

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRDE BİRLEŞİK (KONJUGE) ISI
GEÇİŞİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Onur DİNÇER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

OCAK 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HERMETİK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRDE BİRLEŞİK (KONJUGE) ISI
GEÇİŞİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Onur DİNÇER

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan Güneş

OCAK 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111116 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Mehmet Onur DİNÇER**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**HERMETİK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRDE BİRLEŞİK (KONJUGE) ISI GEÇİŞİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Yakup Erhan BÖKE**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE

Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **16 Aralık 2013**

Savunma Tarihi : **21 Ocak 2014**

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, hermetik kompresörün soğutkan hattı ve katı komponentlerini içeren detaylı sayısal modeli oluşturulmuş ve kompresör içerisinde gerçekleşen birleşik (konjuge) ısı geçişi sayısal olarak çözümlenmiştir. Isı transferi ağında kritik önem teşkil eden gövde, valf tablası ve silindir kafası komponentlerinin malzeme farklılıklarının sıcaklık dağılımına etkileri araştırılmıştır. Soğutkan hattındaki zamana bağlı akış yapısı ve ısı transferi mekanizmaları ile egzoz hattı yalıtım uygulamalarının kompresör performansı üzerindeki rolü ayrıca incelenmiştir. Yüksek lisans çalışmalarımı yöneten, yönlendiren, değerli görüş ve eleştirileri ile tez çalışmalarımı destekleyen çok değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ'e teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yüksek lisans tez çalışmasının gerçekleşmesini sağlayan ve bunun için imkân ve olanaklarını sunarak destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Dr. Cemil İNAN, Sn. Cem KURAL ve Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım boyunca gerekli desteği sunan görüş ve önerileriyle katkıda bulunan Sn. Dr. Kemal SARIOĞLU başta olmak üzere Sn. Dr. Hüsnü KERPIÇÇİ, Sn. Mak. Yük. Müh. Ahmet Refik ÖZDEMİR ve Sn. Mak. Yük. Müh. Çağlar ŞAHİN'e, yüksek lisans çalışma hayatım boyunca bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen, değerli görüşleri ile yol gösteren Termodinamik Teknoloji Ailesi Lideri Sn. Dr. Emre OĞUZ'a çok teşekkür ederim.

Deneyisel çalışmalarım sırasında yardımcı olan, karşılaştığım problemlerin çözümünde tecrübelerini esirgemedi katkıda bulunan ve emeği geçen Sn. Ercan KURTULDU, Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU ve Sn. İlhan BALIKÇI başta olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

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

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularımla teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Aralık 2013

Mehmet Onur DİNÇER

(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	2
1.2 Hermetik Pistonlu Kompresör Elemanları	4
1.3 Hermetik Pistonlu Kompresörün Çalışma Prensipleri	5
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	7
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	27
3.1 Detay Sıcaklık Ölçümü Çalışmaları.....	27
3.1.1 Motor sıcaklıklarının tayini.....	29
3.1.2 Muhafaza sıcaklıklarının tayini.....	29
3.1.3 Taban yağ sıcaklıklarının tayini	30
3.1.4 Silindir cidar sıcaklıklarının tayini.....	30
3.1.5 Gövde sıcaklıklarının tayini	31
3.1.6 İç gaz sıcaklıklarının tayini	31
3.1.7 Emme susturucusu sıcaklıklarının tayini	32
3.1.8 Egzoz plenumu sıcaklıklarının tayini.....	32
3.1.9 Silindir kafası sıcaklıklarının tayini	33
3.1.10 Egzoz susturucusu sıcaklıklarının tayini.....	33
3.1.11 Egzoz hattı sıcaklıklarının tayini.....	33
3.1.12 Deneysel çalışma sonuçları	34
3.2 pV Ölçümleri.....	36
4. SAYISAL ÇALIŞMALAR	41
4.1 Detaylı Kompresör Modeli Isı Geçişi ve Akış Analizi	41
4.1.1 Kompresör katı modelinde ısı iletimi analizi	41
4.1.2 Kompresör içi birleşik (konjuge) ısı transferinin sayısal analizi	43
4.1.3 Kompresörün ısı rejime ulaşmasının sayısal olarak görselleştirilmesi ...	58
4.1.4 Kompresörde zamana bağlı akış ve ısı geçişinin sayısal analizi.....	59
4.2 Egzoz Hattı Lokal CFD Analizi	63
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	69
KAYNAKLAR	71
ÖZGEÇMİŞ.....	73

KISALTMALAR

ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CFD	: Computational Fluid Dynamics
SEK	: Soğutma Etkinlik Katsayısı
pV	: Basınç-Hacim (indikatör diyagramı)
KDA	: Krank dönme açısı
POM	: Polioksimetilen
PBT	: Polibütilen

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1	: Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması	9
Çizelge 2.2	: Soğutkan özellikleri ve sınır şartları.....	10
Çizelge 2.3	: A ve B durumları için deneysel veriler	15
Çizelge 2.4	: Basitleştirilmiş model ve tam model sonuçlarının karşılaştırılması...	20
Çizelge 2.5	: Kurgulanan modellere ait sınır şartları	21
Çizelge 2.6	: Modelde kullanılan soğutkan özellikleri ve sınır şartları	23
Çizelge 3.1	: Termokupl yerleşim yeri ve sayısı	28
Çizelge 3.2	: Orijinal ve sıcaklık ölçümü kalorimetre sonuçları	28
Çizelge 4.1	: Isı kaynağı tanımlamaları	45
Çizelge 4.2	: Yüzeyler için verilen taşınım sınır şartları	46
Çizelge 4.3	: Akışkan çözüm ağı giriş ve çıkış kesitlerindeki koşullar	47
Çizelge 4.4	: R600a (izobütan) özellikleri	47
Çizelge 4.5	: Bileşen malzemeleri ve özellikleri	48
Çizelge 4.6	: Sayısal analiz sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması	49
Çizelge 4.7	: Zamana bağlı CFD analizlerinde kullanılan sınır şartları	59
Çizelge 4.8	: Sınır şartları ve malzeme özellikleri.....	65
Çizelge 4.9	: Poliamit malzemesinin özellikleri	66
Çizelge 4.10	: Lokal egzoz hattı analiz sonuçları ile deneysel sonuçların	67

