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

# SOĞUTUCULARIN DONDURUCU BÖLMESİNDE ÇALIŞMA ORANINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

**ONUR POYRAZ**

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

**DANIŞMAN**
**PROF. DR. İSMAİL TEKE**

**İSTANBUL, 2011**

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

# SOĞUTUCULARIN DONDURUCU BÖLMESİNDE ÇALIŞMA ORANINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

**ONUR POYRAZ**

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

**DANIŞMAN**
**PROF. DR. İSMAİL TEKE**

**İSTANBUL, 2011**

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

# SOĞUTUCULARIN DONDURUCU BÖLMESİNDE ÇALIŞMA ORANINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Onur POYRAZ tarafından hazırlanan tez çalışması 10.10.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Bahri ŞAHİN
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Yrd. Doç. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Bu çalışma, Arçelik A.Ş. ve TÜBİTAK tarafından desteklenmiştir.

# ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim ve tez çalışmalarım boyunca, bilgi ve tecrübeleri ile desteğini hiçbir zaman esirgemeden katkıda bulunan danışman hocam Sn. Prof. Dr. İsmail TEKE'ye en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için tüm imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Cemil İNAN, Sn. Fatih ÖZKADI ve Sn. Faruk BAYRAKTAR'a teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalar için her türlü donanımın sağlanmasında yardımcı olan Sn. Levent AKDAĞ ve Sn. Yalçın GÜLDALI'ya teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans eğitimim boyunca bu tez çalışmasını maddi olarak destekleyen TÜBİTAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamın planlı ve başarılı bir şekilde ilerlemesinde bana her zaman destek olan, bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan ve tez çalışmalarım sırasında bana daima yol gösteren Sn. Hüsnü KERPİÇÇİ'ye, deneysel çalışmalarım sırasında bana daima yol gösterici olan ve değerli fikirleriyle tez çalışmama katkıda bulunan Sn. Tolga Nurettin AYNUR ve Sn. Aydın ÇELİK'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneğinin kurulmasında ve deneysel çalışmalarda verdikleri teknik destekten dolayı Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU, Sn. Çetin LALE, Sn. Faruk KOCABIYIK ve Sn. Nihat KANDEMİR başta olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. ArGe Akışkan Dinamiği Teknoloji Ailesi ve Termodinamik Teknoloji Ailesi çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım sırasında aynı ofisi paylaştığım, tüm samimiyetleriyle bana her konuda destek olan Murat KADAL, Özgün SAKALLI, Çağlar ŞAHİN, Gökmen PEKER, Ahmet Burak TOP ve tüm ArGe yüksek lisans arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok değerli AİLEME en derin duygularımla teşekkür ederim.

Ekim 2011

Onur POYRAZ

# İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ ..... viii

KISALTMA LİSTESİ ..... ix

ŞEKİL LİSTESİ ..... x

ÇİZELGE LİSTESİ ..... xii

ÖZET ..... xiii

ABSTRACT ..... xv

BÖLÜM 1

GİRİŞ ..... 1

1.1 Literatür Özeti ..... 1

1.1.1 Soğutucuların Çalışma Prensibi ..... 2

1.1.2 Zorlanmış Taşınımlı Soğutucularda Sıcaklık ve Hava Dağılımı İncelemeleri ..... 4

1.1.3 Doğal Taşınımlı Soğutucularda Sıcaklık ve Hava Dağılımı İncelemeleri 11

1.1.4 Buzdolabı Enerji Tüketimi Modelleme Çalışmaları ..... 20

1.2 Tezin Amacı ..... 27

1.3 Hipotez ..... 27

BÖLÜM 2

DENEY DÜZENEĞİ ..... 29

2.1 Dondurucu Kabin ..... 31

2.2 Soğutma Sistemi ..... 32

2.2.1 Değişken Devirli Kompresör ..... 33

2.2.2 Yoğuşturucu ..... 33

2.2.3 Aşırı Soğutma Eşanjörü ..... 34

2.2.4 İğne Vana ve Kılcal Boru ..... 34

2.2.5 Buharlaştırıcı ..... 34

2.3 Su Hattı ..... 35

2.4 Kontrol Sistemi ..... 37
2.4.1 VEE Programı ..... 37
2.4.2 Kompresör Çalışma Durma Zamanları Kontrolü ..... 38
2.4.3 Su Hattı Tank Sıcaklıkları ve Su Debisi Kontrolü ..... 39
2.4.4 Hava Debisi Kontrolü ..... 40
2.4.5 Buharlaştırıcı Sıcaklığı Kontrolü ..... 41
2.4.6 Kompresör Hız Kontrolü ..... 42
2.4.7 Kar Çözme İşlemi Kontrolü ..... 42
2.6.1 Sıcaklık Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu ..... 45
2.6.2 Basınç Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu ..... 45
2.7.1 Ölçüm Sistemi Belirsizlik Hesaplama Yöntemi ..... 46
2.7.2 Deney Düzeneği Belirsizliklerinin Hesaplanması ..... 48

BÖLÜM 3

DENEYSEL ÇALIŞMALAR ..... 53

3.1 Buharlaştırıcı Sıcaklığı ve Hava Debisinin Çalışma Oranına Teorik Etkisi ..... 53
3.2 Deney Hazırlıkları ..... 56
3.2.1 Yoğuşturucu ve Aşırı Soğutma Eşanjörü Su Sıcaklığının Kontrolü ..... 56
3.2.2 Buharlaştırıcı Yüzeyinde Kar Eritme İşlemi ..... 57
3.2.3 Buharlaştırıcı Sıcaklığı Ön Kontrolü ..... 58
3.2.4 Kompresör Çevrimsel Çalışma Kontrolü ..... 58
3.2.5 Buharlaştırıcı Sıcaklığı Son Kontrolü ..... 59
3.2.6 Paket Sıcaklıkları Takibi ..... 59
3.3 Deney Sonuçları ..... 60
3.3.1 Buharlaştırıcı Sıcaklığının Çalışma Oranına Etkisi ..... 60
3.3.2 Hava Debisinin Çalışma Oranına Etkisi ..... 62
3.3.3 Buharlaştırıcı Sıcaklığının Enerji Tüketimine Etkisi ..... 65
3.3.4 Hava Debisinin Enerji Tüketimine Etkisi ..... 67
3.3.5 Dondurucu Kabin Enerji Tüketimi Değişimi ..... 69

BÖLÜM 4

ÇALIŞMA ORANI MODELİNİN OLUŞTURULMASI ..... 72

4.1 Boyut Analizi ..... 72
4.2 Buckingham Pi Teoremi (π Teoremi) ..... 72
4.3 En Küçük Kareler Yöntemi ..... 74
4.4 Regresyon Modeli Sonuçlarının İncelenmesi ..... 75

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER ..... 77

KAYNAKLAR ..... 84

EK-A ..... 86

EK-B ..... 88

ÖZGEÇMİŞ .....90

# SİMGE LİSTESİ

| | |
|---|---|
| A | Alan |
| c | Özgül ısı |
| h | Entalpi |
| m | Kütle |
| $\dot{m}$ | Kütlesel debi |
| V | Hacim |
| $\dot{V}$ | Hacimsel debi |
| T | Sıcaklık |

# KISALTMA LİSTESİ

| | |
|---|---|
| CFD | Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği |
| DC | Doğrusal Akım |
| ET | Enerji Tüketimi |
| IS | Isıtma süresi |
| NF | Buz Yapmayan |
| PIV | Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü |
| PLC | Programlanabilir Mantık Kontrolü |
| RT | Çalışma Oranı |
| RTD | Direnç Sıcaklık Ölçer |
| SS | Soğutma süresi |
| TC | Termokupl |

# ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa


Şekil 1. 1 R600a soğutucu akışkanı lnP-h diyagramı....2
Şekil 1. 2 Genel bir soğutucu için dondurucu kabin patlatılmış resmi....3
Şekil 1. 3 Dondurucu kabin yan görünüşü....4
Şekil 1. 4 Kapı rafına üflenen jet hava akımının soğumaya bağlı değişimi....5
Şekil 1. 5 Buzdolabı görünümü....6
Şekil 1. 6 Hava kanalları görünümü....6
Şekil 1. 7 Kabin merkez ekseninde sıcaklık dağılımı....7
Şekil 1. 8 Buzdolabı kabin raflarında sıcaklıkların incelendiği deney düzeneği....7
Şekil 1. 9 Ölçülen ve tahmin edilen silindir merkez sıcaklıkları....8
Şekil 1. 10 Evsel üç kapılı bir buzdolabında hava akışı....8
Şekil 1. 11 Dondurucu kabin hava kanalları a) mevcut durum b) yeni tasarım....9
Şekil 1. 12 Buzdolabı şematik görünümü....10
Şekil 1. 13 Dondurucu kabin sıcaklıkları deney ve analiz sonuçları karşılaştırması....10
Şekil 1. 14 Taze gıda kabini sıcaklıkları deney ve analiz sonuçları karşılaştırması....11
Şekil 1. 15 Tasarlanan hava kanalı....12
Şekil 1. 16 Buzdolabı kabini....12
Şekil 1. 17 Buzdolabı modeli ısı transfer mekanizmaları....13
Şekil 1. 18 Hava sıcaklıkları için analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırılması....14
Şekil 1. 19 Buzdolabı deney düzeneği....15
Şekil 1. 20 Soğuk duvar yüzey alanının sıcaklık dağılımındaki etkisi....15
Şekil 1. 21 Buzdolabı modelindeki ısı transfer mekanizmaları....16
Şekil 1. 22 Deneysel olarak ölçülen hava sıcaklıklarının tahmin edilen değerlerle karşılaştırması a) boş kabin b) ürünlerle yüklü kabin....17
Şekil 1. 23 Yüksüz durumdaki buzdolabı simetri ekseninde soğuk duvar sıcaklığının hız profilindeki etkisi a) soğuk arka duvarda b) kapıda....18
Şekil 1. 24 Soğuk duvarın tamamının (%100) ve yarısının (%50) soğutulduğu durumda kabin dibindeki hızlar a) soğuk arka duvarda b) kapıda....18
Şekil 1. 25 Kabinin paketlerle yüklü ve yüksüz durumdaki hız ölçümleri....19
Şekil 1. 26 Kabin sıcaklıklarının deney ve analiz sonuçlarına göre termostat ve ortam sıcaklığı parametrelerine bağlı karşılaştırılması a) Termostat sıcaklığı 4,5 °C ve ortam 20,8 °C b) Termostat sıcaklığı 2,1 °C ve ortam 25,1 °C....20
Şekil 1. 27 Buzdolabı şematik gösterimi....20
Şekil 1. 28 Model tahminleri ile deneysel verilerin karşılaştırılması a) kabin hava sıcaklıkları karşılaştırması b) kompresör gücü karşılaştırması....21
Şekil 1. 29 Hava debisinin toplam enerji tüketimindeki etkisi....22

Şekil 1. 30 Kompresör hızının enerji tüketimindeki etkisi .....24
Şekil 1. 31 Kılcal boru çapının enerji tüketimindeki etkisi .....25
Şekil 1. 32 Kabin ısı iletiminin kompresör güç tüketimindeki etkisi .....26
Şekil 1. 33 Yoğuşturucu tel sayısının kompresör güç tüketimindeki etkisi .....26
Şekil 1. 34 Buharlaştırıcı kanat sayısının kompresör güç tüketimindeki etkisi .....26
Şekil 1. 35 Farklı çalışma noktalarında kompresör güç tüketimi haritası .....27
Şekil 2. 1 Deney Düzeneği Şeması .....30
Şekil 2. 2 Deney düzeneği soğutucu kabini .....32
Şekil 2. 3 Deney düzeneği soğutma sistemi .....32
Şekil 2. 4 Su soğutmalı yoğuşturucu .....33
Şekil 2. 5 Aşırı soğutma eşanjörü .....34
Şekil 2. 6 Boru-kanat tipi buharlaştırıcı .....35
Şekil 2. 7 Deney düzeneği su hattı .....36
Şekil 2. 8 VEE programı .....38
Şekil 2. 9 Kompresör çalışma ve durma süreleri algoritma kontrolü .....39
Şekil 2. 10 Su tankı .....40
Şekil 2. 11 Hava debisi fan motoruna uygulanan gerilim ilişkisi .....41
Şekil 2. 12 İğne vana .....41
Şekil 2. 13 Değişken devirli kompresör ve hız kontrol kartı .....42
Şekil 2. 14 Kar eritme işlemi algoritması .....43
Şekil 2. 15 Ölçüm ve Veri Toplama Sistemi .....43
Şekil 2. 16 Termokupl kalibrasyon eğrisi .....45
Şekil 2. 17 Basınç kalibratörü .....46
Şekil 2. 18 Basınç transdüseri kalibrasyon eğrisi .....46
Şekil 3. 1 Buharlaştırıcı enerji dengesi .....56
Şekil 3. 2 Su hattı sıcaklıkları .....57
Şekil 3. 3 Kar eritme işlemi sırasında buharlaştırıcı yüzeyindeki sıcaklık değişimi .....57
Şekil 3. 4 Buharlaştırıcı sıcaklıkları .....59
Şekil 3. 5 Kabin içi ölçüm paketlerinin çevrimsel sıcaklık değişimi .....60
Şekil 3. 6 Hava üfleme sıcaklıklarının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi .....61
Şekil 3. 7 Buharlaştırıcı sıcaklığının çalışma oranı değişimine etkisi .....62
Şekil 3. 8 Soğutma kapasitesinin buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı değişimi .....62
Şekil 3. 9 Sabit buharlaştırıcı sıcaklığında hava debisine bağlı hava üfleme sıcaklığı .....63
Şekil 3. 10 Hava debisi ile soğutma kapasitesi değişimi .....64
Şekil 3. 11 Hava debisinin çalışma oranı değişimine etkisi .....64
Şekil 3. 12 Soğutma kapasitesine hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisi .....65
Şekil 3. 13 Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı kompresör gücü değişimi .....66
Şekil 3. 14 Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı kompresör gücü .....66
Şekil 3. 15 Dondurucu kabin hava debisi değişimine bağlı fan motoru gücü .....67
Şekil 3. 16 Hava debisi değişiminin fan motoru enerji tüketimine etkisi .....68
Şekil 3. 17 Hava debisine bağlı kompresör enerji tüketimi değişimi .....69
Şekil 3. 18 Dondurucu kabinde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı çalışma oranı değişimi .....70
Şekil 3. 19 Dondurucu kabinde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı enerji tüketimi değişimi .....71
Şekil 4. 1 Dondurucu kabin çalışma oranı için model ve deney sonuçları karşılaştırması .....76

# ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa


Çizelge 1. 1 Termostat sıcaklıklarının enerji tüketimindeki etkisi .....23
Çizelge 2. 1 Deney Düzeneği Ekipman Listesi.....31
Çizelge 2. 2 Deney Düzeneği Ölçüm Noktaları.....44
Çizelge 2. 3 Sıcaklık ölçüm kanallarının toplam belirsizlik değerleri .....49
Çizelge 3. 1 Dondurucu kabin deney matrisi.....53
Çizelge 3. 2 Buharlaştırıcı sıcaklığı kontrolü .....58
Çizelge 3. 3 Buharlaştırıcı sıcaklığı değişimlerinin incelendiği deneyler .....60
Çizelge 3. 4 Hava debisi değişimlerinin incelendiği deneyler.....63
Çizelge 4. 1 Dondurucu kabin çalışma oranında etkili olan fiziksel büyüklükler .....72

# ÖZET

## SOĞUTUCULARIN DONDURUCU BÖLMESİNDE ÇALIŞMA ORANINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Onur POYRAZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İsmail TEKE

Günümüzde artan dünya nüfusuyla birlikte enerji tüketiminin artması buna karşılık doğal kaynakların sınırlı olması sebebiyle birçok sektörde olduğu gibi beyaz eşya sektöründe de soğutucuların enerji verimliliğinin önemi artmaktadır. Bu sebeple soğutucuların kapasiteleri ve soğutma performansları düşürülmeden enerji verimliliği daha yüksek ürünlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu amaçla araştırmacılar soğutucu sistemlerin farklı parametrelerini inceleyerek enerji tüketimi konusunda birçok eniyileme çalışmaları yürütmektedirler.

Bu çalışmada bir soğutucunun dondurucu kabininde sistem parametrelerinden olan hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığı incelenmiştir. Gerçekleştirilen deneysel çalışmalar ile bu parametrelerin soğutma çevrimi çalışma oranına etkileri tespit edilmiştir. Daha sonra soğutucu çalışma oranı enerji tüketimi ile ilişkilendirilmiştir. Böylece incelenen soğutucunun dondurucu kabininde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak enerji tüketiminin en düşük olduğu sistem koşulları tespit edilmiştir.

Çalışmanın ilk bölümünde soğutucuların genel çalışma yönteminden ve literatürde soğutucular için sıcaklık dağılımı, hava hızı ve enerji tüketimi konularında yapılmış çalışmalar sunulmuştur.

Çalışmanın ikinci bölümünde dondurucu kabin içerisinde hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığının değiştirilebildiği böylece farklı koşullar altında çalışma oranı değişimlerinin incelenebildiği deney düzeneği anlatılmaktadır. Deney şartlarının kontrol edilmesi için kullanılan deney düzeneği ekipmanları ve teknik özellikleri detaylı olarak sunulmuştur.

Ayrıca deney düzeneği elemanları için yapılan belirsizlik analizi bu bölümde paylaşılmaktadır.

Çalışmanın üçüncü bölümünde deneylerde kararlı durum şartlarının sağlanması için kontrol edilen ekipmanlar ve kontrol yöntemleri anlatılmaktadır. Ayrıca bu bölümde deney sonuçları değerlendirilerek buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisinin dondurucu kabin çalışma oranına ve enerji tüketimine olan etkileri sunulmaktadır.

Çalışmanın dördüncü bölümünde soğutucu çalışma oranı modelinin oluşturulması ile ilgili bilgiler paylaşılmaktadır. Ayrıca bu bölümde dondurucu kabinde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak ölçülmüş çalışma oranı deney sonuçları oluşturulan model sonuçları ile karşılaştırılmaktadır.

Çalışmanın beşinci bölümünde gerçekleştirilmiş deneysel çalışmaların sonuçları sunulmuştur.

**Anahtar kelimeler:** Soğutucu, deney düzeneği, hava debisi, sıcaklık dağılımı, çalışma oranı, enerji tüketimi

# ABSTRACT

## INVESTIGATION OF THE PARAMETERS AFFECTING ON THE RUNTIME OF THE REFRIGERATOR FREEZER

Onur POYRAZ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Prof. Dr. İsmail TEKE

Nowadays, natural resources are limited with respect to the increasing world population. Thus, the energy efficiency of the refrigerators in household goods market is gaining importance along with many other markets. For this reason, the need for manufacturing more energy efficient products becomes more important without sacrificing the refrigerator capacity and refrigeration performance. In order to meet this requirement, researchers are working on optimization of refrigeration systems by inspecting different parameters.

In this study, system parameters of airflow rate and evaporation temperature of a freezer compartment of a refrigerator are investigated. The effect of these parameters on the runtime of the refrigeration cycle is experimentally evaluated. Then, a relationship between the runtime and the energy consumption of the refrigerator is obtained. Hence, for the considered refrigerator freezer cabinet, the system conditions; the evaporation temperature and the airflow rate; that are providing the lowest energy consumption are obtained.

In Chapter 1, the general operational principles of the refrigerators are explained and the detailed literature survey based on the temperature distribution, airflow rate and energy consumption of the refrigerators is presented.

In Chapter 2; the experimental setup, which allows varying the runtime of the refrigeration system under various operating conditions by changing the evaporation temperature and airflow rate in the freezer cabinet, is explained. The experimental

equipment used in controlling the experimental conditions and their technical specifications are presented in detail. Also, the uncertainty analysis of the instrumentations is explained in this section.

In Chapter 3, the equipments that are used to control the steady state conditions of the experiments and their control methods are explained. Also, the effects of evaporation temperature and the airflow rate on the runtime ratio and the energy consumption of the freezer compartment are presented.

In Chapter 4, the modeling study of the runtime based on the evaporation temperature and the airflow rate is presented, and the comparison of the modeling and the experimental runtime results is provided.

In Chapter 5, the experimental results are presented.

**Key words:** Refrigerator, experimental setup, air flow rate, temperature distribution,

run time, energy consumption

# BÖLÜM 1

# GİRİŞ

## 1.1 Literatür Özeti

Gıdaların soğutulması ve dondurulması amacıyla çeşitli tip ve boyutlarda ev tipi soğutucular kullanılmaktadır. Soğutucular kabin sıcaklıklarına ve tercih edilen soğutma yöntemlerine göre çeşitlenmektedir.

TS EN ISO 15502 standardında soğutucular bölme sıcaklıklarının en yüksek değerleri dikkate alınarak sınıflandırılmaktadırlar. Buna göre - 6 °C bir yıldızlı, - 12 °C iki yıldızlı, - 18 °C üç yıldızlı bölme olarak tanımlanmaktadır. Ayrıca gıda maddelerinin ortam şartlarından üç yıldızlı bölme şartlarına soğutularak depolanması için uygun olanlar dört yıldızlı bölme olarak sınıflandırılmaktadırlar [1].

Tez kapsamında evsel tip bir soğutucunun dört yıldızlı dondurucu kabini incelenmiştir. Bu soğutucuda buhar sıkıştırmalı soğutma yöntemi kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırmalı soğutucular konvansiyonel ve buzlanma yapmayan soğutucular olarak sınıflandırılabilir.

Buz yapmayan soğutuculardа zorlanmış hava akımı oluşturulmaktadır. Buharlaştırıcı üzerinde oluşan kar belli aralıklarla otomatik olarak eritilmektedir. Konvansiyonel soğutuculardа zorlanmış hava akımı ve ya doğal taşınım tercih edilebilmektedir.

Literatürde yer alan evsel tip soğutucular ile ilgili yapılmış olan çalışmalar dört başlık altında özetlenmektedir.

- Soğutucuların çalışma prensibi
- Zorlanmış hava taşınımlı soğutucular için sıcaklık - hava dağılımı incelemeleri
- Doğal hava taşınımlı soğutucular için sıcaklık - hava dağılımı incelemeleri
- Soğutuculardaki komponentler için ısı transfer modelleri oluşturarak soğutucunun toplam enerji tüketimini belirleyen çalışmalar

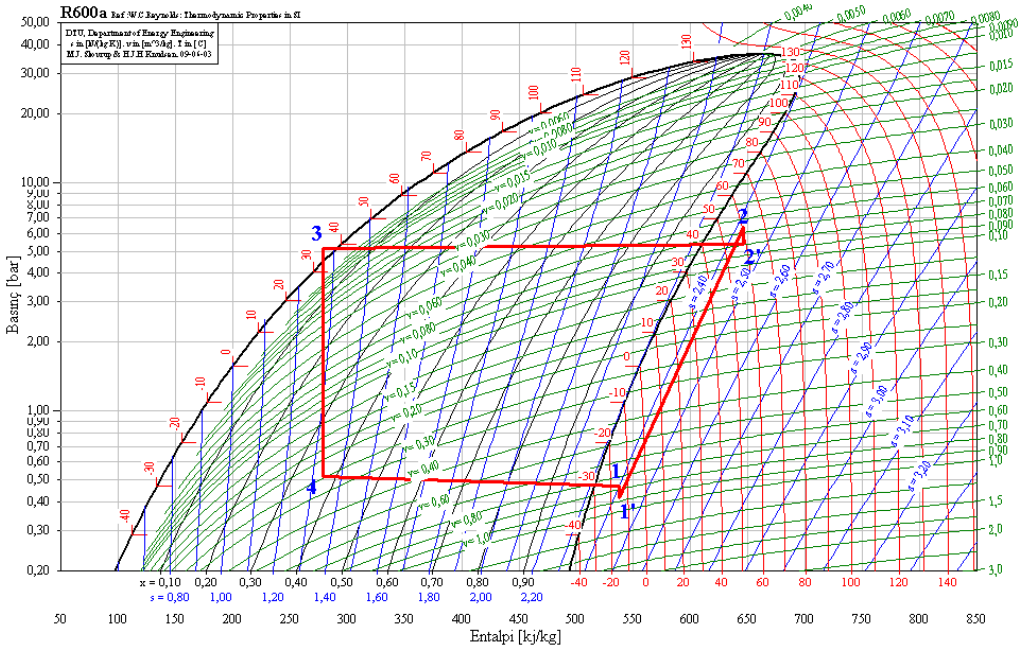
### 1.1.1 Soğutucuların Çalışma Prensibi

En genel tanımı ile soğutma, soğutulacak maddenin kendisinden daha düşük sıcaklıktaki bir madde ile ısıl temas halinde bulunması durumunda gerçekleşir.

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde soğutma, buharlaştırıcıda sıvı soğutkanın kabin içerisinden ısı çekerek buharlaşması ile gerçekleşir. Soğutkanın buharlaşma sıcaklığını belirleyen parametre ise basınçtır.

İdeal gaz kanunu gereği, sabit bir hacimde bulunan gazın basıncının azalması ile sıcaklığında azalma görülür. Bu noktadan hareket ile soğutma sistemi içerisinde basınçları kontrol ederek sistemin istenen şartlarda çalışması sağlanabilir. Söz konusu kontrol işlemi buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde kompresör ve kılcal boru yardımı ile gerçekleştirilmektedir [2].

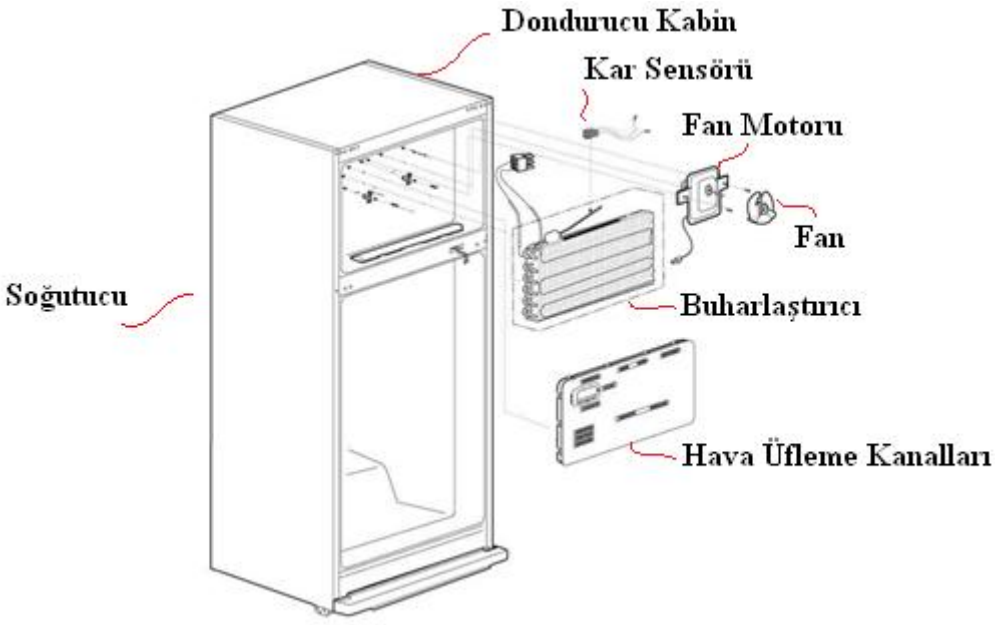
Soğutucu akışkan genel bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kompresör, yoğuşturucu, kılcal boru ve buharlaştırıcı akış sırasını takip eder. Şekil 1.1'de R600a (izobütan) soğutkanı için gerçeğe yakın bir soğutma çevrimi görülmektedir. Kompresörde basınç ve sıcaklığı artırılan soğutucu akışkan kompresör çıkışında gaz fazındadır. Yoğuşturucuda soğutkandan ısı çekilerek sıvı faza geçmesi ve devamında aşırı soğutulması sağlanır. Kılcal boru üzerinde basınç ve sıcaklık düşürülmektedir. Buharlaştırıcıda soğutkana kabin içerisinden ısı transferi gerçekleşir böylece kabin içi soğutulur.




Şekil 1.1 R600a soğutucu akışkanı lnP-h diyagramı [3]

- $1-2$ Kompresörde sıkıştırma
- $2-2'$ Kompresör çıkışında basınç kaybı
- $2-3$ Yoğuşma ve aşırı soğutma
- $3-4$ Kılcal boruda adyabatik kısılma
- $4-1$ Buharlaşma
- $1-1'$ Kompresör girişinde basınç kaybı

Soğutuculardа dondurucu kabin, taze gıda bölmesi, sebzelik bölmesi, 0° C bölmesi gibi kısımlar bulunmaktadır [1]. Tez kapsamında bir soğutucunun dondurucu kabini incelenmiştir. Bu kabin içerisinde en yüksek sıcaklık değeri -18 °C olacak şekilde soğutma yapılmaktadır. Şekil 1.2'de genel bir soğutucunun dondurucu kabini görülmektedir.




Şekil 1. 2 Genel bir soğutucu için dondurucu kabin patlatılmış resmi

Soğutucuların çalışması kabin iç sıcaklıklarına göre termostat ile kontrol edilmektedir. Soğutucu algoritmaları üzerinde farklı termostat konumları için sıcaklık değerleri tanımlanır. Kabin içerisinde bulunan sensör tanımlanmış bu sıcaklık değerlerini algılayarak kompresöre durma ve çalışma komutu göndermektedir.

Kompresör çalışmadığı süre içerisinde kabin içi sıcaklıkları kabin ısı kazancı sebebiyle artmaktadır. Yükselen sıcaklık değerleri kompresör açma değerine ulaştığında kompresör çalışmaya başlar. Kompresörün çalışmasıyla kabinler soğutulur. Soğutulan kabin içinde sıcaklık kompresör kesme değerine ulaşınca kompresör durdurulur.

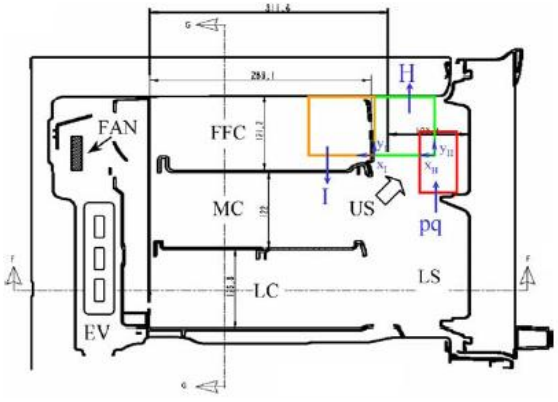
Böylece dondurucu kabinde soğutma, çalışma ve durma zamanlarına bağlı olarak çevrimsel bir davranış gösterir.

Kabin içerisinden buharlaştırıcıya olan ısı transferini artırmak için soğutucularda uygulanan yöntemlerden biri hava tarafı ısı taşınım katsayısının artırılmasıdır. Bunun için kabin içerisinde bulunan fan ile zorlanmış hava akımı oluşturulmaktadır.

Şekil 1.2'de görülen dondurucu kabinde soğutma işlemi boru-kanat tipi bir buharlaştırıcı ve buharlaştırıcı üzerinden kabin içine üflenen hava dolaşımı ile yapılmaktadır. Hava içerisindeki su buharı zamanla buharlaştırıcı üzerinde yoğuşmaktadır. Yoğuşan su buharı buharlaştırıcı üzerinde kar tabakası oluşturmaktadır. Bu sebeple belli aralıklarla buharlaştırıcı yüzeyine sarılı olan ısıtıcı çalıştırılarak karların erimesi sağlanmaktadır. Eriyen kar, su drenajı ile dondurucu kabinden uzaklaştırılmaktadır. Bu tip soğutucular buz yapmayan (NF) soğutucu olarak tanımlanmaktadır.

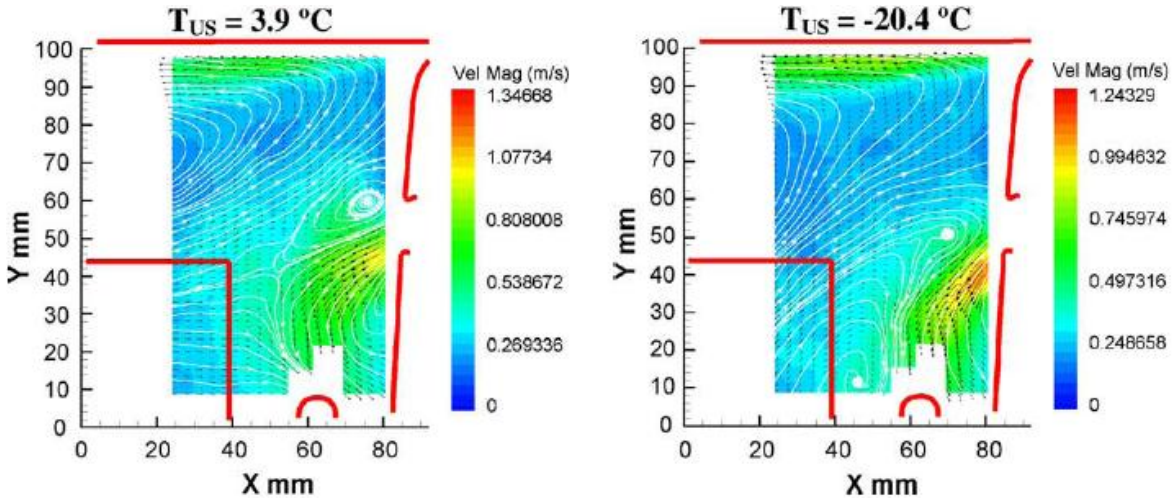
### 1.1.2 Zorlanmış Taşınımlı Soğutucularda Sıcaklık ve Hava Dağılımı İncelemeleri

Lacerda vd. [4] 440 lt toplam hacme sahip iki kapılı NF bir buzdolabı dondurucu bölmesinde hava dağılımını incelemişlerdir. Dondurucu kabinin üst kısmında hızlı dondurma bölmesi yer almaktadır (Şekil 1.3). Hızlı dondurma bölmesinde tespit edilen yüksek sıcaklık alanında PIV (Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü) yöntemiyle hava hızları ölçülmüştür. Buzdolabı ortam sıcaklığı olan 25 °C'de ısıl dengedeyken çalıştırılarak ölçümler alınmıştır. Kabin içi sıcaklıkları termostat kesme değerine ulaşarak kompresörün durma anına kadar geçen sürede sıcaklık ve hız ölçümleri yapılmıştır. Bu ölçümlerde dondurucu kabin içindeki en sıcak alan tespit edilmiş ve bu bölgenin sıcak kalmasının sebepleri deneysel olarak incelenmiştir.




Şekil 1. 3 Dondurucu kabin yan görünüşü

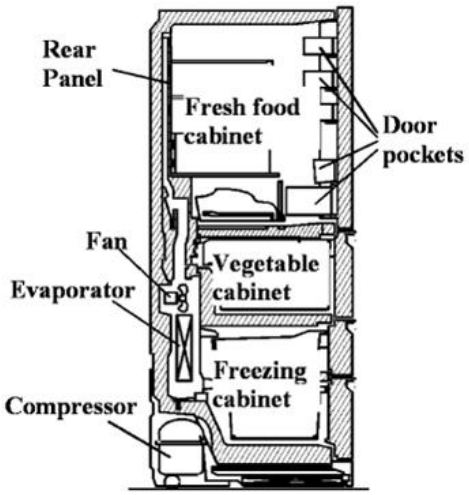
Buharlaştırıcı üzerinde soğutulan hava öncelikle hızlı dondurma bölmesine üflenmektedir. Dondurucu kabin içine hava hızlı dondurma bölmesinin raf deliklerinden üflenir. Burada jet hava akımı oluşmaktadır. Dolabın çalışma periyodunda soğumaya bağlı olarak jet hava akımı eğiminin Şekil 1.4'te görüldüğü gibi aşağı doğru yöneldiği tespit edilmiştir.




Şekil 1. 4 Kapı rafına üflenen jet hava akımının soğumaya bağlı değişimi

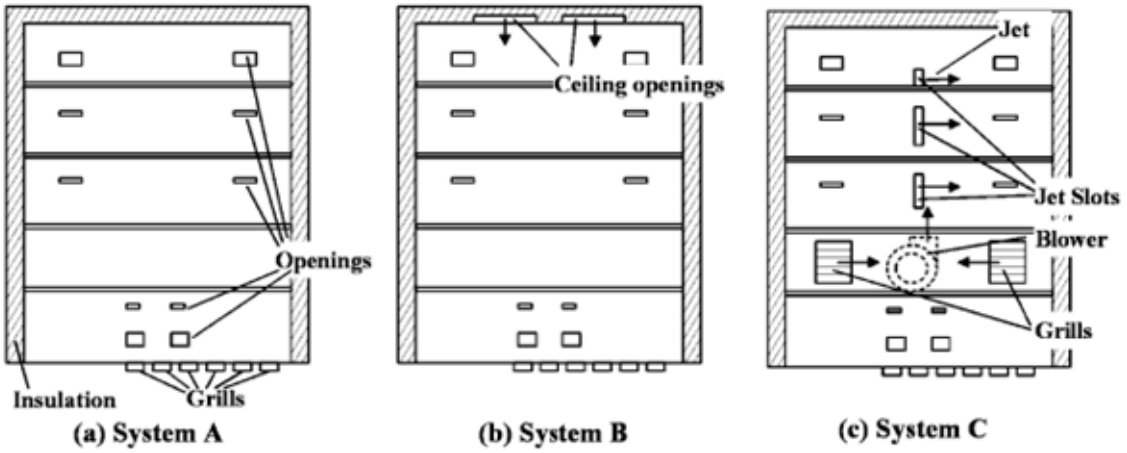
Kapı üst rafında bulunan ve Şekil 1.4'te sol alt köşede görülen pakete, hava akımının aşağı doğru yönelmesine bağlı olarak, yeterince hava üflenemediği tespit edilmiştir. Bu durumun da kapı üstündeki alanın sıcak kalmasına sebep olduğu ileri sürülmüştür.

