İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HERMETİK KOMPRESÖR BİLEŞENLERİ ARASINDAKİ ISI GEÇİŞİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. ve Kon. Müh. Ahmet Refik ÖZDEMİR

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : ISI AKIŞKAN

HAZİRAN 2007

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HERMETİK KOMPRESÖR BİLEŞENLERİ ARASINDAKİ ISI GEÇİŞİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. ve Kon. Müh. Ahmet Refik ÖZDEMİR
503051101

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 3 Mayıs 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 11 Haziran 2007

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU
Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. İsmail TEKE (Y.T.Ü.)
Doç. Dr. Lütfullah KUDDUSİ (İ.T.Ü.)

HAZİRAN 2007

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, hermetik soğutucu akışkan kompresörlerindeki ısı geçişi prosesleri teorik ve deneysel olarak incelenmiş; farklı parametrelerin, kompresör bileşenleri arasındaki ısı geçişine, dolayısıyla kompresör performansına etkisi irdelenmiştir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştiri ve önerileri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU'na, yüksek frekansta sıcaklık ölçümü konusundaki görüş ve önerileri için Von Karman Institude (VKI) Türbomakinalar Departmanı Başkanı Prof. Dr. Tony ARTS'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan Arçelik A.Ş. Ar-Ge Direktörü Sn. Cemil İNAN ve Ar-Ge Mekanik Teknolojiler-1 Yöneticisi Sn. Fatih ÖZKADI'ya teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında desteğini esirgemeyen, değerli fikirleri ve eleştirileriyle, Sn. Yalçın GÜLDALI ve Sn. Emre OĞUZ'a, deneysel çalışmalardaki katkılarından dolayı Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU, Sn. Ercan KURTULDU ve Sn Faruk KOCABIYIK'a, kavramsal tasarımlardaki katkılarından dolayı Sn. Ersin DÖNMEZ ve Sn. Necati SÖNMEZ'e ve tüm ARGE Termodinamik Teknolojileri Laboratuvarı çalışanlarına teşekkürü borç bilirim.

Yüksek lisans eğitimim süresince verdikleri destekten dolayı TÜBİTAK Bilim İnsanı Destekleme Daire Başkanlığı'na teşekkür ederim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, her adımımda maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, yakınımda olmasa da hep yanımda olduklarını hissettiren sevgili AİLEME ve tüm dostlarıma şükranlarımı sunarım.

İstanbul, Mayıs 2007 Ahmet Refik ÖZDEMİR

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ **ii**
İÇİNDEKİLER **iii**
KISALTMALAR **v**
TABLO LİSTESİ **vi**
ŞEKİL LİSTESİ **viii**
SEMBOL LİSTESİ **xi**
İNDİSLER **xii**
ÖZET **xiii**
SUMMARY **xiv**

1. GİRİŞ **1**
1.1 Soğutma İşlemi 3
1.1.1 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi 3
1.1.2 Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi 4
1.1.3 Hermetik kompresör içerisinde kullanılan soğutucu akışkan 6
1.1.4 Kompresör performans ve verim parametreleri 7
1.2 Hermetik Kompresörlerin Tanıtılması 9
1.2.1 Kompresörün çalışma prensibi 13

2. LİTERATÜR VE PATENT ARAŞTIRMASI **15**

3. ÖLÇÜMLER **46**
3.1 Yüksek Frekansta Sıcaklık Ölçüm Yöntemi 46
3.1.1 Yüksek hız ve frekansta sıcaklık ölçümünün teorisi 46
3.1.2 Soğuk tel (Cold wire) yöntemi 48
3.1.3 Çift tabakalı ince film sensörleri (Double layer thin film gauge) 49
3.1.4 Çiftli ince film prop (Dual thin film probe) 50
3.1.5 Fiberoptik prob 52
3.1.6 Ölçüm sisteminin kullanılabilirliği 52
3.2 Termokupllarla Sıcaklık Ölçümü 53
3.2.1 Deney sisteminin incelenmesi 55
3.2.2 Detay sıcaklık ölçümü 59

3.3 Isı Akısı Ölçümü 72
3.3.1 Isı akısı ölçümlerinde ısı geçişi mekanizmaları 73
3.3.2 Isı akısı sensörü tipleri 75
3.3.3 Kalibrasyon çalışmaları 76
3.3.4 Ölçüm çalışmaları 83

4. KAVRAMSAL TASARIMLAR 87
4.1 Muhafazanın Fan İle Soğutulması 87
4.2 Yağ Miktarının Azaltılması 92
4.3 Yağ Dağıtım Sisteminin Değiştirilmesi 95
4.4 Egzoz Borusunun Konumu İle İlgili Çalışmalar 97

5. ISI GEÇİŞİ AĞININ ANALİTİK OLARAK MODELLENMESİ 100
5.1 Muhafaza 101
5.2 İç Gaz 102
5.3 Emme Susturucusu 107
5.4 Emme Plenumu 108
5.5 Silindir Hacmi 108
5.6 Silindir Kafası 109
5.7 Egzoz Plenumu 109
5.8 Egzoz Susturucusu 110
5.9 Egzoz Borusu 111
5.10 Gövde 111
5.11 Yağ 112
5.12 Elektrik Motoru 112

6. SONUÇLAR VE YORUMLAR 115

KAYNAKLAR 118

ÖZGEÇMİŞ 121

KISALTMALAR

ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers
CFC	: Kloroflorakarbon
CFD	: Computational fluid dynamics
COP	: Coefficient of performance (Performans katsayısı)
EG	: Egzoz
EM	: Emme
GR	: Grashof sayısı
KAP	: Kapasite
KOMP	: Kompresör
LAM	: Laminasyon
M	: Mach sayısı
N/A	: Elde edilemeyen ölçüm sonuçları
NU	: Nusselt sayısı
PID	: Proportional-integral-derivative control
PLE	: Plenum
PR	: Prandtl sayısı
R12	: Diklorodifluorametan
R40	: Metil klorür
R600a	: İzobütan
R764	: Sülfür dioksit
RA	: Rayleigh sayısı
RE	: Reynolds sayısı
REZ	: Rezonatör
S/K	: Silindir Kafası
SİL	: Silindir
SUS	: Susturucu
V	: Volt
VKI	: Von Karman Institude
Y	: Yüzey
YSB	: Yağ savurma borusu

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 1.1 İzobütan (R600a) genel özelikleri [4] 7
Tablo 2.2 Farklı çalışma şartları altında silindir için UA değerleri (W/K) 15
Tablo 2.2 Belirlenen bölgelere yönelik ısı geçişi mekanizmaları [16]..... 31
Tablo 2.3 Sıcaklık ölçüm noktaları [17]..... 33
Tablo 3.1 Kompresör çalışma şartları 55
Tablo 3.2 Kullanılan termokupl genel özellikleri [32]..... 57
Tablo 3.3 Sıcaklık ölçüm noktaları 59
Tablo 3.4 Yağ için ortalama sıcaklıklar (ASHRAE şartları)..... 61
Tablo 3.5 Emme susturucusu yüzey sıcaklıkları (ASHRAE şartları) 62
Tablo 3.6 Muhafaza iç gaz sıcaklıkları (ASHRAE şartları)..... 64
Tablo 3.7 Slindir sıcaklıkları (ASHRAE şartları) 65
Tablo 3.8 Gövde grubuna ait sıcaklıklar (ASHRAE şartları) 66
Tablo 3.9 Emme hattı ve emme susturusu ile ilgili sıcaklık, ASHRAE..... 68
Tablo 3.10 Emme plenumu ile ilgili sıcaklıklar 69
Tablo 3.11 Egzoz hattı sıcaklıkları (ASHRAE şartları) 70
Tablo 3.12 Sıcaklık ölçümü sırasında kompresör performansı……...
(ASHRAE şartları) 71
Tablo 3.13 ASHRAE ve buzdolabı şartları kalorimetre performansı 71
Tablo 3.14 ASHRAE ve buzdolabı şartları sıcaklık değerleri 72
Tablo 3.15 Isı akısı sensörü (Tangencial Heat Fluxmeter) genel özellikleri..... 76
Tablo 3.16 İlk kalibrasyon çalışması sonucu elde edilen ölçüm sonuçları 79
Tablo 3.17 İkinci kalibrasyon çalışması sonucu elde edilen ölçümler..... 80
Tablo 3.18 Kalibrasyon çalışması sonucu elde edilen ölçümler 82
Tablo 3.19 Muhafaza üst yüzeyi için deneysel ve teorik ısı akısı değerlerinin karşılaştırılması 82
Tablo 4.1 Muhafazanın soğutulmasının kompresör performansına etkisi……
(ASHRAE şartları) 88
Tablo 4.2 Muhafazanın soğutulmasının farklı parametrelere etkisi..... 89
Tablo 4.3 Muhafazanın soğutulmasının farklı noktalardaki sıcaklıklara……..
etkisi 90
Tablo 4.4 Kompresör global enerji dengesi (ASHRAE şartları)..... 90
Tablo 4.5 Muhafazanın soğutulmasının kompresör……..
performansınaetkisi(Buzdolabı şartları)..... 91
Tablo 4.6 Buzdolabı şartlarındaki sıcaklık değerlerinin fan voltajı ile…….
değişimi 91
Tablo 4.7 Yağ miktarının kompresör performansına etkisi 93
Tablo 4.8 Yağ miktarının kompresör sıcaklıklarına etkisi 94
Tablo 4.9 Yağ miktarının azaltılmasının performansa etkisi……
(5 numunenin ortalaması) 95

Tablo 4.10 Yağ savurma borusuz durumun (YSB) kompresör……...
performansına etkisi 96
Tablo 4.11 Yağ savurma borusuz durumun (YSB) kompresör……...
sıcaklıklarına etkisi 96
Tablo 4.12 Yağ savurma borusuz durumun kompresör performansına etkisi……
(5 numune) 96
Tablo 4.13 Egzoz susturucusu / borusunun ısıtma etkisi 98
Tablo 4.14 Egzoz susturucusu / borusunun sıcaklıklar üzerinde etkisi..... 99
Tablo 5.1 Kompresör içerisinde belirlenen kontrol hacimleri..... 100

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1 : İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin P-h ve T-s grafikleri..... 3
Şekil 1.2 : Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı [2]……..……...5
Şekil 1.3 : İzobütan molekül yapısı……..……7
Şekil 1.4 : Kompresör tipleri.[5]……..…… 9
Şekil 1.5 : Pistonlu kompresör tipleri.[1]……..….....10
Şekil 1.6 : Hermetik kompresörün genel görünümü.…….....11
Şekil 1.7 : Örnek bir kompresöre ait patlatılmış resim [5]……..... 12
Şekil 1.8 : Örnek bir kompresörün kesit resmi [7]……..... 13
Şekil 1.9 : Emme susturucusu gaz akış hattı [7]…….....14
Şekil 2.1 : Kompresör içerisinde oluşturulan hacimler arasındaki ısı geçişi…… ilişkisi[9]…….16
Şekil 2.2 : Isı geçiş katsayısının değişik korelasyon modellerine göre…… değişimi[10]…….. 17
Şekil 2.3 : Modellemede kullanılan kompresörün ana bölümleri [12]…… 19
Şekil 2.4 : Kompresör üzerindeki genel enerji dengesi [12]……... 20
Şekil 2.5 : Kompresör muhafazasından çevreye olan ısı geçişi [12]……...20
Şekil 2.6 : Kompresör muhafazasından çevreye olan ısı geçişi [12]……...21
Şekil 2.7 : Emme susturucusuna ait ısı geçişi direnç ağı [12]……..... 23
Şekil 2.8 : Egzoz hattı üzerinden gerçekleşen ısı geçişi [12]……..... 24
Şekil 2.9 : Modelde kullanılan kompresör bölümleri [14]……..... 25
Şekil 2.10 : Modelden elde edilen ortalama sıcaklık değerleri ile deneysel…...…… sıcaklık ölçümü sonuçların karşılaştırılması [14]…… 30
Şekil 2.11 : Kompresör içerisinde belirlenen bölgeler [16]……..... 31
Şekil 2.12 : Soğutkan ile çevresi arasındaki ısı geçişi [17]……..... 33
Şekil 2.13 : Eleman numarasına göre sıcaklık ve ısı geçiş oranlarının…...…….. belirlenmesi……..…… 34
Şekil 2.14 : Eleman sıcaklıklarının karışım parametresi ile değişimi [17……36
Şekil 2.15 : Eleman sıcaklıklarının egzoz plenumu malzemesinin ısıl…...…….. iletkenliği ile değişimi [17……..…… 36
Şekil 2.16 : Emme sisteminin yalıtılmasının kompresör sıcaklıklarına.....…….. etkisi [17……..……37
Şekil 2.17 : Egzoz susturucusu ve egzoz borusu yalıtımı [18……..……38
Şekil 2.18 : Egzoz borusu yalıtımı [19……..……..……39
Şekil 2.19 : Egzoz susturucusu ve egzoz borusu yalıtımı [18……..……39
Şekil 2.20 : Soğutucu kanatlar içeren kompresör yapısı [21……40
Şekil 2.21 : Uygulanan tasarımın genel görünüşü [22……. 41
Şekil 2.22 : Sistemin genel görünüşü [23…….41
Şekil 2.23 : Tasarlanan sistemin genel görünüşü [24……...42
Şekil 2.24 : Tasarımın uygulandığı kompresörün genel görünümü [25…… 42

Şekil 2.25 **:** Tasarımın genel görünüşü [26]…….. 43
Şekil 2.26 **:** Tasarlanan sistemin genel görünüşü [27]……...44
Şekil 2.27 **:** Gerçekleştirilen tasarıma ait şematik blok diyagramı [28]……... 45
Şekil 3.1 **:** Soğuk tel yöntemi ölçüm sistemi [30]……...…… 48
Şekil 3.2 **:** Çift tabakalı ince film sensör [30]…….....50
Şekil 3.3 **:** Ölçülen ve yeniden hesaplanan yüzey sıcaklıkları [30]…….....50
Şekil 3.4 **:** Çiftli ince film probu…….....50
Şekil 3.5 **:** Termokupl ve çiftli ince film probu sıcaklık.....……
ölçümün karşılaştırılması [30]……..……51
Şekil 3.6 **:** Fiberoptik prop ölçüm sistemi [30].....52
Şekil 3.7 **:** Termokupl yerleştirilen kompresörün genel görünümü..... 54
Şekil 3.8 **:** Kaçak testlerinde kullanılan basınç manifoldu..... 54
Şekil 3.9 **:** Fluke Hydra veri toplama cihazı..... 56
Şekil 3.10 **:** Watlow firmasına ait Termokupl..... 56
Şekil 3.11 **:** Kalorimetre sistemi [33].....57
Şekil 3.12 **:** Kalorimetre sistemi şematik gösterimi..... 58
Şekil 3.13 **:** Taban yağ sıcaklıklarının ölçülmesi için yerleştirilen termokupllar..60
Şekil 3.14 **:** Yağ sıcaklıklarının zamanla değişimi..... 61
Şekil 3.15 **:** Emme susturucu arka ve ön yüzeyine yerleştirilen termokupllar..... 62
Şekil 3.16 **:** Emme susturucusu arka yüzeyi sıcaklıklarının zamanla değişimi..... 62
Şekil 3.17 **:** Fiberoptik prop ölçüm sistemi [30].....63
Şekil 3.18 **:** Muhafaza iç gaz sıcaklığı ölçüm noktaları.....63
Şekil 3.19 **:** Muhafaza iç gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi..... 64
Şekil 3.20 **:** Silindir sıcaklığının ölçülmesi için yerleştirilen termokupllar.....65
Şekil 3.21 **:** Silindir sıcaklıklarının zamanla değişimi.....65
Şekil 3.22 **:** Kompresör gövdesi, rezonatör , alt ve üst sargıya ait sıcaklık……
ölçüm noktaları……..……...66
Şekil 3.23 **:** Stator laminasyon ve brakete ait sıcaklık ölçüm noktaları.....66
Şekil 3.24 **:** Gövde ve motor ile ilgili sıcaklıkların zamanla değişimi..... 67
Şekil 3.25 **:** Emme borusu girişi, emme susturucusu giriş ve çıkışına ait…..……
sıcaklık ölçüm noktaları…….……..……..… 67
Şekil 3.26 **:** Emme borusu ve emme susturucusu giriş-çıkış sıcaklıklarının..……
zamanla değişimi……..…….……..…… 68
Şekil 3.27 **:** Emme plenumu ile ilgili sıcaklık ölçüm noktaları..... 68
Şekil 3.28 **:** Emme plenumu ile ilgili sıcaklıkların zamanla değişimi.....69
Şekil 3.29 **:** Egzoz hattına yerleştirilen termokupllar……..... 70
Şekil 3.30 **:** Egzoz hattı sıcaklıklarının zamanla değişimi.....70
Şekil 3.31 **:** Isı akısı sensörünün genel yapısı…….....73
Şekil 3.32 **:** Farklı ısı akısı tipleri (Tabaka-Silindirik)…….....76
Şekil 3.33 **:** Isı akısı sensörü (Tangencial Heat Fluxmeter).....77
Şekil 3.34 **:** Isı akısı sensörü kalibrasyonuna yönelik ilk sistem..... 77
Şekil 3.35 **:** Isı akısı sensörü kalibrasyonuna yönelik ilk sistemin genel yapısı....78
Şekil 3.36 **:** Isı akısı sensörü kalibrasyonuna yönelik ikinci sistemin yapısı.....80
Şekil 3.37 **:** Kalibrasyon sistemi üzerinde belirlenen noktalardaki sıcaklık..……
değişimi……..……..……..……... 81
Şekil 3.38 **:** Isı iletim katsayısı ölçüm cihazı üzerinde gerçekleştirilen ısı..……..…
akısı sensörü kalibrasyon işlemi ……..…….....82
Şekil 3.39 **:** Muhafazanın üst kısmına yerleştirilen ısı akısı sensörü…….....83
Şekil 3.40 **:** Muhafazanın üst kısmı için ısı akısı zaman grafiği…….....83
Şekil 3.41 **:** Muhafazanın taban kısmına yerleştirilen ısı akısı sensörü.....85

Şekil 3.42 **:** Muhafazanın taban kısmı için ısı akısı zaman grafiği…….....85
Şekil 4.1 **:** Muhafazanın soğutulması için hazırlanan fan ve hava kanalı ….....88
Şekil 4.2 **:** Hermetik kompresör muhafazasının içi……..... 92
Şekil 4.3 **:** Yağ savurma borusunun kaldırılması…….....97
Şekil 4.4 **:** Egzoz plenumundan doğrudan muhafaza dışına bağlantı….....98
Şekil 5.1 **:** Kompresör içerisinde belirlenen kontrol hacimleri…….....101
Şekil 5.2 **:** Muhafaza kontrol hacmi için ısı akış şeması……..... 102
Şekil 5.3 **:** Gaz karışım prosesi şematik resmi [13]……..... 104
Şekil 5.4 **:** Muhafaza içindeki gaz karışımı için analitik model [35].....105
Şekil 5.5 **:** İç gaz kontrol hacmi için ısı akış şeması…….....107
Şekil 5.6 **:** Emme susturucusu kontrol hacmi için ısı akış şeması..... 107
Şekil 5.7 **:** Emme Plenumu kontrol hacmi sınırları……..... 108
Şekil 5.8 **:** Emme plenumu kontrol hacmi için ısı akış şeması…….....108
Şekil 5.9 **:** Silindir kontrol hacmi için ısı akış şeması……..... 109
Şekil 5.10 **:** Silindir kafası kontrol hacmi için ısı akış şeması…….....109
Şekil 5.11 **:** Egzoz plenumu kontrol hacmi için ısı akış şeması…..... 110
Şekil 5.12 **:** Egzoz susturucusu kontrol hacmi için ısı akış şeması.....110
Şekil 5.13 **:** Egzoz borusu kontrol hacmi için ısı akış şeması…….....111
Şekil 5.14 **:** Gövde kontrol hacmi için ısı akış şeması……..….....112
Şekil 5.15 **:** Yağ kontrol hacmi için ısı akış şeması…..…….....112
Şekil 5.16 **:** Elektrik motoru kontrol hacmi için ısı akış şeması….....113

SEMBOL LİSTESİ

α	: Ses hızı
C_f	: Yüzey sürtünme katsayısı
C_{dr}	: r yarıçapındaki yerel sürüklenme katsayısını
C_p	: Soğutkanın özgül ısısı (sabit basınç)
C_v	: Soğutkanın özgül ısısı (sabit hacim)
D	: Muhafaza çapı
f	: Kompresör çalışma frekansı
h	: Soğutkan entalpisi
H	: Toplam entalpi
h_c	: Isı taşınım katsayısı
h_{in}	: Isı geçiş katsayısı
i	: Özgül entalpi
k_a	: Havanın ısıl iletkenlik katsayısı
$\dot{m}$	: Kütle debisi
n	: Politropik üs
n	: Kırılma oranı
N	: Çevrim hızı
P	: Basınç
$\ddot{q}$	: Isı akısı
$\dot{Q}$	: Birim zamanda ısı geçişi
Q_H	: Yüksek sıcaklıktaki ısıl enerji deposundan ısı geçişi
Q_L	: Düşük sıcaklıktaki ısıl enerji deposuna ısı geçişi
R	: Gaz sabiti
S	: Entropi
T	: Sıcaklık
T_o	: Durma noktasındaki sıcaklık
T_∞	: Serbest akış ve statik sıcaklık
U_{eff}	: Sınır tabaka dışındaki efektif hız
$\dot{W}$	: Birim zamanda yapılan iş
W_g	: Giren veya sistem üzerinde yapılan iş
V_{sil}	: Strok hacmi
$\dot{V}$	: Hacimsel debi
β	: Isı geçiş oranı
γ	: c_p / c_v
δ	: Taze gaz oranı
ε	: Emisivite
η	: Verim ifadesi
η_v	: Hacimsel verim
ρ	: Yoğunluk
σ	: Stefan Boltzman katsayısı
υ_∞	: Akışkan hızı
ω	: Açısal hız
Φ	: Direkt emilen gaz oranı

İNDİSLER

a	: Çevre
bot	: Taban
buh	: Buhar
c	: İç gaz
C	: Rulman ve yatak arasındaki boşluk
ç	: Çıkış
dc	: Egzoz plenumu
dl	: Egzoz hattı
g	: Giriş
i	: Yüzey
in	: Dönüş borusundan gelen
s	: İzentropik
kg	: kompresöre giriş
komp	: Kompresör
lk	: Kaçak
m	: Emme susturucusu
mi	: Susturucuya giren
mix	: Kavite içine dağılan
mo	: Susturucudan çıkış
mot	: Motor
os	: Yağ
r	: Işınım yolu ile ısı transferi
sh	: Muhafaza
sir	: Sirküle edilen
soğ	: Soğutkan
sus	: Susturucu
top	: Toplam
tot	: Toplam
w	: Duvar
yay	: Muhafaza içine yayılan

HERMETİK KOMPRESÖR BİLEŞENLERİ ARASINDAKİ ISI GEÇİŞİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında, hermetik soğutucu akışkan kompresörlerindeki ısı geçişi prosesleri teorik ve deneysel olarak incelenmiş; kompresör bileşenleri üzerinde gerçekleştirilen çeşitli tasarımların, kompresör bileşenleri arasındaki ısı geçişine; dolayısıyla kompresör performansına etkisi irdelenmiştir.

Tez çalışmasının üç ana kısmından ilkini oluşturan ölçüm çalışmaları kapsamında; yüksek frekansta sıcaklık ölçümünün, kompresör içerisinde uygulanabilirliği incelenmiş; kompresör içerisinde belirlenen noktalarda termokupllarla sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilerek, kompresör içi sıcaklık haritası elde edilmiş ve kompresör üzerinde belirlenen noktalarda ısı akısı ölçümleri yapılmıştır.

Tez çalışmasının ikinci kısmını oluşturan kavramsal tasarımlar kapsamında hem kompresör ısı geçiş ağının anlaşılması, hem de elde edilen bilgiler ışığında kompresör performansının arttırılması amacıyla kompresör üzerinde ve içerisinde çeşitli tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Bu kısımda öncelikle, kompresör muhafazasının bir fan yardımı ile soğutulmasına yönelik bir hava kanalı tasarlanmış ve farklı fan voltaj değerlerinde çalıştırılarak sıcaklık ve performans ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın akabinde, kompresör yağ miktarı azaltılarak, yağ miktarının kompresör bileşenlerinin sıcaklıkları ve kompresörün performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yağ savurma borusunun kaldırılması ile ilgili olarak yapılan çalışmalarda; yağın, kompresör üzerindeki soğutma etkisi irdelenmiştir. Bu kısmın son bölümünde egzoz susturucusu ve egzoz borusunun muhafaza içindeki ısıtma etkisinin kompresör performansına ve komponentlerin sıcaklıklarına olan etkisi araştırılmıştır.

Tez çalışmasının son adımı olarak, kompresör içi farklı kontrol hacimlerine ayrılarak bu hacimler arasındaki ısı geçişi mekanizmaları belirlenmiştir. Böylece, kompresöre ait ısı geçiş ağı oluşturularak, bu ağın analitik olarak modellenmesi sağlanmıştır.

AN INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS AMONG THE HERMETIC COMPRESSOR COMPONENTS

SUMMARY

In this study, heat transfer process' among the hermetic compressor components is studied theoretically and experimentally. In the experimental part of the study, conceptual designs on the components of the hermetic compressor were made to examine the effects on the heat transfer characteristics among the components and also compressor performance.

The measurements on the compressor, which is the first major subject of the three major subjects of this thesis, includes; the investigation of the applicability of the high frequency temperature measurements in the hermetic compressors, temperature measurements of the hermetic compressor components by using the thermocouples and analysing the thermal map of the compressor and also realizing the heat flux measurements, which were conducted on the specified components of the hermetic compressor .

In the second major subject of the thesis, conceptual designs, which affect the heat transfer on the components and performance of the compressor, are applied. Firstly, an air duct with a fan application was designed to improve the heat transfer coefficient of the compressor shell. Then, temperature and performance measurements were conducted with varying voltage rates to investigate the effects of the design. Secondly, the amount of the oil in the crankcase was reduced for researching the impression of the oil volume on the performance and the temperature distribution of the hermetic compressor. In additon to this, oil impelling tube in the compressor was eliminated to obtain the cooling effect of the oil in the compressor. Finally, discharge tube's and discharge muffler's heating effects in the compressor are examined through this study.

In the last step of the thesis, compressor is divided to different control volumes for determing the heat transfer characteristics between these control volumes. Creating the heat transfer network and modelling this network are the main scopes of this section.

1. GİRİŞ

Bilimsel gelişme sürecinde her yeni bilgi, bir başka yeni bilginin üretilmesine yardımcı olmuştur. Elde edilen bilgiler, üretim sürecini geliştirmiştir. Bu alanda faaliyetlerde bulunan endüstri kuruluşları, araştırma ve geliştirme çalışmalarına daha fazla önem vererek, gelişmeyi sürekli hale getirmişlerdir. Gelişmenin etkisi ve hızla artan rekabet koşulları ile beraber daha az enerji ile daha yüksek performansı sağlayan sistemlere yönelik çalışmalar gün geçtikçe artmaktadır.

Buzdolaplarında da, bu gelişmelere bağlı olarak kompresörlerden daha fazla verimlilik beklenmektedir. Bu bağlamda gerçekleştirilen çalışmaların odağında kompresör kayıplarının azaltılması bulunmaktadır. Kompresör içerisinde gerçekleşen prosesler sırasında elektrik motoru, mekanik kayıplar ve sıkıştırma sırasında açığa çıkan ısıl enerji nedeniyle oluşan toplam ısı, farklı patikalar üzerinden ilerleyerek muhafaza yoluyla ortama verilmektedir. Muhafaza içindeki gaz karışımı prosesi ve emme susturucusu, emme plenumu gibi bölgelerde gerçekleşen ısı geçişi nedeniyle soğutkan gaz, silindire girmeden önce ısınırken; sıkıştırma safhasından sonra egzoz plenumu, egzoz susturucusu ve egzoz borusunda yüksek sıcaklıkta olan gazdan kompresör içindeki farklı komponentlere ısı geçişi olmaktadır. Bu ısı geçiş ağı, farklı komponent ve prosesler nedeniyle oldukça karmaşık olup, kompresör performansını etkileyen süreçler henüz tam olarak belirlenmemiştir. Bu tez çalışmasının, hem kompresör içindeki ısı geçiş ağının anlaşılmasına, hem de elde edilen bilgiler ışığında kompresör performansının arttırılmasına katkıda bulunması hedeflenmiştir.

Kompresör performansının, kompresör ısı geçişi analizleriyle geliştirilmesi mümkündür. Kompresör içerisindeki ısı geçiş ağının tam olarak modellenmesi, kompresör üzerinde gerçekleştirilebilecek birçok tasarım açısından da önem taşımaktadır.

Böylece performans açısından kompresör üzerinde uygulanabilecek çeşitli modifikasyonların, kompresörün hangi bileşenleri üzerinde daha etkili olduğu incelenebilecektir.

Kompresör içerisindeki ısı geçiş ağının tam olarak belirlenmesine yönelik olarak ilk aşamada literatür ve patent araştırması yapılarak, elde edilen çalışmalar özet halinde sunulmuştur. Belirlenen bir kompresör üzerinde farklı çalışma şartlarında detay sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilerek kompresöre ait sıcaklık haritası çıkarılmaya çalışılmıştır. Bu ölçümler ile soğutkan hattı üzerindeki kompresör bileşenleri ve bu bileşenlerin ısıl ilişkide bulunduğu diğer bileşenlerdeki sıcaklık seviyesinin belirlenmesi ve bu bileşenler arasındaki ısı geçiş patikaları için altyapı oluşturulması planlanmıştır. Sıcaklık ölçümü, komponentlerin durumu ve ısınma patikaları hakkında bilgi verse de, komponent geometrilerinin karmaşık olması ve zamana bağlı akış etkileri nedeniyle sadece sıcaklıklar yardımıyla ısı geçişini belirlemek mümkün olmamaktadır. Bu nedenle, kompresörün farklı komponentlerinde ısı akısı sensörlerinin kullanılması düşünülmüştür. Bu amaçla, ısı akısı sensörünün kalibrasyonuna yönelik olarak çeşitli sistemler tasarlanmıştır. Elde edilen verilerin ışığında ısı akısı ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

Kompresör üzerinde çeşitli kavramsal tasarımlar uygulanarak, bu modifikasyonların kompresör içerisindeki ısı geçişine olan etkisi incelenmiştir. Bu bağlamda, muhafazanın fan ile soğutulması, yağ miktarının ve yağ dağıtım sisteminin değiştirilmesi ve egzoz borusunun konumu ile ilgili çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Kompresör üzerinde gerçekleştirilen detay sıcaklık ölçüm sonuçları kullanılarak, kompresör içerisindeki kontrol hacimleri belirlenmiştir. Bu kontrol hacimleri arasındaki ısı geçişi ilişkisi incelenerek ilgili ısı geçişi katsayıları belirlenmiş; böylece hermetik kompresöre ait ısı geçiş ağı oluşturulmuştur.

Hermetik kompresör üzerinde, uygun ölçüm çalışmalarının gerçekleştirilebilmesi için; termodinamik soğutma çevrimi, kompresör içerisinde kullanılan soğutkanın temel özellikleri, ayrıca kompresör kapasite ve verim değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu bölümde hermetik kompresör ve buhar soğutmalı çevrim ile ilgili temel ilkelere değinilerek, gerçekleştirilen ölçüm çalışmaları için temel bilgiler verilmiştir.

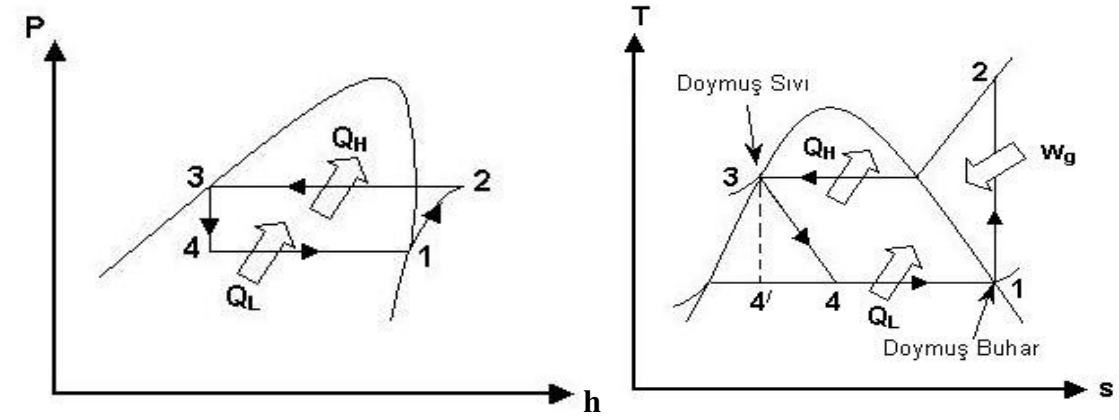
1.1 Soğutma İşlemi

Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından biri soğutmadır. Soğutma, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişidir. Soğutma, soğutma makineleri veya ısı pompaları tarafından gerçekleştirilir. Bu makinelerin dayandıkları çevrimlere de soğutma çevrimleri adı verilir. En yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Bu çevrimde, aracı akışkan dönüşümlü olarak buharlaşır, yoğuşur ve buhar fazındayken sıkıştırılır.

Carnot çevrimi bilindiği üzere verilen bir sıcaklık aralığında en yüksek ısıl verime sahip çevrimdir. Bu nedenle gerçek güç çevrimlerinin karşılaştırılabileceği bir standart oluşturur. Tersinir bir hal değişimi olduğu için, Carnot çevrimini oluşturan hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilir. Hal değişimlerinin ters yönde gerçekleşmesi, ısı ve iş etkileşimlerinin yönlerinin değişmesi anlamına gelir. Sonuç, ters Carnot çevrimi adı verilen çevrimdir [1].

1.1.1 İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi

Ters Carnot çevrimi, gerçek soğutma çevrimlerinin karşılaştırılabileceği bir standart oluşturmaktadır. Ters Carnot çevrimindeki güçlükler, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi içerisinde buharlaştırıcıdan akışkana sabit basınçta ısı geçişi prosesi kapsamında buharı sıkıştırmadan önce tümüyle buharlaştırabilmek için, bir kısılma işleminin gerçekleştirilmesi sayesinde aşılabilmektedir.



Şekil 1.1: İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin *P-h* ve *T-s* grafikleri [25]

Kısılma işlemi, sıvıyı bir kısılma vanasından veya kılcal borulardan geçirerek yapılabilir. Bu şekilde elde edilen çevrim, ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi olarak bilinmektedir. Bu çevrime ait *P-h* ve *T-s* diyagramları Şekil 1.1'de sunulmuştur.

Buhar sıkıştırmalı çevrim soğutma makinelerinde, iklimlendirme ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrimdir. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri şöyledir.

1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma

2-3 Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı geçişi

3-4 Kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)

4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ısı geçişi

İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır.

Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genleşme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrim tamamlanır [1].

1.1.2 Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi

Klasik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin basınç – entalpi diyagramı kompresör içerisindeki ısı geçişi ve basınç düşümünü de göz önüne alacak biçimde Şekil 1.2'de gösterilmektedir [2]. Çevrim, kompresör girişindeki düşük basınçtaki kuru buhar ile 1 noktasında başlamaktadır.

1-2: Soğutkanın muhafaza içindeki sıcak gazla karışması ve susturucu ve plenumdan olan ısı geçişi nedeniyle sıcaklığın artması; sürtünme nedeniyle basıncın azalması.

2-3: Emme portunda gerçekleşen adyabatik akış sırasında basıncın düşmesi.

3-4: Silindir içerisinde sıkıştırma (bu çalışmada politropik sıkıştırma kabul edilmiştir.)

4-5: Egzoz portunda gerçekleşen adyabatik akış sırasında basıncın düşmesi.

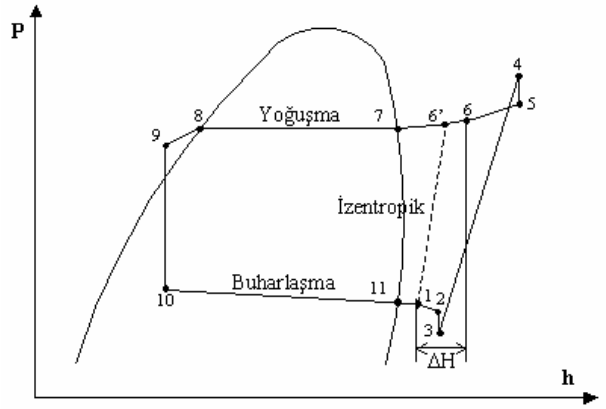
5-6: Egzoz manifoldu, susturucusu ve egzoz borusu boyunca sıcaklık ve basıncın azalması.

6-9: Kızgın buhar halindeki soğutkanın doymuş buhar haline gelmesi, yoğuşması ve aşırı soğutulmuş sıvı haline gelmesi.

9-10:Kısılma vanası / kapileri boruda gerçekleşen adyabatik proses.

10-1:Buharlaştırıcı içerisinde soğutkanın buharlaşması ve daha sonra kızgın hale gelmesi.

Soğutkan, kompresöre aşırı ısınmış durumda girmektedir. Kompresör içerisinde; soğutkanın sıcaklığı ve ortam sıcaklığına bağlı olarak soğutkan ile ortam arasında ısı geçişi gerçekleşmektedir. Kompresör içerisinde düşük sıcaklıktaki soğutkana yüksek sıcaklıktaki ortamdan ısı geçişi meydana gelmektedir. Soğutucu akışkan sıcaklığının artmasına neden olan bu ısı geçişi, silindire girecek soğutkanın özgül hacmini artırmaktadır ve hacimsel verimlilik kaybı oluşturmaktadır.



Şekil 1. 2: Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı [2]

1.1.3 Hermetik kompresör içerisinde kullanılan soğutucu akışkan

Bir soğutma sistemi içerisinde sistemin genel özelliklerine bağlı olarak kullanılabilecek birçok aracı akışkan bulunmaktadır. Bunlar arasında Freonlar veya kloroflorakarbonlar (CFC), amonyak, propan, etan, etilen gibi hidrokarbonlar, karbon dioksit, uçakların iklimlendirmesinde kullanılan hava ve donma noktasının üzerindeki bazı uygulamalarda kullanılan su sayılabilir [1].

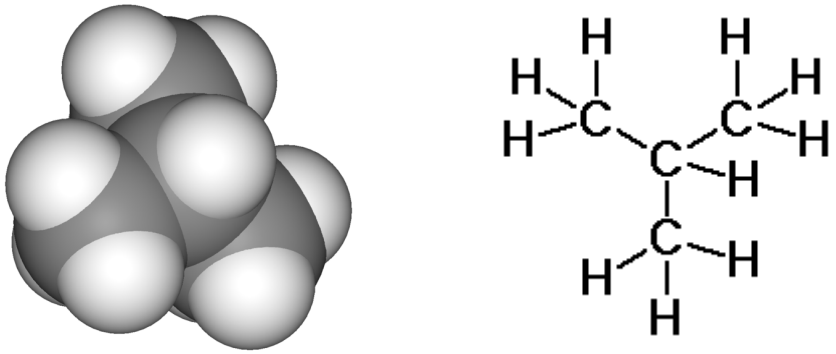
Soğutma sistemlerinin ilk gelişme yıllarında R764 (sülfür dioksit) ve R40 (metil klorür) gibi soğutkanlar ev tipi soğutuculardа kullanılmaktaydı. Fakat kloroflorakarbonlar (CFC)'ların tanıtılmasıyla beraber soğutma sistemlerinde büyük bir hızla (CFC)'lar kullanılmaya başlamıştır.

Ancak çeşitli soğutkanların atmosferin üst kısımlarında sera etkisi meydana getirip yerküre sıcaklıklarının artmasına neden olduğu fark edilmiş ve alternatif soğutucu akışkanlara yönelik çalışmalar başlamıştır [3].

Doğal soğutucu akışkan arayışları neticesinde 1940 yılına kadar da kullanılmış olan R600a (İzobütan) soğutucu akışkanı öne çıkmıştır. Şu an Avrupa'da, özellikle Almanya'da %90'ın üzerinde ev tipi buzdolapları ve dondurucularında bu soğutucu akışkan kullanılmaktadır. İzobütan soğutma uygulamalarında iyi verim vermesine rağmen, R12'ye göre çok farklı olan termofiziksel özellikleri ve yanıcılık gibi dezavantajlarından dolayı hala çalışılması gereken bir soğutkandır.

Tez kapsamında kullanılan hermetik kompresörde, soğutucu akışkan olarak R600a kullanılmıştır. Kompresör üzerinde gerçekleştirilen teorik ve deneysel çalışmalarda R600a (izobütan) genel özellikleri dikkate alınmıştır.

Bütan dört karbon atomu içeren dalsız bir bileşiktir $CH_3CH_2CH_2CH_3$. Bütanlar aşırı yanıcı, renksiz ve kolay sıvılaşabilen gazlardır. Şekil 1.3'de molekül yapısı verilen izobütan ise (i-bütan, 2-metilpropan) bütanın izomeridir. İzobütan'ın (R600a) genel özellikleri Tablo 1.1 dahilinde sunulmuştur.



Şekil 1. 3: İzobütan molekül yapısı

Tablo 1. 1: İzobütan (R600a) genel özelikleri [4]

ÖZELLİK	İZOBÜTAN (R600a)
Molekül Formülü	C_4H_{10}
Mol Kütlesi	58.12 g/mol
Görünüş	Renksiz gaz
Yoğunluk (-11.7 ºC , 1 atm)	2.82 kg/ m^3
Kritik Basınç	36.48 bar
Kritik Sıcaklık	134.9 ºC
Sabit hacimde özgül ısı Cv (15 ºC , 1 atm)	0.0086 kJ/(mol.K)
Sabit basınçta özgül ısı Cp (15ºC , 1 atm)	0.0095 kJ/(mol.K)
Isıl iletkenliği	13.97 mW/ (m.K)
Kaynama Noktası	-11.7 °C

1.1.4 Kompresör performans ve verim parametreleri

İdeal soğutma çevrimi için performans katsayısı (COP) soğutulmak istenen ortamdan çekilen ısının kompresörü çalıştırmak için gereken güce oranı olarak tanımlanmaktadır [1].

$$COP = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_{komp}} \tag{1.1}$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{soğ}\left(h_{buh,ç} - h_{buh,g}\right) \tag{1.2}$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{soğ}\left(h_{komp,ç} - h_{komp,g}\right) \tag{1.3}$$

Bu eşitliklerde $\dot{Q}_{buh}$ soğutma kapasitesini, $\dot{W}_{komp}$ kompresör giriş gücünü, $\dot{m}_{soğ}$ soğutkan debisini göstermektedir. Soğutkan debisi ölçümler sonucunda elde edilmektedir.

Kompresörün basabileceği maksimum debi; soğutkanın kompresör giriş sıcaklığındaki yoğunluluğunun bilinmesiyle bulunabilir.

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_{komp,g} V_{sil} f \tag{1.4}$$

Bu eşitlikte, $\dot{m}_{ideal}$, soğutkanın kompresör girişindeki termodinamik özelikleri kullanılarak hesaplanan ideal debiyi, $\rho_{komp,g}$ kompresör girişindeki soğutkan yoğunluğunu, V_{sil} strok hacmini ve f ise kompresör çalışma frekansını göstermektedir.

Debimetre ile ölçülen soğutkan debisinin ($\dot{m}_{soğ}$) kompresör giriş sıcaklığındaki soğutkanın yoğunluğuna bölünmesi ile hacimsel debi ($\dot{V}$) elde edilmektedir.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{soğ}}{\rho_{komp,g}} \tag{1.5}$$

COP her ne kadar soğutma çevrimin performansı olarak gözükse de, buharlaştırıcı giriş ve çıkış şartlarının sabit tutulması durumunda kompresör performansı hakkında bilgi vermektedir. Belirli bir giriş-çıkış basıncı ve giriş sıcaklığında kompresörün kütlesel debisi sabit olduğundan, buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki termodinamik hale göre, kompresörün soğutma kapasitesi ve performansı değişebilir. Buharlaştırıcı giriş ve çıkış basıncının sabit tutulması durumunda bu COP tanımı aynı zamanda kompresör için kullanılabilir. Kompresör performansını ve verimini çalışma şartlarından bağımsızlaştırmak ve direkt kompresör performansı hakkında bilgi edinebilmek için izentropik verim (η_s) tanımlanmaktadır. $\dot{W}_s$ izentropik sıkıştırma durumundaki sıkıştırma için harcanan enerjiyi göstermektedir.

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{komp}} = \frac{\dot{m}_{soğ}\left(h_{komp,s,ç} - h_{komp,g}\right)}{\dot{W}_{komp}} \tag{1.6}$$

Kompresörlerde gerçek debi ile ideal debi arasındaki debi farklılığı hacimsel verimlilik (η_v) ile tanımlanmaktadır.

