştiğinden dolayı enerji tüketimi ile çalışma oranı arasında bir doğru orantı görülmemektedir (Şekil 2.14). Çalışma oranının nispeten yüksek olduğu -26°C buharlaşma sıcaklığı civarında en düşük enerji tüketimi değerine ulaşıldığı görülmektedir.

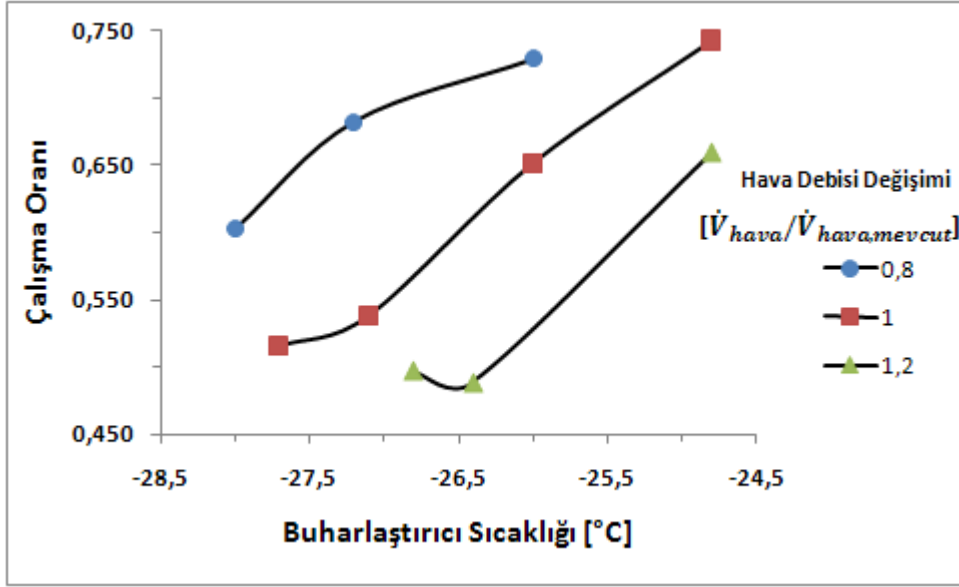


Şekil 2.14 : Buharlaştırıcı sıcaklığının çalışma oranı ve kompresör enerji tüketimine etkisi.

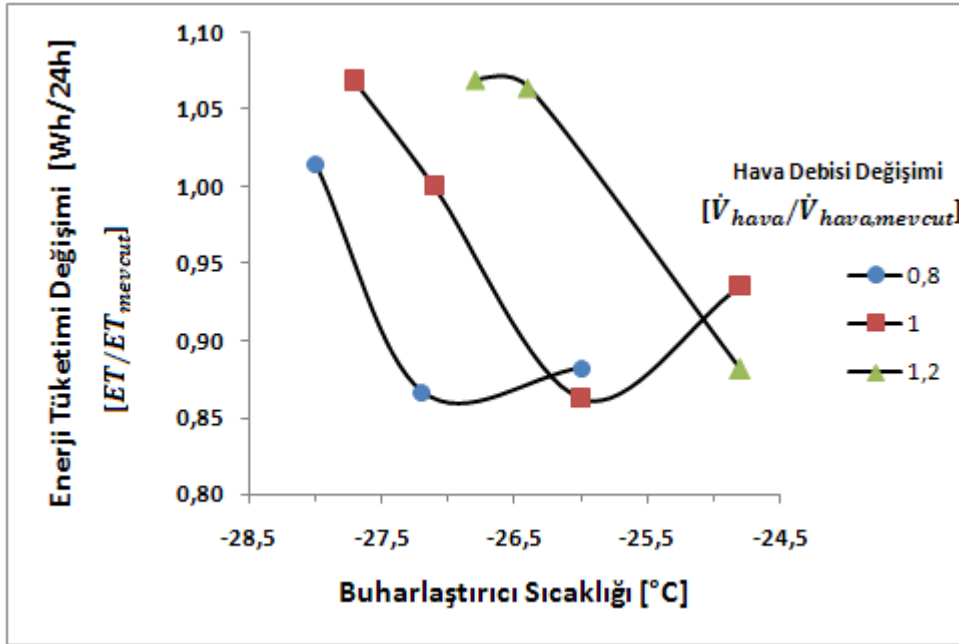
Buharlaştırıcı sıcaklığı ile beraber hava debisi ve buharlaştırıcı fanının çektiği güç değeri de dikkate alındığında, dondurucu bölmenin toplam enerji tüketimi değeri hesaplanabilmektedir (Denklem 2.13).

$$ET_{kabin} = RT \times (W_{komp} + W_{fan}) \times 24h [Wh/gün] \quad (2.13)$$

Dondurucu bölmenin farklı hava debileri ve buharlaştırıcı sıcaklıkları için çalışma oranı incelendiğinde, Şekil 2.15'de görülen dağılım ortaya çıkmaktadır. Bu veriden yola çıkılarak da, Denklem 2.13'te verilen bağıntı kullanılarak dondurucu kabinin toplam enerji tüketimi değeri hesaplanabilmektedir (Şekil 2.16).



Şekil 2.15 : Buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak gösterilen çalışma oranı.



Şekil 2.16 : Buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak gösterilen dondurucu kabin enerji tüketimi.

Deneyler sonucunda elde edilen bağımlı ve bağımsız değişkenler arasındaki ilişkiyi kurabilmek için boyut analizinden yararlanılarak bir regresyon modeli oluşturulmuştur. Dondurucu kabin çalışma oranına etki eden 9 adet boyutlu sayı kullanılarak oluşturulan 3 adet boyutsuz sayı yardımı ile çalışma oranı için bir model oluşturulmuştur. Modelde kullanılan boyutsuz sayılar:

$$\pi_1 = \frac{UA_{kabin} \times (T_{ortam} - T_{paket,ort})}{\dot{m}_{soğ} \times \Delta h_{buh}} \quad (2.14)$$

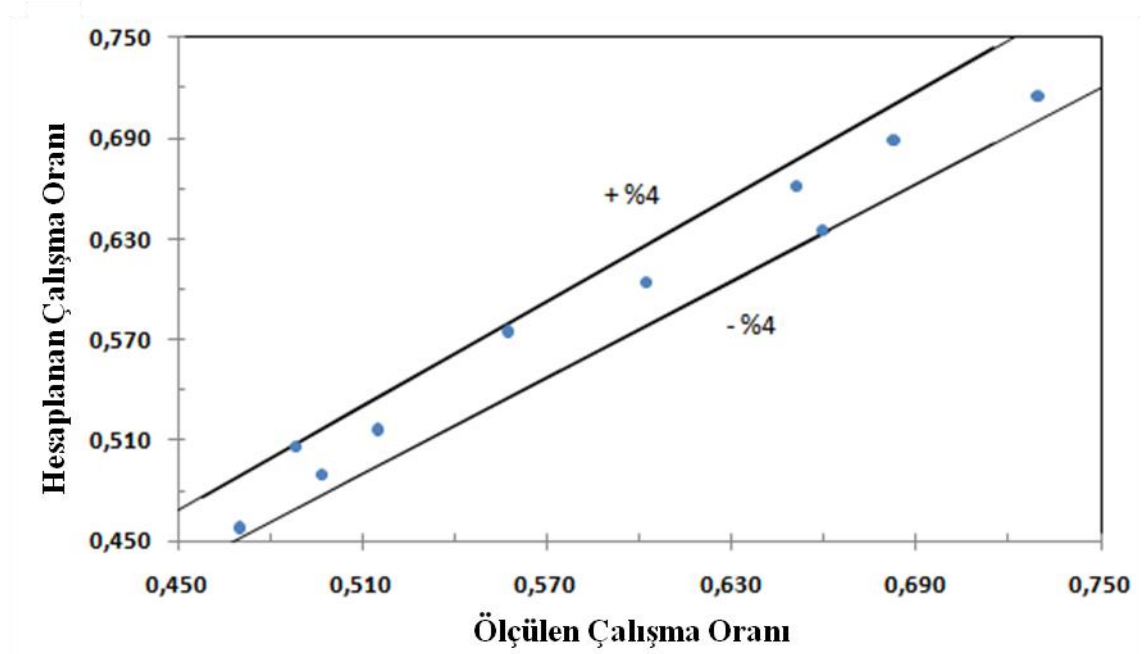
$$\pi_2 = \frac{T_{üf,ort}}{T_{buh}} \quad (2.15)$$

$$\pi_3 = \frac{\dot{V}_{hava}}{15} \quad (2.16)$$

Minitab yazılımı kullanılarak gerçekleştirilen regresyon sonucunda aşağıdaki şekilde bir ilişki kurulmuştur:

$$\ln(RT) = a_1 + a_2 \times \ln(\pi_1) + a_3 \times \ln(\pi_2) + a_4 \times \ln(\pi_3) \quad (2.17)$$

Buradaki a_1 , a_1 , a_1 ve a_1 katsayılarının belirlenmesiyle oluşturulan çalışma oranı modeli ile hesaplanan çalışma oranları ile deneyler ile belirlenen çalışma oranları arasındaki hata $\pm\%4$ olarak belirlenmiştir (Şekil 2.17).



Şekil 2.17 : Ölçüm ve hesaplama ile belirlenen çalışma oranlarının karşılaştırılması.

3. BUZDOLABI ENERJİ TÜKETİMİ

Günümüzde evsel enerji tüketiminin önemli bir bölümünü oluşturan buzdolaplarının daha verimli hale getirilmesi için üreticiler ve araştırma merkezleri tarafından çeşitli çalışmalar yürütülmektedir. Bu çalışmalar sonucunda ortaya çıkan ürünlerin enerji verimliliğinin tüketici tarafından açık bir şekilde anlaşılabilmesi ve kolaylıkla karşılaştırılabilmesi için enerji verimlilik sınıfları oluşturulmuştur. Avrupa Birliği dahilindeki ülkelerde geçerli olan enerji etiketleme sisteminde, enerji verimlilik sınıflarının üzerlerinde bulunan etiketlerde belirtilmesi mecburidir. Örnek bir enerji verimlilik sınıfı etiketi Şekil 3.1'de görülmektedir.



Şekil 3.1 : Buzdolabı enerji verimlilik sınıfı etiketi örneği.

Buzdolabı enerji verimlilik sınıfları, ilgili yönergede belirtilen hesaplamalar gerçekleştirilerek belirlenmektedir [13]. Enerji verimlilik sınıfı hesaplamalarında kullanılan enerji tüketimi ve bölme hacimleri gibi değerler, Avrupa'da geçerli standartta [5] belirtilen şekilde ölçümler gerçekleştirilerek belirlenir. Enerji tüketimi

3.1.2 Saklama sıcaklıkları

Buzdolabının enerji tüketimi ölçümü süresince her bölmesinin gerekli saklama sıcaklık şartını sağlaması beklenmektedir. Standartta izin verilen en yüksek bölme saklama sıcaklıkları Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Enerji tüketimi ölçümünde bölme sıcaklıkları.

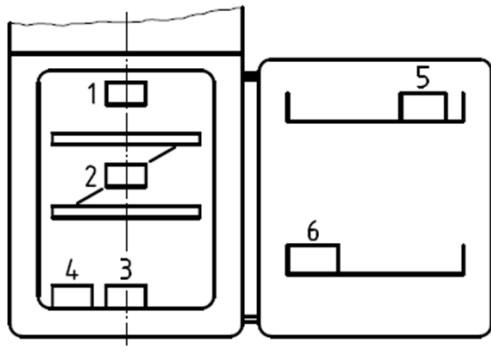
Bölme Saklama Sıcaklığı	İzin Verilen En Yüksek Değer [°C]
t^{***}	-18
t^{**}	-12
t_{ma}	+5
t_{cma}	+12
t_{cc}	+3

Belirtilen saklama sıcaklıklarından:

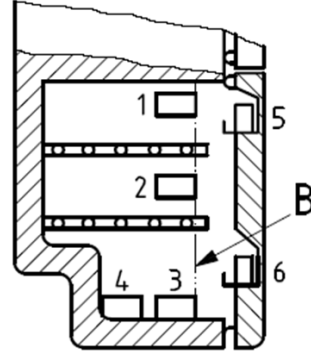
- t^{***} , dondurucu bölmedeki en yüksek M-paket sıcaklığını,
- t^{**} , iki yıldızlı bölmedeki en yüksek M-paket sıcaklığını,
- t_{ma} , taze gıda saklama bölümü ortalama sıcaklığını,
- t_{cma} , kiler bölümü ortalama sıcaklığını,
- t_{cc} , soğutma bölümü sıcaklığını belirtmektedir.

Sıcaklık ölçümlerinde kullanılan ölçüm sistemi ve sensörlerin toplam belirsizliği ± 0.5 K'yi aşmamalıdır. Enerji tüketimi ölçümü boyunca 60 saniyeyi geçmeyecek aralıklarla sıcaklık bilgisi kayıt edilmelidir.

Çalışmada kullanılan buzdolabında, bahsi geçen bölmelerden dondurucu bölme, taze gıda bölümü ve soğutucu bölme bulunmaktadır. Standartta belirtildiği üzere, buzdolabının dondurucu ve donmuş gıda saklama bölmeleri, bölme hacminin izin verdiği ölçüde paket yüklü olmalıdır. Bölme içerisinde en yüksek sıcaklıkların beklendiği yerlerde M-paket adı verilen ölçüm paketleri bulunmalıdır (Şekil 3.3). M-paketlerin geometrik merkezlerine yerleştirilen bir sıcaklık sensörü, ölçüm süresi boyunca sıcaklık bilgisi kaydedilebilmesini sağlar.



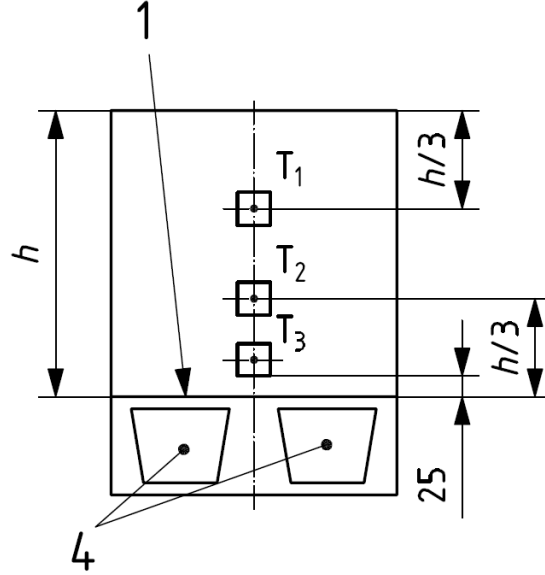
Önden görünüş, kapı açık



Yandan kesit görünüş

Şekil 3.3 : Örnek M-paket yerleştirme yerleri.

Taze gıda saklama bölümü içerisinde, bakır veya pirinç silindir aracılığı ile T_1 , T_2 ve T_3 olarak adlandırılmak üzere 3 adet noktadan sıcaklık bilgisi alınır (Şekil 3.4). Sıcaklık alınan noktalar, buzdolabı arka duvarın iç yüzeyi ile kapı iç yüzeyinin ortasında yer almalıdır. T_1 , T_2 ve T_3 sıcaklıklarının çalışma döngüsü boyunca alınan ortalaması sırasıyla t_{1m} , t_{2m} ve t_{3m} olarak belirlenir ve bu değerlerin aritmetik ortalaması olan t_{ma} değeri hesaplanır.

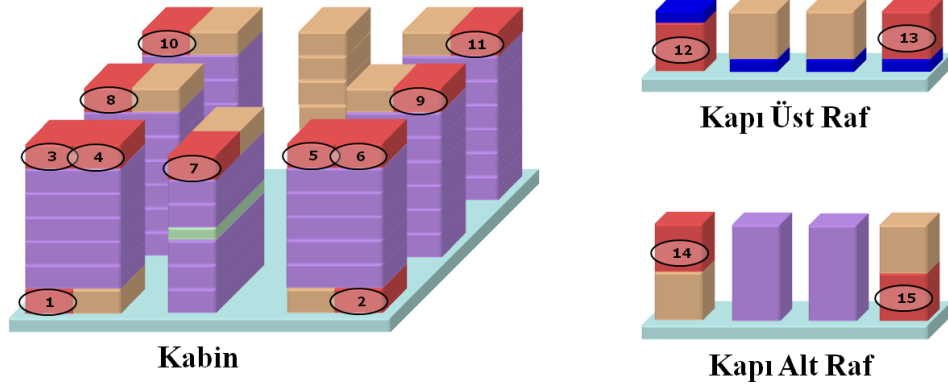


Şekil 3.4 : Taze gıda bölümü sıcaklık ölçüm noktaları.

3.2 İki Bölmeli Buzdolabı Enerji Tüketimi Ölçümü

Deney düzeneğinde kullanılan dondurucu bölmenin ait olduğu iki bölmeli buzdolabının enerji tüketiminin belirlenmesi ve çalışma parametrelerinin incelenmesi amacıyla enerji tüketimi deneyi gerçekleştirilmiştir. Bu ölçüm sonucunda belirlenen parametreler, daha sonra deney düzeneğinde kullanılacak parametreler için referans olacak ve deney sonuçlarının karşılaştırılmasında kullanılacaktır.