Fukuyo vd. [5] Şekil 1.5'te görülen buzdolabında taze gıda bölmesi için homojen sıcaklık dağılımı sağlamak ve soğutma süresini azaltmak için yeni bir hava dağıtım sistemi tasarlamışlardır. Mevcut durumda buharlaştırıcı üzerinde soğutulan hava fan ile taze gıda bölmesi, sebzelik ve dondurucu kabine yönlendirilmektedir. Yeni tasarlanan hava dağıtım sisteminde taze gıda bölmesine bir fan ve jet hava kanalları eklenmiştir. Mevcut durumda taze gıda bölmesindeki sıcaklıklar deneysel olarak ölçülmüş ve CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizi gerçekleştirilmiştir. Yeni durumdaki hava kanalı için ise CFD analizleri gerçekleştirilmiş ve mevcut durum CFD sonuçları ile karşılaştırılmıştır.




Şekil 1. 5 Buzdolabı görünümü

Taze gıda kabininin mevcut durumu (A), mevcut durumda yapılan iyileştirme (B) ve yeni geliştirilen hava dağıtım sistemi (C) Şekil 1.6'da görülmektedir.

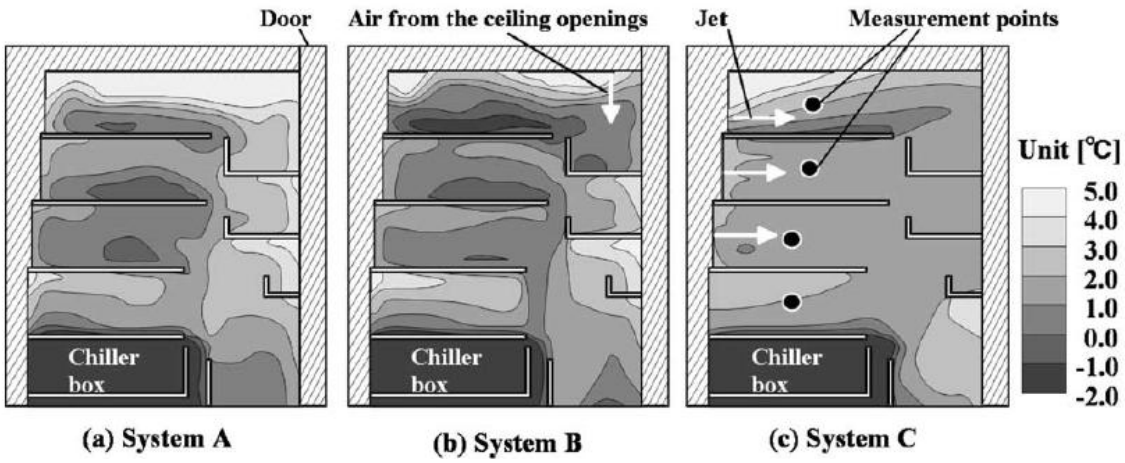



Şekil 1. 6 Hava kanalları görünümü

Sistem A mevcut durum olup kapıdaki paketler ve üst rafta sıcaklıklar yüksektir. Sistem B mevcut durumun iyileştirilmiş hali olup kapıdaki paketleri ve üst rafı soğutmak için tavana üfleme delikleri eklenmiştir. Sitem C yeni hava dağıtım sistemi olup bir fan, üç adet jet kanalı ve iki tane emiş kanalı eklenmiştir. Eklenen fan ile hava jeti için $0{,}3\ m^3/dk$ hava debisi oluşturulmuştur.

Şekil 1.7'de her bir hava dağıtım sistemi için sıcaklık dağılımına yönelik yapılan analiz sonuçları görülmektedir. Sistem A'da üst rafta ve üst kapıdaki paket sıcaklıklarının yüksek olduğu, her bir rafın ortasında sıcaklıkların düşük olduğu görülmektedir. Sistem B'de tavanda açılan hava delikleri üst rafın ve kapı üstündeki paketlerin soğumasını

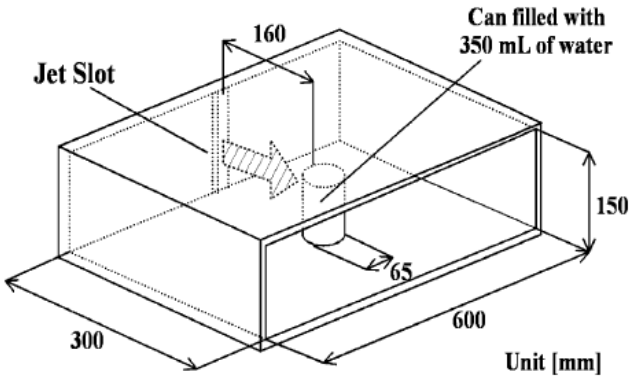
sağlamakta ve böylece sıcak bölgeler kaybolmaktadır. Sistem C kabin genelinde sıcaklığın 2 °C olmasını sağladığı görülmektedir.




Şekil 1. 7 Kabin merkez ekseninde sıcaklık dağılımı

Hava dağıtım sisteminde jet hava kanalları kullanılması taze gıda bölmesinde homojen sıcaklık dağılımı sağlaması yanında soğutma süresinin azalmasını sağlamıştır. Mevcut durumda 120 dakika olan soğutma süresi jet hava kanallarının kullanılması ile 30 dakika değerine düşürüldüğü belirtilmektedir.

Fukuyo vd. [5] 0,35 l hacminde içi su dolu silindir bir kabın soğutulma süresini hava sıcaklığı ve hava akış hızı olmak üzere iki parametreye bağlı olarak incelemişlerdir. Bu inceleme için Şekil 1.8'de görülen deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinde görülen hacim buzdolabı taze gıda bölmesindeki raflar arasındaki hacmi temsil etmektedir.



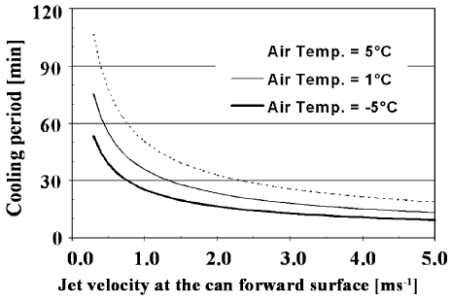

Şekil 1. 8 Buzdolabı kabin raflarında sıcaklıkların incelendiği deney düzeneği

Raflar arasında yer alan ve ürünü temsil eden silindirin soğuma süresini ve sıcaklığını tahmin etmek için model (1.1) önerilmiştir.

$$T = T_0 exp\left(-\frac{\alpha' A_{can}}{\rho_{water} C_{p,water} V_{can}} t\right) \quad (1.1)$$

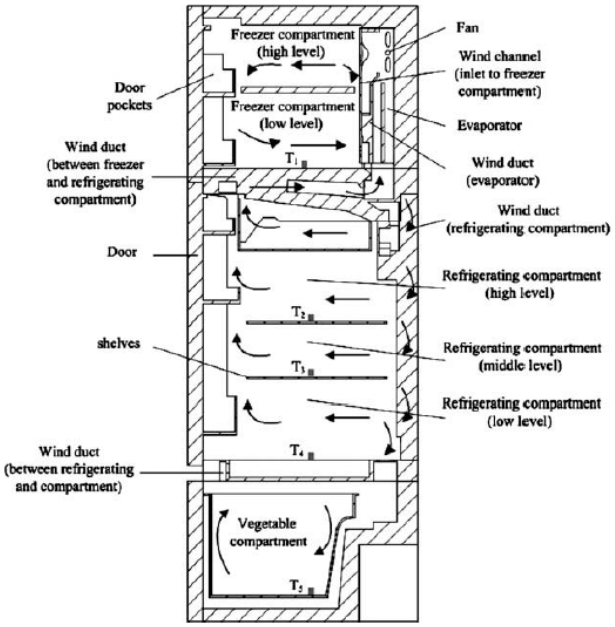
Burada $\alpha'$ silindir üzerinde iki boyutlu ısı transfer katsayısı, $\rho_{water}$ suyun yoğunluğu, $C_{p,water}$ suyun özgül ısısı, $V_{can}$ silindirin hacmi, t soğutma süresi, T hava ile silindir sıcaklık farkını göstermektedir. $T_0$, T'nin başlangıç değeridir.

Oluşturulan model doğrulaması için hava üfleme sıcaklığının -5°C, 1°C ve 5°C olduğu ve hava hızının 0-5m/s arasında değiştiği durumlar için silindirin 25 °C'tan 10 °C'a soğuma süresi incelenmiştir (Şekil 1.9).



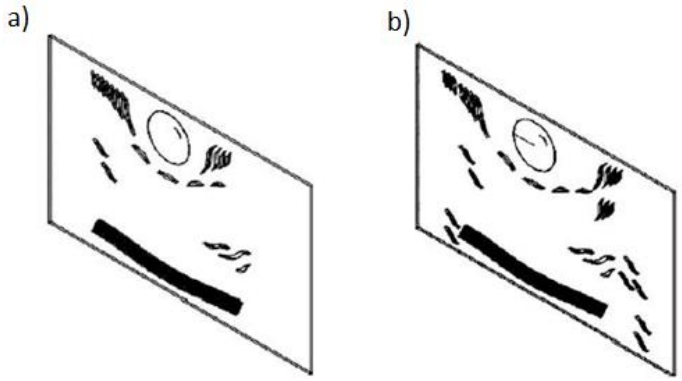

Şekil 1. 9 Ölçülen ve tahmin edilen silindir merkez sıcaklıkları

Yang vd. [6] göre buzdolabı içinde sıcaklık farklılaşmasında hava kanalları tasarımı ve bu kanalların konumu etkili olmaktadır. Bu çalışmada iki kapılı, NF ve ara hava geçişli bir buzdolabında dondurucu kabin, taze gıda bölmesi ve sebzelik bölmesi sıcaklıkları incelenmiştir. İncelenen buzdolabı Şekil 1.10'da görülmektedir.




Şekil 1. 10 Evsel üç kapılı bir buzdolabında hava akışı

Kompresörün çalışma ve durma zamanlarına bağlı olarak kabinler içinde oluşan sıcaklık farkları tespit edilmiştir. Taze gıda bölmesindeki sıcaklık dağılımını iyileştirmek için hava kanal tasarımı ile üfleme deliklerinde değişiklikler yapılmıştır. Ayrıca taze gıda bölmesindeki deliklerin konumlarında da değişiklikler yapılmıştır. Böylece hava merkezden kenarlara doğru akışa zorlanmıştır. Mevcut durum ve yeni durumdaki buharlaştırıcı kapağı tasarımları Şekil 1.11'de görülmektedir.



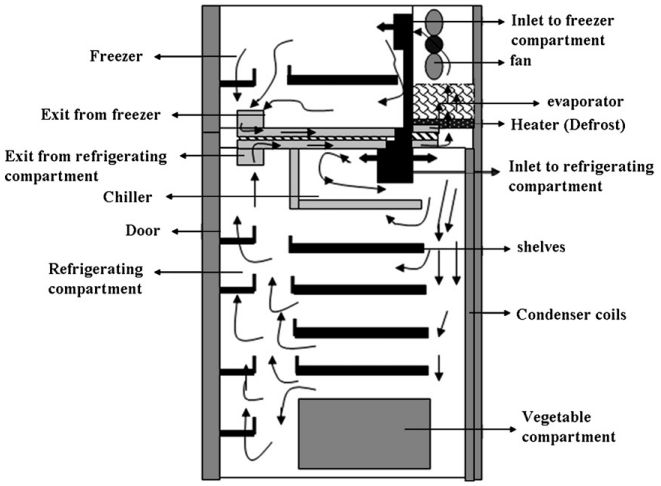

Şekil 1. 11 Dondurucu kabin hava kanalları a) mevcut durum b) yeni tasarım

Buzdolabının mevcut durumu ve yeni tasarım için nümerik analizler gerçekleştirilmiştir. Analizlerde kütle ve momentum korunumu için Navier Stokes temel prensipleri çözdürülmüştür. Enerji korunumu için türbülanslı kinetik enerji ve enerji değişim modeli k-ε kullanılmıştır. Taze gıda bölmesinde sıcaklık dağılımı karşılaştırması için en yüksek sıcaklık farkı ve sıcaklık farkının karesinin ortalama karekökü (1.2) dikkate alınmıştır.

$$\left(\sqrt{\frac{\Sigma(T-T_{avarage})^2}{N}}\right) \tag{1.2}$$

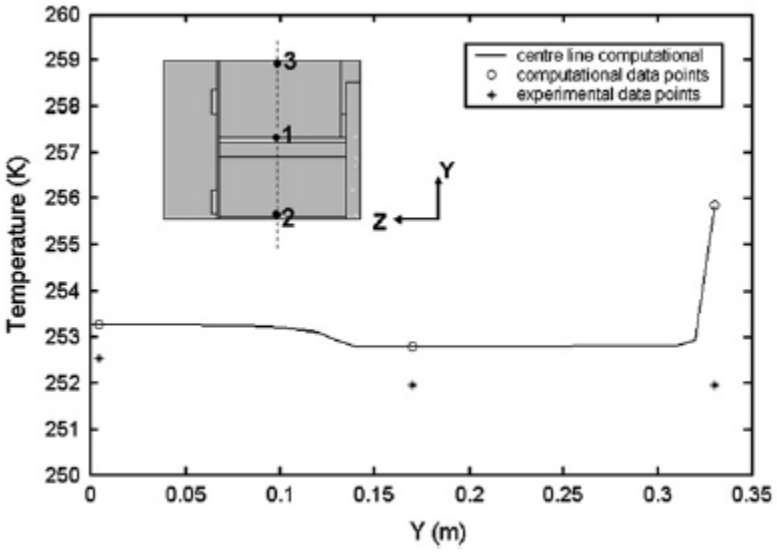
Yapılan bu karşılaştırmada en yüksek sıcaklık farkı 7,2 °C'tan 3,6 °C'a ve sıcaklık farkının karesinin ortalama karekökü 3,2 °C'tan 1,6 °C'a düşürülmüştür.

Gupta vd. [7] yapmış oldukları çalışmada NF bir buzdolabında dondurucu kabin ve taze gıda kabini sıcaklıklarını deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. İncelenen buzdolabı Şekil 1.12'de görülmektedir.

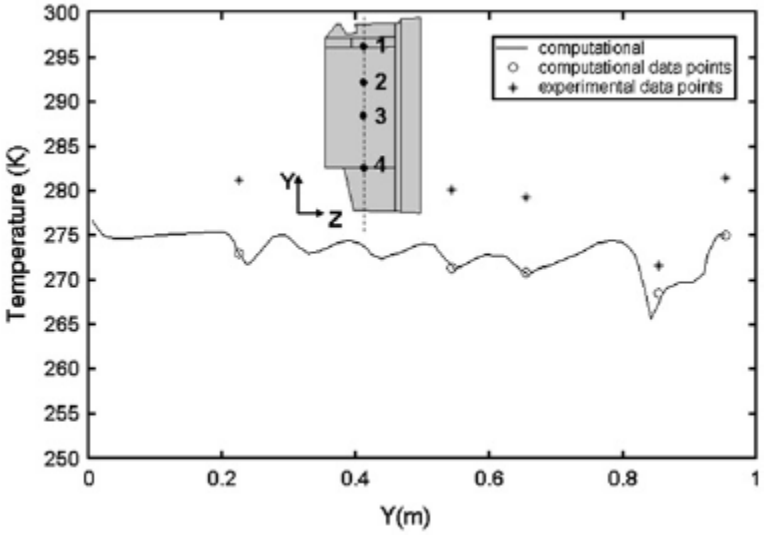



Şekil 1. 12 Buzdolabı şematik görünümü

Yapılan nümerik çalışmada dondurucu kabinde zorlanmış taşınım esas alınmıştır, taze gıda bölmesinde ise doğal ve zorlanmış taşınım etkisi birlikte dikkate alınmıştır. Analizler kararlı durum için yapılmıştır. Dondurucu ve taze gıda bölmesi kabinlerinde duvarların diğer yüzeylerle (raflar, yan duvarlar) sıcaklık farkı düşük olması (2-4 ℃) sebebiyle radyasyon ısı transferinin ihmal edildiği belirtilmektedir. Dondurucu kabin sıcaklıkları için Şekil 1.13'te taze gıda kabini sıcaklıkları için 1.14'te deneysel ve nümerik sonuçlar karşılaştırılmıştır.




Şekil 1. 13 Dondurucu kabin sıcaklıkları deney ve analiz sonuçları karşılaştırması




Şekil 1. 14 Taze gıda kabini sıcaklıkları deney ve analiz sonuçları karşılaştırması

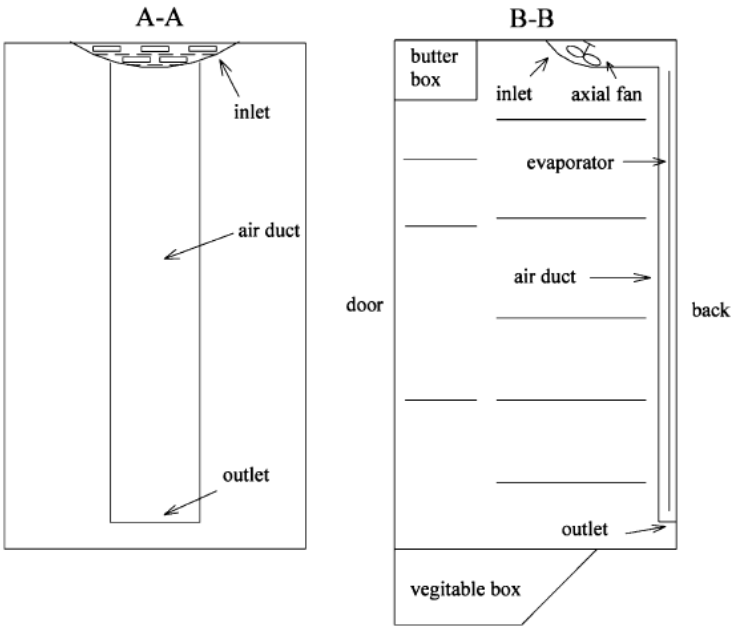
Dondurucu kabinde tahmin edilen sıcaklık değerleri deneysel sonuçlara göre daha yüksektir. Bölgesel hava debisi bilgisinin yeterli olmamasından dolayı bu farkın oluşabileceği belirtilmektedir. Taze gıda bölmesinde ise deneysel olarak ölçülen sıcaklık değerleri nümerik tahmin değerlerine göre daha yüksek olmaktadır. Oluşan bu farklılığa nümerik hesaplamada contadan olan ısı transferinin dikkate alınmamasının ve yoğuşturucuda kızgın buhar fazı sıcaklığının dikkate alınmamasının sebep olabileceği belirtilmiştir.

### 1.1.3 Doğal Taşınımlı Soğutucularda Sıcaklık ve Hava Dağılımı İncelemeleri

Ding vd. [8] doğal taşınımlı bir buzdolabında rafların kapı ve arka duvar yüzeyine olan mesafelerinin kabin içindeki sıcaklık dağılımına olan etkilerini incelemişlerdir. Rafların kapı ve arka duvar ile mesafeleri azaltıldıkça hava hareketi temel olarak raflar arasında olmaktadır. Bu durumda hava hızı düşmektedir ve ısı transferi azalmaktadır. Ancak kabin altı ile üstü arasında sıcaklık farkı azalmaktadır. Tersi durumda rafların duvarlar ile mesafesi artırıldıkça hava hızı ve ısı transferi artmaktadır. Ancak bu durumun kabin içindeki sıcaklık farkını arttırdığı görülmüştür.

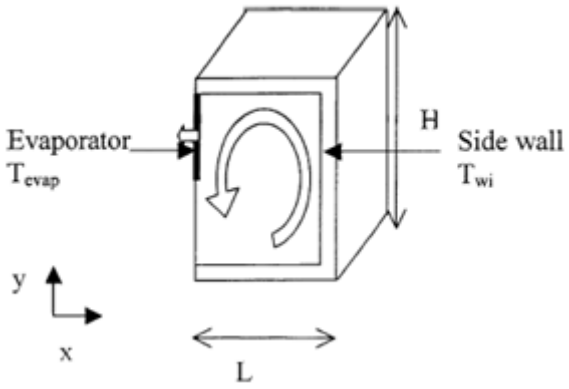
Sıcaklık dağılımını iyileştirmek için doğal taşınımlı kabinin arka duvarına bir hava kanalı ve fan eklenmiştir (Şekil 1.15). Yeni durumda en sıcak bölgede hava sıcaklığının 2,4 °C düşürüldüğü görülmüştür. Tasarımı yapılan hava üfleme kanalında küresel, dikdörtgen ve silindirik üfleme kanalları için incelemeler yapılmıştır. Hava çıkış

kanalından üfleme doğrultusunun dikey yönlü olmaması gerektiği, bu durumda üst bölgede sıcaklıkların yükseldiği tespit edilmiştir.




Şekil 1. 15 Tasarlanan hava kanalı

Laguerre ve Flick [9] doğal taşınımlı buzdolabı kabini içerisindeki sıcaklıkların tahmin edilebilmesi için bir ısı transfer modeli oluşturmuşlardır. Bu çalışmada 50cm×50cm×90cm (genişlik×derinlik×yükseklik) ölçülerinde bir kabin incelenmiştir. Kabinin arka yüzeyinde buharlaştırıcı bulunmaktadır (Şekil 1.16).




Şekil 1. 16 Buzdolabı kabini

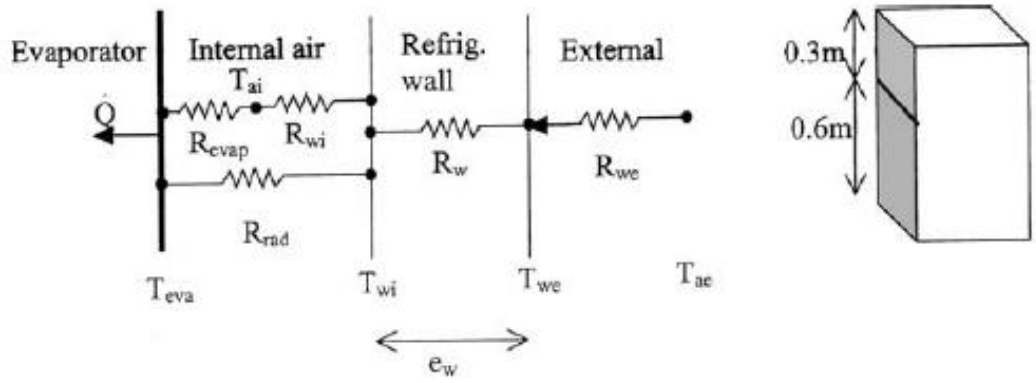
Kompresör durma ve çalışma zamanlarına göre buharlaştırıcıda +7 ile -12 °C arasında sıcaklık değişimi olmaktadır. Buzdolabının kararlı çalışma durumunda 24 saat boyunca duvar yüzeylerinde, buharlaştırıcıda ve kabin içinde sıcaklık ölçümleri

gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan ısı transfer modeli ile hesaplanan sıcaklık değerleri yapılan ölçümler ile karşılaştırılmıştır.

Isı transfer modelinin oluşturulması ve soğutma kapasitesinin hesaplanması için incelenen ısı transfer mekanizmaları şunlardır:

- Buharlaştırıcı ile hava arasında doğal taşınım ısı transferi
- Buharlaştırıcı ile iç duvar yüzeyleri arasında radyasyon ısı transferi
- İç duvar yüzeyleri ile hava arasında doğal taşınım ısı transferi
- Duvar yüzeylerinden iletimle ısı transferi
- Dış duvar yüzeyleri ile dış ortam havası arasındaki doğal taşınım ısı transferleri

Modelde dikkate alınan ısı transfer mekanizmaları Şekil 1.17'de görülmektedir.




Şekil 1. 17 Buzdolabı modeli ısı transfer mekanizmaları

Oluşturulan modelde Ra sayısı (1.3) kabin ölçüleri dikkate alınarak hesaplanmaktadır ve sıcaklık ölçümleri de kullanılarak ısı transferi hesaplanmaktadır.

$$Ra = \frac{g\beta\Delta T L^3}{\alpha\nu\gamma} \tag{1.3}$$

Icropera ve Dewitt [10] türbülanslı akış için kritik Ra sayısının $10^9$ olduğunu belirtmişlerdir. Ra sayısının $10^3$ değerinden sonra yüzeylerde sınır tabakanın oluşmaya başladığı ve hacim merkezinde hareketsiz hava tabakasının oluştuğu belirtilmektedir.

Laguerre ve Flick [9] inceledikleri buzdolabında Ra sayısını $1{,}4 \times 10^8$ olarak belirlemişlerdir. Ra$> 10^3$ olması sebebiyle kabin içi hava akışının laminer olduğu belirtilmektedir. Nu sayısının belirlenmesi için Incropera ve Dewitt [10] önermiş olduğu denklemi (1.4) kullanılmışlardır.

$$Nu = a.Ra^n \tag{1.4}$$

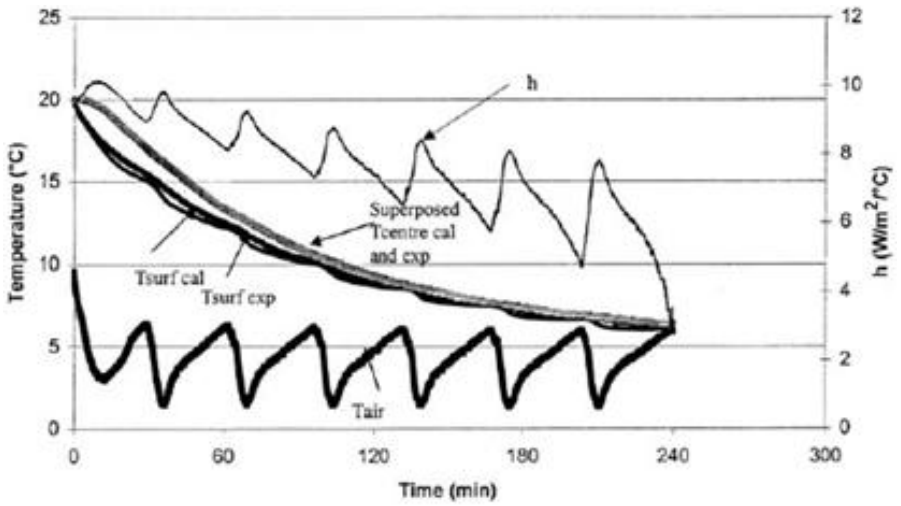
Laminer akış için $a = 0{,}59$ ve $n = 1/4$

Buharlaştırıcı ile diğer duvarlar arasındaki radyasyon ısı transfer katsayısının tahmin edilmesi için Stefan Boltzman korelasyonu kullanılmıştır (1.5).

$$h_r = \sigma \varepsilon_1 \varepsilon_2 \left( {T_{evap}}^2 + {T_{wi}}^2 \right)(T_{evap} + T_{wi}) \qquad (1.5)$$

Burada $\sigma$: Boltzman sabiti, $\varepsilon$: yüzeylerin radyasyon yayıcılık oranı, $T_{evap}$: evaporatör yüzey sıcaklığı ve $T_{wi}$: duvar iç yüzeylerinin ortalama sıcaklığı şeklinde ifade edilmektedir.

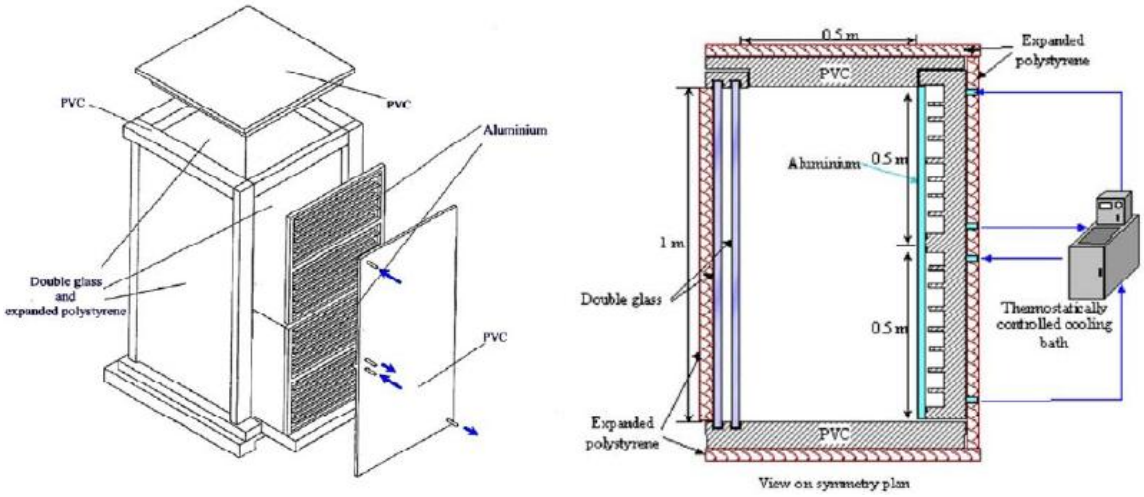
Oluşturulan ısı transfer modeli ile deney ölçüm sonuçları Şekil 1.18'de karşılaştırılmıştır. Deney sonuçları ile tahmin edilen sıcaklıkların uyumlu olduğu görülmüştür.




Şekil 1. 18 Hava sıcaklıkları için analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırılması

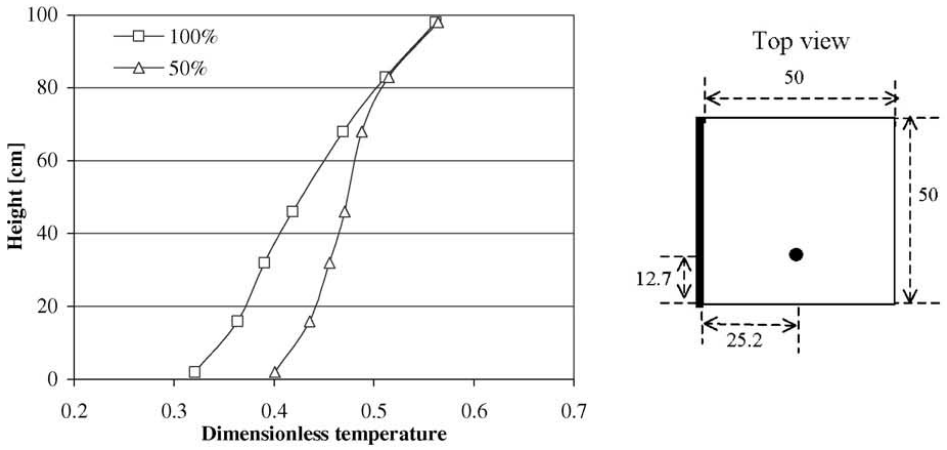
Laguerre vd. [11] yapmış oldukları çalışmada Laguerre ve Flick [9] incelemiş oldukları doğal taşınımlı buzdolabı için bir deney düzeneği oluşturarak $0{,}5 \times 0{,}5 \times 1\ m$ (genişlik $\times$derinlik$\times$yükseklik) ölçülerinde Şekil 1.19'da görülen bir buzdolabı deney düzeneği oluşturmuşlardır. Buharlaştırıcı yerine alüminyum plaka kullanılarak su-glikol karışımı ile soğutma yapılmıştır.

Alüminyum plaka yüzey alanı ve sıcaklığı değiştirilerek kabin içerisinde sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca kabin boş durumda ve küresel cisimler ile yüklü durumda deneyler yapılarak buzdolabı modelinin sıcaklık haritası çıkarılmıştır.




Şekil 1. 19 Buzdolabı deney düzeneği

Soğuk duvar yüzeyinin tamamının soğutulduğu ve sadece üst yarısının soğutulduğu durum için yapılan deneyler Şekil 1.20'de karşılaştırılmıştır. Her iki durumda hacim merkezindeki dikey eksen sıcaklıklarının 80 cm ile 100 cm yükseklikte aynı olduğu görülmüştür. Soğuk duvar yüzeyinin tamamının soğutulduğu durumda kabin dibinde sıcaklıkların daha düşük olduğu görülmüştür. Bu sebeple doğal taşınımlı bir buzdolabında soğuk duvar alanının kabin üzerindeki durgun havanın sıcaklığını etkilemediği kabin dibindeki sıcaklıkları değiştirdiği belirtilmiştir.

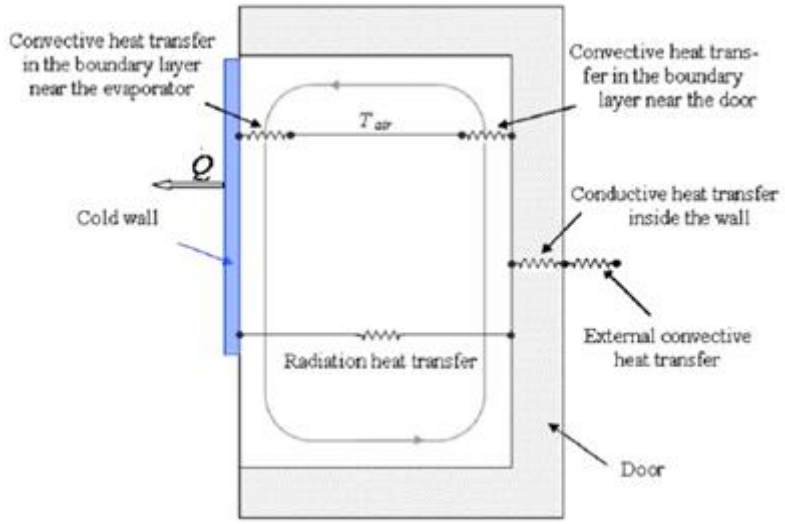



Şekil 1. 20 Soğuk duvar yüzey alanının sıcaklık dağılımındaki etkisi

Kabinin boş olduğu ve küresel cisimler ile yüklü olduğu durumda kabin içi sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. Kabin yüklü durumunda soğuk duvar yakınında sıcaklıkların daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun sebebinin daralan hava akış kesiti sebebiyle hava taşınım katsayısının artması olduğu belirtilmektedir.

Laguerre vd. [12] taze gıda bölmesinden oluşan bir buzdolabında sıcaklık dağılımı ile ilgili deneysel ve nümerik incelemeler gerçekleştirmişlerdir. Buzdolabı kabini boş konumda, cam raflar ile ve cam raflar üzerine paketler yüklenerek üç durum için deneysel incelemeler gerçekleştirmişlerdir. CFD incelemesi radyasyon ısı taransfer etkisi dikkate alınarak ve alınmadan iki farklı durum için gerçekleştirilmiştir.

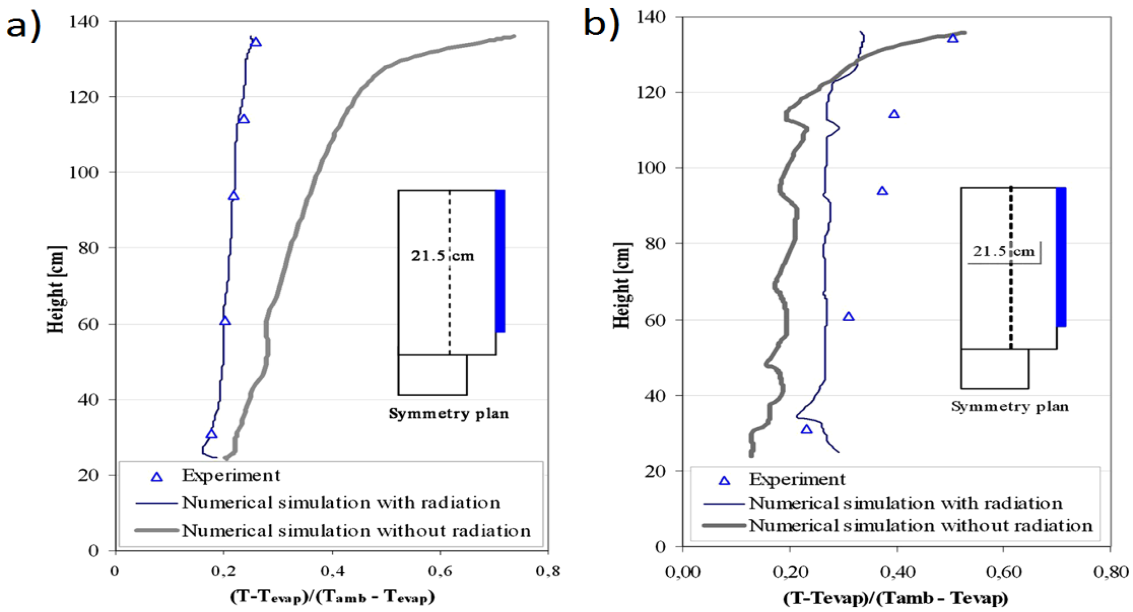
Buzdolabında gerçekleşen ısı geçişleri için Laguerre ve Flick [9] belirttiği ısı transfer mekanizmaları kullanılmıştır (Şekil 1.21). Buna ek olarak buzdolabı paket yüklendiğinde, paketler üzerinde doğal taşınım ısı transferi, paketler arası radyasyon ısı transferi, buzdolabı yüzeyleri ile paketler arasında radyasyon ve iletim ısı transferi de gerçekleşmektedir.