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi şematiği	2
Şekil 1.2	: Buhar sıkıştırırmalı kompresör çeşitleri	3
Şekil 1.3	: Hermetik kompresörün dış görünümü.....	4
Şekil 1.4	: Örnek bir hermetik kompresörün kesit resmi.....	5
Şekil 2.1	: İncelenen kompresörün şematik görüntüsü	7
Şekil 2.2	: Çözüm metodolojisi	8
Şekil 2.3	: Basınç sensörleri ve termokuplların yerleşimi	9
Şekil 2.4	: Emme susturucusu giriş ve çıkışındaki kütle debisi değişimi	11
Şekil 2.5	: Bir çevrimde emme susturucusu giriş ve çıkışındaki sıcaklık değişimi..	11
Şekil 2.6	: Emme valfi açılış (solda) ve kapanış (sağda) anlarında emme susturucusu içinde akım çizgilerinin görünümü	12
Şekil 2.7	: Bir çevrimde emme susturucusu giriş ve çıkışında soğutkan yoğunluğunun değişimi	12
Şekil 2.8	: ‘Superheating’ in kütleli debi ve sıkıştırma işine etkisi.....	13
Şekil 2.9	: Piston-silindir bölgesinin şematik görüntüsü ve pV diyagramı	14
Şekil 2.10	: Anemometre ve basınç sensörlerinin yerleşimi.....	15
Şekil 2.11	: A durumu için emme plenumundaki basınç ve sıcaklığın krank açısıyla değişimi.....	16
Şekil 2.12	: A ve B durumları emme plenumu sıcaklığı krank açısı ile değişimi ...	16
Şekil 2.13	: a) deneysel ve adyabatik sıcaklık b) belirlenen ‘Superheating’	17
Şekil 2.14	: Tam (solda) ve basitleştirilmiş (sağda) CFD modeli.....	18
Şekil 2.15	: Analizde incelenen çözüm ağı.....	18
Şekil 2.16	: (a) Valf açıklığının krank açısı ile değişimi (b) kütle debisinin krank açısı ile değişimi (c,d) silindir basıncının krank açısı ile değişimi	19
Şekil 2.17	: CFD analizi gerçekleştirilen çözüm ağı	20
Şekil 2.18	: A Modeli için yapılan analizlerin sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması.....	22
Şekil 2.19	: B Modeli için yapılan analizlerin sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması.....	22
Şekil 2.20	: Emme susturucusu CFD analizi gerçekleştirilen kompresörün CAD görüntüsü	23
Şekil 2.21	: Emme susturucusu modeli ve sınır şartı verilen kesitler.....	23
Şekil 2.22	: Emme valfi açılma anında emme susturucusu içi sıcaklık dağılımı	24
Şekil 2.23	: Analiz sonucu elde edilen silindir içi basıncın zamana göre değişimi...	25
Şekil 2.24	: Belirlenen kesitlerdeki sıcaklığın zamana bağlı değişimi	25
Şekil 3.1	: Elektrik motoru sıcaklıkları.....	29
Şekil 3.2	: Muhafaza sıcaklıkları	29
Şekil 3.3	: Taban yağ sıcaklıkları	30
Şekil 3.4	: Silindir cidar sıcaklıkları	30
Şekil 3.5	: Gövde Sıcaklıkları.....	31
Şekil 3.6	: İç gaz sıcaklıkları.....	31

Şekil 3.7	: Emme Susturucusu ön ve arka yüzey sıcaklıkları	32
Şekil 3.8	: Egzoz plenumu sıcaklıkları	32
Şekil 3.9	: Silindir kafası sıcaklıkları.....	33
Şekil 3.10	: Egzoz susturucusu sıcaklıkları	33
Şekil 3.11	: Egzoz hattı sıcaklıkları	34
Şekil 3.12	: Komponent sıcaklıkları karşılaştırması	35
Şekil 3.13	: Soğutkan hattı sıcaklıklarının kompresör üzerinde gösterimi	35
Şekil 3.14	: Soğutkan hattı sıcaklıkları	36
Şekil 3.15	: Emme ve egzoz plenumlarına yerleştirilen basınç sensörleri.....	36
Şekil 3.16	: pV test düzeneği	37
Şekil 3.17	: Silindir basıncı ölçümüne yönelik valf tablasına yerleştirilen basınç sensörü	37
Şekil 3.18	: Deneysel çalışma sonucu elde edilen pV indikatör diyagramı.....	38
Şekil 3.19	: Emme safhası basınç krank açısı grafiği	39
Şekil 3.20	: Egzoz safhası basınç krank açısı grafiği.....	39
Şekil 4.1	: CFD analizlerinde kullanılan kompresörün parçalanmış katı modeli	42
Şekil 4.2	: Analiz sonucunda elde edilen ve deneysel yüzey sıcaklıklarının karşılaştırılması	43
Şekil 4.3	: Kompresör bileşenleri, muhafaza ve akış hattının CAD görünümüleri	44
Şekil 4.4	: Kompresör bileşenlerinden oluşan çözüm ağı.....	45
Şekil 4.5	: Orijinal durumda kompresör muhafazası eş sıcaklık eğrileri.....	50
Şekil 4.6	: Orijinal durumda kompresör içi sıcaklık dağılımı.....	51
Şekil 4.7	: Orijinal durumda krank ekseninden alınan kesit görüntüsü	52
Şekil 4.8	: Orijinal durum (solda) ve alüminyum gövde (sağda) uygulamasında gövde sıcaklık dağılımı	53
Şekil 4.9	: Orijinal durum (solda) ve alüminyum gövde (sağda) uygulamasında silindir kafası sıcaklık dağılımı	53
Şekil 4.10	: POM valf tablası (solda) ve PBT silindir kafası (sağda) uygulamalarında silindir kafası sıcaklık dağılımı	54
Şekil 4.11	: Orijinal durum (solda) ve alüminyum gövde (sağda) uygulamasında valf tablası sıcaklık dağılımı	55
Şekil 4.12	: POM valf tablası (solda) ve PBT silindir kafası (sağda) uygulamalarında valf tablası sıcaklık dağılımı	55
Şekil 4.13	: Orijinal durum (solda) ve alüminyum gövde (sağda) uygulamasında emme susturucusu sıcaklık dağılımı	56
Şekil 4.14	: POM valf tablası (solda) ve PBT silindir kafası (sağda) uygulamalarında emme susturucusu sıcaklık dağılımı	56
Şekil 4.15	: %85 verimli (solda) ve %90 verimli (sağda) motor uygulamalarında stator sıcaklık dağılımı	57
Şekil 4.16	: Ortam sıcaklığındaki kompresör de sıcaklıkların rejime ulaşması.....	58
Şekil 4.17	: Egzoz safhasında sıcaklık ile renklendirilmiş akım çizgileri	60
Şekil 4.18	: Emme safhasının başında sıcaklık ile renklendirilmiş akım çizgileri	61
Şekil 4.19	: Emme safhasının sonlarında sıcaklık ile renklendirilmiş akım çizgileri	62
Şekil 4.20	: Sıkıştırma safhasında sıcaklık ile renklendirilmiş akım çizgileri.....	62
Şekil 4.21	: Egzoz akış hattı çözüm ağı	63
Şekil 4.22	: Egzoz akış hattı eşsıcaklık eğrileri	66
Şekil 4.23	: Poliamit titreşim borusu uygulaması egzoz hattı sıcaklıklarına etkisi ...	68