Ölçümün gerçekleşebilmesi için, dondurucu bölme uygun şekilde ölçüm paketleri ile doldurulmuş ve istenilen M-paketlerden sıcaklık verisi toplanmıştır. Paket yükleme planı Şekil 3.5'te görülmektedir.



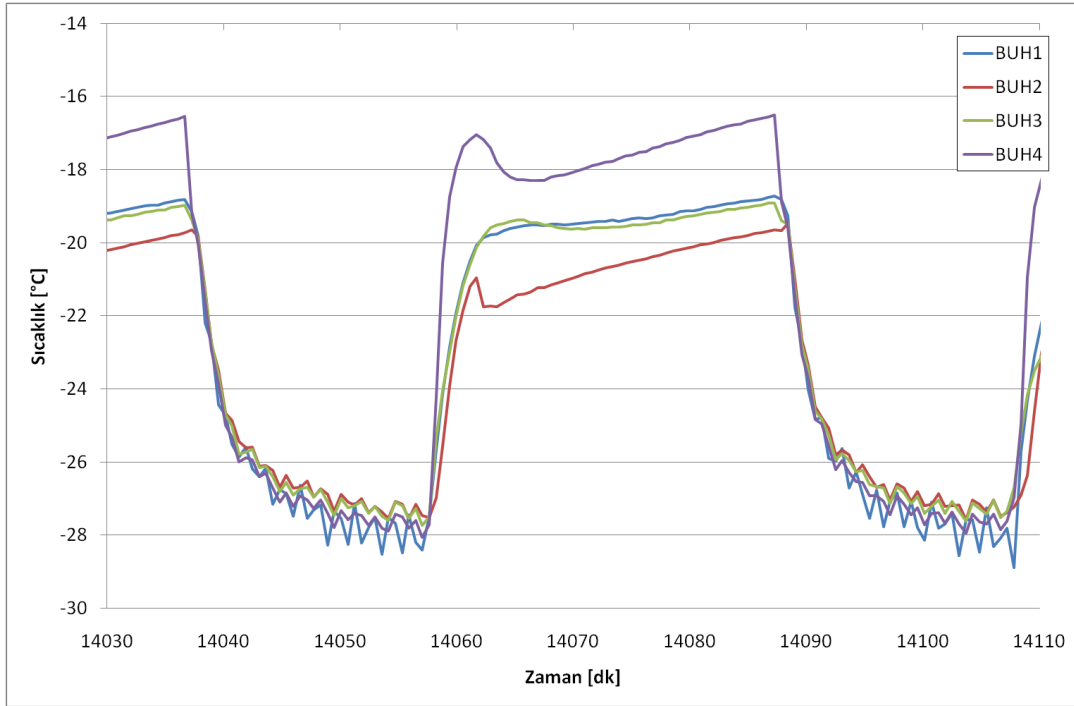
Şekil 3.5 : Dondurucu bölme paket yükleme planı.



Şekil 3.6 : Dondurucuda (a) kabin ve (b) kapıya yüklenen paketler.

Standartta belirtilen saklama sıcaklıklarının sağlandığı durum için sistem sıcaklıkları incelendiğinde, buharlaştırıcı yüzeyinden alınan sıcaklıkların çalışma zamanında 27°C civarında olduğu belirlenmiştir (Şekil 3.7). Bu değer, deney düzeneğinde

gerçekleştirilen deneylerde referans olarak alınmış, bu sıcaklıktan daha düşük ve daha yüksek buharlaşma sıcaklıkları için çalışma oranı değerleri belirlenmiştir.

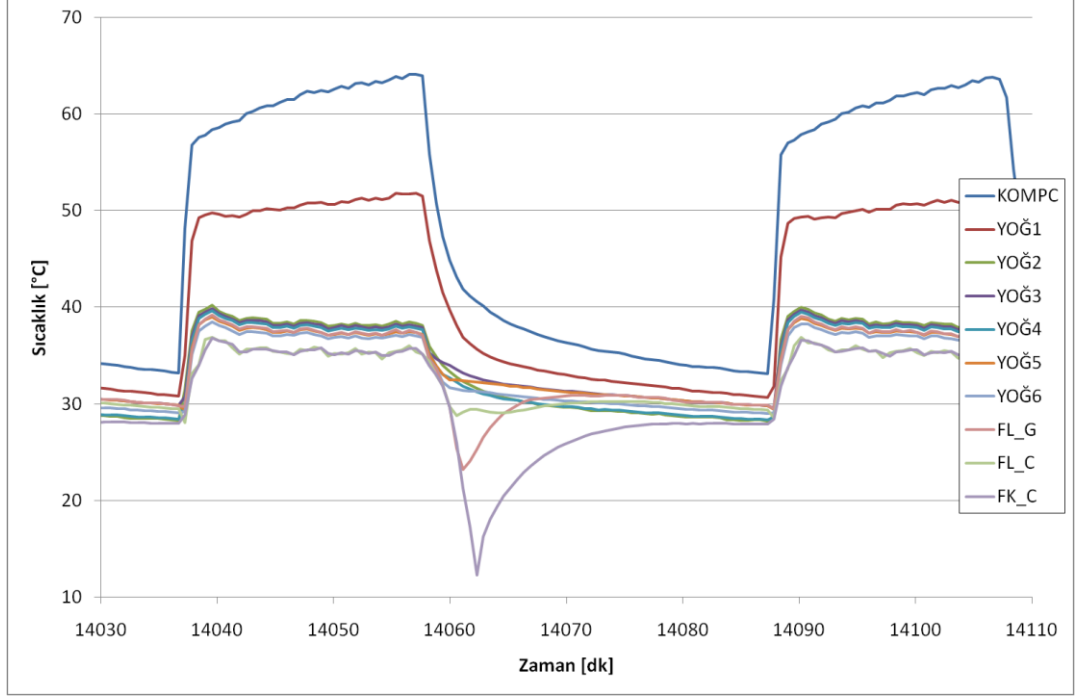


Şekil 3.7 : Buharlaştırıcı sıcaklıkları.

Şekil 3.7'de de görüldüğü üzere, döngüsel çalışan buzdolabında, kompresörün çalışmaya başlamasıyla birlikte buharlaştırıcı sıcaklığı düşmekte ve belli bir değere yakınsamaktadır. Çalışma zamanının başında, sistem sıcaklıklarının hızlı bir şekilde değiştiği kısım geçici rejim olarak adlandırılıp, bu kısımdaki sistem davranışı çalışmalar kapsamında ihmal edilmiştir. Geçici kısım haricinde kalan ve sistem sıcaklıklarının daha az değişiklik gösterdiği kısım, çalışma zamanı parametrelerinin belirlenmesinde kullanılmıştır.

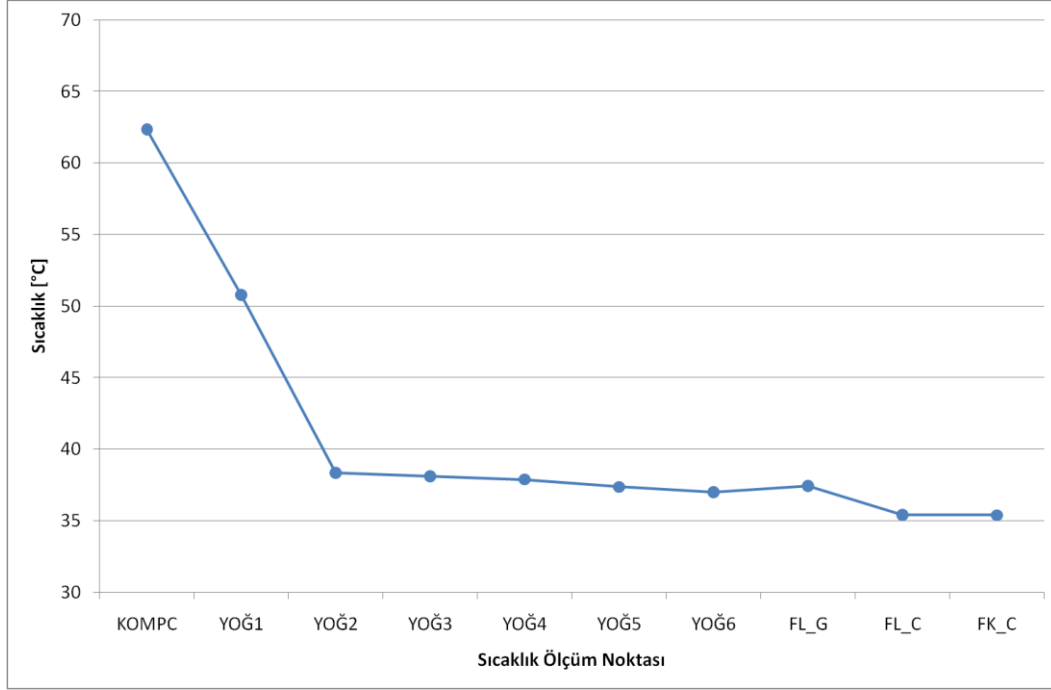
Buzdolabında, hava soğutmalı bir yoğuşturucu bulunmaktadır. Kompresörden gaz fazında çıkan sıcak soğutucu akışkan yoğuşturucu borusunun içerisinden akarken, yoğuşturucu boru dışından bir fan yardımıyla üflenilen ortam havası aracılığıyla soğutucu akışkandan ısı çekilmektedir. Isısını ortama atan soğutucu akışkan burada yoğuşmakta ve daha sonra flanş hattında aşırı soğutmaya uğradıktan sonra filtre-kurutucuya girmektedir. Enerji tüketimi deneyi sırasında yoğuşma hattı üzerinde bulunan T-tipi ısıl çiftler yardımıyla sıcaklık bilgisi alınmıştır. Yoğuşma tarafı sıcaklıkları Şekil 3.8'da gösterilmektedir. Şekilde gösterilen eğrilerden: KOMPC, FL_G, FL_C ve FK_C sırasıyla kompresör çıkış, flanş hattı giriş, flanş hattı çıkış ve

filtre-kurutucu çıkış sıcaklıklarını göstermektedir. YOĞ1, YOĞ2, YOĞ3, YOĞ4, YOĞ5, YOĞ6 ile gösterilen sıcaklıklar ise yoğuşturucu borusu boyunca yüzeyden alınan sıcaklıkları göstermektedir.



Şekil 3.8 : Yoğuşma tarafı sıcaklıkları.

Şekil 3.9'de de görüldüğü üzere, çalışma zamanının kararlı hale ulaştığı süre içerisinde yoğuşturucu boru boyunca sıcaklığın çok az değiştiği bir uzunluk bulunmaktadır. Bu uzunluk boyunca, içerideki soğutucu akışkan sabit basınçta yoğuştuğundan dolayı sıcaklığı değişmemektedir. Bu bilgiye dayanarak ve yoğuşturucu borusunun ısıl direnci ihmal edilerek, bu buzdolabında soğutucu akışkanın yoğuşma sıcaklığının 38°C olduğu söylenebilmektedir.

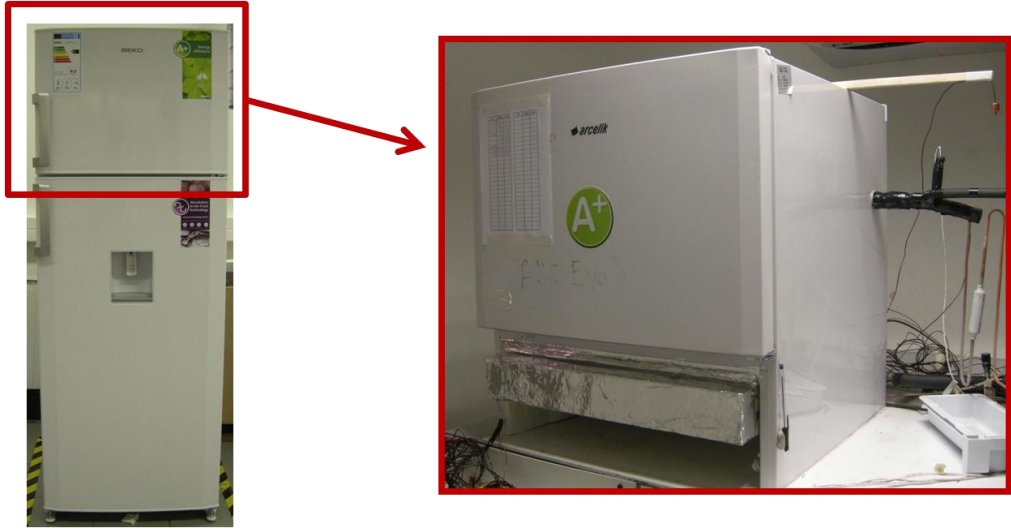


Şekil 3.9 : Yoğuşma hattı boyunca kararlı hal sıcaklıkları.

Enerji tüketimi ölçümü sonunda, buzdolabının enerji tüketimi değeri belirlenmiş ve çalışma oranı yaklaşık olarak %40 olarak saptanmıştır. Dondurucu bölmede hava emiş ve üfleme sıcaklıkları sırasıyla -20°C ve -24°C olarak belirlenmiştir. Bu sıcaklıklar, kararlı çalışma hali boyunca emiş ve üfleme delikleri üzerinden alınan hava sıcaklıklarının ortalaması alınarak belirlenmiştir.

4. DENEY DÜZENEGİ

Tez çalışması kapsamında oluşturulan modele veri sağlamak ve hesaplama sonuçlarını kıyaslayabilmek amacıyla parametrik çalışmaların gerçekleştirilebileceği bir deney düzeneği oluşturulmuştur. Deney düzeneğinde gerçekleştirilen deneylerde, dondurucu bölmedeki soğutma performansı incelenmiştir. Deneylerde, soğutucu bölmedeki soğutma etkisi dikkate alınmamıştır. Bu amaçla, iki kapılı bir buzdolabının soğutucu bölümü kesilip ayrılarak, dondurucu bölümü deney düzeneğinde kullanılmıştır. Düzenekte kullanılan dondurucu bölme Şekil 4.1'de gösterilmektedir



Şekil 4.1 : Düzenekte kullanılan buzdolabı dondurucu bölümü kabini.

4.1 Deney Düzeneği Bölümleri

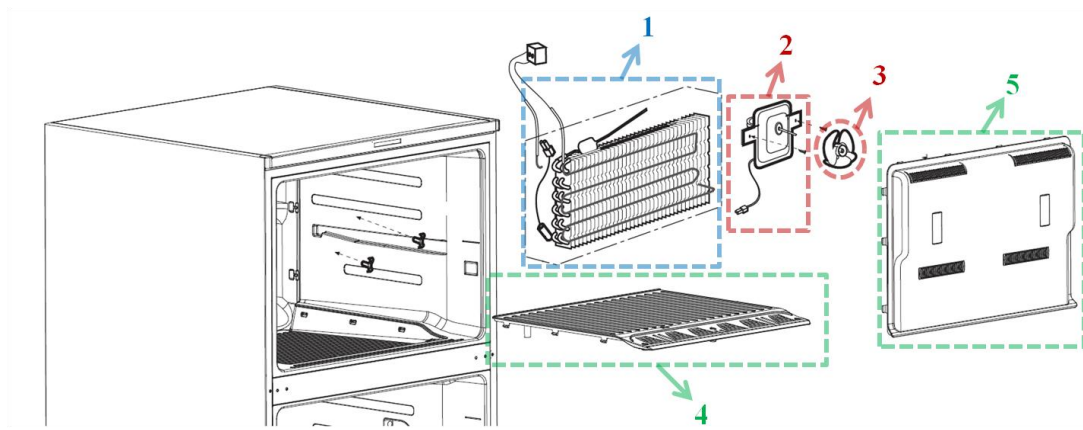
Deney düzeneği temel olarak 4 bölümden oluşmaktadır:

- Dondurucu kabin
- Soğutma sistemi
- Su şartlandırma sistemi
- Kontrol ve veri toplama sistemi

4.1.1 Dondurucu kabin

Deney düzeneğinde kullanılan dondurucu kabin, iki kapılı NF (no frost, buz yapmayan) bir buzdolabına aittir. İncelenen iki kapılı buzdolabı, dondurucu ve soğutucu olmak üzere iki farklı bölmeden oluşmaktadır. Bu iki bölme arasında hava geçişi olmayıp, iki ayrı buharlaştırıcı ve hava dağıtım sistemi aracılığıyla soğutulmaktadırlar.

Deney düzeneğinde, sadece dondurucu kabin içerisindeki soğutma performansı incelendiğinden dolayı soğutucu bölme yer almamaktadır. Dondurucu bölme buharlaştırıcısı, oluşturulan düzeneğin soğutma hattına bağlanarak kontrollü buharlaştırıcı koşulları elde edilmiştir. Dondurucu bölme içerisinde buharlaştırıcının yanı sıra, hava hareketini sağlama amacıyla bir adet eksenel fan ile beraber hava emiş ve dağıtım kanalları da kullanılmaktadır. Tüm bu parçalar patlatılmış resimde görülmektedir (Şekil 4.2).