Şekil 1. 21 Buzdolabı modelindeki ısı transfer mekanizmaları

Deneysel çalışmalarda buharlaştırıcı sıcaklığı -16 °C ile 7 °C arasında değiştiği görülmüştür. Ancak nümerik incelemelerde hesaplamaları kolaylaştırmak için bu değer sabit -0,5 °C alınmıştır. Kabin içerisinde Rayleigh sayısı $6 \times 10^8$ olmaktadır. Türbülans şartı $Ra < 10^9$olması sebebiyle rejim hali için analizlerde laminer akış kabulü yapılmıştır.

İncelenen buzdolabında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar ile nümerik analiz sonuçları Şekil 1.22'de karşılaştırılmıştır. Radyasyon dikkate alındığında analizler ile deneysel sonuçlar örtüşmektedir. Radyasyon dikkate alınmadığında deneysel sonuçlara göre yüksek sıcaklık değerleri hesaplanmaktadır. Boş hacim için maksimum sıcaklık farkı 8 °C değerindeyken radyasyonun dikkate alınmadığı analizlerde 15 °C fark görülmektedir.



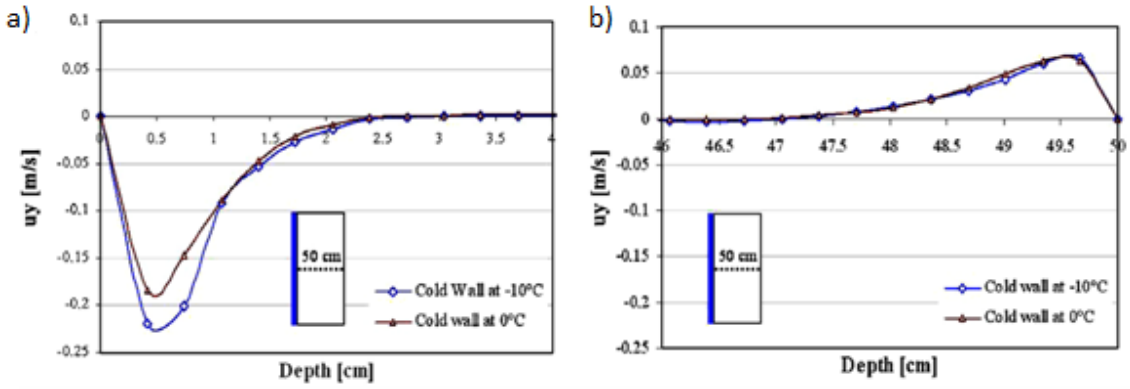

Şekil 1. 22 Deneysel olarak ölçülen hava sıcaklıklarının tahmin edilen değerlerle karşılaştırması a) boş kabin b) ürünlerle yüklü kabin

Laguerre vd. [13] yaptıkları çalışmada Laguerre vd. [11] çalışmasında oluşturulan doğal taşınımlı buzdolabı modelinde PIV yöntemiyle hız ölçümleri gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada hava akış hızını etkileyen durum incelemeleri şunlardır:

- Buharlaştırıcı sıcaklığı
- Soğuk duvar boyutu
- Ürün yüklemesi: Yüklü ve boş durumdaki buzdolabında hava akışı

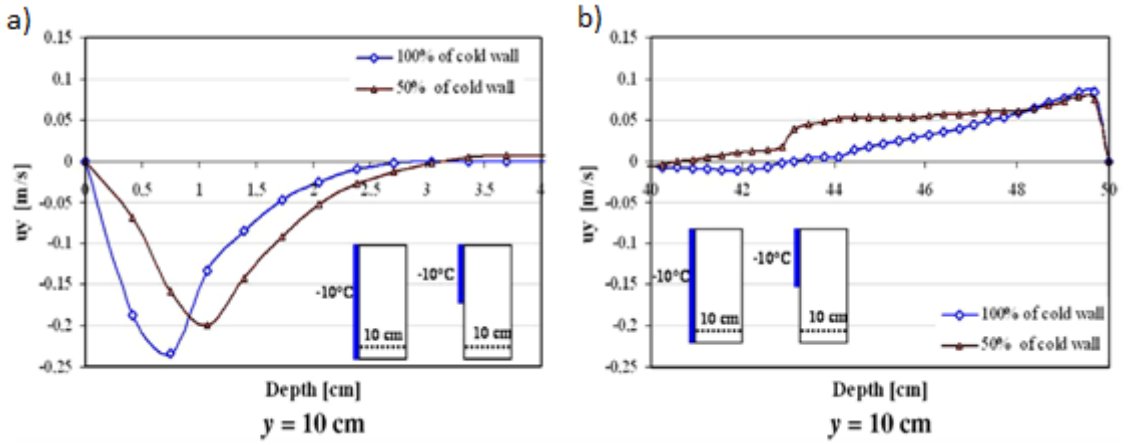
Soğuk duvar yüzey alanı ve sıcaklığının hava hızına etkisi karşılaştırıldığında duvar sıcaklığının yüzey alanına göre daha etkili olduğu belirtilmektedir.

Buharlaştırıcı sıcaklığı -10 °C ve 0 °C için soğuk ve sıcak duvar yüzeylerindeki hız profili Şekil 1.23'te görülmektedir.



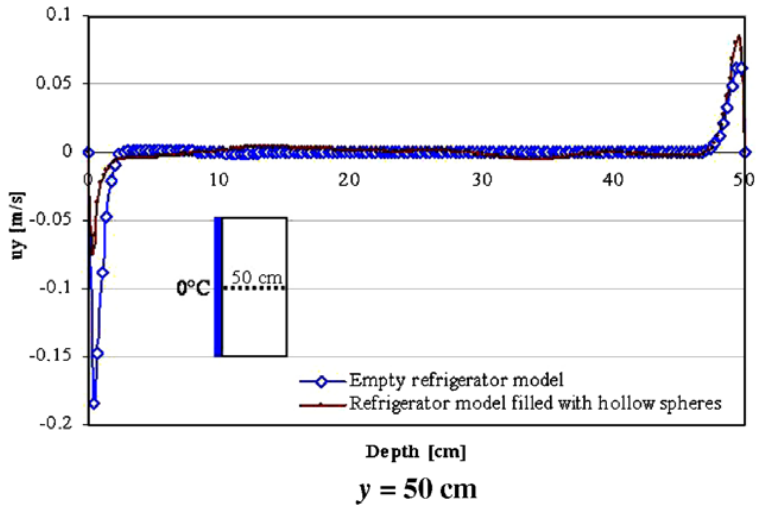

Şekil 1. 23 Yüksüz durumdaki buzdolabı simetri ekseninde soğuk duvar sıcaklığının hız profilindeki etkisi a) soğuk arka duvarda b) kapıda

Soğuk duvar sıcaklığı -10 °C için alüminyum yüzeyin tamamı (%100) ve üst yarısının (%50) soğutulduğu durum incelenmiştir. Kabin dibindeki hızlar Şekil 1.24'te görülmektedir.




Şekil 1. 24 Soğuk duvarın tamamının (%100) ve yarısının (%50) soğutulduğu durumda kabin dibindeki hızlar a) soğuk arka duvarda b) kapıda

Kabinin yüklü ve yüksüz durumdaki hız ölçümleri Şekil 1.25'te görülmektedir. Soğuk duvarda hava hızı paket yüksüz durumda 0,2 m/s değerindeyken paketler yüklendikten sonra hız 0,16 m/s değerine düşmektedir.



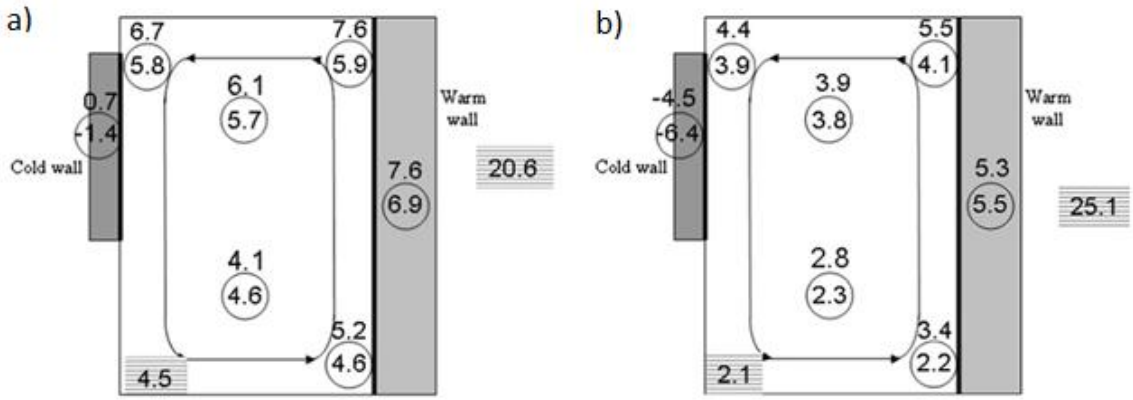

Şekil 1. 25 Kabinin paketlerle yüklü ve yüksüz durumdaki hız ölçümleri

Laguerre vd. [11] belirttiği üzere doğal taşınımlı bir soğutucuda alt yatay duvarın soğuk olması durumunda, hacim içinde kararlı bir hava akımı ve sıcaklık kademelenmesi görülmektedir (soğuk bölüm aşağıda, sıcak bölüm yukarıda).

Ostrach tarafından belirtildiği şekliyle eğer üst yatay duvar soğuk olursa ağır hava hafif hava tabakasına göre yukarıda olduğundan stabil olmayan hava akımı görülmektedir. Stabil olmayan durum kritik yoğunluk farkına kadar devam eder. Bu noktadan sonra akış kararlı duruma gelir ve hücresel akış görülür. Dikey duvarın soğuk olması durumunda duvar yakınında dairesel akışlar görülür, hacim merkezinde ise hava durgun olur, ayrıca sıcaklık kademelenmesi görülür [11].

Laguerre ve Flick [14] yapmış oldukları çalışmada Laguerre ve Flick [9] ısı transfer modelini ve Laguerre vd. [11] buzdolabı deneysel çalışmalarını kullanarak doğal taşınımlı buzdolaplarında sıcaklıkların tahmin edilmesi için bir model oluşturmuşlardır. Oluşturulan modelde ortam sıcaklığı ve termostat sıcaklığı tanımlanarak kabin içindeki sıcaklıklar tahmin edilmektedir.

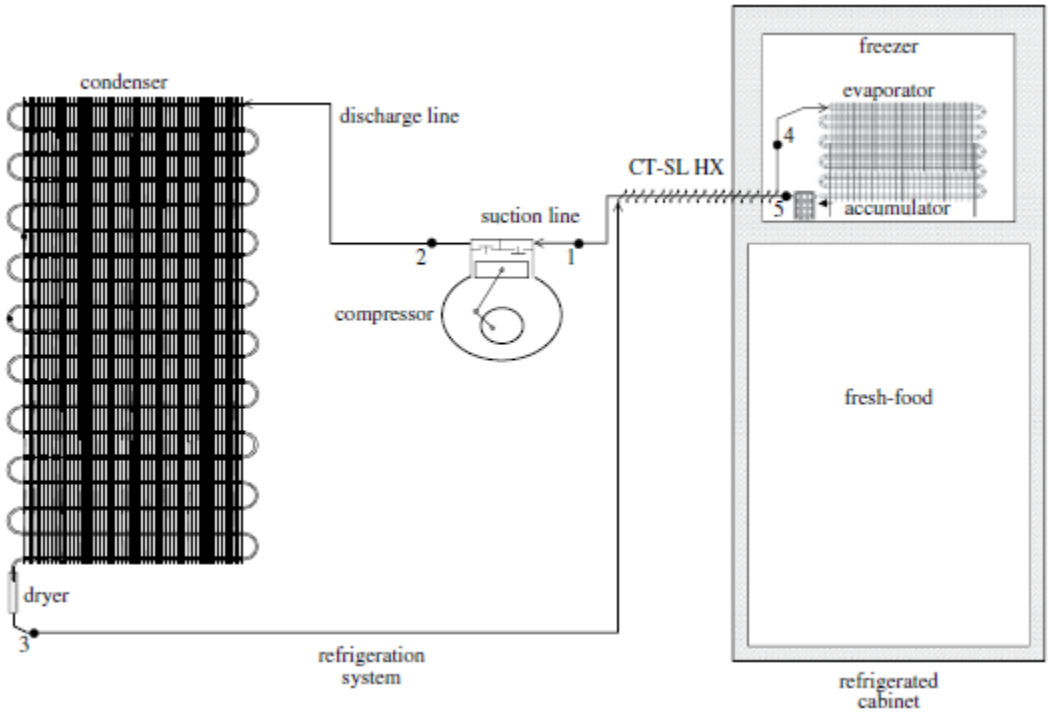
Gerçekleştirilen ölçüm sonuçları ve oluşturulan model ile yapılan analizler karşılaştırıldığında Şekil 1.26'da görüldüğü gibi paketlerde maksimum 0,5 °C ve hava sıcaklıklarında maksimum 1,7 °C fark görülmektedir.




Şekil 1. 26 Kabin sıcaklıklarının deney ve analiz sonuçlarına göre termostat ve ortam sıcaklığı parametrelerine bağlı karşılaştırılması a) Termostat sıcaklığı 4,5 °C ve ortam 20,8 °C b) Termostat sıcaklığı 2,1 °C ve ortam 25,1 °C

### 1.1.4 Buzdolabı Enerji Tüketimi Modelleme Çalışmaları

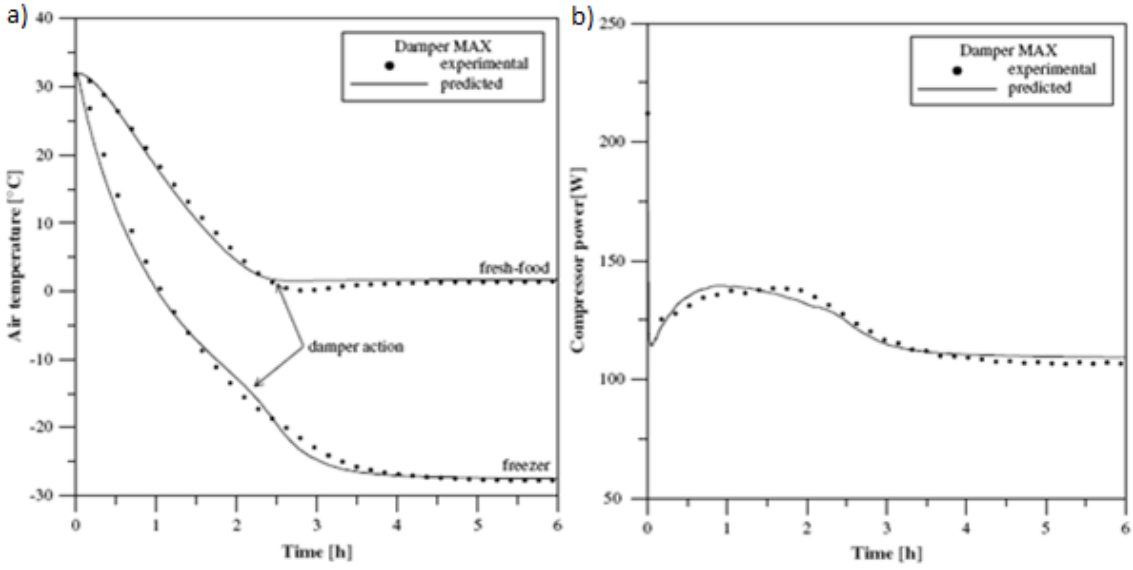
Hermes ve Melo [15] termodinamiğin birinci yasasına göre evsel bir buzdolabı için çalışma ve durma zamanlarını analiz eden bir model oluşturmuşlardır. Oluşturulan model buzdolabı kabin sıcaklıklarını, kompresör enerji tüketimini ve şarj dağılımını tahmin edebilmektedir. Modelleme çalışmaları yapılan buzdolabı Şekil 1.27'de şematik olarak görülmektedir.




Şekil 1. 27 Buzdolabı şematik gösterimi

Modeli oluşturulan buzdolabı NF ve iki kapılı olup toplamda 440 l hacme sahiptir. Kompresör çalışması dondurucu bölme sıcaklık sensörüne göre kontrol edilmektedir. Taze gıda kabini sıcaklığına göre ise termo-mekanik damper kontrol edilmektedir.

Bu çalışmada buzdolabı komponentleri olan ısı değiştiriciler (yoğuşturucu ve buharlaştırıcı), non-adyabatik kılcal boru, pistonlu kompresör, kurutucu, kompresör dönüş borusu ve buzdolabı kabinleri modellenmiştir. Komponentler için oluşturulan ısı transfer modelleri için deneysel verilerden ve literatürdeki çeşitli formüllerden yararlanılmıştır. Modeli oluşturulan buzdolabı deneysel sonuçları ile model tahminleri karşılaştırıldığında enerji tüketiminde $\pm$ %10 ve kabin sıcaklıklarında $\pm 1$ °C sapma ile uyum görülmektedir. Deney sonuçları ile model tahminleri karşılaştırması Şekil 1.28'de görülmektedir.




Şekil 1. 28 Model tahminleri ile deneysel verilerin karşılaştırılması a) kabin hava sıcaklıkları karşılaştırması b) kompresör gücü karşılaştırması

Hermes ve Melo [16] buzdolabı dinamik çalışma analizleri için oluşturdukları modeli [15] kullanarak buzdolabı komponentleri tasarım parametrelerinin enerji tüketimindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada hava debisi, termostat sıcaklığı, kılcal boru geometrisi ve kompresör kapasitesi değiştirilerek enerji tüketimindeki değişim incelenmiştir.

Hava debisi etkisi:

Fan gücünün hava debisine bağlı değişimi denklem (1.6) ile ifade edilmektedir.

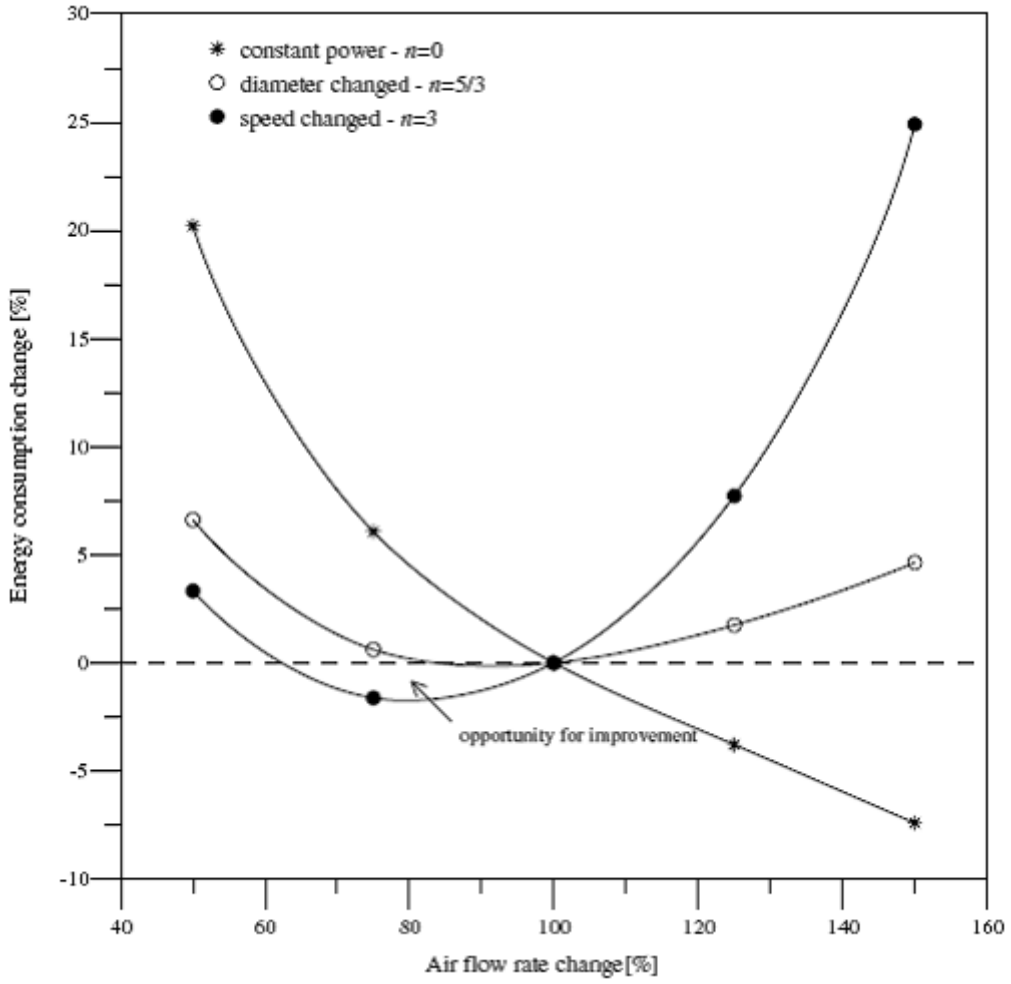
$$W_2/W_1 = (\Omega_2/\Omega_1)^n \quad (1.6)$$

Burada W fan gücünü, $\Omega$ hava debisini ve n ise fan tasarım parametresini ifade etmektedir.

Hava debisinin enerji tüketimine etkisini belirlemek için üç durum incelenmiştir.

- Hava debisinin fan hızı ile değiştirildiği durum (n=3)
- Hava debisinin fan boyutları ile değiştirildiği durum (n=5/3)
- Hava debisinin değişimine karşılık fan gücünün sabit olduğu durum (n=0)

İlk durum tipik kontrol stratejisi, ikinci durum tasarım kararı ve üçüncü durum ise hayali bir durum olup analizlerde referans oluşturmak için kullanılmıştır. Şekil 1.29'da hava debisine bağlı enerji tüketimindeki değişim görülmektedir.




Şekil 1. 29 Hava debisinin toplam enerji tüketimindeki etkisi

% 100 durum orijinal hava debisini göstermektedir. Durum n=3 ve n=5/3 enerji tüketimi eğrisi minimumdan geçmektedir. Hava debisi % 100 durumun üzerine çıktığında enerji tüketimi ciddi olarak artmaktadır. Bu durum sadece fan gücünün artışından dolayı değil ayrıca yükselen buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak kompresör gücünün artmasından

kaynaklanmaktadır. Hava debisi % 75 ile % 100 arasında ise tersi durum görülmektedir, enerji tüketimi % 2,5 azalmaktadır. Hava debisi % 75'in altına düşürüldüğünde soğutma kapasitesi azalmakta buna bağlı çalışma süresi artarak enerji tüketimini artırmaktadır. N=5/3 durumu için hava debisinin artırılması ya da azaltılması enerji tüketimini artırmaktadır, bunun anlamı fan tasarımı optimum geometriye sahiptir. Durum n=0 için düşük hava debilerinde oldukça yüksek enerji tüketimi görülmektedir, bunun sebebi fan için olması gerekenden fazla güç harcanmaktadır. Diğer taraftan yüksek hava debilerinde fan gücü artmadan soğutma kapasitesi artmaktadır.

Termostat sıcaklığı etkisi:

Termostat fark sıcaklık değeri ve ortalama termostat sıcaklık değeri olmak üzere iki parametrenin enerji tüketimindeki etkisi incelenmiştir. Termostat fark sıcaklık değeri kompresörün çalışma ve durma zamanlarını kontrol eden parametre olup 8 °C,10 °C ve 12 °C değerleri incelenmiştir. Ortalama termostat sıcaklığı için Max(-23 °C), Med (-20 °C) ve Min (-17 °C) değerleri incelenmiştir. Çizelge 1.1'de bu iki parametreye bağlı model sonuçları görülmektedir.

Çizelge 1. 1 Termostat sıcaklıklarının enerji tüketimindeki etkisi

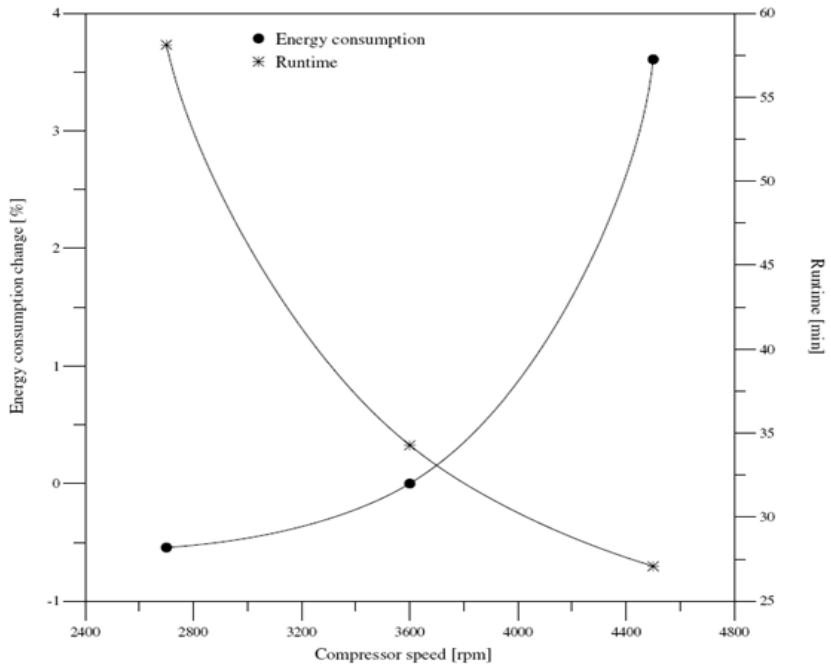
| Controls | Max | | | Med | | | Min | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Range (°C) | 8 | 10 | 12 | 8 | 10 | 12 | 8 | 10 | 12 |
| Energy consumption (kWh/month) | 58.7 | 61.2 | Not cycling | 49.6 | 48.4 | 47.6 | 42.5 | 40.8 | 39.7 |
| Runtime ratio (dimension) | 0.641 | 0.676 | Not cycling | 0.527 | 0.519 | 0.513 | 0.448 | 0.433 | 0.423 |
| Runtime (min) | 46.5 | 70.4 | Not cycling | 25.1 | 34.3 | 44.4 | 16.7 | 24.4 | 28.7 |
| Freezer temperature (°C) | −21.5 | −22.2 | Not cycling | −18 | −17.8 | −17.8 | −14.8 | −14.8 | −14.4 |
| Fresh-food temperature (°C) | 2.8 | 3 | Not cycling | 6.8 | 7.3 | 7.7 | 11 | 11.6 | 11.9 |

Med ve Min kontrollerinde enerji tüketimi termostat fark sıcaklığındaki artışla birlikte düşmektedir. Bu durumda kompresör çalışması uzamakta ancak kompresör gücü düşmektedir. Max kontrol setinde bunun tersi bir durum görülmüştür. Bu çalışma koşulları altında termostat kesme değeri oldukça düşük (-27°C) olup dondurucu kabinde istenen sıcaklığa ulaşılması için uzun süre çalışılması gerekmektedir. Ayrıca termostat fark sıcaklığı 12 °C durumda kompresör sürekli çalışmaktadır.

Kompresör kapasitesinin etkisi:

Kompresör kapasitesi değiştirilen hızlara karşılık incelenmiştir. Uygulanan hızlar: 2700, 3600 (mevcut) ve 4500 d/d dır. Soğutkan şarj miktarı sabit tutulmuş ve toplam kompresör verimi hızdan bağımsız kabul edilmiştir. Şekil 1.30'da enerji tüketimi ile kompresör hızı arasındaki ilişki görülmektedir. Kompresör hızının artması ile birlikte

buharlaştırıcı basıncı düştüğü, yoğuşturucu basıncının yükseldiği ve enerji tüketiminin arttığı belirtilmektedir. Buna karşın çalışma oranı azalmaktadır. Net etki enerji tüketimini artırmaktadır. Hız 2700 d/d'ya düşürüldüğünde güç tüketimi 30 W azaldığı fakat soğutma kapasitesinin azalması sebebiyle çalışma süresi 35 dk'den 58 dk'ye yükseldiği görülmüştür. Enerji tüketimindeki net etki % 0,5 azalma olmaktadır.

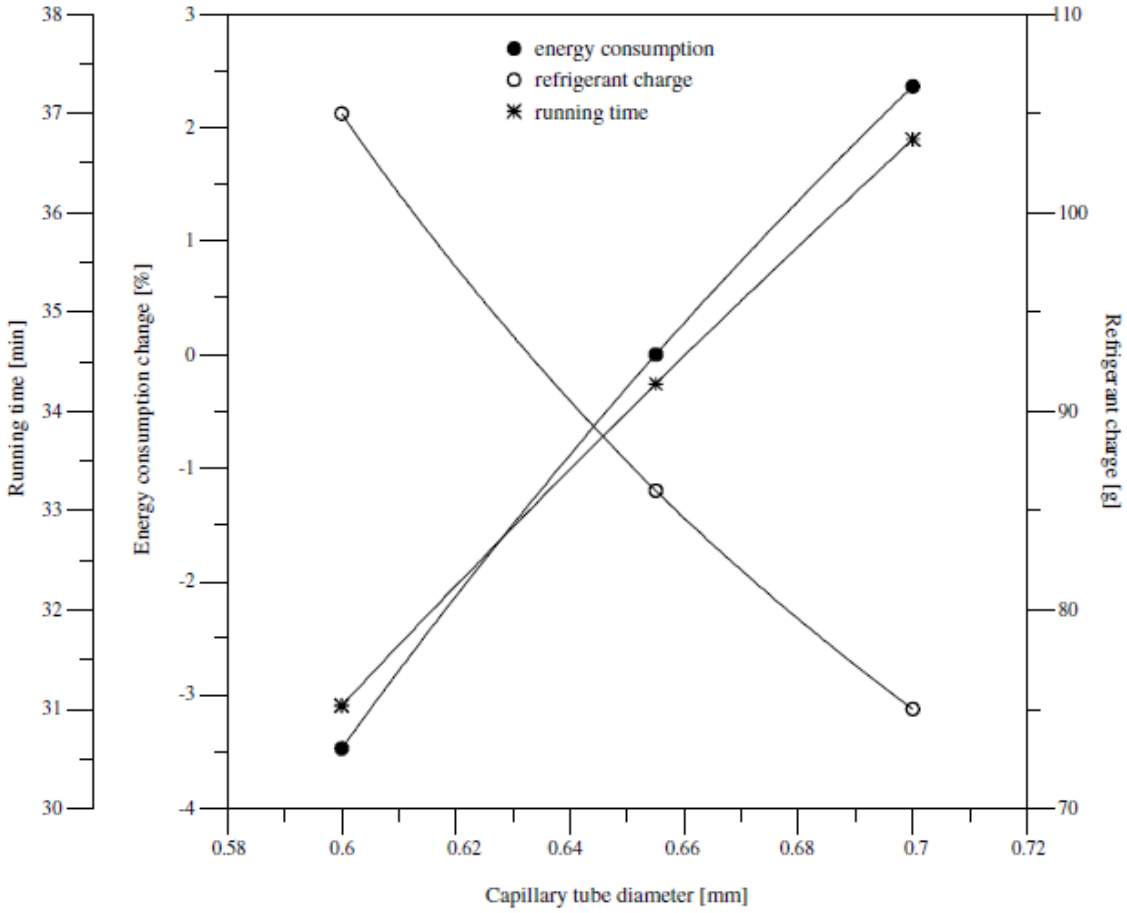



Şekil 1. 30 Kompresör hızının enerji tüketimindeki etkisi

Kılcal boru boyutunun etkisi:

Kılcal boru mevcut iç çapı 0,655 mm olup 0,6 ve 0,7 mm için incelemeler yapılmıştır. Her yeni durumda enerji tüketimini minimize etmek için şarj optimizasyonu yapılmıştır. Boru çapı küçüldükçe soğutkan debisi azalmaktadır buna karşın soğutma kapasitesini korumak için şarj miktarı artırılmaktadır (Şekil 1.31).

Boru çapıyla birlikte enerji tüketimi de azalmaktadır. Buharlaştırıcı dolma süresinin kısalması için şarj miktarı artırılarak soğutma kapasitesi artırılmıştır. Diğer taraftan boru çapının küçülmesi yoğuşturucu basıncını ve kompresör gücünü artırmaktadır. İlk etkinin ikinciye göre getirisi daha fazla olması sebebiyle boru çapı 0,655 mm'den 0,6 mm'ye düşürüldüğünde enerji tüketimi % 3,5 azaltılmıştır.

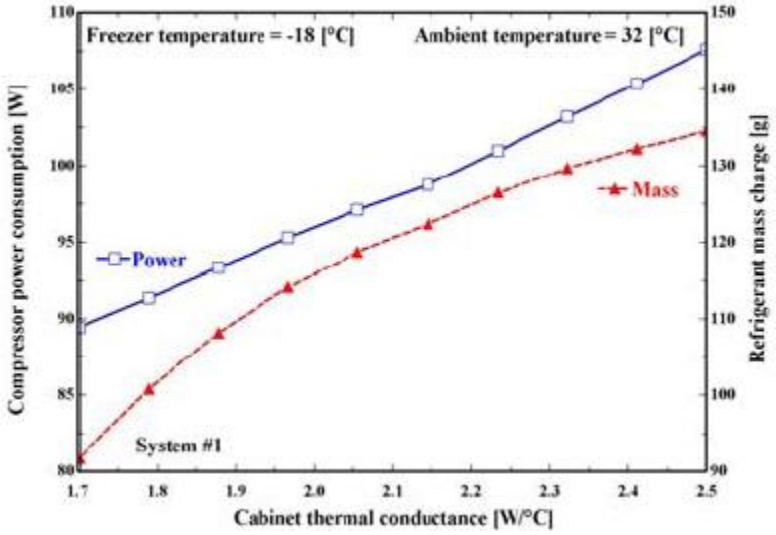



Şekil 1. 31 Kılcal boru çapının enerji tüketimindeki etkisi

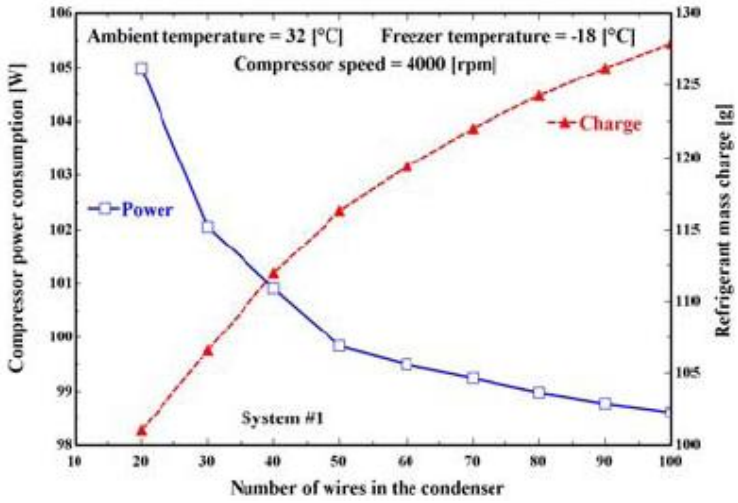
Gonçalves ve Melo [17] 430 l hacimli HFC-134a soğutkanı ile çalışan iki kapılı NF bir buzdolabında komponentlerin performans karakterlerini ölçmek ve modellemek için bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmada mevcut kompresör yerine aynı kapasiteli değişken devirli bir kompresör ve kılcal boru sonrası ayarlanabilir kısılma vanası kullanılmıştır.

Oluşturulan model enerji tüketim tahminleri ile deneysel datalar arasındaki sapmanın ±% 10 bandında kaldığı görülmüştür. Oluşturulan model ile dondurucu kabin sıcaklığı -18 °C ve ortam sıcaklığı 32 °C şartları için komponentlerin performans etkileri incelenmiştir.

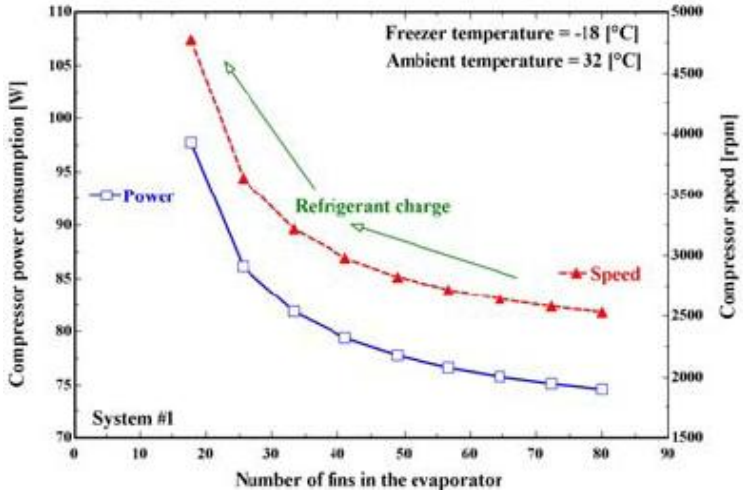
Kompresör gücü üzerinde kabin ısı iletim katsayısının etkisi Şekil 1.32'de, yoğuşturucu tel sayısı etkisi Şekil 1,33'te ve buharlaştırıcı kanat sayısı etkisi Şekil 1.34'te görülmektedir.