HERMETİK PİSTONLU BİR KOMPRESÖRDE BİRLEŞİK (KONJUGE) ISI GEÇİŞİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Hermetik pistonlu kompresörlerin verimini termodinamik, mekanik ve elektriksel kayıplar belirlemektedir. Günümüz teknolojisi ile ekonomik faktörler de göz önüne alındığında mekanik ve elektriksel kayıpların limitlerine yakın olduğunu, termodinamik kayıpların ise iyileştirmelere açık olduğunu söylemek mümkündür. Kompresörlerde verim artırma ve yeni tasarım çalışmalarının yürütülebilmesi ve kompresör bileşenleri için uygun malzemelerin belirlenebilmesi doğrultusunda *kompresör içi sıcaklık dağılımının* ve bileşenler arasındaki ısı transferi mekanizmalarının detaylı olarak bilinmesi gerekmektedir. Kompresör termal haritasının çıkarılması amacıyla gerçekleştirilen deneysel sıcaklık ölçüm çalışmaları, çok sayıda termokuplın kompresör içerisine yerleşimi nedeniyle zorluklar taşımaktadır. Komponentlerin malzemelerinde veya tasarımlarında yapılacak değişikliklerin sıcaklık dağılımına etkilerinin görülmesi adına bu çalışmaların tekrarlanması da gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında tasarıma ait tüm detaylar dikkate alınarak oluşturulan kompresör modelinde birleşik (konjuge) ısı geçişi analizi yapılarak detay sıcaklık ölçümlerinin sayısal olarak incelenmesi hedeflenmiştir. Analizler için gerekli sınır şartlarını temin etmek ve sayısal sonuçlarla karşılaştırmak amacıyla kompresör detay sıcaklık ölçümleri ve indikatör diyagramının (pV) çıkarılmasını içeren deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Sayısal analizlerde öncelikle soğutkan hattı deaktif yapılarak yalnız enerji denklemi çözdürülmüş, sonuçlar doğrultusunda katı model yüzeylerindeki ısı taşınım katsayıları optimize edilmiştir. Bu kısımda fiziksel olarak akışkanın temas ettiği kısımlar sabit sıcaklık şartında kabul edilmiş ve çeşitli noktalarda deneysel olarak ölçülen iç gaz sıcaklıkları sayısal modele girilerek komponentlerdeki ısı taşınım katsayılarının mertebeleri belirlenmiştir. İkinci kısımda soğutkan hattı aktif duruma

getirilip ilk analiz sonucu elde edilen ısı taşınım katsayıları da kullanılarak sürekli rejimde gövde, silindir kafası ve valf tablası *malzeme farklılıklarının* ve motor veriminin sıcaklık dağılımına etkisi incelenmiş, sıcaklık dağılımındaki değişimlerin kompresör performansına olası etkileri yorumlanmıştır. Malzeme farklılıklarının inceleneceği komponentler, kompresör termodinamik verimini olumsuz yönde etkileyen; emme hattındaki soğutkanın ısınmasını önleme kriterine göre seçilmiştir. Üçüncü kısımda, soğutkan hattındaki akışın sürekli rejim analizlerinin tamamlanmasının ardından, kompresörün tüm katı bileşenleri başlangıç koşulu olarak ortam sıcaklığına (26°C) getirilmiş ve kompresörün termal rejime giriş sürecini incelemek amacıyla *zamana bağlı* CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca soğutkan hattında zamana bağlı CFD analizleri ile özellikle emme susturucusu içerisindeki akış hareketleri ve ısı geçişi mekanizmaları incelenmiştir. Son kısımda ise kompresörün egzoz patikasında yalıtım uygulamalarının etkinliği *lokal egzoz hattı CFD analizleri* ile araştırılmıştır.

NUMERICAL CONJUGATED HEAT TRANSFER ANALYSIS OF A HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSOR

SUMMARY

Efficiency of hermetic reciprocating compressors, which are used in household refrigerators, is subjected to thermodynamic, mechanical and electrical losses. Heat transfer analyses reveal reference points that involve improvement of the compressors. A proper understanding of heat transfer and temperature distribution of various components in compressors helps in determining the parts geometry and material selection. However, the temperature of each compressor component is affected by several phenomena that act simultaneously, making the temperature distribution harder to predict.

This study presents detailed CFD analyses of a hermetic reciprocating compressor for several cases and experiments which support numerical analyses. Temperature distribution of the compressor which is subjected to CFD analyses is investigated experimentally. Compressor, which is designed for R600a refrigerant and has a cooling capacity of 170W at ASHRAE conditions, is instrumented with several T-type thin thermocouples. Temperature values are collected while the compressor is operating on a fully automated calorimeter system with conditions of -23.3°C and $+54.4^{\circ}\text{C}$ evaporation and condensation temperatures respectively. Subcooling, superheating and ambient temperatures were 32.2°C . Time dependent pressure values at suction and discharge lines are also investigated experimentally.

CAD model of the hermetic reciprocating compressor is prepared by using commercial software (NX 7.5). Mesh structure is created with ANSYS meshing software. Finer mesh elements are used at required locations in order to improve mesh quality. A commercially available CFD code (ANSYS Fluent v14.0) is used for the analyses. The numerical model is formed with both refrigerant (fluid) domain and solid domain which comprises compressor components. In the first case, the refrigerant domain was deactivated, so the pure heat conduction analysis was performed for the solid components in order to optimize heat transfer coefficients by comparing temperature values with experimental data.

Refrigerant domain was reactivated for the second case in which conjugated heat transfer problem was to be solved supported by heat transfer coefficients obtained in the first case. Heat generation during the compression process inside the cylinder causes heat transfer between the crankcase, valve plate and cylinder head. It is seen that suction muffler gains heat from these aforementioned components which are at higher temperatures. Effects of using different materials; for some key components such as the crankcase, cylinder head and the valve plate; on temperature distribution inside the compressor were investigated.