Şekil 4.2 : Dondurucu bölme patlatılmış resmi.

Şekil 4.2'de numaralandırılmış olarak gösterilen parçalar: (1) buharlaştırıcı, (2) fan motoru, (3) eksenel fan, (4) emiş kanalı kapağı ve (5) üfleme kanalı kapağıdır.

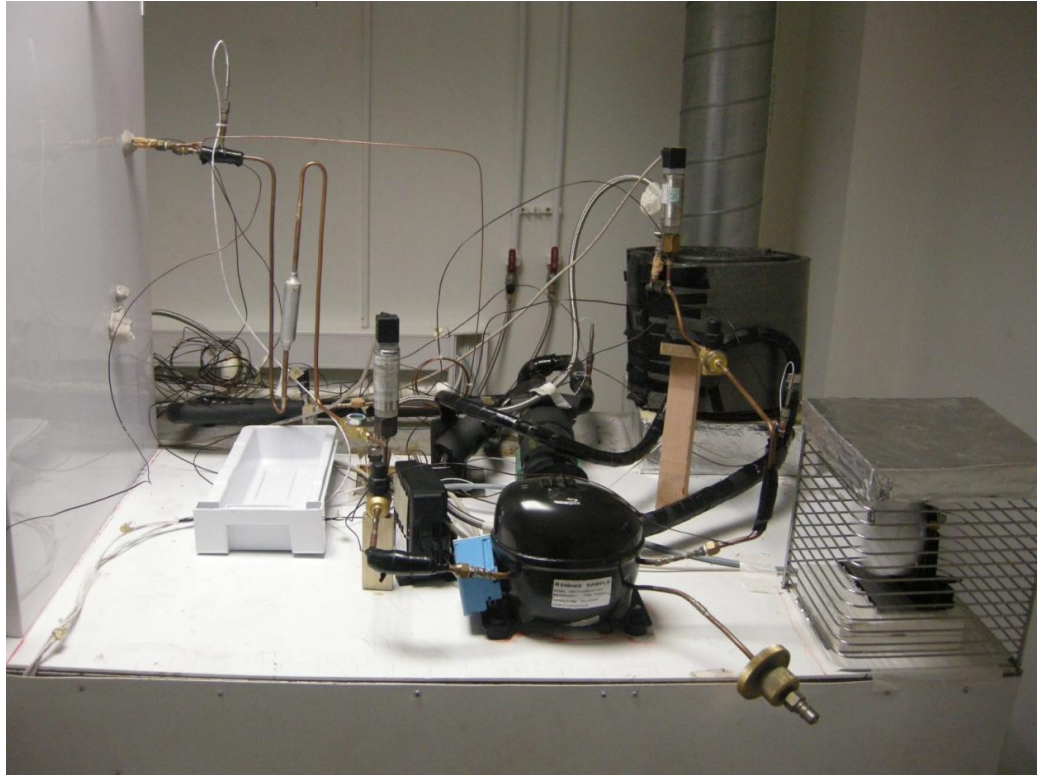
Dondurucu bölmede kullanılan buharlaştırıcı, kanatlı-borulu bir ısı değişirici tipindedir. Boru içerisinde geçen soğutucu akışkan, boru dışından geçirilen hava yardımıyla buharlaştırılmaktadır. Çalışma sırasında buharlaştırıcı yüzeyinin düşük sıcaklıkta olmasından dolayı, kabin içerisindeki havada bulunan nem, buharlaştırıcı üzerinden geçerken boru ve kanatlarda karlanmaya yol açmaktadır. Bu karlanmayı kontrol edebilmek amacıyla, buharlaştırıcı etrafına sarılı bulunan elektrikli ısıtıcı belirli aralıklarla çalıştırılarak buharlaştırıcı yüzeyinde biriken kar eritilmektedir.

Biriken karlanmanın eritilmesi ile ortaya çıkan su, buharlaştırıcının alt tarafında bulunan tahliye deliğinden kabin dışına atılmaktadır.

Dondurucu bölmede kullanılan aksenel fan, bir adet doğru akım (DC) motoru ile hareketlendirilmektedir. Fan motoru, bir DC güç kaynağı aracılığıyla istenilen gerilimde sürülmektedir. Fan motorunun beslendiği gerilimin değiştirilmesi ile motor gücü ve dolayısıyla fan hızı değiştirilebilmektedir. Değişen fan hızına karşılık gelen debi miktarları PIV ölçümleri ile belirlendiğinden dolayı, DC güç kaynağı ile verilen gerilime karşılık buharlaştırıcı üzerinden geçirilen hava debisi bilinebilmektedir.

4.1.2 Soğutma sistemi

Deney düzeneğinde, soğutkan debisini ve çalışma basınçlarını değiştirebilmek amacıyla değişken kapasiteli kompresör (VCC) ve iğne vana kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak, günümüzde buzdolaplarında yaygın olarak kullanılmakta olan R600a (izobütan) kullanılmaktadır. Yoğuşma basıncını ve aşırı soğutma sıcaklığını kontrol edebilmek amacıyla da iç içe boru şeklinde iki adet ısı değiştirici kullanılmaktadır. Soğutma sisteminin genel görünüşü Şekil 4.3'te verilmiş ve soğutma tesisatının şematik resmi Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Soğutma sistemi görünüşü.

Yoğuşturma ve aşırı soğutma amacıyla kullanılan ısı değıştircilerde içteki borudan soğutucu akışkan akarken, iki borunun arasında kalan kısımdan su geçirilerek ısı geçişı sağlanmaktadır.



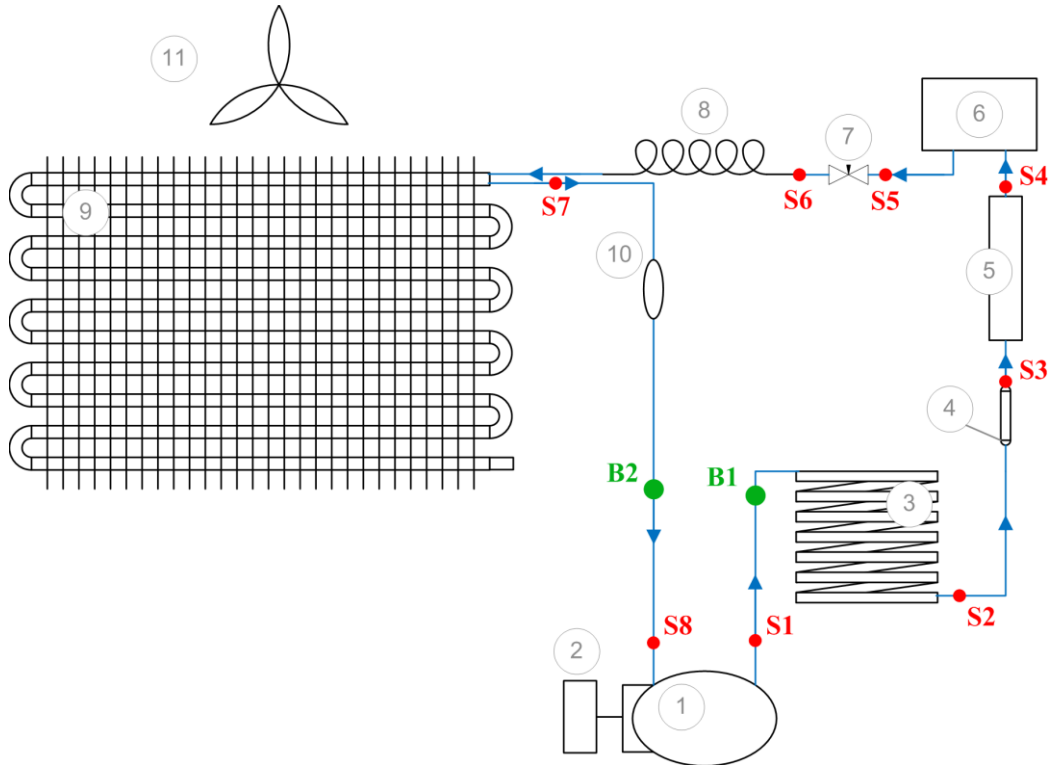
(a)



(b)

Şekil 4.4 : (a) Yoğuşturma ve (b) aşırı soğutma ısı değıştircileri.

Soğutma sisteminin tüm parçaları Şekil 4.5'te görölmektedir. Şekilde mavi renkte gösterilen hat, soğutucu akışkanın dolaştığı boruları göstermektedir.



Şekil 4.5 : Soğutma sistemi.

Soğutma sistemi üzerindeki parçalar, Şekil 4.5'te verilen numaralarıyla birlikte Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Soğutma sistemi parçaları.

Numara	Parça Adı
1	Kompresör (VCC)
2	Evirici
3	Yoğuşturucu
4	Filtre-kurutucu
5	Aşırı soğutma ısı değiştiricisi
6	Debimetre
7	Kısılma vanası
8	Kılcal boru
9	Buharlaştırıcı
10	Akümülatör
11	Eksenel fan

Soğutma hattı üzerinde çeşitli noktalardan sıcaklık ve basınç ölçümleri alınmaktadır. Sıcaklık ölçümleri için T tipi ısıl çiftler ve basınç ölçümleri için mutlak basınç değerini ölçen basınç sensörleri kullanılmaktadır. Soğutma hattı üzerindeki sensörlerin konumları Şekil 4.5'te gösterilmekte ve Çizelge 4.2'de listelenmektedir.

Çizelge 4.2 : Soğutma sistemi üzerindeki sensörler ve konumları.

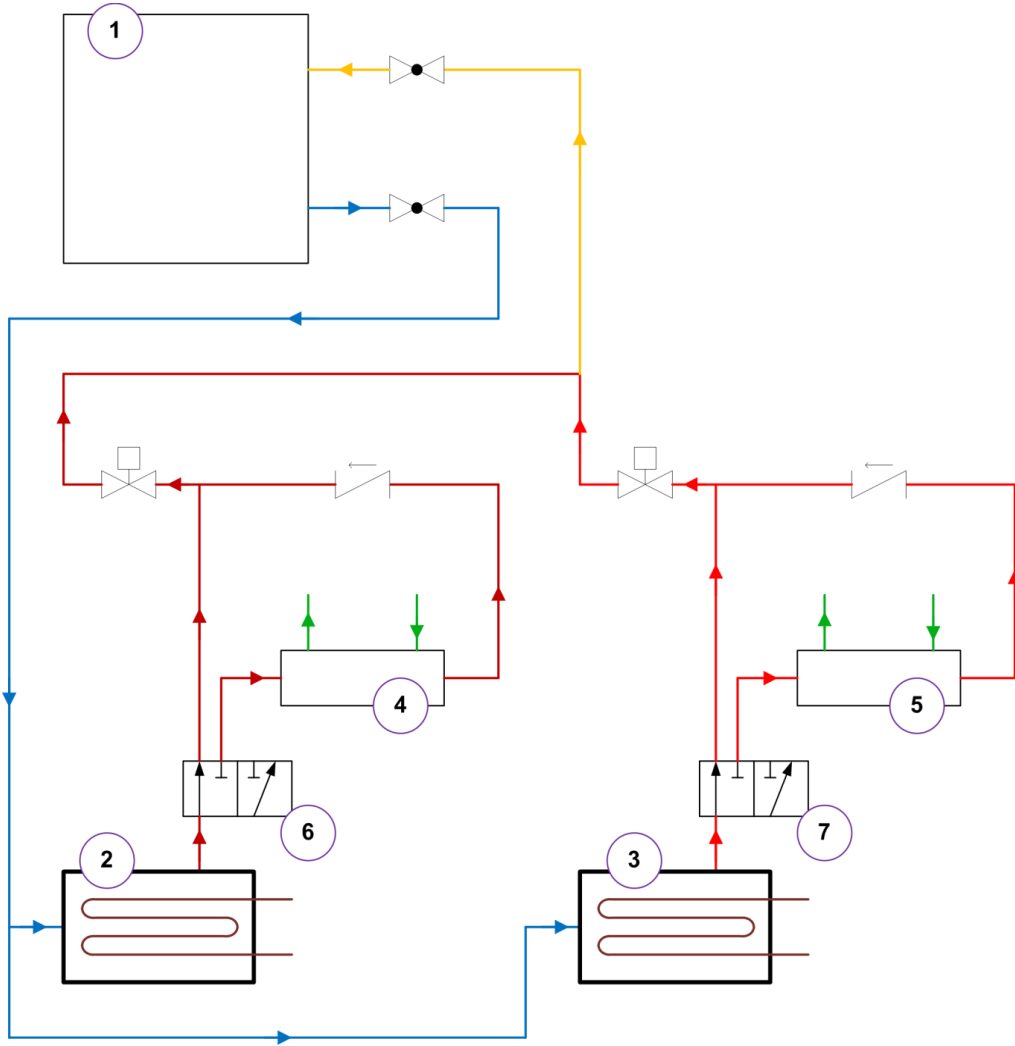
Sensör tipi	Sensör	Konum
Basınç	B1	Kompresör çıkış
Basınç	B2	Kompresör dönüş
Sıcaklık	S1	Kompresör çıkış
Sıcaklık	S2	Yoğuşturucu çıkış
Sıcaklık	S3	Filtre-kurutucu çıkış
Sıcaklık	S4	Aşırı soğutma ısı değiştiricisi çıkış
Sıcaklık	S5	İğne vana giriş
Sıcaklık	S6	İğne vana çıkış
Sıcaklık	S7	Buharlaştırıcı çıkış
Sıcaklık	S8	Kompresör dönüş

Kompresör çıkış ve dönüş tarafından okunan basınç değerleri, soğutma sisteminin yoğuşma ve kaynama basınçlarını vermektedir. Bu yaklaşımla, okunan basınçta soğutucu akışkanın doyma sıcaklığı belirlenerek yoğuşma ve kaynama sıcaklıkları belirlenmektedir. Kompresör çıkış ve dönüş tarafındaki basınçların doyma basıncına eşit olduğu yaklaşımda, akışkanın gaz fazında dolaştığı borularda gerçekleşen basınç değişimi ihmal edilmektedir. Buharlaştırıcı yüzeyine yerleştirilen ısıl çiftlerin

gösterdiği sıcaklıklar ile okunan basınç değerindeki doyma basıncının birbirine çok yakın olması, bu yaklaşımın uygun olduğunu göstermektedir.

4.1.3 Su şartlandırma sistemi

Soğutma hattında soğutucu akışkanın yoğuşturulması ve aşırı soğutma sıcaklığının kontrol edilebilmesi amacıyla iki adet ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Bu ısı değiştirilerinden geçirilen suyu şartlandırmak amacıyla deney düzeneğinde su hattı bulunmaktadır.



Şekil 4.6 : Su şartlandırma sistemi.

Su hattı temel olarak (1) su banyosu, (2 ve 3) su ısıtıcı tanklar, (4 ve 5) ısı değiştiriciler ve (6 ve 7) pnömatrik kontrollü valflerden oluşmaktadır. Su banyosundan ısıtıcı tanklara sabit sıcaklıkta su sağlanmaktadır. Isıtıcı tanklar, içerisinde bulunan elektrikli ısıtıcılar ve sıcaklığı ölçen RTD'ler yardımı ile PID

kontrolü kullanarak suyu istenilen sıcaklıkta sabit tutmaktadır. PID kontrolünü sağlayan PLC, RTD ile ölçülen sıcaklığa bağlı olarak elektrikli ısıtıcıların çalışma sıklığını ve süresini belirlemektedir.

Su tanklarında istenilen sıcaklığa getirilen su, ısı değiştiricilere gönderilerek soğutucu akışkandan yoğuşma ve aşırı soğutma için gerekli ısıyı çekerek su banyosuna geri gönderilir. Su tankları ile ısı değiştiriciler arasında bulunan pnömatik kontrollü valfler, suyun ısı değiştiricilerden sadece çalışma zamanında geçmesini sağlamak için PLC tarafından gönderilen işarete göre kontrol edilirler. Kompresör çalışması ile beraber pnömatik kontrollü valfler 2 konumuna geçerek suyun ısı değiştirici üzerinden geçerek su banyosuna dönmesini sağlar. Kompresör durduğunda ise, valfler 1 konumuna geçerek suyun ısı değiştiriciden geçmeden su banyosuna dönmesini sağlar.