Kompresörlerde ;

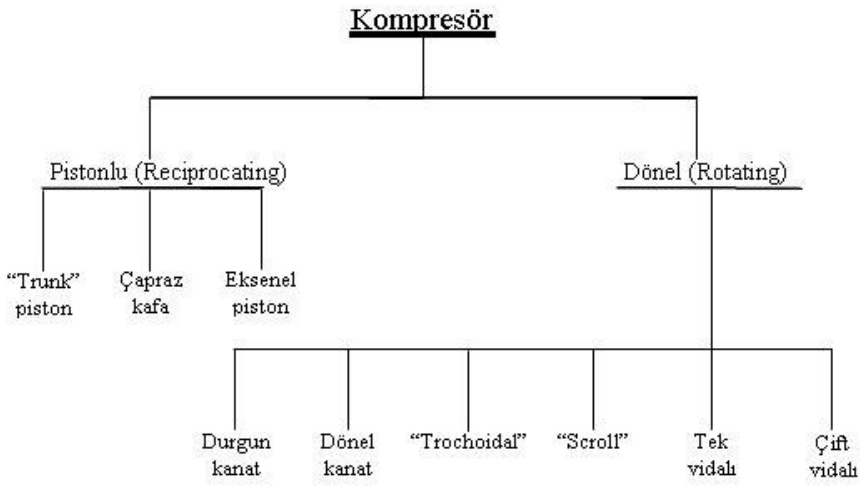
- emme gazının ısınması,
- piston ön yüzeyi ile valf tablası arasındaki ölü hacim (genişleme prosesi),
- piston silindir arası kaçaklar,
- emme ve egzoz akış kayıpları,

silindir hacminin, tutabileceği soğutkan debisinden daha az dolmasına neden olmaktadır. Bu nedenle, kompresörlerde kütlesel debi, silindir hacminin tutabileceği debiden düşük olmaktadır. Kütlesel debi değişimi de doğrudan kompresör verimini ve kompresör hacimsel verimliliğini (η_v) etkilemektedir.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{soğ}}{\dot{m}_{ideal}} \tag{1.7}$$

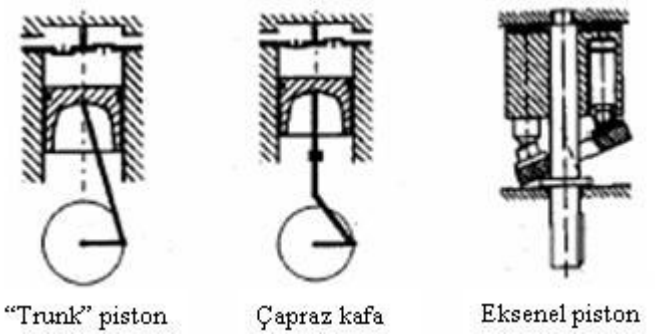
1.2 Hermetik Kompresörlerin Tanıtılması

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde, soğutma sisteminin performansını ve güvenliğini en çok etkileyen bileşen kompresördür. Konvansiyonel ev tipi buzdolaplarında, genellikle, ileri-geri hareket yapan pistonlu kompresörler (reciprocating) kullanılır. Şekil 1.4'de, kompresör tipleri, ağaç gösterim ile gruplara ayrılmıştır.



Şekil 1.4: Kompresör tipleri [5]

Şekil 1.4'de, pozitif deplasmanlı kompresörlerin; "trunk" piston, çapraz kafa ve eksenel piston olarak gruplandırıldığı görülmektedir. Şekil 1.5'de ise bu üç farklı tasarım, şematik olarak gösterilmektedir. Bu tasarımlar, pistonun hareket mekanizmasına göre değişir. "Trunk" piston, doğrudan bağlantı rotuna bağlanmıştır ve bu bağlantı rotu pistona radyal kuvvet uygulamaktadır. Çapraz kafa tip kompresörde ise radyal kuvvet yoktur. Bu sayede; piston silindir yatağındaki sürtünme kayıpları asgari seviyeye indirilmiş olmaktadır. Eksenel pistonlu kompresörler, tablalı "wobble plate" kompresörler olarak tasarlanmıştır. Tabla açısı ayarlanarak, pistonun deplasmanı kontrol edilebilir. Buzdolaplarında kullanılan kompresörler, genellikle "trunk" piston tip kompresörlerdir [5].



Şekil 1.5: Pistonlu kompresör tipleri [1]

Şekil 1.6'da sunulduğu üzere motorun rotor, stator, sargı gibi elemanları ile kit grubunun aynı muhafaza içinde bulunduğu kompresörlere hermetik kompresörler denir. Hermetik kompresörlerin tarihi, 100 yıl önce mühendislerin soğutma sistemlerindeki kaçak problemine sürekli bir çare bulabilmek için başlattıkları çalışmalarla ortaya çıkmıştır. Özellikle küçük ölçekli kompresörlerde, soğutkan kaçağı en büyük sorunu oluşturmaktaydı. Kompakt sistemlere olan taleple beraber kaçak sorunu daha da önem kazanmış ve araştırmacılar yeni fikirler ortaya koymaya başlamışlardır. Gerçek anlamda sızdırmaz sistemler, ancak 1940 yılına gelindiğinde ortaya çıkmıştır [6].

Hermetik kompresörler başlıca şu ana bölümlerden oluşmaktadır:

1. Kompresör ana gövdesi : Silindir, silindir kafası, emme ve egzoz valfleri, emme susturucusu, emme plenumu, egzoz plenumu, egzoz susturucuları, rezonatör, valf tablası ve mekanik sistemin yataklarını içermektedir.

2. Mekanik sistem : Motorun dönel hareketini pistonun öteleme hareketine dönüştüren sistemdir. Krank mili, biyel kolu ve pistondan oluşmaktadır.

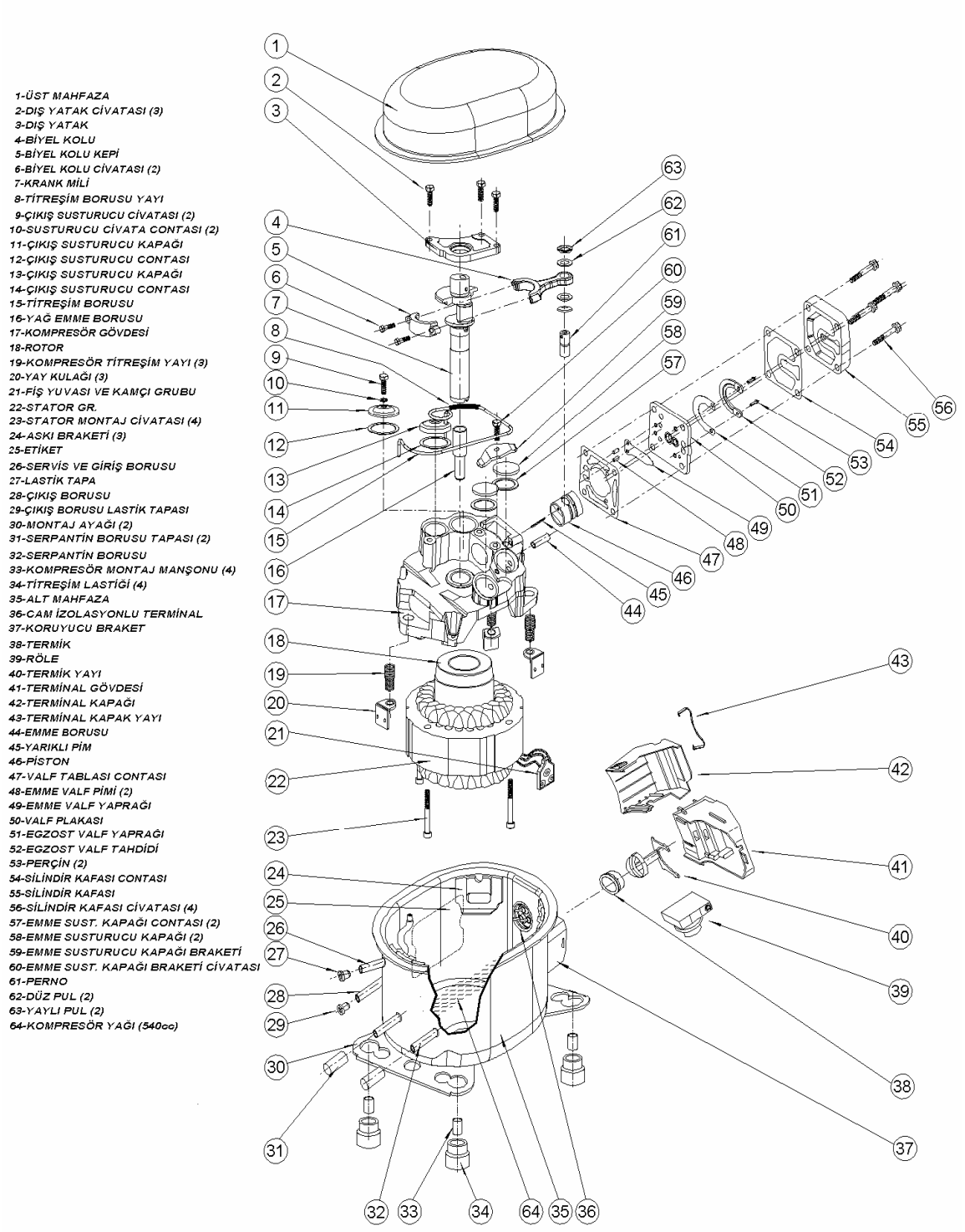
3. Yay sistemi : Kompresörde bulunan hareketli mekanik parçaların periyodik hareketinden dolayı oluşan titreşimleri sönümlemek için kullanılan sistemdir.

4. Elektrik motoru : Elektriksel gücü mekanik güce dönüştürmekte kullanılan rotor ve stator ikilisinden oluşan sistemdir.

5. Muhafaza : Yukarıda bahsedilen dört sisteminde içinde bulunduğu kapalı koruyucu kabuktur. Kompresör muhafazasının görevi, kompresör iç ortamının dış ortamdan hava almayacak şekilde yalıtılmasını sağlamaktır. Bunun yanında kompresörde yağlamanın yapılması için yağlama haznesi olaraktan kullanılmaktadır.

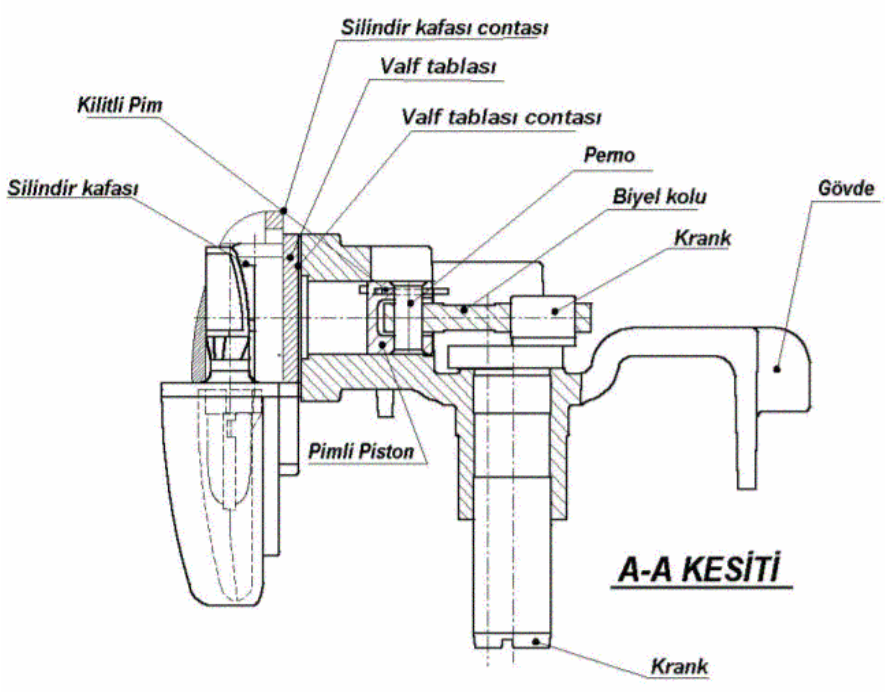


Şekil 1. 6: Hermetik kompresörün genel görünümü



Şekil 1. 7: Örnek bir kompresöre ait patlatılmış resim [5]

Kompresör ana elemanları Şekil 1.6-1.7'de ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur.

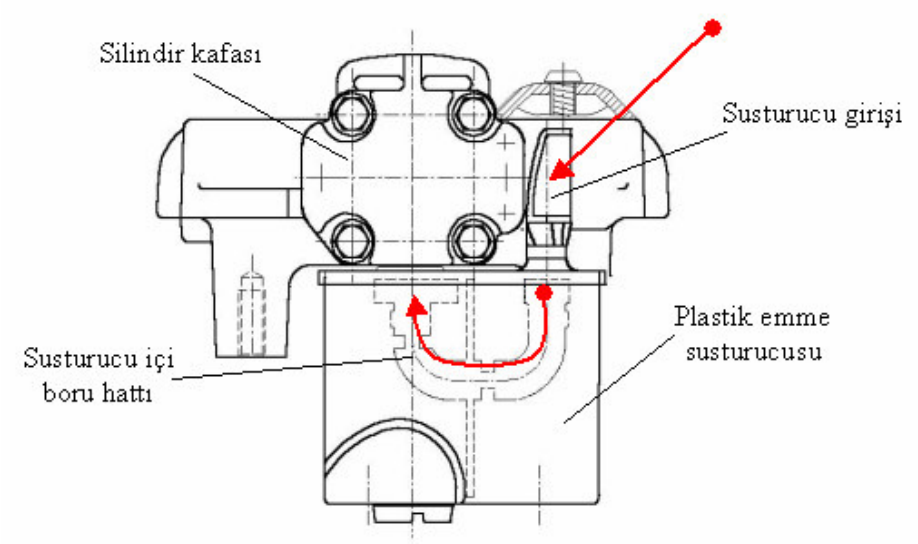


Şekil 1. 8: Örnek bir kompresörün kesit resmi [7]

1.2.1 Kompresörün çalışma prensibi

Hermetik kompresörlerde, sıkıştırma işleminin gerçekleştiği silindir, gövde adı verilen bir yapının içine işlenerek oluşturulmaktadır. Silindirin bir tarafı valf tablası diğer tarafı ise piston tarafından kapatılmaktadır. Piston, hareketini bir krank-biyel mekanizması ile sağlamaktadır. Elektrik motorunun rotor kısmına bağlı olan krank, dönel bir hareket yapmaktadır. Krankın bu hareketi, biyel kolu tarafından pistonun öteleme hareketine dönüştürülmektedir. Silindirin diğer yüzünü kapatan valf tablası üzerinde ise, silindir içine soğutkan giriş ve çıkışını sağlayan emme ve egzoz portları bulunmaktadır. Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınç ve kompresör bileşenlerine göre düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan buharı, muhafaza içine girerek burada bulunan yüksek sıcaklıktaki gaz ile karıştıktan sonra emme susturucusuna girmektedir [7]. Emme susturucusu girişinden susturucuya giren soğutkan susturucu içinde bulunan boru hattını takip ederek emme plenumuna yönelmektedir. Emme susturucunun görevi; basınç dalgalarını sönümlemek ve akış enerjisini almaktır. Bu nedenle emme susturucusu, yapısal olarak boru hatları ve hacimlerden oluşmaktadır.

Boru hatları üzerinde bulunan orifisler yardımı ile hacim ile arasında gaz alış verişi yapılarak dalgalı akışların hacimlere aktarılması ve burada enerjilerin sönümlenmesi yapılmaktadır. Bu basınç dalgaları ve dalgalı akış emme yaprağının salınım hareketinden kaynaklanmaktadır. Silindir içerisinde sıkıştırılarak yüksek sıcaklık ve basınca ulaşan gaz, egzoz valfinin açılması ile egzoz plenumuna alınır; daha sonra bu gaz, kompresörün egzoz patikasında bulunan egzoz susturucusu ve egzoz borusundan geçerek muhafaza dışına gönderilmektedir.



Şekil 1.9: Emme susturucusu gaz akış hattı [7]

2. LİTERATÜR VE PATENT ARAŞTIRMASI

Kompresör içerisindeki ısı geçiş ağının tam olarak belirlenmesi, kompresör performansını yakından ilgilendiren bir konudur. Kompresör içi ısı geçiş ağının ve sıcaklık dağılımının belirlenmesi, kompresör bileşenlerine yönelik malzeme seçimine ve çeşitli geometrilerin geliştirilmesine katkıda bulunmaktadır. Literatürde kompresör içi ısı geçişi ile ilgili olarak hem deneysel hem analitik çalışmalar bulunmaktadır.

Silindir içerisinde gerçekleşen ısı geçişinin, kompresör simülasyon programı yardımı ile modellenmesine yönelik olarak Fagotti [8] tarafından bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada oluşturulan simülasyon modelinde, ısı geçişi için farklı korelasyonlardan yararlanılmıştır. Literatürde bulunan çeşitli korelasyonlardan ;

1- Annand (1963) : $Nu=ARe^{b}$

(A ve b deneysel olarak belirlenmektedir. Tavsiye edilen A=0.7 b=0.7)

2- Adair (1972) : $Nu=0.053\ Re^{0.8}Pr^{0.6}$

3- Liu&Zhou (1984) : $Nu=0.75\ Re^{0.8}Pr^{0.6}$

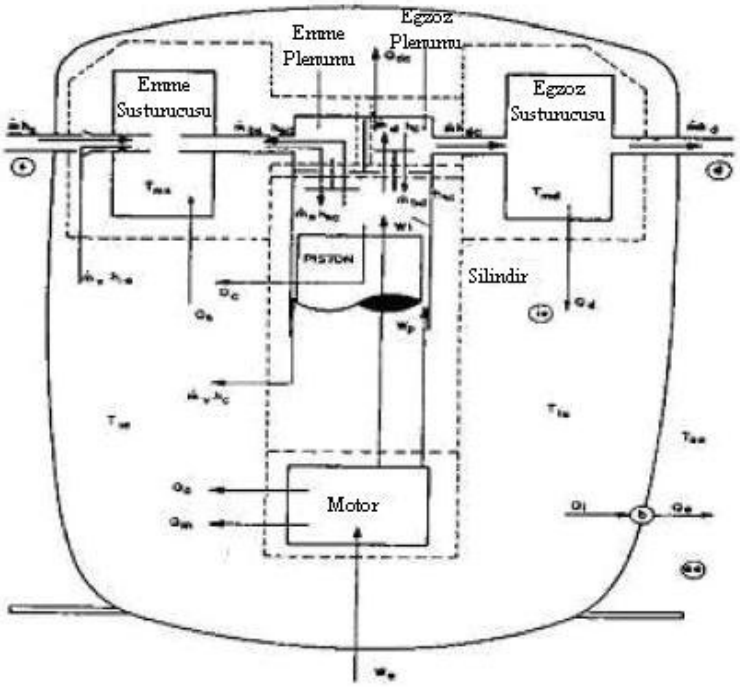
korelasyonları kullanılarak kompresörün, farklı çalışma koşulları altında silindir için UA değerleri, Tablo 2.1'de sunulduğu üzere elde edilmiştir.

Tablo 2. 1: Farklı çalışma şartları altında silindir için UA değerleri (W/K)

Çalışma Şartları	Annand	Adair	Liu
-35ºC / 40ºC	0.577	0.293	0.483
-15ºC / 40ºC	0.448	0.453	-1.570
-10ºC / 40ºC	1.070	1.190	-3.170
-5ºC / 40ºC	0.511	0.177	0.267
-35ºC / 70ºC	0.474	0.380	-1.310
-5ºC / 70ºC	0.305	0.340	-4.000

Farklı çalışma şartları altında, silindir için UA değerleri incelendiğinde, Liu tarafından oluşturulan modelden alınan sonuçlar, bazı çalışma noktaları için kararsızlığa gitmiştir. Çalışmanın bütünlüğü açısından bu sonuçlarda değerlendirmeye alınmıştır.

Fagotti'nin [9] diğer bir çalışmasında, Şekil 2.1'de verilen kontrol hacimleri kullanılarak, ısı geçiş katsayıları deneysel olarak elde edilmiştir. Soğutkan ve silindir arasındaki ısı geçişi ise literatürde bulunan korelasyonlardan alınmıştır. 186.5 W gücündeki hermetik bir kompresörde emme hattı, egzoz plenumu, egzoz susturucusu ve muhafaza için ortalama UA değerleri sırasıyla 0.76, 0.57, 2.3 ve 4.5 W/K olarak elde edilmiştir .



Şekil 2.1 : Kompresör içerisinde oluşturulan hacimler arasındaki ısı geçişi ilişkisi [9]

Silindir içerisindeki ısı geçişinin detaylı olarak incelenmesi üzerine yapılan çalışmalardan bir diğeri Keribar ve Morel tarafından sunulmuştur [10]. Bu çalışmada, taşınım ile gerçekleşen ısı geçişine ait ısı geçiş katsayısının belirlenmesine yönelik yaklaşımlar üç farklı kategoride toplanmıştır. Bunlar basit boyutlu modeller, olayın temellerine dayanan boyutsuz modeller ve taşınım yolu ile gerçekleşen ısı geçişinde etkili olan akışkan hareketlerinin tanımlanmasını sağlayan modellerdir.

Bu çalışmada taşınımla olan ısı geçişinin, akışkanın hareketi tarafından tayin edildiği ve ısı taşınım katsayısının da, Colburn analojisinden, akışkan hareketinin gücüne bağlı olarak değiştiği kabulü yapılarak ;

$$\dot{q}(t) = h_c(t)[T_b(t) - T_w(t)] \tag{2.1}$$

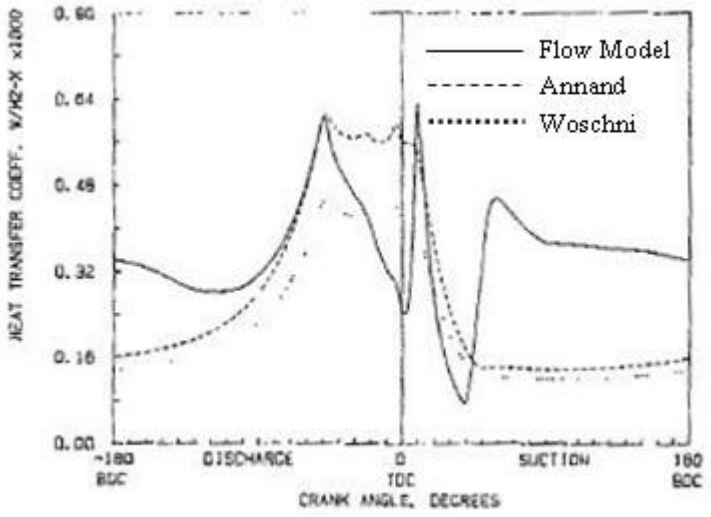
h_c = Isı taşınım katsayısı
$T_b(t)$ = Termal sınır tabakanın dış kısmındaki gaz sıcaklığı
$T_w(t)$ = Duvar sıcaklığı

ısı taşınım katsayısı h_c için genel bir ifade tanımlanmıştır:

$$h_c = 1/2.C_f.\rho.U_{eff}.c_p.P_r^{-2/3} \tag{2.2}$$

U_{eff} = Sınır tabaka dışındaki efektif hız
ρ = Ortalama sınır tabaka yoğunluğu
C_f = Yüzey sürtünme katsayısı
c_p = Gazın özgül ısısı
P_r = Prandtl

Bu ifadelerin ışığında farklı modelleme yöntemlerinin kullanılması sonucunda, silindire ait ısı geçiş katsayının krank açısı ile değişimi Şekil 2.2'de sunulduğu üzere elde edilmiştir.



Şekil 2. 2: Isı geçiş katsayısının değişik korelasyon modellerine göre değişimi [10]

Şekil 2.2'de görüldüğü üzere, akış-tabanlı model, silindir içindeki akış gelişmesine bağlı olarak değişmektedir. Emme sırasındaki türbülansa bağlı olarak emme peryodunda yüksek ısı geçiş katsayılarına ulaşılmaktadır. Silindir içerisindeki sıkışmaya bağlı olarak oluşan türbülanstan ve radyal akıştan dolayı, pistonun üst ölü nokta yakınlarındaki durumu için yüksek ısı geçiş katsayıları elde edilmektedir. Genleşme ve egzoz periyotlarında ise ısı geçiş katsayıları azalmaktadır.

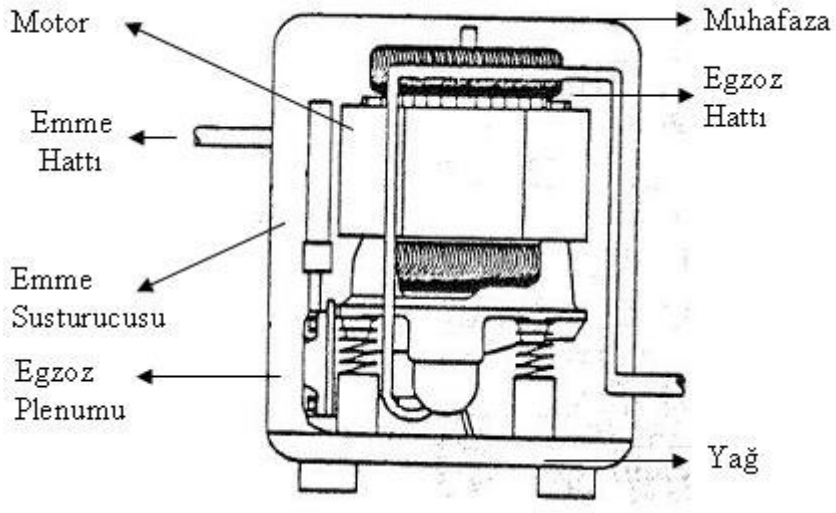
Rigola, Segerra ve Oliva [11] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, kompresöre yönelik sayısal model oluşturulurken, kompresörün içi, çeşitli kontrol hacimlerine ayrılarak incelenmiştir. Kontrol hacimleri arasındaki ilişki incelenirken süreklilik, momentumun korunumu ve enerjinin korunumuna dayalı denklemlerden yararlanılmıştır.

Basınç, sıcaklık ve yoğunluk değerleri; süreklilik, enerji ve hal denklemlerinden yararlanılarak, her bir kontrol hacminin merkezinde elde edilmiştir. Hız değerleri ise, momentum denkleminden yararlanılarak hesaplanmıştır. Kompresör ısıl davranışı açısından incelenirken, kontrol hacimleri arasındaki genel ısı geçişi dengesinden yararlanılmıştır. Çözümlemede, dolaylı olarak ayrıklaştırılmış enerji denklemleri kullanılmıştır. Akışkan hacimler ve katı hacimler arasında taşınım yolu ile, katı hacimlerin kendi aralarında ise ışınım ve iletim yolu ile ısı geçişinin gerçekleştiği kabulü yapılmıştır.

Bütün kontrol hacimleri boyunca, başlangıç koşulları olarak gaz basıncı, hız ve kompresör içi sıcaklık dağılımı alınmıştır. Giriş durma basıncı sabit olarak alınırken, çıkış basıncı ise sınır koşullar kullanılarak hesaplanmıştır. Giriş ve çıkış kesitindeki hız değerleri ile çıkış sıcaklığının akış boyunca değişmediği kabul edilmiştir. Çevre sıcaklığı ve basıncı ile giriş ve çıkış borularından kompresörün muhafazasına olan ısı akısı değerleri sınır koşulları olarak alınmıştır. Deneysel çalışmalar sonucunda kompresör giriş borusundan gelen soğutkanın, direkt susturucu girişine yönelen gaza oranı; üç farklı buharlaşma sıcaklığı (-10.0 , -23.3 ve -30 ºC) için %20, %25 ve % 30 olarak alınmıştır. Kompresör muhafazası ile kompresör kiti arasındaki toplam ısı geçiş katsayısı 150 W/m^2K olarak sabit alınmıştır. Hermetik kompresörün ısıl ve akışkan davranışını sayısal olarak simüle etmeye yönelik olarak oluşturulan modelin; farklı geometriler, soğutkanlar ve çalışma koşulları için deneysel olarak da geçerliliği test edilmiştir.

Meyer ve Thompson [12], kompresöre giren soğutkan üzerinde gerçekleşen ısı geçişinin analitik olarak modellenmesi ilgili olarak çalışmışlardır. Meyer ve Thompson'ın [12] bundan önceki çalışmalarında ısı geçişi modeli, belirlenen kontrol hacimleri için enerji ve kütle geçişi denklemlerinin birleştirilmesi ile elde edilmiştir. Enerji dengeleri, sürekli rejim koşulları için oluşturulmuştur.

Kompresör muhafazası üzerinden ışınım, doğal ve zorlanmış taşınım yolu ile gerçekleşen ısı geçiş katsayıları literatürdeki korelasyonlardan alınmıştır. Kompresör muhafazası içerisindeki gaza ait ısı geçiş katsayıları deneysel ölçümler ile elde edilmiştir.

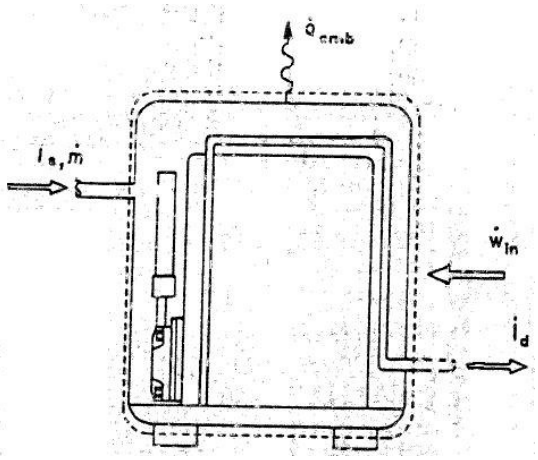


Şekil 2. 3: Modellemede kullanılan kompresörün ana bölümleri [12]

Hesaplamalarda genel enerji dengesi ifadesinden yararlanılmıştır:

$$\dot{W} = \dot{Q} + \dot{m}(i_{ç} - i_{g}) \tag{2.3}$$

$\dot{W}$ = Giriş gücü
$\dot{Q}$ = Muhafazadan çevreye olan ısı geçişi
$\dot{m}$ = Kütlesel debi
$i_g , i_ç$ = Giriş ve çıkıştaki akışkana ait özgül entalpi değerleri

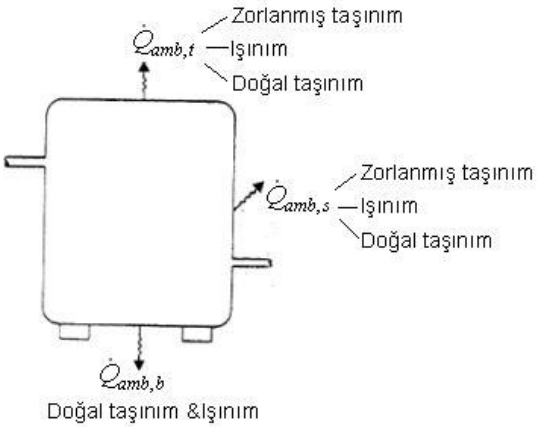


Şekil 2. 4: Kompresör üzerindeki genel enerji dengesi [12]

Şekil 2.4'de sunulduğu üzere, kompresör muhafazası üst, yan ve taban olmak üzere üç farklı bölgede incelenmiştir. Her bir bölge için kullanılan genel ısı geçişi ifadesi " $\dot{Q}_i$" aşağıdaki formdadır:

$$\dot{Q}_i = h_i A_i (T_i - T_a) \tag{2.4}$$

h_i =Uygun ısı geçiş katsayısı,
A_i =Yüzey alanı,
T_a =Çevre sıcaklığı,
T_i =Yüzey sıcaklığı



Şekil 2.5: Kompresör muhafazasından çevreye olan ısı geçişi [12]

Kompresör muhafazasından çevreye olan ısı geçişi incelendiğinde, muhafazanın üst ve yan kısımlarında zorlanmış taşınım ile ısı geçişinin gerçekleştiği kabulü yapılmıştır. Doğal taşınım ve ışınım yolu ile ısı geçişi bütün kısımlara eklenmiştir.

Kompresör muhafazasının üst ve alt kısmı yatay düzlem olarak alınarak doğal taşınım ifadesi için uygun korelasyon kullanılmıştır.

$$Nu = \frac{hD}{k_a} = c(Ra)^n \tag{2.5}$$

D = Muhafaza çapı

k_a = Havanın ısıl iletkenlik katsayısı

R_a = Rayleigh sayısı

Bu ifadede kullanılan "n" ve "c" katsayıları, Incropera ve de Witt'den [13] alınmıştır. Işınım yolu ile ısı geçişine yönelik olarak kullanılan ısı geçiş katsayısı :

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_i + T_a)(T^2{}_i + T^2{}_a) \tag{2.6}$$

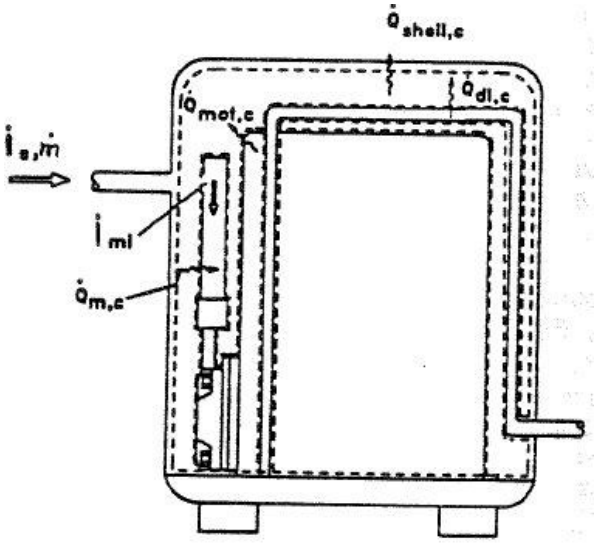
ε = Emisivite

σ = Stefan Boltzman katsayısı

T_a = Çevre sıcaklığı

T_i = Yüzey sıcaklığı

şeklinde tanımlanmıştır. Şekil 2.6'da kompresör içerisinde bulunan gaz ile muhafaza arasındaki ısı geçiş ağı sunulmuştur.



Şekil 2. 6 : Muhafaza ile iç gaz arasındaki ısı geçişi [12]

Muhafaza ile iç gaz arasındaki genel enerji dengesi elde edilmiştir.

$$\dot{Q}_{sh,c} + \dot{Q}_{m,c} + \dot{m}(i_{mi} - i_s) = \dot{Q}_{dl,c} + \dot{Q}_{mot,c} \tag{2.7}$$

$\dot{Q}_{sh,c}$ = İç gazdan muhafazaya taşınım ile gerçekleşen ısı geçişini,

$$= h_{in} A_{sh} (T_c - T_{sh}) \tag{2.8}$$

$\dot{Q}_{m,c}$ = İç gazdan emme susturucusuna taşınım yolu ile gerçekleşen ısı geçişini,

$\dot{Q}_{dl,c}$ = Egzoz hattından iç gaza taşınım yolu ile gerçekleşen ısı geçişini,

$\dot{Q}_{mot,c}$ = Motor ve bileşenlerinden iç gaza taşınım yolu ile gerçekleşen ısı geçişini,

$$= h_{in} A_{mot} (T_{mot} - T_{sh}) \tag{2.9}$$

i_{mi} = Susturucuya giren soğutkanın entalpisini ifade etmektedir.

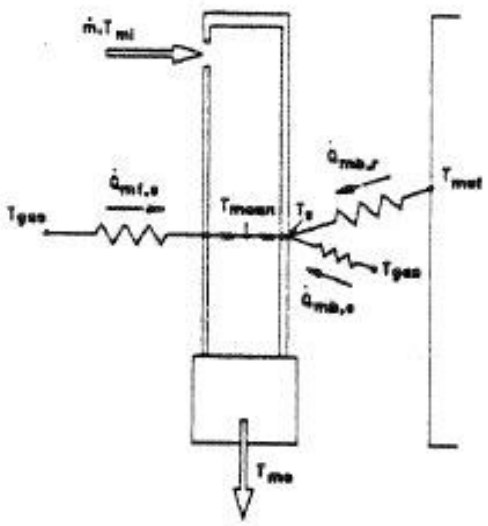
Kompresör içerisindeki bileşenler ile soğutkan arasındaki ısı geçişi katsayısının "h_{in}" deneysel olarak elde edildiği belirtilmiştir. $\dot{Q}_{m,c}$ ve $\dot{Q}_{dl,c}$ ifadeleri, emme ve egzoz hattı analizlerinin bir parçasıdır. Susturucu giriş sıcaklığı, gaz karışım oranı ile ilişkilidir. Gaz karışım oranı için $\delta = 1$ direkt emişi, $\delta = 0$ tamamen karışımı ifade etmektedir.

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{sp} + \dot{m}_{dir} \tag{2.10}$$

$$\delta = \frac{\dot{m}_{dir}}{\dot{m}_{tot}} = 1 - \frac{\dot{m}_{sp}}{\dot{m}_{tot}} \tag{2.11}$$

$$\delta = \frac{T_c - T_{mi}}{T_c - T_g} \tag{2.12}$$

Şekil 2.7'de verildiği üzere emme susturucusu ile iç gaz arasında taşınım ile elektrik motoru ve susturucu arasında ise ışıma ile ısı geçişi gerçekleşmektedir.



Şekil 2. 7: Emme susturucusuna ait ısı geçişi direnç ağı [12]

Emme susturucusu için enerji dengesi ifadesi:

$$\dot{Q}_{m,c} + \dot{Q}_{m,r} = \dot{m}(i_{mo} - i_{mi}) \tag{2.12}$$

olarak verilmiştir. Bu eşitlikte;

$\dot{Q}_{m,c}$ = İç gaz ile emme susturucusu arasında taşınım ile gerçekleşen ısı geçişini,

$\dot{Q}_{m,r}$ = Motor ile emme susturucusu arasında ışınım ile gerçekleşen ısı geçişini,

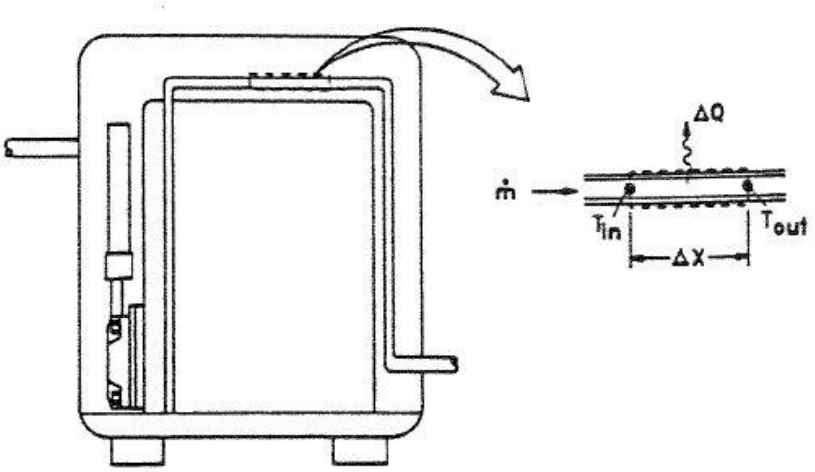
i_{mo} = Susturucu çıkışındaki soğutkana ait entalpi değerini ifade etmektedir.

$\dot{Q}_{m,c}$ ve $\dot{Q}_{m,r}$ ifadeleri susturucu içerisindeki gazın ortalama sıcaklığı alınarak ve Şekil 2.7'de sunulan ısı geçişi direnç ağı kullanılarak hesaplanmıştır.

Egzoz hattı üzerinden gerçekleşen ısı geçişi ilişkisi ise Şekil 2.8'de sunulmuştur. Bu bölgede, her bir eleman için ısı geçişi ifadesi;

$$\Delta\dot{Q}_{de} = \dot{m}(i_g - i_{ç}) \tag{2.13}$$

şeklindedir. $\Delta\dot{Q}_{de}$ hem taşınım, hem de ışınım yolu ile gerçekleşen ısı geçişini ifade etmektedir.



Şekil 2. 8: Egzoz hattı üzerinden gerçekleşen ısı geçişi [12]

Motor, yağ ve muhafazanın tabanında belirtilen kontrol hacimlerinin eşit sıcaklıklarda olduğu kabul edilmiştir. Giriş gücü, taşınım ve ışınım ile gerçekleşen ısı geçişi ve sıkıştırma işlemi sırasında gerçekleşen entalpi artışını dengelemektedir. Giriş gücü için elde edilen genel ifade aşağıda sunulmaktadır.

$$W_{in} = \dot{m}(i_{dp} - i_{mo}) + h_m A(T_{mot} - T_{gas}) + Q_{bot} + \varepsilon A\sigma(T_{mot}^4 - T_{sh}^4) \tag{2.14}$$

Kütlesel debi ifadesi;

$$\dot{m} = \eta_v V_{sil} \omega \rho_{mo} \tag{2.15}$$

olarak verilmiştir. Bu eşitlikte;

η_v = Hacimsel verimi (0.533),

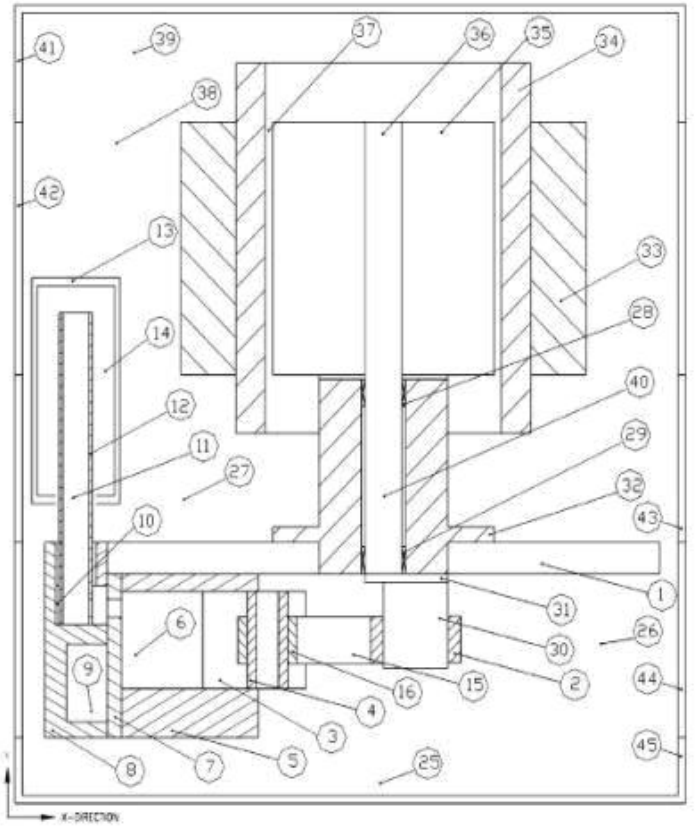
V_{sil} = Strok hacmini,

ω = Açısal hızı,

ρ_{mo} = Susturucu çıkışındaki soğutkanın yoğunluğunu ifade etmektedir.

Emme plenumu, egzoz plenumu ve sıkıştırma pistonu içerisindeki detaylı ısı geçişine değinilmemiştir. Hesaplamalarda iç kısma ait toplam ısı geçiş katsayısı h_{in}= 48.83 W/ m^2 K olarak kullanılmıştır [12].

Kompresör içi ısı geçiş ağının ve sıcaklık dağılımının belirlenmesi, kompresör bileşenlerine yönelik malzeme seçimine ve çeşitli geometrilerin geliştirilmesine katkıda bulunmaktadır. Buna yönelik olarak Ooi [14] tarafından gerçekleştirilen çalışmada, hermetik kompresör, Şekil 2.9'da sunulduğu üzere geometrik açıdan basitleştirilmiş 46 adet bölüme ayrılmıştır. Literatürde taşınım ile ısı geçişine yönelik olarak geliştirilen korelasyonlardan yararlanılmıştır. Komponent sıcaklıklarının çok yüksek olmaması nedeni ile ışınım ile ısı geçişinin gerçekleşmediği, ısı geçişinin iletim ve taşınım yolu ile gerçekleştiği kabulü yapılmıştır [14].



Şekil 2. 9: Modelde kullanılan kompresör bölümleri [14]

Taşınım ile gerçekleşen ısı geçişi, bileşenlerin konumlarına bağlı olarak zorlanmış veya doğal taşınım olarak ikiye ayrılmıştır. Oluşturulan geometrilere bağlı olarak yatay, silindirik, dönen disk ve küresel yüzeylerde taşınıma ait korelasyonlardan yararlanılmıştır. Komponentler arasında gerçekleşen ısı geçişi ilişkileri genel olarak özetlenmiştir.

1-Altlık (base plate) ile altlık altındaki gaz arasında : Kompresörde, altlık bölgesi ve bu bölgenin altında bulunan gaz arasındaki ısı geçişi ilişkisi incelenirken, kompresör içerisinde girdap şeklindeki akışkan hareketinin, kamın hızına eşit olarak alındığı belirtilmiştir. Düzgün olmayan yüzeylere bağlı olarak altlık üzerindeki akışın türbülanslı olarak olarak gerçekleştiği kabulü yapılmıştır. Bu duruma bağlı olarak ısı geçiş katsayısı;

$$Nu= 0.037\ Re^{0.8}\ Pr^{1/3} \quad Re < 5x10^5 \tag{2.16}$$

ifadesinden yararlanılarak elde edilmiştir.