Material of the crankcase was changed to aluminum at first place. This case lead to a homogenous temperature distribution on the crankcase and lower temperature values around the cylinder region were obtained. The other modification is to change the material of the valve plate to an insulative. This effort concluded in reducing heat conduction from cylinder region to the suction muffler in means of constituting a resistance region to heat transfer. The last modification is performed for plastic originated cylinder head which resulted in significant change on the suction chamber wall temperature. In virtue of low thermal conductivity of the material suction muffler was remained at lower temperatures.

Transient analysis was performed in order to understand flow behavior and heat transfer mechanisms causing superheating within the suction muffler. Time dependent pressure profiles, which were obtained experimentally, are used as the boundary conditions at the suction chamber, discharge chamber and cylinder. It is observed that temperature of the refrigerant inside the suction muffler rises during the compression and discharge processes caused by heat transferred from cylinder head, valve plate and suction reed valve. Especially the suction chamber region of the suction muffler was being heated. Refrigerant at higher temperature enters the cylinder at the former phase of the suction process. Density of the refrigerant lowers due to rising temperature which reduces mass flow rate. This situation causes reduction in volumetric efficiency and cooling capacity.

In the last case, the local insulation approaches in the discharge line were examined with steady state CFD analyses, searching the most effective locations to insulate in an effort to reduce the heat transfer to the internal ambient of the compressor. Motivation of insulating particular regions is to reduce total heat transfer from whole exhaust region to the inner gas of the compressor. It is clear that inner gas is one of the common heat sources for suction gas inside the suction muffler, which causes

decrease in volumetric efficiency. CFD analyses exposed that, using a plastic originated material inserted inside the resonator hole and first exhaust muffler does not deduce significant effect on heat transfer rate. The reason of this situation can be explained as; reducing heat transfer from the refrigerant at the former sections of the exhaust path leads other sections to higher temperatures. Reducing heat transfer on some sections, while increasing on others, lowers impact of the insulation. On the other hand; insulating the end region of the exhaust path may decrease the total heat transfer rate up to %12. It is concluded that, end regions of the exhaust path are the most important locations for effective insulation.

The next plan for the numerical model of the reciprocating compressor is to attach inner gas and oil to the solution domain in order to obtain temperature distribution of compressors inner ambient. Effect of radiation heat transfer is also to be investigated.

1. GİRİŞ

Enerji kaynaklarının azalmasıyla birlikte artan enerji maliyetleri ve dünya genelinde enerjinin verimli kullanılmasını öngören yasaların gün geçtikçe sıkılaşması soğutma sistemlerinin de verimlerinin artırılmasını gerekli kılmaktadır. Bir soğutma çevriminde tüketilen enerjinin büyük bölümü kompresör kaynaklıdır. Bu bağlamda kompresör üreticilerinin rekabet edebilmeleri için daha verimli ve uzun ömürlü ürünler üretmeleri gerekmektedir [14].

Bir kompresörün verimini termodinamik, mekanik ve elektriksel kayıplar belirlemektedir. Günümüz teknolojisi ile ekonomik faktörler de göz önüne alındığında mekanik ve elektriksel kayıpların limitlerine yakın olduğu, termodinamik kayıpların ise iyileştirmelere açık olduğunu söylemek mümkündür [4].

Termodinamik kayıpların %4'ü silindir-piston arasındaki kaçaklardan %47'si emme ve egzoz hattı boyunca akışkanın maruz kaldığı viskoz sürtünme nedeniyle oluşurken, %49 oranında 'Superheating' olarak adlandırılan, soğutkanın sıkıştırma prosesi öncesinde sıcaklığının artması olayından kaynaklanmaktadır [5].

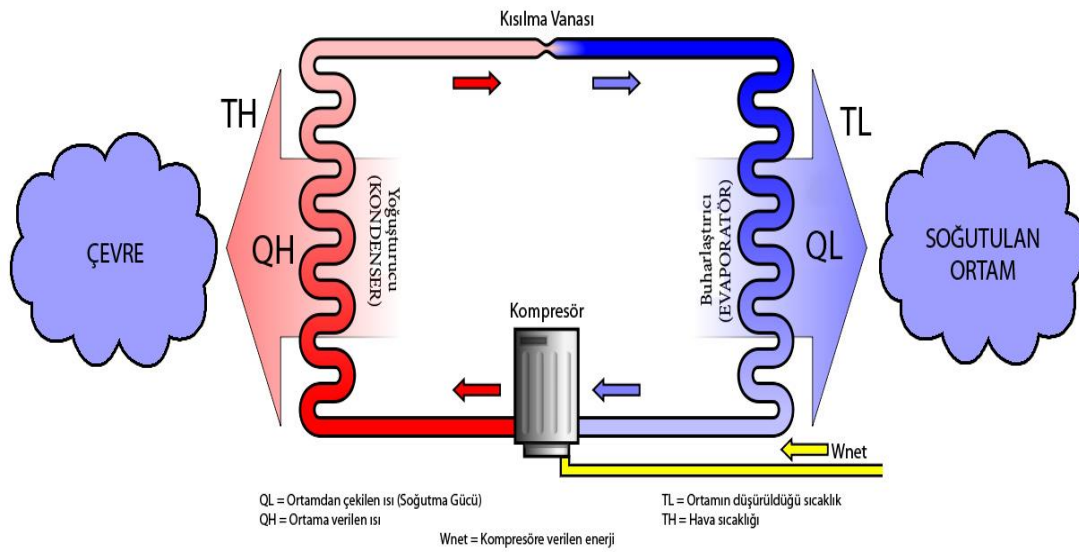
Hermetik kompresörlerde silindir kaçaklarının ve emme gazının sıkıştırma öncesi ısınmasının azaltılması, yağlama etkinliğinin artırılması gibi performans iyileştirmelerinin sağlanması için önemli bir etken kompresör komponentlerindeki sıcaklıkların azaltılmasıdır [1]. Emme hattına olan ısı geçişinin azaltılması ile kompresör veriminin %10'a kadar artırılması mümkündür [7].