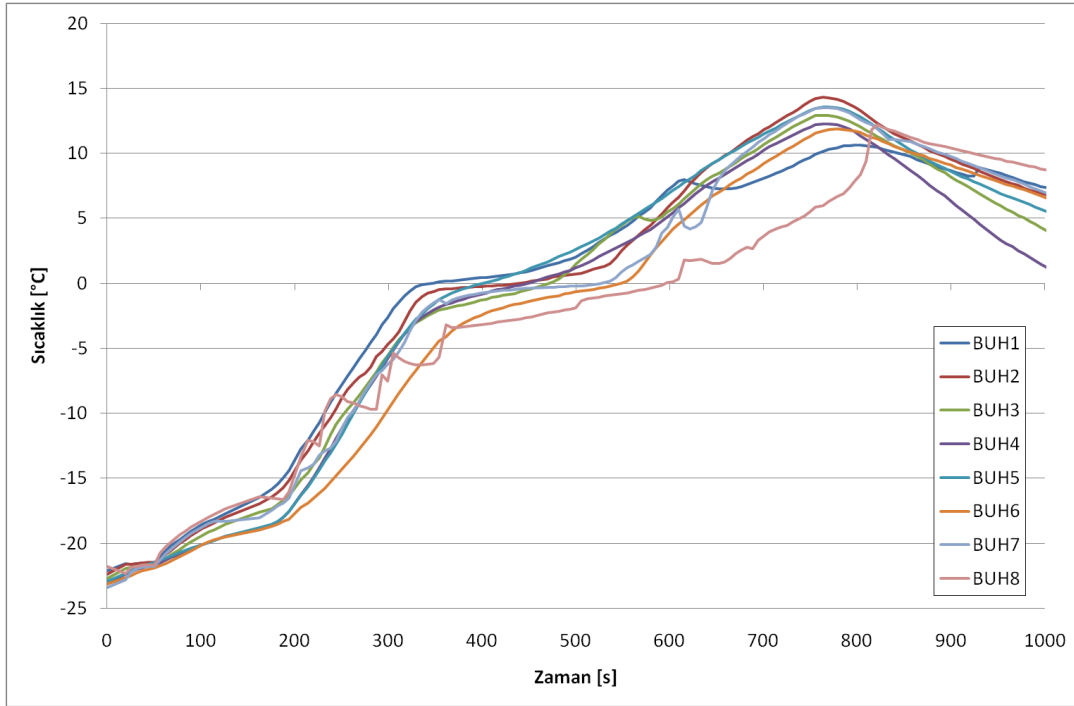
4.1.4 Kontrol ve veri toplama sistemi

Gerçekleştirilen deneylerde, düzenekteki çeşitli parçaların istenilen şekilde çalıştırılması için bir kontrol sistemi bulunmaktadır. Kontrol sisteminin başlıca elemanları bilgisayar ve PLC kontrolör olmakla beraber, bu sistemin besleme verisi olarak kullandığı verinin toplanmasında kullanılan tüm sensörler ve veri toplama sistemi de kontrol sisteminin bir parçasıdır.

Soğutma sisteminin termostat kontrollü bir sistem gibi davranmasını sağlayan kontrol sistemi, bunu sağlamak için kabin içerisindeki paketlerin sıcaklıklarını izler. En sıcak paketin sıcaklığı belli bir değerin üzerine çıkınca soğutma sistemini (kompresör, fan) çalıştırır ve en sıcak paket belli bir değerin altına düşünce de soğutma sistemini durdurur. Bu şekilde paket sıcaklıklarının belirli bir aralıkta tutulması sağlanmaktadır.

Buharlaştırıcı üzerindeki karın çözündürülmesi için de bilgisayar yazılımı kullanılmaktadır. Her deney başlatılmadan önce ısıtıcı çalıştırılarak buharlaştırıcı sıcaklıklarının 0°C'nin bir miktar üzerine çıkması sağlanmakta ve izlenmektedir (Şekil 4.7). Buharlaştırıcı sıcaklıkları istenilen düzeye gelince kar çözündürme işlemi durdurulup, karların erimesi ile ortaya çıkan suyun buharlaştırıcıdan uzaklaştırılarak su haznesinde toplanması için 10 dakika kadar bir süre beklenmektedir. Daha sonra

soğutma sistemi tekrar çalıştırılarak döngüsel çalışma sırasında deney şartları ayarlanmaktadır.



Şekil 4.7 : Kar çözdürme sırasında buharlaştırıcı sıcaklıkları.

Veri toplama sistemi: sensörler, güçölçer, veri toplama cihazı ve bilgisayardan oluşmaktadır. Sistemde kullanılan sensörler: ısıl çiftler, RTD'ler ve basınç sensörleridir. Bu sensörlerden okunan analog veri, veri toplama cihazında (Şekil 4.8) sayısal veri haline getirilerek bilgisayara gönderilmektedir.



Şekil 4.8 : Veri toplama cihazı.

Veri toplama cihazı, toplam 53 kanaldan veri almaktadır. Bu kanallar Çizelge 4.3'te listelenmiştir.

Çizelge 4.3 : Veri toplama kanal listesi.

Kanal	Tip	Adı	Kanal	Tip	Adı	Kanal	Tip	Adı
101	RTD	Referans RTD	201	TC	Hava üfleme 4	302	BT	Kompresör dönüş
102	TC	M-Paket 1	202	TC	Hava emiş 1	303	BT	Kompresör çıkış
103	TC	M-Paket 2	203	TC	Hava emiş 2	304	TC	Kompresör çıkış
104	TC	M-Paket 3	204	TC	Buharlaştırıcı 1	305	TC	Yoğuşturucu çıkış
105	TC	M-Paket 4	205	TC	Buharlaştırıcı 2	306	TC	Filtre-kurutucu çıkış
106	TC	M-Paket 5	206	TC	Buharlaştırıcı 3	307	TC	Kompresör dönüş
107	TC	M-Paket 6	207	TC	Buharlaştırıcı 4	308	TC	Yoğuşturucu giriş
108	TC	M-Paket 7	208	TC	Buharlaştırıcı 5	309	TC	Buharlaştırıcı çıkış
109	TC	M-Paket 8	209	TC	Buharlaştırıcı 6	310	TC	Aşırı soğutma çıkış
110	TC	M-Paket 9	210	TC	Buharlaştırıcı 7	311	TC	İğne vana giriş
111	TC	M-Paket 10	211	TC	Buharlaştırıcı 8	312	TC	İğne vana çıkış
112	TC	M-Paket 11	212	TC	Ortam 1	315	RTD	Aşırı soğutma su tankı
113	TC	M-Paket 12	213	TC	Ortam 2	316	RTD	Yoğuşturucu su tankı
114	TC	M-Paket 13	214	RTD	Buharlaştırıcı çıkış	317	TC	Yoğuşturucu su giriş
115	TC	M-Paket 14	215	RTD	Aşırı soğutma çıkış	318	TC	Yoğuşturucu su çıkış
116	TC	M-Paket 15	216	RTD	Yoğuşturucu çıkış	319	TC	Aşırı soğutma su çıkış
118	TC	Hava üfleme 1				320	TC	Aşırı soğutma su giriş
119	TC	Hava üfleme 2						
120	TC	Hava üfleme 3						
121	Debi	Debimetre						

Bilgisayar, deney süresince yaklaşık 5 saniyede bir okunan sıcaklık, basınç ve güç bilgilerini kaydetmektedir. Kaydedilen bilgiler, daha sonra deneyin değerlendirilmesi sırasında kullanılmaktadır.

4.2 Gerçekleştirilen Yardımcı Deneyler

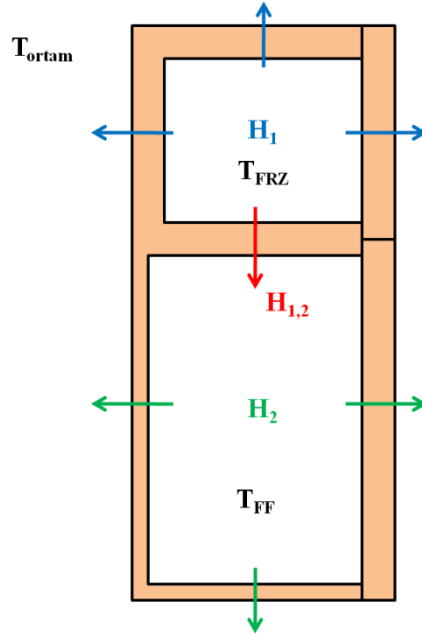
Deney düzeneğinde gerçekleştirilen deneylerde referans veri olarak kullanmak ve oluşturulacak olan modelde yararlanmak üzere bazı ek çalışmalar da gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmaların ayrıntıları ve sonuçları bu kısımda paylaşılmaktadır.

4.2.1 Ters ısı kazancı deneyi

Buzdolabını soğutmak için gerekli olan soğutma kapasitesini belirlemek için ters ısı kazancı deneyinden faydalanılmıştır. Deney prosedürü, buzdolabının taze gıda saklama ve dondurucu bölmelerine birer adet elektrikli ısıtıcı ve fan yerleştirilmektedir. Burada kullanılan ısıtıcı, kabin içerisinin sıcaklığını yükseltmek için kullanılırken; fan ile de kabin içerisinde homojen sıcaklık dağılımı amaçlanmaktadır.

Buzdolabının normal çalışması esnasında ortamdan kabin içerisine doğru olan ısı geçişi, RHL (ters ısı kazancı) deneyinde ters yönde gerçekleştirilerek ısı geçişi

belirlenebilir. RHL deneyinde, ortam sıcaklığı düşürülerek kabinin fazla ısıtılmadan gerekli sıcaklık farkının oluşturulması sağlanır. Kabin içerisindeki ortalama sıcaklıkların istenilen değere ulaştığı durumda (T_{FRZ} : dondurucu bölme sıcaklığı ve T_{FF} : taze gıda saklama bölmesi sıcaklığı) ısıtıcı ve fan güçleri belirlenmesi ile kabinden T_{ortam} sıcaklığındaki ortama birim zamanda geçen ısı miktarı (H_1 ve H_2) saptanmış olur.



Şekil 4.9 : RHL deneyi modeli.

Seçilen buzdolabı kabini için iki farklı sıcaklık konumunda RHL deneyi gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık konumları Çizelge 4.4'de verilmiştir.

Çizelge 4.4 : RHL deneylerinde ortalama sıcaklıklar.

	Deney 1	Deney 2
Dondurucu bölme [°C]	25.0	25.1
Taze gıda saklama bölmesi [°C]	24.8	4.4
Ortam [°C]	-17.3	-17.9

RHL deneylerinde kabin duvarlarından kaybedilen ısı bilgisinin belirlenmesinde kullanılacak olan ısıtıcı ve fan güç bilgileri Çizelge 4.5'te verilmektedir.

Çizelge 4.5 : RHL deneylerinde ısıtıcı ve fan güçleri.

		Deney 1	Deney 2
Dondurucu bölme	Fan [W]	10.1	10.5
	Isıtıcı [W]	8.5	10.6
	Toplam [W]	18.6	21.1
Taze gıda saklama bölmesi	Fan [W]	10.1	11.6
	Isıtıcı [W]	42.8	11.9
	Toplam [W]	52.8	23.5

Gerçekleştirilen iki RHL deneyinden elde edilen veriler kullanılarak interpolasyon yardımıyla istenilen taze gıda saklama bölmesi ve dondurucu bölme sıcaklıkları için kabin ısı kazançları hesaplanmıştır. Hesaplama, bu bölmeler için saklama şartı olarak kabul edilen -18°C dondurucu bölme sıcaklığı ve 4°C taze gıda saklama bölmesi sıcaklığı için gerçekleştirilmiştir.

Deneylerde elde edilen dondurucu bölme sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farkın saklama şartı halindeki sıcaklık farkını sağladığı kabul edilmiştir. Dondurucu bölme ile soğutucu bölme arasındaki istenilen sıcaklık farkındaki ısı geçişinin de hesaba katılabilmesi için iki deney verilerinin interpolasyonu kullanılmıştır.

Yapılan hesaplamalar sonucunda, 25°C ortam sıcaklığı ve istenilen bölme sıcaklıklarına göre belirlenen bölme ısı kazancı bilgileri Çizelge 4.6'de verilmiştir. Bölme sıcaklıkları, enerji tüketimi ölçümünde sağlanması gereken sıcaklıklardan 1°C daha düşük alınmıştır. Bölme ortalama sıcaklıklarının ölçüm süresince genellikle bu mertebede olduğu deneyimlerden bilinmektedir.

Çizelge 4.6 : Bölme ısı kazancı bilgileri.

Bölme	Bölme sıcaklığı [°C]	Isı kazancı [W]
Dondurucu	-19	22.0
Taze gıda saklama	4	23.8

Belirlenen bölme ısı kazançları, modelde girdi olarak kullanılmaktadır.

4.2.2 Hava debisi ölçümü

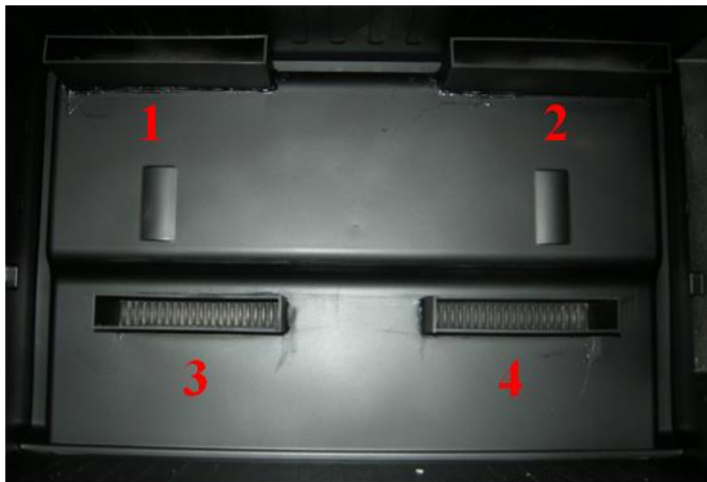
Dondurucu kabin buharlaştırıcısı üzerinden geçirilip kabine üflenen havanın debisini belirlemek amacıyla 3 boyutlu parçacık görüntülemeli hız ölçümü (3D-PIV)

ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Kabinin yan duvarı kesilerek oluşturulan açıklıktan içeriye gönderilen lazer ve üfleme deliklerine üfleme tarafından gören 2 adet kamera yardımı ile parçacıklar görüntülenmiştir. Görüntü işleme yöntemleri ile parçacık hızları belirlenerek her bir üfleme deliğinden üflenenden debi belirlenmiştir.



Şekil 4.10 : PIV ölçümünde kullanılan sistem.

Debi ölçümlerinde, dondurucuda bulunan 4 adet üfleme deliğinden üflenenden hava debileri belirlenmiştir (Şekil 4.11). Bu 4 hava debisinin toplanmasıyla buharlaştırıcı üzerinden geçirilerek kabin içerisine üflenenden toplam hava debisi belirlenmiştir.



Şekil 4.11 : Debi ölçümü yapılan üfleme delikleri.

Buzdolabı üzerinde bulunan orijinal fan dönüş hızı 1349 d/d olarak belirlenmiştir. Deneylerde incelenen buzdolabında kullanılan orijinal fan motoru alternatif akımla çalışmaktadır ve sabit hızlıdır. Deneylerde hava debisi parametresini kontrol edebilmek amacıyla doğru akımla çalışan bir fan motoru kullanılmıştır. Seçilen hava debisi parametreleri, orijinal debinin %20 ve %40 fazlası ile %20 düşük olanıdır. Kullanılan hava debileri Çizelge 4.7'de gösterilmektedir.

Çizelge 4.7 : Belirlenen hava debilerine karşılık gelen besleme gerilimleri.

Debi	Gerilim [V]	Hız [d/d]
Orijinal $\times 0.8$	5.7	1099
Orijinal	6.8	1349
Orijinal $\times 1.2$	8.1	1624
Orijinal $\times 1.4$	9.8	1932

4.3 Deney Sonuçları

Deney düzeneğinde belirlenen parametrelerin kombinasyonları olacak şekilde belirlenen 16 deney noktasında deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerde, seçilen parametreler dışındaki tüm parametrelerin sabit tutulması sağlanmış veya kabul edilebilir sınırlar içerisinde salınmasına izin verilmiştir. Deneylerin gerçekleştirildiği ortam havası bir klima ile şartlandırılmış ve ortam sıcaklığı $25 \pm 1^\circ\text{C}$ aralığında tutulmuştur. Seçilen parametreler Çizelge 4.8'de belirtilen 4 farklı buharlaştırıcı sıcaklığı ve 4 farklı hava debisidir.