Şekil 1. 32 Kabin ısı iletiminin kompresör güç tüketimindeki etkisi

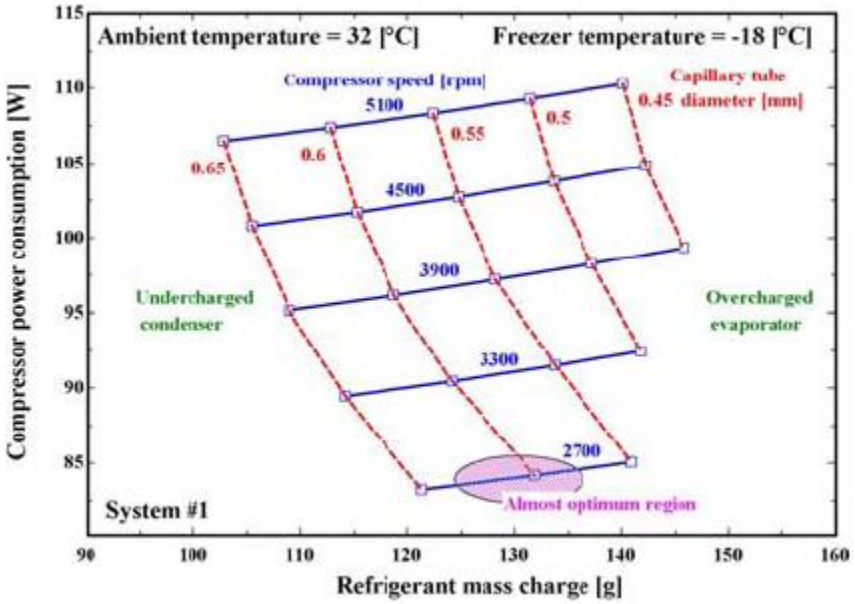



Şekil 1. 33 Yoğuşturucu tel sayısının kompresör güç tüketimindeki etkisi




Şekil 1. 34 Buharlaştırıcı kanat sayısının kompresör güç tüketimindeki etkisi

Şekil 1.35'te kılcal boru çapı ve kompresör devri değiştirilerek kompresörün enerji tüketimi açısından çalışabileceği en uygun nokta incelenmiştir.




Şekil 1. 35 Farklı çalışma noktalarında kompresör güç tüketimi haritası

## 1.2 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında evsel bir soğutucunun dondurucu kabininde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisi değişimlerinin incelenmesi, soğutma çevrimi çalışma oranının bu parametrelere bağlı değişimlerini tahmin edebilecek bir model oluşturulması amaçlanmıştır. Ayrıca soğutma çevriminde kullanılan komponentlerin enerji tüketimleri çalışma oranı ile ilişkilendirilerek incelenen parametrelerin değişimlerine bağlı olarak enerji tüketiminin minimum olduğu durumlar tespit edilebilecektir.

## 1.3 Hipotez

Soğutucuların dondurucu kabini içerisinde gıdaların soğutularak dondurulması ve saklama koşullarının oluşturulması için kabin içerisinde soğutma yapılmaktadır. Soğutma işleminde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisi değiştirilebilir parametreler olup soğutma çevrimi çalışma oranı üzerinde belirleyici parametreler olmaktadır. Soğutuculardaki çalışma oranının azalması enerji tüketimini azaltan bir etki oluşturmaktadır. Ancak tercih edilen kompresör ve fan motoru güç tüketimlerine bağlı olarak çalışma oranının minimum olduğu koşulda enerji tüketiminin her zaman

minimum olmadığı durumlarla karşılaşılabilmektedir. Bu sebeple komponentlerin enerji tüketiminden bağımsız olarak, buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak çalışma oranını hesaplayabilen bir modele ihtiyaç duyulmaktadır. Çalışma oranı sistem parametrelerine bağlı olarak model üzerinden tespit edildikten sonra farklı kompresör ve fan motorları için aynı çalışma koşullarında güç tüketimleri dikkate alınarak enerji tüketiminin minimum olduğu koşullar tespit edilebilir.

# BÖLÜM 2

# DENEY DÜZENEĞİ

Soğutuculardа soğutma süresini etkileyen başlıca parametreler: Buharlaştırıcı sıcaklığı, hava debisi, kabin hacmi, hava dağıtım sistemi, buharlaştırıcı ısı transfer etkinliği, kompresör kapasitesi olmaktadır. Isınma süresinde ise kabin ısı kazancı başlıca etken olmaktadır.

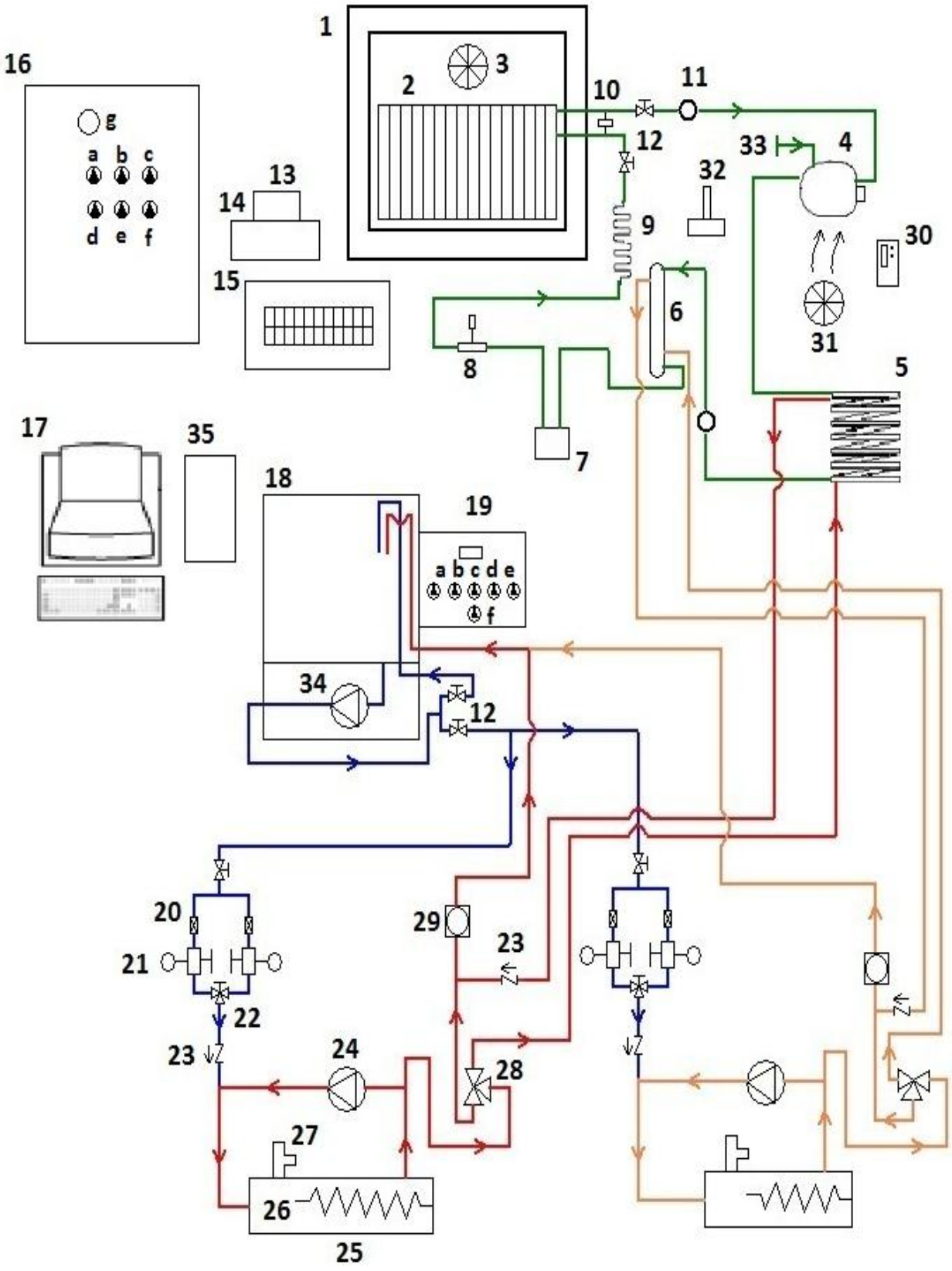
Tez kapsamında soğutuculardа çalışma oranı değişimlerinin incelenmesi için kurulan deney düzeneğinde soğutma süresinde etkili olan buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisi parametreleri incelenmiştir.

Deney düzeneği şeması Şekil 2.1'de görülmektedir. Deney düzeneği temel olarak şu bölümlerden oluşmaktadır:

- Dondurucu Kabin
- Soğutma Sistemi
- Su Hattı
- Kontrol Sistemi
- Ölçüm ve Veri Toplama Sistemi

Belli iki değer arasında kabin içi sıcaklıklarının yüksek olan sıcaklık değerinden düşük olan sıcaklık değerine ulaşması için kompresörün çalışma süresi, soğutma süresi (SS) olarak tanımlanmaktadır. Isınma süresi (IS) ise yine aynı sıcaklık değerleri arasında düşük olan sıcaklık değerinden yüksek sıcaklık değerine kadar geçen süre olup kompresörün durma süresidir. Soğutuculardа kompresörün çalışma ve durma zamanları dikkate alındığında çalışma oranı (RT) eşitlik (2.1) ile ifade edilmektedir.

$$\text{Çalışma Oranı (RT)} = \frac{SS}{SS+IS} \tag{2.1}$$




Şekil 2. 1 Deney Düzeneği Şeması

Deney düzeneğinde kullanılan ekipman listesi Çizelge 2.1'de görülmektedir.

Çizelge 2.1 Deney Düzeneği Ekipman Listesi

| No | Komponent adı | No | Komponent adı |
|---|---|---|---|
| 1 | Dondurucu Kabin | 19 | Su Banyosu Elektrik Panosu |
| 2 | Kanat-Boru Tipi Buharlaştırıcı | 20 | Su Hattı Pislik Tutucu |
| 3 | DC Motorlu Fan | 21 | Regülatör |
| 4 | Değişken Devirli Kompresör | 22 | 3 Yollu Küresel Vana |
| 5 | Su Soğutmalı Yoğuşturucu | 23 | Çek Valf |
| 6 | Aşırı Soğutma Eşanjörü | 24 | Sirkülasyon Pompası |
| 7 | Debimetre | 25 | Su Tankı |
| 8 | İğne Vana | 26 | Su Tankı Isıtıcısı |
| 9 | Kılcal Boru | 27 | Basınç Tahliye Vanası |
| 10 | Fark Basınç Ölçer | 28 | Pnömatik Üç Yollu Vana |
| 11 | Akış Görselleme Camı | 29 | Akış Kontrol Vanası |
| 12 | Küresel Vana | 30 | Kompresör Hız Kontrol Kartı |
| 13 | Fark Basınç Ölçer Göstergesi | 31 | Kompresör Soğutma Fanı |
| 14 | Dataloger | 32 | Gaz Sensörü |
| 15 | Termokupl Panosu | 33 | Kompresör Şarj hattı |
| 16 | Elektrik Kontrol Panosu | 34 | Su Ana Hat Pompası |
| 17 | Bilgisayar | 35 | DC Güç kaynağı |
| 18 | Su Banyosu | | |

## 2.1 Dondurucu Kabin

Dondurucu kabin içerisine yüklenen cisimlerin sıcaklığını -18°C sıcaklık değerinin altında tutmak için kullanılmaktadır.

Kabin içerisinde soğutma işlemi kanatlı borulardan oluşan bir buharlaştırıcı ve buharlaştırıcı üzerinden geçirilerek kabin içerisine yönlendirilen hava dolaşımı ile sağlanmaktadır.

Buharlaştırıcı, kabin arka duvarında yer almaktadır. Burada soğutulan hava fan yardımıyla hava kanallarından kabin içine üflenmektedir.

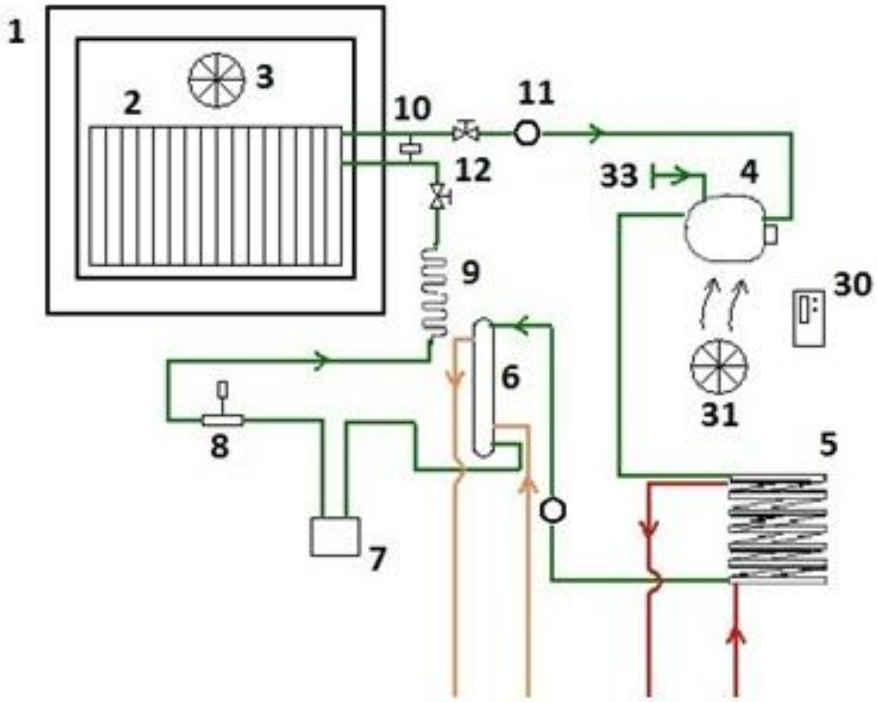
Deney düzeneğinde kullanılan kabin hacmi 90 l'dir. Deneyler sırasında soğutucu kabin içerisine ölçüm paketleri yüklenerek bu paketlerden sıcaklık ölçümleri alınmaktadır. Böylece kabin içerisindeki sıcaklıklarının zamana bağlı olarak değişimleri tespit edilebilmektedir.

Soğutucu kabinin boş ve ölçüm paketleriyle yüklü durumları Şekil 2.2'de görülmektedir.

Şekil 2. 2 Deney düzeneği soğutucu kabini

## 2.2 Soğutma Sistemi

Soğutucu kabin arka duvarında bulunan buharlaştırıcıda istenen sıcaklık değerlerinin elde edilmesi için deney düzeneğinde kontrol edilebilir, buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Soğutma çevrimi Şekil 2.3'te görülmektedir.




Şekil 2. 3 Deney düzeneği soğutma sistemi

Kabin içerisini soğutmak için soğutma çevriminde bir buharlaştırıcı ve buharlaştırıcı üzerine çekilen ısının sistemden uzaklaştırılması için bir yoğuşturucu bulunmaktadır. Soğutucu akışkan olarak R600a kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanın yoğuşturucu çalışma basıncına ulaştırılması için sistemde değişken devirli bir kompresör yer almaktadır. Yoğuşturucu sonrası izobütanın aşırı soğuma sıcaklık değeri su soğutmalı

bir eşanjör ile kontrol edilmektedir. Yoğuşma işleminden sonra izobütanın basıncını tekrar buharlaştırıcı çalışma basıncına düşürmek amacıyla bir iğne vana ve buna ek olarak kılcal boru kullanılmaktadır.

Soğutma siteminde kullanılan ekipmanlar alt bölümlerde detaylı olarak anlatılmaktadır.

### 2.2.1 Değişken Devirli Kompresör

Deney düzeneğinde Embroca marka VEMZ7C model değişken devirli bir kompresör kullanılmaktadır. Kompresör 1600 - 4500 d/d aralığında çalışmaktadır. 3200 d/d hız değeri için Ashrae şartları olan 54,4 °C yoğuşma sıcaklığı, -23,3 °C buharlaşma sıcaklığı ve 32 °C ortam sıcaklığında kompresörün kapasite testleri yapılmıştır. Bu şartlarda kompresörün COP değeri 1,77 ve soğutma kapasitesi 131 W olarak ölçülmüştür.

### 2.2.2 Yoğuşturucu

Deney düzeneğinde buharlaştırıcı sıcaklığı değiştirilen bir parametre olarak incelenmektedir. Değiştirilen buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık soğutma kapasitesi (kabin içerisinden birim zamanda çekilen ısı) değişmektedir. Bu sebeple sistemden uzaklaştırılacak ısı miktarı değişeceğinden yoğuşturucuda kapasite değişimi sağlayabilecek bir kontrol gerekmektedir. Yoğuşturucu kapasite değişimlerini karşılamak için deney düzeneğinde su soğutmalı bir yoğuşturucu kullanılmıştır. Yoğuşturucu Şekil 2.4'te görülmektedir.

Şekil 2. 4 Su soğutmalı yoğuşturucu

Yoğuşturucu 16 m uzunluğunda iç içe geçmiş iki adet borudan oluşmaktadır. Dıştaki boru 13,2 mm ve içteki boru 5,6 mm çapındadır. Yoğuşturucu karşıt akışlı olup içteki boruda R600a akışı dıştaki boruda su akışı olmaktadır.

### 2.2.3 Aşırı Soğutma Eşanjörü

Su soğutmalı eşanjör yoğuşturucudan sonra soğutkanın aşırı soğutma sıcaklığının kontrol edilmesi için kullanılan bir ısı değiştirici olup Şekil 2.5'te görülmektedir.

Şekil 2. 5 Aşırı soğutma eşanjörü

Eşanjörde su ile soğutma sağlanmakta olup su sıcaklığı ve debisi kontrol edilmektedir. Değişen deney şartlarına karşılık yoğuşturucu çıkışında aşırı soğutma sıcaklık değeri eşanjör ile sabit tutulmaktadır. Deneylerde sabit 36,5 °C aşırı soğutma sıcaklık değeri sağlanmıştır.

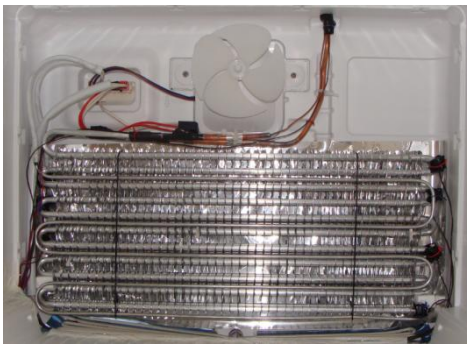
### 2.2.4 İğne Vana ve Kılcal Boru

Deney düzeneğinde soğutucu akışkan basıncını yoğuşturucu basıncından buharlaştırıcı basıncına düşürmek için kılcal boru ve buna ek olarak bir iğne vana kullanılmaktadır. Kılcal boru sabit 1,8 m boyunda olup 0,66 mm iç çapa sahiptir. Kılcal boruda belli bir basınç düşümü elde edildikten sonra buharlaştırıcı öncesinde basınç son olarak iğne vanada kontrol edilir. Böylece buharlaştırıcı sıcaklığı ayarlanabilmektedir.

### 2.2.5 Buharlaştırıcı

Soğutucu kabin içerisinde ölçüm paketlerinin soğutulması için boru-kanat tipi bir buharlaştırıcı kullanılmaktadır. Buharlaştırıcı kabin arka duvarı içerisinde hava kanalı içinde bulunmaktadır.

Kabinde dolaştırılan hava içerisindeki su buharı zamanla buharlaştırıcı üzerinde yoğuşmaktadır. Yoğuşan su buharı karlanma oluşturarak buharlaştırıcı hava koridorlarını zamanla kapamaktadır. Bu sebeple belli aralıklarla buharlaştırıcı yüzeyine sarılı olan ısıtıcı çalıştırılarak karların erimesi sağlanmaktadır. Deney düzeneğinde kullanılan buharlaştırıcı Şekil 2.6'da görülmektedir.



Şekil 2. 6 Boru-kanat tipi buharlaştırıcı

Buharlaştırıcıda farklı buharlaşma sıcaklıkları için deneyler gerçekleştirilmiştir. Böylece buharlaşma sıcaklığının dondurucu kabin soğutma süresine ve çalışma oranına etkisi incelenmiştir.

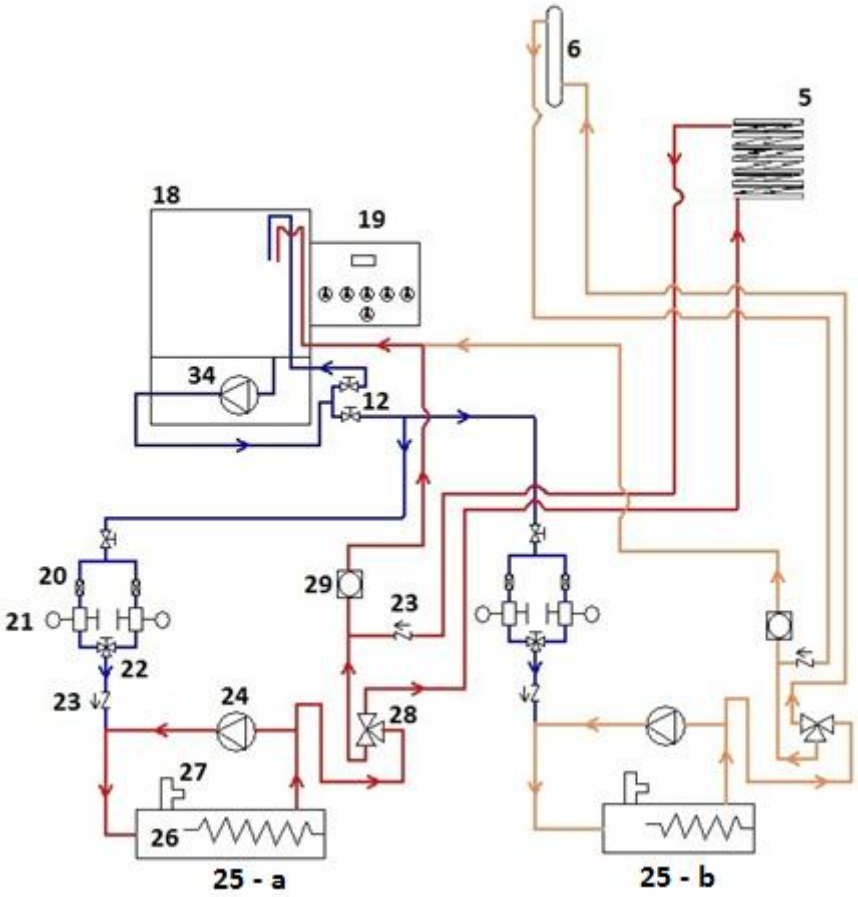
## 2.3 Su Hattı

İzobütanın yoğuşma ve aşırı soğutma işlemleri için deney düzeneğinde yoğuşturucu ve aşırı soğutma eşanjörü bulunmaktadır. Bu ısı değiştiricilerde deney şartlarına göre değişen kapasiteleri ve sıcaklıkları sağlamak için su hattı kullanılmaktadır. Su hattında debi ve sıcaklık kontrolü yapılmaktadır. Deney düzeneği su hattı Şekil 2.7'de görülmektedir.

Su hattında 100 l hacminde bir su banyosu (18) bulunmaktadır (Şekil 2.7). Çevrimde bulunan su içerisinde hacimsel olarak %10 Dowcal 10 kimyasalı bulunmaktadır. Bu kimyasal boru ve su hattındaki ekipmanlarda oluşabilecek korozyona karşı koruma sağlamaktadır.

Yoğuşturucuya ve eşanjöre gönderilecek su öncelikle banyoda şartlandırılmaktadır. Su banyosu kendi üzerinde soğutma ve ısıtma sitemi bulunan bir cihazdır. Banyoda su sıcaklığı $\pm 1$ °C salınımla kontrol edilebilmektedir. Daha sonra yoğuşturucu ve aşırı soğutma eşanjöründe istenen sıcaklık değerine göre su sıcaklığı son olarak su tanklarında (25-a ve 25-b) $\pm 0{,}1$ °C salınımla kontrol edilmektedir (Şekil 2.7).

Su banyosunda şartlandırılan su ana hat pompasıyla (34) sisteme gönderilmektedir. Mavi hat banyodan yoğuşturucu ve aşırı soğutma eşanjörüne gönderilen su hattını göstermektedir. Kırmızı hat yoğuşturucu su hattını ve turuncu hat aşırı soğutma eşanjörü su hattını göstermektedir. Yoğuşturucu ve eşanjör su hatları üzerinde bulunan tanklarda (25-a ve 25-b) su sıcaklıkları kullanım yerinde istenilen su sıcaklığına göre ayrı ayrı kontrol edilmektedir.




Şekil 2. 7 Deney düzeneği su hattı

Tanklar içerisinde su sıcaklığını ölçmek için bir RTD ve su sıcaklığını kontrol etmek için bir ısıtıcı (26) bulunmaktadır. İstenen su sıcaklığı tank içinden ölçülen su sıcaklığı ile bilgisayar üzerinde karşılaştırılmaktadır. PLC (Programlanabilir Mantık Kontrolü) ile ısıtıcı açma-kapama şeklinde çalıştırılmaktadır. Böylece su sıcaklıkları ilgili ısı değiştiriciye gönderilmeden önce $\pm 0{,}1$ °C salınımla ayarlanmaktadır.

Su tankları üzerinde bulunan sirkülasyon pompaları (24) su tanklarında homojen sıcaklık dağılımı elde etmek amacıyla kullanılmaktadır.

Su tankları çıkışında üç yollu pnömatik vanalar (28) bulunmaktadır. Bu vanalar soğutma çevrimi çalışırken yoğuşturucu ve aşırı soğutma eşanjörü su geçişine izin vermektedirler. Soğutma sistemi durma zamanında ise su çevriminin sadece su hattında olması sağlanmaktadır.

Kocatürk S. [18]'de belirttiği üzere soğutma çevrimi durma zamanlarında yoğuşturucudan buharlaştırıcıya doğru ısı geçişi olmaktadır. Bu etki yoğuşturucudan buharlaştırıcıya soğutkan göçünü artırması sebebiyle soğutma çevrimi durma süresi

kısalmaktadır. Bu sebeple soğutma çevrimi durma zamanlarında yoğuşturucu ve aşırı soğutma eşanjörüne su gönderilmemektedir.

## 2.4 Kontrol Sistemi

Deney şartlarını kontrol etmek ve bu şartlarda deney rejim halinin sürdürülmesi için bir takım kontroller uygulanmaktadır. Bu kontroller şunlardır:

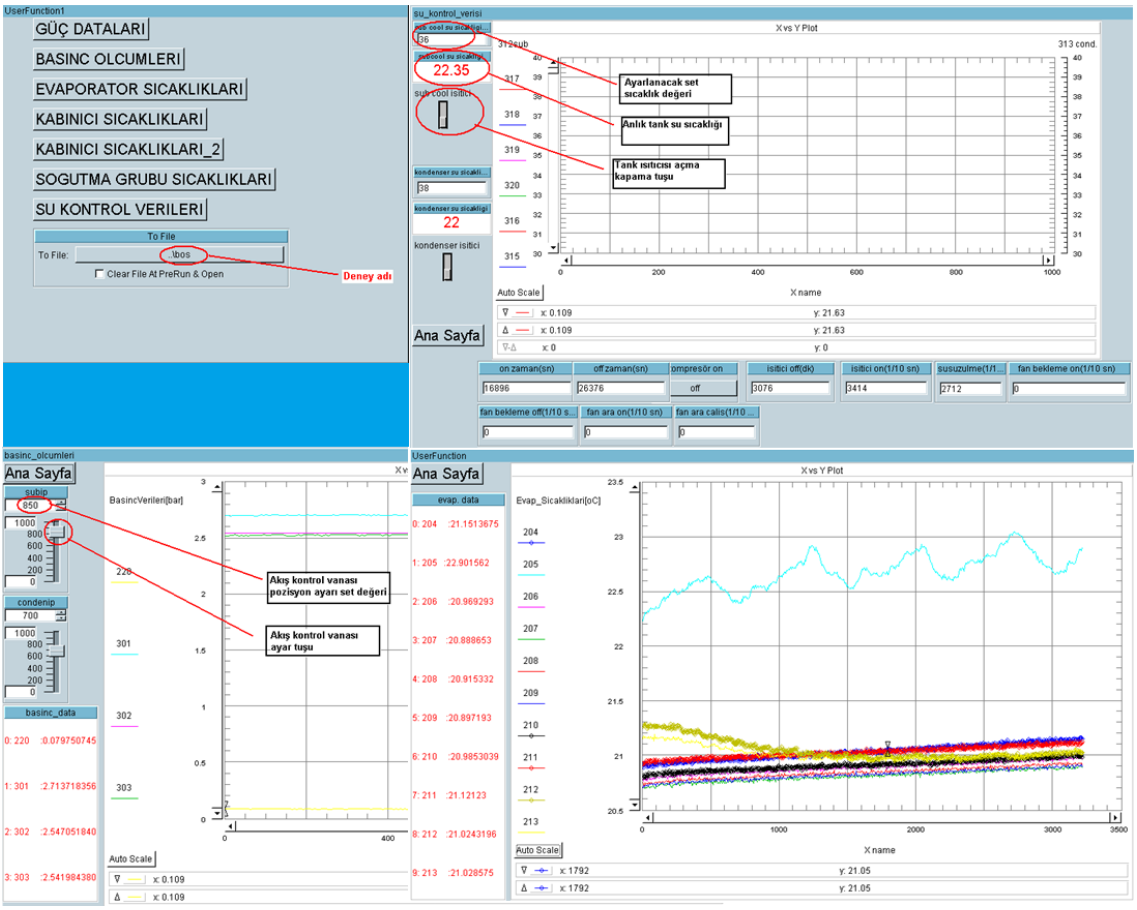
- Kompresör çalışma ve durma zamanları kontrolü
- Su hattı tank sıcaklıkları ve su debisi kontrolü
- Hava debisi kontrolü
- Buharlaştırıcı sıcaklığı kontrolü
- Kompresör hız kontrolü
- Kar çözme işlemi kontrolü

Kontroller bilgisayar üzerinden VEE programıyla yapılmaktadır. Önceden tanımlanmış deney şartları ya da kullanıcının deney sırasında seçeceği parametreler doğrultusunda deneyler kontrol edilir. Kontrol edilecek komponent için VEE programı PLC'ye çıkış sinyali oluşturmaktadır. PLC bu sinyal doğrultusunda ilgili komponentin önceden tanımlanmış görevi gerçekleştirmesini sağlamaktadır.

PLC bir sistem üzerindeki görevlerin kullanıcı tarafından programlanabilmesi için kullanılan bir kontrol cihazıdır. Düzenleme, geri besleme kontrolü ve benzer fonksiyonlar gibi sürekli işlemlerin gerçekleştirilmesinde PLC'nin kapasitesini artıran bir takım özel fonksiyonlar da uygulanabilir. Bu amaçla PID (Doğrusal– İntegral–Türevsel) kontrolü sıklıkla tercih edilen bir yöntemdir [18].

### 2.4.1 VEE Programı

Deney düzeneğinde yapılan ölçümlerin takip edilmesi, kaydedilmesi ve komponentlerin kontrolü için VEE programı kullanılmaktadır. Şekil 2.8'de deney düzeneğinde kullanılan VEE programı ana menüsü görülmektedir.



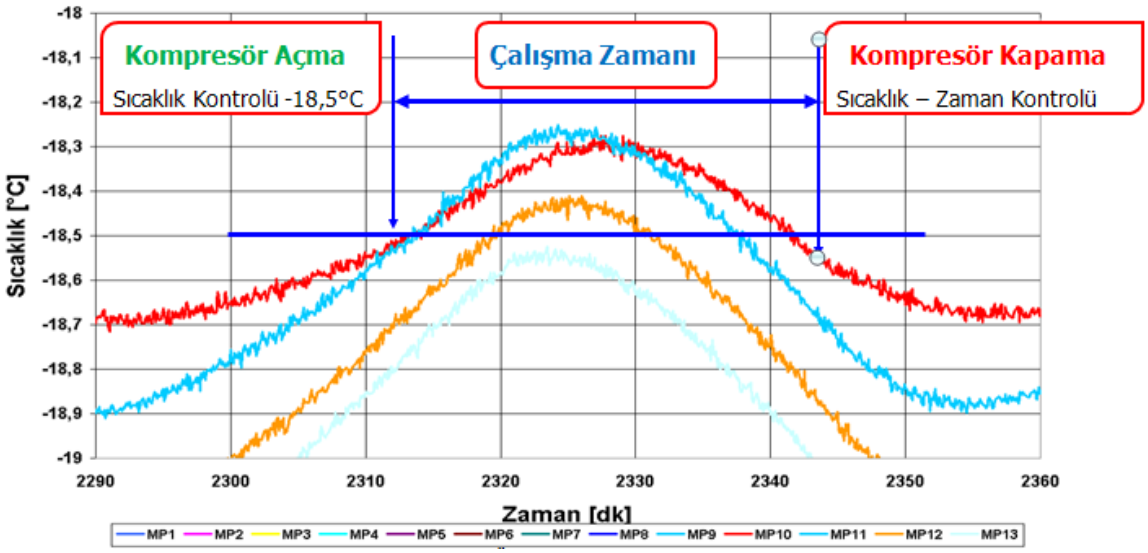

Şekil 2. 8 VEE programı

Programın ana menüsünde deney düzeneği kısımları için sıcaklık ve basınç değerlerinin kontrol edilebileceği alt menüler bulunmaktadır. Bu menülerden ölçüm datalarının anlık değerleri ve grafik üzerinde zamana bağlı değişimi takip edilmektedir. Bu değerlere göre soğutma sisteminin gösterdiği davranış ve deneylerin rejim halinde olup olmadığı görülebilmektedir. Deney düzeneği komponentlerinin kontrolü yine bu program üzerindeki ilgili menülerden sağlanmaktadır.

### 2.4.2 Kompresör Çalışma Durma Zamanları Kontrolü

Deney düzeneğinde kompresörün çalışma ve durma zamanları soğutucu kabin içi sıcaklıklarına göre VEE programı üzerindeki algoritma ile kontrol edilmektedir.

Kabin içerisindeki ölçüm paketlerinin sıcaklıkları -18 °C altında tutulmaktadır. Ölçüm paketleri sıcaklık değişimlerini zamana göre VEE programı üzerinde değerlendiren bir algoritma oluşturulmuştur. Bu algoritma ile kabin içi sıcaklıklarına göre kompresöre durma ve çalışma sinyali gönderilmektedir. Kompresör çalışma ve durma zamanlarına bağlı olarak kabin içi paket sıcaklıkları değişimi Şekil 2.9'da görülmektedir.



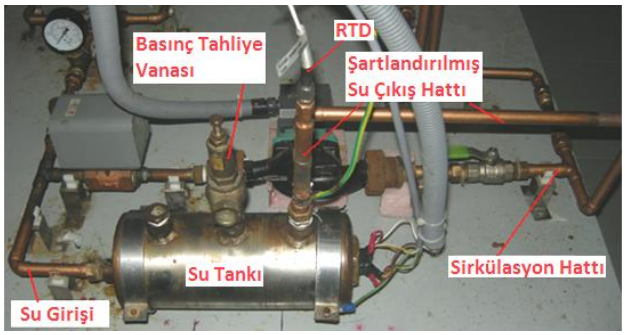

Şekil 2. 9 Kompresör çalışma ve durma süreleri algoritma kontrolü

Algoritma paket sıcaklıkları için -18,5 °C değerini referans almaktadır. Soğutma sistemi durma anında herhangi bir paket sıcaklığı -18,5 °C değerine yükseldiğinde kompresöre çalış komutu gönderilmektedir. Bu anda kompresör çalışmaya başlamaktadır. Ancak soğutma sistemi ataleti sebebiyle paketler -18 °C altında kalacak şekilde bir miktar daha ısınmaya devam eder. Kompresör tanımlanan çalışma süresi kadar çalışır. Bu süre sonrasında algoritma kabin sıcaklıkları değerini kontrol eder. Sıcaklıklar -18,5 °C altına düşmüş ve çalışma süresi tamamlanmış ise kompresöre dur komutu gönderilir. Böylece sıcaklık ve zaman kontrolüne bağlı olarak soğutma sistemi çalışma ve durma zamanları kontrol edilebilmektedir.

Kompresörün durma ve çalışma zamanlarına bağlı olarak paket sıcaklıkları çevrimsel bir davranış göstermektedir. Çevrimsel çalışma durumunda rejim hali oluştuktan sonra çalışma oranı tespit edilmektedir.