Kompresör termal haritasının çıkarılması amacıyla gerçekleştirilen deneysel sıcaklık ölçüm çalışmaları, çok sayıda termokuplın kompresör içerisine yerleşimi nedeniyle zorluklar taşımaktadır. Komponentlerin malzemelerinde veya tasarımlarında yapılacak değişikliklerin sıcaklık dağılımına etkilerinin görülmesi adına bu çalışmaların tekrarlanması da gerekmektedir. Deneyimler, kompresör tasarımına yönelik en verimli çalışmaların, birbirini tamamlayıcı nitelikte olan deneysel çalışmalar ile sayısal model kombinasyonlarıyla oluştuğunu göstermektedir [5].

Bu tez çalışmasında tasarıma ait tüm detaylar dikkate alınarak oluşturulan kompresör modelinde birleşik (konjuge) ısı geçişi analizi yapılarak detay sıcaklık ölçümlerinin sayısal olarak incelenmesi hedeflenmiştir. Oluşturulan modellerde *kompresör bileşenlerinin malzemelerinde değişiklikler yapılarak sıcaklık dağılımına etkileri incelenmiş*, sıcaklık dağılımındaki değişimlerin kompresör performansına olası etkileri yorumlanmıştır.

1.1 Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

İçerisinde soğutucu akışkanın sıvı halden buhar haline geçirilmesinde yardımcı olan *evaporatör*, evaporatörden çıkan düşük basınçlı soğutucu akışkanın basıncını arttıran *kompresör*, kompresör çıkışındaki yüksek basınçlı soğutucu akışkanın ısısının çevreye atılmasında ve sıvı hale dönüşmesinde rol oynayan *kondenser*, kondenser çıkışında bulunan akışkanın debisi ile basıncını ayarlayan *genişleme valfi veya kapileri boru* ve bu parçaları birbirine bağlayan boru donanımı ile yardımcı aksam ve akış kontrol elemanları bir bütün olarak Şekil 1.1’de sunulmaktadır [9].



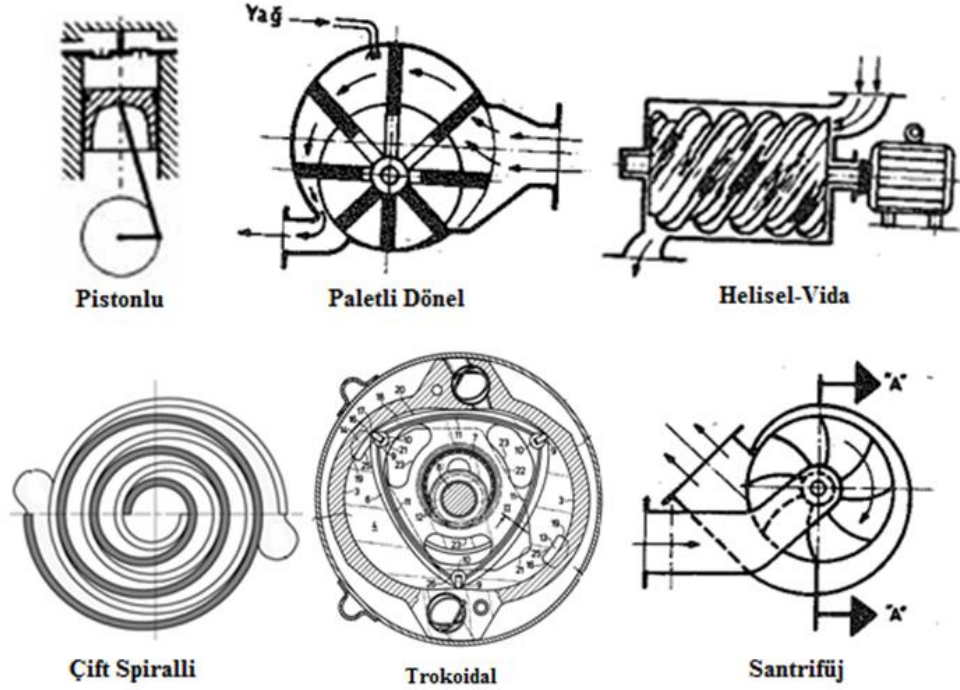
Şekil 1.1 : Buhar sıkıştırma soğutma çevrimi şematiği [9]

Buhar sıkıştırma soğutma çevriminde soğutucu akışkan buharının basınçlandırılmasını sağlayan kompresörler, Şekil 1.2’de gösterildiği gibi genel olarak yapılarına göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler:

1. Pozitif sıkıştırma kompresörler
 - a. Pistonlu kompresörler

- b. Paletli dönel kompresörler
- c. Helisel-vida tipi dönel kompresörler
- d. Çift spiralli kompresörler
- e. Trokoidal kompresörler

2. Santrifüj kompresörler



Şekil 1.2 : Buhar sıkıştırırmalı kompresör çeşitleri [14]

Yüksek basınç gerektiren çok kademeli kompresörlere 19. yy sonlarına doğru kimyasal endüstride gazların sıvılaştırılması ve üretilmesi sırasında ihtiyaç duyulmuştur. Araştırmacıların, 100 yıl önce soğutma sistemlerinde ortaya çıkan kaçak sorunlarını çözmek için yaptıkları çalışmalar sonunda hermetik kompresörler tasarlanmıştır.

Buhar sıkıştırırmalı çevrimlerde en sık rastlanan diğer kompresör çeşidi pistonlu kompresörlerdir. Pistonlu kompresörler yıllar boyunca çok farklı şekillerde üretilmiş ve tüm kompresör tipleri ile karşılaştırıldığında vakum değerinden 40000 psig'e (2750 bar) kadar en geniş basınç aralığında servis imkanı sağlayan tek kompresör tipi olmuştur. Buna karşın küçük sistemlerde soğutucu akışkan kaçağı hermetik kompresörlerde büyük bir sorun oluşturmakta idi. Gerçek anlamda sızdırmaz sistemler, ancak 1940 yılına gelindiğinde ortaya çıkmıştır. Pistonlu kompresörlerin popülaritesi 1950'lerin ortalarından başlayarak 1970'lerin sonlarına kadar sürecek uzun bir azalma süreci içerisine girmiştir. Özellikle santrifüj kompresörler ile

kıyaslandığında yüksek bakım maliyetleri ve sağladığı düşük kapasite bu düşüşün nedeni olarak gösterilmiştir [10]. Ancak enerji maliyetindeki ani artışlar, düşük kapasiteye rağmen yüksek verime sahip küçük boyutlu sistemlere duyulan ihtiyaç pistonlu kompresörlerin sanayide tekrar önemli bir rol oynamasını sağlamıştır [11].