2-Piston kolu ile altlık altındaki gaz arasında: Piston kolu, rotor milinin dönüşüne bağlı olarak sürekli salınım halindedir. Bu nedenle piston kolu ile altlık altında bulunan gaz hacmi arasındaki ısı geçişi, silindir üzerindeki çapraz akım ifadesi kullanılarak basitleştirilmiştir.

$$Nu_D = 0.3 + \frac{0.62\,Re_D^{1/2}\,Pr^{1/3}}{\left(1+(0.4/Pr)^{2/3}\right)^{1/4}}\left[1+\left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \tag{2.17}$$

3-Silindir bloğu ve silindir içerisindeki gaz arasında: Silindir bloğu ve silindir içerisindeki gaz hacmi arasındaki ısı geçişi hesaplanırken, Adair vd'den [15] alınan

$$Nu= 0.053\ Re^{0.8} Pr^{0.6} \tag{2.18}$$

ifadesi kullanılmıştır.

4- Silindir bloğu ve çıkış hattındaki gaz arasında: Silindir bloğu ile çıkış hattında bulunan gaz hacmi arasında gerçekleşen ısı geçişi hesaplanırken, boru boyunca gerçekleşen iç akış kabulü yapılarak;

Laminer akış için:

$$Nu=4.36 \tag{2.19}$$

Türbülanslı akış için:

$$Nu= 5+0.015\ Re^{a}\ Pr^{b} \quad 0.1<Pr<10^5 \quad 10^4<Re<10^6 \tag{2.20}$$

$a=0.88 -0.24 /(4+Pr)$ ve $b=0.3333+0.5e^{(-0.6Pr)}$ ifadeleri kullanılmıştır.

5-Silindir bloğu ve altlık altında bulunan gaz arasında: Silindir bloğu ve altlık altında bulunan gaz hacmi arasında gerçekleşen ısı geçişi hesaplanırken kullanılan korelasyonların, Incropera ve de Witt'den [13] alındığı belirtilmiştir. Ancak formülasyon ile ilgili olarak bilgi verilmemiştir.

6-Valf tablası ve egzoz plenumu içerisindeki gaz arasında: Egzoz plenumu içerisindeki akış, karmaşık bir yapıda gelişmektedir. Gaz plenum içerisine çıkış portundan alınarak, gövde içerisindeki çıkış hattına iletilmektedir. Bu hareket süresince gaz akış yönünde 180º'lik bir değişime maruz kalmaktadır. Bu çalışma dahilinde egzoz plenumu içerisinde gerçekleşen akış, dikdörtgensel boruda akış kabülüne göre modellenmiştir. Hesaplamalarda McAdam'ın boru içerisindeki türbülanslı akış için geliştirdiği korelasyondan yararlanılmıştır.

$$\mathrm{Nu}=0.023\ \mathrm{Re}^{0.8}\ \mathrm{Pr}^{0.4} \tag{2.21}$$

7-Emme susturucusu borusu ve içerisindeki gaz arasında: Emme susturucusu borusu ve içerisinde bulunan gaz arasında gerçekleşen ısı geçişine ait ısı geçiş katsayısı hesaplanırken silindirik borularda akış için geliştirilen korelasyondan yararlanılmıştır.

8-Akümülatör ve altlık altında bulunan gaz arasında: Akümülatör ve altlık altında bulunan gaz arasındaki ısı geçişii ilişkisi incelenirken, yarı küresel özellikte bulunan akümülatör küresel olarak kabul edilerek küresel yüzeyden ısı geçişi için geçerli olan Churchill korelasyonu kullanılmıştır.

$\mathrm{Pr} \geq 0.7$ ve $\mathrm{Ra} \leq 10^{11}$ için

$$Nu = 2 + \frac{0.589 Ra^{1/4}}{(1+(0.469/\mathrm{Pr})^{9/16})^{4/9}} \tag{2.22}$$

9-Egzoz borusu ve altlık üzerinde bulunan gaz arasında: Egzoz borusu ile altlık üzerinde bulunan gaz arasında gerçekleşen ısı geçişine ait hesaplamalar gerçekleştirilirken, uzun yatay silindir üzerinden doğal taşınım kabulü yapılmıştır.

10-Alt muhafaza ile yağ arasında: Yağın kompresör içerisindeki döngüsel hareketine bağlı olarak muhafaza ile yağ arasında gerçekleşen ısı geçişinin modellenmesi zordur.

Ancak yağın kütlesel debisinin düşük seviyelerde olması nedeni ile toplam ısı geçişindeki etkisi ihmal edilmiştir. Sonuç olarak; muhafazanın düşey kısımları için düşey levhada doğal taşınım, yatay kısımları için ise yatay levhadan doğal taşınım kabulü yapılmıştır. Her iki durum içinde Churchill, Chu ve Mc Adam'ın korelasyonları kullanılmıştır.

11-Rotor mili uç kısmı ve altlık altındaki gaz arasında: Rotor milinin uç kısmı ile altlık altında bulunan gaz arasında taşınım yolu ile gerçekleşen ısı geçişi iki parça halinde incelenmiştir. İlk kısım eksenel akışın ihmal edildiği dönel silindir olarak modellenmiştir.

$$Nu=0.18[(0.5Re_D^2 +Gr_D)Pr]^{0.315} \tag{2.23}$$

Diğer kısım ise dönel disk olarak modellenmiştir.

$$Nu = \frac{\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}(\sqrt{C_{dr}/2})}{5\,\mathrm{Pr}+5\ln(5\,\mathrm{Pr}+1)+\sqrt{2/C_{dr}}-14} \tag{2.24}$$

$$C_{dr} = \frac{1}{-2.05+4.07\log_{10}\mathrm{Re}\sqrt{C_{dr}}} \tag{2.25}$$

C_{dr} r yarıçapındaki yerel sürüklenme katsayısını ifade etmektedir. Newton Raphson iteratif yaklaşımı kullanılarak çözümlenmiştir.

12-Yatak ve altlık altındaki gaz arasında: Kompresör yatağı ile altlık altında bulunan gaz arasında gerçekleşen ısı geçişi ifadesi elde edilirken, akış için düz yüzey üzerinden türbülanslı akış kabulü yapılmıştır. Hesaplamalarda akış hızı için kamın uç kısmının yüzeyinde bulunan gazın hızı alınmıştır.

13-Rulman yatağı ve altlık üzerindeki gaz arasında stator laminasyon ve altlık üzerindeki gaz arasında, stator laminasyon ile stator üzerindeki gaz arasında, bakır sargı ile altlık üzerindeki gaz arasında: Altlık üzerindeki gaz ile rulman yatağı, stator laminasyon ve bakır sargı arasında gerçekleşen ısı geçişi ve stator laminasyon ile stator üzerindeki gaz arasındaki ısı geçişi ilişkisi için gerçekleştirilen hesaplamalarda rotora yakın kısımdaki gazın hızı, rotorun radyal hızına eşit olarak alınmıştır.

Modelleme çalışmasında, akışın radyal doğrultuda dışarıya doğru gerçekleştiği kabulü yapılmıştır. Bakır sargıların oluşturduğu yüzeyin pürüzlü olması nedeni ile yüzey akışı türbülanslı durum için çözümlenmiştir.

14-Rotorun alt kısmı ile altlık üzerindeki gaz arasında: Kompresör içerisindeki gazın hareketi rotorun hareketine bağlı olarak değişmektedir. Rotorun alt kısmı ile altlık üzerindeki gaz arasında gerçekleşen ısı geçişi için hesaplamalar gerçekleştirilirken eksenel hızın etkisi ihmal edilmiştir. Reynolds sayısı rotorun radyal hızı kullanılarak hesaplanmıştır. Rotorun alt kısmı için dönel disk kabulü yapılarak modelleme işlemi gerçekleştirilmiştir.

15-Stator dış yüzeyi ile egzoz hattını çevreleyen iç gaz arasında: Statorun dış yüzeyi ile egzoz hattını çevreleyen iç gaz arasındaki akışın doğasını belirlemek zordur. Hesaplamaları kolaylaştırmak açısından iç gaza ait hız etkisi ihmal edilerek düşey levha üzerinden gerçekleşen doğal taşınım kabulü yapılmıştır.

16-Bakır sargı ile rotor boşluğu arasında: Bakır sargı ile rotor boşluğu arasındaki ısı geçişi ifadesi elde edilirken dairesel Couette akışı kabulü yapılarak gerekli korelasyon değerleri kullanılmıştır. Kullanılan Nusselt ifadesi aşağıda verilmiştir.

$$Nu = 0.409\left(\frac{Ta}{F_g}\right)_m^{0.241} \quad ; \quad 1700 \le \left(\frac{Ta}{F_g}\right)_m \le 10^7 \tag{2.26}$$

Ta_m , ortalama çap değerine bağlı olan Taylor sayısının genel ifadesi:

$$Ta_m = \frac{\omega_{cr}^2 r_m \delta^3}{\nu^2} \tag{2.27}$$

olarak tanımlanmıştır.

Kritik açısal hız ifadesi:

$$\omega_{cr} = \frac{\pi^4 \nu^2 r_m}{s\delta^3 r_i^{\,2}} \tag{2.28}$$

şeklinde verilmiştir.

Hesaplamalarda kullanılan geometrik faktörler aşağıda ifade edilmiştir.

$$F_g = \left(\frac{\pi^4}{1697}\right)\left(1-\frac{\delta}{2r_m}\right)^{-2} S^{-1} \tag{2.29}$$

$$S = 0.0572\left(\frac{1-0.652\delta}{r_i}\right) + 0.00056\left(\frac{1-0.652\delta}{r_i}\right) \tag{2.30}$$

$$\delta = r_o - r_i \qquad r_m = \frac{r_o + r_i}{2}$$

Mekanik ve elektriksel kayıplar: Mekanik kayıplara bağlı olarak yataklarda oluşan ısıl enerji üretimi (H_g) sürtünme katsayısının "C_f" fonksiyonu olarak ifade edilmiştir.

$$H_g = C_f w \frac{\pi DN}{60} \tag{2.31}$$

Bu ifadede;

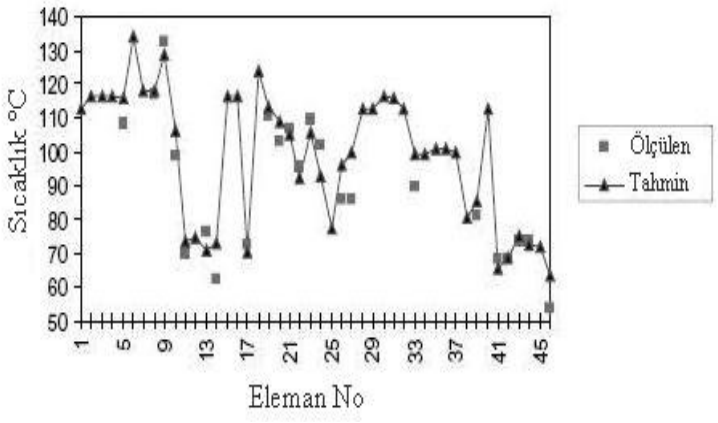
$N =$ Hız (devir /dakika)

$D =$ Çap

$w = [P_s + P_c / 2][\pi D^2 / 4]$

$p = w/(LxD)$ k=0.002 0.75<L/D<2.8

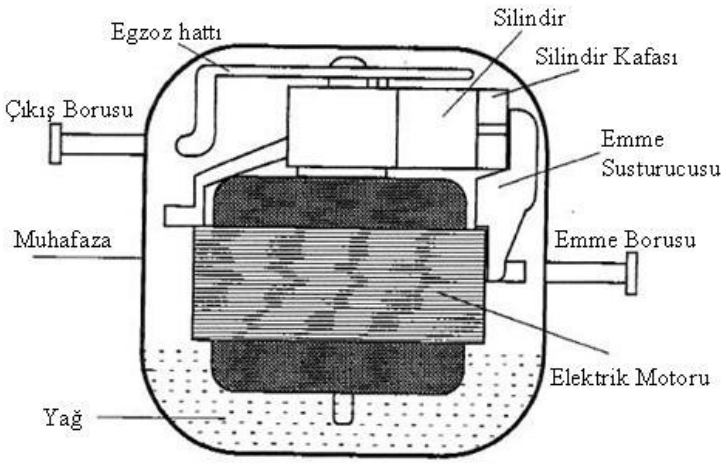
$c =$ Rulman ve yatak arasındaki boşluğu ifade etmektedir.



Şekil 2. 10: Modelden elde edilen ortalama sıcaklık değerleri ile deneysel sıcaklık ölçümü sonuçlarının karşılaştırılması [14]

Elektriksel kayıplar, motor verimi ifadesinden yararlanılarak hesaplanmıştır. Gerçekleştirilen hesaplamalarda motor verimi, motor hızına bağlı olarak %97 ile %80 değerleri arasında alınmıştır. Oluşturulan model kullanılarak, belirlenen 46 nokta için elde edilen ortalama sıcaklık değerlerinin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması Şekil 2.10 dahilinde sunulmuştur.

Cavallini ve arkadaşları [16] tarafından gerçekleştirilen çalışma kapsamında, kompresör 6 ana bölgeye ayrılarak ısı geçişi ilişkisi incelenmiştir. Şekil 2.11'de sunulan bu bölgeler muhafaza, kompresör gövdesi, emme susturucusu, emme plenumu, egzoz plenumu ve egzoz hattıdır. Bu çalışmada soğutkanın tek boyutlu olarak sürekli rejimde aktığı kabul edilmiştir. Basınç kayıpları ve akışkan sızıntıları ihmal edilmiştir. Belirlenen hacimlere ait ısı geçişi mekanizmaları Tablo 2.2'de sunulmuştur [16].



Şekil 2. 11: Kompresör içerisinde belirlenen bölgeler [16]

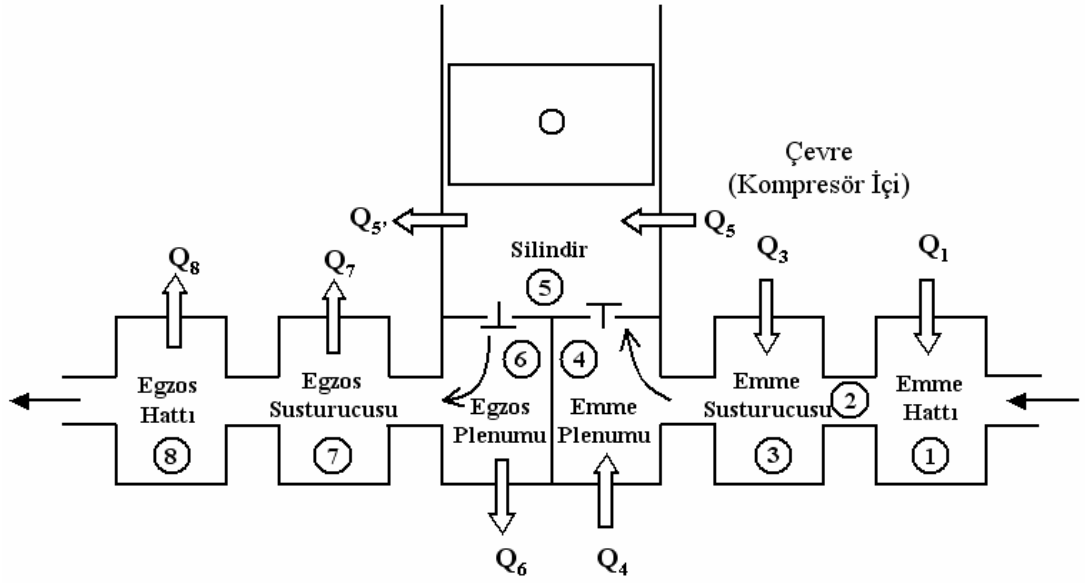
Tablo 2. 2: Belirlenen bölgelere yönelik ısı geçişi mekanizmaları [16]

Isı Geçişi	Genel İfade	Açıklama
Emme susturucusu	$\dot{m}_r(h_2 - h_1) = \dot{Q}_{mc} + \dot{Q}_{mr}$	İç gazdan taşınım $\dot{Q}_{mc}$ (Petukhov denklemi) Gövde ışınım $\dot{Q}_{mr}$
Silindir kafası	$\dot{m}_r(h_3 - h_2) = \dot{Q}_{sc}$	Emme plenumuna taşınım $\dot{Q}_{sc}$ (Dittus Boelter tipi denklem)
Egzoz plenumu	$\dot{m}_r(h_4 - h_5) = \dot{Q}_{dc}$	Gövde ile taşınım $\dot{Q}_{dc}$ (Dittus Boelter tipi denklem)
Egzoz hattındaki gaz	$\dot{m}_r(h_5 - h_6) = \dot{Q}_{dl}$	İç gaz ile taşınım $\dot{Q}_{dl}$ (Dittus-Boelter ve Zhukauskas tipi denklem)

Kompresör muhafazası	$\dot{Q}_{sg} + \dot{Q}_{os} + \dot{Q}_{sr} = \dot{Q}_{ac} + \dot{Q}_{ar} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_r(h_6 - h_0)$	İç gaz $\dot{Q}_{sg}$ ve yağdan $\dot{Q}_{os}$ taşınım Gövdeden ışınım $\dot{Q}_{sr}$ Çevreye ışınım $\dot{Q}_{ar}$ ve taşınım $\dot{Q}_{ac}$ (Petukhov denklemi)
Yağ	$\dot{Q}_{oc} = \dot{Q}_{os}$	Gövde taşınım $\dot{Q}_{oc}$ Muhafazaya taşınım $\dot{Q}_{os}$
İç gaz	$\dot{Q}_{gc} + \dot{Q}_{dl} = \dot{Q}_{mc} + \dot{Q}_{sc} + (1\text{-x}) \dot{m}_r(h_g - h_0))$	Gövdeden $\dot{Q}_{gc}$ Egzoz hattından $\dot{Q}_{dl}$ taşınım Muhafazaya $\dot{Q}_{sc}$ Susturucuya $\dot{Q}_{mc}$ ve Susturucu girişi taşınım
Kompresör gövde	$\dot{Q}_{cil} + \dot{Q}_{dc} + ((1-\eta_e)\dot{W}_{in}) + ((1-\eta_m)\eta_e \dot{W}_{in}) = \dot{Q}_{sr} + \dot{Q}_{mr} + \dot{Q}_{sc} + \dot{Q}_{gc} + \dot{Q}_{oc}$	Sıkıştırma işlemi $\dot{Q}_{cil}$, Egzoz plenumu $\dot{Q}_{dc}$ Elektriksel dönüşüm kayıpları, Sürtünme kayıpları Muhafaza $\dot{Q}_{sr}$,Susturucu $\dot{Q}_{mr}$ ışınım Emme susturucusu $\dot{Q}_{sc}$ İç gaz $\dot{Q}_{gc}$ ve Yağ $\dot{Q}_{oc}$ taşınım

Kim ve diğerleri [17] tarafından yapılan bir çalışmada, hermetik pistonlu kompresörlerde sıcaklık dağılımı ile ilgili olarak yapılan analitik çalışma ile ilgili bilgi verilmektedir. Buzdolabı çalışma karakteristiklerinin de göz önünde alındığı çalışmada, soğutma etkenlik katsayısı, soğutma kapasitesi ve hacimsel ve izentropik verim tanımları yapılmıştır.

Bu çalışmada soğutkan gaz ile çevresi arasında oluşan ısı geçişi Şekil 2.12'de gösterilmiştir. Yapılan çalışmaya göre soğutkanın kompresör içerisindeki akışı üç prosesten oluşmaktadır. Emme borusundan emme plenumuna kadar olan emme hattı boyunca gerçekleşen emme prosesi, silindir içindeki sıkıştırma prosesi ve egzoz plenumundan egzoz çıkışına kadar olan egzoz prosesi. Şekil 2.12'den de görüldüğü gibi emme prosesi sırasında çevreden gaza doğru ısı geçişi olmaktadır ve egzoz prosesi sırasında ise egzoz hattındaki yüksek sıcaklığa sahip gazdan çevreye ısı geçişi meydana gelmektedir.



Şekil 2. 12 : Soğutkan ile çevresi arasındaki ısı geçişi [17]

Yapılan çalışmada kompresörün buzdolabı üzerindeki çalışma şartlarının incelenebilmesi için R134a soğutkanlı bir kompresör buzdolabına yerleştirilmiş ve buzdolabı ortam sıcaklığının ve neminin kontrol edilebildiği bir test odasına yerleştirilmiştir. Buzdolabının on-off çalışmasını önlemek ve sürekli rejimde ölçüm yapabilmek amacıyla buzdolabının dondurucu bölmesine 500 W kapasitesinde bir ısıtıcı yerleştirilmiştir. Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin belirlenebilmesi için kompresör çıkış hattına debimetre yerleştirilmiş ve buharlaşma ve yoğuşma basınçlarının belirlenmesi içinde emme ve egzoz hatlarına basınç transdüserleri eklenmiştir. Kompresör muhafazası deneysel gereçlerin kolay bir şekilde yerleştirilebilmesi için ikiye ayrılmış ve bağlantı flanşlı olarak yapılmıştır. Tablo 2.3'de kompresör üzerindeki sıcaklık ölçüm noktaları gösterilmiştir.

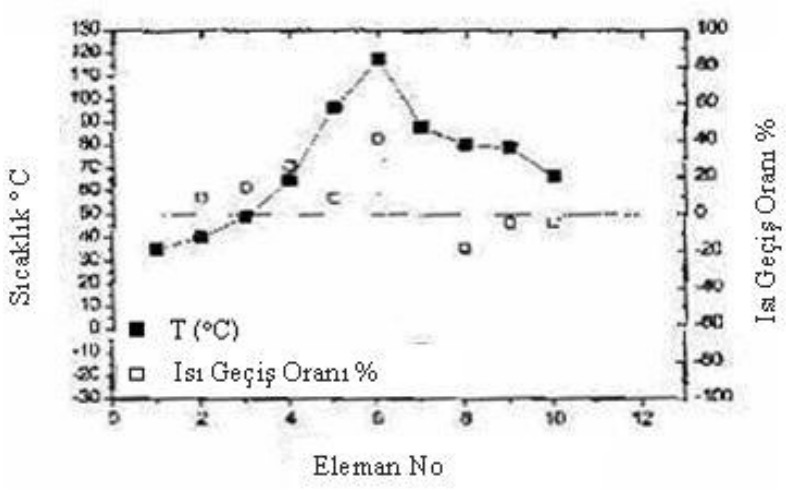
Tablo 2. 3: Sıcaklık ölçüm noktaları [17]

1	Emme hattı	7	Egzoz susturucusu
2	Susturucu girişi	8	Egzoz hattı
3	Susturucu	9	Stator
4	Emme plenumu	10	Rotor
5	Silindir	11	Krank mili
6	Egzoz plenumu	12	Gövde

Kompresör içindeki soğutkan ile çevre arasında emme, sıkıştırma ve egzoz prosesleri sırasında ısı geçişi meydana gelmektedir. Her bir parçanın sıcaklık değeri ve ısı geçiş oranı Şekil 2.13'de gösterilmiştir. Şekil 2.13'de sunulan ısı geçiş oranı :

$$\beta = \frac{Yerel\,ısı\,transferi}{Toplam\,ısı\,transferi} \tag{2.32}$$

olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 2.13: Eleman numarasına göre sıcaklık ve ısı geçiş oranlarının belirlenmesi

Emme prosesi sırasında soğutkan sıcaklığı çevre sıcaklığından düşük olduğu için ısı akışı çevreden soğutkana doğru olmaktadır. Şekil 2.13'de görüldüğü gibi emme plenumunda (4) ısı geçiş oranı % 30'dur. Bu kompresör emme prosesi sırasında oluşan en yüksek ısı geçişi oranıdır. Egzoz plenumu (6) ve egzoz susturucusunda ise bu oran sırasıyla % 40 ve % 70 olmaktadır.

Kompresör içerisindeki sıcaklık dağılımının incelenmesi ile ilgili bir başka çalışma Sim ve diğerleri tarafından sunulmuştur [17]. Isı geçişi yüzey alanı, emme susturucusu girişindeki karışım parametresi, emme ve egzoz plenumu malzemesinin ısı iletim katsayısı gibi parametrelerin etkisi bu çalışmada incelenmiştir. Bilindiği üzere, pistonlu kompresörlerde emme gazına olan ısı geçişi kompresörün verimliliğini azaltmaktadır. Bu konuda bir kaç çalışma yapılmış olsa da yapılan bu çalışmalarda karışım parametresi (mixing parameter) göz önünde bulundurulmamıştır.

Emme susturucusu girişinde buharlaştırıcıdan gelen taze gazın muhafaza içindeki yüksek sıcaklıktaki gazla ısıtılmasından kaynaklanan bir verim kaybı oluşmaktadır.

Yapılan çalışmada uygulanan formülasyonda, kompresörün, her birisi kendi içinde homojen özeliklere sahip farklı elemanlara bölündüğü düşünülmüştür. Kütle korunumu ve termodinamiğin birinci kanunu ısı geçişi mekanizmalarına ek olarak her bir eleman için uygulanmıştır. Kompresör,16 tanesi soğutkan yolu üzerinde ve 16 tanesi de katı parçalar üzerinde olmak üzere 32 parçaya ayrılmıştır. Buna ek olarak yağlama yağı için de 3 nokta bırakılmıştır.

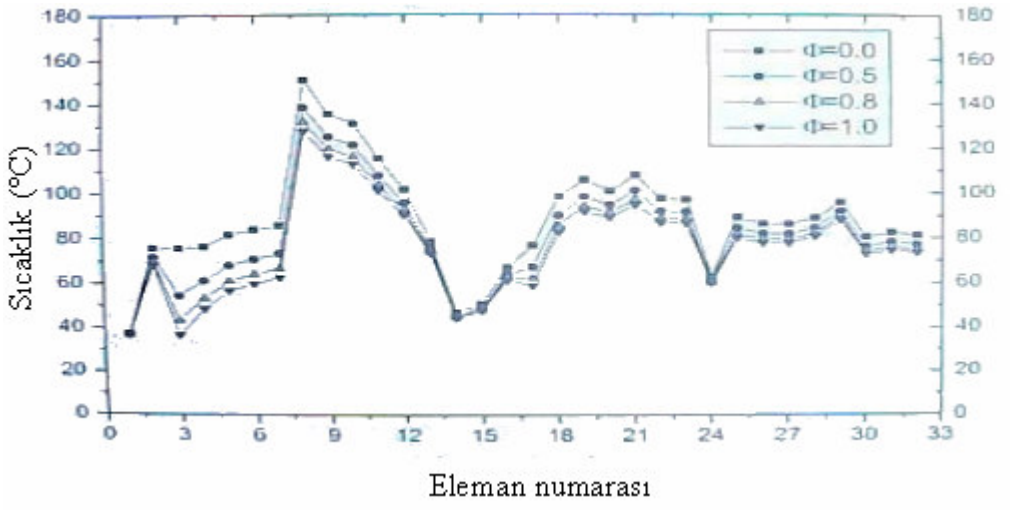
Buharlaştırıcıdan gelen gazın muhafaza içine boşaltıldığı indirekt emme uygulamalarının, ses dalgalarının sönümlenmesi, soğutkanla gelen yağın ayrıştırılması ve kartere döndürülmesi gibi avantajlarından dolayı uzun yıllardan beri uygulanmakta olduğu belirtilmiştir. Emme susturucusuna direkt emilen gazı belirlemek için Φ olarak gösterilen bir oran belirlenmiştir:

$$\Phi = \frac{\dot{m}_{dir}}{\dot{m}} \tag{2.33}$$

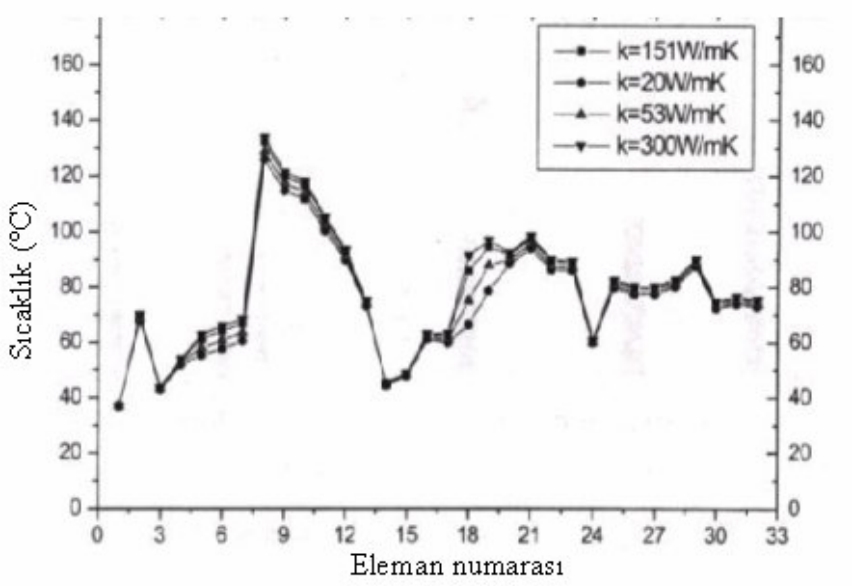
Burada paydaki terim susturucu içine giren direkt gaz miktarını, paydadaki terim ise toplam gaz debisini göstermektedir. Karışım parametresi kompresör tasarımı için çok önemli bir parametredir çünkü emme susturucusu giriş gazı sıcaklığına bir hayli etkisi vardır. Φ = 0 bize susturucuya giren gazın tamamının muhafaza içinden geldiğini, Φ = 1 ise susturucuya giren gazın tamamının emme borusundan geldiğini söylemektedir. Şekil 2.22'deki sonuçlara göre Φ'nin artmasıyla emme gazının sıcaklığı düşmekte ve hacimsel verimlilik artmaktadır.

- Karışım oranı artarsa emme hattı sıcaklıklarında bir düşüş meydana gelmektedir.
- Φ=0.5 ile Φ=1.0 için susturucu giriş sıcaklıkları arasındaki fark ~20°C olmaktadır. Bu sıcaklık farkı emme plenumuna gelindiğinde ~10°C'a düşmektedir.

Egzoz plenumu malzemesinin kompresör sıcaklıkları üzerindeki etkisi Şekil 2.21'de sunulmuştur. Isıl iletkenliğin artmasıyla hacimsel verim azalmaktadır.



Şekil 2.14: Eleman sıcaklıklarının karışım parametresi ile değişimi [17]

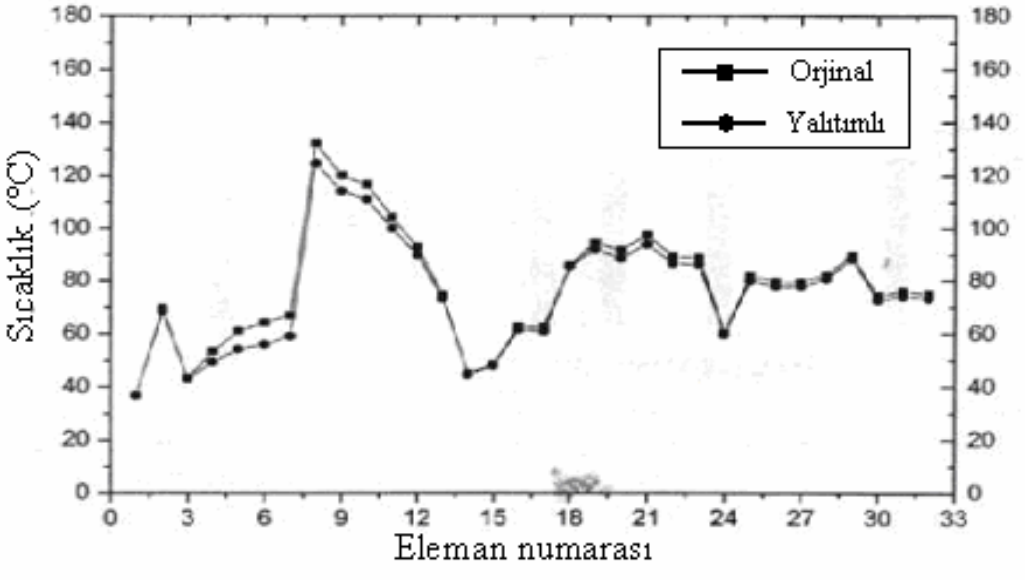


Şekil 2. 15: Eleman sıcaklıklarının egzoz plenumu malzemesinin ısıl iletkenliği ile değişimi [17]

Yapılan çalışma içerisinde emme susturucusu, emme plenumu ve emme susturucusu ile emme plenumu arasında kalan kısmın hepsine birden emme sistemi adı verilmiştir. Bu sistemin yalıtılması ile elde edilen eleman sıcaklıkları Şekil 2.16'da verilmektedir. İzolasyon yolu ile ısı geçiş katsayısının yarıya indirilmesiyle emme odası gaz sıcaklığının 7.8ºC düştüğü ve hacimsel verimin % 3.1 oranında arttığı belirlenmiştir.

Yapılan çalışma dahilinde şu sonuçlara ulaşılmıştır:

- Karışım oranı değeri artarsa emme sıcaklığı azalmakta ve hacimsel verim artmaktadır.
- Egzoz plenumunun ısı iletim katsayısı düşerse emme odası gaz sıcaklığı düşmekte ve hacimsel verim artmaktadır.
- Emme sisteminin toplam ısı geçiş katsayısı yarısı kadar düşerse (izolasyonla) hacimsel verim %3.1 oranında artmaktadır.



Şekil 2. 16: Emme sisteminin yalıtılmasının kompresör sıcaklıklarına etkisi [17]

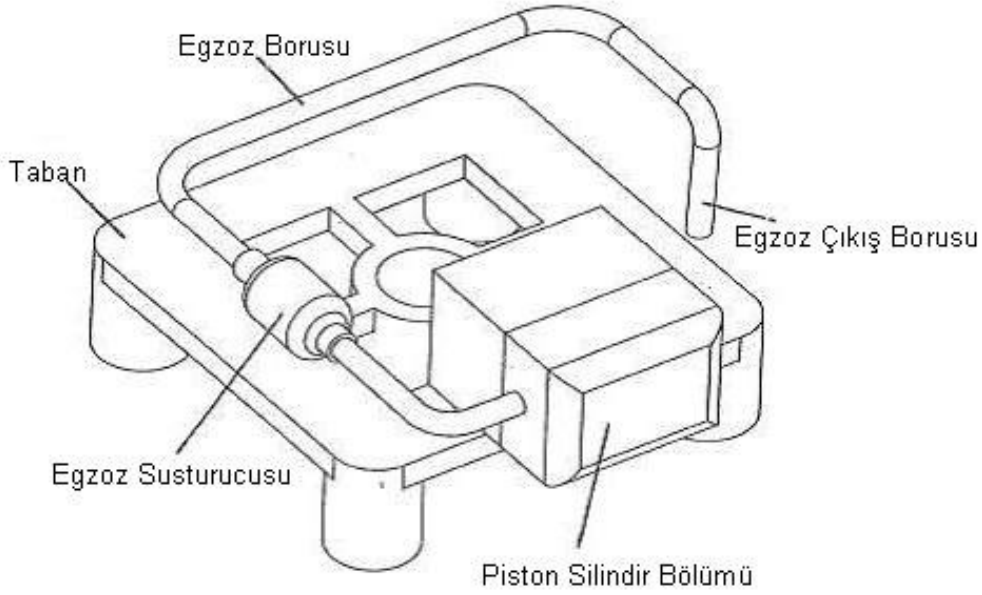
Kompresör İçi Isı Geçişine Yönelik Patent Çalışmaları:

İncelenen patentlerde ısı geçişine yönelik olarak kompresör bileşenleri üzerindeki modifikasyonlar;

- Çeşitli kanat yapıları,
- Belirli komponentler üzerine uygulanan ısı değiştiricileri
- Yalıtım uygulamaları
- Fan uygulamalarından oluşmaktadır.

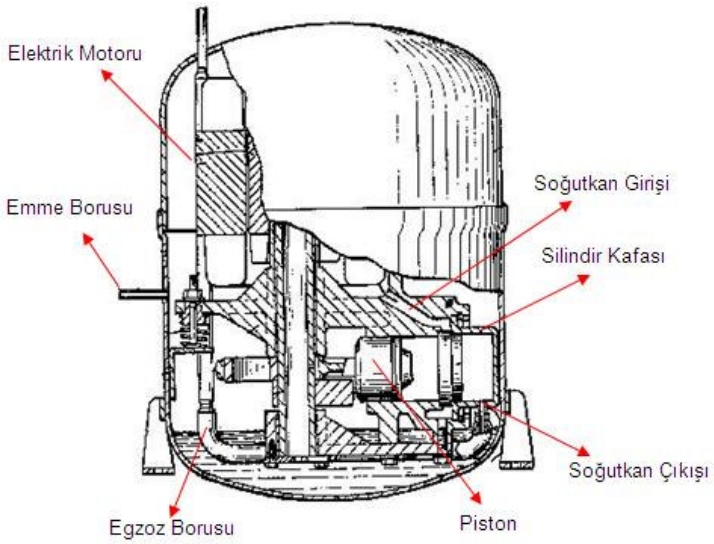
Bu patentlerdeki temel amaç kompresör muhafazası içindeki ve silindir girişindeki gaz sıcaklığının azaltılması ile kompresör performansının artışını sağlamaktır.

Hermetik kompresörlerde bulunan egzoz borusu ve egzoz susturucusunun yalıtımı ile ilgili olarak ACC Austria firması tarafından alınan WO2005/106250 nolu patent çalışmasında [18], kompresör muhafazası içerisindeki sıcaklığın düşürülmesi hedeflenmiştir. Patent içeriğinde egzoz hattı boyunca bütün komponentlerde yalıtım yapılmasının düşünüldüğü belirtilmektedir ancak istemler bölümünde egzoz susturucusu ve egzoz borusu üzerinde gerçekleştirilen izolasyon çalışmalarından bahsedilmektedir. Ayrıca gerçekleştirilen yalıtım ile egzoz borusu kaynaklı gürültülerin de azaldığına değinilmektedir.



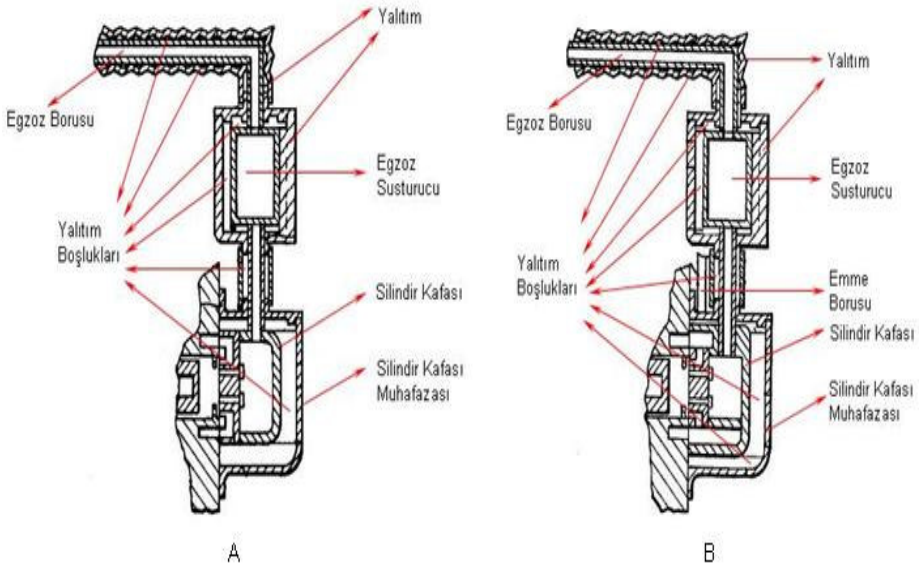
Şekil 2. 17: Egzoz susturucusu ve egzoz borusu yalıtımı [18]

Kompresör tabanında bulunan yağın içerisinden geçen yüksek sıcaklıktaki egzoz borusunun yalıtımı üzerine Lennox Industries Inc.'in aldığı US 3926009 (1975) nolu patentte [19] yüksek sıcaklıktaki egzoz borusunun kompresör tabanındaki yağ ile ısı geçişinde bulunması engellenmektedir. Böylece kompresör yağının viskozitesinin değişmesinin önüne geçilerek, kompresör içerisindeki komponentlerde etkin bir soğutma işlemi gerçekleştirilebilmektedir. Sonuç olarak kompresörün çalışma ömrünün ve veriminin artırılması hedeflenmektedir .



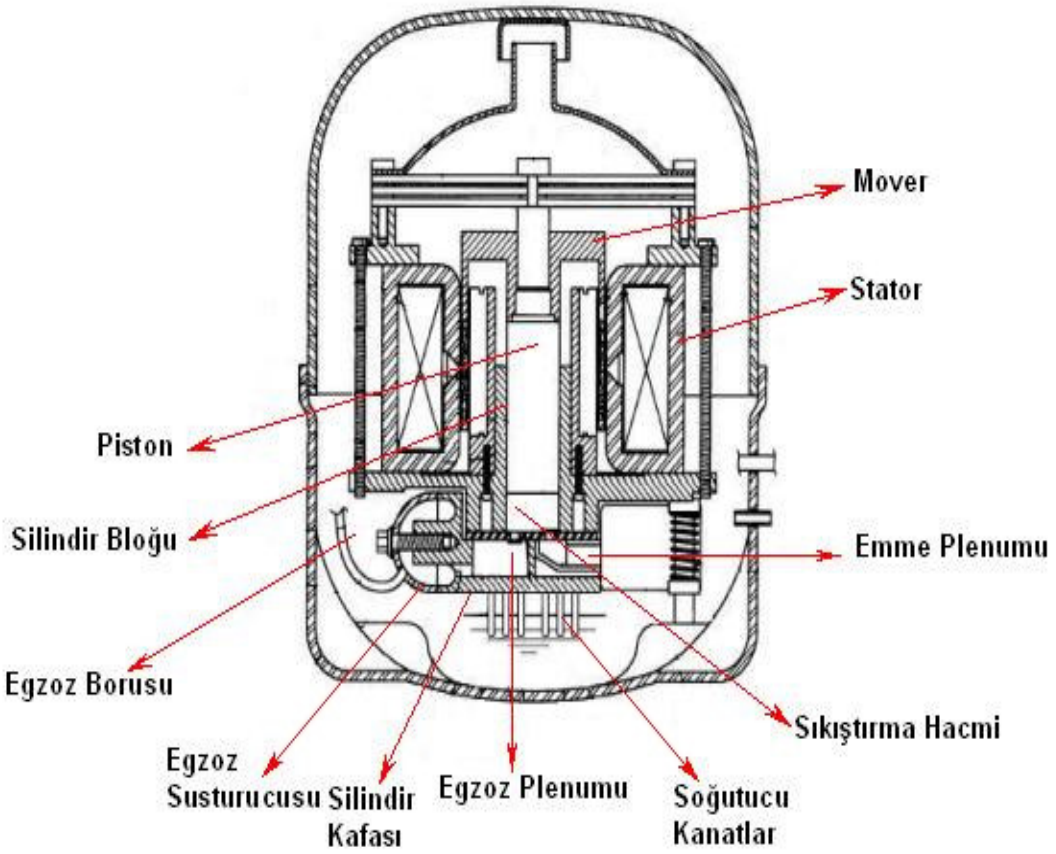
Şekil 2. 18: Egzoz borusu yalıtımı [19]

Hitachi firmasının US 4371319 (1983) numaralı patent çalışmasında [20], kompresörün egzoz hattı üzerinde bulunan komponentlerin yalıtılmasına yönelik olarak gerçekleştirilen tasarımlar üzerinde durulmuştur. Şekil 2.25'de sunulan farklı emme hattı özelliklerine sahip kompresör yapıları için yalıtım çalışmaları uygulanmıştır. Böylece kompresörün volumetrik veriminin artırılması amaçlanmıştır.