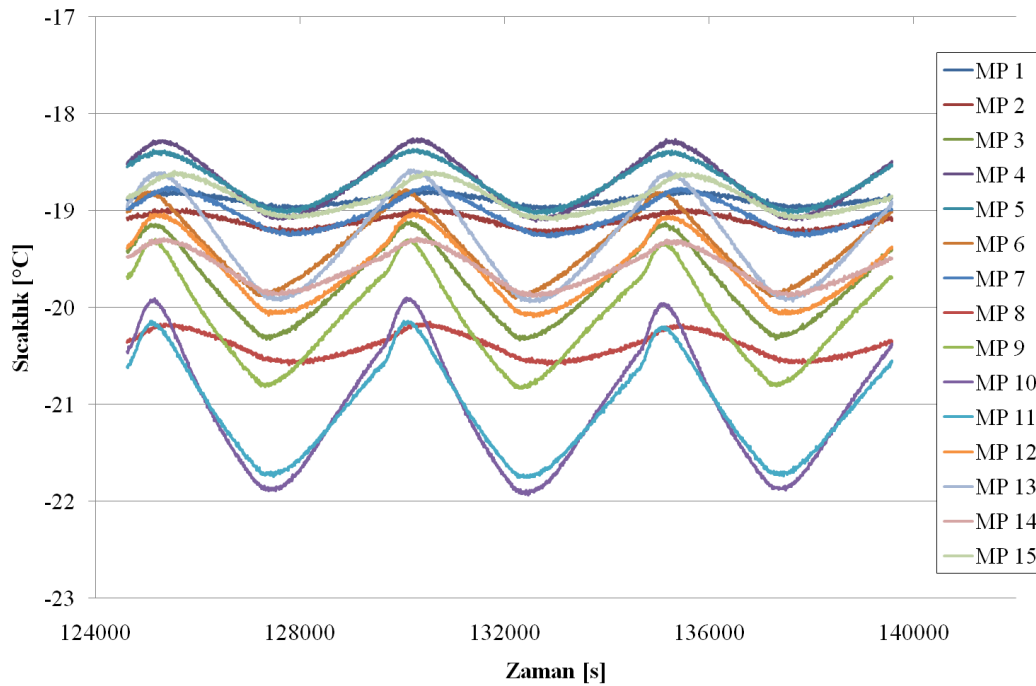
Çizelge 4.8 : Deneysel parametreler.

Buharlaştırıcı sıcaklığı [$^\circ\text{C}$]	Kaynama basıncı [bar]	Hava debisi [$\dot{V}_{\text{hava}}/\dot{V}_{\text{hava,o}}$]	DC motor gerilimi [V]
-25	0.581	0.8	5.7
-26	0.556	1.0	6.8
-27	0.532	1.2	8.1
-28	0.508	1.4	9.8

Deneysel çalışmalarda, istenilen buharlaştırıcı sıcaklığı soğutucu akışkanın kaynama sıcaklığının istenilen düzeye getirilmesi ile elde edilmiştir. Kaynama sıcaklığı ile buharlaştırıcı dış yüzey sıcaklığı, ince boru kalınlığı ve düşük ısıl direnç nedeniyle eşit kabul edilmiştir. Bu yaklaşımın doğruluğu, buharlaştırıcı üzerinden alınan sıcaklık ölçümü ile kaynama basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığının çok yakın çıkması ile görülmüştür.

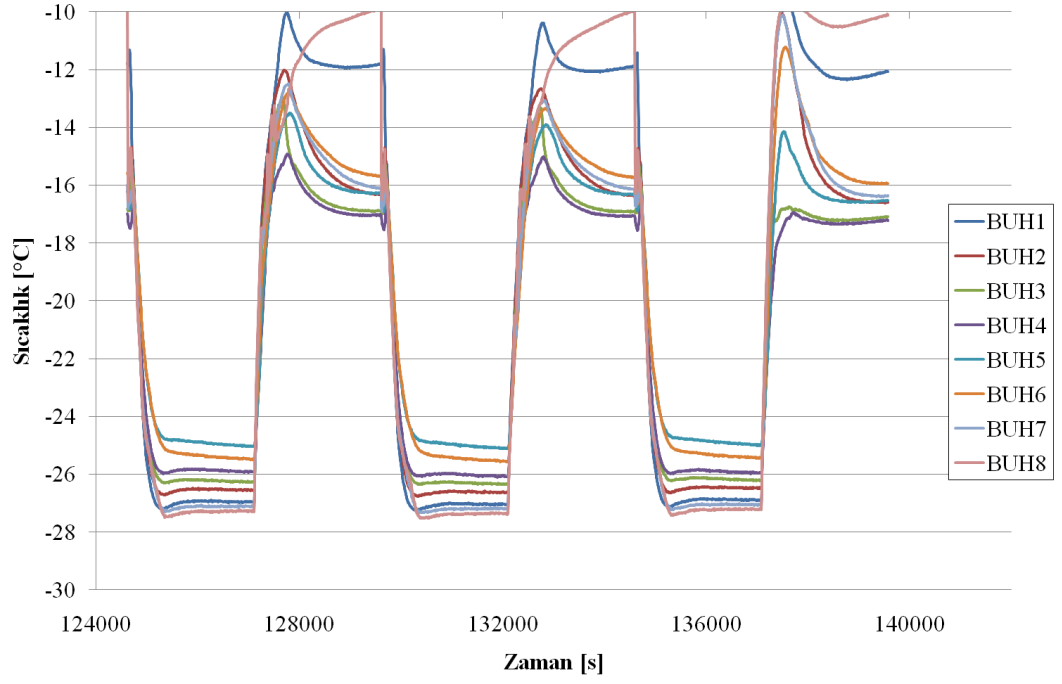
Kaynama sıcaklığı parametresinin değiştirilebilmesi, kullanılan değişken hızlı kompresörün (VCC) çalışma hızının değiştirilmesi ve kullanılan iğne vanada sağlanan kısılma miktarının değiştirilmesi ile kaynama basıncının değiştirilebilmesi yoluyla sağlanmıştır. Sistemin kaynama basıncı, buharlaştırıcı çıkışında kompresörden önce yerleştirilen basınç transdüserinden alınan veriye göre belirlenmiştir. Kararlı çalışma zamanı olarak kabul edilen, kompresör çalışmaya başladıktan 500 saniye sonrasında çalışma zamanı sonuna kadarki zaman aralığının ortalama basınç değeri, o döngü için kaynama basıncı değerini vermektedir. Bu basınca karşılık gelen doyma sıcaklığı ise soğutucu akışkanın kaynama sıcaklığıdır [15].

Her bir deney noktasındaki sonuçların belirlenmesi için 3 adet ardışık döngü için belirlenen değerlerin ortalaması alınmıştır. Seçilen 3 ardışık döngü öncesinde ve sırasında sistemin düzenli çalıştığı ve M-paket sıcaklıklarının aynı sıcaklıklar arasında salındığı kontrol edilmiştir. Örneğin, -27°C buharlaşma sıcaklığı ve 1.2 hava debisi deneyinde kaydedilen paket sıcaklıkları Şekil 4.12'de verilmiştir.



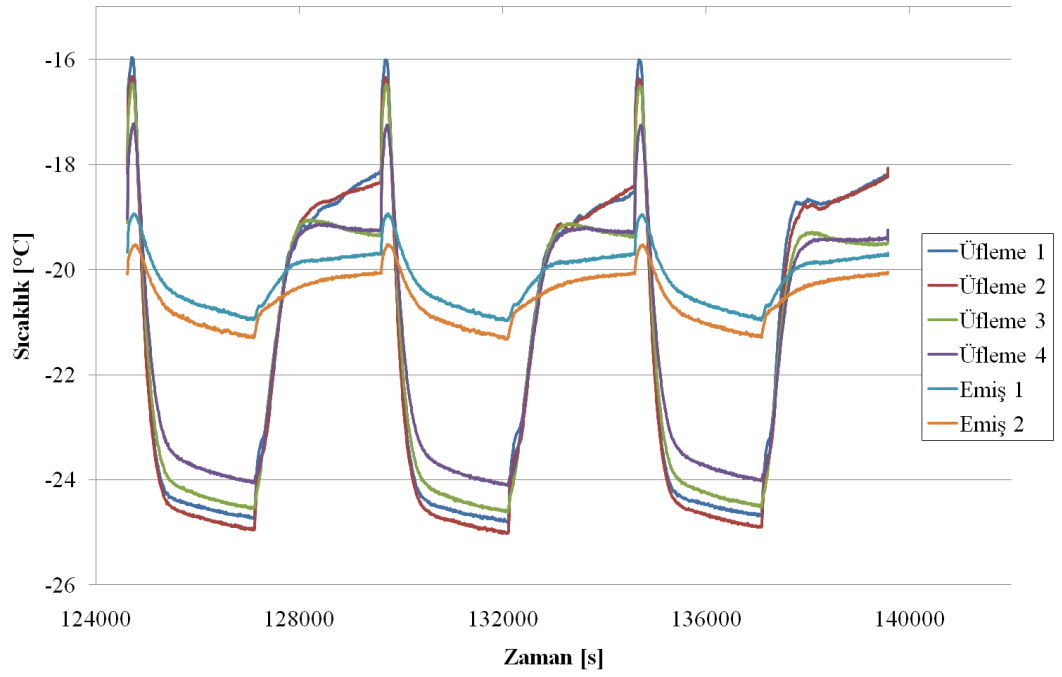
Şekil 4.12 : M-paket sıcaklıkları.

Aynı deney aralığı için buharlaştırıcı sıcaklıklarına bakıldığında, M-paket sıcaklıklarının ısıl kütlelerinden dolayı buharlaştırıcı sıcaklıklarını gecikmeli olarak takip ettiği görülmektedir (Şekil 4.13).



Şekil 4.13 : Buharlaştırıcı sıcaklıkları.

Hava tarafında 4 adet üfleme deliği önünden ve 2 adet emiş deliği önüne yerleştirilen ısıtıcı çiftler aracılığı ile sıcaklık bilgisi toplanmıştır. Sistemin çalışma ve durma zamanlarındaki hava sıcaklığı bilgileri Şekil 4.14'te görülmektedir.



Şekil 4.14 : Hava üfleme ve emiş sıcaklıkları.

Buharlaştırıcı sıcaklığının -25°C, -26°C, -27°C ve -28°C olduğu durumlarda elde edilen deney sonuçları sırasıyla Çizelge 4.9, Çizelge 4.10, Çizelge 4.11 ve Çizelge 4.12'de gösterilmektedir.

Çizelge 4.9 : -25°C buharlaştırıcı sıcaklığı deney sonuçları.

Buharlaştırıcı sıcaklığı [°C]	-25			
Debi [$\dot{V}_{hava}/\dot{V}_{hava,o}$]	0.8	1.0	1.2	1.4
Çalışma oranı	%80	%61	%59	%59
Toplam döngü süresi [dk]	117	83	71	71
Ortam ortalama [°C]	25.2	24.6	25.4	24.9
En sıcak M-paket [°C]	-18.3	-18.2	-18.3	-18.2
En soğuk M-paket [°C]	-20.3	-19.8	-20.2	-19.7
Ortalama M-paket [°C]	-19.6	-19.3	-19.3	-19.2
Kaynama basıncı [bar]	0.580	0.584	0.578	0.584
Yoğuşma basıncı [bar]	5.45	5.56	5.43	5.56
Kaynama sıcaklığı [°C]	-25.1	-24.9	-25.1	-24.9
Yoğuşma sıcaklığı [°C]	41.1	41.8	40.9	41.8
Hava emiş [°C]	-20.5	-20.3	-20.3	-20.2
Hava üfleme [°C]	-23.4	-22.9	-23.1	-22.8
İğne vana giriş [°C]	31.4	31.1	31.5	31.5
Kompresör dönüş [°C]	12.1	14.4	14.6	14.0

Çizelge 4.10 : -26°C buharlaştırıcı sıcaklığı deney sonuçları.

Buharlaştırıcı sıcaklığı [°C]	-26			
Debi [$\dot{V}_{hava}/\dot{V}_{hava,o}$]	0.8	1.0	1.2	1.4
Çalışma oranı	%69	%59	%55	%49
Toplam döngü süresi [dk]	104	85	79	78
Ortam ortalama [°C]	24.8	25.2	24.8	25.4
En sıcak M-paket [°C]	-18.3	-18.3	-18.3	-18.3
En soğuk M-paket [°C]	-21.0	-20.5	-20.1	-20.1
Ortalama M-paket [°C]	-19.6	-19.5	-19.4	-19.5
Kaynama basıncı [bar]	0.551	0.553	0.556	0.554
Yoğuşma basıncı [bar]	5.47	5.41	5.59	5.42
Kaynama sıcaklığı [°C]	-26.2	-26.1	-26.0	-26.1
Yoğuşma sıcaklığı [°C]	41.2	40.8	42.0	40.8
Hava emiş [°C]	-20.7	-20.7	-20.5	-20.6
Hava üfleme [°C]	-24.0	-23.9	-23.6	-23.5
İğne vana giriş [°C]	31.2	31.1	31.3	31.3
Kompresör dönüş [°C]	13.2	14.8	15.5	18.3

Çizelge 4.11 : -27°C buharlaştırıcı sıcaklığı deney sonuçları.

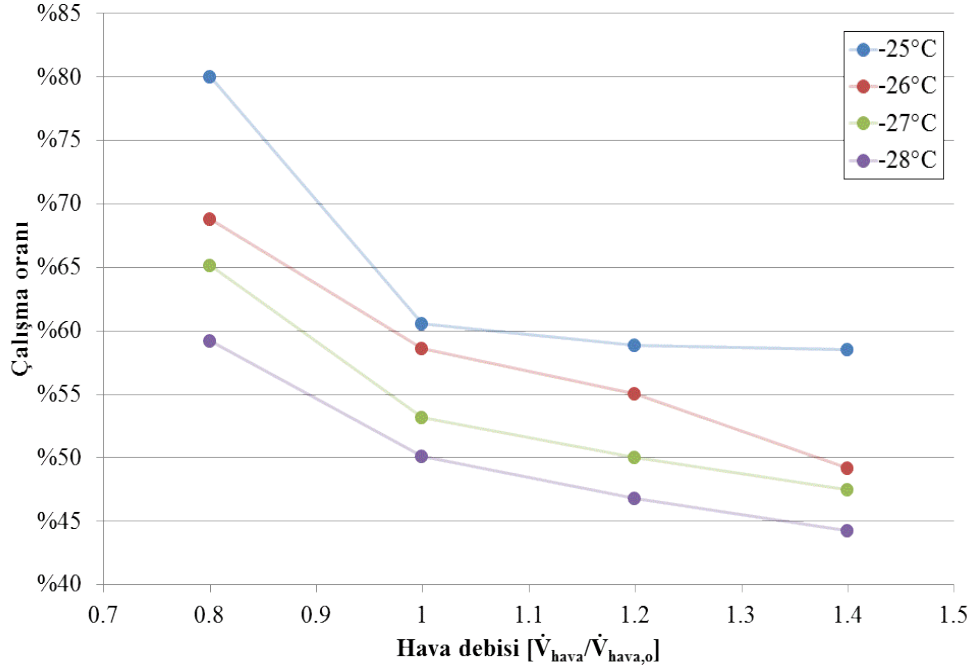
Buharlaştırıcı sıcaklığı [°C]	-27			
Debi [$\dot{V}_{\text{hava}}/\dot{V}_{\text{hava,o}}$]	0.8	1.0	1.2	1.4
Çalışma oranı	%65	%53	%50	%47
Toplam döngü süresi [dk]	89	78	83	63
Ortam ortalama [°C]	25.1	24.7	24.9	26.1
En sıcak M-paket [°C]	-18.0	-18.3	-18.3	-18.3
En soğuk M-paket [°C]	-21.0	-20.8	-20.3	-20.2
Ortalama M-paket [°C]	-19.6	-19.6	-19.6	-19.4
Kaynama basıncı [bar]	0.532	0.536	0.531	0.529
Yoğuşma basıncı [bar]	5.51	5.31	5.60	5.57
Kaynama sıcaklığı [°C]	-27.0	-26.8	-27.0	-27.1
Yoğuşma sıcaklığı [°C]	41.4	40.0	42.1	41.9
Hava emiş [°C]	-20.7	-20.8	-20.8	-20.7
Hava üfleme [°C]	-24.4	-24.3	-24.2	-24.0
İğne vana giriş [°C]	31.2	36.3	31.5	32.2
Kompresör dönüş [°C]	15.0	17.7	15.6	16.2

Çizelge 4.12 : -28°C buharlaştırıcı sıcaklığı deney sonuçları.

Buharlaştırıcı sıcaklığı [°C]	-28			
Debi [$\dot{V}_{\text{hava}}/\dot{V}_{\text{hava,o}}$]	0.8	1.0	1.2	1.4
Çalışma oranı	%59	%50	%47	%44
Toplam döngü süresi [dk]	84	83	89	68
Ortam ortalama [°C]	24.5	25.3	25.8	25.5
En sıcak M-paket [°C]	-18.3	-18.3	-18.3	-18.3
En soğuk M-paket [°C]	-21.0	-21.0	-20.7	-20.3
Ortalama M-paket [°C]	-19.6	-19.7	-19.8	-19.5
Kaynama basıncı [bar]	0.511	0.508	0.510	0.511
Yoğuşma basıncı [bar]	5.49	5.35	5.46	5.83
Kaynama sıcaklığı [°C]	-27.9	-28.0	-27.9	-27.9
Yoğuşma sıcaklığı [°C]	41.3	40.4	41.1	43.6
Hava emiş [°C]	-20.9	-21.1	-21.1	-20.9
Hava üfleme [°C]	-25.0	-24.9	-24.8	-24.4
İğne vana giriş [°C]	31.4	32.8	31.7	32.1
Kompresör dönüş [°C]	16.3	17.3	16.9	13.6

Deney sonuçlarında verilen hava emiş ve üfleme sıcaklıkları, kararlı çalışma zamanı boyunca ilgili sıcaklık değerlerinin (4 adet üfleme ve 2 adet emiş sıcaklığı) ortalamalarıdır. Hava debileri , hacimsel hava debisinin ($\dot{V}_{\text{hava}}$) buzdolabı orijinal durumdaki hacimsel hava debisine ($\dot{V}_{\text{hava,o}}$) oranı şeklinde $(\dot{V}_{\text{hava}}/\dot{V}_{\text{hava,o}}) \left[\frac{l/s}{l/s} \right]$ cinsinden gösterilmektedir.