Pistonlu kompresörler bir silindir içerisindeki pistonun sürekli gidip gelme hareketi yapmasını sağlayan tahrik motorlu kompresör çeşididir. Bu sistemde krank mili, biyel, perno sistemi ile dönme hareketi doğrusal harekete çevrilmektedir. Bugünkü pistonlu kompresörler yüksek devirde çalışabilen, tek etkili ve bir veya birden fazla silindirli sistemden oluşan makinalardır [12].

1.2 Hermetik Pistonlu Kompresör Elemanları

Ev tipi buzdolaplarında kullanılan seri üretim bir hermetik kompresörün dış görünümü Şekil 1.3'te görülmektedir.

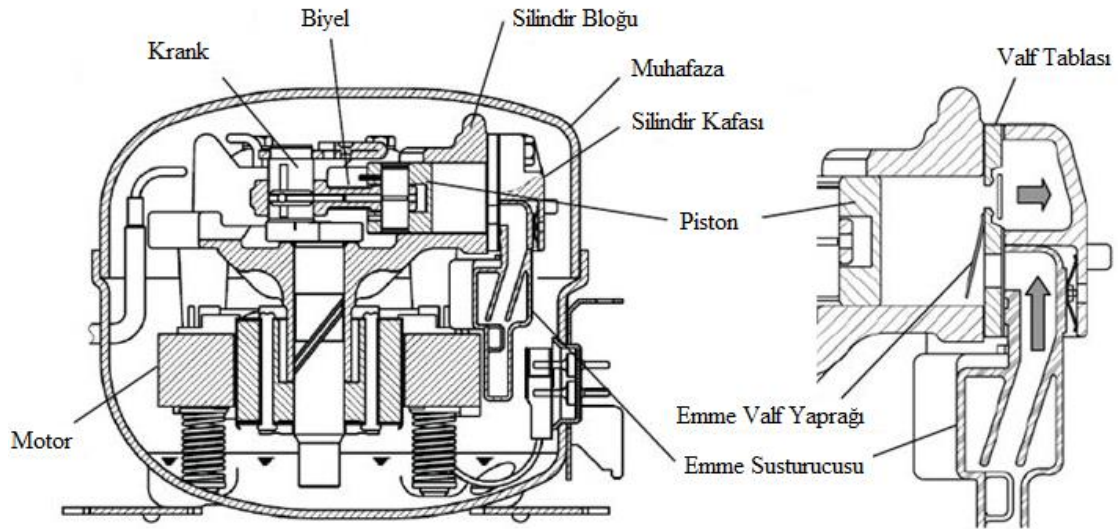


Şekil 1.3 : Hermetik kompresörün dış görünümü

Ev tipi hermetik kompresörler çok parçalı olarak üretilmektedir. Parçaların çalıştığı bölgeler ile çalışma amaçları bakımından bir sınıflandırma yapılabilmektedir. Kompresör ana elemanları Şekil 1.4'te sunulmuştur. Hermetik kompresörler başlıca şu ana bölümlerden oluşmaktadır [8]:

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

2. **Mekanik sistem:** Motorun dönel hareketini pistonun öteleme hareketine dönüştüren sistemdir. Krank mili, biyel kolu, perno ve pistondan oluşmaktadır.
3. **Yay sistemi:** Kompresörde bulunan hareketli mekanik parçaların periyodik hareketinden dolayı oluşan titreşimleri sönmölemek için kullanılan sistemdir.
4. **Elektrik motoru:** Elektriksel gücü mekanik güce dönüştürmekte kullanılan rotor ve stator ikilisinden oluşan sistemdir.
5. **Muhafaza:** Yukarıda bahsedilen dört sistemin de 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 olarak da kullanılmaktadır.



Şekil 1.4 : Örnek bir hermetik kompresörün kesit resmi [3]

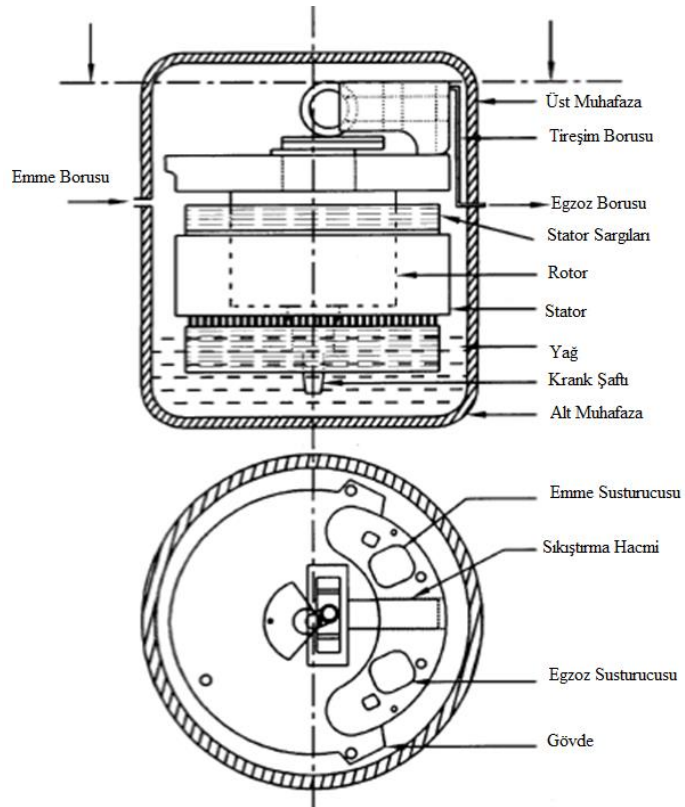
1.3 Hermetik Pistonlu Kompresörün Çalışma Prensibi

Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınç ve kompresör bileşenlerine göre düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan buharı, muhafaza içine girerek burada bulunan körük vasıtasıyla emme susturucusuna alınmaktadır. Emme hattındaki basınç dalgalarını sönmöle görevi gören emme susturucusu girişinden susturucuya giren soğutkan, Şekil 1.4'te gösterilen susturucu içinde bulunan iç kanalı takip ederek emme plenumuna yönelmektedir. Emme susturucusu iç kanalı üzerinde bulunan geçitler yardımı ile hacimler arasında gaz alış verışı yapılarak basınç dalgaları sönmölenmektedir. Bu basınç dalgaları ve çalkantılı akış emme yaprağının salınım hareketinden kaynaklanmaktadır. Hermetik kompresörlerde, sıkıştırma işleminin

gerçekleştirdiği 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 geçitleri bulunmaktadır. Soğutkan, emme plenumu ile silindir hacmi arasındaki basınç farkı nedeniyle mekanik olarak açılıp kapanan emme valfinden geçerek silindir hacmine giriş yapar. Silindir hacmindeki sıkıştırma safhası sonucu basıncı ve sıcaklığı artmış olan soğutkan, silindir ve egzoz plenumu hacimleri arasındaki basınç farkı sonucu mekanik olarak açılıp kapanan egzoz valfinden geçerek egzoz plenumuna ulaşır. Daha sonra soğutkan, soğutma çevrimindeki kondensere gönderilmeden önce egzoz safhasında oluşan ses ve titreşimlerin sönümlenmesi amacı ile sırasıyla egzoz susturucuları ve titreşim borusundan meydana gelen egzoz hattını takip ederek kompresörden tahliye edilir.