### 2.4.3 Su Hattı Tank Sıcaklıkları ve Su Debisi Kontrolü

Yoğuşturucu ve aşırı soğutma eşanjörüne gönderilecek su sıcaklıkları su tanklarında kontrol edilmektedir. Tank içerisinde bulunan ısıtıcıların kademeli olarak çalıştırılması ile su sıcaklıkları ayarlanmaktadır. Su tankı Şekil 2.10'da görülmektedir. Tank içerisinde bulunan RTD ile sıcaklıklar VEE programına aktarılmaktadır. Bu değerler program üzerinden ayarlanmış set sıcaklık değeri ile karşılaştırılır. Karşılaştırılan değerler arasındaki fark değerine göre PLC ısıtıcılara çalış veya dur komutu gönderir. Su sıcaklıkları PLC kontrolü ile ±0,1 °C salınımla kontrol edilebilmektedir.




Şekil 2. 10 Su tankı

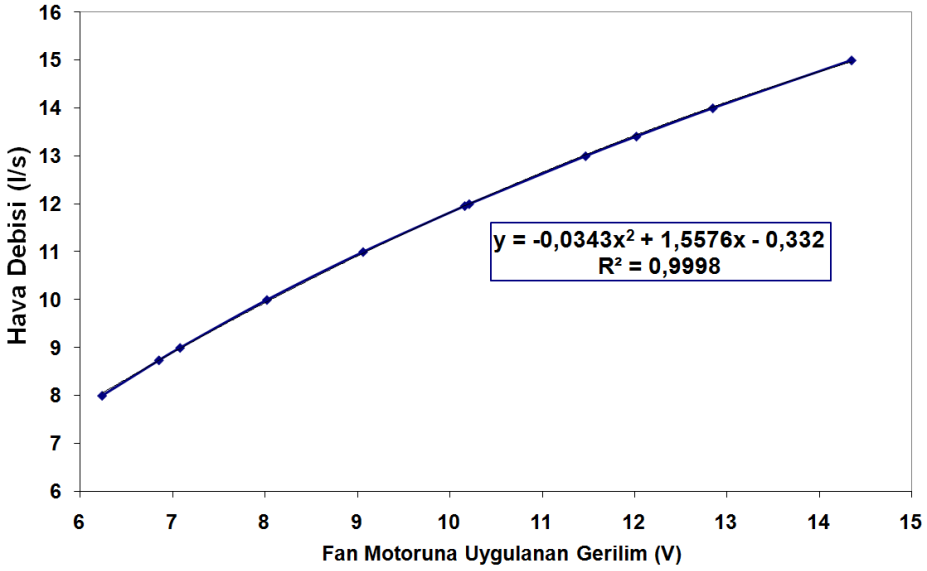
Tank ısıtıcılarının çalışma karakteristiğini kontrol etmek amacıyla PID katsayıları kullanılmaktadır. Bu katsayılar ısıtıcının su sıcaklığını istenilen set değerine en kısa ve en az salınımla ulaşmasını sağlamak amacıyla uygulanmaktadır.

Su debisi deney düzeneği üzerinde yer alan pnömatik akış kontrol vanaları (29) ile ayarlanmaktadır (Şekil 2.1). VEE programı üzerinden vana açıklık oranı seçilmektedir. Seçilen vana pozisyonuna göre PLC çıkış sinyali oluşturmaktadır. Böylece vana üzerindeki pmömatik regülatör kontrol edilerek su debisi ayarlanmaktadır.

### 2.4.4 Hava Debisi Kontrolü

Deney düzeneğinde hava debisinin soğutucu kabin çalışma oranına etkisi değişken bir parametre olarak incelenmektedir. Soğutucu kabin içerisinde DC gerilim ile çalışan bir fan motoru kullanılmaktadır. Fan motoruna uygulanan gerilim değeri değiştirilmesi durumunda fan hızı değişmektedir. Buna bağlı olarak hava debisi değiştirilebilmektedir.

Deney düzeneği kabininde fan motoru farklı hızlarda döndürülerek hava debileri PIV yöntemiyle ölçülmüştür. Yapılan ölçümlerde değiştirilen fan hızlarına karşılık kabin içerisindeki hava debisi tespit edilmiştir. Ayrıca fana uygulanan gerilim değerine göre fan hızı değerleri ölçülmüştür. Böylece Şekil 2.11'de görüldüğü gibi hava debisi, motora uygulanan gerilim değerinin fonksiyonu olarak tanımlanmıştır.




Şekil 2. 11 Hava debisi fan motoruna uygulanan gerilim ilişkisi

Deney düzeneğinde fan motoru gerilimi DC güç kaynağı ile kontrol edilmektedir. Fan motoruna uygulanan gerilim değerine göre hava debisi 8 - 15 l/s arasında kontrol edilmektedir.

### 2.4.5 Buharlaştırıcı Sıcaklığı Kontrolü

Buharlaştırıcı sıcaklığı iğne vana açıklık değerine ve kompresör hızına bağlı olarak kontrol edilmektedir.

İğne vana akış kesit alanı üzerinde basınç düşümü için yerel bir direnç oluşturmaktadır. Bu direnç vana açıklık oranı değiştirilerek ayarlanmaktadır. Deneyler sırasında vana açıklığı değiştirilerek buharlaştırıcı sıcaklıkları program üzerinden kontrol edilmektedir. İğne vanayı tam açık konumdan tam kapalı konuma getirmek için 12 dönüş yapılmaktadır. Vananın her bir tur dönüşü 25'lik dilime bölünmüştür. Deney düzeneğinde kullanılan iğne vana Şekil 2.12'de görülmektedir.

Şekil 2. 12 İğne vana

Buharlaştırıcı sıcaklığını etkileyen diğer parametre kompresör hızıdır. Kompresör hızı elektronik hız kontrol kartı ile ayarlanmaktadır (Şekil 2.1). Kompresör hızının

değiştirilmesi buharlaştırıcıdan kompresöre emilen akışkan hızını değiştirmektedir. Akış hızının değişmesi buharlaştırıcı basıncının değişmesine sebep olmaktadır.

Kompresör hızı ayrıca soğutkan debisini değiştiren bir parametredir. Deneylerde iğne vana pozisyonu ve kompresör hızı birlikte kontrol edilmektedir. Böylece buharlaştırıcı sıcaklığı ve buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık derecesi ayarlanmaktadır. Gerçekleştirilen deneylerde buharlaştırıcı çıkışında soğutkanın buharlaşma sıcaklığına göre 1 K kızgın buhar çıkması sağlanmıştır.

### 2.4.6 Kompresör Hız Kontrolü

Deney düzeneğinde kullanılan kompresör değişken devirli olup hızı Şekil 2.13'te görülen elektronik frekans kontrol kartı ile ayarlanmaktadır.

Şekil 2. 13 Değişken devirli kompresör ve hız kontrol kartı

Elektronik kart kompresör frekans kontrolü için bir sinyal oluşturmaktadır. Bu sinyal kompresör kartı üzerinden kompresörün dönüş hızını belirlemektedir. Elektronik kart üzerinden kompresör hızı 1600 - 4500 d/d arasında kontrol edilebilmektedir.

### 2.4.7 Kar Çözme İşlemi Kontrolü

Deney düzeneği soğutucu kabini içinde boru-kanat tipi bir buharlaştırıcı kullanılmaktadır. Soğutucu kabinde dolaştırılan hava içerisindeki su buharı zamanla buharlaştırıcı üzerinde yoğuşmaktadır. Yoğuşan su buharı karlanma oluşturarak buharlaştırıcı hava koridorlarını zamanla kapamaktadır. Bu sebeple belli aralıklarla buharlaştırıcı yüzeyine sarılı olan ısıtıcı çalıştırılarak karların erimesi sağlanmaktadır.

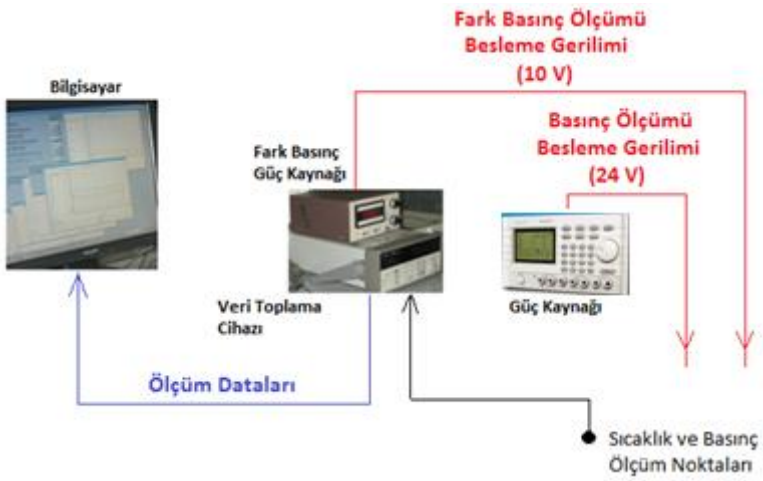
Buharlaştırıcı yüzeyindeki karın eritilmesi VEE programı üzerindeki Şekil 2.14'te görülen algoritma ile kontrol edilmektedir. Algoritma ısıtıcının çalışacağı sıklığı ve çalışma süresini kontrol etmektedir. Kar eritme işleminden sonra su süzülmesi için algoritmaya bir bekleme süresi tanımlanmaktadır. Bu süre boyunca kompresör ve

soğutucu kabin içerisindeki fan çalıştırılmamaktadır. Su süzülme süresi eriyen karların soğutucu kabin içerisinden tahliye hattıyla uzaklaştırıldığı süredir.

Şekil 2. 14 Kar eritme işlemi algoritması

## 2.5 Ölçüm ve Veri Toplama Sistemi

Soğutma çevrimi deney şartlarını kontrol etmek amacıyla sıcaklık ve basınç ölçümleri gerçekleştirilmektedir. Ölçüm elemanlarının oluşturdukları sinyaller bağlı bulundukları elektronik kartlar ile veri toplama cihazına aktarılmaktadır. Ölçüm dataları bilgisayar üzerinde değerlendirilerek VEE programı ile zamana bağlı olarak takip edilmektedir. Ölçüm ve veri toplama sistemi elemanları Şekil 2.15'te görülmektedir.




Şekil 2. 15 Ölçüm ve Veri Toplama Sistemi

Basınç ve fark basınç transdüserleri sabit gerilim ile beslenmektedirler. Bu sebeple ölçüm sisteminde 24 V ve 10 V gerilim oluşturan iki adet güç kaynağı kullanılmaktadır. Basınç transdüserlerine 24 V ve fark basınç transdüserine 10 V gerilim uygulanmaktadır.

Deney düzeneğinde sıcaklık ölçümleri termokupl ve RTD ile basınç ölçümleri basınç transdüseri ve fark basınç ölçer ile yapılmaktadır. Ölçüm sisteminde 56 kanaldan sıcaklık 4 kanaldan basınç ölçümü gerçekleştirilmektedir. Ölçüm noktaları Çizelge 2.2'de görülmektedir.

Çizelge 2. 2 Deney Düzeneği Ölçüm Noktaları

| Kanal No | Ölçüm Noktası | Kanal No | Ölçüm Noktası |
|---|---|---|---|
| 101 | Referans RTD | 211 | Buharlaştırıcı Çıkış TC |
| 102 | Ölçüm Paketi 1 TC | 212 | Buharlaştırıcı Çıkış TC |
| 103 | Ölçüm Paketi 2 TC | 213 | Buharlaştırıcı Pas TC |
| 104 | Ölçüm Paketi 3 TC | 214 | Buharlaştırıcı Giriş RTD |
| 105 | Ölçüm Paketi 4 TC | 215 | Aşırı Soğutma Eşanjörü Çıkış RTD |
| 106 | Ölçüm Paketi 5 TC | 216 | Yoğuşturucu Çıkış RTD |
| 107 | Ölçüm Paketi 6 TC | 217 | Buharlaştırıcı Çıkış RTD |
| 108 | Ölçüm Paketi 7 TC | 218 | Ortam Sağ TC |
| 109 | Ölçüm Paketi 8 TC | 219 | Buharlaştırıcı Çıkış TC |
| 110 | Ölçüm Paketi 9 TC | 220 | Fark Basınç Ölçer |
| 111 | Ölçüm Paketi 10 TC | 301 | İğne Vana Giriş Basınç Tr. |
| 112 | Ölçüm Paketi 11 TC | 302 | Buharlaştırıcı Giriş Tr. |
| 113 | Ölçüm Paketi 12 TC | 303 | Yoğuşturucu Giriş Tr. |
| 114 | Ölçüm Paketi 13 TC | 304 | Kompresör Çıkış TC |
| 115 | Ölçüm Paketi 14 TC | 305 | Yoğuşturucu Giriş TC |
| 116 | Ölçüm Paketi 15 TC | 306 | Yoğuşturucu Pas TC |
| 117 | Ölçüm Paketi 16 TC | 307 | Yoğuşturucu Giriş TC |
| 118 | Kabin Hava Üfleme 1 TC | 308 | Yoğuşturucu Çıkış TC |
| 119 | Kabin Hava Üfleme 2 TC | 309 | Aşırı Soğutma Eşanjörü Giriş TC |
| 120 | Kabin Hava Üfleme 3 TC | 310 | Aşırı Soğutma Eşanjörü Çıkış TC |
| 201 | Kabin Hava Üfleme 4 TC | 311 | İğne Vana Giriş TC |
| 202 | Kabin Hava Emiş 1 TC | 312 | İğne Vana Çıkış TC |
| 203 | Kabin Hava Emiş 2 TC | 313 | Kılcal Boru Çıkış TC |
| 204 | Buharlaştırıcı Giriş TC | 314 | Buharlaştırıcı Giriş TC |
| 205 | Ortam Sol TC | 315 | Aşırı Soğutma Su Hattı Tankı RTD |
| 206 | Buharlaştırıcı Pas TC | 316 | Yoğuşturucu Su Hattı Tankı RTD |
| 207 | Buharlaştırıcı Pas TC | 317 | Su Hattı Yoğuşturucu Giriş TC |
| 208 | Buharlaştırıcı Pas TC | 318 | Su Hattı Yoğuşturucu Çıkış TC |
| 209 | Buharlaştırıcı Pas TC | 319 | Su Hattı Aşırı Soğutma Eşanjörü Giriş TC |
| 210 | Buharlaştırıcı Pas TC | 320 | Su Hattı Aşırı Soğutma Eşanjörü Çıkış TC |

## 2.6 Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu

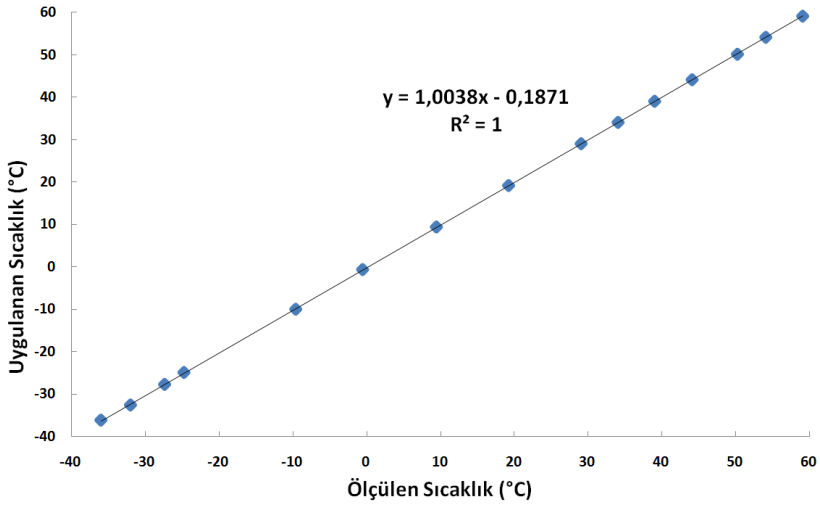
Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm elemanlarının ölçüm hatalarını azaltmak ve toplam belirsizlik değerlerini tespit etmek amacıyla kalibrasyon işlemi gerçekleştirilmiştir.

Kalibrasyon işlemi ölçüm elemanının ölçtüğü değeri o ölçüm şartında bilinen gerçek değere göre düzeltme işlemidir. Bunun için bir dizi ölçüm yapılarak gerçek değeri bilinen büyüklüklere karşılık ölçüm elemanı ile tespit edilen sonuçların eğrisi çizdirilir. Kalibrasyon sonucu oluşan $y = ax + b$ fonksiyonundaki katsayılar kullanılarak bilgisayara aktarılan ölçüm dataları düzeltilmektedirler.

Deney düzeneğinde kullanılan termokupl, RTD ve basınç transdüserleri için yapılan kalibrasyon sonuçları EK A' da görülmektedir.

### 2.6.1 Sıcaklık Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu

Termokupl ve RTD kalibrasyonu için daha önceden kalibre edilmiş referans bir RTD ve su banyosu kullanılmıştır. Kalibrasyonu yapılacak sıcaklık ölçüm elemanları ve referans RTD banyo içerisine yerleştirilmiştir. Banyo sıcaklığı değiştirilerek referans RTD' nin ölçtüğü sıcaklık değerlerine karşılık ölçüm elemanları ile ölçülen değerler karşılaştırılmıştır. Böylece her ölçüm elemanı için kalibrasyon eğrisi çıkarılmıştır. Kalibrasyon işlemi -35 °C ile 60 °C arasında yapılmıştır. Ölçüm işlemleri sırasında banyo sıcaklığının sabit değere ulaşması beklenmiştir ve her ölçüm noktasında en az 25 ölçüm değeri alınmıştır. Şekil 2.16'da kalibrasyonu gerçekleştirilen bir termokupl kalibrasyon eğrisi görülmektedir.

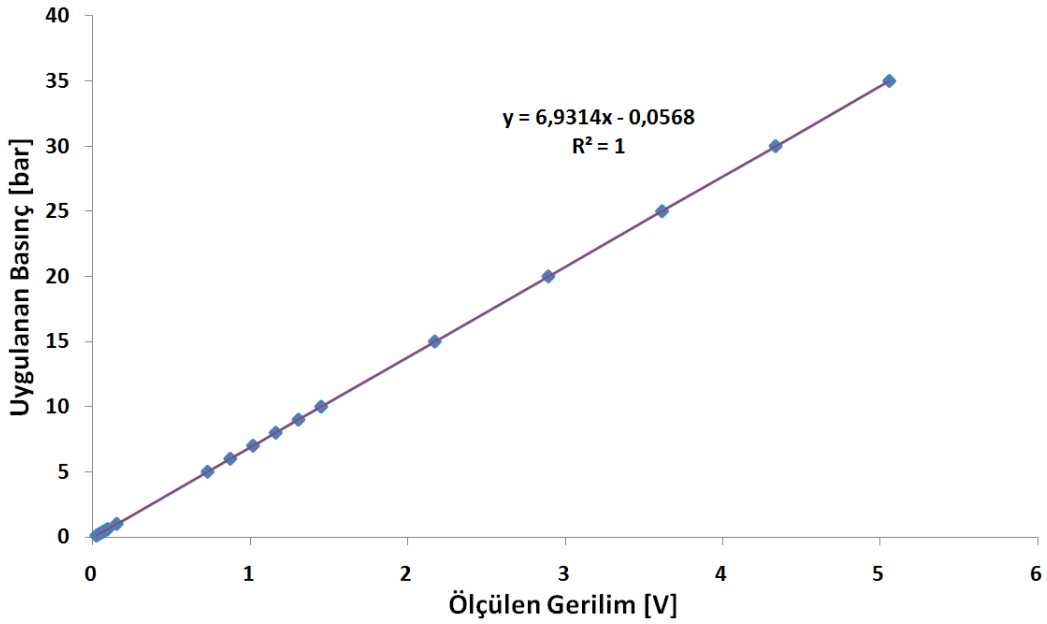



Şekil 2. 16 Termokupl kalibrasyon eğrisi

### 2.6.2 Basınç Ölçüm Elemanları Kalibrasyonu

Basınç ölçüm elemanları kalibrasyonu için Şekil 2.17'de görülen basınç kalibratörü kullanılmıştır. Basınç transdüserleri kalibratöre bağlanarak 0 - 35 bar arasında basınç uygulanmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ölçüm aralıkları olan 0 - 1 bar ve 5 - 10 bar arasında sık ölçümler gerçekleştirilmiştir. Kalibratörde basınç transdüserlerine uygulanan basınç değerine karşılık transdüserlerin 0 - 5 V arasındaki çıkış gerilim değerleri kaydedilmiştir. Şekil 2.18'de bir basınç transdüseri kalibrasyon eğrisi görülmektedir.

Şekil 2. 17 Basınç kalibratörü




Şekil 2. 18 Basınç transdüseri kalibrasyon eğrisi

Fark basınç transdüseri kalibrasyon işlemi için transdüser düşük basınç kanalı (-) atmosfere açık bırakılarak yüksek basınç kanalına (+) pozitif basınç uygulanmıştır. 0 – 10 kPa basınç aralığı için transdüserin kalibrasyonu gerçekleştirilmiştir.

## 2.7 Ölçüm Elemanlarının Belirsizlik Hesabı

Deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların ölçüm belirsizliklerinin tespit edilmesi ölçüm sistemi ve sonuçlarının güvenilirliği açısından belirleyici olmaktadır. Bu sebeple elde edilecek deneysel sonuçların yanında bu ölçümlerin belirsizliklerinin de tespit edilmesi amacıyla ölçüm elemanları için belirsizlik hesaplamaları gerçekleştirilmiştir.

### 2.7.1 Ölçüm Sistemi Belirsizlik Hesaplama Yöntemi

Ölçüm belirsizliği hesabında Kline ve McClintock [19]'de ileri sürmüş oldukları yöntem kullanılmıştır. Buna göre:

Eğer deney düzeneğinde yapılan ölçümler sonucu elde edilen büyüklük P ise ve bu büyüklüğe etki eden $x_1$, $x_2$, $x_3$,...., $x_n$ olmak üzere n adet bağımsız değişken bulunuyor ise ölçüm büyüklüğü P (2.1) fonksiyonu şeklinde ifade edilebilir. Her bir değişkene ait belirsizlik değerleri $w_1$, $w_2$, $w_3$,...., $w_n$ şeklinde ifade edilmesi durumunda P sonuç fonksiyonunun toplam belirsizliği (2.2) ifadesi ile hesaplanmaktadır.

$$P = P(x_1, x_2, x_3,...., x_n) \tag{2.1}$$

$$w_p = \pm\left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1}w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2}w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3}w_3\right)^2 + \ ... \ + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n}w_n\right)^2\right] \tag{2.2}$$

Bağımsız değişkenlerin $x_1$, $x_2$, $x_3$,...., $x_n$ belirsizlikleri $w_1$, $w_2$, $w_3$,...., $w_n$ ise denklem (2.3) ile belirlenmektedir.

$$\pm w = \sqrt{(A_1)^2 + (A_2)^2 + \cdots + (B_1)^2 + (B_2)^2 + \cdots} \tag{2.3}$$

Burada $A_1$, $A_2$... rastgele hataları ve $B_1$, $B_2$... sistematik hataları ifade etmektedir. Rastgele hata aynı büyüklüğün bir dizi ölçümleri esnasında, önceden tahmin edilemeyen ölçüm hatası olarak tanımlanmaktadır. Sistematik hata ise ölçümler boyunca sabit kalan veya önceden tahmin edilebilen değişimleri gösteren ölçüm hatası bileşeni olarak tanımlanmaktadır [20].

**Rastgele hataların belirlenmesi**

Ölçüm elemanı ile aynı bir değer için n adet yapılan ölçümün standart sapmasına bağlı olarak hesaplanan belirsizlik değeridir.

Ölçüm değerlerinin aritmetik ortalama değeri $\overline{x}$ (2.4) ifadesi ile hesaplanmaktadır.

$$\overline{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i = \frac{x_1+x_2+x_3+\cdots+x_n}{n} \tag{2,4}$$

Ölçüm büyüklüğünün standart sapması (2.5) denklemi ile hesaplanmaktadır.

$$\sigma = \left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \overline{x})\right]^{0,5} \tag{2.5}$$

Deney datası 20 adetten az ise (2.5) denkleminde paydada n yerine n-1 kullanılmaktadır [20].

Ortalama standart sapma değeri aşağıdaki ifade ile hesaplanmaktadır.

$$\overline{\sigma} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \tag{2.6}$$

(2.6) denklemi ile bulunan değer % 68 güvenilirlik seviyesindeki rastgele hata değerini vermektedir. Bulunan değerin % 95 güvenilirlik seviyesine çekilmesi için t-student çarpanı olarak tanımlanan değer kullanılmalıdır. t-student değeri ölçüm sayısına göre [18,19]' dan belirlenmektedir. Buna göre ölçüm değerinin % 95 güvenilirlik seviyesindeki rastgele hata değeri (2.7) denklemi ile belirlenmektedir [20].

$$w_{rast} = t.\overline{\sigma} \tag{2.7}$$

**Sistematik hataların belirlenmesi**

Ölçüm sisteminde kullanılan termokupllar için iki adet sistematik hata bulunmaktadır. Birinci sistematik hata termokuplların kalibrasyonu sonucu oluşan düzeltilmiş değer ile ölçülen gerçek değer arasındaki farktır. Bu değer için farklı ölçüm noktalarında yapılan değerlendirmede oluşan en büyük fark değeri dikkate alınmıştır. İkinci sistematik hata ise sıcaklık kanallarının kalibrasyonunda kullanılan referans termometrenin 0,07 °C olan belirsizlik değeridir.

### 2.7.2 Deney Düzeneği Belirsizliklerinin Hesaplanması

Deney düzeneğinde soğutucu kabin çalışma oranının tespit edilmesi için bir dizi ölçümler yapılmaktadır. Bunlar ortam sıcaklığı ($T_{ortam}$), paket sıcaklıkları ($T_{paket,ort}$), hava üfleme sıcaklığı ($T_{üf,ort}$), buharlaştırıcı sıcaklığı ($T_{buh.}$), yoğuşturucu sıcaklığı ($T_{yoğ.}$), soğutkan debisi ($\dot{m}_{soğ.}$) ve hava debisidir ($\dot{V}_{hava}$). Bu ölçümler için yukarıda bahsedilen yöntem ile belirsizlik değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan belirsizlik değerleri Çizelge 2.3'te görülmektedir.

Çizelge 2. 3 Sıcaklık ölçüm kanallarının toplam belirsizlik değerleri

| **Ortam Sıcaklığı [°C]** | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sıra No | Ölç. Ele. | Standart Sapma | Rast. Hata %68 | Student t | Rast. Hata %95 | Sis. Hata 1 %95 | Sis. Hata 2 %95 | Toplam Belirsizlik %95 |
| 1 | T tipi TC | 0,0114 | 0,0035 | 2 | 0,0069 | 0,21 | 0,07 | 0,22 |
| 2 | T tipi TC | 0,0122 | 0,0037 | 2 | 0,0074 | 0,07 | 0,07 | 0,10 |
| **Kabin İçi Üfleme Sıcaklığı [°C]** | | | | | | | | |
| Sıra No | Ölç. Ele. | Standart Sapma | Rast. Hata %68 | Student t | Rast. Hata %95 | Sis. Hata 1 %95 | Sis. Hata 2 %95 | Toplam Belirsizlik %95 |
| 1 | T tipi TC | 0,0097 | 0,002922 | 2 | 0,005843 | 0,27 | 0,07 | 0,28 |
| 2 | T tipi TC | 0,0118 | 0,003405 | 2 | 0,006810 | 0,20 | 0,07 | 0,22 |
| 3 | T tipi TC | 0,0133 | 0,004001 | 2 | 0,008002 | 0,21 | 0,07 | 0,22 |
| **Buharlaştırıcı Sıcaklığı [°C]** | | | | | | | | |
| Sıra No | Ölç. Ele. | Standart Sapma | Rast. Hata %68 | Student t | Rast. Hata %95 | Sis. Hata 1 %95 | Sis. Hata 2 %95 | Toplam Belirsizlik %95 |
| 1 | T tipi TC | 0,0085 | 0,002568 | 2 | 0,005137 | 0,15 | 0,07 | 0,17 |
| **Yoğuşturucu Sıcaklığı [°C]** | | | | | | | | |
| Sıra No | Ölç. Ele. | Standart Sapma | Rast. Hata %68 | Student t | Rast. Hata %95 | Sis. Hata 1 %95 | Sis. Hata 2 %95 | Toplam Belirsizlik %95 |
| 1 | T tipi TC | 0,0142 | 0,004290 | 2 | 0,008580 | 0,07 | 0,07 | 0,10 |

Ortam sıcaklığı ($T_{ortam}$), paket sıcaklığı ortalaması ($T_{paket,ort}$), hava üfleme sıcaklığı ortalaması ($T_{üf,ort}$), soğutkan debisi ($\dot{m}_{soğ.}$) ve hava debisi ($\dot{V}_{hava}$) değerleri bir fonksiyona bağlı ölçüm sonuçları olması sebebiyle bu büyüklükler için toplam belirsizlik değerleri denklem (2.2) kullanılarak hesaplanmıştır.

**Ortam Sıcaklığının Belirsizliği**

$$T_{ortam} = \frac{1}{2}(T_{ortam1} + T_{ortam2}) \tag{2.8}$$

Ortam sıcaklığında ($T_{ortam}$) meydana gelen toplam belirsizliğin bileşenleri $T_{ortam1}$, $T_{ortam2}$ sıcaklıklarında oluşan toplam belirsizlik değerleridir. Bu nedenle, (2.8) ifadesindeki $T_{ortam}$ sıcaklığının bu sıcaklıklara göre türevleri alınırsa

$$\frac{\partial T_{ortam}}{\partial T_{ortam1}} = \frac{1}{2}, \frac{\partial T_{ortam}}{\partial T_{ortam2}} = \frac{1}{2} \tag{2.9}$$

bulunur. Buna göre $T_{ortam1}$, $T_{ortam2}$ sıcaklıklarında oluşan toplam belirsizlik değerleri Çizelge 2.1' den, kısmi türevler ise (2.9) eşitliğinden alınarak denklem (2.10)' dan yararlanarak,

$$w_{T_{ortam}} = \sqrt{\left(\frac{\partial T_{ortam}}{\partial T_{ortam1}} w_{T_{ortam1}}\right)^2 + \left(\frac{\partial T_{ortam}}{\partial T_{ortam2}} w_{T_{ortam2}}\right)^2} \tag{2.10}$$

ortam sıcaklığında ($T_{ortam}$) meydana gelen toplam belirsizlik $w_{T_{ortam}} = 0{,}12$ °C olarak bulunmuştur.

**Ortalama Paket Sıcaklığı Belirsizliği**

Deney düzeneği dondurucu kabini içerisinde sıcaklık ölçümleri için 13 adet ölçüm paketi kullanılmıştır. Ortalama paket sıcaklığı denklem (2.11) ile ifade edilmektedir.

$$T_{paket,ort.} = \frac{1}{13}\left(\sum_{i=1}^{13} T_{pak,i}\right) \tag{2.11}$$

$$\frac{\partial T_{paket,ort.}}{\partial T_{pak.i}} = \frac{1}{13} \tag{2.12}$$

Her bir ölçüm paketinin belirsizlik değeri $w_{T_{pak.i}} = 0{,}5\ °C$ olarak alınmıştır. Bu değer termokupların kalibrasyonsuz durumdaki belirsizlik değeridir.

$$w_{T_{paket,ort.}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{13}\left(\frac{\partial T_{paket,ort.}}{\partial T_{pak.i}} w_{T_{pak.i}}\right)^2} \tag{2.13}$$

Bu durumda 13 adet ölçüm paketinin ortalama sıcaklık değeri için toplam belirsizlik değeri $w_{T_{paket,ort.}} = 0{,}14$ °C olarak hesaplanmıştır.

**Kabin İçi Ortalama Üfleme Sıcaklığı Belirsizliği**

Hava kanallarından kabin içine üflenen hava sıcaklıkları 3 adet termokupl ile ölçülmektedir. Üflenen havanın ortalama sıcaklığı denklem (2.14) ile ifade edilmektedir.

$$T_{üf,ort.} = \frac{1}{3}\left(T_{üf,1} + T_{üf,2} + T_{üf,3}\right) \tag{2.14}$$

$$\frac{\partial T_{üf,ort.}}{\partial T_{üf.i}} = \frac{1}{3} \tag{2.15}$$

Üfleme sıcaklıkları için kullanılan termokupların her biri için belirsizlik değerleri Çizelge 2.1' den alınarak denklem (2.16)'da yerine yazılırsa,

$$w_{T_{üf,ort.}} = \sqrt{\sum_{i=1}^{3}\left(\frac{\partial T_{üf,ort.}}{\partial T_{üf.i}} w_{T_{üf.i}}\right)^2} \tag{2.16}$$

kabin içi ortalama üfleme sıcaklığındaki belirsizlik $w_{T_{üf,ort.}} = 0{,}14\,°C$ olarak tespit edilmektedir.

**Soğutkan Debisinin Toplam Belirsizliği**

Kompresör ölçümleri sonrasında belirlenen soğutkan debisi EES programı kullanılarak buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklığına bağlı olarak denklem 2.17 ile ifade edilmektedir.

$$\dot{m}_{soğ} = a_1 + a_2 T_{buh} + a_3 {T_{buh}}^2 + \left(a_4 + a_5 T_{buh} + a_6 {T_{buh}}^2\right) T_{yoğ} + (a_7 + a_8 T_{buh} + a_9 {T_{buh}}^2) {T_{yoğ}}^2 \tag{2.17}$$

Bu denklemde yer alan katsayılar ölçüm sonuçları kullanılarak EES programı ile hesaplanmıştır.

Soğutkan debisindeki belirsizlik hesabı için buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları belirsizlikleri Çizelge 2.1'den alınmıştır. Soğutkan debisinin buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklığına bağlı kısmi türevleri hesaplanarak denklem (2.18)'de yerine yazılırsa,

$$w_{\dot{m}_{soğ}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_{soğ}}{\partial T_{buh}} w_{T_{buh}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{soğ}}{\partial T_{yoğ}} w_{T_{yoğ}}\right)^2} \tag{2.18}$$

soğutkan debisindeki toplam belirsizlik $w_{\dot{m}_{soğ}} = 0{,}03$ g/s olarak tespit edilmektedir.

**Hava Debisinin Toplam Belirsizliği**

Deney düzeneği ölçüm kabininde kullanılan fan ve fan motoru için hava debisi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümler sonucu hava debisi fan motoruna uygulanan gerilim değerine bağlı olarak denklem (2.19) ile ifade edilmektedir.

$$\dot{V}_{hava} = -0{,}0343.v^2 + 1{,}5576.v - 0{,}332 \tag{2.19}$$

Fan motoruna uygulanan gerilim değeri bir multimetre ile ölçülmektedir. Bu cihazın kalibrasyon sonucuna göre oluşan en büyük belirsizlik değeri $w_v = 0{,}012\ V$ olmaktadır. Hava debisi için toplam belirsizlik değeri (2.18) denklemi ile hesaplanmaktadır.

$$w_{\dot{V}_{hava}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{V}_{hava}}{\partial v} w_v\right)^2} \tag{2.18}$$

Bu durumda hava debisi toplam belirsizliği $w_{\dot{V}_{hava}} = 0{,}03\ l/s$ olarak tespit edilmektedir.

# BÖLÜM 3

# DENEYSEL ÇALIŞMALAR

90 l hacme sahip dondurucu bir kabinde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisinin çalışma oranına etkilerini incelemek için Çizelge 3.1'de görülen deney matrisi oluşturulmuştur.

Çizelge 3. 1 Dondurucu kabin deney matrisi

| Hacim $\mathbf{V_{kabin}}$ [l] | Hava Debisi Değişimi $[\dot{\mathbf{V}}_{\mathbf{hava}}/\dot{\mathbf{V}}_{\mathbf{hava,mevcut}}]$ | Buharlaştırıcı Sıcaklığı $T_{buh.}$ [°C] |
|---|---|---|
| 90 | 0,8 | - 25 |
| 90 | 1 | - 26 |
| 90 | 1,2 | - 27 |
| 90 | 1,4 | - 28 |

Buharlaştırıcı sıcaklığı etkisini incelemek için buharlaştırıcıda -25 °C, -26 °C, -27 °C ve -28 °C sıcaklıklarının oluşturulduğu deneyler gerçekleştirilmiştir. Farklı hava debisi etkilerini incelemek için mevcut durumdaki hava debisiyle karşılaştırıldığında 0,8 – 1 – 1,2 – 1,4 oranındaki değişimler incelenmiştir.

Deneysel çalışmalar öncesinde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisinin soğutma süresi ve çalışma oranına etkisini belirlemek için teorik bir inceleme gerçekleştirilmiştir.

## 3.1 Buharlaştırıcı Sıcaklığı ve Hava Debisinin Çalışma Oranına Teorik Etkisi

Soğutma çevrimi durma süresince dondurucu kabinin ısı kazancı sebebiyle kabin içerisindeki paketler ısınmaktadır. Çalışma zamanında ise paketleri tekrar soğutmak ve devam eden ısı kazancını karşılamak için soğutma yapılmaktadır.