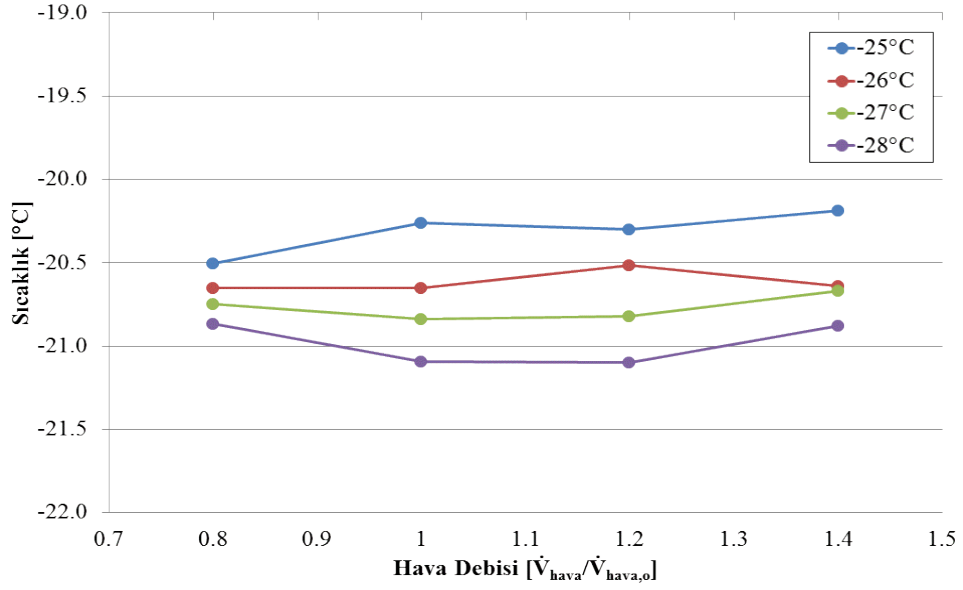
Deneyler sonucunda, parametrelere bağılı olarak elde edilen çalışma oranı bilgisi Şekil 4.15'de gösterilmektedir. Çalışma oranları, tabloda gösterilmektedir. Çalışma oranı, (2.10) ve (2.12) eşitliklerinde gösterilen şekilde hesaplanmıştır.



Şekil 4.15 : Deney sonuçlarına göre belirlenen çalışma oranları.

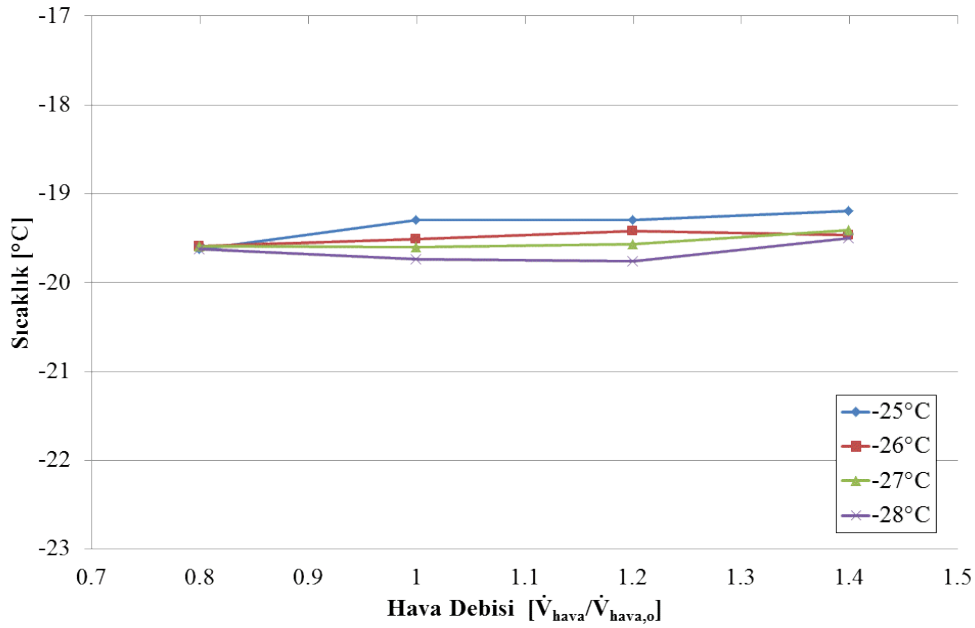
Çalışma oranının artan hava debisi için azaldığı gözlenmiştir. Hava debisinin artmasıyla beraber soğutma kapasitesi de artacağı için, bu beklenen bir sonuçtur. Benzer şekilde, düşük buharlaştırıcı sıcaklıkları için de çalışma oranı değeri düşük çıkmaktadır. Bu sonuç da soğutma kapasitesinin düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında artması ile açıklanabilir.

Hava emiş sıcaklıkları, Şekil 4.16'da görüldüğü üzere hava debisi değişimine karakteristik bir yanıt vermemektedir. Ancak, buharlaştırıcı sıcaklığı düştükçe hava emiş sıcaklığının da daha düşük olduğu görülmektedir.



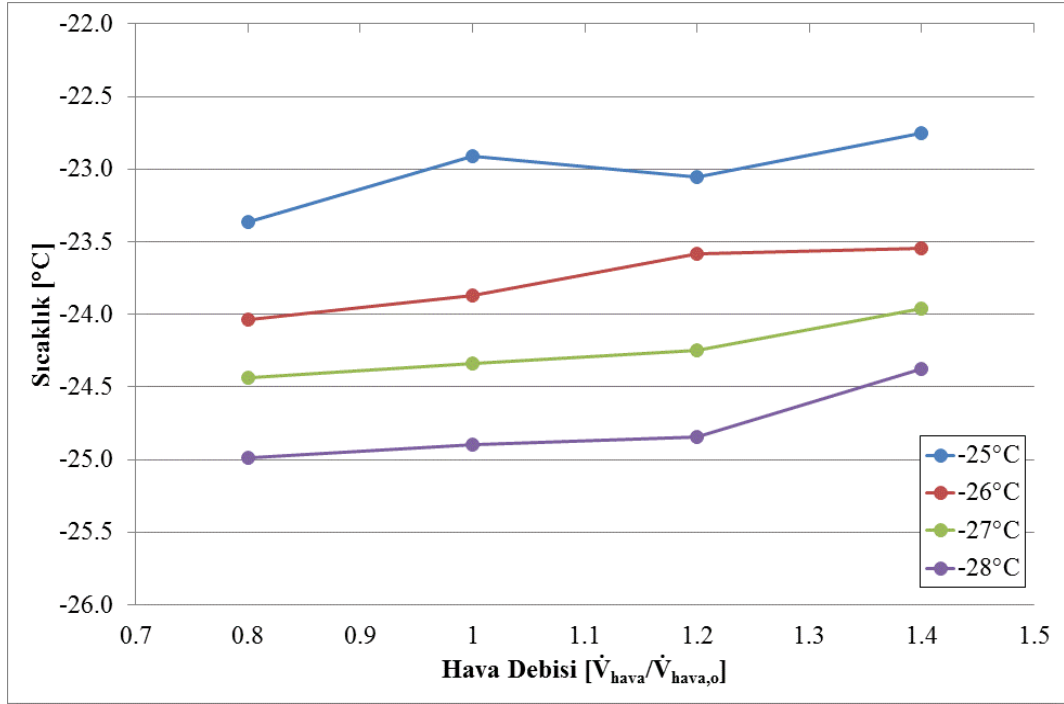
Şekil 4.16 : Hava emiş sıcaklıkları.

Ortalama M-paket sıcaklıkları, -19°C ile -20°C arasında tutularak deneyler arasında kabin ısı kazancı açısından fazla bir fark olmaması sağlanmıştır (Şekil 4.17).



Şekil 4.17 : Ortalama M-paket sıcaklıkları.

Deney noktaları için ölçülen hava üfleme sıcaklıkları Şekil 4.18'de görüldüğü gibi daha düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında bekleneceği üzere daha soğuk olmaktadır. Artan hava debisi ile genellikle daha sıcak hava üflendiği gözükse de, bu yönde çok belirgin bir karakter görülmemektedir.



Şekil 4.18 : Hava üfleme sıcaklıkları.

5. MODELLEME ÇALIŞMASI

Buzdolabı enerji tüketimi modelini oluşturma çalışmasına öncelikle dondurucu bölme çalışma oranı modeli oluşturarak başlanması tercih edilmiştir. Daha sonra çalışma oranı bilgisi kullanılarak enerji tüketimi hesaplanabilmektedir. Enerji tüketimi hesaplamasında Hermes vd. tarafından da kullanılan kararlı hal simülasyonuna benzer bir yaklaşım kullanılmıştır [11].

5.1 Çalışma Oranı Modeli Oluşturulması

Dondurucu çalışma modeli oluşturulması için gerekli veriler soğutma kapasitesi ve kabin ısı kazancı bilgisidir. Kabin ısı kazancı, gerçekleştirilen ters ısı kazancı deneyi ile deneysel olarak belirlenmiştir. Isı kazancı çeşitli yaklaşımlar kullanılarak deneysel çalışma gerçekleştirilmeden de hesaplanabilmektedir [16]. Çalışma oranı (2.10) ve (2.12)'ye benzer şekilde oluşturulmuştur.

$$RT = \frac{t_{\text{çalışma}}}{t_{\text{çalışma}} + t_{\text{durma}}} = \frac{\dot{H}_1}{\dot{Q}_{\text{kapasite},1}} \frac{[W]}{[W]} \quad (5.1)$$

Burada, $\dot{Q}_{\text{kapasite},1}$ ile dondurucu bölme soğutma kapasitesi ve $\dot{H}_1$ ile de dondurucu bölme ısı kazancı gösterilmektedir. Dondurucu bölme soğutma kapasitesi, buharlaştırıcının hava tarafında gerçekleşen ısı geçişi ile gösterilebilir:

$$\dot{Q}_{\text{kapasite},1} = \dot{Q}_{\text{kapasite},\text{buh}} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,\text{in}} - T_{a,\text{out}}) \quad [W] \quad (5.2)$$

Burada $\dot{m}_a$ ile kg/s cinsinden kütleli hava debisi, $c_{p,a}$ ile J/kg K cinsinden özgül ısı kapasitesi gösterilmektedir. $T_{a,\text{in}}$ ve $T_{a,\text{out}}$ sırasıyla havanın buharlaştırıcıya giriş ve buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklıklarını °C cinsinden göstermektedir.

Buharlaştırıcı kapasitesini elde etmenin bir başka yolu ise, Colburn-j faktörünün kullanıldığı (2.3) eşitliğidir. Bu eşitlikte hava tarafı ısı direnci, hava tarafı ısı geçişi katsayısına, U çevirilerek yazılırsa:

$$U = \frac{jG_{a,max} c_{p,a}}{Pr_a^{2/3}} \quad [W/m^2 K] \quad (5.3)$$

Hava tarafında gerçekleşen ısı geçişi, dondurucu bölme soğutma kapasitesini verecektir:

$$\dot{Q}_{kapasite,1} = UA\Delta T_{lm} \quad [W] \quad (5.4)$$

Buradaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı ΔT_{lm} , (2.2)'ye benzer şekilde hesaplanır:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{buh} - T_{a,out}) - (T_{buh} - T_{a,in})}{\ln(T_{buh} - T_{a,out}) / (T_{buh} - T_{a,in})} \quad [K] \quad (5.5)$$

Buharlaştırıcıda sabit basınçta kaynama yaklaşımı ile buharlaştırıcı boyunca soğutucu akışkan tarafında sıcaklık değişimi olmadığı kabul edilmiştir. Dolayısıyla, eşitlik (5.5)'te soğutucu akışkan için ayrı ayrı buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklıkları vermek yerine tek bir buharlaştırıcı sıcaklığı, T_{buh} , verilmiştir. Bu yaklaşımın doğruluğu, deneysel çalışmalarda kaynama sıcaklığı ile buharlaştırıcı yüzeyinden alınan sıcaklıkların çok yakın çıkması ile gösterilmiştir.

Eşitlik (5.3)'te kullanılan Colburn j-faktörü, j , eşitlik (2.8)'de verilen şekilde hesaplanmıştır. Gerekli Re_a değeri için; buharlaştırıcı boru dış çapı d_o buharlaştırıcı geometri bilgisinden, viskozite değeri μ_a ortalama hava sıcaklığı için hava özellik tablosundan [14] alınan değerler ile hesaplanır. $G_{a,max}$ değerinin hesaplanması için buharlaştırıcı geometrik bilgisi yanı sıra kütleli hava debisi de gerekmektedir. Kanat faktörü, ε , hesaplanması için buharlaştırıcı geometrik bilgisi yeterlidir. Hacimsel hava debisinin, $\dot{V}_a$, hava yoğunluğu, ρ_a , ile çarpımından kütleli hava debisi, $\dot{m}_a$, elde edilir:

$$\dot{m}_a = \dot{V}_a \rho_a \quad [kg/s] \quad (5.6)$$

Hava yoğunluğu ortalama sıcaklık için tablodan [14], hacimsel hava debisi ise 3D-PIV ölçümlerinden elde edilmektedir.

Gerekli bütün bilgiler, deneysel çalışmalar ve literatürde yer alan değerlerin kullanılması ile elde edildikten sonra bilgisayar kodu yazılarak buharlaştırıcı kapasitesi hesaplanmıştır. Bilgisayar kodu MATLAB dilinde yazılarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.

Buharlaştırıcı kapasitesi hesaplanması için gerekli hava emiş sıcaklığı, deney düzeneğinde gerçekleştirilen deney verilerine bakılarak her buharlaştırıcı sıcaklığı için tek bir hava emiş sıcaklığı verecek aşağıdaki ilişki kurulmuştur:

$$T_{a,in} = 0.2377 T_{buh} - 14.351 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.7)$$

Hava üfleme sıcaklığı, $T_{a,in}$, buharlaştırıcı kapasitesine bağlıdır. Buharlaştırıcı kapasitesinin belirlenmesi için de hava emiş ve üfleme sıcaklıklarının ortalama değeri gereklidir. İki değerin de belirlenebilmesi için, öncelikle hava üfleme sıcaklığı için bir başlangıç değeri belirlenip hesaplama buna göre yapılmış, gerçekleştirilen iterasyonlar yardımı ile doğru hava üfleme sıcaklığı belirlenmiştir.

Eşitlik (5.4) kullanılarak gerçekleştirilen hesaplama sonucunda elde edilen soğutma kapasitesi değerleri Çizelge 5.1'de [W] cinsinden verilmektedir.

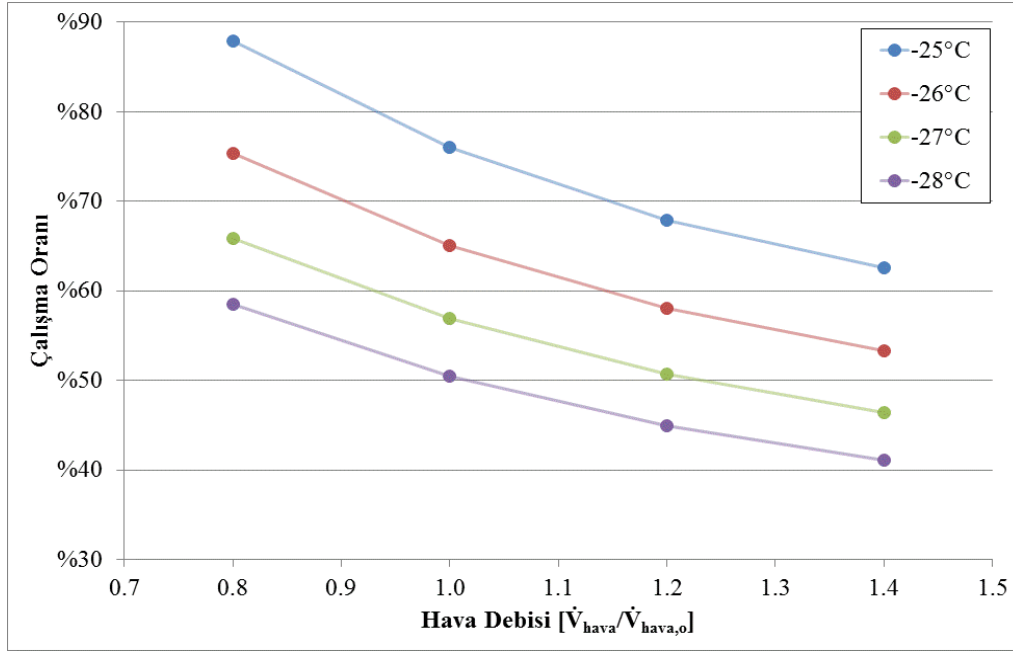
Çizelge 5.1 : Model yardımıyla hesaplanan soğutma kapasitesi değerleri.