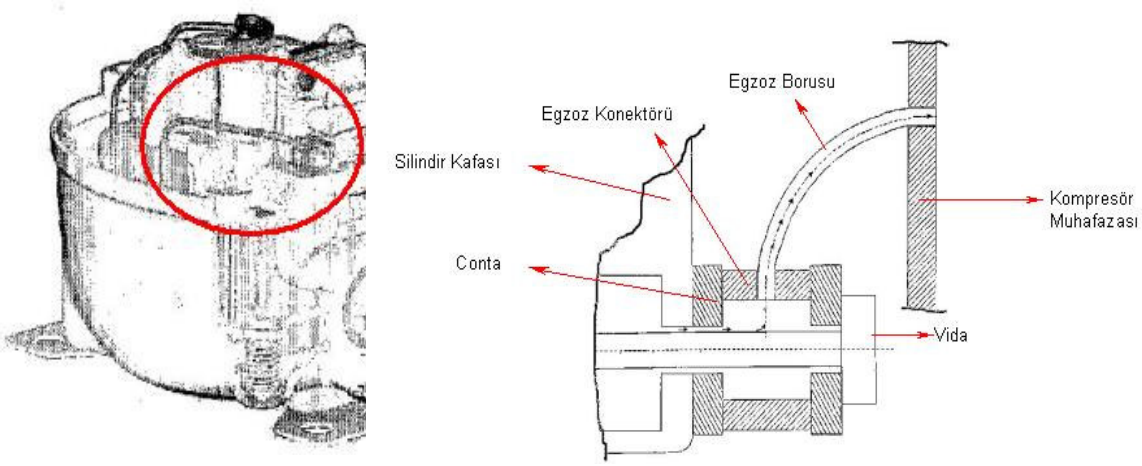
Şekil 2. 19 : Egzoz hattı yalıtımı [20]

Samsung Electronics Co.Ltd tarafından kompresör egzoz plenumu üzerine yerleştirilen ısı değiştiricisi yapıları için EP 1 609 991 A1 (2005) nolu patent [21] alınmıştır. Bu patentte lineer motorlu bir kompresörün egzoz plenumunun dış kısmına ısı değiştiricisi yapısı eklenerek kompresör içerisindeki sıkıştırma işlemi sonucunda yüksek sıcaklığa çıkan soğutucu akışkanın ısıl enerjisinin, egzoz plenumu üzerindeki kanatlar yardımı ile tabandaki yağa buradan da kompresör cidarı ile çevreye atılmasını sağlamak hedeflenmektedir.



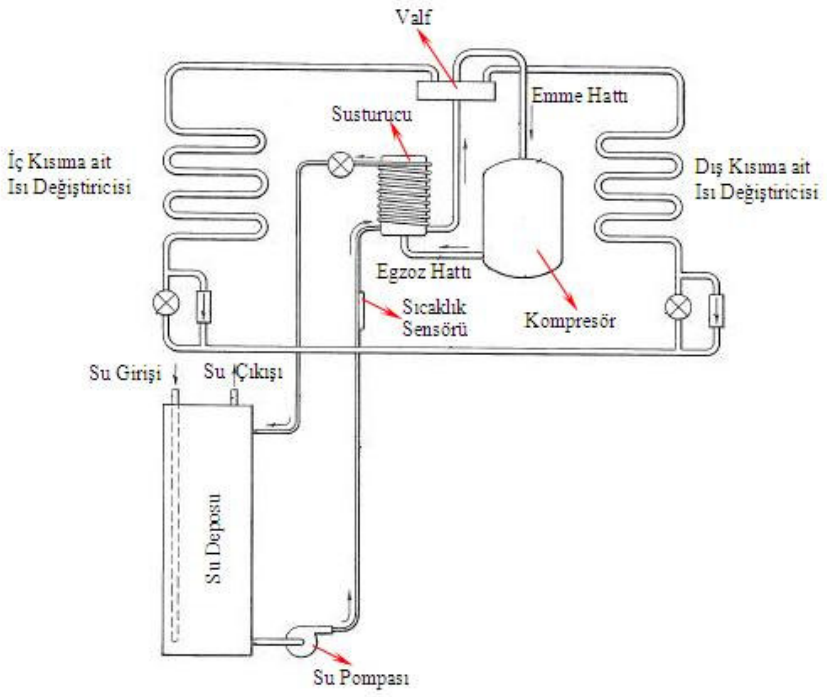
Şekil 2. 20 : Soğutucu kanatlar içeren kompresör yapısı [21]

Embraco firmasının WO 2004/074684 A1 (2004) numaralı patent çalışmasında [22] hermetik kompresörün egzoz borusunun tasarımı üzerinde durulmaktadır. Bu patent çalışmasında egzoz borusu, kompresörün elektriksel izolasyonu açısından incelenmektedir ve komponentler arasında gerçekleşen ısı geçişi olaylarına değinilmemektedir.



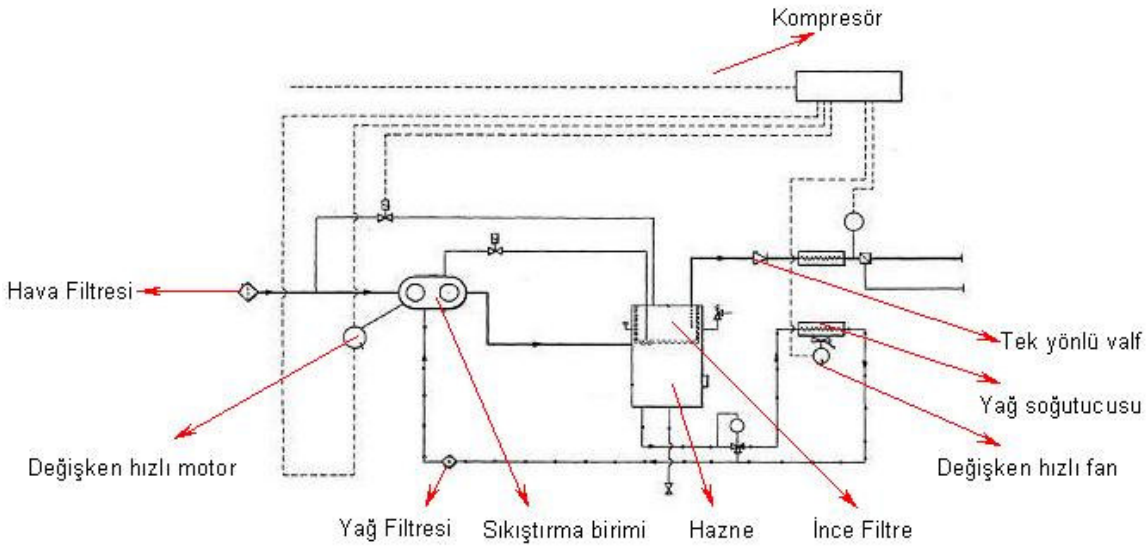
Şekil 2. 21 : Uygulanan tasarımın genel görünüşü [22]

Yüksek sıcaklık ve basınçta kompresörü terk eden soğutucu akışkanın ses düzeyinin azaltılmasına ve dışarıya atılan ısıl enerjinin kullanılmasına yönelik olarak Trane CAC.Inc firmasının aldığı US 4,373,354 (1983) numaralı patent çalışmasında [23] kompresör tarafından dışarı atılan ısıl enerjinin bir susturucu yapısı üzerinde kullanılması üzerinde durulmuştur. Böylece atık ısıl enerji, ısı değiştiricisi yapısındaki susturucu ile kullanılarak ısı değiştiricisini saran sıvı hattını ısıtmaktadır. Böylece atık ısıl enerjiden suyun ısıtılmasında yararlanılmaktadır .



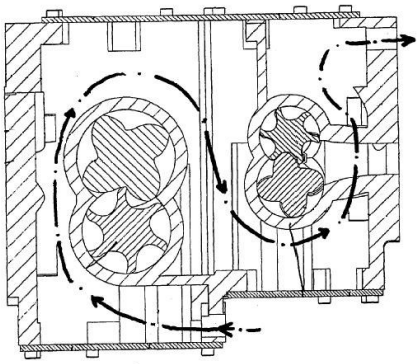
Şekil 2. 22: Sistemin genel görünüşü [23]

Vidalı kompresörün üzerinde bulunan ve kompresör yağının soğutulmasında yararlanılan değişken hızlı soğutucu fanın kullanımı hakkında Compair UK.LTD. firması tarafından EP 1 320 683 B1 (2003) numaralı patent [24] alınmıştır. Bu çalışmada kompresör içerisinde soğutma, yağlama ve sızdırmazlık amacı ile kullanılan yağın ısı değiştiricisi içerisinde değişken hızlı fan ile soğutulması üzerinde durulmaktadır.



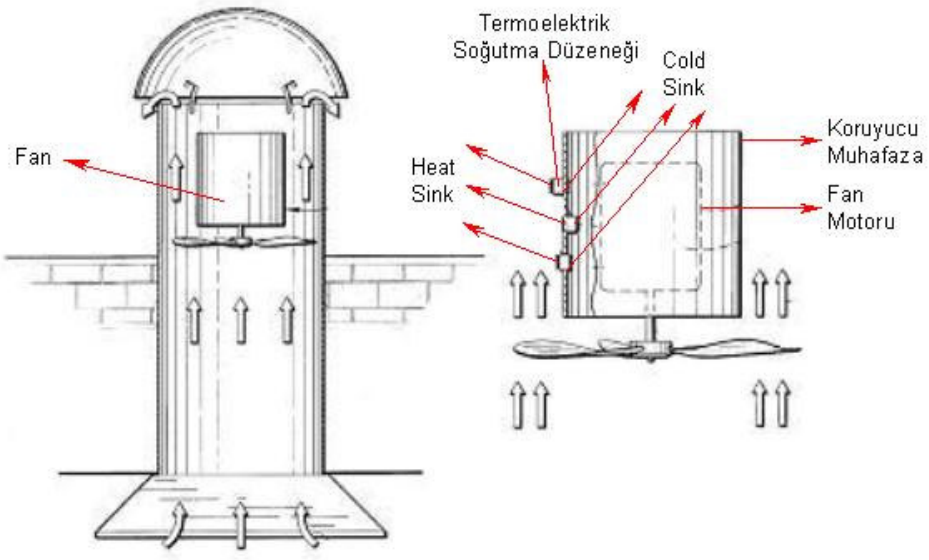
Şekil 2. 23: Tasarlanan sistemin genel görünüşü [24]

Vidalı kompresörlerin soğutma boşluklarının yapıları üzerinde duran US 2004/0062668 A1 (2004) numaralı patent [25] GHH-RAND firması tarafından alınmıştır. Bu çalışmada, sıkıştırma işlemini gerçekleştiren ve yüksek sıcaklıklara ulaşan kompresör komponentleri soğutucu boşluk içerisinde bulunan soğutkan ile soğutulmaktadır.



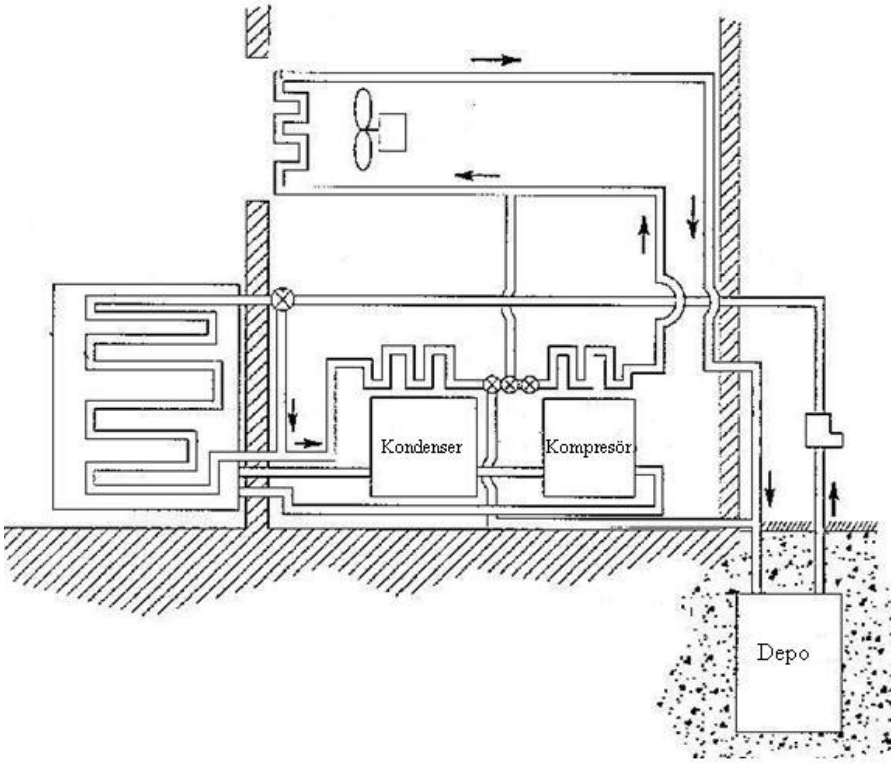
Şekil 2.24: Tasarımın uygulandığı kompresörün genel görünümü [25]

Termoelektrik soğutma düzeneklerinden yararlanılarak muhafaza içerisindeki fan motorunun soğutulmasına yönelik Emerson Electric Co tarafından alınan US 6,568,193 (2003) numaralı patent çalışması [26], kompresör muhafazasının soğutulması açısından incelenmiştir. Bu çalışma sayesinde hava ile soğutma işlemi gerçekleştirilemeyen muhafaza içerisinde bulunan fan motorunun, soğutulması hedeflenmektedir. Bu patentte farklı konumlara yerleştirilen termoelektrik soğutma düzenekleri ve bu düzeneklerin işlevlerini artırmaya yönelik olarak yerleştirilen ısı değiştiricisi yapılarının farklı uygulamaları üzerinde durulmuştur .



Şekil 2. 25: Tasarımın genel görünüşü [26]

E.R.Schulak, J.B.Horvay, ve J.A.Pietsch tarafından alınan US2001/0015076 A1 (2001) numaralı patent çalışmasında [27] ise soğutma uygulamaları için geliştirilmiş olan enerji transfer sistemine değinilmektedir. Bu sistemde, soğutma sistemini çevreleyen akışkan yolları, sistem komponentleri ile ısı geçişinde bulunarak onları soğutmakta ve ısınan akışkan sistem dışında hava ile veya yeraltında toprak ile soğutularak yeniden sisteme gönderilmektedir. Şekil 2.26'da sunulan sistemin, buzdolabı uygulamalarında da kullanılmasına dair çeşitli çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Böylece soğutma sistemi içerisinde ısınmaya maruz kalan komponentler soğutularak daha etkin bir şekilde çalışmaları hedeflenmektedir.

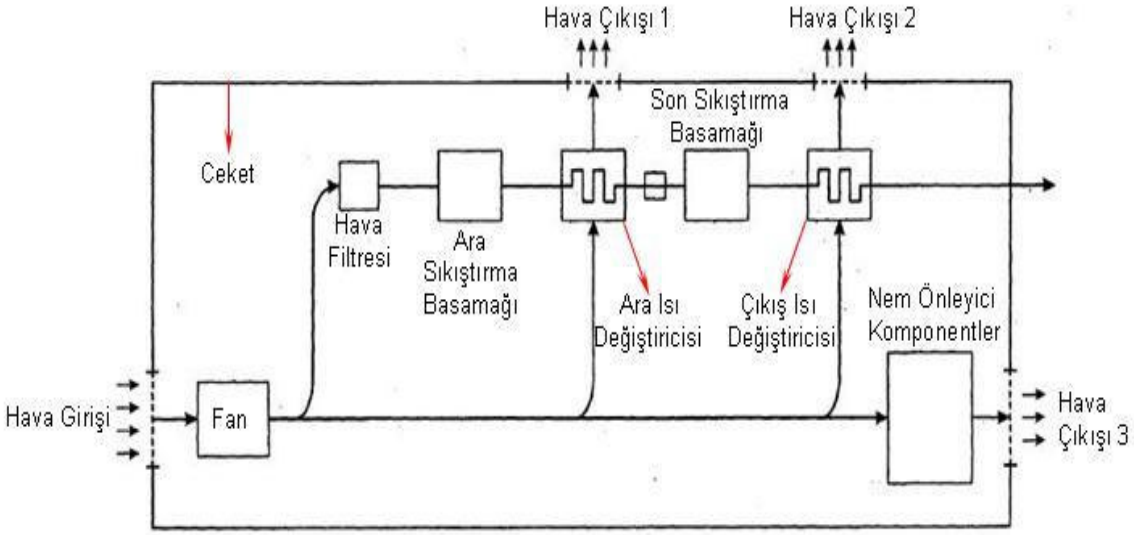


Şekil 2. 26: Tasarlanan sistemin genel görünüşü [27]

Mareno Kennet Nakken tarafından alınan EP 1 643 125 A2 (2006) numaralı "Cooling Device for Piston Machinery" isimli patent [28], kompresörü çevreleyerek, kompresör üzerinde bulunan ısı değiştiricilerinin ve kompresör içerisindeki komponentlerin soğutulmasına katkıda bulunan ceket yapısının tasarımı ile ilgilidir.

Ceket yapısı, kompresör üzerinde bulunan ısı değiştiricilerinin soğutulmasını sağlamaktadır. Bunun yanı sıra ceket yapısı sayesinde kompresörün silindir cidarı, silindir bloğu ve yağ karteri gibi komponentlerini de soğutulabilmektedir.

Farklı soğutma prosesleri arasındaki ilişki ceket içerisindeki açıklıkların dizaynı ile sağlanabilmektedir. Ceket tasarımı sayesinde kompresör üzerinde etkili bir soğutma işlemi gerçekleştirilebilmektedir. Ayrıca ceket yapısı kompresörün gürültü seviyesinin azaltılmasına da katkı sağlamaktadır .



Şekil 2. 27: Gerçekleştirilen tasarıma ait şematik blok diyagramı [28]

3. ÖLÇÜMLER

Bu bölümde, yüksek frekansta sıcaklık ölçümü ve uygulanabilirliği hakkında bilgi verilmiştir. Bunun yanı sıra kompresör üzerinde termokupllar kullanılarak gerçekleştirilen detay sıcaklık ölçümlerine ait sonuçlar incelenmiştir. Son kısımda ise ısı akısı sensörleri hakkında özet bilgi verilerek; ısı akısı sensörü kalibrasyon çalışmaları ve ısı akısı ölçümleri üzerinde durulmuştur.

3.1 Yüksek Frekansta Sıcaklık Ölçüm Yöntemi

Emme ve egzoz hattındaki zamana bağlı akışa benzer olarak, silindirin içerisinde gerçekleşen prosesler sırasında soğutkanın sıcaklığı da yüksek bir frekansta değişmektedir. Bu bölümde, silindir içerisindeki gazın sıcaklığının deneysel olarak belirlenebilmesi için kullanılabilecek yüksek frekansta sıcaklık ölçüm sistemleri ile ilgili bilgiler sunulmuştur.

3.1.1 Yüksek hız ve frekansta sıcaklık ölçümünün teorisi

Yüksek hızlı gazların sıcaklığının ölçülmesinde, gaz hızının prob üzerinde sıfır değerine ulaşması ve bu esnada gazın kinetik enerjisinin ısıl enerjiye dönüşmesi nedeniyle, gerçekten daha yüksek bir sıcaklık değeri tespit edilmektedir. Yüksek hızlı akışlarda gaz sıcaklığının ölçülmesi, gazın durma sıcaklığı ile ilişkili bir olaydır. Adyabatik şartlarda, durma noktasında kinetik enerjinin ısıl enerjiye dönüşümünden yararlanılarak:

$$\frac{v^2}{2} = c_p (T_o - T_\infty) \tag{3.1}$$

bağıntısı elde edilir.

Bu noktadaki gaz sıcaklığı

$$T_o = T_\infty + \frac{v^2}{2c_p} \tag{3.2}$$

olarak yazılabilir. Bu ifade de

T_o =Durma noktasındaki sıcaklık (°C)

T_∞ =Serbest akış ve statik sıcaklık (°C)

v_∞ =Akışkan hızı (m/s)

c_p =Gazın sabit basınçtaki özgül ısısı (J/kg°C)

olarak verilmektedir. Diğer taraftan durma noktasındaki sıcaklık, sabit basınçtaki özgül ısının, sabit hacimdeki özgül ısıya oranı $\gamma = c_p / c_v$ ve $M = v/a = v/\sqrt{\gamma RT}$ Mach sayısı cinsinden de:

$$\frac{T_o}{T_\infty} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \tag{3.3}$$

bağıntısı ile verilmektedir. Burada a ses hızını, R ise gaz sabitini göstermektedir. Yüksek hızlı bir gazın sıcaklığının prob ile ölçülmesinde, probun konstrüksiyonuna bağlı olarak hiç bir zaman T_o durma noktasındaki sıcaklık tespit edilemez. Böyle durumlarda prob için iyileştirme katsayısı

$$r = \frac{T_r - T_\infty}{T_o - T_\infty} \tag{3.4}$$

tanımı yardımı ile T_∞ serbest akış sıcaklığı

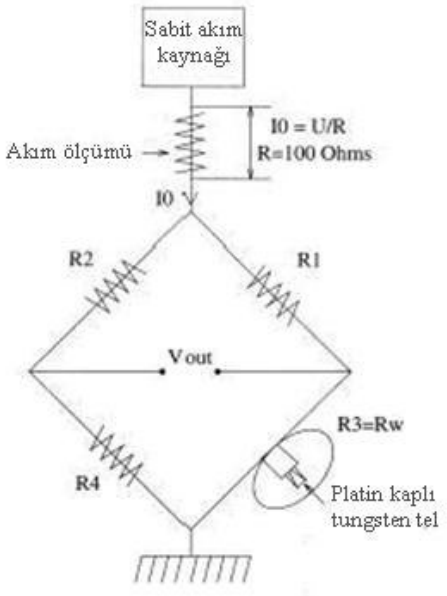
$$T_\infty = T_r - r\frac{v^2}{2c_p} \tag{3.5}$$

bağıntısından hesaplanabilir.

Bu bağıntıda T_r probun gösterdiği sıcaklık değeridir. Prob cinsine bağlı olarak r iyileştirme katsayısı 0,75 ile 0,99 arasında değişmektedir [29].

3.1.2 Soğuk tel (Cold wire) yöntemi

Soğuk Tel (Cold Wire) yöntemi, sürekli olarak değişen sıcaklıkların ölçümü için kullanılan bir yöntemdir. Sabit akım prensibi ile çalışmaktadır. Bu sebeple, ulaşılabilecek frekans cevabı diğer yöntemlere göre düşüktür. Frekans cevabını arttırabilmek için kullanılan tel çapı genelde küçük yapılmaktadır. 5 μm çapında ince Tungsten tel, sabit akımda (1 mA) çalışmaktadır. Telin toplam uzunluğu 5 mm'dir; bu telin 1.7 mm'lik kısmı aktiftir ve sıcaklığı algılar. Bu kısım 30 μm kalınlığında bakır tabakası ile kaplıdır. Wheatstone köprüsü üzerine yerleştirilen tungsten telin direnci hava sıcaklığı ile değişir ve bu değişim gerilime çevrilir. Bu işaret kuvvetlendirilerek örnekleme hızı 10 kHz olan 16 bitlik A/D dönüştürücü ile çevrilmektedir. Bu gerilim değeri her ölçümden önce hazırlanan kalibrasyon eğrisi kullanılarak sıcaklığa çevrilir. 2.5 mikron çaplı bir CW probu ile 6 kHz'lere ulaşılabilmektedir. Soğuk tel termometresi (cold wire) akış sıcaklıkları ölçümleri için uygun bir yöntemdir. Ancak soğuk teller çok küçük boyutlarda oldukları için çok hareketli ortamlarda kırılgandır. Soğuk tel yöntemine ait örnek bir ölçüm sistemi Şekil 3.1'de verilmiştir [30].



Şekil 3.1 : Soğuk tel yöntemi ölçüm sistemi [30]

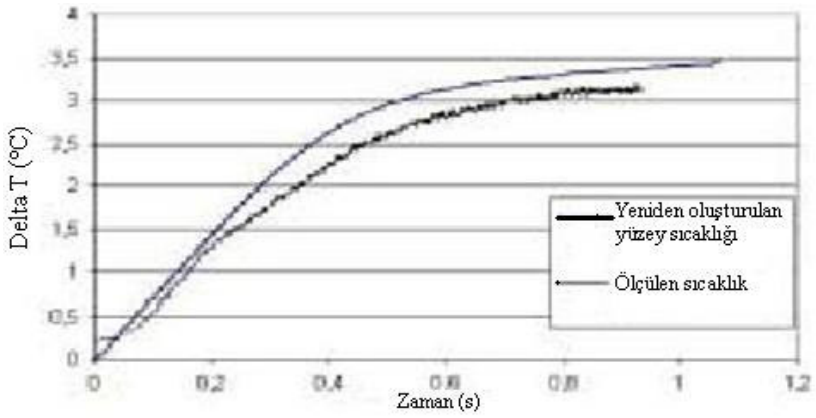
3.1.3 Çift tabakalı ince film sensörleri (Double layer thin film gauge)

İnce film sensörleri yaklaşık 40 yıl önce hipersonik akış uygulamaları için geliştirilmiştir. Son zamanlarda ise birçok araştırma kurumunda ve çeşitli üniversitelerde (Oxford, MIT, Calspan, VKI) yaygın olarak türbomakinalar uygulamalarında kullanılmaktadır. VKI'de (Von Karman Ins.) kullanılan ince film sensörleri ince platinden veya nikel tabakadan yapılmıştır. Kalınlığı μm seviyesinde, boyutları ise 2×0.5 mm civarındadır. Sensör, değişken direnç yüzeyli termometre gibi davranır. İşaret ise sabit akım ile beslenen Wheatstone köprüsünde koşullandırılır. Çok küçük boyutlarda olması sebebi ile böyle ince bir filmin frekans cevabının 50 kHz kadar yüksek olması beklenmektedir.

Bugüne kadar, tek tabakalı ince film sensörleri ısı akısı ölçümleri için kullanılmıştır. Tek tabakalı yapı, metalik ince filmden (Platin) oluşmaktadır. Metalik ince film izolasyon tabakasının (seramik veya quartz) üstüne boyanmıştır. Seramik çok kırılgan olduğu için yüksek gerilmelere dayanamaz. Yüksek hızda dönen donanımlarda, merkezkaç kuvvetine bağlı olarak kırılabilme durumu nedeni ile bu yapının dönen parçalarda kullanılması uygun değildir. Bu probleme çözüm olarak çift tabakalı bir yapı önerilmiştir. Birinci tabaka ısıl ve elektriksel olarak yüksek derecede yalıtkan malzemeden, ikinci tabaka ise çarkların üretildiği malzemeden yapılmıştır. Bu tasarım çift tabakalı ince filmlerin dönen çarklarda kullanılmasına olanak sağlamaktadır. VKI'de kullanılan çift tabakalı ince filmler çok ince (100 μm kalınlığında) yalıtım tabakasının (kapton) içine yerleştirilmiş sensörlerden oluşmaktadır. Bu birinci tabaka daha sonra çark malzemesinden yapılmış olan kısma yapıştırılır (ikinci tabaka). Ölçüm sonucu sensörün yüzey sıcaklığıdır. Isı akısı ise sensörü tutan iki tabaka arasındaki ısı iletim denkleminin çözümü sayesinde hesaplanabilmektedir. Örnek bir yapı Şekil 3.2'de sunulmuştur. Şekil 3.3'de ise, ölçülen sıcaklık ve yeniden oluşturulan yüzey sıcaklığı arasındaki karşılaştırma görülmektedir [30].



Şekil 3. 2: Çift tabakalı ince film sensör [30]



Şekil 3.3: Ölçülen ve yeniden hesaplanan yüzey sıcaklıkları [30]

3.1.4 Çiftli ince film probu (Dual thin film probe)

Diğer bir uygulama ise Oxford Üniversitesi'nde geliştirilen çiftli ince film probdur. Bu yapı, aynı özellikteki iki ince film sensörünün, iki paralel seramik silindirin yarıküresel başlarına yerleştirilmesi ile elde edilir. Çiftli ince film probu (Dual Thin Film Probe-D.T.F.P) olarak adlandırılan bu yapı kullanılarak, ısı akısı ölçümleri sayesinde sıcaklığın belirlenmesi sağlanmaktadır. Bu yapı Şekil 3.4'de sunulmuştur.



Şekil 3. 4: Çiftli ince film probu

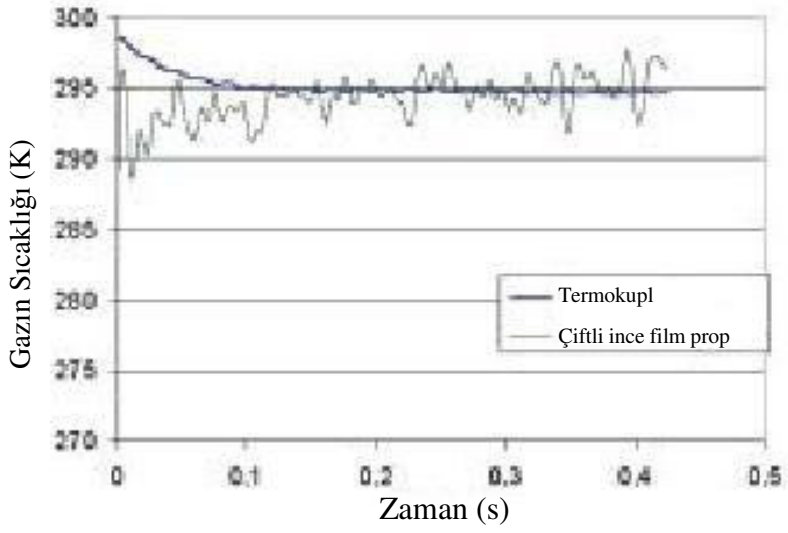
İki silindir farklı sıcaklıklarda (T_{w1} ,T_{w2}) çalışmaktadır. Bu iki sensör iki farklı bölgeye ait durma noktası ısı akısı ölçümlerini verir ($\ddot{q}_1$ ve $\ddot{q}_2$). Bu iki silindirin uç noktalarındaki sıcaklığın eşit olduğu varsayılarak, gazın sıcaklığı (T_g), ısı akısının ($\ddot{q}_1$ $\ddot{q}_2$) fonksiyonu olarak ve duvar sıcaklıkları (T_{w1} ,T_{w2}) kullanılarak belirlenebilir:

$$\ddot{q}_1 = h\,(T_g - T_{w1}) \tag{3.6}$$

$$\ddot{q}_2 = h\,(T_g - T_{w2}) \tag{3.7}$$

$$T_g = T_{w1} + \ddot{q}_1 \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\ddot{q}_2 - \ddot{q}_1} \tag{3.8}$$

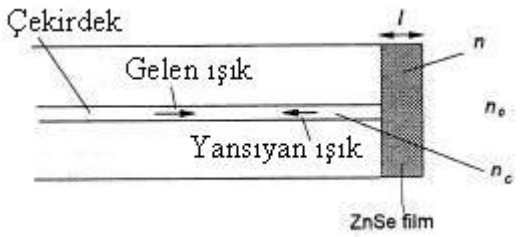
Bu probun avantajı, termokupllar ve soğuk tele (cold wire) göre daha yüksek frekanslarda çalışabilmesidir. Buna ek olarak çok karışık kalibrasyon işlemlerine de gerek duymaz. Ayrıca, termokupllara ve soğuk tele göre daha dayanıklı olan bu yeni prob, gaz bileşiminden bağımsız olarak da ölçüm yapabilmektedir. Yüksek türbülans yoğunluğunda, sıkıştırılabilir akışlarda uygulanabilme özelliğine sahiptir. VKI'de gerçekleştirilen ölçümlerde, çiftli ince film probları türbinin rotorunun ve ikinci statorunun arkasında uygulanmıştır. Ayrıca gerçekleştirilen testlerde, probun cevap süresinin termokupla göre daha hızlı olduğu gözlenmiştir. Termokupl ve çiftli ince film probu ile ölçülen sıcaklıkların karşılaştırılması Şekil 3.5'de verilmiştir [30].



Şekil 3. 5: Termokupl ve çiftli ince film probu sıcaklık ölçümünün karşılaştırılması [30]

3.1.5 Fiberoptik prob

Fiberoptik problarda algılayıcı eleman ince bir optik filmdir. Sıcaklık değiştikçe optik kırılma oranı değişmektedir. Bu ince film tekil optik lifin ucuna yerleştirilmiştir. Lazer ışını optik lif içerisinde ilerlediğinde kaplamanın iki yüzeyi, ışığı $\phi = 4.\pi.n.l / \lambda$ fazı ile yansıtır. Bu ifadedeki n kırılma oranıdır. Film sıcaklığındaki değişim, fazda da değişime neden olur. Bu değişim de fotodetektör ile ölçülür. Ortalama film sıcaklığı gaz sıcaklığını direkt olarak vermez. Nedeni ise filmin bir yüzeyinin gaz ile temas ederken diğer yüzeyinde ise optik lif ile değişken ısı iletiminin gerçekleşmesidir. Bu nedenle film kalınlığına bağlı olarak çeşitli korelasyonlar yapılmaktadır. Kidd S.R ve Barton J.S [30] tarafından yapılan çalışmalarda 36 kHz'e kadar çıkılmış, ancak bir saat sonra yağ damlacıkları nedeni ile optik kaplama zarar görmüştür. Kaplama malzemeleri üzerinde yapılan çalışmalar devam etmektedir. Şekil 3.9'da şematik olarak sunulan bu probun avantajı, elektriksel bozuculara karşı hassas olmamasıdır .



Şekil 3. 6: Fiberoptik prop ölçüm sistemi [30]

3.1.6 Ölçüm sisteminin kullanılabilirliği

Yüksek frekansta sıcaklık ölçümünün, pistonun 4 safhalı sıkıştırma işlemini gerçekleştirmesi sırasında yapılması gerekmektedir. Piston, 50 Hz frekansta çalışmaktadır; ancak, her bir çevrim içinde mümkün olduğunca çok veri alınarak silindir içerisindeki gaz sıcaklığının değişiminin görülebilmesi hedeflenmektedir. Sonuç olarak, ölçüm işleminin yaklaşık 10 kHz değerinde gerçekleştirilmesi düşünülebilir. Yüksek frekansta sıcaklık ölçümü için referans noktası belirlenirken; valf tablası içerisinden geçilerek piston üst ölü noktada iken pistona temas etmeyecek şekilde bir nokta olması göz önünde bulundurulmalıdır.

Böylece silindir içerisindeki soğutucu gazın sıcaklığının yüksek frekansta ölçülmesi mümkün olabilir. Kompresör pistonunun çapı yaklaşık 25 mm'dir. Algılayıcı problarının bu çaptan daha küçük olması gerekmektedir.

Von Karman Enstitüsü (VKI) Türbomakinalar Departmanı Başkanı Prof. Tony ARTS ile yapılan görüşmeler [31] sonucunda, ölçüm sistemlerinin kullanılabilirliği hakkında bilgiler elde edilmiştir. Soğuk tel ölçüm sistemi ile 10 kHz değerlerini elde edebilmek zor olmakla beraber, 5 kHz ve altındaki değerler için soğuk tel sistemi kullanılabilir gözükmektedir. Kompresör içerisindeki en büyük problem, üst ölü noktadan geriye kalan hacmin çok küçük olması nedeni ile teli tutan ayakların normal boyutlarına göre daha küçük boyutlarda yapılmasının zorunlu olmasıdır. Böyle bir durumda da çok iyi bir kalibrasyon işlemine gerek duyulacaktır. Ayrıca tel ile valf yaprağı arasında da etkileşim oluşabilme durumunun da göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Tel ve yaprak arasındaki etkileşim ve olası sınır tabaka içinde kalınmasından dolayı çeşitli düzeltmelere ihtiyaç duyulabileceği belirtilmiştir.

"Çift tabakalı ince film sensörü" ölçüm aleti ise yüzey sıcaklığı ölçümünde kullanılmaktadır. Bu durumda hacim içinde sıcaklık gradyenlerinin olup olmadığından emin olunması gerekmektedir. Çünkü bazı durumlarda yüzey sıcaklığı gaz sıcaklığına eşit olmayabilir ya da piston yüzeyinde farklı sıcaklıklar oluşabilir.

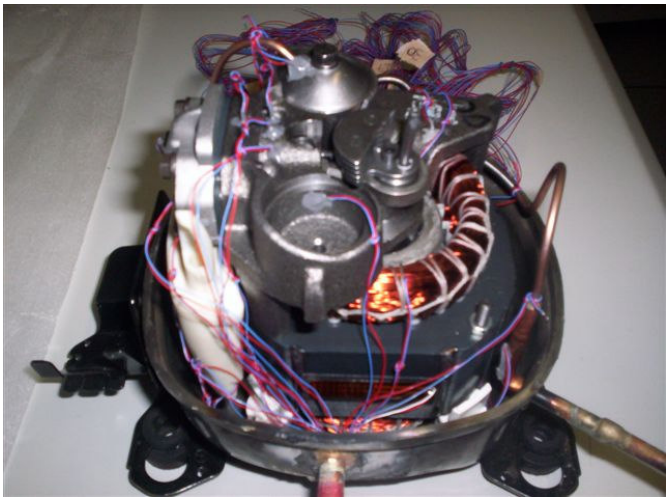
"Çiftli ince film probu" sisteminde, probların frekans cevabı oldukça iyi seviyededir. Ayrıca bu probların yüzeye "sıfır" monte edilmesi de uygulamayı olanaklı kılmaktadır. Ancak çiftli ince film probları genellikle çevrimlerden ziyade, basamak fonksiyonu şeklindeki değişimleri takip etmek üzere geliştirilmiştir ve periyodik hal değişimi için kullanılması üzerine herhangi bir çalışma gerçekleştirilmemiştir.

Fiber optik problarda ise çok fazla çalışma ile karşılaşılmamıştır.

3.2 Termokupllarla Sıcaklık Ölçümü

Deneysel çalışmalar kapsamında R600a soğutkan gazlı ve küçük kapasiteli bir kompresör kullanılmıştır. Bu kompresör tek silindirli ve genel olarak buzdolaplarında kullanılan hermetik pistonlu bir soğutma kompresörüdür.

Belirlenen hermetik kompresör kesilerek içerisindeki yağ süzülmüştür. Kompresör bileşenleri çıkarılarak alkol ile temizlenmiş ve fırında kurutulmuştur. Bileşenler yeniden kompresör içerisine yerleştirilerek termokuplların yerleştirileceği noktalar belirlenmiştir. Şekil 3.7'de sunulduğu üzere termokupllar soğuk kaynak yardımı ile belirlenen noktalara yerleştirilmiştir.



Şekil 3. 7: Termokupl yerleştirilen kompresörün genel görünümü

Kompresörün içerisinden alınmış olan yağ, yeniden süzülerek, yeniden ilave edilmiştir. Kompresör egzoz hattı Şekil 3.8'de sunulan basınç göstergeli manifolda bağlanarak kompresör belli bir süre çalıştırılmıştır. Manifold üzerinde okunan basınç değerinin 20 bar değerinden 15 bar değerine ve 15 bar değerinden 10 bar değerine inme süreleri kaydedilmiştir. Bu süre zarfında soğutucu akışkan yolu üzerindeki komponentlerde sızıntı olup olmadığı kontrol edilerek kompresöre iç kaçak testi yapılmıştır.



Şekil 3. 8: Kaçak testlerinde kullanılan basınç manifoldu

Kaçak olmadığı tespit edildikten sonra kaynak ile üst muhafaza ve alt muhafaza yeniden birleştirilmiştir. Kaynak yapılan ve içerisine 5 bar basınçta azot gazı verilen kompresör, havuz içerisine daldırılarak, kaynak yapılan noktalardan kaçak olup olmadığı belirlenmiştir. Dış kaçak testi de gerçekleştirildikten sonra, kompresör sıcaklık ve kalorimetre testlerinin gerçekleştirilebilmesi için kalorimetre cihazı içerisine yerleştirilmiştir. Sistem üzerinden, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ait yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları değiştirilerek; kompresörün, Tablo 3.1'de sunulan ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) ve buzdolabı çalışma koşulları altında çalıştırılabilmesi sağlanmıştır. Deneysel çalışmalar kapsamında kompresörün farklı çalışma koşulları için ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Tablo 3. 1: Kompresör çalışma şartları

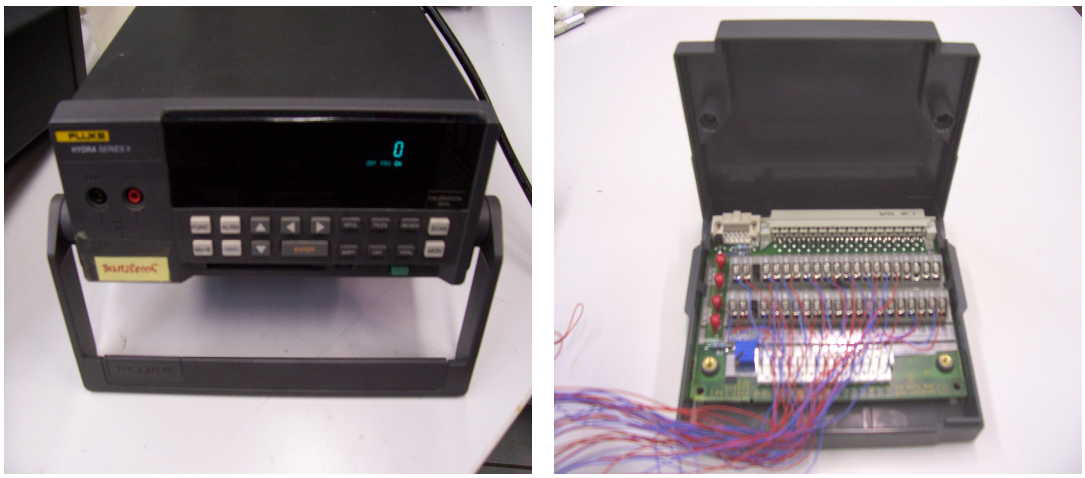
Çalışma Şartı	$T_{buh.}$ (ºC)	P_{buh} (bar)	$T_{yoğ.}$ (ºC)	$P_{yoğ.}$ (bar)
ASHRAE	-23.3	0.624	54.4	7.613
Buzdolabı Şartı	-30	0.462	45	6.04

3.2.1 Deney sisteminin incelenmesi

Detay sıcaklık ölçümü çalışmaları kapsamında, çeşitli cihaz ve ekipmanlardan yararlanılmıştır. Bu cihaz ve ekipmanların ayrıntılı olarak incelenmiştir.

Fluke Hydra veri toplama cihazı

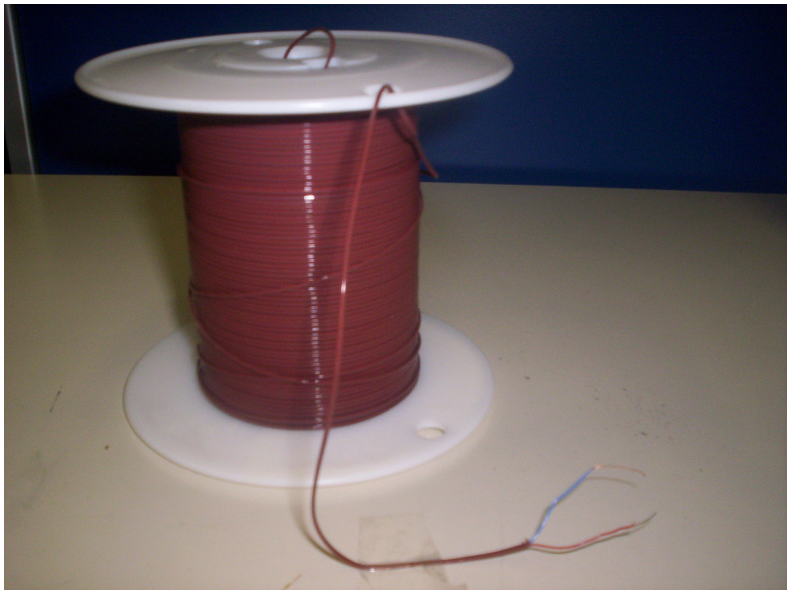
Hermetik kompresör üzerindeki termokupllar, Fluke Hydra veri toplama sistemine ait kart üzerine yerleştirilmiştir. Termokupllardan alınan sinyaller, Fluke Hydra veri toplama cihazı kullanılarak bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Bu cihaza ait bilgisayar programı aracılığı ile kullanılan termokupla ait veriler girilerek, sıcaklık ölçüm çalışmaları gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3. 9: Fluke Hydra veri toplama cihazı

Watlow termokupl

Termokupllar elektriksel sıcaklık ölçme yöntemlerinden günümüzde en çok kullanılan türüdür. Termokupllar yardımı ile pratikte -185 ila 1820 ºC sıcaklıkları arasında her türlü sıvı, katı ve gaz sıcaklıkları kolayca ölçülebilir. İmalatları standart hale getirilmiştir. Sıcaklık ölçüm çalışmaları kapsamında Watlow firmasına ait termokupllar kullanılmıştır.



Şekil 3. 10: Watlow firmasına ait Termokupl

Tablo 3. 2: Kullanılan termokupl genel özellikleri [32]

ÖZELLİK	ÖLÇME ARALIĞI
DC Gerilim	90 mV - 50 V
AC Gerilim	50 mV - 30 V
Direnç	300 ohm - 3M ohm
Frekans	15 Hz - 1Mhz
T tipi termokupl	-100 - 400 ºC
Tolerans	± 1 veya ± 0.75 %

Kalorimetre cihazı

Kompresör üreticileri tarafından kompresör kapasite ve performans değerlerinin piyasaya deklare edilmesi için; kompresörlere ASHRAE standart kalorimetre ölçümü uygulanmaktadır. Kompresörler ASHRAE noktası çalışma şartlarından elde ettikleri sonuçları deklere etmek zorundadır. Kompresörler; kalorimetre cihazı adı verilen ölçüm düzeneğinde ASHRAE çalışma noktasında test edilirler.