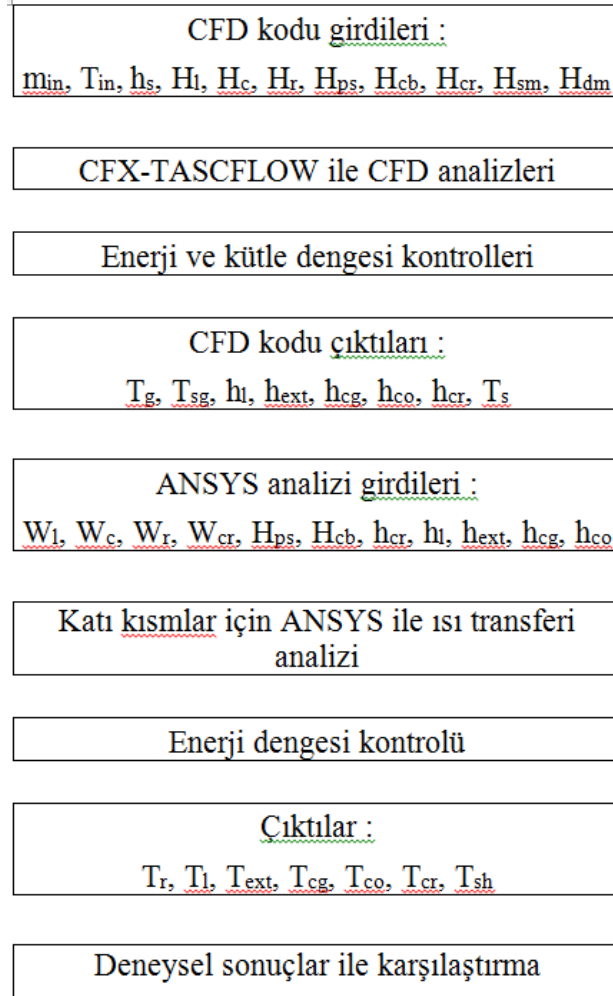
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Raja vd. [1] yayımladığı çalışmada 280 W soğutma kapasitesine sahip R12 soğutkanı ile çalışan kompresörün ısı transferi ağı sayısal olarak modellenmiş ve elde edilen sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Sıcaklık dağılımı için kompresör içi ısı kaynakları göz önüne alınmış ve sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Stator, rotor, gövde, krank, susturucular ve sıkıştırma hacmi bir bütün olarak ele alınmış ve yaylar üzerinde çelik muhafaza içine yerleştirilmiştir. Tüm komponentlerin iç gaz ve yağ ile temasta olduğu varsayılmıştır. Muhafaza dibinde bulunan yağ analize dahil edilmiştir. Sürekli hal analizi yapılmıştır. Şekil 2.1’de basit modeli görülen kompresörde, evaporatörden gelen soğutkan muhafaza içine alınarak iç gaz ile karıştıktan sonra emme susturucusuna girmektedir. Akışkan çözüm ağı emme borusundan başlayıp muhafaza içini kapsamakta ve emme susturucusu girişinde sonlanmaktadır. Yağ, soğutkan ve katı kısımlar ayrı çözüm bölgeleri olarak ele alınmıştır.



Şekil 2.1: İncelenen kompresörün şematik görüntüsü [1]

Sınır şartları olarak soğutkan için çözüm alanına giriş hızı ve sıcaklığı, muhafaza için sabit sıcaklık verilmiştir. Gövdede sürtünme kayıpları, motorda elektriksel kayıplar ve egzoz hattı için ısı üretimi sınır şartı verilmiştir. Yağ hareketini modelleme amacıyla krank açısı hızı girilmiştir. Analizler iki etapta yapılmakta olup metodoloji Şekil 2.2’de verilmiştir. Öncelikle soğutkanın kompresör girişindeki debi ve sıcaklık değeri, muhafaza dış yüzeyi için ısı transfer katsayısı ve komponent yüzeyleri için ısı akıları tanımlanmaktadır. CFX-TASCFLOW ile analizler yapıp kütle korunumu ve enerji dengesi sağlanmaktadır. Bu analizden iç gaz ve muhafaza dış yüzey sıcaklığı ile birlikte gövde, motor ve susturucu yüzeylerindeki ısı taşınım katsayısı değerleri çıktı olarak alınmaktadır. İlk analiz sonucunda elde edilen ısı taşınım katsayıları, kompresör içerisindeki ısı kaynakları ile birlikte ikinci analizin girdilerini oluşturmaktadır. Bu analiz ANSYS’te katı model için iletim denklemlerinin çözülmesiyle tamamlanmakta ve gövde, elektrik motorunun sargı ve laminasyon kısımları, rotor ile muhafaza üzerindeki sıcaklık dağılımlarını vermektedir.