Buharlaştırıcının toplam soğutma kapasitesi kabinin toplam ısı kazancı şeklinde eşitlik (3.1) ile ifade edilebilmektedir.

$$Q_{buh} = Q_{dur.ısı.kaz.} + Q_{çal.ısı\ kaz.} \quad (3.1)$$

Isı kazancı kabin iç duvarlarının, buharlaştırıcı yüzeyinin ve paketlerin ısınmasına sebep olmaktadır. Ancak toplam ısı kazancını ifade etmek için bu ısı kazancının tamamının paketlerin ısınmasına sebep olduğu düşünülerek durma zamanında paketlerin ısınmasından dolayı oluşan soğutma kapasitesi eşitlik (3.2) ile ifade edilebilir.

$$Q_{dur.ısı.kaz.} = m_{pak} \times c_p \times \Delta T_{pak} \quad (3.2)$$

Burada $m_{paket}$ dondurucu kabin içerisine yüklenen paket kütlesidir. $c_p$ paketlerin özgül ısısı, $\Delta T_{paket}$ paketlerin ortalama sıcaklığının durma zamanında ısınmaya bağlı değişimidir.

Çalışma zamanındaki ısı kazancının tamamı durma zamanında olduğu gibi paketlerin ısınmasına sebep olduğu kabulü ile bu ısı kazancı eşitlik (3.3) ile ifade edilebilir.

$$Q_{çal.ısı\ kaz.} = \dot{Q}_{çal.ısı\ kaz.} \times t_{çal} \quad (3.3)$$

Eşitlik (3.1)'de durma ve çalışma zamanlarına bağlı ısı kazançları tekrar düzenlenirse buharlaştırıcı soğutma kapasitesi eşitlik (3.4)'e dönüşür.

$$Q_{buh} = m_{pak} \times c_p \times \Delta T_{pak} + \dot{Q}_{çal.ısı\ kaz.} \times t_{çal} \quad (3.4)$$

Dondurucu kabin içerisinde paketlerin soğutulması paketlerden havaya doğru olan taşınım ve paketlerden buharlaştırıcıya doğru olan radyasyon ısı transferi ile gerçekleşmektedir. Bu aynı zamanda buharlaştırıcı üzerinde oluşturulan soğutma kapasitesine eşittir.

$$Q_{pak,soğ} = Q_{buh} = [UA_{pak} \times \left(T_{pak} - T_{üf}\right) + \dot{Q}_{rad}] \times t_{çal} \quad (3.5)$$

Burada U $\left(\frac{J}{m^2.K.s}\right)$ paketler ile kabin içine üflenen hava arasındaki toplam ısı transfer katsayısı, $A_{paket}\ (m^2)$ paketlerin toplam ısı transfer alanı, $T_{pak} - T_{üf}\ (K)$ paketlerin ortalama sıcaklığı ile üflenen hava sıcaklığı farkı, $\dot{Q}_{rad}\ (W)$ paketlerden buharlaştırıcıya radyasyonla olan ısı transferi ve $t_{çal}$ ise soğutma sistemi çalışma süresidir.

Eşitlik (3.4) ve (3.5) buharlaştırıcı soğutma kapasitesini ifade etmektedir. Bu ifadeler karşılıklı düzenlenirse,

$$m_{pak} \times c_p \times \Delta T_{pak} + \dot{Q}_{çal.ısı\ kaz.} \times t_{çal} = [UA_{pak} \times (T_{pak} - T_{üf}) + \dot{Q}_{rad}] \times t_{çal} \quad (3.6)$$

Buradan çalışma süresi,

$$m_{pak} \times c_p \times \Delta T_{pak} = [UA_{pak} \times (T_{pak} - T_{üf}) + \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{çal.ısı\ kaz.}] \times t_{çal} \quad (3.7)$$

$$t_{çal} = \frac{(m_{pak} \times c_p \times \Delta T_{pak})}{UA_{pak} \times (T_{pak} - T_{üf}) + \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{çal.ısı\ kaz.}} \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Eşitlik (3.8)'de görüldüğü üzere hava üfleme sıcaklığı azaldıkça soğutma çevrimi çalışma süresi $t_{çal}$ azalmaktadır. Hava debisinin artırılması aynı denklemde $UA_{pak}$ değerini artırmaktadır böylece $t_{çal}$ azalmaktadır. Çalışma süresinin azalması aynı zamanda soğutma çevrimi çalışma oranının da azalmasını sağlamaktadır.

Soğutma çevrimi çalışma oranı eşitlik (3.9) ile ifade edilmektedir.

$$RT = \frac{t_{çal}}{t_{çal} + t_{dur}} \quad (3.9)$$

Çalışma oranı için eşitlik (3.6) ifadesi tekrar düzenlenirse,

$$\dot{Q}_{dur.ısı\ kaz.} \times t_{dur} + \dot{Q}_{çal.ısı\ kaz.} \times t_{çal} = [UA_{pak} \times (T_{pak} - T_{üf}) + \dot{Q}_{rad}] \times t_{çal} \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{dur.ısı\ kaz.} = \dot{Q}_{çal.ısı\ kaz.} = \dot{Q}_{ısı\ kaz.}\ [\mathrm{W}] \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_{ısı\ kaz.}[t_{dur} + t_{çal}] = [UA_{pak} \times (T_{pak} - T_{üf}) + \dot{Q}_{rad}] \times t_{çal} \quad (3.12)$$

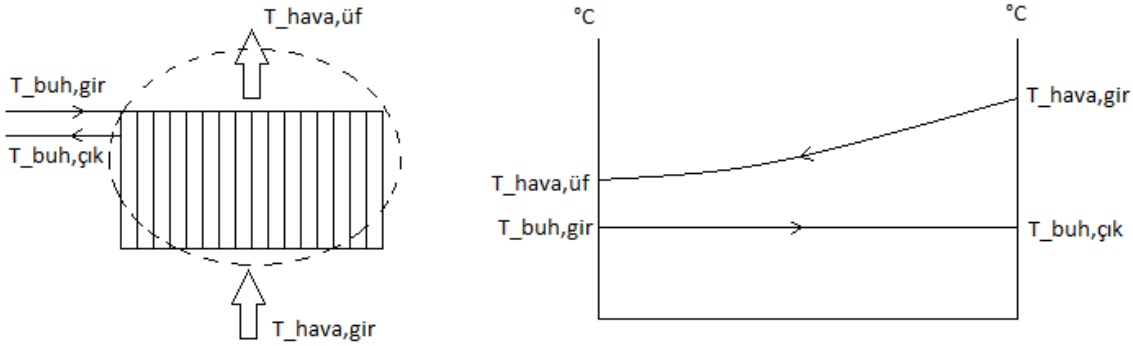
$$\frac{t_{çal}}{t_{çal} + t_{dur}} = \frac{\dot{Q}_{ısı\ kaz.}}{[UA_{pak} \times (T_{pak} - T_{üf}) + \dot{Q}_{rad}]} \quad (3.13)$$

$$RT = \frac{t_{çal}}{t_{çal} + t_{dur}} = \frac{\dot{Q}_{ısı\ kaz.}}{\dot{Q}_{buh}} \text{ elde edilir.} \quad (3.14)$$

Eşitlik (3.14)'te görüldüğü üzere çalışma oranı kabin ısı kazancı $\dot{Q}_{ısı\ kaz.}$ ve buharlaştırıcı soğutma kapasitesine $\dot{Q}_{buh}$ bağlı olmaktadır. Tez çalışması kapsamında deneyler sabit bir dondurucu kabin ile yapılmıştır. Kabin yalıtımları sabit olması sebebiyle ısı kazancı sabit bir değer olup soğutma kapasitesindeki değişimlerin çalışma oranına etkisi incelenmiştir.

Soğutma kapasitesindeki değişim denklem (3.5)'te görüldüğü gibi hava üfleme sıcaklığı ve hava debisine bağlı olmaktadır. Bu iki değişkenin soğutma kapasitesine etkisi buharlaştırıcı üzerinde termodinamiğin birinci yasası ile denklem (3.16)'da ifade edilebilir. Buna göre,

$$\dot{Q}_{buh} = UA \times \Delta T \tag{3.15}$$




Şekil 3. 1 Buharlaştırıcı enerji dengesi

$$\dot{Q}_{buh} = UA \times \frac{(T_{hava,gir} - T_{buh,çık}) - (T_{hava,üf} - T_{buh,gir})}{ln\frac{(T_{hava,gir} - T_{buh,çık})}{(T_{hava,üf} - T_{buh,gir})}} \tag{3.16}$$

elde edilmektedir.

## 3.2 Deney Hazırlıkları

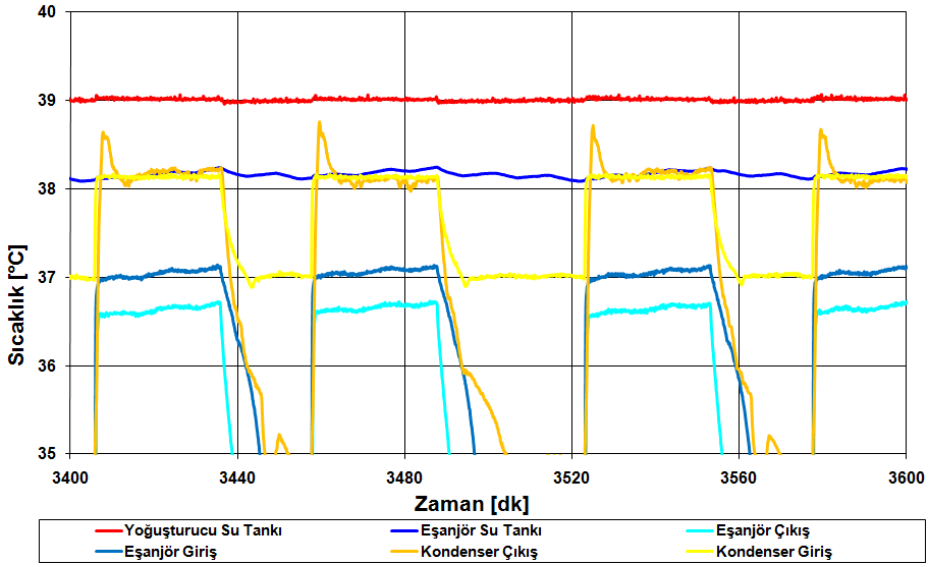
Gerçekleştirilen deneylerde amaç soğutma çevrimi sıcaklıklarının çalışma ve durma sürelerine bağlı olarak rejim halini oluşturarak çalışma oranının tespit edilmesidir. Rejim halinin oluşması için gerçekleştirilen ön hazırlıklar şunlardır.

- Yoğuşturucu ve aşırı soğutma eşanjörü su sıcaklığının kontrolü
- Buharlaştırıcı yüzeyinde kar eritme işlemi
- Buharlaştırıcı sıcaklığının ön kontrolü
- Kompresör çevrimsel çalışma kontrolü
- Buharlaştırıcı sıcaklığının son kontrolü
- Paket sıcaklıkları takibi

### 3.2.1 Yoğuşturucu ve Aşırı Soğutma Eşanjörü Su Sıcaklığının Kontrolü

Soğutma sistemi çalıştırılmadan önce su hattı çalıştırılarak su sıcaklıklarının dengeye gelmesi beklenmektedir. Su hattı üzerindeki ana hat pompası ve sirkülasyon pompaları açılarak su çevriminin çalışması sağlanır. VEE programı üzerinden yoğuşturucu ve eşanjör tank sıcaklıkları ayarlanır. Ayarlanan sıcaklık değerlerine göre ısıtıcılar devreye girerek istenilen su sıcaklığı değeri sağlanmaktadır. Denge sıcaklığına ulaşmış

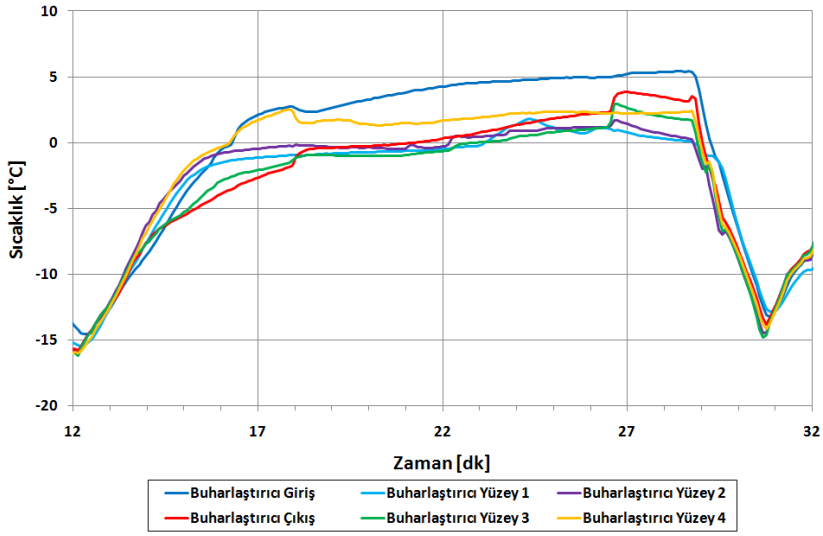
yoğuşturucu ve aşırı soğutma eşanjörü su sıcaklıkları Şekil 3.2'de görülmektedir. Su sıcaklıkları dengeye ulaştıktan sonra soğutma sistemi çalıştırılır.




Şekil 3.2 Su hattı sıcaklıkları

### 3.2.2 Buharlaştırıcı Yüzeyinde Kar Eritme İşlemi

Buharlaştırıcı yüzeylerindeki kar eritme işlemi algoritma üzerinde tanımlanmış zaman aralıklarında ve her deney öncesinde yapılmaktadır. Kar eritme işlemi sırasında soğutma çevrimi ve kabin içerisindeki fan çalışması durdurulup, buharlaştırıcıya sarılı olan ısıtıcı çalıştırılmaktadır. Kar eritme işlemi sırasında buharlaştırıcı sıcaklıkları 0 °C üzerine çıkarılmaktadır (Şekil 3.3). Kar eritme işleminden sonra su süzülmesi için beklenmektedir. Bu süre içerisinde soğutma sistemi ve fan durmaktadır.




Şekil 3. 3 Kar eritme işlemi sırasında buharlaştırıcı yüzeyindeki sıcaklık değişimi

### 3.2.3 Buharlaştırıcı Sıcaklığı Ön Kontrolü

Kar eritme ve su süzülme işleminden sonra soğutma sistemi tekrar çalıştırılarak kabin içi soğutulur. Paketler -18,5 °C ulaşana kadar soğutma çevrimi çalışmaya devam eder. Bu süre içerisinde istenen deney şartına göre buharlaştırıcı sıcaklığı iğne vana konumu ve kompresör hızı ile ayarlanmaktadır.

İğne vana tam açık ve tam kapalı konumları arasında 12 tur bulunmaktadır. İğne vananın her bir turu vana üzerinde 25 dilime bölünmüştür. Vana konumu 8,12 şeklinde ifade edilmektedir. Virgülden önceki sayı vananın kapalı tam tur sayısını göstermektedir. Virgülden sonraki sayı bir tur içindeki bölünmüş dilim sayısını göstermektedir. Kompresör hızı 1600 d/d - 4500 d/d arasında 100 d/d aralıklarla kontrol edilmektedir. Gerçekleştirilen deneylerde buharlaştırıcı sıcaklığı kontrolü için vana konumu ve kompresör hızı Çizelge 3.2'de görülmektedir.

Çizelge 3. 2 Buharlaştırıcı sıcaklığı kontrolü

| Deney No | $T_{buh.}\,[°C]$ | $\dot{V}_{hava}/\dot{V}_{hava,mevcut}$ | Kompresör Hızı [d/d] | Vana Konumu |
|---|---|---|---|---|
| 1 | -26 | 0,8 | 2200 | 10,16 |
| 2 | -27,1 | 0,8 | 2400 | 10,14 |
| 3 | -28 | 0,8 | 3200 | 9,09 |
| 4 | -24,8 | 1 | 2200 | 9,22 |
| 5 | -26 | 1 | 2400 | 9,00 |
| 6 | -27,1 | 1 | 3400 | 8,12 |
| 7 | -27,7 | 1 | 3800 | 7,12 |
| 8 | -24,8 | 1,2 | 2300 | 9,01 |
| 9 | -26,3 | 1,2 | 3800 | 6,24 |
| 10 | -26,6 | 1,2 | 3800 | 6,25 |

### 3.2.4 Kompresör Çevrimsel Çalışma Kontrolü

Kabin içi paket sıcaklıkları - 18,5 °C altına düştükten sonra kompresör çalışması algoritma üzerinden paket sıcaklıklarına göre çevrimsel olarak kontrol edilir.

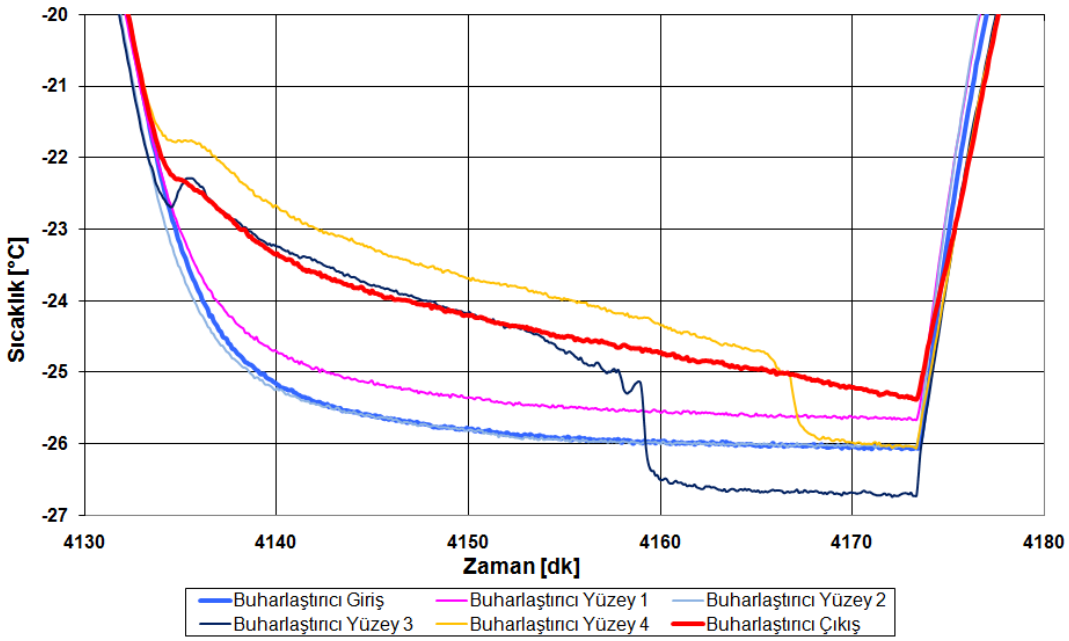
Kompresör çalışma süresi algoritmaya kullanıcı tarafından girilmektedir. Deney rejim durumu oluşturulana kadar paket sıcaklıklarının zamana bağlı soğuma eğrisi takip edilir. Tanımlanan soğutma süresi sonunda paket sıcaklıklarının -18,5 °C altına düşmesi gerekmektedir.

Kompresör algoritmaya tanımlanan çalışma süresi kadar çalışır ve bu sürede paket sıcaklıklarının -18,5 °C'nin altına düşmesi sağlanır. Paket sıcaklıkları tekrar -18,5 °C yükselene kadar kompresör durur.

### 3.2.5 Buharlaştırıcı Sıcaklığı Son Kontrolü

Çevrimsel çalışma şartı sağlandıktan sonra buharlaştırıcı çıkışında kızgın buhar fazı oluşacak şekilde iğne vana konumu ve kompresör hızı ayarlanır. Şekil 3.4'te kompresörün bir çalışma süresi boyunca buharlaştırıcı yüzeyindeki sıcaklıklarının değişimi görülmektedir.

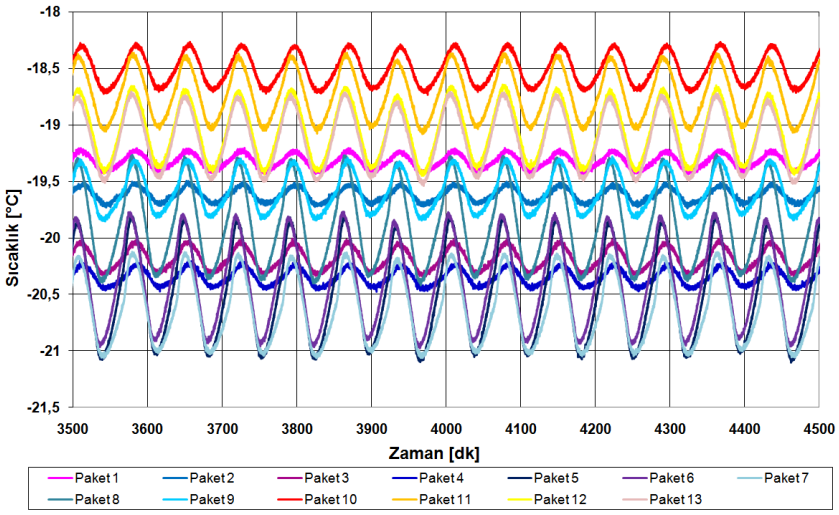
Kompresör çalışmaya başladığında buharlaştırıcıya iki fazlı giren soğutkan buharlaştırıcı paslarında kızgın buhar fazındadır. Buharlaştırıcı yüzeyi ve kabin içi soğudukça kızgın buhar fazı buharlaştırıcı çıkışına doğru ilerlemektedir. Buharlaştırıcı çıkışında yaklaşık 1 K kızgın buhar oluşacak şekilde iğne vana ve kompresör hızı ayarlanmaktadır.




Şekil 3. 4 Buharlaştırıcı sıcaklıkları

### 3.2.6 Paket Sıcaklıkları Takibi

İstenilen deney koşulları oluşturulduktan sonra kabin içi sıcaklıkları için kararlı durumun oluşması beklenmektedir. Paket sıcaklıkları için kararlı durum Şekil 3.5'te görülmektedir. Kararlı hal için durma ve çalışma süresinden oluşan en az 10 periyot dikkate alınarak soğutma sistemi çalışma oranı hesaplanmaktadır.




Şekil 3. 5 Kabin içi ölçüm paketlerinin çevrimsel sıcaklık değişimi

## 3.3 Deney Sonuçları

Şekil 2.3'te görülen deney düzeneği ile evsel tip bir NF soğutucunun 90 l dondurucu kabininde deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerde soğutma çevrimi çalışma oranında etkili olan buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisi değişimleri incelenmiştir.

Gerçekleştirilen deneyler sonrasında buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisinin çalışma oranına, soğutma kapasitesine ve güç tüketimine olan etkileri tespit edilmiştir. Daha sonra bu etkilerin toplamında farklı çalışma şartları için dondurucu kabinin enerji tüketimleri belirlenmiştir. Böylece çalışma oranına bağlı olarak enerji tüketiminin minimum olduğu noktalar tespit edilmiştir.

### 3.3.1 Buharlaştırıcı Sıcaklığının Çalışma Oranına Etkisi

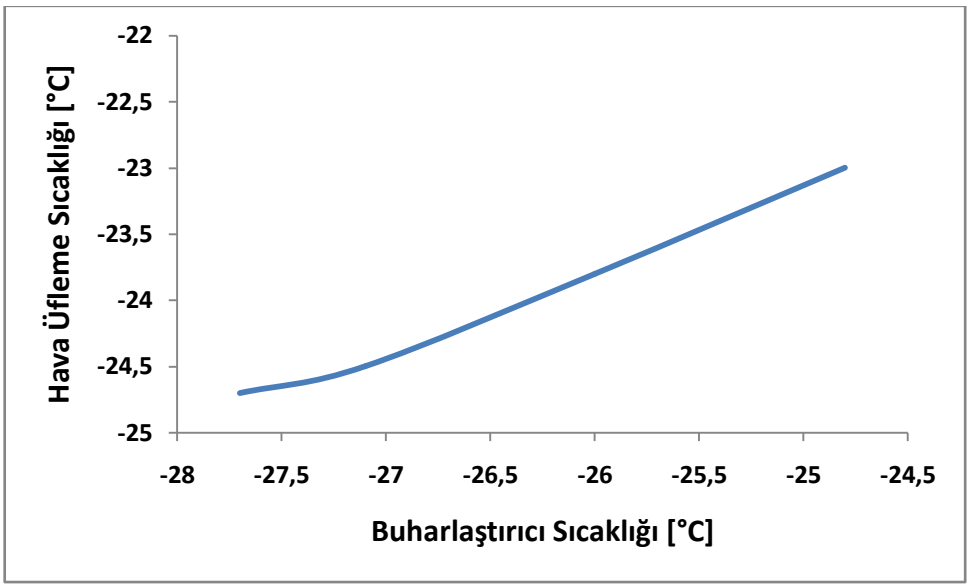
Buharlaştırıcı sıcaklığının çalışma oranına etkisini incelemek için sabit hava debisinde gerçekleştirilen deneyler Çizelge 3.3'te görülmektedir.

Çizelge 3. 3 Buharlaştırıcı sıcaklığı değişimlerinin incelendiği deneyler

| $T_{buh.}$ | Kompresör Hızı | $\Delta h_{buh.}$ | $\dot{m}_{buh.}$ | $\dot{Q}_{buh.}$ |
|---|---|---|---|---|
| [°C] | [d/d] | [kj/kg] | [g/s] | [W] |
| -24,8 | 2200 | 227,8 | 0,279 | 63,7 |
| -26 | 2400 | 226,3 | 0,285 | 64,5 |
| -27,1 | 3400 | 224,6 | 0,372 | 83,5 |
| -27,7 | 3800 | 223,6 | 0,398 | 88,9 |

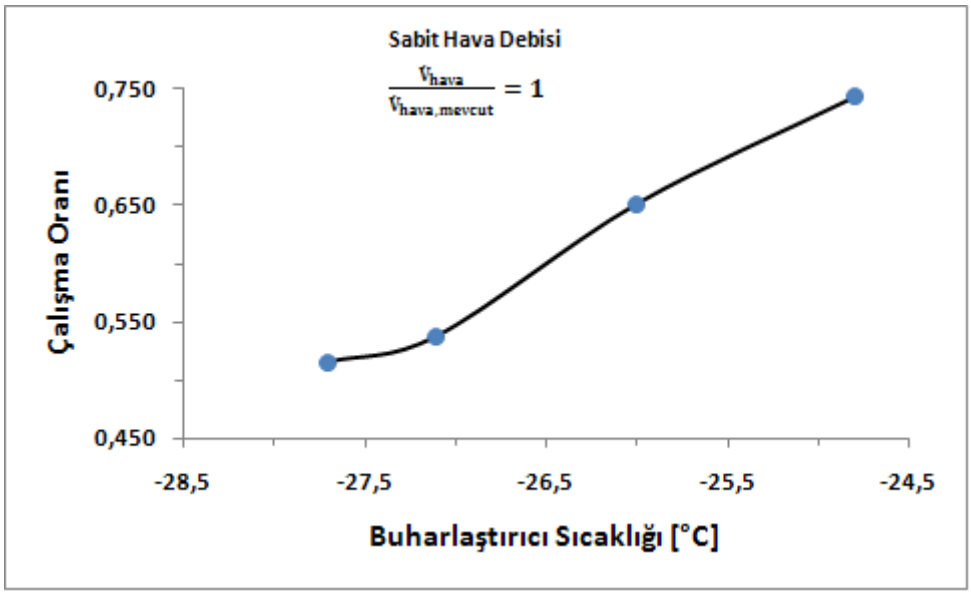
Deneyler sırasında soğutma kapasitesini kontrol etmek için buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak kompresör devri ve iğne vana konumu değiştirilmiştir. Böylece buharlaştırıcı çıkışında 1 K kızgın buhar oluşturularak buharlaştırıcı tam kapasite kullanılmıştır.

Tam kapasite kullanılan bir buharlaştırıcıda buharlaşma sıcaklığının düşürülmesi durumunda kabin içine üflenen hava sıcaklığı azalmaktadır (Şekil 3.6). Bu durumda kabin içindeki paket sıcaklığı ile paketlere üflenen hava sıcaklığı arasındaki fark artmaktadır. Sıcaklık farkının artması paketlerden havaya doğru taşınımla olan ısı transferini $\dot{Q}_{pak,soğ}$ artırmaktadır.



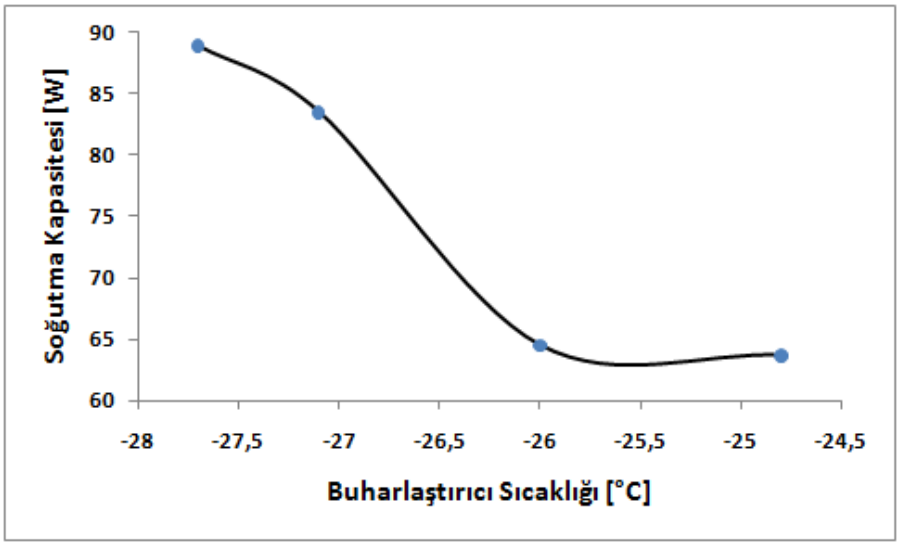

Şekil 3. 6 Hava üfleme sıcaklıklarının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimi

Dondurucu kabinde rejim hali oluştuktan sonra paketler sabit sıcaklık değerleri arasında salınım yapmaktadır (Şekil 3.4). Paketler üzerinden birim zamanda çekilen ısının $\dot{Q}_{pak,soğ}$ artması paketlerin soğuma süresini azaltmaktadır. Soğuma süresindeki azalmaya bağlı olarak çalışma oranı azalmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı çalışma oranı değişimi Şekil 3.7'de görülmektedir.




Şekil 3. 7 Buharlaştırıcı sıcaklığının çalışma oranı değişimine etkisi

Paketler üzerinden çekilen ısının $\dot{Q}_{pak,soğ}$ artması buharlaştırıcı soğutma kapasitesini arttırma ihtiyacı oluşturmaktadır. Bu sebeple azalan buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık soğutma kapasitesi iğne vana ve kompresör devri ile kontrol edilmektedir. Böylece artan soğutma kapasite ihtiyaçları sabit buharlaştırıcı sıcaklığında soğutkan debisi artışı ile karşılanmıştır. Buharlaştırıcı soğutma kapasitesinin değişimi Şekil 3.8'de görülmektedir.




Şekil 3. 8 Soğutma kapasitesinin buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı değişimi

### 3.3.2 Hava Debisinin Çalışma Oranına Etkisi

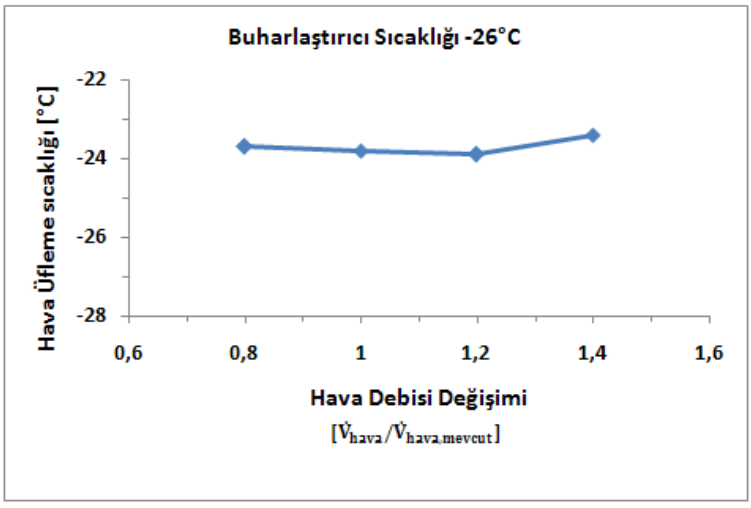
Hava debisinin çalışma oranına etkisini incelemek için sabit -26 °C buharlaştırıcı sıcaklığında gerçekleştirilen deneyler Çizelge 3.4'te görülmektedir.

Hava debisinin değiştirilmesi denklem (3.5)'te görüldüğü gibi dondurucu kabinde paketler üzerindeki ısı taşınım katsayısını (U) değiştirmektedir. Bu sebeple üfleme sıcaklığının aynı kaldığı koşulda paketler üzerinden birim zamanda çekilen ısı $\dot{Q}_{pak,soğ}$ değişmektedir.

Çizelge 3. 4 Hava debisi değişimlerinin incelendiği deneyler

| **Hava Debisi Değişimi** $[\dot{V}_{hava}/\dot{V}_{hava,mevcut}]$ | **Kompresör Hızı** **[d/d]** | $\Delta h_{buh.}$ **[kj/kg]** | $\dot{m}_{buh.}$ **[g/s]** | $\dot{Q}_{buh.}$ **[W]** |
|---|---|---|---|---|
| 0,8 | 2200 | 225,5 | 0,261 | 58,9 |
| 1 | 2400 | 226,3 | 0,285 | 64,5 |
| 1,2 | 3800 | 225,5 | 0,429 | 96,7 |
| 1,4 | 4300 | 225,8 | 0,498 | 112,4 |

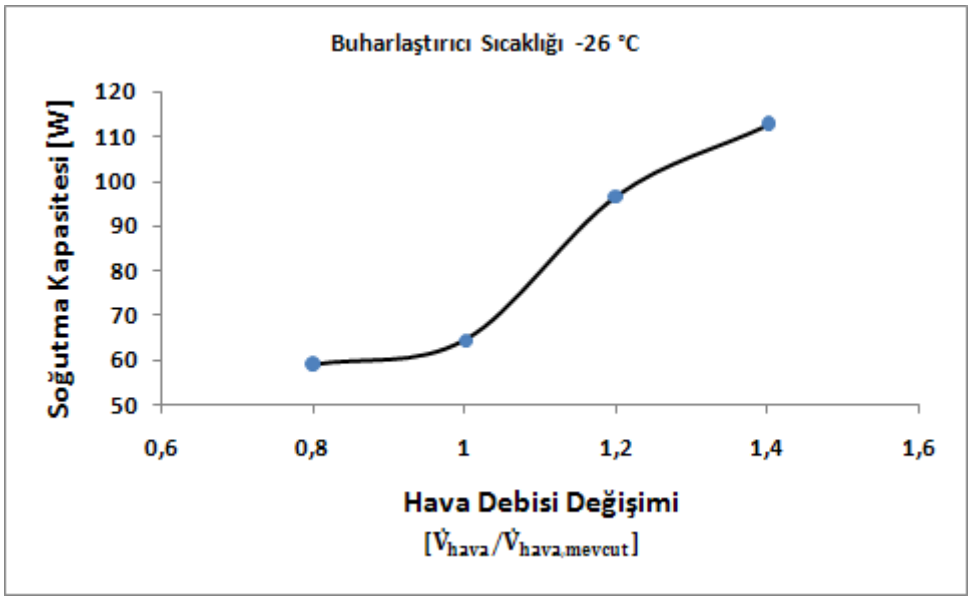
Sabit - 26 °C buharlaştırıcı sıcaklığında hava debisinin değişmesi durumunda soğutma kapasitesi soğutkan debisi değiştirilerek kontrol edilmiştir. Bunun sonucu olarak Şekil 3.9'da görüldüğü gibi değişen hava debisine karşılık sabit hava üfleme sıcaklığında deneyler gerçekleştirilmiştir.




Şekil 3. 9 Sabit buharlaştırıcı sıcaklığında hava debisine bağlı hava üfleme sıcaklığı

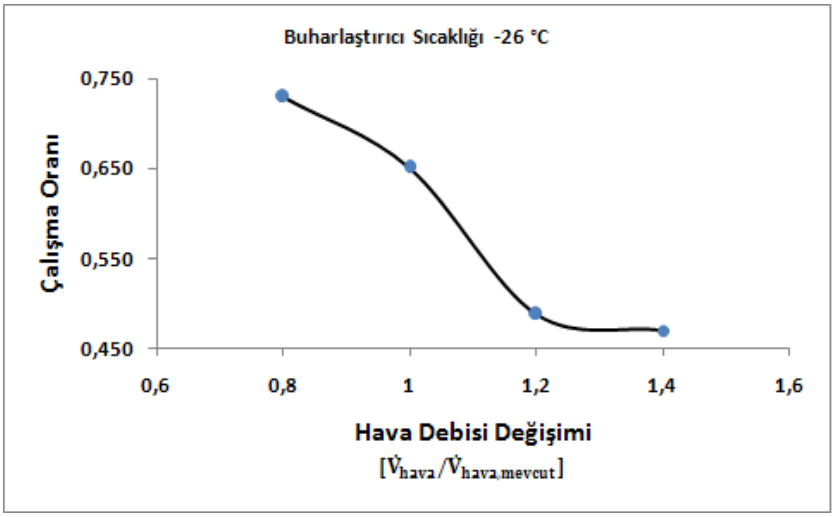
Hava debisinin artırılması paketlerden buharlaştırıcıya doğru olan ısı transferinin artmasına sebep olduğundan Çizelge 3.4'te görüldüğü gibi buharlaştırıcı üzerinde daha büyük bir soğutma kapasitesi ihtiyacı oluşmaktadır.