Kalorimetre cihazı; kompresör giriş-çıkışının veya soğutma çevriminin buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığının ve kompresörün bulunduğu kapalı hacmin sıcaklığının PID otomatik kontrol sistemiyle hassas olarak kontrol edilebildiği bir gelişmiş bir soğutma çevrimidir.

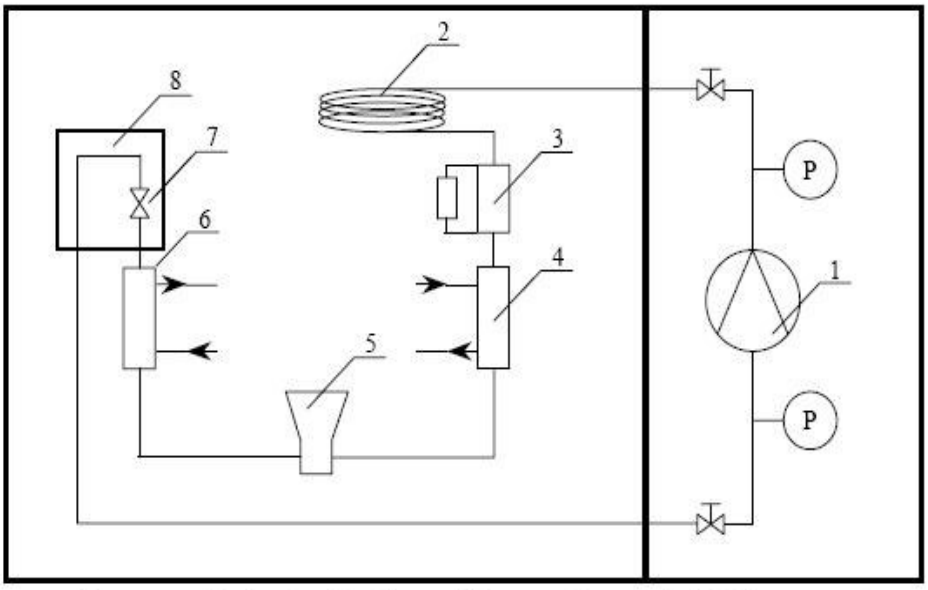


Şekil 3. 11: Kalorimetre sistemi [33]

Hermetik kompresörlerin performansını ölçmeye yönelik olarak kullanılan kalorimetre cihazı Şekil 3.11'de sunulmaktadır. Kompresörün yerleştirildiği bölüm içerisinde ortam sıcaklığı sabit 32.2 ºC 'ye getirilerek kalorimetre ölçümleri gerçekleştirilmektedir. Ayrıca, kompresör muhafazası üzerine yerleştirilen termokupllar yardımı ile sıcaklık ölçümleri de gerçekleştirilebilmektedir.

ASHRAE çalışma noktasında; R600a soğutkanı için soğutkan buhar –23.3°C sıcaklık değerine karşılık gelen doyma basıncında (0.624 bar) buharlaştırıcıdan geçmektedir. Soğutkan buhar buharlaşma basıncı olan 0.624 bar basınç ve 32.2 °C sıcaklıkta kızgın buhar olarak buharlaştırıcıyı terk etmektedir. ASHRAE çalışma noktasında kompresörün bulunduğu kapalı hacim de 32.2°C sıcaklıkta sabit tutulduğu için buharlaştırıcıdan çıkan gazın 0.624 bar basınç ve 32.2°C sıcaklıkta kızgın buhar olarak kompresöre girdiği kabul edilmektedir. Ayrıca buharlaştırıcının bulunduğu hacim de bir elektrikli ısıtıcı yardımı ile 32.2°C sıcaklıkta sabit tutulmaktadır.

Soğutkan buhar kompresörde 54.4°C sıcaklık değerine karşılık gelen 7.613 bar doyma basıncında kompresörden çıkıp yoğuşturucuya girmektedir. Soğutkan buhar yoğuşturucuda 7.613 bar ve 32.2°C sıcaklıktaki aşırı soğuma noktasına kadar soğutulur ve buhar sıvı hale getirilir.



Kompresör kalorimetresi test düzeneğinin şematik gösterimi: 1: Kompresör, 2: Yoğuşturucu, 3: Akü, 4: Aşırı soğutma ünitesi-1, 5: Debiölçer, 6: Aşırı soğutma ünitesi-2, 7: Kısılma vanası, 8: Buharlaştırıcı

Şekil 3. 12: Kalorimetre sistemi şematik gösterimi

3.2.2 Detay Sıcaklık Ölçümü

Kompresör içerisindeki farklı komponentlerde sıcaklık seviyesinin belirlenmesi ve ısı geçiş ağı için bir altyapı oluşturulması amacıyla, R600a soğutkan gazlı ve küçük kapasiteli bir kompresör üzerinde detay sıcaklık ölçümü çalışması gerçekleştirilmiştir. ASHRAE noktası ve dolap üzerinde çalışma noktası olmak üzere iki farklı test şartında gerçekleştirilen ölçümlerden önce, kompresör orjinal durumu ile kalorimetre testine alınmıştır. Kalorimetre testinden çıkan kompresörün muhafazası kesilerek farklı noktalara termokupllar yerleştirilmiş ve iç ve dış kaçak testlerinden sonra kompresör sıcaklık ölçümü çalışması için tekrar kalorimetreye alınmıştır.

Sıcaklık ölçümü için hazırlanan kompresörde, termokupların yerleştirildiği komponentler ve her bir komponent için kullanılan termokupl sayısı Tablo 3.3'de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere hem soğutkan hattı hem de motor, yağ, muhafaza ve gövde gibi farklı komponentler üzerine toplam 38 adet termokupl yerleştirilmiştir.

Tablo 3. 3: Sıcaklık ölçüm noktaları

No	Ölçüm Noktası	Adet	No	Ölçüm Noktası	Adet
1	Taban yağ sıcaklığı	4	13	Silindir kafası	1
2	Emme susturucusu arka yüzeyi	4	14	Egzoz susturucusu	1
3	Emme susturucusu ön yüzeyi	4	15	Egzoz borusu girişi	1
4	İç gaz	4	16	Egzoz borusu çıkışı	1
5	Silindir cidarı	4	17	Stator laminasyon	1
6	Gövde	2	18	Alt sargı	1
7	Egzoz plenumu iç yüzeyi	2	19	Üst sargı	1
8	Emme borusu	1	20	Kompresör rezonatörü	1
9	Emme susturucusu girişi	1	21	Braket	1
10	Emme susturucusu çıkışı	1	22	Muhafaza	2
11	Emme plenumu	1	23	Kompresör çıkış.	1
12	Silindir kafası yan yüzeyi	1	Toplam		41

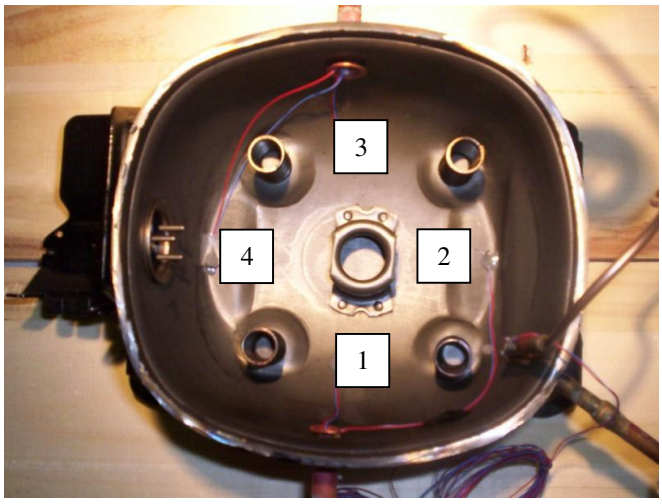
ASHRAE Noktası Sıcaklık Ölçümleri

Kompresör içerisinde farklı komponentlerde gerçekleştirilen ölçümler, ölçüm noktaları gruplanarak değerlendirmeye alınmıştır. Bu gruplar: "Taban Yağ", "Emme Susturucusu Arka Yüzeyi", "Emme Susturucusu Ön Yüzeyi", "İç Gaz", "Silindir Cidarı", "Gövde", "Emme Borusu Girişi-Emme Susturucusu Çıkışı", "Emme Plenumu-Silindir Kafası", "Egzoz Plenumu-Egzoz Borusu Çıkışı" olarak sıralanabilir.

Kompresör tabanındaki yağ sıcaklığının belirlenmesi için yerleştirilen 4 termokuplun lokasyonu Şekil 3.13'da, bu noktalardan ölçülen yağ sıcaklıklarının sürekli rejime ulaşıldığında zamanla değişimi ise Şekil 3.14'de sunulmuştur.

Şekil 3.14 incelendiğinde, sıcaklıkların ortalama bir değer etrafında salınım yaptığı görülmektedir. Bu durumun, yağ pompası nedeniyle muhafazanın alt kısmında bulunan yağın sürekli olarak hareket etmesinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Tablo 3.4'de sunulan ortalama değerler incelenecek olursa, yağ sıcaklığının 59.9-62.9°C arasında kaldığı görülmektedir.

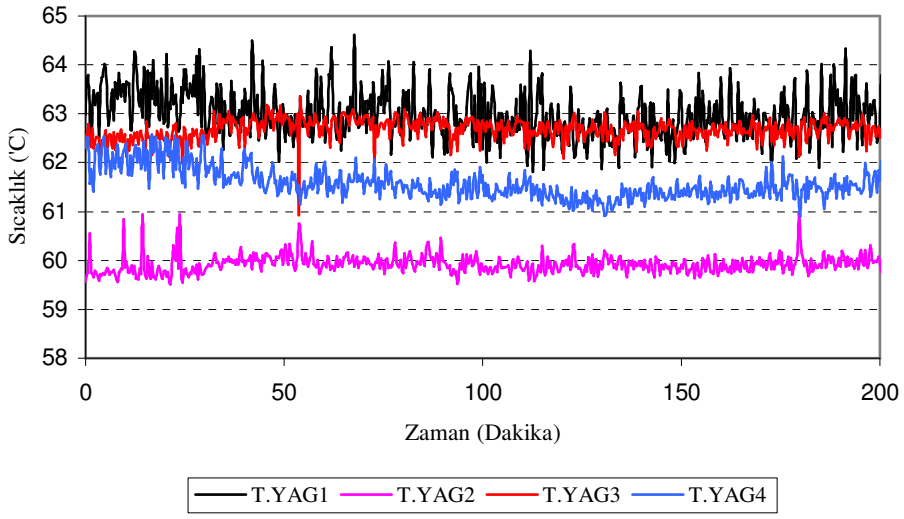
Bu sıcaklıklardaki kinematik viskozite değerleri, SUNISO 1GS (Japon Sunoco firmasının soğutucu kompresörlerde kullanılan özel yağı) için sırasıyla 5.28 ve 4.90 cSt olduğundan, bu sıcaklık farkı viskozitede %7.2'lik bir farka denk gelmektedir. ASHRAE şartı için ortalama yağ sıcaklığı 61.7°C, bu sıcaklığa denk gelen kinematik viskozite ise 5.05 cSt olarak not edilebilir.



Şekil 3. 13: Taban yağ sıcaklıklarının ölçülmesi için yerleştirilen termokupllar

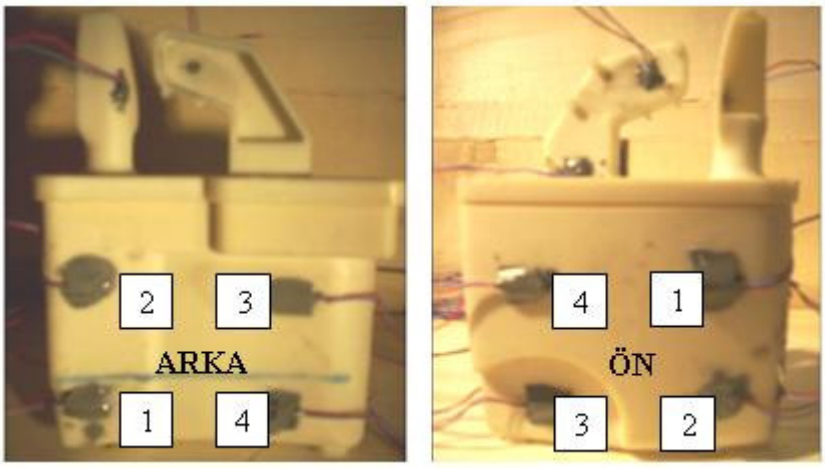
Tablo 3. 4: Yağ için ortalama sıcaklıklar (ASHRAE şartları)

	Taban yağ-1	Taban yağ-2	Taban yağ-3	Taban yağ-4
Sıcaklık (ºC)	62.9	59.9	62.6	61.5



Şekil 3. 14 : Yağ sıcaklıklarının zamanla değişimi

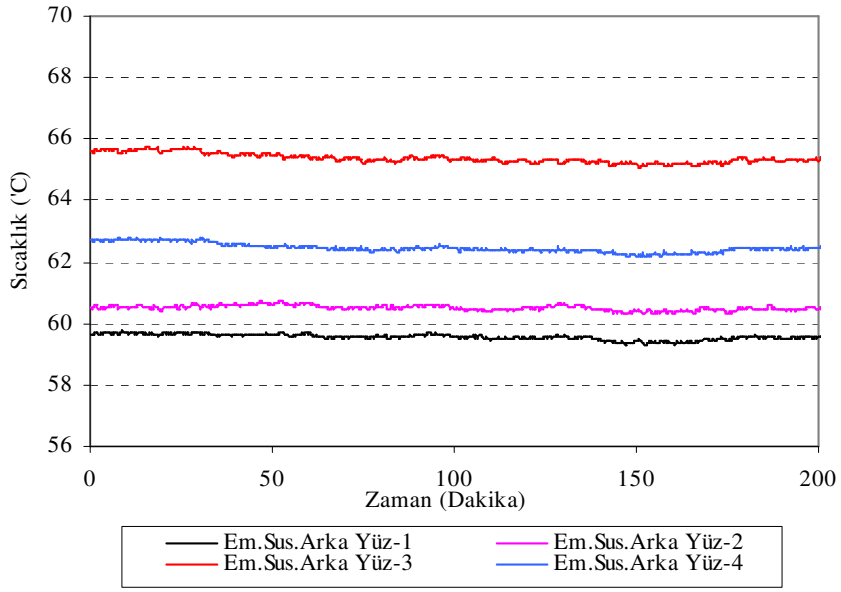
Emme susturucusu arka ve ön yüzeylerine ve bu noktalara ek olarak susturucu çıkışı ve emme plenumu olarak adlandırılan bölgelere yerleştirilen termokupllar Şekil 3.15'de sunulmuştur. Şekilden görüleceği üzere ön yüzeyden bakıldığında plenumun başladığı nokta, susturucunun çıkışı olarak ele alınmış ve buna ek olarak plenum içerisinde emme portuna denk gelen bölgeye yakın bir noktaya da bir termokupl yerleştirilmiştir. Emme susturucusu arka ve ön yüzeyine yerleştirilen termokupllardan sürekli rejim süresi boyunca elde edilen sıcaklıkların zamanla değişimi Şekil 3.16 ve 3.17'de sunulmuştur. Şekillerden görüleceği üzere, arka yüzeydeki sıcaklıklar oldukça kararlı iken ön yüzeydeki sıcaklıklar belirli bir değer etrafında salınım yapmaktadır. Her iki grup için elde edilen ortalama değerler Tablo 3.5'de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, emme susturucusu arka yüzeyi ortalamada 61.9°C olup 57.9°C olarak belirlenen ön yüzeye göre 4°C daha sıcaktır. Susturucunun arka yüzeyinin motora bakması nedeniyle bu tür bir sıcaklık farkının oluştuğu söylenebilir.



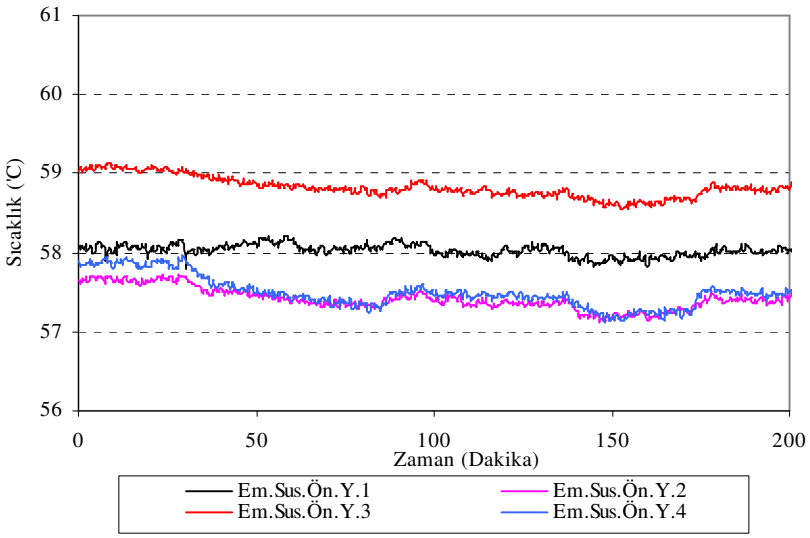
Şekil 3. 15 : Emme susturucusu arka ve ön yüzeyine yerleştirilen termokupllar

Tablo 3. 5: Emme susturucusu yüzey sıcaklıkları (ASHRAE şartları)

	1	**2**	**3**	**4**
Em sus.arka yüz.. (°C)	59.5	60.5	65.3	62.4
Em. sus.ön yüz. (°C)	58.0	57.4	58.8	57.4

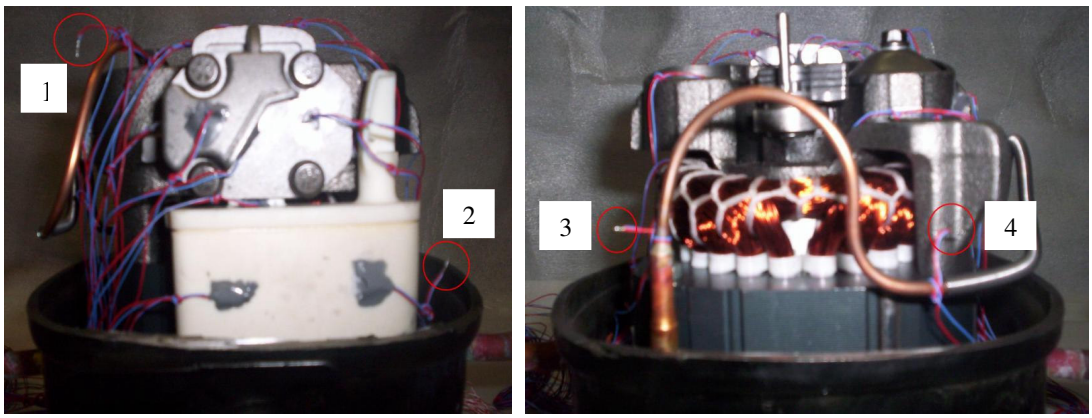


Şekil 3. 16 : Emme susturucusu arka yüzeyi sıcaklıklarının zamanla değişimi



Şekil 3. 17 : Emme susturucusu ön yüzeyi sıcaklıklarının zamanla değişimi

Kompresör muhafazası içerisindeki gaz sıcaklığının belirlenmesi için 4 farklı noktaya yerleştirilen termokupların lokasyonu Şekil 3.18'de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere, termokupllar kompresöre üstten bakıldığında muhafazanın dört ucuna yerleştirilmiş olup, 1 ve 2 numara silindir kafası tarafına, 3 ve 4 numara ise emme susturucusu giriş ağzından uzak olan bölgeye sabitlenmiştir.



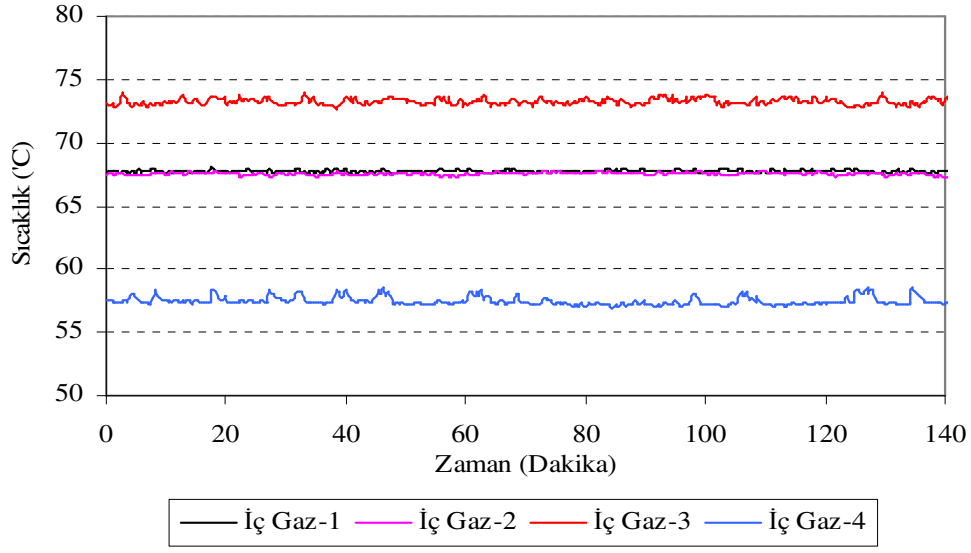
Şekil 3. 18: Muhafaza iç gaz sıcaklığı ölçüm noktaları

Bu sıcaklıkların zamanla değişimi Şekil 3.19'de verilmiştir. Şekilden görüleceği üzere sıcaklık değerleri oldukça stabildir. Tablo 3.6'da sunulan ortalama sıcaklık değerleri incelendiğinde ise kompresör dönüş borusundan uzak olan 3 numaralı noktanın en yüksek sıcaklıkta, 77.8°C, bu noktanın yakınındaki 4 numaralı bölgenin ise en düşük sıcaklıkta olduğu görülmektedir: 60.4°C.

İç gaz için en düşük sıcaklık değerine, susturucu girişinden uzakta olan 4 numaralı noktada ulaşılmasının; bu noktanın silindir kafası ve egzoz hattı gibi yüksek sıcaklıktaki komponentler ile ısı geçişinde bulunmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

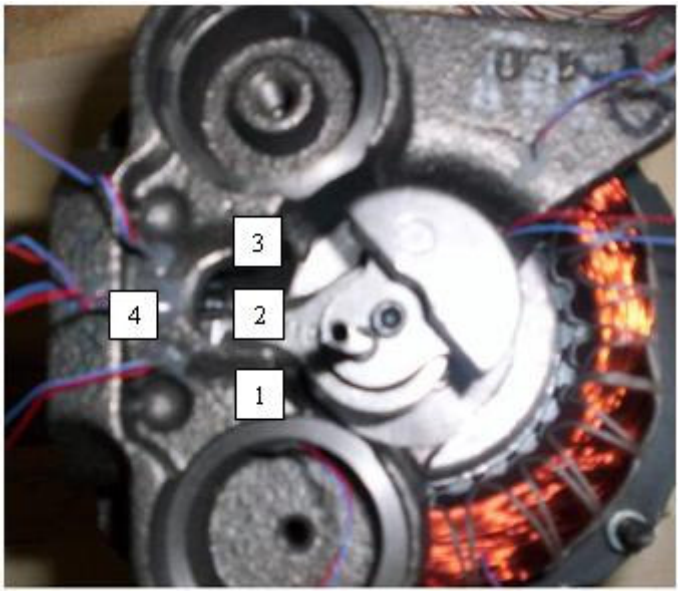
Tablo 3. 6: Muhafaza iç gaz sıcaklıkları (ASHRAE şartları)

	İç gaz-1	İç gaz-2	İç gaz-3	İç gaz-4
Sıcaklık (ºC)	71.4	71.1	77.8	60.4



Şekil 3. 19: Muhafaza iç gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi

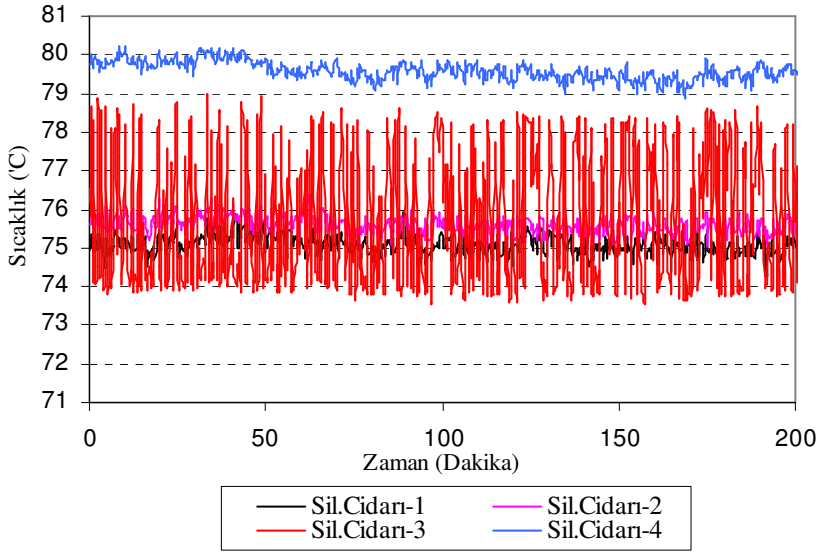
Kompresör silindiri üzerinde 4 farklı noktada sıcaklık ölçümü gerçekleştirilmiş olup, Şekil 3.20'de sunulan 4 numaralı termokupl silindir cidarına oldukça yakın yerleştirilmeye çalışılırken, diğer üç nokta gövdenin üst yüzeyine yerleştirilmiştir. Bu noktalarda ölçülen sıcaklıkların ortalama değerleri Tablo 3.7'de, sıcaklıkların zamanla değişimi ise Şekil 3.21'da verilmiştir. Şekil 3.21'den görüleceği üzere 3 numaralı noktada okunan sıcaklıklar ±2.5°C'lık bir bant içerisinde salınım yapmaktadır. Bu salınımın nedeni tam olarak anlaşılamamış olmakla beraber, termokuplun yapıştırıldığı yüzeye teması ile ilgili bir problem olabileceği düşünülmüştür. Bu salınımın yağ serpintisi ile de ilgili olabileceği düşünülmüş olsa da, diğer iki noktada benzer bir davranış görülmemektedir. Silindir cidarına en yakın olan 4 numaralı termokupl beklendiği üzere en yüksek sıcaklığı göstermiştir.



Şekil 3. 20: Silindir sıcaklığının ölçülmesi için yerleştirilen termokupllar

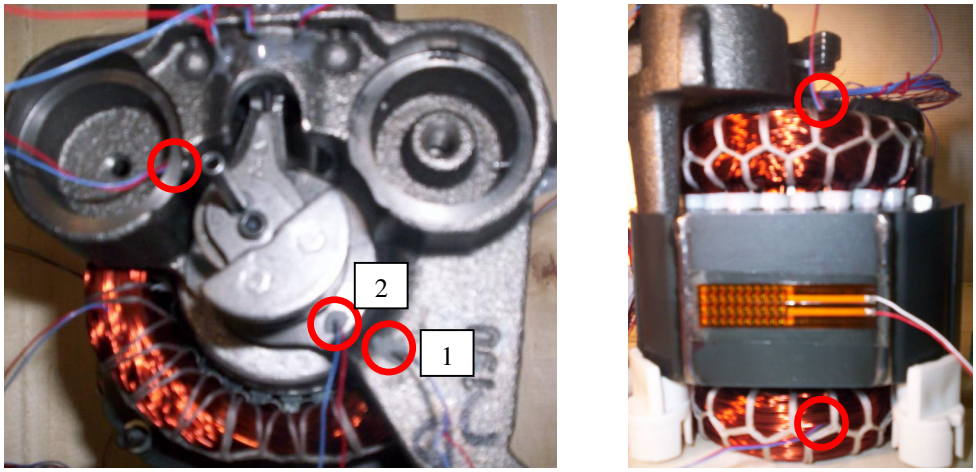
Tablo 3. 7 : Slindir sıcaklıkları (ASHRAE şartları)

	Silindir cidarı-1	Silindir cidarı-2	Silindir cidarı-3	Silindir cidarı-4
Sıcaklık (ºC)	75.1	75.5	75.6	79.5

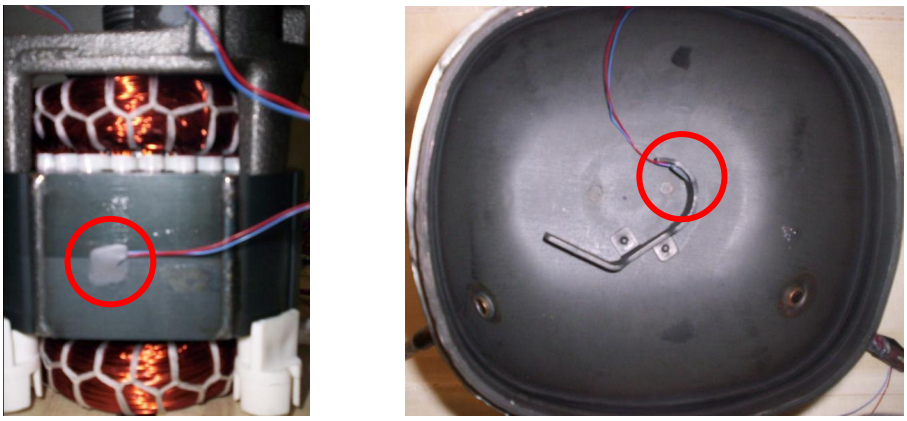


Şekil 3. 21: Silindir sıcaklıklarının zamanla değişimi

"Gövde" grubu altında, kompresör gövdesi üzerindeki iki nokta, kompresör rezonatörü, üst ve alt sargı, stator laminasyon ve braket üzerine yerleştirilen termokupllardan okunan sıcaklık değerleri incelenmiştir. Bu noktalara yerleştirilen termokupllar Şekil 3.22 ve 3.23'da görülebilir. Bu noktalardaki sıcaklıkların zamanla değişimi ise Şekil 3.24'de verilmiştir. Şekilde görüleceği üzere sürekli rejim olarak kabul edilen süre içerisinde sıcaklıklar oldukça stabildir. Tablo 3.9'da sunulan ortalama değerler incelendiğinde, motor ile ilgili olan alt sargı, üst sargı ve stator laminasyon sıcaklıklarının birbirine oldukça yakın olduğu belirtilebilir.



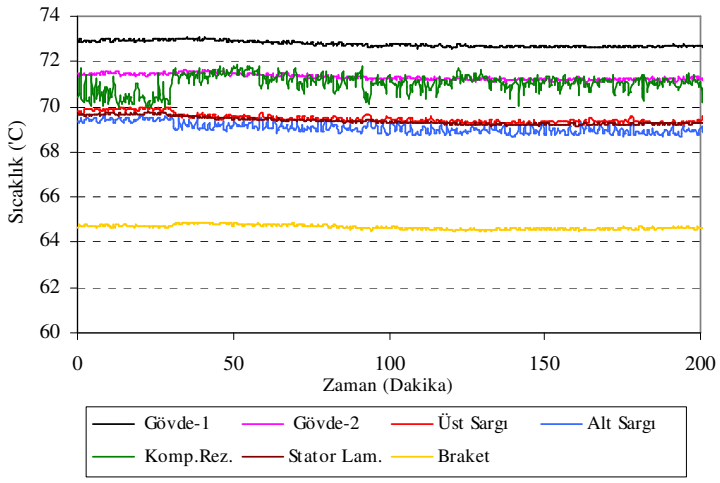
Şekil 3. 22: Kompresör gövdesi, rezonatör, alt ve üst sargıya ait sıcaklık ölçüm noktaları



Şekil 3. 23 : Stator laminasyon ve brakete ait sıcaklık ölçüm noktaları

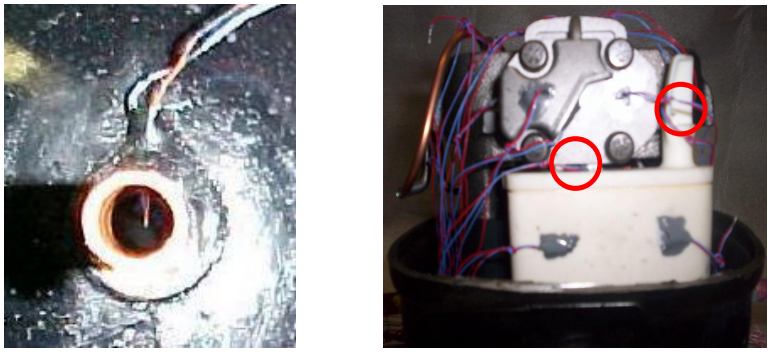
Tablo 3. 8: "Gövde" grubuna ait sıcaklıklar (ASHRAE şartları)

Gövde 1	Gövde 2	Üst sargı	Alt sargı	Rezonatör	Sta. lam.	Braket
72.7 ºC	71.3 ºC	69.4 ºC	69.1 ºC	71.1 ºC	69.3 ºC	64.6 ºC



Şekil 3. 24: Gövde ve motor ile ilgili sıcaklıkların zamanla değişimi

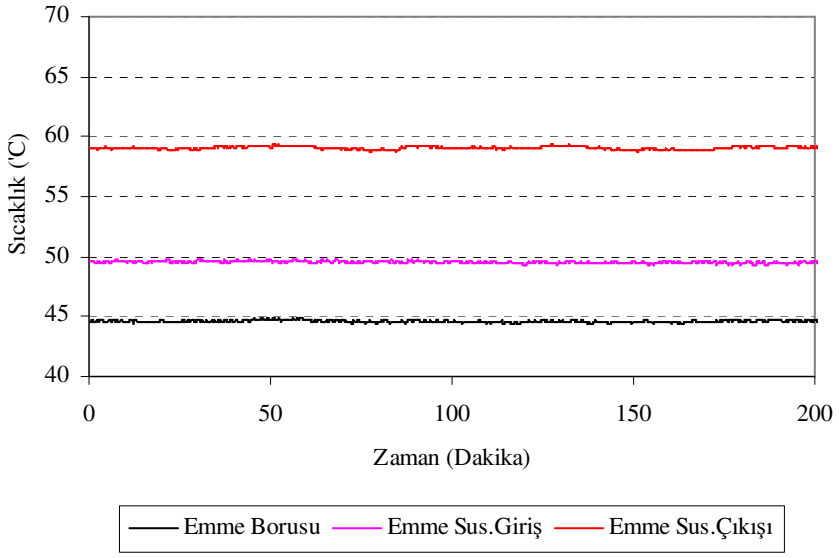
Emme borusu girişi ve emme susturucusu giriş ve çıkışı ile ilgili noktalara yerleştirilen termokupllar Şekil 3.25'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere emme borusu girişine yerleştirilen termokupl ile soğutkanın kompresör muhafazasına girmeden önceki ısınması belirlenmeye çalışılmıştır. Emme susturucusu çıkışı olarak adlandırılan noktanın, emme plenumu başlangıcında olduğuna dikkat edilmelidir. Bu tür bir yerleşim ile susturucunun ana gövdesi ve emme plenumunda gerçekleşen ısı geçişi birbirinden ayrılmaya çalışılmıştır. Şekil 3.26 incelendiğinde, bu noktalarda ölçülen sıcaklıkların da oldukça stabil olduğu görülmektedir. Tablo 3.7'de sunulan değerlerden görüleceği üzere ASHRAE şartlarında 32.2°C olması gereken dönüş gazı, muhafaza ve konnektörde gerçekleşen ısı geçişi nedeniyle 12.4°C kadar ısınarak muhafazaya girmekte ve gaz karışımı prosesi nedeniyle sıcaklık 4.9°C daha artarak 49.5°C'a ulaşmaktadır. Emme plenumunun başlangıcında ölçülen sıcaklığa göre, susturucu ana gövdesinde gerçekleşen toplam ısınma ise 9.6°C'dir.



Şekil 3. 25: Emme borusu girişi, emme susturucusu giriş ve çıkışına ait sıcaklık ölçüm noktaları

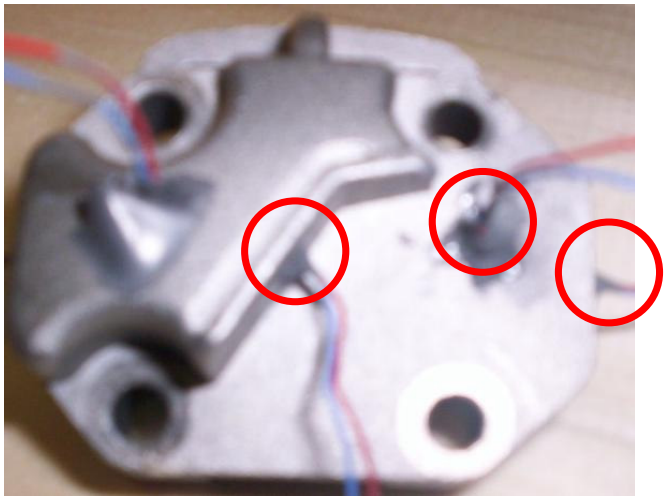
Tablo 3. 9: Emme hattı ve emme susturusu ile ilgili sıcaklık, ASHRAE

	Emme borusu	Emme susturucusu girişi	Emme susturucusu çıkışı
Sıcaklık (ºC)	44.6	49.5	59.1



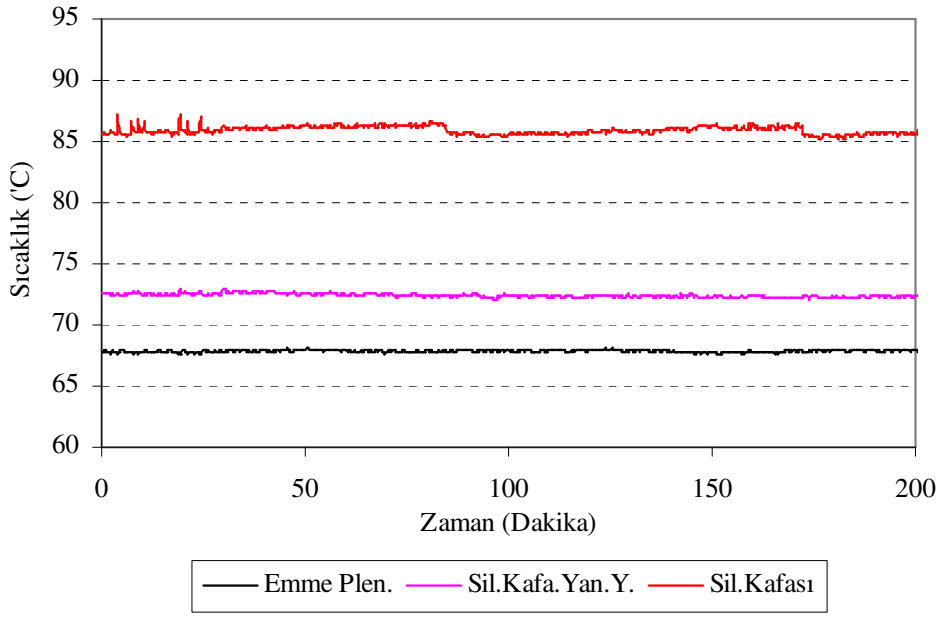
Şekil 3. 26: Emme borusu ve emme susturucusu giriş-çıkış sıcaklıklarının zamanla değişimi

Emme plenumu içine, silindir kafasının emme plenumunu oluşturan tarafında yan yüzeye ve plenumlar arası bölgede silindir kafası üzerine yerleştirilen termokupllar Şekil 3.27'de sunulmuştur. Bu noktalarda ölçülen sıcaklıkların zamanla değişimi Şekil 3.28'de, sıcaklıkların ortalama değerleri ise Tablo 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3. 27: Emme plenumu ile ilgili sıcaklık ölçüm noktaları

Tabloda görüleceği üzere, özellikle plenumlararası geçiş bölgesinde sıcaklık oldukça yüksektir: 85.9°C. Susturucu ana gövdesinde 9.6°C ısınan gaz, bu etki nedeniyle silindire girmeden önce sadece plenum bölgesinde 8.7°C daha ısınarak 67.8°C sıcaklığa ulaşmaktadır. Bu bağlamda, silindir emme gazının sıcaklığının azaltılmasında susturucu ana gövdesinden ziyade plenum kısmı üzerinde çalışılabilir.

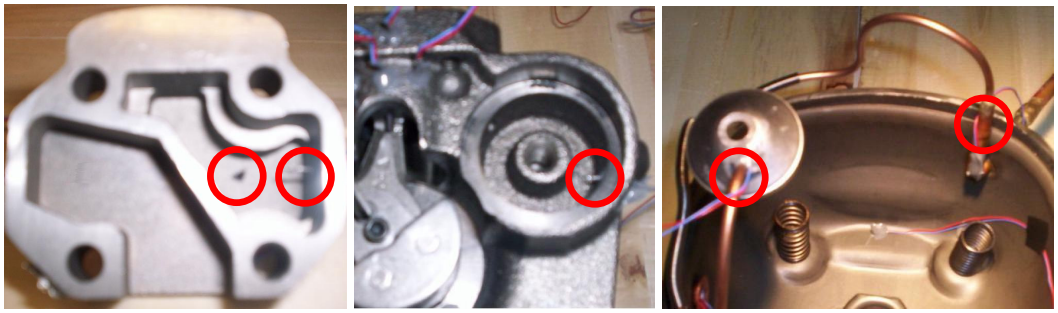


Şekil 3. 28: Emme plenumu ile ilgili sıcaklıkların zamanla değişimi

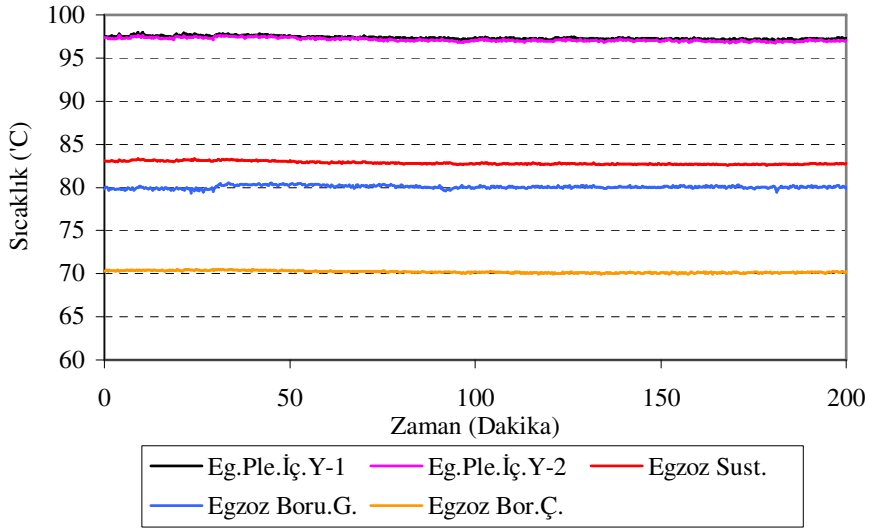
Tablo 3. 10: Emme plenumu ile ilgili sıcaklıklar

	Emme plenumu	Silindir kafası plenumlar arası bölge	Silindir. kafası yan yüzeyi
Sıcaklık (ºC)	67.8	85.9	72.4

Egzoz plenumu içerisinde iki farklı noktada ve egzoz susturucusu, egzoz borusu girişi ve egzoz borusu çıkışında belirlenen noktalara yerleştirilen termokupllar Şekil 3.29'da, bu noktalardaki sıcaklıkların zamanla değişimi ise Şekil 3.30'da sunulmuştur. Tablo 3.11'de verilen ortalama değerler incelendiğinde, egzoz plenumu içindeki sıcaklığın oldukça homojen olduğu ve soğutkanın egzoz borusu çıkışı sonuna kadar yaklaşık 27°C soğuduğu söylenebilir.



Şekil 3. 29: Egzoz hattına yerleştirilen termokupllar



Şekil 3.30: Egzoz hattı sıcaklıklarının zamanla değişimi

Tablo 3. 11: Egzoz hattı sıcaklıkları (ASHRAE şartları)

	Egzoz plenumu 1	Egzoz plenumu 2	Egzoz susturucusu	Egzoz borusu girişi	Egzoz boru çıkışı
Sıcaklık (ºC)	97.3	97.1	82.8	80.1	70.1

ASHRAE noktasında sıcaklık ölçümü sırasında elde edilen kalorimetre performansının orjinal kompresörün performansı ile karşılaştırılması Tablo 3.12'de verilmiştir. Tablodan görüleceği üzere, yerleştirilen termokupllar ve kompresörün tekrar gruplanması nedeniyle, kapasitede % 3 mertebesinde bir düşüş olmakla beraber, giriş gücünde de bir miktar azalma olduğu için kompresör performansı sadece % 1.4 azalmıştır.