Buharlaşma Sıcaklığı [$^{\circ}\text{C}$]	Hava Debisi [$\dot{V}_{hava}/\dot{V}_{hava,o}$]			
	0.8	1.0	1.2	1.4
-25	25.6	29.9	33.9	37.5
-26	29.8	34.8	39.4	43.6
-27	34.0	39.7	44.9	49.8
-28	38.2	44.6	50.4	55.9

Kapasite verisi elde edildikten sonra, eşitlik (5.1) kullanılarak deney noktaları için hesaplanan çalışma oranı değerleri Çizelge 5.2'de ve Şekil 5.1'de gösterilmektedir.

Çizelge 5.2 : Model yardımıyla hesaplanan çalışma oranı değerleri.

Buharlaştırma Sıcaklığı [°C]	Hava Debisi [$\dot{V}_{\text{hava}}/\dot{V}_{\text{hava,o}}$]			
	0.8	1.0	1.2	1.4
-25	0.88	0.76	0.68	0.63
-26	0.75	0.65	0.58	0.53
-27	0.66	0.57	0.51	0.46
-28	0.59	0.51	0.45	0.41



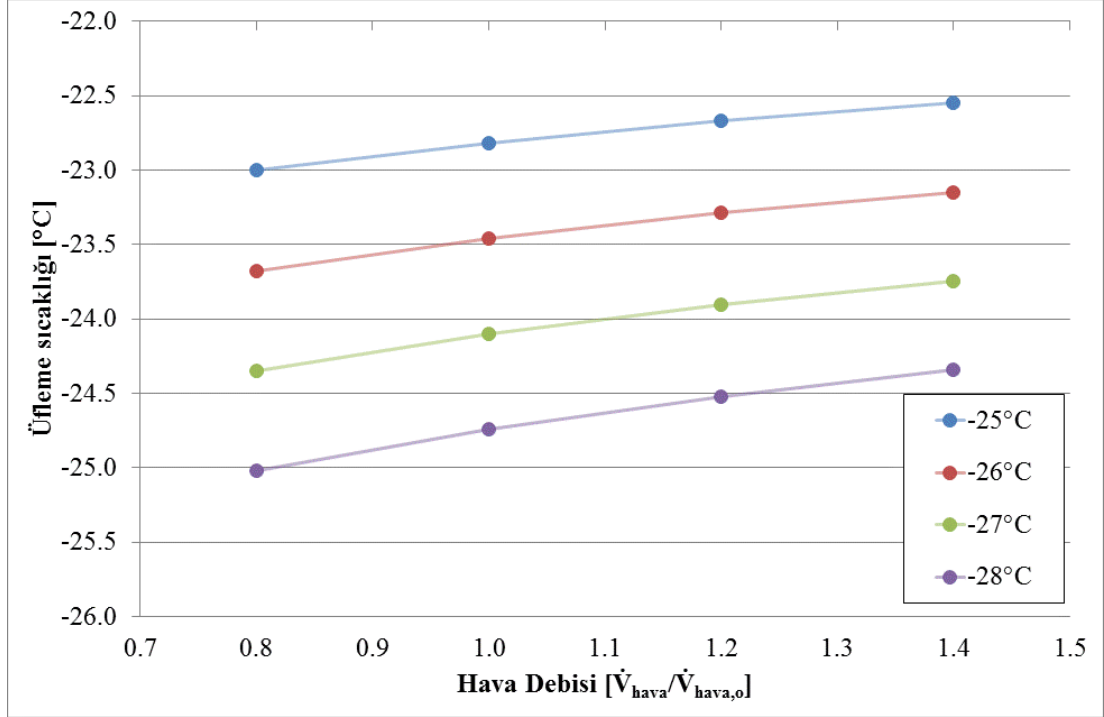
Şekil 5.1 : Model yardımıyla hesaplanan çalışma oranı değerleri.

Çalışma oranı bilgisine bakıldığında çalışma oranı deney sonuçlarına benzer karakterde olduğu görülmektedir. Artan hava debisi ile birlikte soğutma kapasitesi de artmakta ve dolayısıyla çalışma oranı azalmaktadır. Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile ise soğutma kapasitesi azalmakta ve dolayısıyla çalışma oranı artmaktadır. Sonuç olarak, eğer buzdolabının yüksek çalışma oranında çalışması isteniyorsa buharlaştırıcı sıcaklığı arttırılmalı, hava debisi ise azaltılmalıdır. Aksi halde düşük çalışma oranı sağlanması için ise buharlaştırıcı sıcaklığı düşürülmeli, hava debisi de arttırılmalıdır.

Hesaplama sonucunda elde edilen üfleme sıcaklığı değerleri de Çizelge 5.3'te ve Şekil 5.2'de [°C] cinsinden gösterilmektedir.

Çizelge 5.3 : Model yardımıyla hesaplanan hava üfleme sıcaklığı değerleri.

Buharlaştırma Sıcaklığı [°C]	Hava Debisi [$\dot{V}_{\text{hava}}/\dot{V}_{\text{hava,o}}$]			
	0.8	1.0	1.2	1.4
-25	-23.0	-22.8	-22.7	-22.5
-26	-23.7	-23.5	-23.3	-23.1
-27	-24.3	-24.1	-23.9	-23.7
-28	-25.0	-24.7	-24.5	-24.3



Şekil 5.2 : Model yardımıyla hesaplanan hava üfleme sıcaklığı değerleri.

Çalışma oranı modeli oluşturulurken bazı kabul ve ihmaller gerçekleştirilmiştir. Bunlar:

- Döngüsel kayıplar ve geçici rejim hali ihmal edilmiştir. Soğutkan göçü ile gerçekleşen ısı kazancı, ilk kalkış anında yüksek tork ihtiyacı ve yetersiz yağlanmadan kaynaklanan yüksek kompresör güç ihtiyacı, sistem kararlı hale gelene kadarki kaynama, yoğuşma, üfleme sıcaklıkları vb.
- Hava emiş sıcaklığının çalışma süresi boyunca değişmediği kabul edilmiştir. Hesaplamalarda deney sonucu belirlenen ortalama hava emiş sıcaklığı kullanıldığı için bunun uygun bir kabul olduğu ortaya çıkmaktadır.

- Buharlaştırıcı üzerinde gerçekleşen hava akışının kuru olduğu, buharlaştırıcı yüzeyinde karlanma olmadığı kabul edilmiştir. Buharlaştırıcı ısı geçiş katsayısı hesaplaması için kullanılan bağıntılar, buharlaştırıcı yüzeyinde karlanma olmama durumu için gerçekleştirilmiştir.
- Buharlaştırıcı sıcaklığı, soğutucu akışkanın kaynama sıcaklığına eşit kabul edilmiştir. Buharlaştırıcı borularının ısı direnci ihmal edilmiştir.

5.2 Enerji Tüketimi Modeli Oluşturulması

İki kapılı, 2 bölmeli buzdolabının enerji tüketimi modelinin oluşturulabilmesi için taze gıda saklama bölmesinin de hesaba katılması gerekmektedir. Taze gıda bölmesinin soğutma kapasitesinin belirlenmesi için de, çalışma oranı bilgisi dondurucu bölme hesaplamalarından ve ısı kazancı bilgisi RHL deneyi sonucundan alınmaktadır.

$$\dot{Q}_{kapasite,2} = \frac{\dot{H}_2}{RT} \quad [W] \quad (5.8)$$

Taze gıda saklama bölmesinin de soğutma kapasitesi belirlendikten sonra, buzdolabının toplam kapasite ihtiyacı iki bölmenin soğutma kapasitelerinin toplamı olarak belirlenebilir.

$$\dot{Q}_{kapasite, toplam} = \dot{Q}_{kapasite,1} + \dot{Q}_{kapasite,2} \quad [W] \quad (5.9)$$

Belirlenen toplam kapasite değerini sağlayacak soğutucu akışkan debisi, buharlaşma entalpisinin bilinmesiyle hesaplanabilir. Sabit aşırı soğutma sıcaklığı ve buharlaştırıcı çıkışında 1 kuruluk derecesi (0°C aşırı kızdırma) için farklı kaynama basınçlarında buharlaşma entalpi değeri hesaplanmıştır (Çizelge 5.4). Hesaplarda, kullanılan soğutucu akışkan olan R600a özellik tablosundan faydalanılmıştır [14]. Aşırı soğutma sıcaklığı olarak buzdolabı enerji tüketimi ölçümü sırasında belirlenen filtre-kurutucu çıkış sıcaklığı alınmıştır. Kılcal boru boyunca adyabatik kısılma gerçekleştiği kabul edilmiştir.

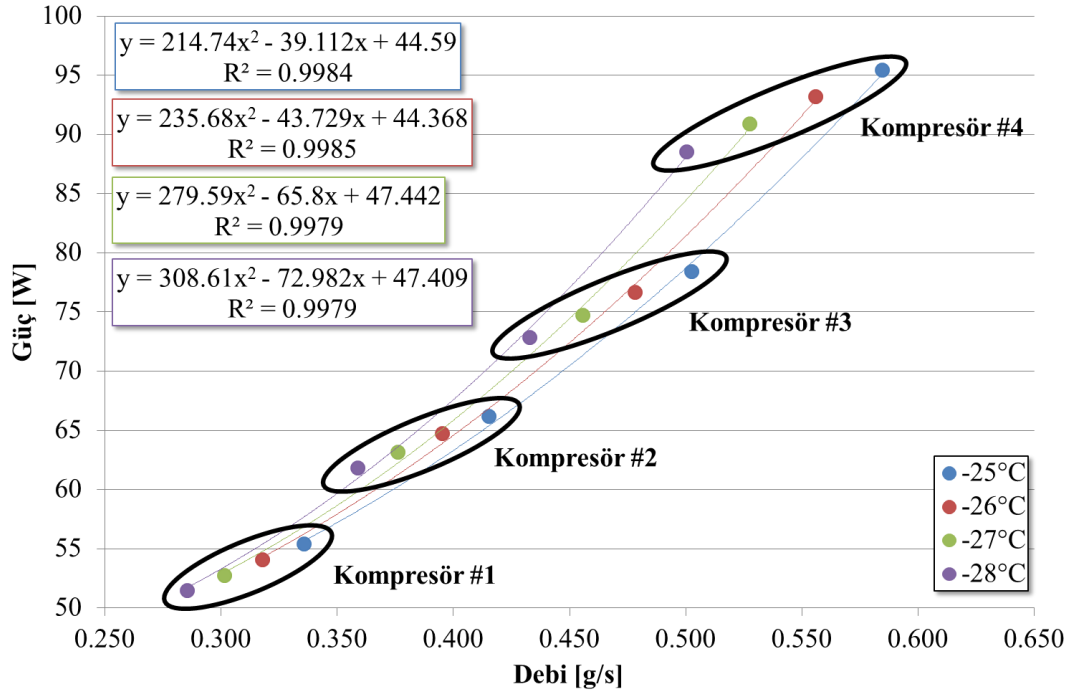
Çizelge 5.4 : Farklı buharlaşma sıcaklıkları için belirlenen buharlaşma entalpisi değerleri.

Buharlaşma sıcaklığı [°C]	Buharlaşma entalpisi [kJ/kg]
-25	236.06
-26	234.74
-27	233.43
-28	232.11

Aşağıda verilen (5.10) ifadesinden yararlanılarak gerekli soğutma kapasitesini sağlayan soğutucu akışkan debisi [g/s] cinsinden belirlenebilir.

$$\dot{Q}_{kapasite, toplam} = \dot{m}_{soğ} h_{buh} \quad [W] \quad (5.10)$$

Gerekli debi ve buharlaşma sıcaklığını sağlayacak kompresör gücünün bilinmesi, enerji tüketiminin hesaplanabilmesi bakımından çok önemlidir. Gerekli kompresör gücünü belirlemek için, kompresör kalorimetresinde bir üreticinin aynı serisine ait fakat farklı soğutma kapasitesine sahip 4 adet kompresörün performans deneyleri gerçekleştirilmiştir. Farklı kaynama ve yoğuşma basınçlarında kompresörlerin kapasite, güç ve debi bilgileri toplanmıştır. Belirli bir buharlaşma sıcaklığında kompresörün sıkıştırdığı soğutucu akışkan debisi ve buna karşılık çektiği güç bilgisi farklı kompresör kapasiteleri için belirlenmiştir (Şekil 5.3). Her bir buharlaşma sıcaklığı için (-25°C, -26°C, -27°C, -28°C) kompresörün çektiği güç bilgisini veren bağıntılar oluşturulmuştur.



Şekil 5.3 : Kompresörlerin farklı buharlaşma sıcaklıklarında sıkıştırdıkları soğutucu akışkan debisine karşılık çektikleri güç.

Kalorimetre performans verilerinden yararlanarak kompresör gücü (W_{komp}) belirlendikten sonra, buzdolabındaki diğer enerji tüketim kaynakları olan dondurucu bölme fanı ($W_{fan,1}$), taze gıda bölmesi fanı ($W_{fan,2}$) ve yoğuşturucu fanı ($W_{fan,3}$) güçleri de hesaba katılarak buzdolabının 24 saatlik enerji tüketimi belirlenmiştir:

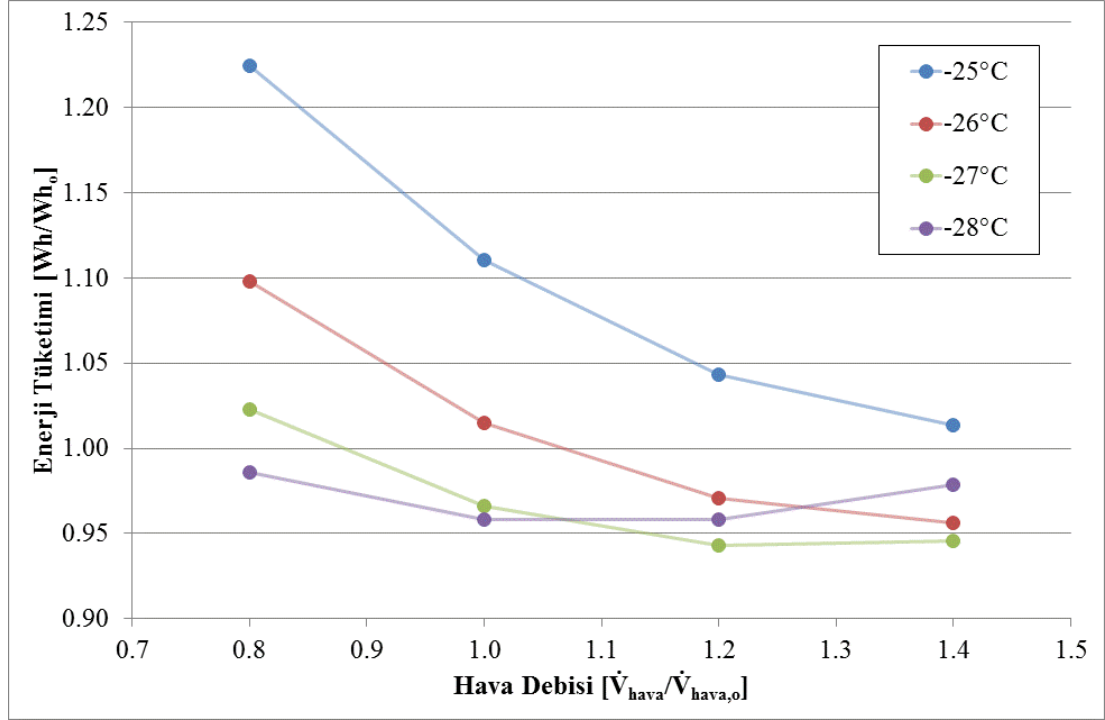
$$EC_{buzdolab\ 1} = 24 \times RT \times (W_{komp} + W_{fan,1} + W_{fan,2} + W_{fan,3}) \quad [Wh] \quad (5.11)$$

Dondurucu bölme fan gücü belirlenirken, kullanılan DC motorun gerekli hava debisini sağlamak için farklı devirlerde sürüldüğünde gerçekleşen güç değişimi hesaba katılmıştır. Taze gıda bölmesi fanı ve yoğuşturucu fanı güçleri sabit kabul edilmiştir.

Enerji tüketimi hesapları, 16 deney noktası ile aynı noktalar için gerçekleştirilmiştir. Enerji tüketimi değerleri, hesaplanan enerji tüketiminin buzdolabı orijinal enerji tüketimi değerine oranı şeklinde verilmiştir (Şekil 5.4 ve Çizelge 5.5).