Artan soğutma kapasitesi ihtiyacı soğutkan debisi artırılarak kontrol edilmektedir. Hava debisindeki değişime bağlı olarak buharlaştırıcıda kullanılan soğutma kapasitesi Şekil 3.10'da görülmektedir.



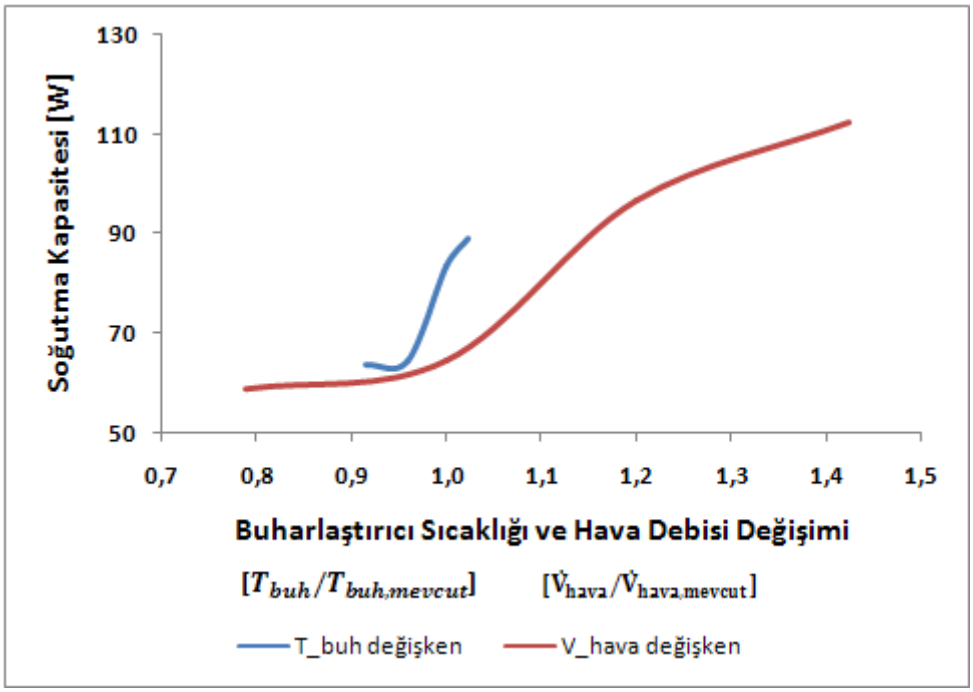

Şekil 3. 10 Hava debisi ile soğutma kapasitesi değişimi

Soğutma kapasitesinin değişimi kabin içerisinde paketlerin soğutma hızını etkilemektedir. Artırılan hava debisine karşılık çalışma süresi azalmakta ve buna bağlı olarak çalışma oranı değişmektedir (Şekil 3.11).




Şekil 3. 11 Hava debisinin çalışma oranı değişimine etkisi

Buharlaştırıcı sıcaklığının ve hava debisinin soğutma kapasitesine olan etkisi Şekil 3.12'de karşılaştırılmaktadır. Soğutma kapasitesi üzerinde buharlaştırıcı sıcaklığının hava debisine göre daha etkin olduğu görülmektedir.



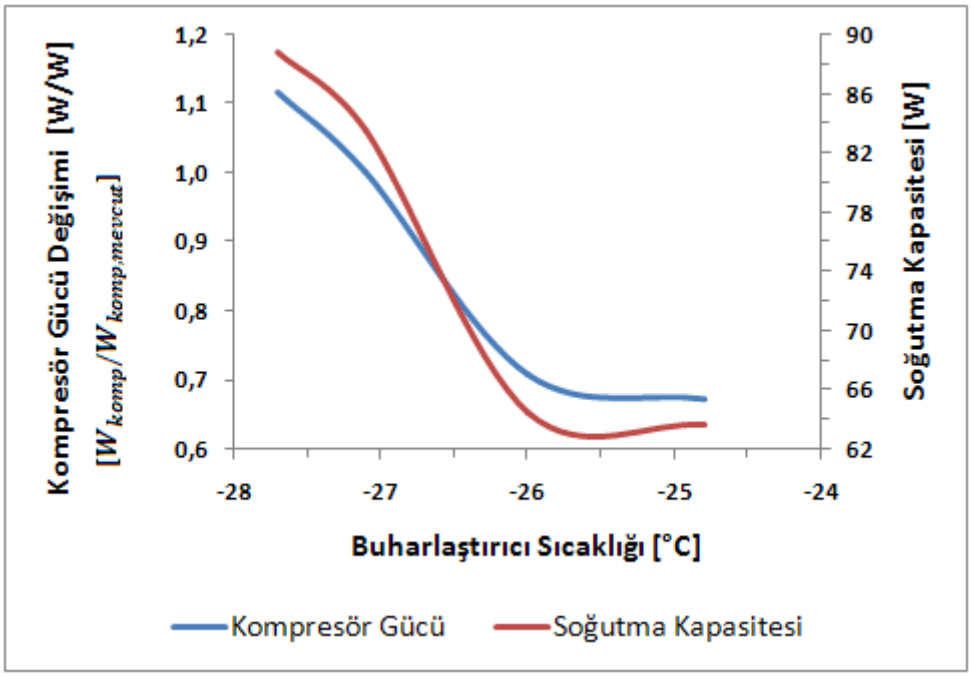

Şekil 3. 12 Soğutma kapasitesine hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisi

### 3.3.3 Buharlaştırıcı Sıcaklığının Enerji Tüketimine Etkisi

Soğutma sistemi çalışma şartları değiştirilmesine bağlı olarak kompresörün elektriksel giriş gücü değişmektedir. Şekil 3.13'te hava debisi sabit olduğu durumda buharlaştırıcı sıcaklığındaki değişime bağlı olarak kompresör güç tüketimindeki değişim görülmektedir.

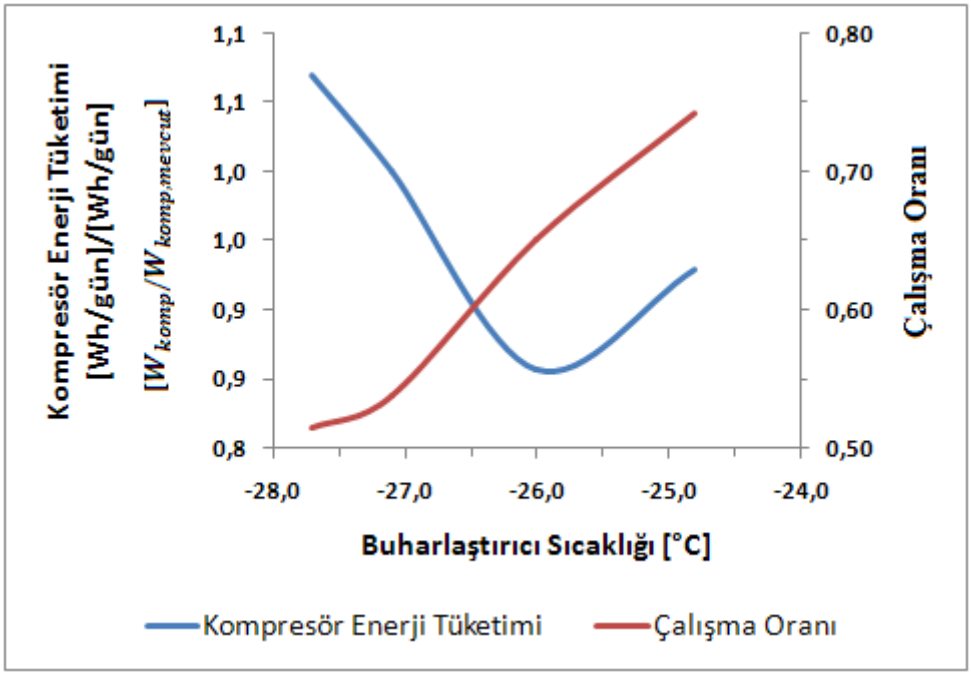
Buharlaştırıcı sıcaklığı düşürüldüğü durumda üfleme sıcaklığı azalmaktadır. Bu durumda buharlaştırıcı soğutma kapasitesi artmaktadır. Artan soğutma kapasitesi sebebiyle soğutkan debisinin artırılması sonucu kompresörün güç tüketimi artmaktadır.

Buharlaştırıcı sıcaklığındaki azalma çalışma oranını azaltmaktadır. Ancak diğer taraftan kompresör güç tüketimini artırmaktadır. Bu sebeple buharlaştırıcı sıcaklığı değişimi enerji tüketimi değişiminde iki farklı etki oluşturmaktadır. Birincil olarak çalışma oranını azaltması sebebiyle enerji tüketiminde azalma etkisi oluştururken ikincil olarak kompresör gücünün artması sebebiylede enerji tüketiminde artış etkisi oluşturmaktadır.




Şekil 3. 13 Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı kompresör gücü değişimi

İki etki birlikte dikkate alındığında buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör enerji tüketimine olan toplam etkisi Şekil 3.14'te görülmektedir.




Şekil 3. 14 Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı kompresör gücü

Buharlaştırıcı sıcaklığının düşürülmesi çalışma oranının azalmasını sağlamaktadır. Buna karşılık kompresör gücünü arttırmaktadır. -26 °C buharlaştırıcı sıcaklığında kompresör enerji tüketiminin minimum olduğu görülmektedir. Ancak buharlaştırıcı sıcaklığı

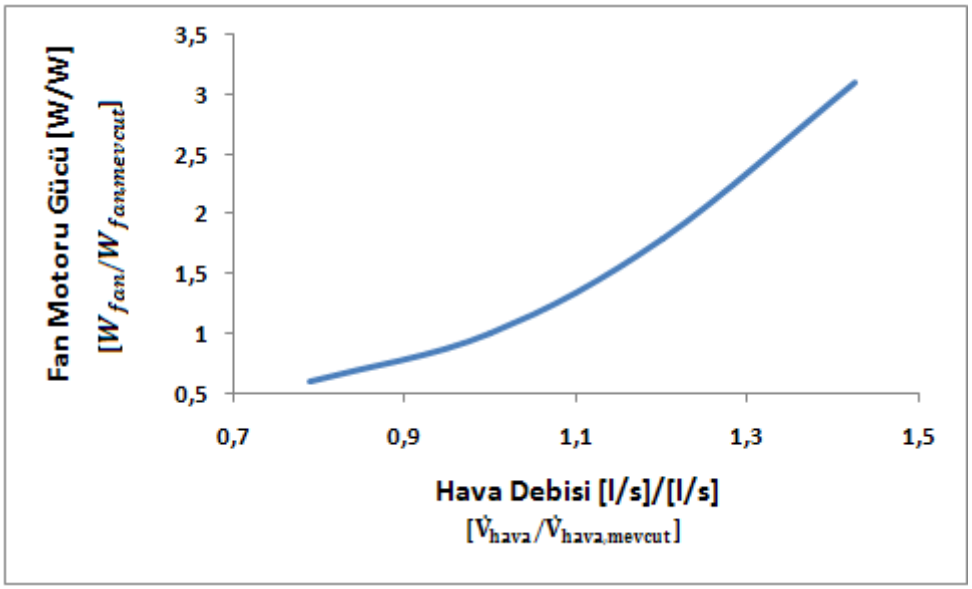
düşürülmeye devam edildiğinde kompresör güç tüketimindeki artış çalışma oranındaki azalmaya göre daha etkili olmaktadır. Bu sebeple -26 °C buharlaştırıcı sıcaklığından sonra enerji tüketimi eğrisi artış yönünde dönmektedir.

### 3.3.4 Hava Debisinin Enerji Tüketimine Etkisi

Dondurucu kabin içerisinde hava debisinin değiştirilmesi birincil olarak fan motorunun elektriksel gücünün değişmesine sebep olmaktadır. Hava debisinin değiştirilmesi soğutma kapasitesini değiştirmesi sebebiyle ikincil olarak da kompresör enerji tüketiminin değişmesine sebep olmaktadır.

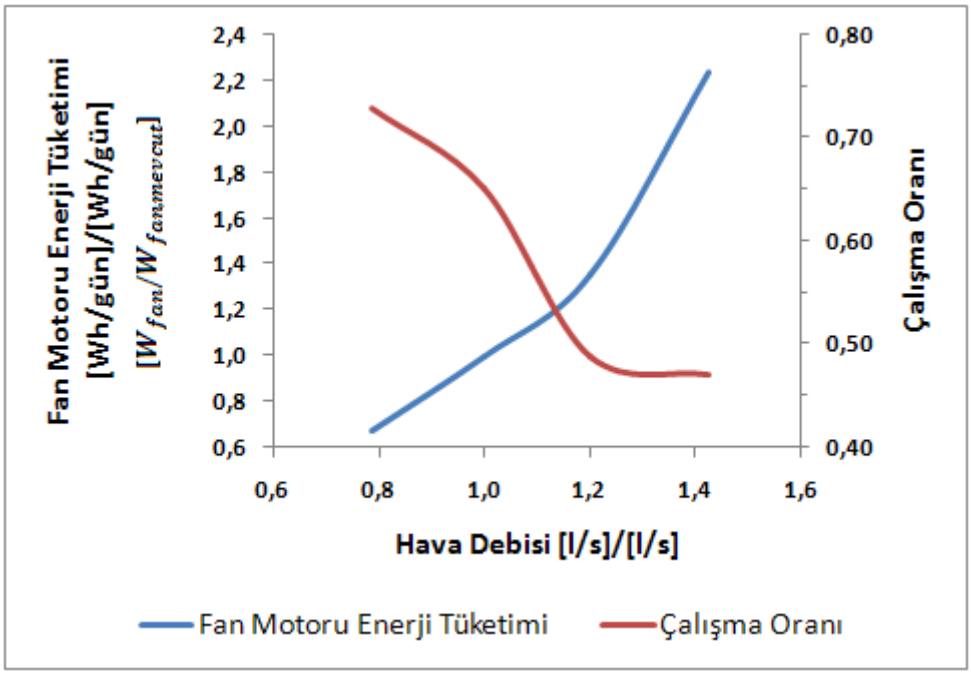
#### Hava Debisinin Fan Motoru Enerji Tüketimine Etkisi

Deney düzeneği dondurucu kabininde farklı hava debileri oluşturmak için fan motor hızı değiştirilmektedir. Değişen fan hızına bağlı olarak motorun giriş elektriksel güç değişimi Şekil 3.15'te görülmektedir.




Şekil 3. 15 Dondurucu kabin hava debisi değişimine bağlı fan motoru gücü

Hava debisindeki artış çalışma oranını azaltmaktadır. Ancak diğer taraftan hava debisi artışı fan motoru güç tüketimini artırmaktadır. Bu sebeple hava debisi değişimi enerji tüketimi değişiminde iki farklı etki oluşturmaktadır. Birincil olarak çalışma oranını azaltması sebebiyle enerji tüketiminde azalma etkisi oluştururken ikincil olarak gücün artması sebebiylede enerji tüketiminde artış etkisi oluşturmaktadır.




Şekil 3. 16 Hava debisi değişiminin fan motoru enerji tüketimine etkisi

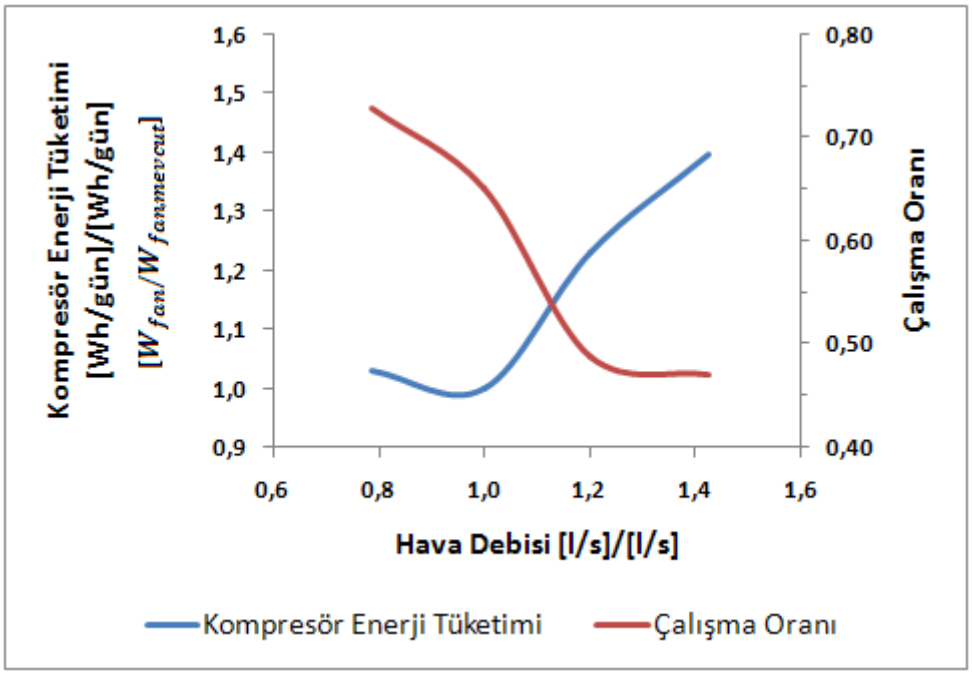
İki etki birlikte dikkate alındığında hava debisinin fan motoru enerji tüketimine olan toplam etkisi Şekil 3.16'da görülmektedir. Grafikte görüldüğü gibi fan motoru gücündeki artış çalışma oranındaki azalmaya göre daha etkin olmaktadır. Bu sebeple hava debisi artırıldıkça fan motoru enerji tüketimi artmaktadır.

**Hava Debisinin Kompresör Enerji Tüketimine Etkisi**

Dondurucu kabin içerisinde hava debisinin değişimi çalışma oranını ve kompresör elektriksel gücünün değişmesine sebep olduğundan hava debisine bağlı olarak kompresör enerji tüketimi değişmektedir.

Hava debisinin artırılması çalışma oranını azaltmaktadır, bu sebeple enerji tüketiminde azalma etkisi oluşturmaktadır. Diğer taraftan hava debisi soğutma kapasitesinde artışa sebep olduğundan daha yüksek soğutkan debilerinde çalışılmaktadır. Sabit buharlaştırıcı sıcaklığında soğutkan debisini artırmak için kompresör devri artırılacağından enerji tüketimi artmaktadır.

Bu iki etki birlikte düşünüldüğünde hava debisi değişiminin kompresör enerji tüketimine etkisi Şekil 3.17'de görülmektedir.




Şekil 3. 17 Hava debisine bağlı kompresör enerji tüketimi değişimi

Hava debisi artışı görüldüğü gibi çalışma oranını azaltmaktadır. Enerji tüketimi hava debisi artışına bağlı olarak azalarak minimumdan geçmektedir. Ancak hava debisi artırılmaya devam edilirse kompresör elektriksel güç tüketimi arttığından enerji tüketimi eğrisi artış yönüne dönmektedir.

### 3.3.5 Dondurucu Kabin Enerji Tüketimi Değişimi

Dondurucu kabinin enerji tüketimini eşitlik (3.17)'de görüldüğü gibi fan motoru - kompresör ikilisinin güç tüketimi ve soğutma sistemi çalışma oranı belirlemektedir.

$$ET_{kabin} = RT \times (W_{komp} + W_{fan}) \times 24h \quad \text{[Wh/gün]} \tag{3.17}$$

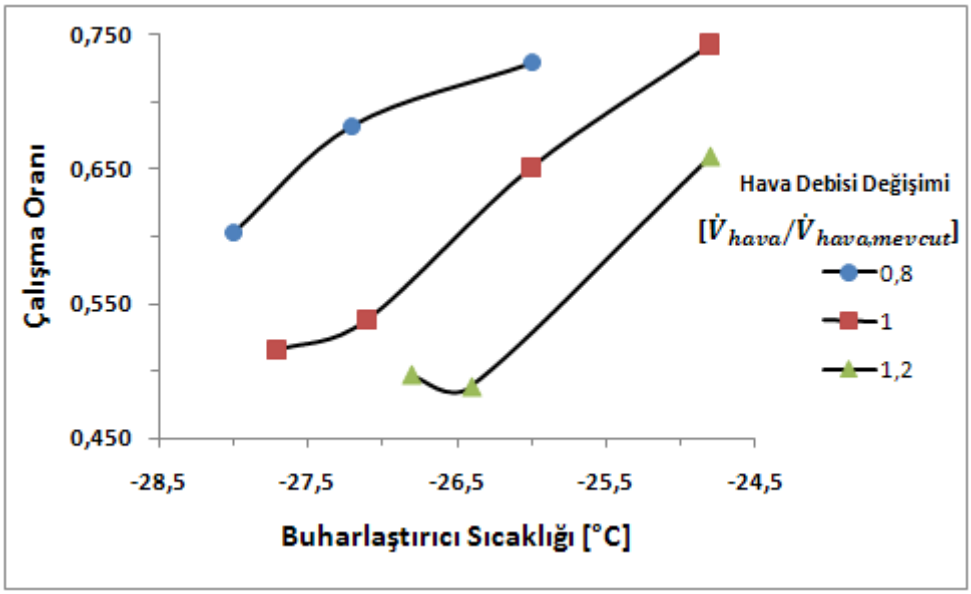
Deney sonuçlarından da görüldüğü üzere (Şekil 3.14, Şekil 3.16 ve Şekil 3.17) kompresör - fan motoru enerji tüketimi ve çalışma oranı, buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak değişmektedir.

Buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisi birlikte değerlendirildiğinde çalışma oranı değişimi Şekil 3.18'de ve dondurucu kabin enerji tüketimindeki toplam değişim Şekil 3.19'da görülmektedir.

Dondurucu kabin içerisinde hava debisinin artırılması paketler üzerindeki ısı taşınım katsayısını (U) arttırmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının düşürülmesi durumunda ise hava üfleme sıcaklığı azalarak paket – hava sıcaklık ($T_{pak} - T_{üf}$) farkının artmasına

sebep olmaktadır (3.5). Bu iki etki paketlerden havaya dolayısıyla buharlaştırıcıya olan ısı transferini artırmaktadır.

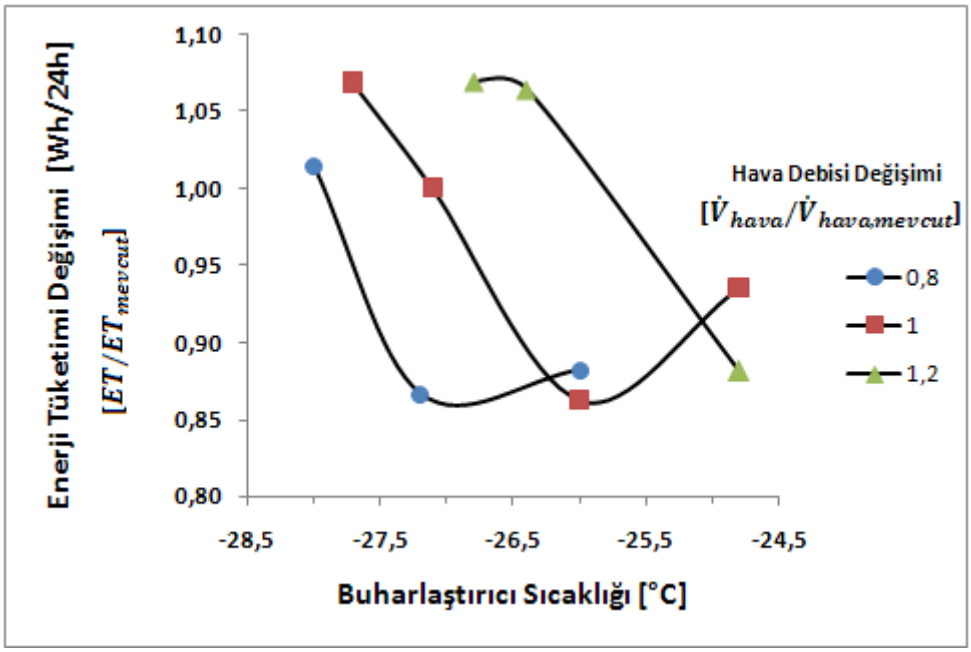
Sonuç olarak hava debisi artışı ve buharlaştırıcı sıcaklığının düşürülmesi paketlerden buharlaştırıcıya olan ısı transferini artırması sebebiyle Şekil 3.18'de görüldüğü gibi çalışma oranının azalmasını sağlamaktadır.




Şekil 3. 18 Dondurucu kabinde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı çalışma oranı değişimi

Eşitlik 3.17'de görüldüğü gibi çalışma oranının azalması enerji tüketimini azaltmaktadır. Bu durumda Şekil 3.18'de görüldüğü gibi düşük çalışma oranı için yüksek hava debisi düşük buharlaştırıcı sıcaklığı tercih edilmesi gerektiği görülmektedir. Ancak dondurucu kabin enerji tüketiminde kompresör ve fan motoru güç tüketimleri de etkili olmaktadır. Minimum enerji tüketiminin Şekil 3.14 ve Şekil 3.17'de buharlaştırıcı sıcaklığının minimum ve hava debisinin maksimum olduğu noktada oluşmadığı görülmüştü.

Bu sebeple soğutma sistemi çalışma oranı, kompresör ve fan motoru güç tüketimleri dikkate alınarak enerji tüketimindeki değişim incelenmiştir (Şekil 3.19). Görüldüğü gibi farklı hava debileri için enerji tüketiminin minimum olduğu buharlaştırıcı sıcaklığı değişmektedir.




Şekil 3. 19 Dondurucu kabinde buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı enerji tüketimi değişimi

Deneyleri gerçekleştirilen dondurucu kabinde kullanılan kompresör ve fan motoruna bağlı olarak minimum enerji tüketimi -26 °C buharlaştırıcı sıcaklığı ve orijinal hava debisinde elde edilmiştir. Bu çalışma noktası için enerji tüketimi mevcut duruma göre % 14 daha azdır.

Deney sonuçları genel olarak değerlendirildiğinde enerji tüketimi sabit bir dondurucu kabinde kompresör-fan motoru güç tüketimlerine ve çalışma oranına bağlı olarak değişmektedir.

Çalışma oranı sistem parametresi olarak buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak değişmektedir. Sistem üzerinde kullanılan kompresör ve fan motoru ise güç tüketimlerinde belirleyici olup çalışma oranına etkisi bulunmamaktadır. Bu sebeple dondurucu kabin deney sonuçları Bölüm 4'te boyutsuzlaştırılarak çalışma oranı modeli oluşturulmuştur. Model ile buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine göre çalışma oranı tespit edilebilmektedir.

Dondurucu kabinde kullanılacak fan motoru ve kompresörün güç tüketimi fan motoru ölçümleri ve kompresör kalorimetrik ölçümleri sonrasında modele tanımlanmaktadır. Böylece seçilen buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine göre çalışma oranı hesaplamakta ve tercih edilen kompresör – fan motoruna göre enerji tüketimi ±% 4 doğrulukta tahmin edilmektedir.

# BÖLÜM 4

# ÇALIŞMA ORANI MODELİNİN OLUŞTURULMASI

## 4.1 Boyut Analizi

Boyut analizi deneysel ölçümlerde bağımlı ve bağımsız deney değişkenleri arasındaki karmaşık ifadeleri belirlemekte kullanılan bir yöntemdir. Bir fiziksel büyüklüğün boyutları (M) kütle, (L) uzunluk (T) zaman ve (θ) sıcaklık ile bağıntılıdır.

Gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sonucunda, dondurucu kabin çalışma oranına etki eden 9 adet boyutlu sayının olduğu tespit edilmiştir.

Dondurucu kabin çalışma oranı (4.1) fonksiyonuna bağlı olarak ifade edilebilmektedir.

$$(\mathrm{RT}) = f\,(\mathrm{UA_{kabin}},\ \mathrm{T_{ortam}}, \mathrm{T_{paket,ort}},\ \dot{m}_{\mathrm{soğ}},\ \Delta h_{\mathrm{buh}},\ \mathrm{T_{üf,ort}},\ \mathrm{T_{buh}},\ \dot{V}_{\mathrm{hava}},\ \dot{V}_{\mathrm{hava,max}}) \quad (4.1)$$

Bu fiziksel büyüklüklerin boyut analizleri Çizelge 4.1'de sunulmaktadır.

Çizelge 4. 1 Dondurucu kabin çalışma oranında etkili olan fiziksel büyüklükler

| **Büyüklük** | **Sembol** | **Boyut** |
|---|---|---|
| Isıl Kapasite | UA | $ML^2T^{-3}\theta^{-1}$ |
| Sıcaklık | T | θ |
| Soğutucu Akışkan Debisi | $\dot{m}$ | $MT^{-1}$ |
| Buharlaşma Gizli Isısı | $\Delta h_{fg}$ | $L^2T^{-2}$ |
| Hava Debisi | $\dot{V}$ | $L^3T^{-1}$ |

## 4.2 Buckingham Pi Teoremi (π Teoremi)

Bu teorem n adet değişken içeren her anlamlı fiziksel denklemin n - m boyutsuz parametreli denklemle yeniden yazılabileceğini söylemektedir. Burada m kullanılan

temel boyutların sayısıdır [3]. Çizelge 4.1'de görüldüğü gibi çalışma oranı modeli için n=9 ve m=4 olmaktadır. Teorem bu boyutsuz değişkenleri verilen değişkenlerden hesaplamak için bir yöntem sağlamaktadır. Örnek olarak, $q_1, q_2, \dots, q_n$ fiziksel büyüklüklerini kapsayan bir problem ele alalım. Söz konusu bu fiziksel büyüklüklerinin aralarında fonksiyonel bir ilişki olduğu şartı sağlanarak;

$$F\ (q_1,\ q_2,\dots,\ q_n) = 0 \tag{4.2}$$

elde edilir. Eğer $\pi_1,\ \pi_2,,\dots\ \pi_n$ boyutsuz ifadeleri $q_1, q_2, \dots, q_n$ fiziksel büyüklüklerinden türetilmiş boyutsuz sayılar ise, (4.2) eşitliği aşağıdaki biçimde yazılır.

$$f(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m}) = 0 \tag{4.3}$$

Söz konusu farklı π parametrelerinin oluşturulması için takip edilen yöntem, farklı boyutlara sahip olan m adet $q$ büyüklüğünün tekrarlanan üstel biçimleri ve tekrarlanmayan ifadenin yalın halinin çarpılması ile ifadeyi boyutsuz duruma getirecek katsayıların elde edilmesidir [3].

$$\pi_1 = {q_1}^{K1} {q_2}^{K2} {q_3}^{K3} q_4 \tag{4.4}$$

Çizelge 4.1'deki büyüklüklerden ve π teoreminden yararlanılarak boyutsuz sayılar oluşturulmuştur. Oluşturulan boyutsuz sayılar aşağıda verilmektedir.

$$\pi_1 = \frac{\mathrm{UA_{kabin}} \times (\mathrm{T_{ortam}} - \mathrm{T_{paket,ort}})}{\dot{m}_{\mathrm{soğ}} \times \Delta h_{\mathrm{buh.}}} \tag{4.5}$$

$$\pi_2 = \frac{\mathrm{T_{üf,ort}}}{\mathrm{T_{buh}}} \tag{4.6}$$

$$\pi_3 = \frac{\dot{\mathrm{V}}_{\mathrm{hava}}}{15} \tag{4.7}$$

Boyutsuz sayıların tanımlanması ile birlikte (4.1) eşitliğinde tanımlanan RT değeri 3 adet boyutsuz sayı ile ifade edilir hale gelmiştir. Boyutsuzlaştırma sonucunda (4.1) eşitliği (4.8) eşitliğine dönüşmektedir:

$$\mathrm{RT} = \mathrm{a_1} \times {\pi_1}^{\mathrm{a_2}} \times {\pi_2}^{\mathrm{a_3}} \times {\pi_3}^{\mathrm{a_4}} \tag{4.8}$$

Elde edilen boyutsuz sayılar ile RT değerleri arasında ilişki kurulabilmesi için boyutsuz π parametreleri için uygun katsayıların elde edilmesi gerekmektedir. Uygun katsayılar elde edildikten sonra RT değeri üzerinde değerlendirme yapmak mümkün olacaktır. Bu

amaçla katsayıların belirlenebilmesi için regresyon analizi yönteminden yararlanılmıştır.

Regresyon, iki ya da daha çok değişken arasında doğrusal bir ilişki olup olmadığının bulunması ve bu doğrusal ilişkinin bir doğrusal denklemle nasıl ifade edildiğinin gösterilmesidir. Regresyon modeli içerisinde, bağımlı ve bağımsız değişkenlerin net bir biçimde ayırt edilmiş olması gerek modelin doğruluğu gerekse problemin sağlıklı bir biçimde çözümü için gerekli bir şarttır [3]. Ayrıca analizde kullanılacak eşitliğin (4.8) doğrusal bir formda olması gerekir bu amaç ile (4.8) eşitliğinin her iki tarafının doğal logaritması alınarak denklem doğrusal forma dönüştürülür.

$$\ln(RT) = a_1 + a_2 \times ln(\pi_1) + a_3 \times ln(\pi_2) + a_4 \times ln(\pi_3) \tag{4.9}$$

### 4.3 En Küçük Kareler Yöntemi

Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçların modellenmesi için oluşturulan veri tablosuna en iyi uyan fonksiyon belirlenmeye çalışılır. Bir veri tablosuna en iyi uyan fonksiyonu bulma sürecine regresyon analizi denir. Regresyon analizi yaparken en çok kullanılan yöntemlerden biri en küçük kareler yöntemidir.

Belli ölçümler sonucunda i = 1, 2, ... , n için $(x_i, y_i)$ verileri elde edilmiş olsun. Burada, her bir $y_i$' nin $x_i$ ye bağlı olarak değiştiği varsayılmaktadır. $(x_i, y_i)$ düzlemde noktalar olarak düşünüldüğünde, pratikte bu noktalar düzgün bir eğri üzerinde, başka bir deyişle, bilinen bir fonksiyonun grafiği üzerinde bulunmazlar. Hatta bazı durumlarda, $(x_i, y_i)$ ler arasında ne tür bir bağıntı bulunduğu dahi bilinmeyebilir. Ancak, yapılan ölçümlerin doğası gereği, her i = 1, 2, ... , n için $y_i = f(x_i)$ olacak biçimde bir fonksiyonun var olduğu, ölçümlerde yapılan hata nedeniyle bu eşitliklerin bazıları veya hepsinin sağlanmadığı kabul edilebilir. Bu düşünceyle, ölçülen $y_i$ değeri $f(x_i)$ için yaklaşık değer kabul edilerek bu yaklaşımdaki hatanın minimum olduğu $f$ fonksiyonu belirlenmeye çalışılır. Bu amacı gerçekleştirmek için $f$ fonksiyonunun bir takım parametrelere bağlı bir ifadesi bulunduğu varsayılıp eldeki veriler yardımıyla bu parametreler belirlenmeye çalışılır. Örneğin, *f* fonksiyonu

$$y = f(x) = mx + b \tag{4.10}$$

ifadesinde olduğu gibi bir doğrusal fonksiyon veya

$$y = f(x) = ax^2 + bx + c \tag{4.11}$$

ifadesinde olduğu gibi bir 2. derece polinom olabilir ki bu durumda belirlenmesi gereken parametreler $a$ , $b$ , $c$ , $m$ dir. $y_i$ değeri $f(x_i)$ için yaklaşık değer, $f(x_i) \approx y_i$, kabul edilince yapılan hata

$$y_i - f(x_i) \tag{4.12}$$

olur ve amaç, bu hatalar minimum olacak şekilde bir *f* fonksiyonu bulmaktır.