Tablo 3. 12: Sıcaklık ölçümü sırasında kompresör performansı (ASHRAE şartları)

Örnek Kompresör	Orjinal durum	Sıcaklık ölçümü	Fark (%)
Kapasite (W)	98.3	95.3	-3.1
Güç (W)	67.6	66.2	-2.1
COP	1.46	1.44	-1.4

Buzdolabı Üzerinde Çalışma Noktası Sıcaklık Ölçümleri

Kompresör üzerinde ASHRAE noktasında gerçekleştirilen ölçümlerden sonra, buzdolabı üzerinde çalışma noktasında da sıcaklık ölçümlerinin yapılmasının yararlı olacağı düşünülmüştür. Bu bağlamda 45°C yoğuşma ve –30°C buharlaşma sıcaklıklarında yapılan orijinal kompresör kalorimetre testinin sonuçları Tablo 3.13'de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere evaporasyon sıcaklığının azalmasına bağlı olarak, kapasite ve giriş gücü sırasıyla % 16.4 ve 12.2 mertebesinde azalmakta ve kompresör performansı da beklendiği üzere olumsuz yönde etkilenmektedir. Muhafaza sıcaklığından görüleceği üzere, muhafaza dış yüzey sıcaklığında 3.5°C mertebesinde bir azalma olmuştur. Bu şartlar altında ölçülen iç sıcaklıkların ASHRAE noktası ile karşılaştırılması Tablo 3.14'de verilmiştir. Tabloda görüleceği üzere, egzoz patikasındaki sıcaklıklar sistematik olarak 4-5°C mertebesinde azalmış olsa da, emme hattındaki sıcaklıklar ancak 1-1.5°C kadar azalmıştır. Bu durumun, silindir kafasındaki ısı geçişinden kaynaklandığı düşünülmektedir.

Görüleceği üzere silindir kafası üzerinde plenumlar arası bölgede ölçülen sıcaklık 4.1°C azalırken, silindir kafasının emme plenumu tarafında yan yüzeyden ölçülen sıcaklık 3°C artmıştır. İç gaz, motor, gövde ve yağ sıcaklıklarında da 2-3°C arasında değişen azalmalar söz konusudur.

Tablo 3. 13: ASHRAE ve buzdolabı şartları kalorimetre performansı

	ASHRAE	Buzdolabı şartları (-30°C /+45°C)	Fark (%)
Kap. (W)	91.3	79.7	-16.4
Güç (W)	66.2	58.1	-12.2
COP	1.44	1.37	-4.9

Tablo 3. 14: ASHRAE ve buzdolabı şartları sıcaklık değerleri

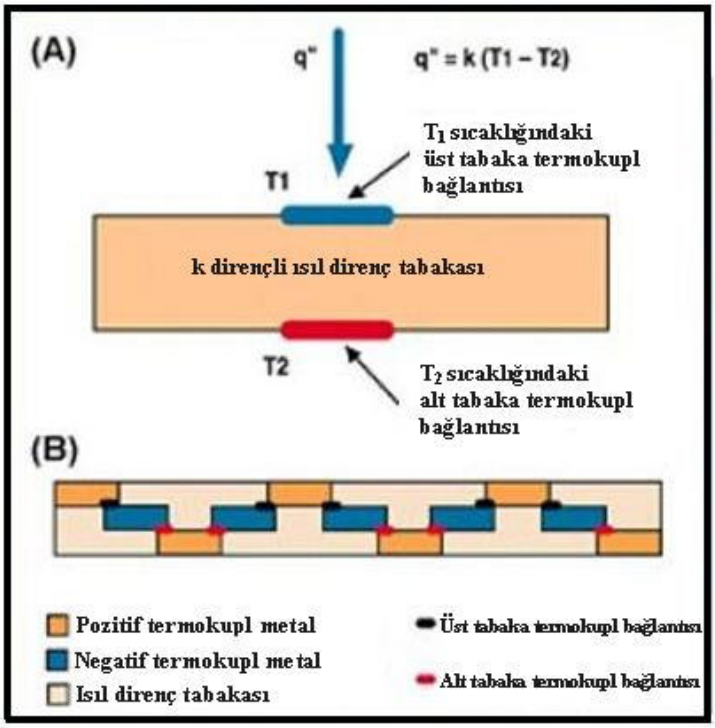
	ASHRAE	Buzdolabı şartları -30°C /+45°C	Fark (ºC)
Emme borusu	44.6	43.9	-0.7
Emme sus. girişi	49.5	49.6	0.1
Emme sus. çıkışı	59.1	58.1	-1.0
Emme plenumu	67.8	66.4	-1.4
Emme sus. arka yüzey ortalama	61.9	60.3	-1.6
Emme sus. ön yüzey ortalama	57.9	56.4	-1.5
Egzoz plenumu	97.2	92.2	-5.0
Egzoz susturucusu	82.8	78.3	-4.5
Egzoz borusu girişi	80.1	75.6	-4.5
Egzoz borusu çıkışı	70.1	65.7	-4.4
S/K plenumlararası	85.9	81.8	-4.1
S/K yan yüzey (emme plenumu)	67.8	70.8	+3.0
İç gaz ortalama	70.2	66.5	-3.7
Silindir cidarı	79.5	76.7	-2.8
Silindir etek kısmı ort.	75.4	73.3	-2.1
Motor ortalama	69.3	66.6	-2.7
Rezonatör	71.1	68.3	-2.8
Gövde-1, 2 ort.	72.0	69.1	-2.9
Ortalama yağ sıcaklığı	61.7	59.7	-2.0
Muhafaza	61.8	58.3	-3.5
Braket	64.6	62.0	-2.6

3.3 Isı Akısı Ölçümü

Bu bölümde, ısı akısı sensörlerinin çalışma prensipleri açıklanmış ve ardından piyasada bulunan sensörlere değinilerek, belirlenen kompresörün üzerinde gerçekleştirilen ölçümler sunulmuştur.

Isı akısı sensörleri, ince bir tabaka şeklindeki ısıl direnç malzemesiyle ayrılmış bir termopil (termokupların seri şekilde bağlanma durumu) veya birkaç termokupldan oluşmaktadır. Bir sıcaklık gradyeni altındaki iki termopilin bağlantı tabakaları farklı sıcaklıklarda olduğundan, aralarında bir gerilim meydana gelmektedir. Isı akısı bu gerilim ile orantılıdır. Tabakalar arasında bir sıcaklık farkının oluşmaması halinde ise gerilim de ortaya çıkmamaktadır.

Isıl direnç tabakası üzerindeki ısı akısı, sıcaklık gradyeninin oluşmasına neden olmaktadır. Üst ve alt direnç tabakaları arasındaki sıcaklık farkı metal üzerindeki ısı akısına bağlıdır. En basit uygulamada, Şekil 3.31'de (A kısmı) görüleceği üzere, ısı akısı sensörü ısıl direnç tabakasının ön ve arka yüzeyine termokupl yerleştirilmesi ile oluşturulmaktadır. Şekil 3.31'de (B kısmı) ise, sensör hassasiyetini arttırmak için kullanılan termopil yerleşimi görülmektedir. Termopil çok ince bir yapıda olduğundan, ısı akışı termokupllara göre daha dik olarak gerçekleşmektedir.



Şekil 3. 31: Isı akısı sensörünün genel yapısı

3.3.1 Isı akısı ölçümlerinde ısı geçişi mekanizmaları

Işıma, iletim ve taşınım olmak üzere ısı geçişinin üç farklı türü için ısı akısı ölçümleri gerçekleştirilebilmektedir. Bu üç farklı ısı geçişi mekanizmasına ait ısı akısı ölçümleri detaylı olarak incelenmiştir.

Işınım

Isı akısı sensörleri, kalibrasyon amacıyla sürekli olarak tekrarlanabilmeye olanak sağlayan ışınım ile ısı geçişine dayalı ısı kaynakları kullanılarak kalibre edilmektedir.

Ancak sensör tarafından yutulan ışınım oranı için yayma oranı ε, 1 değildir (ışınım sonucu yutulan ısı akısı, ışınım yoluyla gelen ısı akısının tamamından oluşmamaktadır) :

$$\ddot{q}_{\text{yutulan}} = \varepsilon \ \ddot{q}_{\text{gelen}} \tag{3.16}$$

Bu durumu önlemek üzere bazı ısı akısı sensörleri siyah bir tabaka ile kaplanarak, yayma oranı % 100 değerine yaklaştırılmaktadır.

İletim

Isı akısı ışınım ile gerçekleşmiyorsa, yayma oranı önemli bir sorun teşkil etmemektedir. İletimle ısı akısı, sensör ile doğrudan temas halinde olduğundan temel denklem şu şekilde yazılabilir:

$$\ddot{q}_{yutulan} = \ddot{q}_{gelen} = -k\left(\delta T / \delta n\right) \tag{3.17}$$

Bu eşitlikte: k, sensörün ısıl iletkenliği ve δT/δn, ısı akısının ölçüleceği yüzeye dik $\vec{n}$ birim vektörü üzerindeki sıcaklık gradyenini göstermektedir. Mevcut ısı akısı ve absorbe edilen ısı akısı eşit olduğu için sensör gerçek ısı akısını ölçecektir.

Taşınım

Bilindiği üzere, taşınımla gerçekleşen ısı geçişinde ısı akısı Newton'un soğuma kanununa göre şu şekilde yazılabilmektedir:

$$\ddot{q}_{\text{yutulan}} = \text{h } \Delta\text{T} \tag{3.18}$$

Bu eşitlikte: h, sensör ve akış ile ilgili ısı taşınım katsayısını ve ΔT, sensör yüzeyi ile akışkan arasındaki sıcaklık farkını göstermektedir. Isı taşınım katsayısı, akışkanın ısıl iletkenliğinin ve akışkanın akış karakteristiğinin bir fonksiyonudur. Ancak; ele alınan akışlar, genellikle kompleks bir yapıdadır ve modellemesi zordur. Bu nedenle, kalibre edilmemiş sensörlerin kullanılması durumunda ısı taşınım katsayısı, genellikle yüzey ısı akısının ölçülmesi ile elde edilmektedir.

Bu yöntem, gerçek çevre ve ısı akısı sensörü için ısı taşınım katsayısının aynı olduğu kabulüne dayanmaktadır. Böylece, gerçekleşen ve yutulan ısı akısı eşit olur. Bu kabulün geçerliliği, farklı sistem yapıları ve elemanlarına bağlı olarak değişmektedir.

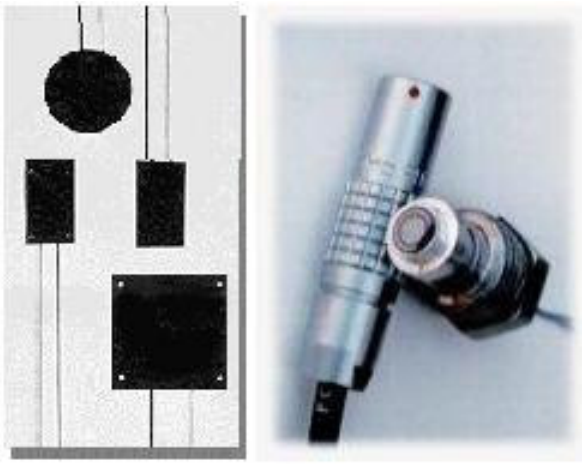
Isı geçişinin üç türüne ait ölçüm yöntemleri yukarıda tanımlanmıştır. Işınım ile ısı geçişi diğer ısı geçişi mekanizmaları ile birlikte ortaya çıktığında, yayma oranına bağlı olarak ısı akısının ne oranda düzeltilmesi gerektiği önemli bir konudur. İdeal olarak bu problem farklı yöntemlerle giderilebilmektedir. Örneğin radyometrede, ısı akısı sensörü kullanılırken, yalıtım malzemesi kullanılarak sadece radyasyon kaynakları görüntülenebilmektedir. Böylece, sadece ışınımın etkisi gözlemlenebilir. Eğer ısı geçişi mekanizmaları deneysel olarak farklılaştırılamıyorsa, çeşitli oranlara bağlı olarak tahmin yürütmek gerekmektedir. Bu durumda hatayı düşük tutmak için, ısı akısı sensörünün yayma oranı maksimum olmalıdır.

3.3.2 Isı akısı sensörü tipleri

Isı akısı sensörleri tabaka şeklinde yüzeye bağlanan veya silindir şeklinde olup tabakaya yerleştirilen iki basit tiptedirler. Yüzey alanının büyüklüğü nedeniyle yüzeye bağlanan tip ile daha hassas ölçümler yapılabilmektedir. Öte yandan, silindir sensörler daha yüksek sıcaklıklarda kullanılabilmekte ve su ile kolayca soğutulabilmektedir.

Soğutmanın önemi uzun süreli kullanımlarda ortaya çıkmaktadır. Uzun süreli kullanımda, sensörün soğutulması gerçekleştirilmez ise, bir süre sonra sensör, üniform bir sıcaklığa ulaşmakta ve gerilim üretememektedir. Bu nedenle aktif olarak soğutulmalıdır. Alüminyum veya bakır gibi malzemelere sensör yerleştirilirken unutulmaması gereken bir konu da, bu malzemelerin yüksek ısı iletim katsayısına sahip olmasıdır. Bu malzemeler genellikle çok küçük bir sıcaklık gradyeni oluştururlar ve ısıyı çok çabuk dağıtırlar. Genel bir kural olarak iyi bir ısı akısı ölçümü için sensörün ısıl iletkenliğinin ölçülecek malzeme ile aynı veya bundan daha yüksek olması tercih edilmektedir. Göz önünde bulundurulması gereken bir diğer konu da, ısıl temas direncidir. Isı akısı sensörü ölçülecek cisim ile iyi bir temas halinde değilse, bu durum yerel olarak yüksek (veya negatif ısı akısı için düşük) sıcaklıkta noktaların oluşmasına neden olabilmektedir. Bu sıcak nokta sıcaklık gradyeni ve ısı geçiş katsayılarını değiştirecektir.

Bu nedenle, silindirik sensörler genellikle malzeme içerisine preslenmekte yahut bir somun ile yerleştirilmektedir. Tabaka tipi sensörler ise, temas direncini minimize etmek amacıyla ısıl iletken bir yapıştırıcı ile yerleştirilmektedir. Tabaka şeklinde yüzeye bağlanan ve silindirik yapıda olan sensörlerin genel görünümü Şekil 3.32'de sunulmuştur.



Şekil 3. 32: Farklı ısı akısı tipleri (Tabaka-Silindirik)

3.3.3 Kalibrasyon çalışmaları

Deneysel çalışmalar kapsamında gerçekleştirilen ısı akısı ölçüm çalışmalarında Laboratorio de Meios Porosos e Propriedades Termofisicas (LMPT) bünyesinde üretilen ve Joao Batista Francisco & Cia Ltda tarafından satışı yapılan ısı akısı sensörleri kullanılmıştır. Isı akısı sensörü genel özellikleri Tablo 3.15 kapsamında verilmiştir.

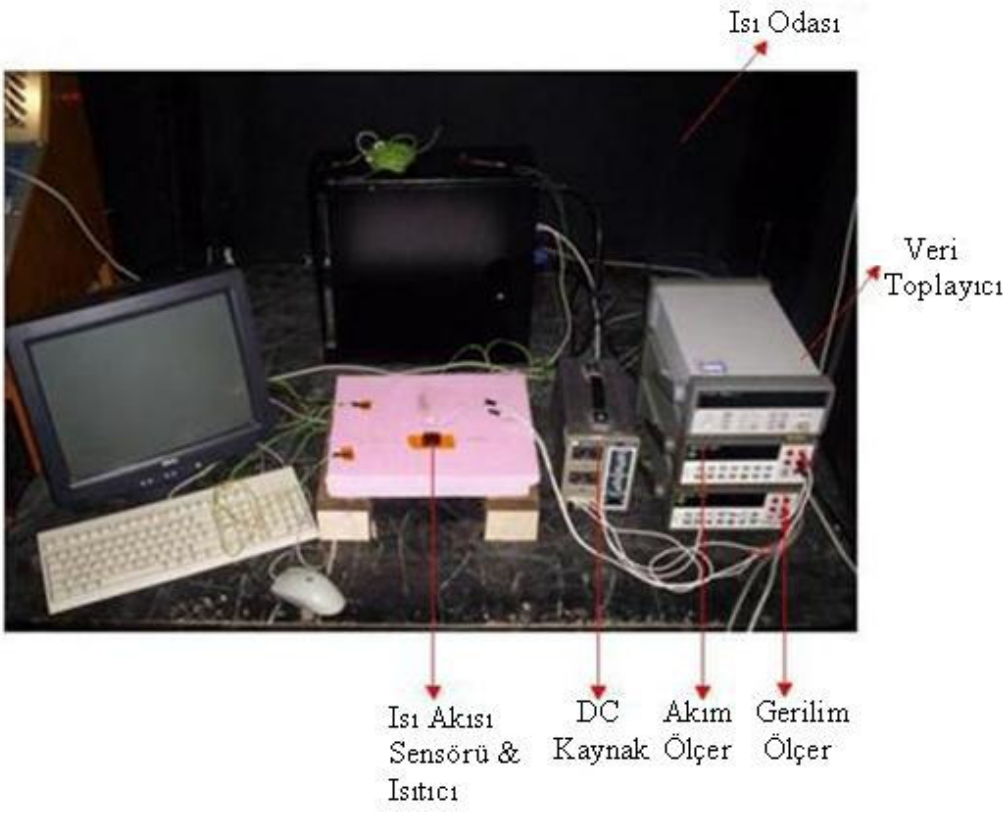
Tablo 3. 15: Isı akısı sensörü (Tangencial Heat Fluxmeter) genel özellikleri [34]

MODEL	Boyut (mm)	Hassasiyet mV/(W/m2)	Fiyat
Isı Akısı Sensörü (Tangencial Heat Fluxmeter)	30 x 30x0.3	0,0018	50 $

Kalibrasyon çalışmaları kapsamında 3 farklı sistem denenmiştir. İlk kalibrasyon çalışmasında Şekil 3.34'de sunulan sistem tasarlanmıştır. Kalibrasyon sisteminin genel yapısı Şekil 3.35'de verilmiştir.



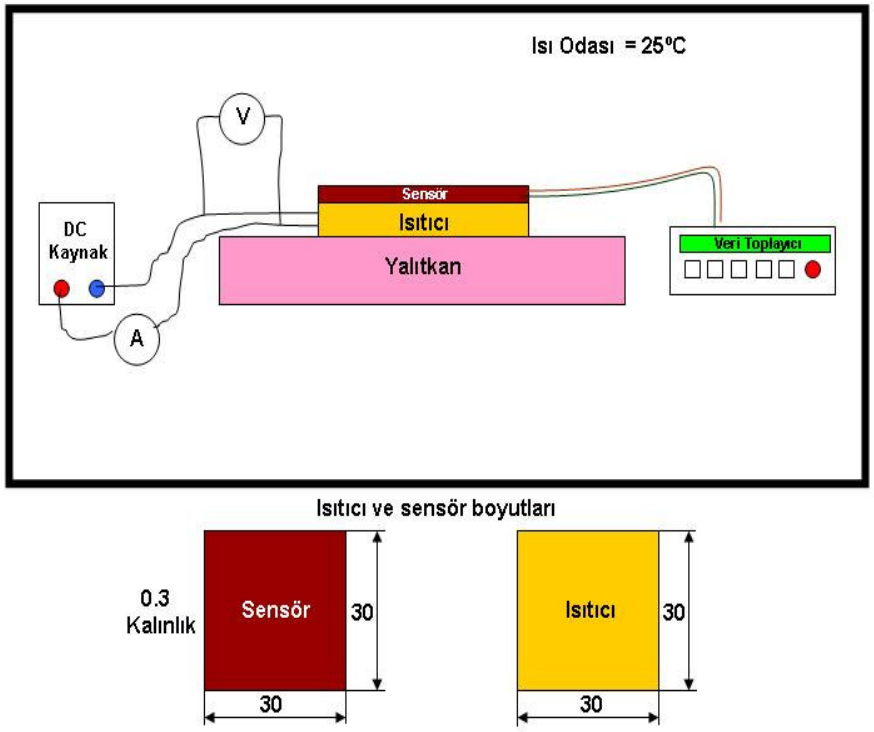
Şekil 3. 33 : Isı akısı sensörü (Tangencial heat fluxmeter)



Şekil 3. 34: Isı akısı sensörü kalibrasyonuna yönelik ilk sistem

Kalibrasyon işlemi için, ısı akısı sensörü uygun bir ısıtıcı üzerine yerleştirilmiştir. Isıtıcının alt kısmına yalıtkan bir malzeme yerleştirilerek, ısı geçişinin tek yönde gerçekleşmesi amaçlanmıştır. Isıtıcı, dc güç kaynağı tarafından beslenmiştir. Sisteme yerleştirilen akım ölçer ve gerilim ölçer ile ısıtıcıdan sağlanan güç değeri hesaplanmıştır.

Ölçümler 25º C sabit sıcaklıkta tutulan ısı odasında gerçekleştirilerek çevre sıcaklığı sabit tutulmaya çalışılmıştır. Gerilim kaynağı üzerinden sağlanan gerilim değerleri değiştirilerek, ısıtıcının farklı güç değerlerinde çalışması sağlanmıştır. Böylece ısıtıcı üzerinden sağlanan güç değeri ile sensörden elde edilen gerilim sinyali karşılaştırılarak kalibrasyon işlemi gerçekleştirilmeye çalışılmıştır.



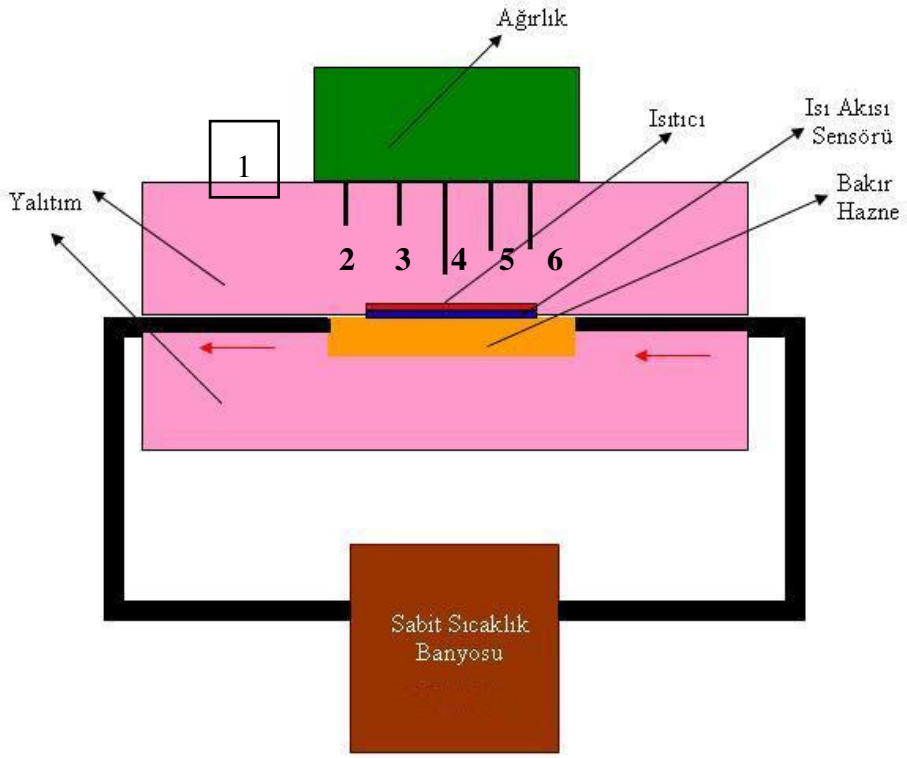
Şekil 3. 35: Isı akısı sensörü kalibrasyonuna yönelik ilk sistemin genel yapısı

Kalibrasyon çalışması sonucunda elde edilen ölçüm sonuçları Tablo 3.16'da sunulmuştur. Üretici firma tarafından verilen kalibrasyon katsayısı 0.9896 (W/m^2) $/\mu V$ ile ölçüm çalışmaları sonucunda elde edilen kalibrasyon katsayısı karşılaştırıldığında farkın çok fazla olduğu gözlenmiştir. Bu durumun, ısıtıcıdan sağlanan gücün tamamının sensör üzerinden transfer edilmediği düşünülerek farklı bir sistemin tasarlanmasına karar verilmiştir.

Tablo 3. 16: İlk kalibrasyon çalışması sonucu elde edilen ölçüm sonuçları

Gerilim (V)	Akım (A)	Güç =V.I (W)	Hesaplanan ısı akısı (Güç/Sensöryüzeyi alanı) (W/m^2)	Sensör çıkışı (μ V)	Hesaplanan kalibrasyon katsayısı (W/m^2) / μ V
0.206	0.0133	0.00274	3.0	2.68	1.12
0.521	0.0337	0.01755	19.5	8.45	2.31
1.016	0.0657	0.06675	74.2	27.28	2.72
1.522	0.0984	0.14976	166.4	58.76	2.83
2.000	0.1912	0.38240	424.9	215.84	1.97
2.252	0.2153	0.48485	538.7	26935	2.00
2.508	0.2398	0.60141	668.2	331.87	2.01

Genel yapısı Şekil 3.36'da sunulan, ısı akısı sensörü kalibrasyon işlemine yönelik olarak tasarlanan ikinci sistemde, yalıtım içerisine gömülü olarak 100 x 100 x 30 mm boyutlarında bakırdan üretilmiş bir hacim mevcuttur. Bu hacim içerisinden sabit sıcaklıkta su geçirilerek, yüzey sıcaklığı sürekli sabit sıcaklıkta tutulmaktadır. Sensör bakır yüzeye yerleştirilmiştir. Sensörün üzerine ise yüzey ısıtıcısı ve termokupl içeren yalıtım malzemesi yerleştirilmiştir. Sızdırmazlığı sağlamak üzere yalıtım üzerine ağırlıklar yerleştirilmiştir. Sistemde sensör üzerindeki ısıtıcı, dc güç kaynağından beslenmekte, voltaj ve akım değerleri okunmaktadır. Bu değerlerin çarpımı toplam ısıtıcı gücünü verecektir. Elde edilen güç değeri kullanılan sensörün yüzey alanına bölünerek ısı akısı değeri elde edilmektedir. Isıtıcının üzeri yalıtım ile kapatıldığından sürekli rejimde yukarı yönde ısı geçişi olmadığı ve ısıtıcının yaydığı ısının tümünün sensöre doğru ilerlediği kabulü yapılmaktadır. Bu kabulün doğruluğunu sınamak üzere, yalıtım içerisine farklı seviyelere gömülmüş termokupllar yerleştirilmiştir. Sensörün bir yüzü sabit sıcaklıkta tutularak sensörden alınan dataların sadece ısıtıcı gücüne bağlı olarak değişmesi amaçlanmıştır. Böylece ısıtıcı üzerinden elde edilen ısı akısı değeri ile ısı akısı sensörü üzerinden alınan dc gerilim değerlerinin karşılaştırılması ile ısı akısı sensörüne ait kalibrasyon sabiti elde edilebilmektedir.



Şekil 3. 36: Isı akısı sensörü kalibrasyonuna yönelik ikinci sistemin yapısı

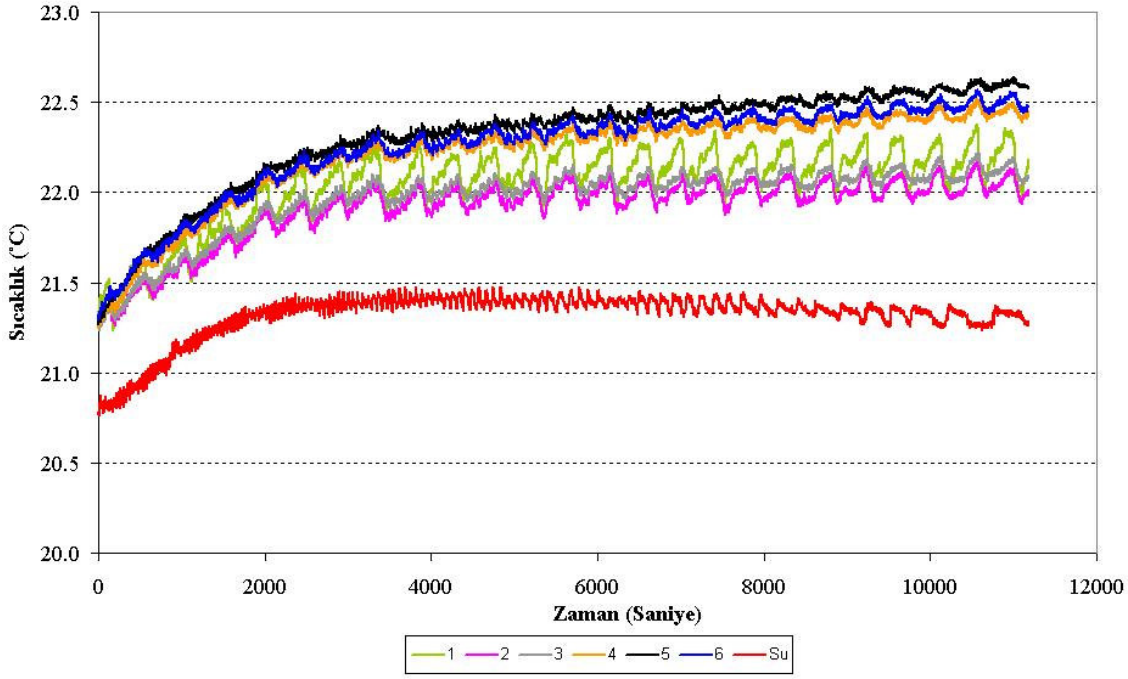
İkinci kalibrasyon çalışmasında firmaya ait 50 x 50 x 0.3 mm boyutlarında olan bir ısı akısı sensörü kullanılmıştır. Bu sensör için, üretici firma tarafından verilen kalibrasyon katsayısı değeri 0.4217'dir. Gerçekleştirilen ısı akısı kalibrasyon çalışmasından sonra elde edilen kalibrasyon katsayısı ise Tablo3.17'de verildiği üzere1.042'dir. Kalibrasyon katsayıları karşılaştırıldığında, katsayılar arasındaki fark çok yüksektir. Bu duruma bağlı olarak Şekil 3.37'de verilen, kalibrasyon sistemi üzerine yerleştirilen termokupllardan elde edilen sıcaklık değerleri incelenmiştir.

Tablo 3. 17: İkinci kalibrasyon çalışması sonucu elde edilen ölçümler

Gerilim (V)	Akım (A)	Güç =V.I (W)	Hesaplanan ısı akısı (Güç/SensörY. Alanı) (W/m^2)	Sensör (μ V)	Hesaplanan kalibrasyon katsayısı (W/m^2) / μ V
2.5	0.236	0.59	236	226.97	1.042

Sıcaklık değerleri incelendiğinde ise sabit sıcaklık banyosundaki suyun yaklaşık 21.4 ºC olduğu görülmektedir.

Yüzeye yerleştirilen termokupldan okunan sıcaklık değeri 22.2 ºC iken, ısıtıcıya yakın noktalardaki sıcaklık değerleri ise 22.5 ºC olarak değişmektedir. Bu açıdan da değerlendirildiğinde ısıtıcının yaydığı ısının büyük bir kısmının sensör üzerinden geçerek sabit sıcaklık banyosundaki suya aktarıldığı görülmektedir. Elde edilen kalibrasyon değerlerinin doğruluğunun incelenmesi açısından başka bir kalibrasyon sistemi tasarlanmıştır.



Şekil 3. 37: Kalibrasyon sistemi üzerinde belirlenen noktalardaki sıcaklık değişimi

Isı akısı sensörü kalibrasyon işlemine yönelik olarak Şekil 3.38'de sunulan ısı iletim katsayısı ölçüm cihazı kullanılmıştır. Isı akısı sensörü uygun bir şekilde ölçüm cihazı içerisine yerleştirilerek, cihazdan okunan ısı akısı değeri ile sensör üzerinden okunan voltaj değeri karşılaştırılmıştır. Sistemde iki adet sabit sıcaklık banyosu bulunmaktadır. Bu banyolardan ilki numunenin yerleştirildiği bölümün taban sıcaklığını, diğeri ise tavan kısmının sıcaklığını sabit tutmaktadır. Sistem içerisine yerleştirilen ısıtıcı ise numunenin bulunduğu kısmın tavan ve taban sıcaklıklarının homojen olarak dağılımını sağlamaktadır. Sıcaklık farkına bağlı olarak sistem içerisinde sabit bir ısı akısı değeri elde edilebilmektedir. Cihaz üzerinden okunan ısı akısı değeri, sensör üzerinden okunan gerilim değeri ile karşılaştırılarak uygun kalibrasyon katsayısı elde edilmiştir.



Şekil 3. 38: Isı iletim katsayısı ölçüm cihazı üzerinde gerçekleştirilen ısı akısı sensörü kalibrasyon işlemi

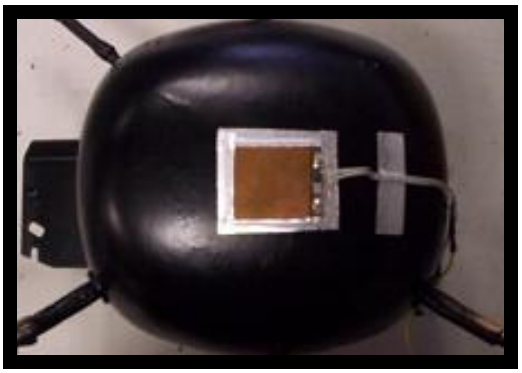
Isı iletim katsayısı ölçüm cihazı üzerinde gerçekleştirilen ısı akısı sensörü kalibrasyon çalışmasında, firmaya ait 30 x 30 x 0.3 mm boyutlarında olan bir ısı akısı sensörü kullanılmıştır. Bu sensör için, üretici firma tarafından verilen kalibrasyon katsayısı değeri 0.9698'dir. Gerçekleştirilen ısı akısı kalibrasyon çalışmasından sonra elde edilen kalibrasyon katsayısı ise Tablo3.18'de verildiği üzere 1.004'dir. Elde edilen kalibrasyon katsayıları karşılaştırıldığında %3.5 değerinde bir farklılık bulunmaktadır. Gerçekleştirilecek olan ısı akısı ölçüm çalışmaları kapsamında gerçekleştirilecek olan kalibrasyon işlemlerinin bu sistem üzerinde yapılmasına karar verilmiştir.

Tablo 3. 18: Kalibrasyon çalışması sonucu elde edilen ölçümler

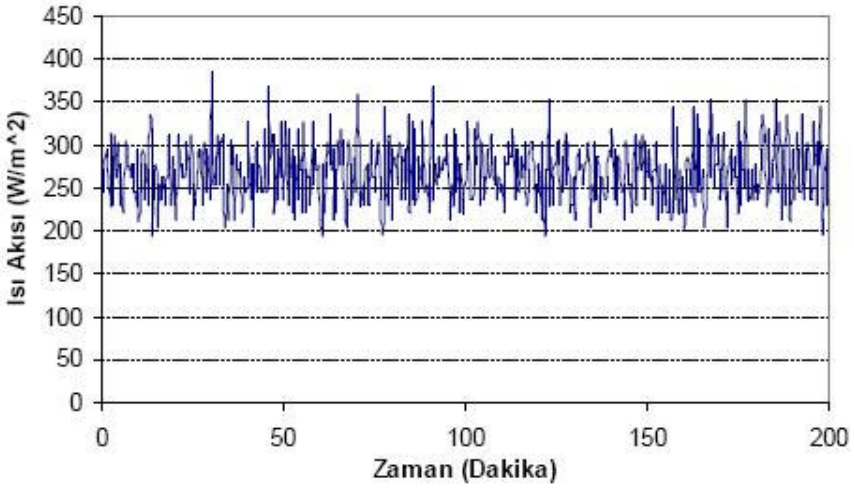
T_{tavan} (ºC)	T_{taban} (ºC)	Cihazdan okunan ısı akısı (W/m^2)	Sensör çıkışı (μ V)	Hesaplanan kalibrasyon katsayısı (W/m^2) / μ V
38	10	19.84	19.76	1.004

3.3.4 Ölçüm çalışmaları

Isı akısı ölçümleri gerçekleştirilirken, ısı akısı sensörü altına yüksek ısıl iletkenliğe sahip bostik yerleştirilerek sensörün kompresör yüzeyine tam olarak temas etmesi sağlanmıştır. Şekil 3.39'da verildiği üzere, ısı akısı sensörünün kompresör muhafazası üzerine yerleştirilmesi ile ısı akısı ölçüm çalışmaları başlatılmıştır. Elde edilen ölçüm sonuçlarına ait değerler Şekil 3.40'da verilmiştir.



Şekil 3.39: Muhafazanın üst kısmına yerleştirilen ısı akısı sensörü



Şekil 3. 40: Muhafazanın üst kısmı için ısı akısı zaman grafiği

Elde edilen ısı akısı ölçüm sonuçları incelendiğinde, ısı akısının 200-350 W/m^2 aralığında salınım yaptığı belirlenmiştir. Ortalama ısı akısı miktarının ise 267.62 W/m^2 olduğu hesaplanmıştır. Kompresör muhafazası üzerinden geçen ısı akısı miktarı teorik olarak da hesaplanmıştır.

Kompresör için genel enerji dengesi :

$$\dot{Q} + \dot{m} h_g = \dot{W} + \dot{m} h_ç \tag{3.19}$$

ifadesinden yararlanılarak kompresör emme borusu girişi ile egzoz borusu çıkışı ortalama sıcaklık değerleri arasında belirlenen kontrol hacmi için ısı geçişi hesabı gerçekleştirilerek, kompresör muhafazası üzerinden gerçekleşen ısı akısı hesaplanmıştır. Kullanılan enerji dengesi ifadesindeki terimler sırası ile kompresör muhafazası ile ortam arasında hesaplanması istenen ısı geçişini, nominal debiyi, emme borusu girişindeki ortalama sıcaklık değerine karşılık gelen entalpi değerini, elektriksel gücü ve egzoz borusu çıkışındaki ortalama sıcaklık değerine karşılık gelen entalpi değerini göstermektedir. Bu eşitlikten yararlanılarak, kompresör kabuğu üzerinden gerçekleşen ısı geçişi hesaplanmıştır. Kompresör üzerindeki ısı akısının homojen olarak dağıldığı kabul edilerek; hesaplanan ısı geçişi değeri, kompresör yüzey alanına bölünerek kompresör muhafazası üzerinden geçen ısı akısı miktarı da teorik olarak elde edilmiştir:

$$Teorik\ akı = \frac{Muhafaza\ ısı\ transferi}{Muhafaza\ toplam\ yüzey\ alanı} = \frac{58{,}93}{0.116} = 508.01 W/m^2 \tag{3.20}$$

Muhafaza üzerinden hesaplanan teorik akı değeri ile deneysel olarak ölçülen ısı akısı değerleri Tablo 3.19'da verilmiştir. Teorik olarak hesaplanan ısı akısı ile deneysel olarak elde edilen değer karşılaştırıldığında, % 47.3 mertebesinde bir fark görülmüştür. Bu farkın nedenlerinden birisinin, teorik ısı akısı miktarının genel olarak bütün yüzey alanı için hesaplanması, buna karşılık ısı akısı sensörü kullanılarak gerçekleştirilen deneysel ölçümün ise bölgesel ısı akısı değerini vermesi olduğu düşünülmüştür. Isı akısı sensörü yüzeyindeki ışınımın, kompresör yüzeyindekinden farklı olmasının da bu farka neden olabileceği düşünülmektedir. Ayrıca ölçüm sistemindeki belirsizliklerinde bu farkta etkisi bulunmaktadır. Teorik ve deneysel ısı akısı değerleri arasındaki farkı tam olarak değerlendirebilmek açısından, muhafazanın tabanında da ısı akısı ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

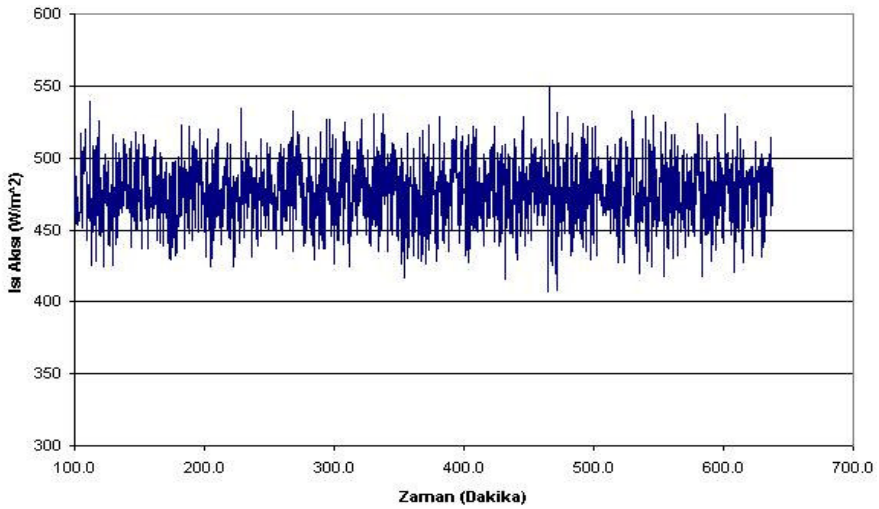
Tablo 3. 19 : Muhafaza üst yüzeyi için deneysel ve teorik ısı akısı değerlerinin karşılaştırılması

	Teorik	Deneysel	Fark (%)
Isı akısı değeri (W/m^2)	508.01	267.62	-47.3



Şekil 3. 41 : Muhafazanın taban kısmına yerleştirilen ısı akısı sensörü

Muhafazanın tabanına yerleştirilen ısı akısı sensöründe elde edilen ısı akısı ölçüm sonuçları incelendiğinde, ısı akısının 400-550 W/m^2 aralığında salınım yaptığı belirlenmiştir. Ortalama ısı akısı miktarının ise 476.0 W/m^2 olduğu hesaplanmıştır.



Şekil 3. 42 : Muhafazanın taban kısmı için ısı akısı zaman grafiği

Muhafazanın üst ve taban kısımlarından gerçekleştirilen ısı akısı ölçüm çalışmaları karşılaştırıldığında, tabanda bulunan yağın sirkülasyon hareketine bağlı olarak muhafazanın tabanından daha fazla ısı geçişinin meydana geldiği anlaşılmıştır. Teorik olarak hesaplanan ısı akısı ile deneysel olarak elde edilen değer karşılaştırıldığında %14.4'lük fark elde edilmiştir. Bu açıdan da değerlendirildiğinde, kompresör üzerinde bölgesel farklılıkların etkisi net olarak görülmektedir. Muhafazanın taban ve üst kısımlarından elde edilen ısı akısı değerleri ısı geçiş ağının analitik olarak modellenmesinde kullanılacaktır.

4. KAVRAMSAL TASARIMLAR

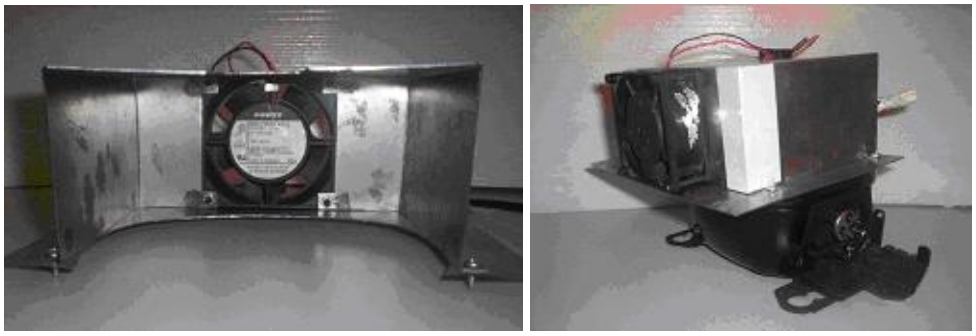
Kompresör içerisinde gerçekleşen prosesler sırasında elektrik motoru, mekanik kayıplar ve sıkıştırma sırasında açığa çıkan ısıl enerji nedeniyle oluşan toplam ısı, farklı patikalar üzerinden ilerleyerek muhafaza yoluyla ortama verilmektedir. Muhafaza içindeki gaz karışımı prosesi ve emme susturucusu, emme plenumu gibi bölgelerde gerçekleşen ısı geçişi nedeniyle soğutkan gaz silindire girmeden önce ısınırken; sıkıştırma safhasından sonra egzoz plenumu, egzoz susturucusu ve egzoz borusunda yüksek sıcaklıkta olan gazdan kompresör içindeki farklı komponentlere ısı geçişi olmaktadır. Bu ısı geçiş ağı, farklı komponent ve prosesler nedeniyle oldukça karmaşık olup kompresör performansını etkileyen süreçler henüz tam olarak belirlenmemiştir. Hem kompresör ısı geçiş ağının anlaşılması, hem de elde edilen bilgiler ışığında kompresör performansının arttırılması amacıyla kompresör üzerinde ve içerisinde çeşitli kavramsal tasarımlar gerçekleştirilmiştir.