Çizelge 5.5 : Hesaplama sonucu elde edilen enerji tüketimi oranları [Wh/Wh₀].

Buharlaştırma Sıcaklığı [°C]	Hava Debisi [$\dot{V}_{\text{hava}}/\dot{V}_{\text{hava,o}}$]			
	0.8	1.0	1.2	1.4
-25	1.224	1.111	1.043	1.014
-26	1.098	1.015	0.971	0.956
-27	1.023	0.966	0.943	0.945
-28	0.986	0.958	0.958	0.979



Şekil 5.4 : Hesaplama sonucu elde edilen enerji tüketimi oranları.

Buzdolabının mevcut durumu için çalışma noktasında belirlenen enerji tüketimi değeri hesaplama sonucu ile karşılaştırıldığında %3.4 hata ile doğru sonuç elde edildiği görülmektedir. Sonuçlar irdelendiğinde, buzdolabının mevcut çalışma noktasının en düşük enerji tüketimi değerlerinden birini verdiği görülmekle birlikte, hava debisinin %20 arttırılması ile %2.4 mertebesinde enerji tüketiminde azalma sağlanabileceği görülmektedir.

Enerji tüketimi modeli oluşturulurken yapılan kabul ve ihmaller aşağıdaki gibidir:

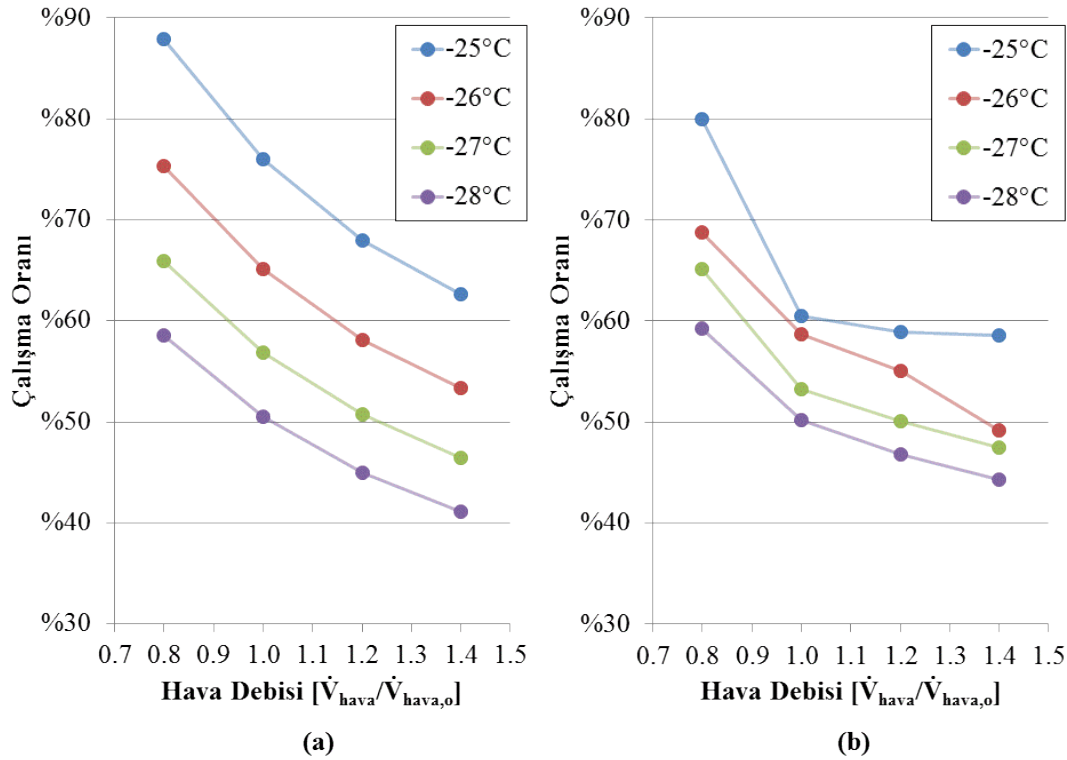
- Çoğu buzdolabında kullanılan, kılcal boru - kompresör dönüş borusu ısı değiştiricisi etkisi ihmal edilmiştir. Buzdolaplarında kullanılan bu ısı

değiştirici ile aşırı soğutma sıcaklığının düşürülerek soğutma kapasitesinin artırılma etkisi hesaplara katılmamıştır.

- Döngüsel çalışma kaynaklı soğutma kapasitesi ve güç değişimleri ihmal edilmiştir. Kararlı hal boyunca sabit soğutma kapasitesinin ve sabit güç tüketimi ile sağlandığı kabul edilmiştir.

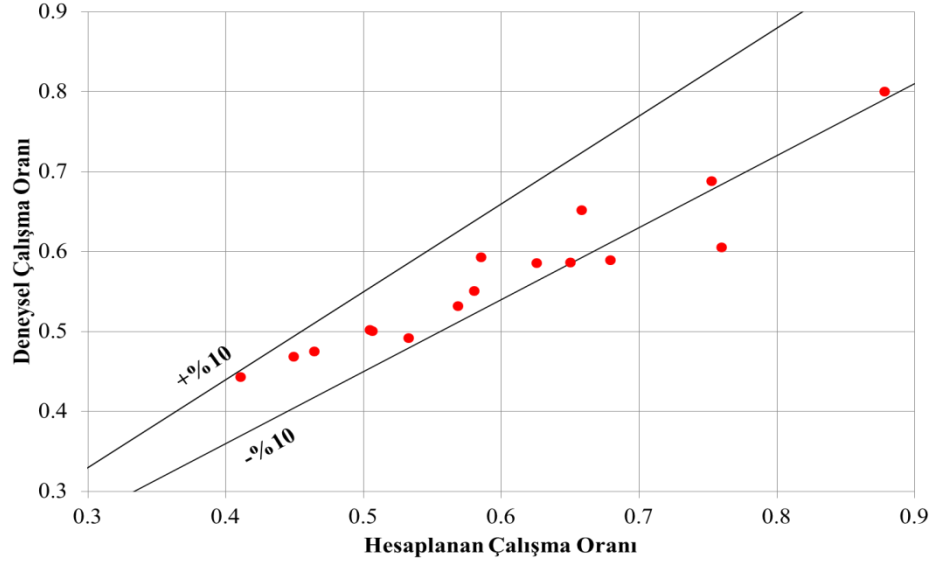
5.3 Model Hesaplamaları ile Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

Kurulan model ile elde edilen çalışma oranı bilgisi, deney düzeneğinde gerçekleştirilen deneyler ile karşılaştırıldığında sistem davranışı olarak aynı sonuçlar elde edilmiştir (Şekil 5.5).



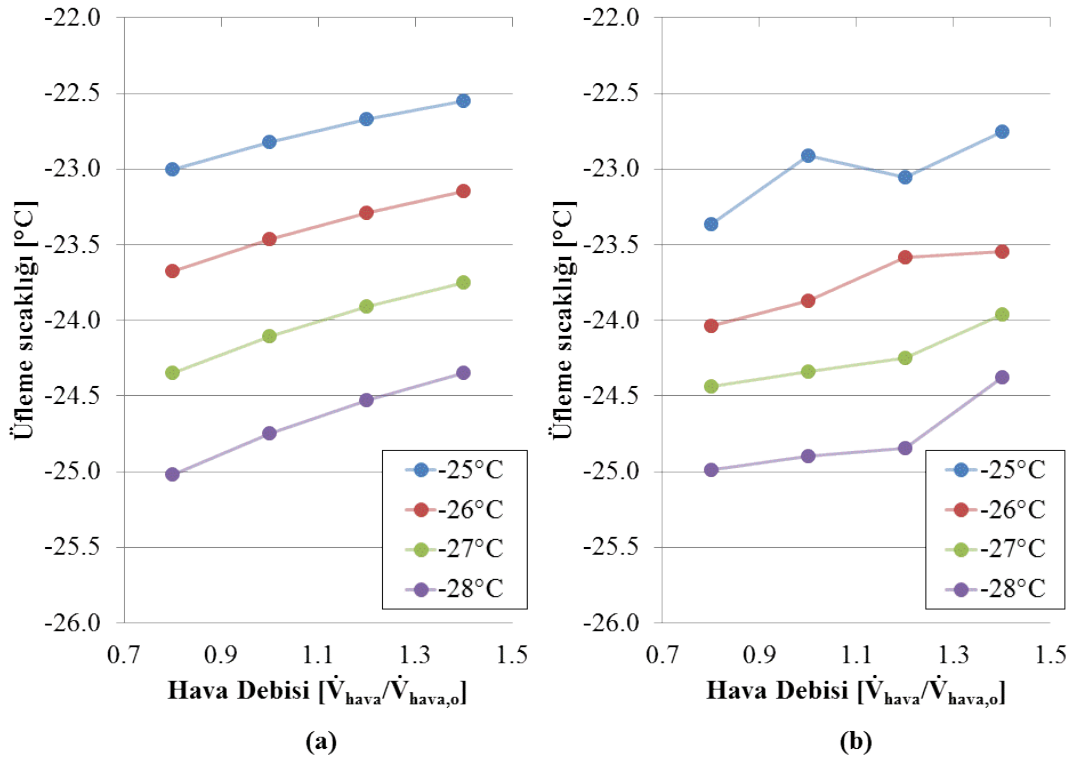
Şekil 5.5 : (a) Model ile ve (b) deneysel çalışmalar ile elde edilen çalışma oranı sonuçları.

Deneyler ile model arasındaki farka bakıldığında, çoğu nokta için sonuçların yakın çıktığı görülmektedir. 2 nokta haricindeki tüm noktalar için elde edilen sonuçlarda, deneysel sonuçlar hesaplananların $\pm\%10$ 'luk hata bandı içerisinde kalmaktadır (Şekil 5.6). Tüm noktalar için ortalama hata $\%4.7$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 5.6 : Hesaplanan ve deneysel olarak belirlenen çalışma oranlarının karşılaştırılması.

Üfleme sıcaklıkları karşılaştırıldığında, deneysel veri ile model sonuçları arasında çok az fark olduğu görülmektedir (Şekil 5.7). Bu bilgi, buharlaştırıcı ısı geçiş katsayısı ve soğutma kapasitesinin yüksek doğrulukla hesaplanabildiğinin göstergesidir.



Şekil 5.7 : (a) Model ile ve (b) deneysel çalışmalar ile elde edilen hava üfleme sıcaklıkları.

6. SONUÇLAR

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, iki kapılı buzdolaplarının dondurucu bölmelerinde enerji tüketimine etki eden parametreler deneysel ve teorik olarak incelenmiştir.

Enerji tüketimine etki eden parametreler olarak, buharlaştırıcı üzerinden geçirilerek kabin içerisine üflenlen hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığı incelenmiştir. Bu incelemenin gerçekleştirilebilmesi için, enerji tüketimi ölçümü standardında belirtilen şartları gerçeklemekle beraber, istenilen parametrelerin değiştirilip takip edilmek istenen büyüklüklerin okunarak kayıt edilebildiği bir deney düzeneği oluşturulmuştur. Ayrıca teorik hesaplamaları içeren bir çalışma oranı ve enerji tüketimi modeli MATLAB kodu ile yazılmıştır.

Deneysel ve teorik çalışmalarda, seçilen parametrelerin çalışma oranına etkisi belirlenmiş ve daha sonra bu etkinin enerji tüketimine ne şekilde yansıdığı hesaplanmıştır. Sonuç olarak belirli bir hacmin en düşük enerji tüketimi ile soğutulmasını sağlayacak olan parametreler belirlenmiştir.

Oluşturulan çalışma oranı modeli ile, deneysel çalışmalarda belirlenen çalışma oranına benzer bir sistem cevabı elde edilmiştir. Çalışma gerçekleştirilen 16 deney noktası için ortalama %4.7 hata ile çalışma oranının hesaplanabildiği gösterilmiştir. Enerji tüketimi modeli hesaplamaları sonucunda ise, gerçekleştirilen orijinal durum enerji tüketimi ölçümündeki parametreler girildiğinde %3.4 fark ile hesaplamanın gerçekleştirilebildiği görülmüştür.

Farklı parametrelerin enerji tüketimine etkisi incelendiğinde, gerçekleştirilebilecek olan değişikliklerle enerji tüketimini %2.4 daha iyi hale getirilebileceği görülmüştür. parametrelerin yanlış seçilmesi halinde ise mevcut durumdan %22 daha yüksek enerji tüketimine sebep olabileceği gösterilmiştir.

Gelecekte, bu çalışmada ihmal edilmiş veya incelenmemiş olan bazı etkiler de modellenerek daha kapsamlı bir model oluşturulması çalışması gerçekleştirilebilir:

- Kılcal boru - dönüş borusu ısı değiştiricisi etkisi üzerine literatürde bulunan çeşitli hesaplama yöntemleri kullanılarak daha kapsamlı bir model oluşturulabilir.
- Kararlı hal modellemesi yapmak yerine, geçici rejimdeki buzdolabı davranışı da hesaplamalara dahil edilebilir.
- Dondurucu bölme ile birlikte taze gıda saklama bölmesinin de soğutma performansı incelenerek iki bölmeli bir buzdolabında her iki bölme için hava debisi optimizasyonu ayrı ayrı yapılabilir.
- Kar-yapmayan bir soğutma sistemini daha iyi temsil edecek şekilde buharlaştırıcı üzerinde biriken karlanmanın ısı geçişi performansına olan etkisi de hesaplamalara dahil edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <<http://www.beko.com.tr/>>, alındığı tarih: 20.04.2012
- [2] **Bertoldi, P. ve Atanasiu, B.** (2006). Electricity Consumption & Efficiency Trends in the Enlarged European Union - Status Report 2006. European Commision Joint Research Centre. Ispra, İtalya.
- [3] **Gutberlet, K.L.** (2009). Domestic Appliances: Progress & Potential. *EEDAL '09 5th International Conference on Energy Efficiency in Domestic Appliances & Lighting*, Berlin.
- [4] **Url-1** <<http://www.ceced.org/>>, alındığı tarih: 20.04.2012
- [5] **ISO 15502.** (2005). Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods. *International Organization for Standardization*, Cenevre.
- [6] **TS EN ISO 15502.** (2007). Evlerde Kullanılan Soğutma Cihazları - Karakteristikler ve Deney Metotları. *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- [7] **Lacerda, V.T., Melo, C., Barbosa Jr, J.R. ve Duarte, P.O.O.** (2005). Measurements of the air flow field in the freezer compartment of a top-mount no-frost domestic refrigerator: the effect of temperature, *International Journal of Refrigeration*, 28, 774-783.
- [8] **ISO 7371.** (1995). Household refrigerating appliances - Refrigerators with or without low-temperature compartment - Characteristics and test methods. *International Organization for Standardization*, Cenevre.
- [9] **Nikbay, M., Açıkgöz, M.B. ve Kerpiççi, H.** (2009). Investigation of airflow and temperature distribution in the freezer cabinet of a domestic no-frost refrigerator. ASME Summer Heat Transfer Conference HT09, 19-23 Temmuz 2009, San Francisco, ABD.
- [10] **Barbosa Jr, J.R., Melo, C., Hermes, C.J.L. ve Waltrich, P.J.** (2009). A study of the air-side heat transfer and pressure drop characteristics of tube-fin "no-frost" evaporators. *Applied Energy*, 86, 1484 - 1491.
- [11] **Hermes, C.J.L., Melo, C., Knabben, F.T. ve Gonçalves, J.M.** (2009). Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation. *Applied Energy*, 86, 1311-1319.
- [12] **Poyraz, O.** (2011). Soğutucuların Dondurucu Bölmesinde Çalışma Oranına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi. (Yüksek Lisans Tezi). Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [13] **EC 2010/30/EU.** (2010). Directive of the European Parliament and of the Council with regard to energy labelling of household refrigerating appliances. *European Commission*, Brüksel.

- [14] **American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.** (2009). *ASHRAE Handbook Fundamentals, SI Edition*. ASHRAE, Atlanta.
- [15] **Lemmon, E.W., Huber, M.L. and McLinden, M.O.** (2007). *NIST standard reference database 23, NIST reference fluid thermodynamic and transport properties—REFPROP, v. 8.0*. Standard Reference Data Program, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
- [16] **Boughton, B. E., Clausing, A. M. ve Newell, T. A.** (1996). An investigation of household refrigerator thermal loads. *HVAC&R Research*. Volume 2, Number 2. 135 - 147.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Ad Soyad: Özgün SAKALLI
Doğum Yeri ve Tarihi: İzmir / 20.09.1988
E-Posta: ozgunsakalli@gmail.com



Öğrenim Durumu

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi
Makine Mühendisliği (2006-2010)
Lise: İzmir Bornova Anadolu Lisesi
Fen - Matematik (2002 - 2006)

İş Tecrübesi

2012 - Arçelik A.Ş.
Titreşim ve Akustik Teknoloji Ailesi
Arge Mühendisi
2010 - 2012 Arçelik A.Ş.
Akışkan Dinamiği Teknoloji Ailesi
Proje Yardımcısı