En küçük kareler yönteminde aranan fonksiyon, ya da onun parametreleri, tüm artıkların kareleri toplamı olan

$$\sum_{i=1}^{n}(y_i - f(x_i))^2 = (y_1 - f(x_1))^2 + \cdots + (y_n - f(x_n))^2 \tag{4.13}$$

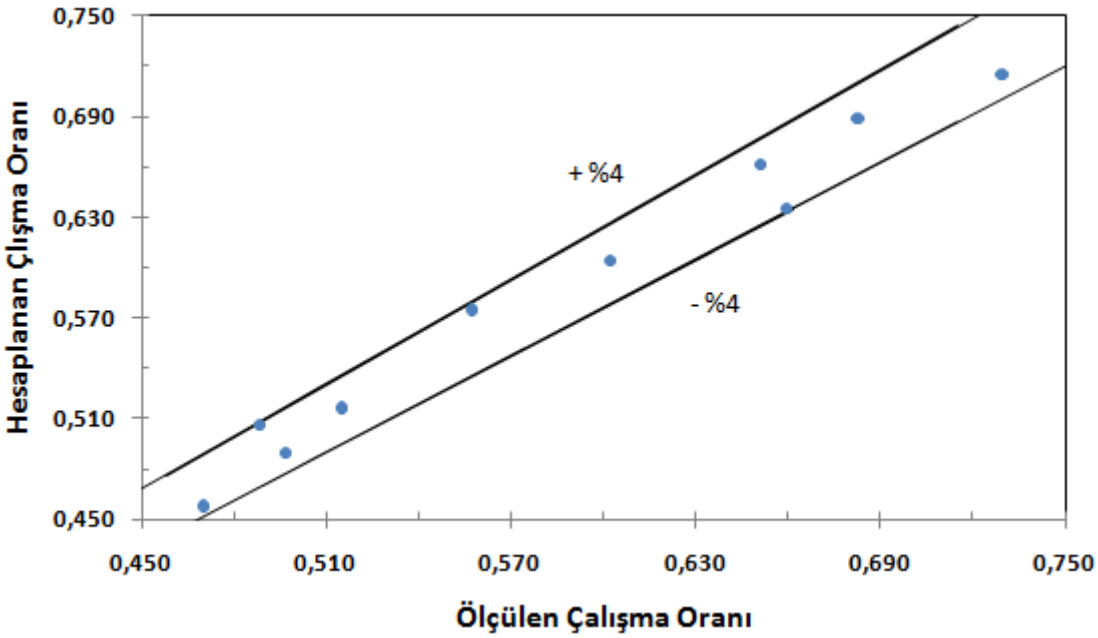
ifadesini minimum yapacak şekilde belirlenir. En küçük kareler yöntemi kullanılarak elde edilen regresyon ifadesinin sonucunun, karşılaştırılacak veriler ile yeterli doğruluk göstermesi beklenmektedir. Ancak bu şekilde kurulan modelin geçerliliği sağlanmış olabilmektedir [3].

## 4.4 Regresyon Modeli Sonuçlarının İncelenmesi

Regresyon analizini için Minitab programından yararlanılmıştır. Analiz sonucunda (4.14) eşitliği elde edilmiştir.

$$\ln(RT) = -0{,}2193 - 0{,}4498 \times \ln(\pi_1) - 4{,}014 \times \ln(\pi_2) - 0{,}2296 \times \ln(\pi_3) \tag{4.14}$$

Analizler için 10 adet deney datası kullanılmıştır. Deney sonucunda elde edilen RT değerleri ile model sonuçlarının karşılaştırması Şekil 4.1'de görülmektedir. Deney sonuçları ile model sonuçları % $\pm$ 4 aralığında uyum göstermektedir.




Şekil 4. 1 Dondurucu kabin çalışma oranı için model ve deney sonuçları karşılaştırması

Minitab programı regresyon analizi EK-B' de görülmektedir.

# BÖLÜM 5

# SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında bir soğutucunun dondurucu kabininde hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığı ile ilgili incelemeler gerçekleştirilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının ve hava debisinin değiştirilmesi kabinin soğutma kapasitesini değiştirmektedir. Soğutma kapasitesinin değişimi ise soğutma çevrimi çalışma oranının değişmesine sebep olmaktadır.

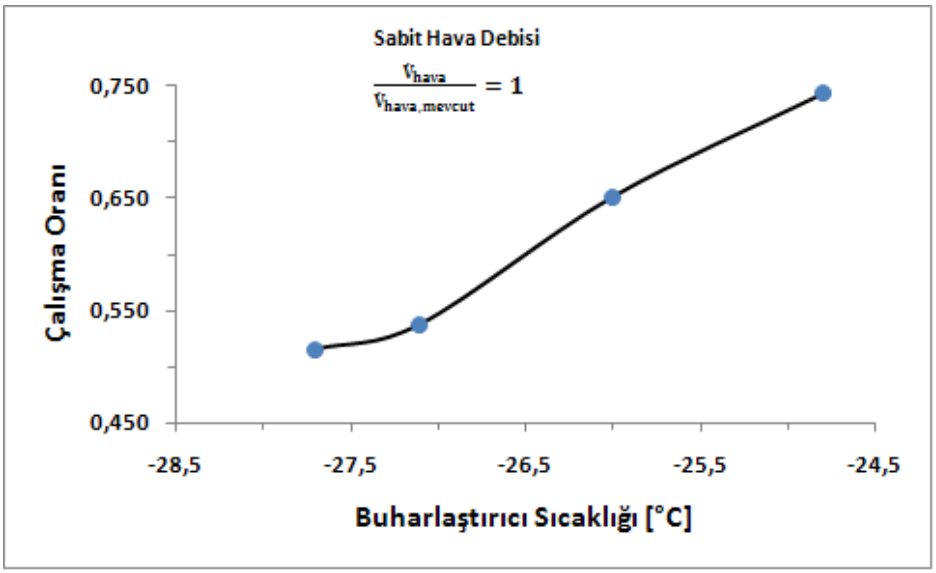
Bir dondurucuda enerji tüketimi, kompresör ve fan motorunun giriş elektriksel gücü ile bu komponentlerin çalışma oranının bir fonksiyonudur (5.1).

$$ET = RT \times (W_{komp} + W_{fan}) \times 24 \quad \text{[Wh/24h]} \tag{5.1}$$

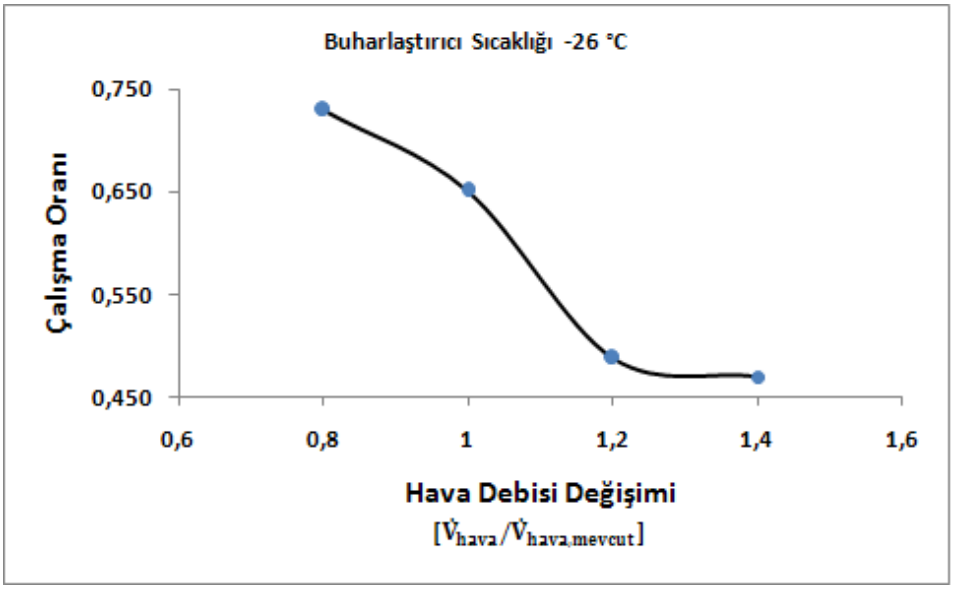
Yapılan çalışmada dondurucu kabinde hava debisi ve buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık çalışma oranı, kompresör ve fan motoru güç tüketimleri değişimleri tespit edilmiştir.

Enerji tüketiminin minimum olması için eşitlik (5.1)'de görüldüğü üzere çalışma oranının minimum ve güç tüketiminin minimum olması gerekmektedir. Ancak deney sonuçlarının gösterdiği üzere bu değişkenlerden birinin azaltıldığı deney şartlarında diğeri artabilmektedir. Örneğin hava debisinin artırılması çalışma oranını düşürürken fan motoru gücünü artırmaktadır. Bu sebeple değişkenlerin birbirilerine göre etkilerini de dikkate alacak şekilde sabit hacimli bir dondurucuda buharlaştırıcı sıcaklığının ve hava debisinin değiştirildiği deneyler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen çalışmaların sonuçları aşağıda maddeler halinde sunulmaktadır.

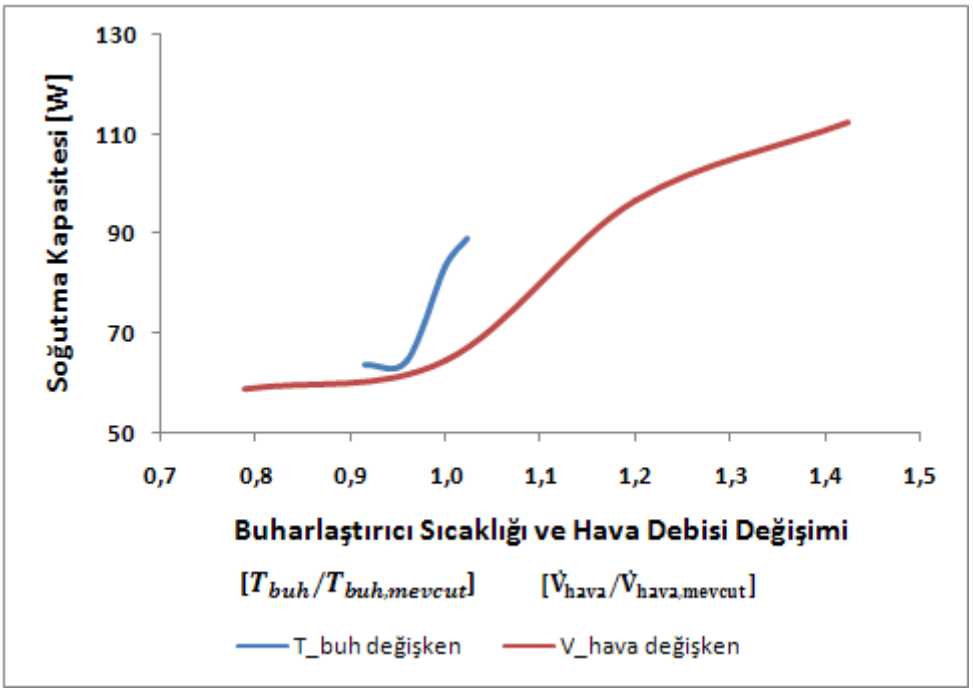
- Sabit hava debisinde azalan buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık çalışma süresi azalmakta ve buna bağlı olarak çalışma oranı şekilde görüldüğü gibi azalmaktadır.



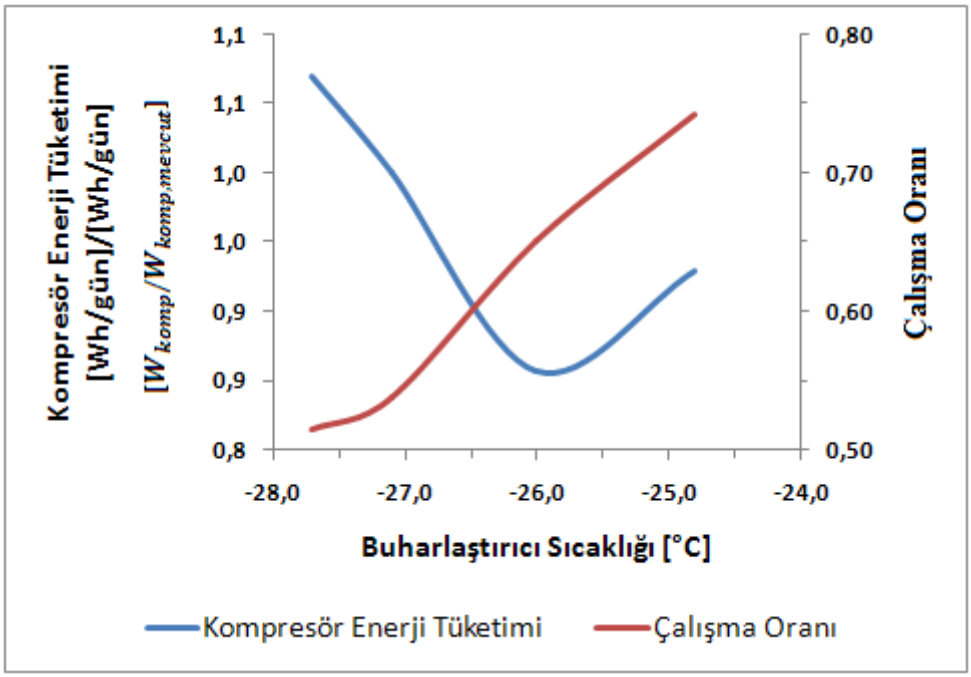

- Sabit buharlaştırıcı sıcaklığında artırılan hava debisine karşılık çalışma süresi azalmakta ve buna bağlı olarak çalışma oranı şekilde görüldüğü gibi azalmaktadır.



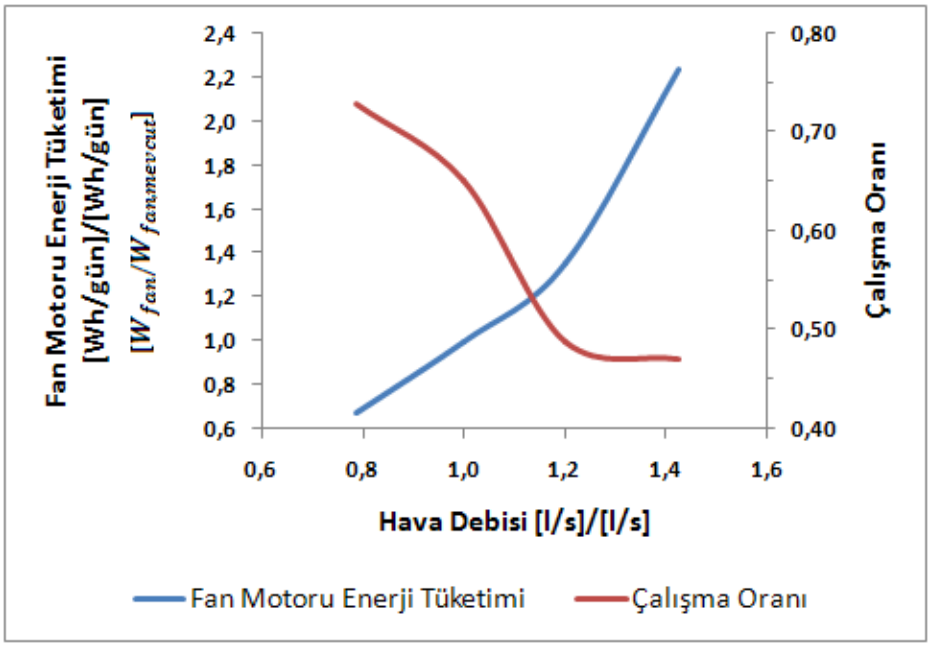

- Deneyleri gerçekleştirilen zorlanmış hava taşınımlı dondurucuda buharlaştırıcı sıcaklığının ve hava debisinin soğutma kapasitesine olan etkisi aşağıdaki şekilde karşılaştırılmaktadır. Soğutma kapasitesi üzerinde buharlaştırıcı sıcaklığının hava debisine göre daha etkin olduğu görülmektedir.



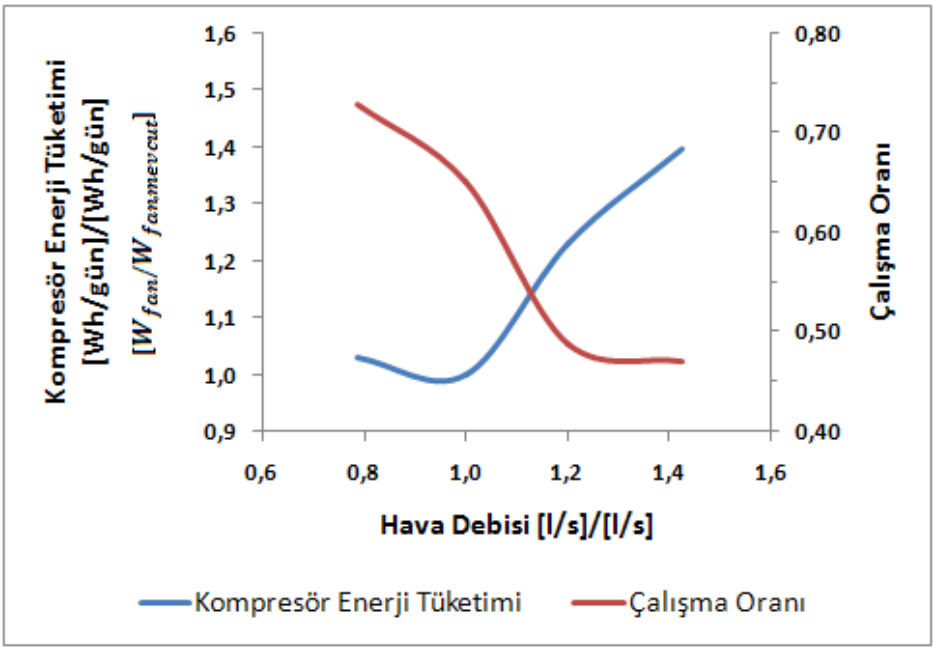

- Buharlaştırıcı sıcaklığındaki azalma çalışma oranını azaltırken kompresör güç tüketimini artırmaktadır. Bu sebeple buharlaştırıcı sıcaklığı enerji tüketiminde iki farklı etki oluşturmaktadır. Birincil olarak çalışma oranının azalması sebebiyle enerji tüketiminde azalma etkisi, ikincil olarak kompresör gücünü arttırması sebebiyle de enerji tüketiminde artış etkisi oluşturmaktadır. İki etki birlikte değerlendirildiğinde kompresör enerji tüketimi eğrisi aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi bir minimum noktadan geçmektedir.



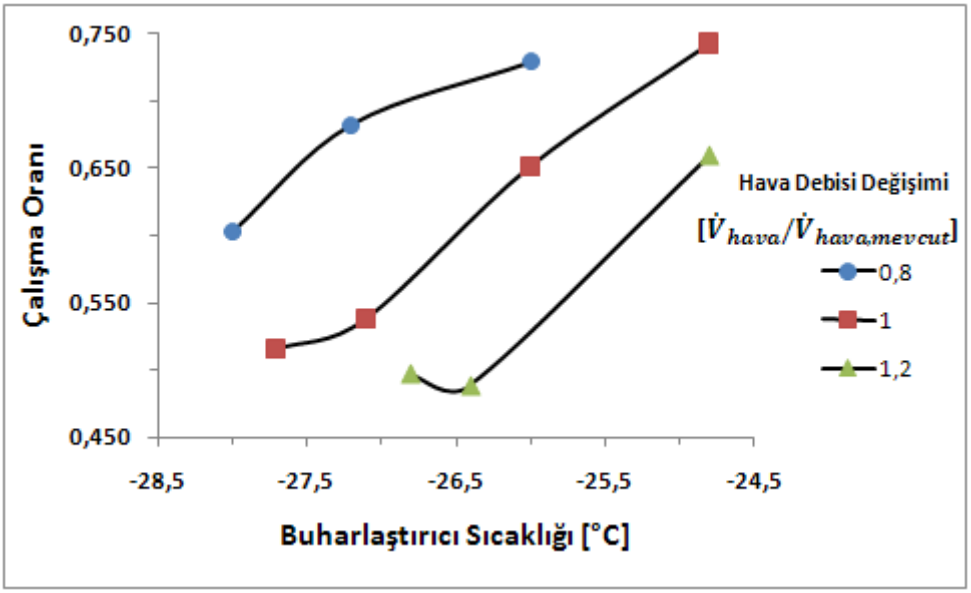
- Hava debisindeki artış çalışma oranını azaltırken fan gücün artmasına sebep olmaktadır. İki etki birlikte değerlendirildiğinde fan motoru gücündeki artış çalışma oranındaki azalmaya göre daha etkin olmaktadır. Bu sebeple hava debisi artırıldıkça fan motoru enerji tüketimi aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi artmaktadır.

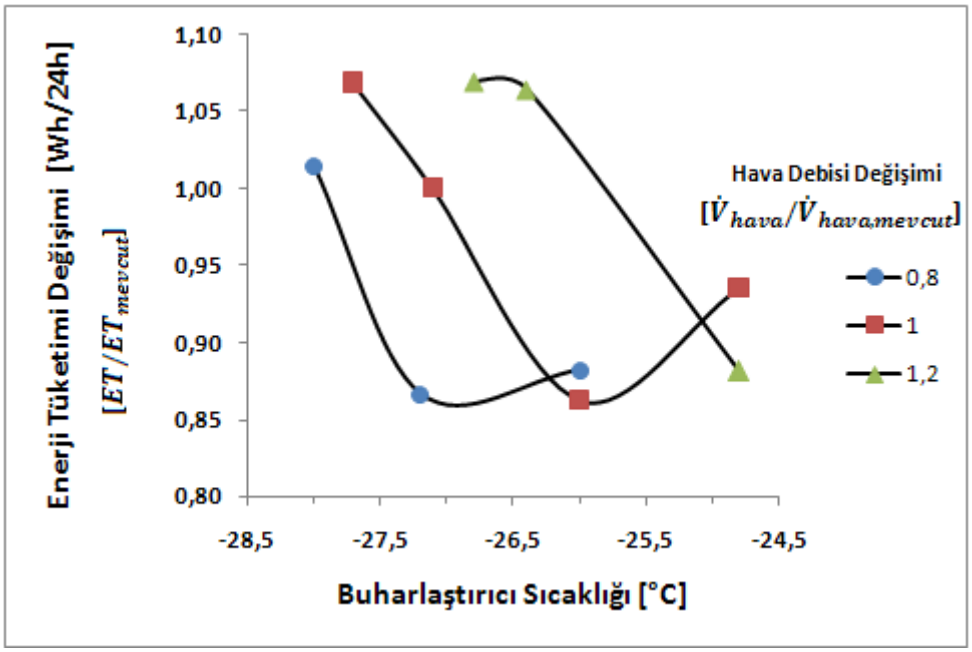



- Hava debisi değişimi birincil olarak fan motoru gücünü ikincil olarak kompresör güç tüketimini etkilemektedir. Hava debisi artırıldığında çalışma oranı azalmakta ancak kompresör güç tüketimi artmaktadır. Hava debisinin kompresör enerji tüketimine toplam etkisi incelendiğinde enerji tüketim eğrisi bir minimum noktadan geçmektedir.

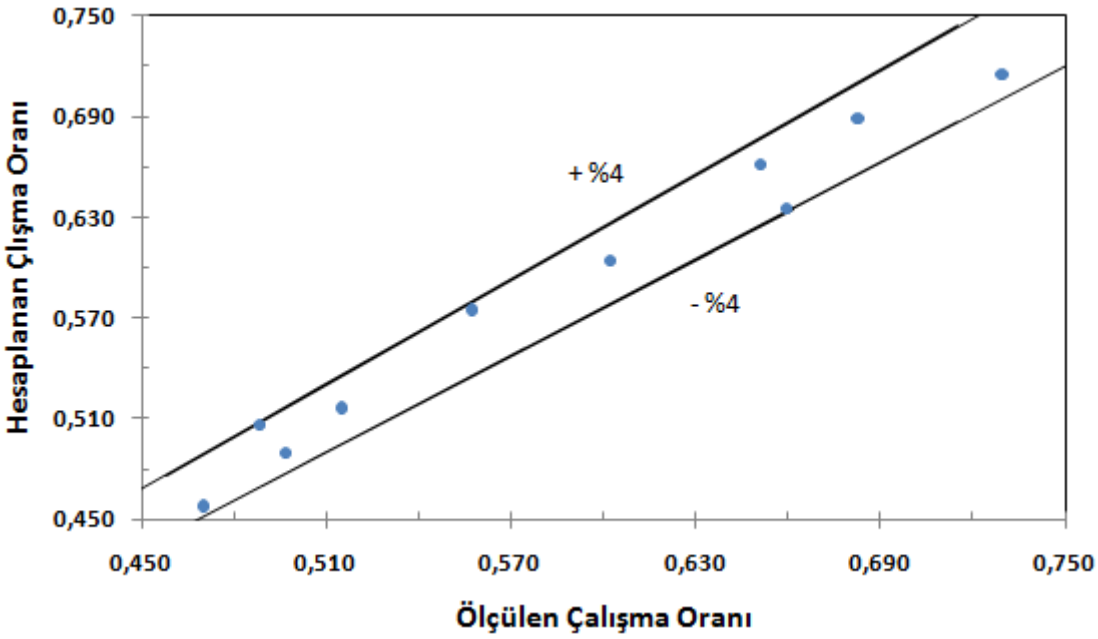



- Deney sonuçlarından görüldüğü üzere enerji tüketimi ve çalışma oranı, buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisine bağlı olarak değişmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı ve hava debisi birlikte değerlendirildiğinde çalışma oranı değişimi ve dondurucu kabin enerji tüketimi değişimi aşağıdaki şekillerde görülmektedir.






- Deneyleri gerçekleştirilen dondurucu kabinde kullanılan kompresör ve fan motoruna bağlı olarak minimum enerji tüketimi -26 °C buharlaştırıcı sıcaklığı ve orijinal hava debisinde elde edilmiştir. Bu çalışma noktası için enerji tüketimi mevcut duruma göre % 14 daha azdır.
- Tez kapsamında incelenen dondurucu kabinin deney sonuçları kullanılarak soğutma çevrimi çalışma oranını tahmin eden bir model oluşturulmuştur. Oluşturulan model sonuçları ile deney sonuçları aşağıdaki şekilde karşılaştırılmaktadır. Oluşturulan model çalışma oranını % $\pm$ 4 hata bandı içinde olacak şekilde tahmin edebilmektedir.



- Oluşturulan model ile soğutma sisteminde tercih edilecek kompresör ve fan motorundan bağımsız olarak çalışma oranı belirlenebilmektedir. Farklı dondurucu hacimler için benzer çalışmalar yapılarak oluşturulan model geliştirilebilir. Böylece farklı hacimlere sahip dondurucularda kompresör ve fan motoru seçimleri de yapılarak enerji tüketimi tasarım aşamasında optimize edilebilir.

# KAYNAKLAR


[1] TS EN ISO 15502, (2007). Evlerde Kullanılan Soğutma Cihazları Karakteristikler ve Deney Metotları, TSE, Ankara.

[2] Balioğlu, Ö., (2008). Soğutma Sistemlerinde Sistem Bileşenlerinin Termodinamiksel Toplam Performansa Etkilerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[3] Karagöz, S., (2009). Farklı Kanal Geometrisine Sahip Isı Değiştiricilerde Isıl Performansın İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[4] Lacerda, V.T., Melo, C., Barbosa, J.R. ve Duarte, P.O.O., (2005). "Measurements of the Air Flow Field in the Freezer Compartment of a Top-monunt No-frost Refrigerator: The Effect of Temperature", International Journal of Refrigeration, 10:774-783.

[5] Fukuyo, K., Tanaami, T. ve Ashida, H., (2003). "Thermal Uniformity and Rapid Cooling Inside Refrigerators", International Journal of Refrigeration, 26:249-255

[6] Yang, K.S., Chang, W.R., Chen, I.Y. ve Wang, C.C., (2010). " An Investigation of a Top-mount Domestic Refrigerator", Energy Convertion and Management, 51:1422-1427.

[7] Gupta, J.K., Gopal, M.R. ve Chakraborty S. (2007). "Modelling of a Domestic Frost-Free Refrigerator", International Journal of Refrigeration, 30:311-322

[8] Ding, G.L., Qiao, H.T. ve Lu, Z.L., (2004). "Ways to Improve Thermal Uniformity Inside a Refrigerator", Applied Thermal Engineering, 24:1827-1840

[9] Laguerre, O. ve Flick, D., (2004). "Heat Transfer by Natural Convection in Domestic Refrigerators", Journal of Food Engineering, 62:79-88

[10] Incropera, F.P. ve Dewitt, D.P. (1996), Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons.

[11] Laguerre, O., Amara, S.B. ve Flick, D., (2005). "Experimental Study of Heat Transfer by Natural Convection in a Closed Cavity: Application in a Domestic Refrigerator", Journal of Food Engineering, 70:522-537

[12] Laguerre, O., Amara, S.B., Moureh, J. ve Flick, D., (2007). "Numerical Simulation of Air Flow and Heat Transfer in Domestic Refrigerators", Journal of Food Engineering, 81:144-156

[13] Laguerre, O., Amara, S.B. Charriero-Mojtabi, M.C., Lartigue B. ve Flick, D., (2008). "Experimental Study of Air Flow by Natural Convection in a Closed Cavity: Application in a Domestic Refrigerator", Journal of Food Engineering, 85:547-560

[14] Laguerre, O. ve Flick, D., (2010). "Temperature Prediction in Domestic Refrigerators: Deterministic and Stochastic Approaches", International Journal of Refrigeration, 33:41-51

[15] Hermes, C.J.L. ve Melo, H.C., (2008). "A First Principles Simulation Model for The Start-up and Cycling Transients of Household Refrigerators", International Journal of Refrigeration, 31:1341-1357

[16] Hermes, C.J.L. ve Melo, H.C., (2009). "Assessment of the Energy Performance of Household Refrigerators via Dynamic Simulation", International Journal of Refrigeration, 29:1153-1165

[17] Gonçalves, J.M. ve Melo, C., (2004). "Experimental and Numerical Steady State Analysis of a Top Mount Refrigerator", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 12-15 July 2004, Purdue

[18] Kocatürk, S., (2004), Soğutma Sistemlerinde Döngüsel Kayıpların Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Enerji Enstitüsü, İstanbul.

[19] Kline, S.J. ve McClintock, F.A., (1953). "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", ASME Summer Meeting, 1953

[20] Şeker, D., Karataş, H., Mısır, İ., Nikbay, M. ve Gür T., (2000), Ölçüm Belirsizliği Hesaplama Metodu ve Bunun Bir Deney Sistemine Uygulanması, Araştırma Notu, Arçelik A.Ş. Rapor Veri Tabanı, İstanbul.

# EK-A

## KALİBRASYON EĞRİLERİ

| Kanal No | Ölçüm Noktası | Kalibrasyon Eğrisi |
|---|---|---|
| 118 | Kabin Hava Üfleme 1 TC | y = 1,0046x - 0,2084 |
| 119 | Kabin Hava Üfleme 2 TC | y = 1,0115x - 0,4769 |
| 120 | Kabin Hava Üfleme 3 TC | y = 1,0082x - 0,3517 |
| 201 | Kabin Hava Üfleme 4 TC | y = 1,0051x - 0,2321 |
| 202 | Kabin Hava Emiş 1 TC | y = 1,0038x - 0,197 |
| 203 | Kabin Hava Emiş 2 TC | y = 1,0053x - 0,185 |
| 204 | Buharlaştırıcı Giriş TC | y = 1,0055x - 0,2507 |
| 205 | Ortam Sol TC | y = 1,006x - 0,2133 |
| 206 | Buharlaştırıcı Pas TC | y = 1,0063x - 0,2737 |
| 207 | Buharlaştırıcı Pas TC | y = 1,0079x - 0,3478 |
| 208 | Buharlaştırıcı Pas TC | y = 1,0058x - 0,2467 |
| 209 | Buharlaştırıcı Pas TC | y = 1,0095x - 0,3972 |
| 210 | Buharlaştırıcı Pas TC | y = 1,0061x - 0,2424 |
| 211 | Buharlaştırıcı Çıkış TC | y = 1,003x - 0,1524 |
| 212 | Buharlaştırıcı Çıkış TC | y = 1,0114x - 0,1281 |
| 213 | Buharlaştırıcı Pas TC | y = 1,0065x + 0,1437 |
| 214 | Buharlaştırıcı Giriş RTD | y = 0,997x - 3,3326 |
| 215 | Aşırı Soğutma Eşanjörü Çıkış RTD | y = 0,9934x - 3,4705 |
| 216 | Yoğuşturucu Çıkış RTD | y = 0,993x - 3,2967 |
| 217 | Buharlaştırıcı Çıkış RTD | y = 1,0057x - 1,9485 |
| 218 | Ortam Sağ TC | y = 1,0127x - 0,7914 |
| 219 | Buharlaştırıcı Çıkış TC | y = 1,0092x - 0,2973 |
| 220 | Fark Basınç Ölçer | y = 21,012x - 0,0007 |

| Kanal No | Ölçüm Noktası | Kalibrasyon Eğrisi |
|---|---|---|
| 301 | İğne Vana Giriş Basınç Tr. | y = 7,0018x - 0,1798 |
| 302 | Buharlaştırıcı Giriş Tr. | y = 6,9362x - 0,0367 |
| 303 | Kondenser Giriş Tr. | y = 6,9988x - 0,1655 |
| 304 | Kompresör Çıkış TC | y = 1,0119x - 0,4732 |
| 305 | Kondenser Giriş TC | y = 1,0075x - 0,478 |
| 306 | Kondenser Pas TC | y = 1,0125x - 0,7838 |
| 307 | Kompresör Giriş TC | y = 1,0132x - 0,3075 |
| 308 | Kondenser Çıkış TC | y = 1,0128x - 0,7521 |
| 309 | Aşırı Soğutma Eşanjörü Giriş TC | y = 1,0117x - 0,7109 |
| 310 | Aşırı Soğutma Eşanjörü Çıkış TC | y = 1,0128x - 0,7648 |
| 311 | İğne Vana Giriş TC | y = 1,0101x - 0,5419 |
| 312 | İğne Vana Çıkış TC | y = 1,0094x - 0,5035 |
| 313 | Kılcal Boru Çıkış TC | y = 1,0115x - 0,4823 |
| 314 | Buharlaştırıcı Giriş TC | y = 1,0088x - 0,336 |
| 317 | Su Hattı Kondenser Giriş TC | y = 1,0136x - 0,2879 |
| 318 | Su Hattı Kondenser Çıkış TC | y = 1,0112x - 0,0064 |
| 319 | Su Hattı Aşırı Soğutma Eşanjörü Giriş TC | y = 1,0078x + 0,176 |
| 320 | Su Hattı Aşırı Soğutma Eşanjörü Çıkış TC | y = 1,0104x + 0,0907 |

## EK-B

# REGRESYON ANALİZİ

The regression equation is
ln(RT) = 0,2193 + 0,4498 ln(pi1) + 4,014 ln(pi2) - 0,2296 ln(pi3)

| Predictor | Coef | SE Coef | T | P |
|---|---|---|---|---|
| Constant | 0,21930 | 0,09170 | 2,39 | 0,054 |
| ln(pi1) | 0,4498 | 0,1361 | 3,30 | 0,016 |
| ln(pi2) | 4,014 | 2,138 | 1,88 | 0,110 |
| ln(pi3) | -0,2296 | 0,1242 | -1,85 | 0,114 |

S = 0,0297833 R-Sq = 97,6% R-Sq(adj) = 96,4%

Analysis of Variance

| Source | DF | SS | MS | F | P |
|---|---|---|---|---|---|
| Regression | 3 | 0,217740 | 0,072580 | 81,82 | 0,000 |
| Residual Error | 6 | 0,005322 | 0,000887 | | |
| Total | 9 | 0,223062 | | | |

| Source | DF | Seq SS |
|---|---|---|
| ln(pi1) | 1 | 0,214472 |
| ln(pi2) | 1 | 0,000237 |
| ln(pi3) | 1 | 0,003030 |

| Obs | ln(pi1) | ln(RT) | Fit | SE Fit | Residual | St Resid |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | -0,82 | -0,31561 | -0,33497 | 0,01947 | 0,01936 | 0,86 |
| 2 | -0,83 | -0,38195 | -0,37206 | 0,01690 | -0,00988 | -0,40 |

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 3 | -1,04 | -0,50703 | -0,50411 | 0,01795 | -0,00292 | -0,12 |
| 4 | -0,91 | -0,42918 | -0,41304 | 0,01390 | -0,01614 | -0,61 |
| 5 | -1,22 | -0,66314 | -0,66066 | 0,01932 | -0,00248 | -0,11 |
| 6 | -0,94 | -0,41654 | -0,45344 | 0,01788 | 0,03690 | 1,55 |
| 7 | -1,31 | -0,71661 | -0,68043 | 0,01668 | -0,03617 | -1,47 |
| 8 | -1,29 | -0,69915 | -0,71422 | 0,02082 | 0,01507 | 0,71 |
| 9 | -1,08 | -0,58445 | -0,55368 | 0,02030 | -0,03077 | -1,41 |
| 10 | -1,46 | -0,75431 | -0,78134 | 0,02347 | 0,02703 | 1,47 |

# ÖZGEÇMİŞ

## KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Onur POYRAZ

**Doğum Tarihi ve Yeri** : 31.05.1985 İstanbul

**Yabancı Dili** : İngilizce

**E-posta** : onur-poyraz@hotmail.com

## ÖĞRENİM DURUMU

| Derece | Alan | Okul/Üniversite | Mezuniyet Yılı |
|---|---|---|---|
| Lisans | Makine Müh. | Yıldız Teknik Üniversitesi | 2009 |
| Lise | Fen-Matematik | Lüleburgaz Anadolu Lisesi | 2003 |

## İŞ TECRÜBESİ

| Yıl | Firma/Kurum | Görevi |
|---|---|---|
| 2009-2011 | Arçelik A.Ş.<br>Akışkan Dinamiği Teknoloji Ailesi | Proje Yardımcısı |
| 2011- Devam | Arçelik A.Ş.<br>Temizleme Teknoloji Ailesi | ArGe Mühendisi |