Kavramsal tasarımlar kapsamında muhafazanın fan ile soğutulması, kompresör yağ miktarının azaltılması, yağ dağıtım sisteminin değiştirilmesi ve egzoz borusunun konumu ile ilgili çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Yapılan ölçümlerle, tasarımların hem komponentlerin sıcaklıkları üzerindeki, hem de genel olarak kompresör performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

4.1 Muhafazanın Fan İle Soğutulması

Orjinal kompresörün, ASHRAE noktasındaki sıcaklık ölçümlerinin tamamlanmasından sonra, kompresör muhafazasının soğutulmasının kompresör performansına ve sıcaklıklara olan etkisinin incelenmesine karar verilmiştir. Bu amaçla hazırlanan fan ve hava kanalı Şekil 4.1'de sunulmuştur.

Şekil 4.1'de görüleceği üzere, kompresörün üst muhafazasına yerleştirilen hava kanalı, muhafazanın üst ve yan tarafına tam olarak oturmakta; bununla beraber muhafazanın eğrisel olan kısımlarında havanın geçebileceği boşluklar kalmaktadır. Nominal çalışma voltajı 12VDC olan fan, farklı voltajlarda çalıştırılarak devir ve hava debisi ayarlanmaya çalışılmıştır. Farklı voltajlarda yapılan testler sırasında elde edilen kalorimetre performansı Tablo 4.1'de sunulmuştur. Tabloda görüleceği üzere, 4VDC gibi göreceli olarak düşük bir voltaj ve debide soğutma kapasitesinde % 4 mertebesinde bir artış sağlanabilmektedir. Bununla beraber giriş gücü de aynı oranda arttığı için COP'de herhangi bir değişim olmamaktadır.



Şekil 4. 1: Muhafazanın soğutulması için hazırlanan fan ve hava kanalı

Tablo 4. 1: Muhafazanın soğutulmasının kompresör performansına etkisi (ASHRAE şartları)

	Orjinal	Fan: 4V		Fan: 7V		Fan: 10V		Fan: 14V	
		Değer	Fark (%)	Değer	Fark (%)	Değer	Fark (%)	Değer	Fark (%)
Kap. (W)	91.3	99.0	3.9	98.4	3.3	97.4	2.2	98.6	3.5
Güç (W)	66.2	68.6	3.6	68.6	3.6	68.6	3.6	69.4	4.8
COP	1.44	1.44	0.0	1.44	0.0	1.42	-1.4	1.42	-1.4
Fan gücü (W)	0.00	0.25	N/A	0.73	N/A	1.50	N/A	3.5	N/A
Sistem COP	1.44	1.44	0.0	1.42	-1.4	1.39	-3.5	1.35	-6.3

Tabloda farklı fan voltajları için sunulan ilk kolon ilgili fan voltajında ölçülen büyüklükleri; ikinci kolon ise bu büyüklüğün orjinal duruma göre olan % farkını göstermektedir. Tablodan görülebilecek önemli noktalardan birisi, fan voltajının ve hava debisinin arttırılması durumunda muhafaza sıcaklığı azalırken, kapasitenin belirli bir noktadan sonra önemli miktarda değişmemesidir.

Muhafazanın fan ile soğutulmasında öne çıkan bir konu, 7V ve daha yüksek voltajlarda fanın çektiği gücün hızlı bir şekilde artması ve bu nedenle sistem COP'sinin olumsuz yönde etkilenmesidir. Bu bağlamda bu tür bir uygulamada daha küçük ve ucuz fanlardan yararlanılabilir. Muhafazanın soğutulmasının etkisi değerlendirilirken göz önünde bulundurulması gereken bir konu, yağ sıcaklığı ve viskozitesidir. Farklı voltajlarda ölçülen yağ sıcaklıkları Tablo 4.2'de verilmiştir. Tablodan görüleceği üzere, farklı voltajlarda yağ sıcaklığında gerçekleşen toplam azalma sırasıyla 5.1, 7.9, 10 ve 11.5°C'tır. Mekanik kayıp değerinin 13W olduğu ve toplam mekanik kaybın yağ viskozitesi ile doğru orantılı olduğu kabulü yapılırsa, muhafazanın ve dolayısıyla yağın soğutulmasının en düşük fan devrinde bile mekanik kayıpları 1.8W mertebesinde arttırdığı söylenebilir. Bu durumda kompresör giriş gücünde meydana gelen 2.4W'lık artışın önemli bir kısmının yağ viskozitesindeki artışa bağlı olarak mekanik kayıpların artmasından kaynaklandığı sonucuna ulaşılabilir.

Tablo 4. 2: Muhafazanın soğutulmasının farklı parametrelere etkisi

	Orjinal	Fan: 4V	Fan: 7V	Fan: 10V	Fan: 14V
Emme plenumu (°C)	67.8	64.9	62.7	61.0	59.7
Yağ (°C)	61.7	56.6	53.8	51.7	50.2
Yağ viskozitesi (cSt)	5.05	5.76	6.21	6.58	6.87
Mekanik kayıp (W)	13.0	14.8	16.0	16.9	17.7

ASHRAE şartında farklı fan voltajlarında yapılan testlerde elde edilen sıcaklık değişimleri Tablo 2.14'de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere 4V gibi düşük bir voltajda, kompresörün orijinal durumuna göre tüm sıcaklıklarda 3-4°C mertebesinde düşüşler elde edilmiş; fan voltajının arttırılması ile sıcaklıklarda elde edilen düşüşler azalarak devam etmiştir. 10V değerinden 14V değerine geçildiğinde sıcaklıklardaki değişimler ancak 1°C mertebesinde gerçekleşmiştir.

Muhafazanın fan ile soğutulmasının toplam ısı geçiş katsayısına etkisinin belirlenebilmesi için, daha önceki çalışmalara benzer olarak kompresör giriş ve çıkışındaki entalpi değerlerinden yararlanılarak kabuğun toplam ısı geçiş katsayısı – UA – hesaplanmış ve Tablo 4.4'de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, kabuğun UA değeri fan voltajının arttırılması ile hızlı bir şekilde artmaktadır.

Orijinal durumda 1.98 W/K olan toplam ısı geçiş katsayısı, 4V için % 24.7 artarak 2.47 W/K değerine ulaşmakta ve 14V için toplam artış % 101.5 olmaktadır. Toplam ısı geçiş katsayısı arttıkça, ısı geçişinin artması ve muhafaza sıcaklığının azalması nedeniyle, muhafazadan ortama aktarılan enerji aynı hızda artmamaktadır. Orijinal durumda 58.9 W olan ısı geçişi 14V uygulamasında % 9.8 artarak 64.7 W olarak gerçekleşmiştir.

Tablo 4. 3: Muhafazanın soğutulmasının farklı noktalardaki sıcaklıklara etkisi

Sıcaklık (°C)	Orjinal	Fan: 4V	Fan: 7V	Fan: 10V	Fan: 14V
Emme sus. arka y. ortalama	61.9	58.3	55.7	53.8	52.6
Emme sus. ön y. ortalama	57.9	54.4	51.6	50.0	48.9
Emme borusu	44.6	41.7	39.9	38.4	37.7
Emme sus. girişi	49.5	47.6	45.9	44.7	44.1
Emme sus. çıkışı	59.1	55.9	54.0	52.5	51.4
Emme plenumu	67.9	64.9	62.7	61.0	59.8
İç gaz ortalama	70.2	65.9	62.6	60.6	58.6
S/K Plenumlararası yüzey	85.9	83.7	79.7	77.8	76.8
S/K Yan yüzey	72.4	70.3	67.6	65.8	65.2
Egzoz plenumu ortalama	97.2	94.5	91.4	89.2	88.4
Egzoz susturucusu	82.8	79.7	76.5	74.2	73.2
Egzoz borusu giriş	80.1	79.7	73.9	71.5	70.5
Egzoz borusu çıkış	70.2	66.4	63.0	60.8	59.6
Silindir cidarı 1, 2, 3 ort.	75.4	72.8	69.8	67.5	66.1
Silindir cidarı – 4	79.6	76.5	73.7	71.2	70.3
Gövde 1, 2 ortalama	72.1	68.3	65.2	62.9	61.7
Üst, alt sargı, stator ortalama	69.3	65.2	62.0	59.7	58.3
Braket	64.7	59.8	56.4	54.0	52.5
Muhafaza dış yüzey	61.9	57.0	53.0	50.2	48.2

Tablo 4. 4: Kompresör global enerji dengesi (ASHRAE şartları)

	Orjinal	Fan: 4V	Fan: 7V	Fan: 10V	Fan: 14V
Soğutkan debisi (g/s)	0.284	0.295	0.293	0.290	0.293
Kompresör entalpi farkı (kJ/kg)	25.60	23.03	19.13	17.16	16.07
Giriş gücü (W)	66.2	68.6	68.6	68.6	69.4
Muhafaza ısı geçişi (W)	58.9	61.8	63.0	63.6	64.7
Muhafaza UA değeri (W/K)	1.98	2.47	3.00	3.49	3.99
Sürekli rejim işi (W)	7.27	6.79	5.61	4.98	4.71

ASHRAE şartında yapılan çalışmanın bir benzeri –30°C/+45°C çalışma şartlarında da gerçekleştirilmiş ve farklı fan voltajlarında elde edilen kalorimetre performansı Tablo 2.18'de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, ASHRAE şartında yapılan testlerden farklı olarak kompresör muhafazasının soğutulmasının kapasite üzerinde olumlu bir etkisi görülememiş; muhafazanın 10-12°C soğutulması durumunda kapasitede % 3 mertebesinde azalma görülmüştür. Giriş gücü ise ağırlıklı olarak viskozitenin artışına bağlı olacak şekilde artmaktadır. Bu nedenle buzdolabı şartında fan gücü dahil edilmese bile muhafazanın soğutulmasının etkisi olumsuz olarak değerlendirilmiştir. Bu şartlarda farklı noktaların sıcaklıklarının değişimi ise Tablo 2.19'da verilmiştir.

Tablo 4. 5: Muhafazanın soğutulmasının kompresör performansına etkisi (Buzdolabı şartları)

	Orjinal	Fan: 4V		Fan: 7V		Fan: 10V		Fan: 14V	
		Değer	Fark (%)	Değer	Fark (%)	Değer	Fark (%)	Değer	Fark (%)
Kap. (W)	79.7	79.9	0.4	79.9	0.4	77.1	-3.2	77.4	-2.8
Güç (W)	58.1	58.2	0.2	58.6	0.9	59.6	2.6	59.8	2.9
COP	1.37	1.38	0.7	1.37	0.0	1.29	-5.8	1.29	-5.8
Fan gücü (W)	0.0	0.25	N/A	0.73	N/A	1.50	N/A	3.50	N/A
Sistem COP	1.37	1.37	0.0	1.35	-1.5	1.26	-8.0	1.22	-10.9

Tablo 4. 6: Buzdolabı şartlarındaki sıcaklık değerlerinin fan voltajı ile değişimi

	Orjinal	Fan: 4V	Fan: 7V	Fan: 10V	Fan: 14V
Emme borusu	43.9	41.6	39.8	38.3	37.3
Emme sus. girişi	49.6	47.3	45.6	44.6	43.8
Emme sus. çıkışı	58.1	54.8	52.6	51.3	50.2
Emme plenumu	66.4	63.4	61.3	59.4	58.4
Emme sus. arka yüzey ortalama	60.3	56.3	54.1	52.2	50.9
Emme sus. ön yüzey ortalama	56.4	52.7	50.3	48.7	47.4
Egzoz plenumu	92.2	88.0	85.5	84.2	82.8
Egzoz susturucusu	78.3	73.8	71.3	69.7	68.3
Egzoz borusu girişi	75.6	71.4	69.1	67.5	66.0
Egzoz borusu çıkışı	65.7	61.1	58.3	56.4	54.8
S/K plenumlararası	81.8	77.9	75.5	73.9	72.6
S/K yan yüzey (emme plenumu)	70.8	67.4	65.3	64.1	63.0
	Orjinal	Fan: 4V	Fan: 7V	Fan: 10V	Fan: 14V

İç gaz ortalama	66.5	62.1	59.3	57.4	55.5
Silindir cidarı	76.7	72.2	69.6	68.1	66.6
Silindir etek kısmı ortalama	73.3	68.8	66.2	64.7	63.2
Motor ortalama	66.6	62.0	59.3	57.3	55.8
Rezonatör	68.3	63.8	61.1	59.7	58.0
Gövde-1, 2 ort.	69.1	64.6	61.9	58.9	58.7
Ortalama yağ sıcaklığı	59.7	54.5	51.4	49.3	47.9
Muhafaza	58.3	53.9	50.6	47.9	45.8
Braket	62.0	56.9	53.9	51.8	50.1

Tablo 4.6'dan görüleceği üzere, fan voltajının arttırılmasının iç sıcaklıklar üzerindeki etkisi, ASHRAE şartlarındakine benzer bir karakter göstermektedir: 4V gibi düşük bir voltajda çalıştırılan fan ile muhafazanın soğutulması, iç sıcaklıklarda 4.5°C'a varan düşüşler sağlamakta, fan voltajının arttırılması, sıcaklık düşüşlerini azaltmaktadır.

4.2 Yağ Miktarının Azaltılması

Kompresör içerisinde yatakların sürtünme ve aşınmaya karşı korunması ve kompresör içerisindeki bileşenlerin soğutulmasında Şekil 4.2'de sunulduğu üzere yağ kullanılmaktadır. Belirlenen hermetik kompresör üzerinde ASHRAE ve buzdolabı şartlarında gerçekleştirilen sıcaklık ölçümlerinden sonra, kompresör içerisindeki yağ miktarının azaltılmasının kompresör performansına ve iç sıcaklıklara olan etkisi incelenmeye çalışılmıştır.



Şekil 4. 2: Hermetik kompresör muhafazasının iç kısmı

Farklı çalışma şartlarında elde edilen performans değerleri Tablo 4.7'de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, kompresör yağının 50 cc kadar azaltılması ile, hem ASHRAE hem de buzdolabı şartları altında çalışması durumunda soğutma kapasitesinde bir düşüş oluşmakta; bununla beraber kompresör gücünde de azalma meydana gelmektedir. İki parametredeki değişimin oranına bağlı olarak, ASHRAE şartında COP değerinde % 1.1 artış oluşurken, buzdolabı şartında COP değerinde % 4.2 mertebesinde azalma olmaktadır. Bu durumun değerlendirilmesinden önce, hem ASHRAE, hem de buzdolabı şartında ölçülen komponent sıcaklıklarının karşılaştırılması Tablo 4.8'de sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere yağ miktarının azaltılması ne ASHRAE ne de dolap şartında emme plenumu sıcaklığında önemli bir değişiklik yaratmamıştır. Bu nedenle, kapasitede gerçekleşen % 2.4 ve % 7.2 düşüşlerin nedeni araştırılmalıdır. Sıcaklıkların büyük bir çoğunluğunda değişim ±0.5°C bandı içerisinde kalmıştır. Yalnızca silindirin etek kısmından ölçülen üç farklı sıcaklığın ortalaması ASHRAE şartında 2.4, buzdolabı şartında 1.7°C artmıştır. Bu artışın yağ miktarındaki azalmaya bağlı olarak yağ savurma borusundan püskürtülen yağ miktarının azalması sonucunda oluştuğu düşünülmektedir. Sonuç olarak püskürtülen yağ, silindir cidarı üzerinde yeterli soğumayı gerçekleştirememektedir. Ortalama yağ sıcaklığının da her iki durum için 1.3-1.4°C azaltıldığı belirtilebilir.

Yapılan bu çalışma sonucunda, elde edilen bu değerlerin teyit edilebilmesi için, sıcaklık ölçümü olmadan daha fazla sayıda numunenin test edilmesine karar verilmiştir. 5 farklı numune üzerinde gerçekleştirilen testlerin sonuçları Tablo 4.9'da sunulmuştur.

Tablo 4. 7: Yağ miktarının kompresör performansına etkisi

	ASHRAE şartları			Buzdolabı şartları		
	Orjinal 240 cc	190 cc	Fark (%)	Orjinal 240 cc	190 cc	Fark (%)
Kap. (W)	95.3	93.0	-2.4	79.7	74.0	-7.2
Güç (W)	66.2	64.2	-3.0	58.1	56.1	-3.4
COP	1.44	1.46	1.1	1.37	1.32	-4.2

Tablo 4. 8: Yağ miktarının kompresör sıcaklıklarına etkisi

	ASHRAE şartları			Buzdolabı şartları		
Sıcaklık (°C)	Orjinal 240 cc	190 cc	Fark (°C)	Orjinal 240 cc	190 cc	Fark (°C)
Emme borusu	44.6	44.1	-0.5	43.9	44.0	+0.1
Emme sus. girişi	49.5	49.5	0.0	49.6	49.0	-0.6
Emme sus. çıkışı	59.1	59.8	+0.7	58.1	58.3	+0.2
Emme plenumu	67.8	67.8	0.0	66.4	66.3	-0.1
Emme sus. arka yüzey ort.	61.9	62.6	+0.7	60.3	60.4	+0.1
Emme sus. ön yüzey ort.	57.9	58.5	+0.6	56.4	56.2	-0.2
Egzoz plenumu	97.2	96.9	-0.3	92.2	92.1	-0.1
Egzoz susturucusu	82.8	82.6	-0.2	78.3	78.4	+0.1
Egzoz borusu girişi	80.1	80.8	+0.7	75.6	76.6	0.0
Egzoz borusu çıkışı	70.1	69.7	-0.4	65.7	65.4	-0.3
S/K plenumlararası	85.9	84.9	-1.0	81.8	81.4	-0.4
S/K yan yüzey	72.4	72.0	-0.4	70.8	70.5	-0.3
İç gaz ortalama	70.2	69.9	-0.3	66.5	66.3	-0.2
Silindir cidarı	79.5	79.2	-0.3	76.7	77.0	+0.3
Silindir etek kısmı ort.	75.4	77.8	+2.4	73.3	75.0	+1.7
Motor ortalama	69.3	69.7	+0.4	66.6	66.9	+0.3
Rezonatör	71.1	71.8	+0.7	68.3	69.1	+0.8
Gövde-1, 2 ort.	72.0	72.4	+0.4	69.1	69.5	+0.4
Ortalama yağ sıcaklığı	61.7	60.3	-1.4	59.7	58.4	-1.3
Muhafaza	61.8	61.4	-0.4	58.3	59.1	+0.8
Braket	64.6	64.2	-0.4	61.9	62.0	+0.1

Belirlenen aynı model 5 adet numune kompresörün rodaj (motor ve aktarma organlarındaki hareketli parçaların birbirlerine uyum süreci) işleminin tamamlanmasından sonra, içlerindeki yağ miktarı ölçülmüş ve orjinal durum kalorimetre testleri gerçekleştirilmiştir. Bu testlerin tamamlanmasından sonra her bir numunenin yağ miktarı 50 cc azalmış olacak şekilde, yağ miktarı değiştirilerek testler tekrarlanmıştır. Gerçekleştirilen test sonuçları sonucunda elde edilen ölçüm sonuçlarının aritmetik ortalaması alınarak Tablo 4.9'da sunulmuştur.

ASHRAE şartlarındaki sonuçlar incelenecek olursa, kapasitedeki ortalama değişimin + % 0.8, giriş gücündeki değişimin ise - % 1.4 olduğu ve böylelikle COP'de % 2.1 puan mertebesinde bir avantaj elde edildiği söylenebilir. Buzdolabı şartlarında gerçekleştirilen testlerde ise, kapasite, güç ve COP parametrelerindeki değişimler % 1'in altında kalmıştır. Bu bağlamda yağ miktarının azaltılmasının getireceği maliyet avantajı nedeniyle numune sayısının arttırılması ve ömür testlerinin yapılmasının yararlı olacağı düşünülmektedir.

Tablo 4. 9: Yağ miktarının azaltılmasının performansa etkisi (5 numunenin ortalaması)

	ASHRAE şartları			Buzdolabı şartları		
	Orjinal 240 cc	190 cc	Fark (%)	Orjinal 240 cc	190 cc	Fark (%)
Kap. (W)	99.8	100.5	0.8	74.6	74.5	-0.1
Güç (W)	70.8	69.7	-1.4	58.1	57.7	-0.8
COP	1.41	1.44	2.1	1.28	1.29	0.8

4.3 Yağ Dağıtım Sisteminin Değiştirilmesi

Şekil 4.3'de sunulduğu üzere, belirlenen kompresörde bulunan yağ savurma borusunun kaldırılmasının, kompresör performansına ve iç sıcaklıklara olan etkisini incelemek üzere, ASHRAE ve buzdolabı şartlarındaki ölçümler gerçekleştirilmiştir. Farklı çalışma şartlarında elde edilen performans değerleri Tablo 4.10'da sunulmuştur. Tablodan görüleceği üzere, yağ miktarının azaltılması için kullanılan ilk numunede elde edilen sonuçlara benzer şekilde, ASHRAE noktasındaki performans olumlu yönde değişirken, -30/+45°C çalışma şartlarındaki performans olumsuz yönde etkilenmiştir.

Tablo 4. 10: Yağ savurma borusuz durumun (YSB) kompresör performansına etkisi

	ASHRAE			-30/+45		
	Orijinal	YSB	Fark (%)	Orijinal	YSB	Fark (%)
Kap. (W)	95.3	102.8	7.9	79.6	76.1	-4.4
Güç (W)	66.2	69.3	4.7	58.1	58.1	0.0
COP	1.44	1.48	2.8	1.37	1.31	-4.4

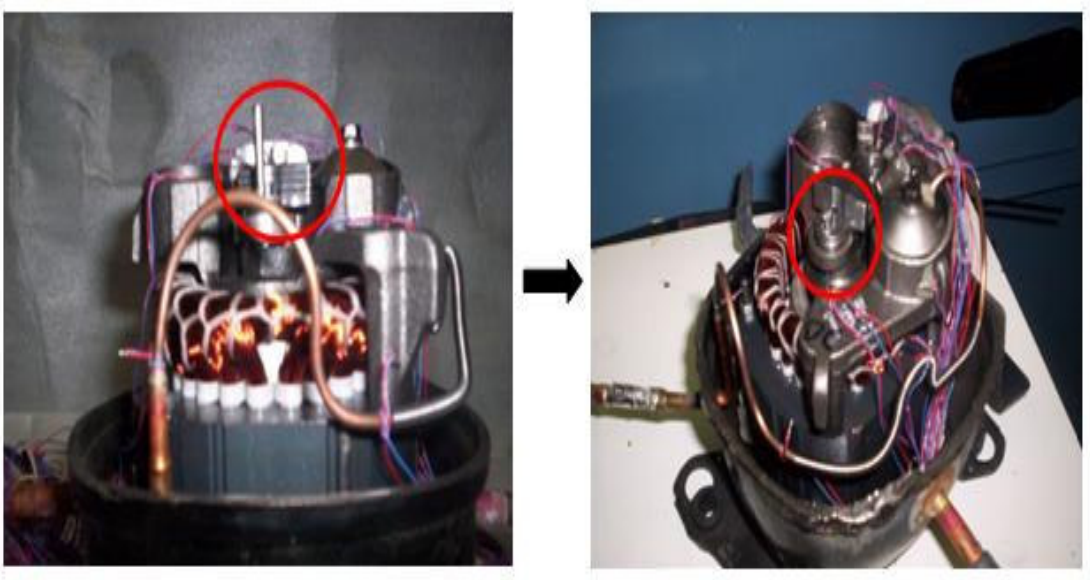
Tablo 4.11'de karşılaştırmalı olarak sunulan sıcaklık değerleri incelendiğinde, her iki çalışma noktasında emme plenumu sıcaklığının sırasıyla 3.2 ve 2.4°C arttığı görülmektedir. Bu durumda, kapasitede olumlu ve olumsuz yönde görülen değişimlerin emme plenumu sıcaklığı ile açıklanması mümkün değildir. –30/+45°C şartlarında kapasitede görülen düşüş için valf yaprağının bir şekilde geç kapanması gibi bir hipotez kurulsa bile bu durum ASHRAE noktasındaki artışı açıklayamayacaktır. Prototipte oluşmuş olabilecek bozulmalara karşı yağ savurma borusunun kaldırılması ile ilgili çalışma da 5 farklı numune üzerinde tekrarlanmış ve elde edilen sonuçlar Tablo 4.12'de sunulmuştur.

Tablo 4. 11: Yağ savurma borusuz durumun (YSB) kompresör sıcaklıklarına etkisi

	ASHRAE			-30/+45		
Sıcaklık (°C)	Orijinal	YSB	Fark (°C)	Orijinal	YSB	Fark (°C)
Emme borusu	44.6	44.4	-0.2	43.9	44.0	+0,1
Emme sus. girişi	49.5	50.4	+0.9	49.6	49.6	0.0
Emme sus. çıkışı	59.1	60.1	+1.0	58.1	58.8	+0.7
Emme plenumu	67.8	71.0	+3.2	66.4	69.3	+2.4
Emme sus. arka y. ortalama.	61.9	62,7	+0.6	60.3	60.7	+0.4
Emme sus. ön y. ortalama	57.9	58.3	+0.4	56.4	56.7	+0.3
Egzoz plenumu	97.2	99.7	+2.5	92.2	93.2	+1.0
Egzoz susturucusu	82.8	84.3	+1.5	78.3	78.3	0.0
Egzoz sorusu girişi	80.1	80.0	-0.1	75.6	75.0	-0.6
Egzoz borusu çıkışı	70.1	72.1	+2.0	65.7	66.9	+1.2
S/K plenumlararası	85.9	89.4	+3.5	81.8	84.1	+2.3
S/K yan yüzey	72.4	76.5	+4.1	70.8	73.2	+2.4
İç gaz ortalama	70.2	69.9	-0.3	66.5	66.6	+0.1
Silindir cidarı	79.5	81.4	+1.9	76.7	76.8	+0.1
Silindir etek kısmı ortalama	75.4	79.4	+4.0	73.3	75.2	+1.9
Motor ortalama	69.3	71.1	+1.8	66.6	67.9	+1.3
Rezonatör	71.1	73.6	+2.5	68.3	70.6	+2.3
Gövde-1, 2 ortalama	72.0	73.7	+1.7	69.1	69.7	+0.6
Muhafaza	61.8	60.4	-1.4	58.3	59.1	0.8
Ortalama yağ sıcaklığı	61.7	63,5	+1.8	59.7	60.8	+1.1

Tablo 4. 12: Yağ savurma borusuz durumun kompresör performansına etkisi (5 numune)

	ASHRAE şartları			Buzdolabı şartları		
	Orjinal 240 cc	190 cc	Fark (%)	Orjinal 240 cc	190 cc	Fark (%)
Kap. (W)	97.6	93.7	-4.0	72.5	69.9	-3.6
Güç (W)	69.2	67.8	-1.9	57.5	55.9	-2.8
COP	1.41	1.38	-3.0	1.26	1.25	-1.0



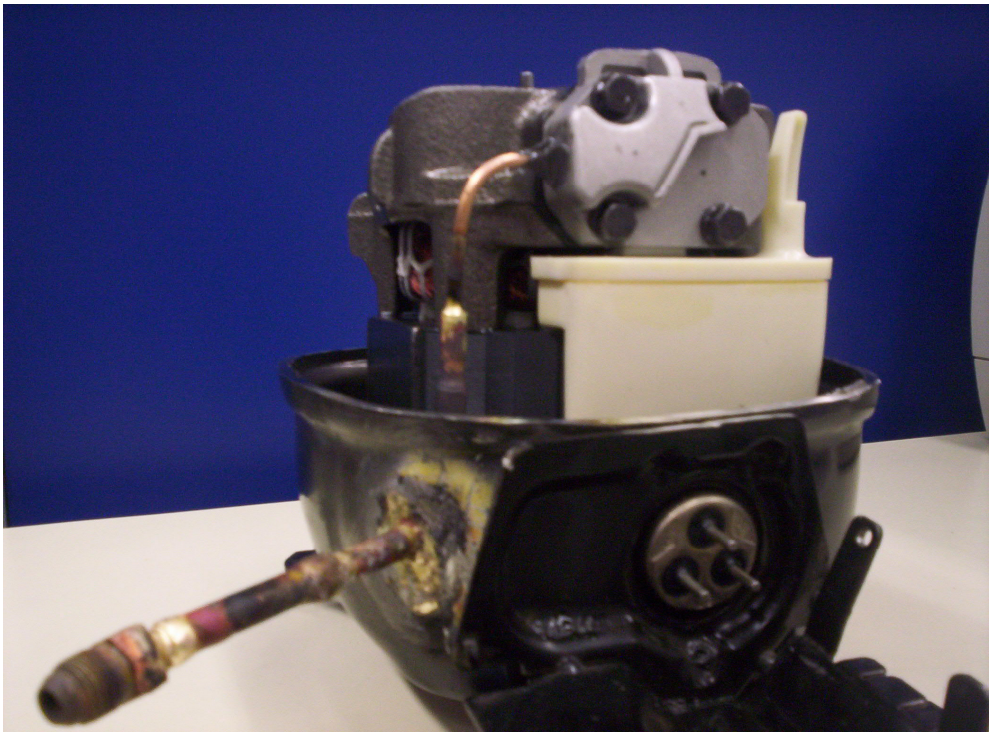
Şekil 4. 3: Yağ savurma borusunun kaldırılması

Tablo 4.12'de görüleceği üzere, ortalama değerler üzerinden karşılaştırıldığında yağ savurma borusunun kaldırılması her iki çalışma şartında da kapasiteyi % 3.6 – 4 mertebesinde azaltmıştır. Her ne kadar giriş gücü de azalsa da ASHRAE noktasında 3 ve buzdolabı şartlarında 1 puan olmak üzere, COP'de düşüş gerçekleşmiştir. Yapılan bu testler sonucunda, yağ savurma borusunun kaldırılmasının silindir-piston arasındaki yağlamayı etkilediği ve kaçağa neden olduğu söylenebilir. Bu nedenle kompresör performansını olumsuz yönde etkilemektedir.

4.4 Egzoz Borusunun Konumu İle İlgili Çalışmalar

Egzoz susturucusu ve egzoz borusunun muhafaza içindeki ısıtma etkisinin performansa olan etkisinin görülebilmesi için bir prototip hazırlanmıştır. Şekil 4.4'de sunulan prototipte, silindir kafasından doğrudan çıkan egzoz borusu mümkün mertebe kısa tutularak muhafaza dışına bağlanmıştır. Bu şekilde egzoz susturucusu ve borusundan muhafaza içine verilen enerjinin azaltılması sağlanmaya çalışılmıştır. Kalorimetre testleri gerçekleştirilen prototipin performansının orjinal durumu ile karşılaştırılması Tablo 4.13'de sunulmuştur.

Tablo 4.13' den de görüleceği üzere bu uygulama kapasiteyi % 2.5 arttırırken giriş gücü de arttığı için COP'deki değişim sınırlı olmuştur. Muhafaza içine verilen ısıl enerji azaldığı için muhafaza sıcaklığı 5°C mertebesinde azaltılmış; bununla beraber çıkış sıcaklığı 10°C kadar artmıştır.



Şekil 4. 4: Egzoz plenumundan doğrudan muhafaza dışına bağlantı

Tablo 4. 13: Egzoz susturucusu / borusunun ısıtma etkisi

	Orjinal	Prototip	Fark (%)
Kapasite [kcal/hr]	84.6	86.7	+2.5
Kapasite [W]	98.4	100.9	+2.5
Güç [W]	67.7	69.1	+2.1
COP	1.453	1.457	+0.3
Muhafaza [°C]	63.0	57.8	-5.2°C
Çıkış sıcaklığı [°C]	63.0	73.2	+10.2°C

Tablo 4. 14: Egzoz susturucusu / borusunun sıcaklıklar üzerinde etkisi

Ölçüm Noktası	Referans [ºC]	Egzoz Borusu [ºC]	Fark [ºC]
Yağ (4)	61.7	56.6	-5.1
Emme borusu	44.6	40.7	-3.9
Emme sus. girişi	49.5	45.7	-3.8
Emme sus. ön yüzey (4)	57.9	52.9	-5.0
Emme sus. arka yüzey (4)	62.0	54.7	-7.3
Emme sus. çıkış	59.1	58.3	-0.8
İç gaz (6)	70.2	63.0	-7.2
Silindir cidarı (4)	79.5	72.0	-7.5
Gövde (2)	70.5	63.0	-7.5
Egzoz boru giriş	80.1	87.6	7.5
Egzoz boru çıkış	70.2	78.0	7.8
Elektrik motoru (3)	69.3	62.8	-6.5
Emme plenumu	67.8	75.1	+7.3
Egzoz plenumu	97.2	N/A	N/A
Egzoz susturucusu	82.8	64.7	-18.1
Muhafaza	61.8	51.6	-10.2

Egzoz borusunun kısaltılmasına bağlı olarak, sıkıştırma prosesi sonucunda kompresör dışına atılan soğutkanın, egzoz patikasındaki soğuma prosesi kısıtlanmıştır. Böylece, genel olarak bütün komponentlerin sıcaklıklarında bir azalma gerçekleşmiştir. Egzoz borusu giriş ve çıkışına ait ortalama sıcaklık değerleri dışında, diğer bütün noktalardaki sıcaklık değerleri düşmüştür. En yüksek sıcaklık farkı kompresör muhafazası üzerinde gerçekleşmiştir. Buradaki önemli bir sonuç, yapılan tasarımlar ile sıcaklık değerlerinin 7ºC mertebesinde değişmesine rağmen, kapasite ve COP'deki değişimin %2 ile sınırlı kalmasıdır.

5. ISI GEÇİŞ AĞININ ANALİTİK OLARAK MODELLENMESİ

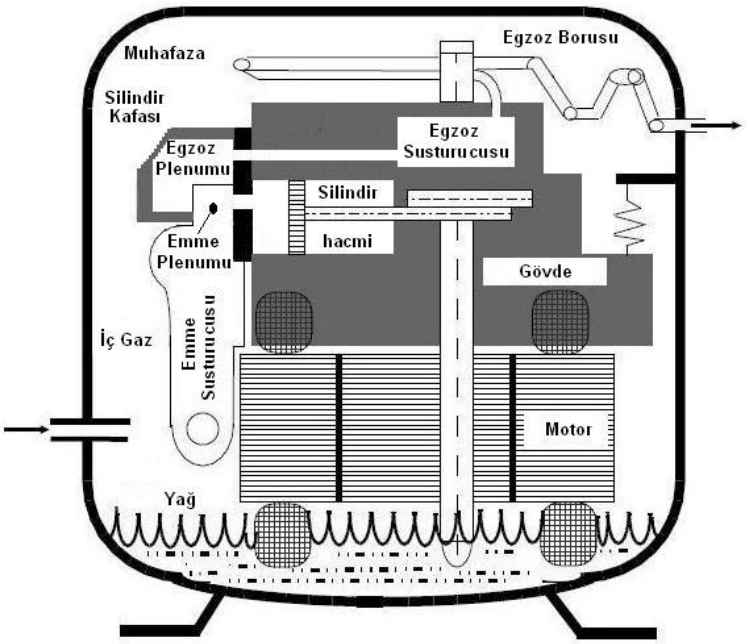
Kompresör içerisindeki komponentler arasındaki ısı geçişi ilişkisi, kompresör performansını yakından ilgilendiren bir konudur. Kompresörün çalışması sırasında, kompresör içerisindeki komponentlerin ortalama sıcaklık değerleri, konumlarına bağlı olarak değişmektedir. Kompresör içerisinde oluşan farklı sıcaklık gradyenlerine bağlı olarak komponentler arasında çeşitli ısı geçişi mekanizmaları oluşmaktadır.

Hermetik kompresör içerisindeki ısı geçiş ağının oluşturulmasında termodinamiğin birinci yasasından (enerjinin korunumu ilkesi) yararlanılmıştır. Birinci yasa uygulanırken, öncelikle, üzerinden enerji ve madde geçişi olabilen bir kontrol yüzeyi ile sarılmış olan kontrol hacimleri tanımlanmıştır.

Isı geçişi çözümlemeleri için kontrol hacimlerine giren ve üretilen enerjilerin toplamı, çıkan enerjiye eşit alınarak kontrol hacmi içinde depolanan enerji miktarının zamanla değişmediği kabulü yapılarak sürekli rejim için ısı geçiş ağı oluşturulmuştur. Giren ve çıkan enerji terimleri için, tümüyle kontrol yüzeyi üzerinde gerçekleşen işlemler olan iletim, taşınım ve ışınım ile ısı geçişi mekanizmaları kullanılmıştır. Kompresör içerisindeki komponentlerin ortalama sıcaklık değerleri için R600a soğutkan gazlı ve küçük kapasiteli bir kompresör üzerinde ASHRAE şartları altında gerçekleştirilen detay sıcaklık ölçümlerinden yararlanılmıştır. Isı geçişine bağlı olarak kompresör içi Tablo 5.1'de verildiği üzere 12 kontrol hacmine ayrılmıştır.

Tablo 5. 1: Kompresör içerisinde belirlenen kontrol hacimleri

1	Muhafaza	7	Egzoz plenumu
2	İç gaz	8	Egzoz susturucusu
3	Emme susturucusu	9	Egzoz borusu
4	Emme plenumu	10	Gövde
5	Silindir hacmi	11	Yağ
6	Silindir kafası	12	Elektrik motoru



Şekil 5. 1: Kompresör içerisinde belirlenen kontrol hacimleri

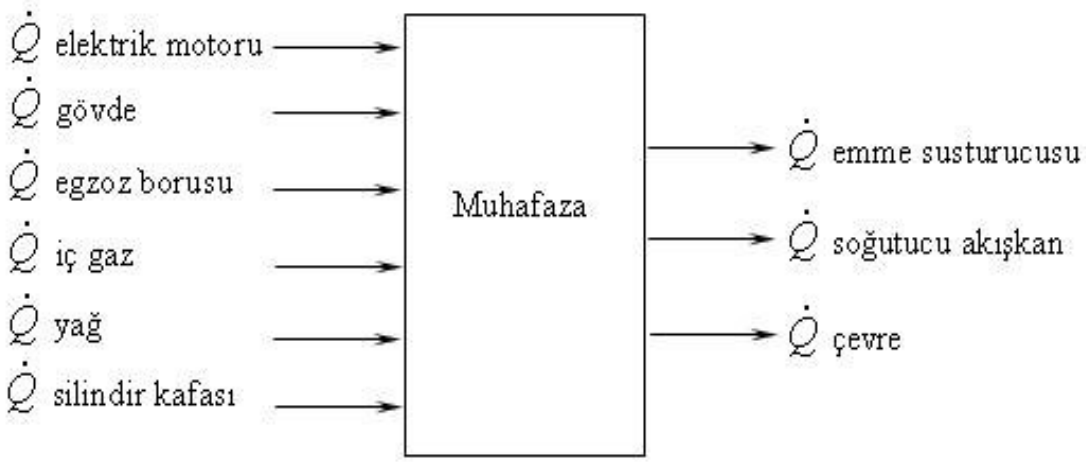
Belirlenen kontrol hacimleri sırası ile incelenirse;

5.1 Muhafaza

Kompresörü çevreleyen alt ve üst muhafaza birleştirilerek muhafaza başlığı altında tek bir hacim olarak alınmıştır. İlk etapta muhafaza üzerinde homojen sıcaklık dağılımının olduğu kabulü yapılmıştır. Belirlenen kompresör üzerinde tekrarlanan sıcaklık ölçümü çalışmaları kapsamında, elde edilen sıcaklık değerleri birleştirilerek, komponentlere ait ortalama sıcaklık değerleri belirlenmiştir. Bu bağlamda muhafazanın ortalama sıcaklığı 61ºC olarak alınmıştır. Muhafaza ile silindir kafası, egzoz borusu, emme susturucusunun ön yüzeyi, gövde ve elektrik motoru arasındaki ısı geçişinin ışınım yolu ile gerçekleştiği kabul edilmiştir. Muhafazanın temas halinde bulunduğu yağ ve iç gaz için ışınım yolu ile gerçekleşen ısı geçişi ihmal edilmiştir. İç gaz ile muhafaza arasındaki ısı geçişinin doğal taşınım yolu ile gerçekleştiği düşünülmüştür. Elektrik motoru rotorunun dönme hareketine bağlı olarak tabanda bulunan yağ da dairesel olarak hareket etmektedir.

Bu nedenle kompresör tabanında bulunan yağ ile muhafaza arasındaki ısı geçişi, zorlanmış taşınım olarak alınmıştır. Yağ savurma borusundan püskürtülen yağın, üst muhafazaya çarpması ve süzülmesinin etkisi ihmal edilmiştir.

Muhafaza ile çevre arasındaki ısı geçişinin hem ışınım yolu ile hemde ölçümlerin gerçekleştirildiği kalorimetrede sabit çevre sıcaklığının sağlanabilmesi için kullanılan fana bağlı olarak zorlanmış taşınım yolu ile gerçekleştiği düşünülmüştür. Muhafaza kontrol hacmi için ısı akış şeması Şekil 5.2'de verilmiştir.



Şekil 5. 2: Muhafaza kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.2 İç Gaz

Normal uygulamalarda, buharlaştırıcıdan gelen soğutkanın bir kısmı muhafazada dolaşarak yüksek sıcaklıktaki yüzeyler ile ısı geçişinde bulunarak ısıl enerjisini artırmaktadır. Emme susturucusuna ise bir miktar taze gaz ile birlikte muhafaza içinde bulunan yüksek sıcaklıktaki gaz da karışarak girmektedir.

Kompresör giriş borusundan gelen soğutkanın direkt susturucu girişine yönelen gaz oranına literatürde karışım parametresi, direkt emiş oranı veya taze gaz oranı denilmektedir ve (δ) ile gösterilmektedir [13].

$$\delta = \frac{\text{Susturucu İçerisine Direkt Olarak Giren Gaz Kütlesi}}{\text{Emme Borusundan Gelen Gaz Kütlesi}} \qquad (5.1)$$

Gaz karışımı için ideal gaz kabulü yapılarak soğutkanın özgül ısılarının sıcaklıkla değişmediği ve yağın soğutkan içerisine karışmadığı kabulü yapılarak termodinamiğin birinci kanunu uygulanırsa;

$$\dot{Q} = \dot{W} + \dot{m}_{top} h_{kg} + \dot{m}_{yay} h_{sir} - \dot{m}_{top} h_{sus} - \dot{m}_{yay} h_{kg} \tag{5.2}$$

$\dot{m}_{top}$: Buharlaştırıcıdan gelen soğutkanın debisi, ($\dot{m}_{top} = \dot{m}_{dir} + \dot{m}_{yay}$)

$\dot{m}_{dir}$: Direkt emilen soğutkan debisi,

$\dot{m}_{yay}$: Muhafaza içine yayılan soğutkan debisi,

$\mathbf{h}_{kg}$: Kompresör girişindeki soğutkanın entalpisi,

$\mathbf{h}_{sir}$: Muhafaza içerisinde ortalama sıcaklıkta sirküle edilen gazın entalpisi,

$\mathbf{h}_{sus}$: Emme susturucusu girişindeki soğutkanın entalpisi

$\mathbf{T}_{kg}$: Kompresör girişindeki soğutkanın sıcaklığı,

$\mathbf{T}_{sir}$: Muhafaza içerisinde ortalama sıcaklıkta sirküle edilen gazın sıcaklığı,

$\mathbf{T}_{sus}$: Emme susturucusu girişindeki soğutkanın sıcaklığı

Sistemde herhangi bir iş yapılmadığı için $\dot{W}$=0 olarak alınmıştır. Soğutucu akışkan ile sirkülasyon gazı arasında ısı geçişinin gerçekleştiği ve çevre ile herhangi bir etkileşimin olmadığı kabulü yapılmıştır.

$$\dot{m}_{top}\left(h_{kg} - h_{sus}\right) = \dot{m}_{yay}\left(h_{kg} - h_{sir}\right) \tag{5.3}$$

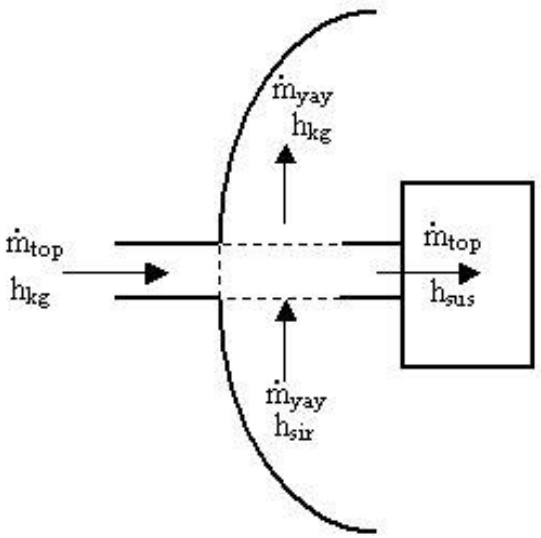
$$\frac{\dot{m}_{yay}}{\dot{m}_{top}} = \frac{h_{kg} - h_{sus}}{h_{kg} - h_{sir}} \tag{5.4}$$

$$\delta = \frac{\dot{m}_{dir}}{\dot{m}_{top}} = 1 - \frac{\dot{m}_{yay}}{\dot{m}_{top}} \tag{5.5}$$

$$\delta = \frac{h_{sus} - h_{sir}}{h_{kg} - h_{sir}} = \frac{T_{sus} - T_{sir}}{T_{kg} - T_{sir}} \tag{5.6}$$

Belirlenen kompresör üzerinde gerçekleştirilen detay sıcaklık ölçüm sonuçlarından yararlanılarak gaz karışım parametresi elde edilmiştir:

$$\delta = \frac{T_{sus} - T_{sir}}{T_{kg} - T_{sir}} = \frac{51 - 69.5}{45.6 - 69.5} = \frac{-18.5}{-23.9} = 0.77 \tag{5.7}$$



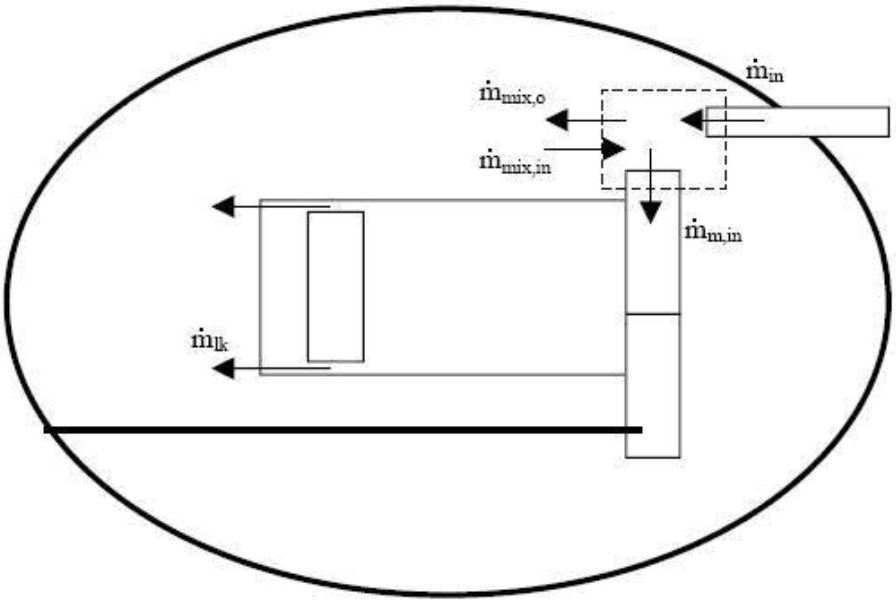
Şekil 5. 3: Gaz karışım prosesi şematik resmi [13]

Kompresör içerisindeki gaz karışımına yönelik alternatif bir model, [35] kapsamında incelenmiştir. Bu modelde, muhafaza içindeki gaz hacmi, kompresör dönüş borusu ile susturucu giriş ağzını içine alan ve muhafaza içindeki gazın geri kalanını kapsayan iki farklı kontrol hacmine ayrılmıştır.

Birinci kontrol hacmi için kompresör dönüş borusundan gelen gaz $\dot{m}_{in}$, bu hacimden kavite içerisine dağılan taze gaz $\dot{m}_{mix,o}$ kavite içerisinden bu hacme giren sıcak gaz $\dot{m}_{mix,in}$ ve bu hacmi susturucu girişi yoluyla terkeden gaz $\dot{m}_{m,in}$ olarak gösterilmiştir. Kaviteyi içeren ikinci hacimde ise, gaz karışımını tanımlayan $\dot{m}_{mix,o}$ ve $\dot{m}_{mix,in}$ gaz akımları haricinde, piston- silindir arasındaki kaçakları belirleyen $\dot{m}_{lk}$ debisi mevcuttur.

Sistemin sürekli rejimde çalıştığı kabul edilerek kompresör dönüş borusunu ve susturucu girişini içeren birinci kontrol hacmi için termodinamiğin birinci kanunu şu şekilde yazılmıştır:

$$\dot{Q}_1 = \dot{W}_1 + \dot{m}_{m,in}\, h_{m,in} + \dot{m}_{mix,o}\, h_{mix,o} - \dot{m}_{in}\, h_{in} - \dot{m}_{mix,in}\, h_{mix,in} \qquad (5.8)$$



Şekil 5. 4: Muhafaza içindeki gaz karışımı için analitik model [35]

Bu kontrol hacminin, kompresör dönüş borusu ve susturucu giriş borusu sınırlarında çizildiği düşünülerek, ısı geçişinin gerçekleşeceği herhangi bir yüzey bulunmayacağı için $\dot{Q}_1$ terimi sıfır olarak alınmıştır. Buna ek olarak, bu kontrol hacminde herhangi bir iş yapılmadığından dolayı $\dot{W}_1$ terimi de elenerek, eşitlik şu şekilde yazılmıştır:

$$\dot{m}_{m,in}\, \mathrm{h_{m,in}} + \dot{m}_{mix,o}\, \mathrm{h_{mix,o}} = \dot{m}_{in}\, \mathrm{h_{in}} + \dot{m}_{mix,in}\, \mathrm{h_{mix,in}} \tag{5.9}$$

Enerjinin korunumu prensibinin uygulanmasında potansiyel ve kinetik enerji değişimlerinin bu aşamada ihmal edildiği belirtilmiştir. Benzer şekilde, kompresör muhafazasının geri kalanını içine alan gaz hacmi için de enerji korunumu ifadesi elde edilmiştir:

$$\dot{Q}_2 = \dot{W}_2 + \dot{m}_{mix,in}\, \mathrm{h_{mix,in}} - \dot{m}_{mix,o}\, \mathrm{h_{mix,o}} - \dot{m}_{lk}\, \mathrm{h_{lk}} \tag{5.10}$$

Sistem sınırları elektrik motorunu dışarda bıraktığı için W_2 terimi sıfır olarak alınmıştır. Bununla beraber motorun atık ısısı Q_2 terimi içinde yer almıştır. Bu durumda denklem yeniden düzenlenerek aşağıda ifade edilen eşitliğe ulaşılmıştır:

$$\dot{m}_{mix,in}\, \mathrm{h_{mix,in}} = \dot{Q}_2 + \dot{m}_{mix,o}\, \mathrm{h_{mix,o}} + \dot{m}_{lk}\, \mathrm{h_{lk}} \tag{5.11}$$

Bu eşitliğin şu şekilde yorumlanması mümkündür: Kompresör dönüş borusundan gelen ve muhafaza içine verilen taze gaz, muhafaza içindeki net ısı geçişi ve piston-silindir kaçağı nedeniyle oluşan kütle ve enerjiyi de alarak susturucu girişine yönelmektedir. (5.11) eşitliğinin (5.9) denklemine yerleştirilmesi ile:

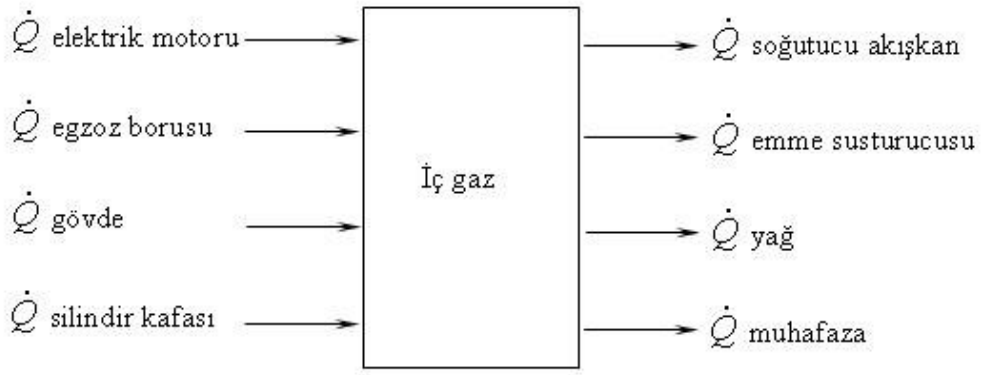
$$\dot{m}_{in}\, h_{in} + \dot{Q}_2 + \dot{m}_{mix,o}\, h_{mix,o} + \dot{m}_{lk}\, h_{lk} = \dot{m}_{mix,o}\, h_{mix,o} + \dot{m}_{m,in}\, h_{m,in} \qquad (5.12)$$

$$\dot{m}_{in}\, h_{in} + \dot{Q}_2 + \dot{m}_{lk}\, h_{lk} = \dot{m}_{m,in}\, h_{m,in} \qquad (5.13)$$

ifadesine ulaşılmıştır. Bu eşitlik, kompresör dönüş borusuna gelen taze gazın her halükarda muhafaza içindeki net ısı geçişi ve silindir-piston kaçağı ile ilgili enerji yükselmesini aldıktan sonra susturucu girişine yönlenebileceğini göstermektedir. Buradaki net ısı geçişinden kasıt, motor, yataklar, gövde ve egzoz hattı gibi sıcak yüzeylerden gaza doğru olan ısı geçişi ile muhafaza içindeki gazdan kabuğa ve yağa iletilen ısı arasındaki farktır. Bu analizin gerçekleştirilebilmesi için tüm komponentlerde olan ısı geçişinin çözülmesi gerekmektedir. Bu açıdan bakıldığında biraz karmaşık yapıdaki bu gaz karışımı modelinin ileride üzerinde çalışılabilecek alternatif bir yöntem olduğu görülmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında, kompresör içerisinde sirküle edilen iç gazın çevresindeki komponentler ile olan ısı geçişi ilişkisi belirlenmiştir. İç gazın; temas halinde bulunduğu muhafaza, silindir kafası, gövde, egzoz borusu, yağ ve elektrik motoru ile doğal taşınım yolu ile ısı geçişinde bulunduğu kabulü yapılmıştır. Emme susturucusu girişindeki akışa bağlı olarak emme susturucusu ile iç gaz arasındaki ısı geçişinin ise zorlanmış taşınım yolu ile gerçekleştiği düşünülmüştür. Işıma ile gerçekleşen ısı geçişii ihmal edilmiştir. Kompresör içerisindeki konuma bağlı olarak iç gaz sıcaklık değerleri değişmektedir.

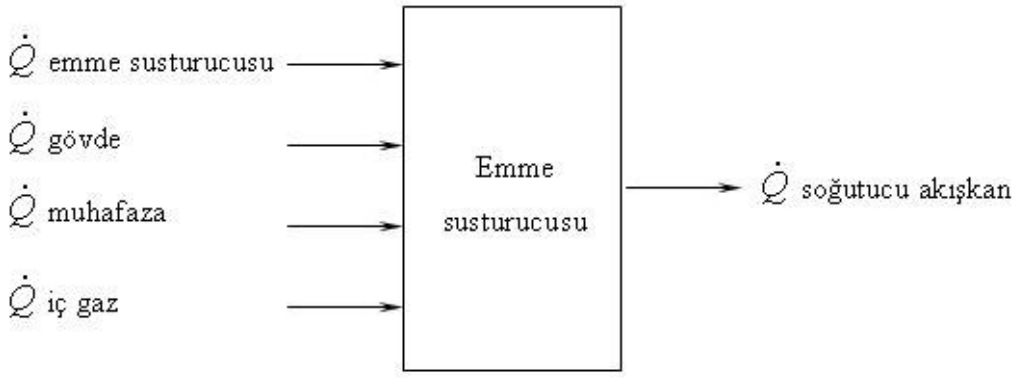
Belirlenen farklı noktalardaki iç gaz sıcaklığı değerlerinin ortalaması alınarak iç gaz sıcaklığı için 69.5 ºC kullanılmıştır. Şekil 5.5'de iç gaz kontrol hacmi için elde edilen ısı akış şeması sunulmuştur.



Şekil 5. 5 : İç gaz kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.3 Emme Susturucusu

Emme susturucusundaki akış, sürekli rejim kabülü yapılarak modellenmiştir. Susturucu içerisinde bulunan boru hatları by-pass edilmiştir. Emme susturucusunun muhafazaya bakan ön yüzeyi ile muhafaza arasında ve emme susturucusunun elektrik motoru ve gövdeye bakan arka yüzeyi ile elektrik motoru ve gövde arasında ışınım yolu ile ısı geçişinin gerçekleştiği düşünülmüştür. Emme susturucusu ve iç gaz arasında zorlanmış taşınım yolu ile ısı geçişi işlemi gerçekleşmektedir. Emme susturucusu için giriş sıcaklığı 51ºC olarak alınmıştır.



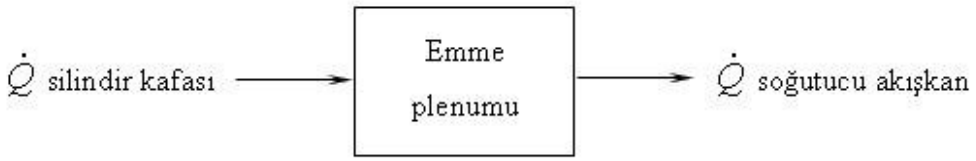
Şekil 5. 6: Emme susturucusu kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.4 Emme Plenumu

Emme plenumu olarak belirlenen kontrol hacminin sınırları Şekil 5.7'de belirtildiği üzere emme susturucusunun silindir kafası içerisinde bulunan plastik kısım olarak belirlenmiştir. Silindir kafası ile emme plenumu arasında iletim ile ısı geçişinin gerçekleştiği kabulü yapılmıştır. Emme plenumu ve valf tablası arasında gerçekleşen ısı geçişi ihmal edilmiştir. Emme plenumu ortalama sıcaklığı 72.9 ºC olarak belirlenmiştir. Emme plenumu için ısı akış şeması Şekil 5.8'de verilmiştir.



Şekil 5. 7: Emme plenumu kontrol hacmi sınırları



Şekil 5. 8: Emme plenumu kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.5 Silindir Hacmi

Silindir hacmi içerisinde bulunan gaz kontrol hacmi olarak belirlenmiştir. Silindir hacmi içerisinde bulunan gaz, gövdeye dahil edilen silindir cidarı ile temas halindedir. Sonuç olarak gövde ile silindir hacmi arasındaki ısı geçişinin zorlanmış taşınım yolu ile gerçekleştiği varsayılmaktadır. Silindir hacmi ile valf yaprağı arasındaki ısı geçişi ihmal edilmiştir. Silindir için ortalama cidar sıcaklığı 81.8 ºC olarak alınmıştır.

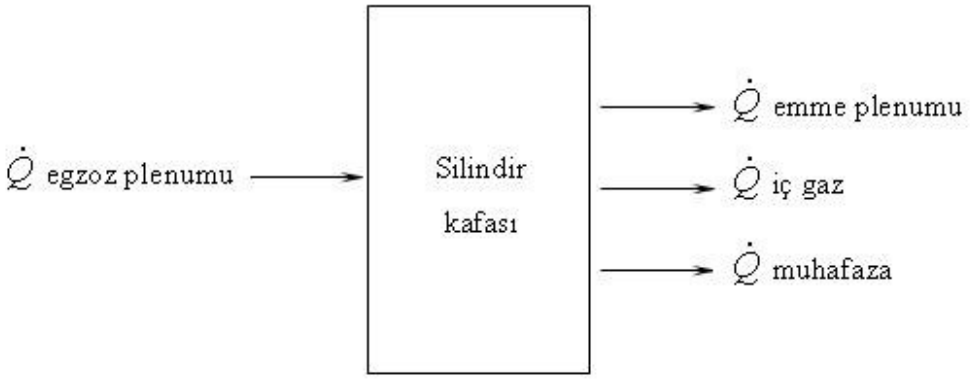
Şekil 5.9'da silindir kontrol hacmi için ısı akış şeması verilmiştir.



Şekil 5. 9: Silindir kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.6 Silindir Kafası

Silindir kafasının dış kısmı iç gaz, iç kısmı ise egzoz plenumu ile temasta bulunarak zorlanmış taşınım yolu ile ısı geçişinde bulunmaktadır. Silindir kafası ve etrafını çevrelediği emme plenumu arasında iletim yolu ile ısı geçişi gerçekleşmektedir. Silindir kafası ortalama sıcaklığı 85.9 ºC olarak elde edilmiştir. Silindir kafası için oluşturulan ısı akış şeması Şekil 5.10'da verilmektedir.

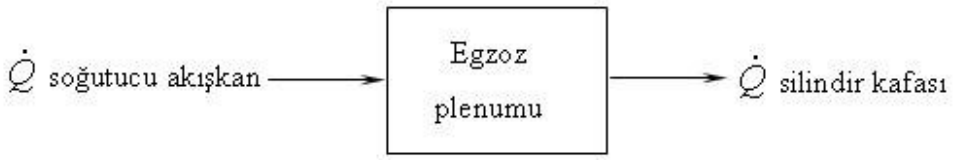


Şekil 5. 10: Silindir kafası kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.7 Egzoz Plenumu

Silindir içerisinde sıkıştırılarak yüksek sıcaklık ve basınca ulaşan soğutkanın, kompresör içerisinde sıcaklığı ölçülebilen noktalar arasında en yüksek sıcaklığa ulaştığı bölüm egzoz plenumudur. Gerçekleştirilen sıcaklık ölçümü çalışmaları sonucunda egzoz plenumu ortalama sıcaklığı 98 ºC olarak belirlenmiştir.

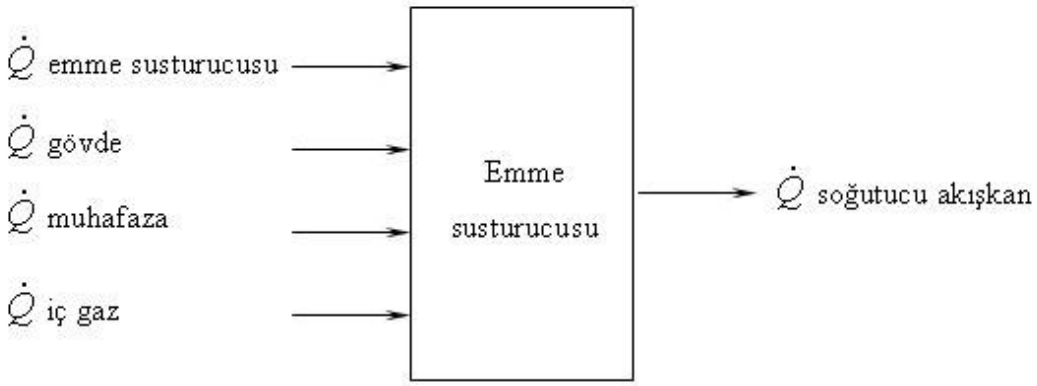
Silindir kafası içerisinde bulunan egzoz plenumu içerisindeki gaz hacmi kontrol hacmi olarak belirlenmiştir. Egzoz plenumu ile silindir kafası arasında zorlanmış taşınım yolu ile ısı geçişinin gerçekleştiği kabul edilmiştir. Egzoz plenumu ile valf tablası arasındaki ısı geçişi ihmal edilmiştir . Yapılan kabuller ışığında egzoz plenumu için elde edilen ısı akış şeması Şekil 5.11'de sunulmuştur.



Şekil 5. 11: Egzoz plenumu kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.8 Egzoz Susturucusu

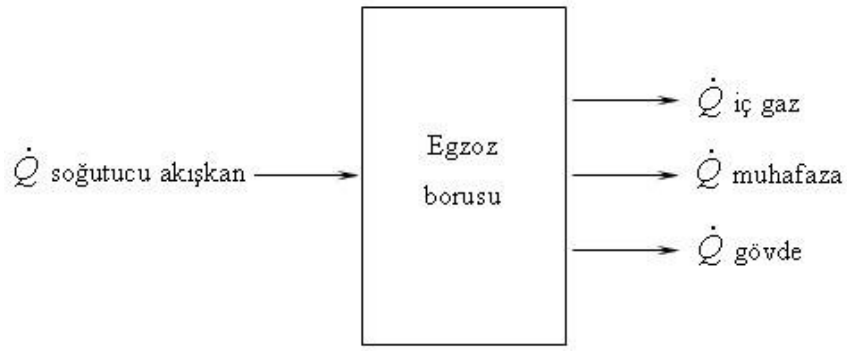
Gövde üzerinde bulunan egzoz susturucusu içerisindeki gaz hacmi kontrol hacmi olarak belirlenmiştir. Belirlenen kontrol hacmi ile gövde arasında zorlanmış taşınım yolu ile ısı geçişinin gerçekleştiği kabulu yapılmıştır. Egzoz susturucusu cidarı gövdeye dahil edilmiştir. Egzoz susturucusu için ortalama sıcaklık 85 ºC olarak ölçülmüştür. Şekil 5.12'de egzoz susturucusu kontrol hacmi için ısı akış şeması verilmiştir.



Şekil 5. 12: Egzoz susturucusu kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.9 Egzoz Borusu

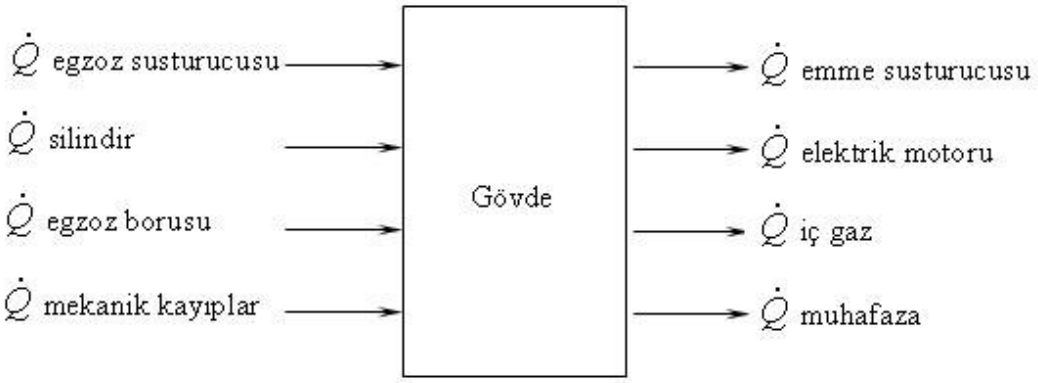
Egzoz susturucusu çıkışı ile egzoz borusu çıkışı arasındaki hacim egzoz borusu olarak belirlenmiştir. Egzoz borusunun muhafaza ve gövdeye bakan kısımlarında ışınım yolu ısı geçişi gerçekleşmektedir. Egzoz borusu, kendisini çevreleyen iç gaz ile doğal taşınım yolu ile ısı geçişinde bulunmaktadır. Egzoz borusu çıkışı ve muhafaza arasında iletim yolu ile gerçekleşen ısı geçişi ihmal edilmiştir. Egzoz borusu için giriş sıcaklığı 81ºC, çıkış sıcaklığı ise 71 ºC olarak belirlenmiştir. Şekil 5.13'de egzoz borusu için elde edilen ısı akış şeması verilmiştir.



Şekil 5. 13: Egzoz borusu kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.10 Gövde

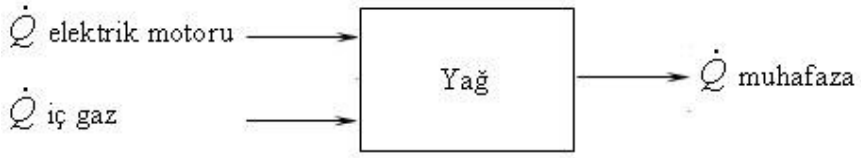
Isı geçişi mekanizmasının gövde ile; egzoz borusu, emme susturucusu, muhafaza ve elektrik motoru arasında ışınım yolu ile gerçekleşirken; silindir hacmi, ve egzoz susturucusu ile zorlanmış taşınım, iç gaz ile doğal taşınım yolu ile gerçekleştiği kabulü yapılmıştır. Gövdenin, alt kısmında temas halinde bulunduğu elektrik motoru ile iletim yolu ile ısı geçişinde bulunduğu kabulü yapılmıştır. Yataklardaki sürtünme kayıpları ve silindir-piston arasındaki mekanik kayıplar da gövdeye eklenmiştir. Gövde için ortalama sıcaklık değeri 71.6 ºC olarak alınmıştır. Gövde için oluşturulan ısı akış şeması Şekil 5.14'de belirtilmiştir.



Şekil 5. 14: Gövde kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.11 Yağ

Yağ, temasta bulunduğu elektrik motoru ve iç gaz ile doğal taşınım yolu ile ısı geçişinde bulunurken, tabandaki sirkülasyon hareketine bağlı olarak muhafaza ile zorlanmış taşınım yolu ile ısı geçişinde bulunmaktadır. Kompresör tabanında belirlenen farklı noktalardan alınan sıcaklık değerlerinin ortalaması alınarak yağ sıcaklığı 62.8 ºC olarak elde edilmiştir.

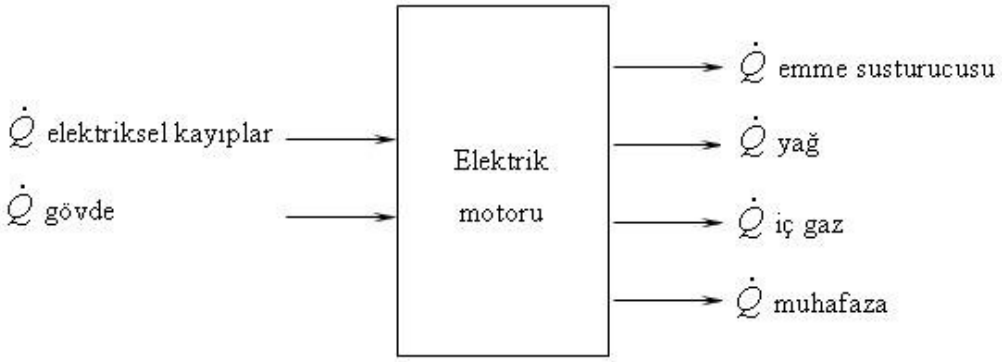


Şekil 5. 15: Yağ kontrol hacmi için ısı akış şeması

5.12 Elektrik Motoru

Elektrik motoru ile, muhafaza ve emme susturucusu arasında ışıma yolu ile ısı geçişinin gerçekleştiği kabulü yapılmıştır. Elektrik motorunun temasta bulunduğu yağ ve iç gaz ile doğal taşınım yolu ile ısı geçişinde bulunduğu düşünülmüştür. Elektrik motoruna bağlı olarak oluşan elektriksel kayıplar bu kontrol hacmine eklenmiştir. Elektrik motorunu oluşturan stator laminasyon, alt ve üst sargı kısımlarının ortalama sıcaklıkları alınarak, elektrik motoru için ortalama sıcaklık değeri 69.4 ºC olarak alınmıştır.

Belirlenen kontrol hacimleri için yapılan kabuller sonucunda elde edilen ısı geçiş ağı Şekil 5.5'de sunulmuştur.



Şekil 5. 16: Elektrik motoru kontrol hacmi için ısı akış şeması

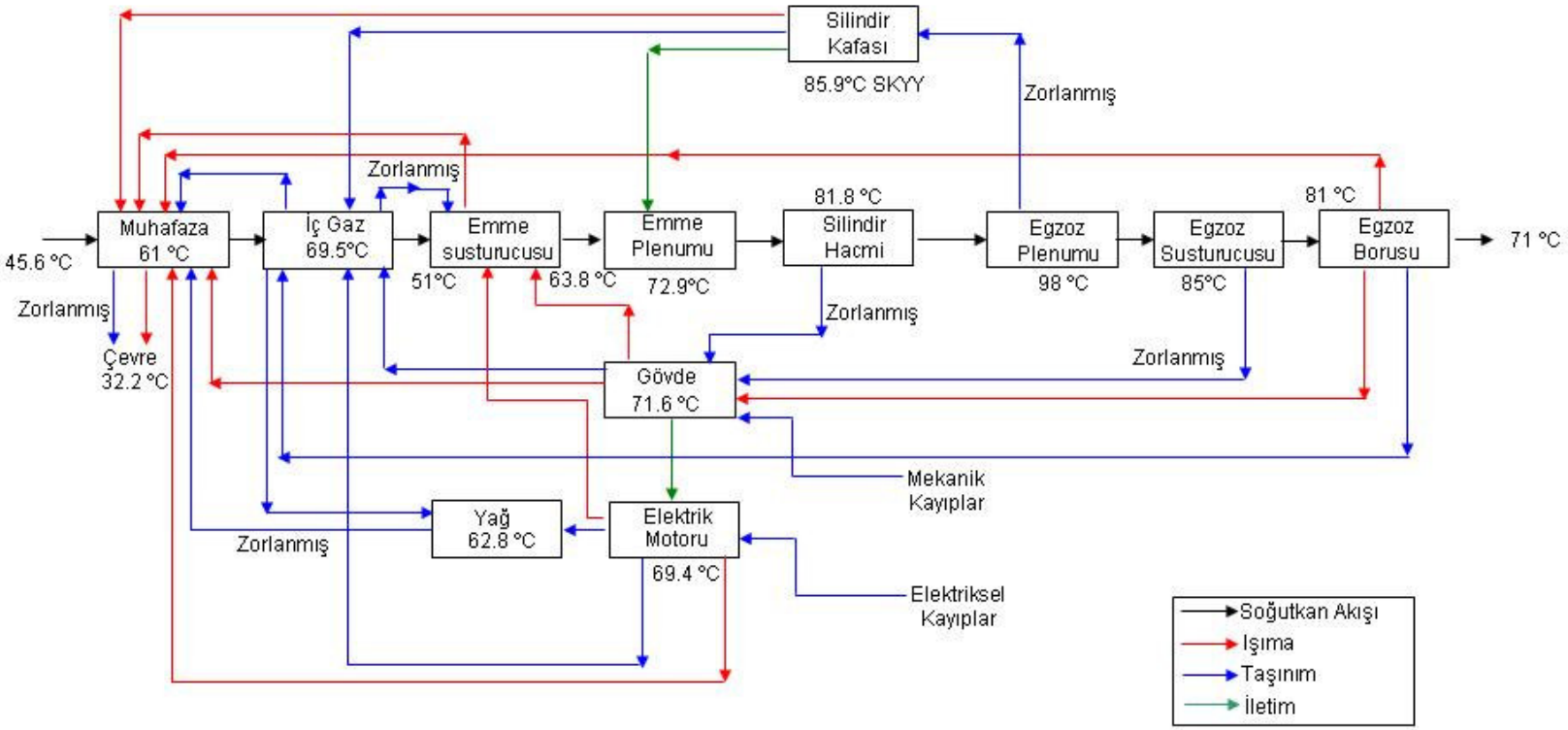
5.13 Isı Geçiş Ağı Genel Değerlendirmesi

Elde edilen ısı geçiş ağı genel olarak değerlendirildiğinde:

- Isı geçişi çözümlemeleri için kontrol hacimlerine giren ve üretilen enerjilerin toplamı çıkan enerjiye eşit alınarak, kontrol hacmi içinde depolanan enerji miktarının zamanla değişmediği kabulü yapılarak, sürekli rejim için ısı geçiş ağı oluşturulmuştur (Şekil 5.5).

- Kontrol hacimleri dahilinde yapılan basitleştirici kabullere rağmen karmaşık bir ısı geçişi ağ yapısı oluşmuştur. Kontrol hacimleri arasındaki ışınım yolu ile gerçekleşen ısı geçişi mekanizmaları nedeniyle non-lineer bir ağ yapısı mevcuttur.

- Bu aşamada detay komponent tasarımına yönelik bilgi edinilemese de, ilk adımda kompresör bileşenleri arasındaki ısı geçişi ilişkilerinin incelenmesi açısından yararlı bir çalışma gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5. 17: Kompresöre ait ısı geçiş ağı

6. SONUÇLAR VE YORUMLAR

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, hermetik soğutucu akışkan kompresörlerindeki ısı geçiş prosesleri deneysel ve teorik olarak incelenmiş; kompresör bileşenleri üzerinde uygulanan çeşitli kavramsal tasarımların, bileşenler arasındaki ısı geçişine tesiri, dolayısıyla kompresör performansı üzerindeki etkileri hakkında temel bilgiler edinilmiştir.

Çalışmaya, kompresör içi ısı geçişi hakkında yapılan çalışmalar ve kompresör muhafazası içindeki ve silindir girişindeki gaz sıcaklığının azaltılması sonucunda kompresör performansının artışını sağlamaya yönelik olarak alınan patentlerin raporları incelenerek başlanmıştır. Yüksek frekansta sıcaklık ölçüm yöntemleri incelenerek; hermetik kompresör içerisinde uygulanabilirliği irdelenmiştir. Kompresör içerisindeki farklı komponentlerde sıcaklık seviyesinin belirlenmesi ve ısı geçiş ağı için bir altyapı oluşturulması amacıyla, R600a soğutkan gazlı ve küçük kapasiteli bir kompresör üzerinde detay sıcaklık ölçümü çalışması gerçekleştirilmiştir. Isı akısı sensörlerinin çalışma prensipleri açıklanmış ve ardından piyasada bulunan sensörlere değinilerek; belirlenen kompresörün üzerinde ısı akısı ölçümleri yapılmıştır. Hem kompresör ısı geçiş ağının anlaşılması, hem de elde edilen bilgiler ışığında kompresör performansının arttırılması amacıyla kompresör üzerinde ve içerisinde çeşitli kavramsal tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Kompresör içerisinde belirlenen kontrol hacimleri arasındaki ısı geçişi mekanizmaları belirlenerek; kompresör içi, ısı geçiş ağı analitik olarak modellenmiştir.

Yapılan bu yüksek lisans tez çalışması dahilinde ulaşılan sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- Belirlenen numune üzerinde yapılan sıcaklık ölçümlerinde, dönüş borusundaki ortalama ısınma 13.5°C olarak belirlenmiştir. Emme hattındaki toplam sıcaklık artışının yaklaşık üçte biri, soğutkan henüz kompresör muhafazasına girmeden gerçekleşmektedir.

- Emme hattındaki gaz ile kompresör içerisindeki gazın karışımı prosesi, ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde, emme hattındaki toplam ısınmada sadece %13 paya sahiptir. Susturucunun ana gövdesi ve emme plenumu ayrı ayrı değerlendirildiğinde, yüzey alanı çok daha fazla olan gövde kısmındaki ısınma % 31.7, yüzey alanı küçük olan; bununla beraber silindir kafası içinde yüksek sıcaklığa maruz kalan plenumdaki ısınma % 22 paya sahiptir.

- Egzos hattındaki ısıl enerji muhafaza içine verildiğinden dolayı, bu hat için de bir sıralama yapılacak olursa, egzoz plenumu-egzoz susturucusu başlangıcı arasında kalan bölgede 13.1°C, egzoz susturucusu-egzoz borusu başlangıcı arasında kalan bölgede 4°C ve egzoz borusu boyunca 10°C soğuma gerçekleştiği söylenebilir.

- Kavramsal tasarımlar kapsamında gerçekleştirilen; kompresörün muhafazasının bir fan ile soğutulması için üst muhafazanın üzerine oturtulan bir hava kanalı tasarımı ile farklı fan voltajlarında gerçekleştirilen deneylerde, kapasitede % 4 mertebesinde artışlar görülse de, giriş gücünün de artması nedeniyle COP'de önemli bir getiri elde edilmemiştir. Fan voltajının arttırılması ile sıcaklıklarda elde edilen düşüşler azalarak devam etmiştir.

- Yağ miktarının azaltılması uygulamasında, ASHRAE şartında COP'de 3 puanlık bir avantaj sağlanırken; buzdolabı çalışma noktasında performansta önemli bir değişiklik olmamaktadır. Sıcaklıkların büyük bir çoğunluğunda değişim ±0.5°C bandı içerisinde kalmıştır. Yalnızca silindirin etek kısmından ölçülen üç farklı sıcaklığın ortalaması ASHRAE şartında 2.4, buzdolabı şartında 1.7°C artmıştır. Bu artışın yağ miktarındaki azalmaya bağlı olarak yağ savurma borusundan püskürtülen yağ miktarının azalması sonucunda oluştuğu düşünülmektedir.

- Yağ savurma borusunun kaldırılması ile ilgili olarak gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda; yağ savurma borusunun kaldırılmasının, silindir-piston arasındaki yağlamayı etkilediği ve kaçağa neden olduğu söylenebilir. Bu nedenle kompresör performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Yağın, kompresör içerisindeki soğutma etkisinin azalması sonucunda, genel olarak bütün komponentlerin sıcaklıklarında artış gözlenmiştir.

- .Egzoz susturucusu ve egzoz borusunun muhafaza içindeki ısıtma etkisinin performansa olan etkisinin görülebilmesi için gerçekleştirilen kavramsal tasarımda, soğutma kapasitenin artmasına karşılık giriş gücünün de artması nedeni ile performanstaki değişim oldukça sınırlı olmuştur. Gerçekleştirilen tasarımda, egzoz borusunun kısaltılmasına bağlı olarak, sıkıştırma prosesi sonucunda kompresör dışına atılan soğutkanın, egzoz patikasındaki soğuma prosesi kısıtlanmıştır. Böylece genel olarak bütün komponentlerin sıcaklıklarında bir azalma gerçekleşmiştir.

- Isı geçişi ilişkisine bağlı olarak kompresör; muhafaza, iç gaz, emme susturucusu, emme plenumu, silindir hacmi, silindir kafası, egzoz plenumu, egzoz susturucusu, egzoz borusu, gövde, yağ ve elektrik motoru olmak üzere 12 adet kontrol hacmine ayrılmıştır. Kontrol hacimleri arasında gerçekleşen ısı geçişi mekanizmaları belirlenmiştir. Kompresöre ait ısı geçiş ağı oluşturulmuştur.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıdaki önerilerin yararlı olabileceği düşünülmektedir:

i-) Bundan sonraki çalışmalarda, tez çalışması kapsamında elde edilen ısı geçiş ağının çözülmesi için bir simülasyon programının yazılması sonucunda, ilk aşamada komponent tasarımına yönelik bilgi edinilmese de ilk adımda genel olarak sıcaklıkların hesaplanması ve sistem üzerinde gerçekleştirilebilecek olan CFD (Computational fluid dynamics) analizleri ile akupleli olarak performans hesabı yapılabilir.

ii-) Tez çalışması kapsamında; yağ için , tabandaki bölüm kontrol hacminin sınırlarını oluşturmuştur ve üst muhafazaya püskürtülen yağ için herhangi bir hesaplama yapılmamıştır. Bundan sonraki çalışmalarda, muhafazanın tavanına püskürtülen yağın modellenmesi ile daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilecektir.

iii-) Muhafaza üzerinde bölgesel olarak farklılık gösteren ısı geçişi proseslerinin tam olarak anlaşılabilmesi açısından çok fazla noktada ısı akısı ölçümlerinin yapılmasının uygun olacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

[1] Çengel, Y., **Boles, M.**, 2000. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık, İstanbul.

[2] Xin, R. and Hatzikazakis, P., 2000**.** Reciprocating Compressor Performance Simulation*, International Compressor Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, USA, 1-8.

[3] Özkol, N., 1999**.** Uygulamalı Soğutma Tekniği, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Yayın no:115.

[4] Gas Encyclopaedia, (n.d), Erişim Tarihi:16.04.2007, İnternet Adresi: *http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp*

[5] Özdemir, A. R., Çan, A. U., Ararat, Ö., 2005. ANN-716 Buzdolaplarında Hata Bulma ve Tanılama Sistemi, Arçelik A.Ş., İstanbul.

[6] Nagengast, B., 1996. History of sealed refrigeration systems, *ASHRAE Journal,* **38,** no1.

[7] Oğuz, E., 2006. Hermetik Soğutucu Akışkan Kompresörlerinde Zamana Bağlı Isı Transferinin Kompresör Performansına Etkisinin İncelenmesi, *Doktora Tezi,* İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[8] Fagotti, F., 1994**.** Heat Transfer Modelling in Reciprocating Compressor, *International Compressor Technology Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, USA, 320-327

[9] Todescat, M. L., Fagotti,F., 1992**.** Thermal Energy Analysis in Reciprocating Compressor, *International Compressor Technology Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, USA, 1419-1428.

[10] Keribar, R., Morel, T., 1988**.** Heat Transfer and Component Temperature Prediction Reciprocating Compressor, Proceedings of the 9th Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, USA, July 1988, 454-463.

[11] Rigola, J., Segerra, C. D., Oliva, A., 2005**.** Parametric Studies on Hermetic Reciprocating Compressors *Internal Journal of Refrigeration,* **28**, 253-266.

[12] Meyer, W. A L., Thompson, H. D., 1990**.** An Analytical Model Of HeatTransfer To The Suction Gas In A Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, USA, 898-907.

[13] Incropera, F. P., DeWitt, D.P., 1990. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley &Sons, Inc, New Jersey.

[14] Ooi, K. T., 2003. Heat Transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor, *Applied Thermal Engineering*, 23,1931-1945.

[15] Adair, R. P., Qvale, E. B., Pearson, J. T., 1972. Instantaneous heat transfer to the cylinder wall in reciprocating compressors, Proceedings of the 1972 International compressor engineering conference, 159-174.

[16] Cavallini, A., Doretti, L., Longo, G. A., Rosetto, L., Bella, B. and Zannerio, A., 1996**.** Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, Purdue University, USA, 535-540.

[17] Aysal, V., Yılmaz, F., Oğuz, E., 2003**.** ANN 505 Hermetik Kompresörlerde Isı Transferi Literatür Araştırması, Arçelik A.Ş., İstanbul**.**

[18] Brabek, W., **Freiberger, A.**, **Zippl, G.,** 2005. Refrigerant Compressor, *World Intellectual Property Organisation Patent,* No:2005106250 dated 10.11.2005.

[19] Parker, S. A., **Rothstein, S.**, 1975. Hermetic Compressor With Insulated Discharge Tube, *United States Patent,* No:3926009 dated 16.12.1975.

[20] Murayama, A., **Harada, F.**, 1983. Hermetic Motor Compressor, *United States Patent,* No:4371319 dated 01.02.1983.

[21] Lee, S. J., **Harada, F.**, 2005. Compressor With Discharge Chamber Heat Sink, *European Patent Office Patent,* No:1609991 dated 28.12.2005.

[22] Berwanger, E., 2004. Discharge Tube Of A Hermetic Compressor, *World Intellectual Property Organisation Patent,* No:2004074684 dated 02.09.2004.

[23] Sawyer, G., 1983., Combination Discharge Gas Muffler And Water Heater, *United States Patent,* No:4373354 dated 15.02.1983.

[24] Nichol, P., **Fountain, L. P.,** 2003. Variable Speed Oil-Injected Screw Compressors, *European Patent Office Patent,* No:1320683 dated 25.06.2003.

[25] Achtelik, C., **Huttermann, D.,** 2004. Two-Stage Screw Compressor, *United States Patent,* No:2004062668 dated 01.04.2004.

[26] Cahill, F., 2003. Method And Apparatus For Cooling An Electric Motor, *United States Patent,* No:6568193 dated 27.05.2003.

[27] Schulak, E., **Horvay, B., Pietsch, J.,** 2001. Energy Transfer System For Refrigerator/Freezer Components, *United States Patent,* No: 2001015076 dated 23.08.2001.

[28] Nakken, M. K., 2006. Cooling Device For Piston Machinery, *European Patent Office Patent,* No: 1643125 dated 05.04.2006.

[29] Genceli, O. F., 2000. Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi., İstanbul.

[30] Arts, T., Denos, R., Brouckaert, J. F., 2000. Measurement Techniques For Unsteady Flows In Turbomachines, *Experiments in Fluids*, **28,** 285-321.

[31] Arts, T., Balık, G., Özdemir, A. R., 2005. Kişisel görüşme

[32] Watlow Electric Manufacturing Company, (n.d), Erişim Tarihi:16.04.2007, İnternet Adresi: *http://www.watlow.com/*

[33] Re/genT R & D Centre, (n.d), Erişim Tarihi:16.04.2007, İnternet Adresi *http://www.re-gent.nl/H3/index.html*

[34] Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofisicas, (n.d), Erişim Tarihi:16.04.2007, İnternet Adresi *http://www.lmpt.ufsc.br*

[35] Oğuz, E., Dönmez, E., Şerabatır, D., 2005. ANN-776 Kompresör Gaz Karışımı ve Emme Plenumu Prototipleme Çalışmaları, Arçelik A.Ş., İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Ahmet Refik ÖZDEMİR 1982 yılında Kayseri'de doğdu. 1993 yılında ilk öğrenimini TED Kayseri Koleji'nde, orta ve lise öğrenimini Kayseri Nuh Mehmet Küçükçalık Anadolu Lisesi'nde 2000 yılında tamamladıktan sonra aynı yıl İTÜ Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği bölümüne girdi. 2002 yılında İTÜ Elektrik-Elektronik Fakültesi Kontrol Mühendisliği bölümünde ikinci anadal eğitimine başladı. 2005 yılında İTÜ Makina Fakültesi'nden Makina Mühendisi olarak yüksek onur listesinde mezun oldu. Aynı yıl İTÜ. Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Isı Akışkan Yüksek Lisans Programında, yüksek lisans öğrenimine başladı. 2006 yılında ikinci anadalını tamamlayarak, İTÜ Elektrik-Elektronik Fakültesi'nden Kontrol Mühendisi olarak onur listesinde mezun oldu.

2005-2006 yılları arasında, Üniversite-Sanayi İşbirliği Projesi kapsamında Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi'nde proje yardımcısı olarak görev alan Özdemir, Aralık 2006 tarihinden bu yana Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Termodinamik Teknolojiler Grubu'nda Ar-Ge mühendisi olarak çalışmaktadır.