Şekil 2.2 : Çözüm metodolojisi [1]

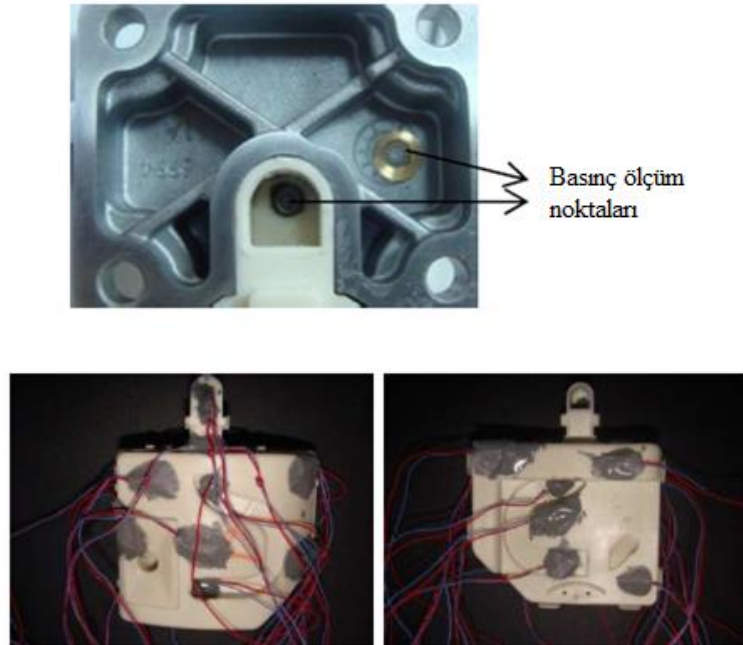
Enerji dengesinden soğutkan ile yağ arasında ihmal edilebilir bir ısı geçişi olduğu saptanmıştır. Sınır şartlarında gerekli olan ısı taşınım katsayısı literatürde mevcut olan korelasyonlardan hesaplanmıştır [8].

Deneyssel olarak ölçülen ve modelin çıktıları olan komponent sıcaklıkları Çizelge 2.1’de karşılaştırılmıştır. En yüksek farklar yaklaşık %8 ile gövde ve rotorda görülürken bu değer gövde için 15°C, rotor için 22°C’a denk gelmektedir.

Çizelge 2.1 : Sayısal ve deneyssel sonuçların karşılaştırılması [1]

Bileşen	Nümerik (K)	Ortalama (K)	Deneyssel (K)	Sapma
Stator	373-376	374.5	373	0.4%
İç gaz	305-390	347.5	352	1.6%
Gövde	368-396	382.5	397	8.0%
Rotor	425-430	427.5	405	7.8%
Krank	393-415	404	405	0.2%
Yağ	346-391	368.5	354.9	3.6%
Muhafaza	341	341	343	0.4%

Sarioğlu vd. [6] hermetik pistonlu kompresörün emme susturucusunun zamana bağlı CFD analizlerini gerçekleştirmiştir. Emme susturucusunun çeşitli kesitlerinde basınç ve sıcaklık değerlerinin zamanla değişimi incelenmiştir. Deneyssel çalışmalardan elde edilen basınç ve sıcaklık verileri analizlerde kullanılmıştır. Basınç sensörleri ve termokuplların yerleşimi Şekil 2.3’te görülmektedir.



Şekil 2.3 : Basınç sensörleri ve termokuplların yerleşimi [6]

Deneyisel veriler, kompresör indikatör diyagramının çıkarılması amacıyla tertiplenen pV ölçüm düzeneğine sahip kompresörün kalorimetrede testinin gerçekleştirilmesiyle elde edilmiştir. Düzenekte silindir içi, emme plenumu ve egzoz plenumuna basınç transdüserleri yerleştirilmiştir. Krank üzerine yerleştirilen optik enkoder ile krankın pozisyonu dolayısıyla da pistonun konumu ve o andaki silindir hacmi değeri saptanmaktadır. Bu test sonucunda kompresörün soğutma kapasitesi, enerji tüketimi, sıkıştırma prosesinde harcanan iş ve basınç sensörü yerleştirilen noktalardaki basıncın çevrim boyunca değişimi elde edilebilmektedir. Ayrıca soğutkan akış hattı ve kompresör komponentlerinin yüzeylerinden termokupllar ile sıcaklık ölçümleri yapılmıştır.

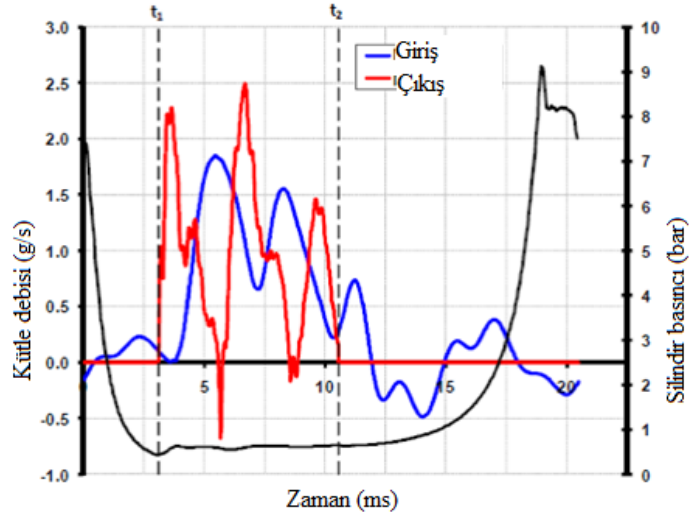
CFD analizlerinde emme valfinin açılma ve kapanma periyotları dikkate alınmıştır. Emme plenumunda ölçülen basınç değerleri zamana bağlı sınır şartı olarak kullanılmıştır. Emme susturucusu girişinde ölçülen sıcaklık değeri aynı noktada sınır şartı olarak kullanılmıştır. Emme susturucusu dış yüzeyinde çeşitli noktalardan alınan sıcaklık ölçümlerinin ortalaması, yüzeyde sabit sıcaklık sınır şartı olarak kullanılmıştır. Sınır şartları Çizelge 2.2’de sunulmuştur. Türbülans modeli olarak ‘realizable k-epsilon’ seçilmiştir. Soğutkan olarak izobütan (R600a)’ın termodinamik özellikleri kullanılmıştır.

Çizelge 2.2 : Soğutkan özellikleri ve sınır şartları

Özellikler	Soğutkan	R600a (izobütan)
	Termodinamik özellikler	NIST Refprop V7 veritabanı
Sınır Şartları	Emme susturucusu giriş basıncı (bar)	0.624
	Emme susturucusu giriş sıcaklığı (°C)	53.5
	Emme Susturucu yüzey sıcaklıkları (°C)	58.5
	Emme susturucusu çıkış basıncı (bar)	Zamana bağlı veri

Analiz sonucunda elde edilen zaman ortalamalı kütle debisi, kalorimetre testi sırasında ölçülen değer ile karşılaştırılmış ve sonuçların %10’luk fark dahilinde uyum gösterdiği belirlenmiştir. Şekil 2.4’te emme susturucusu giriş ve çıkış kesitlerinde bir çevrim boyunca kütledebide olan salınımlar görülmektedir. t_1 - t_2 aralığı emme safhasını göstermektedir. Susturucu çıkış kesitinde belirli anlarda debi değerinin negatif olması geri akış olduğunu göstermektedir. Bu durum ve emme

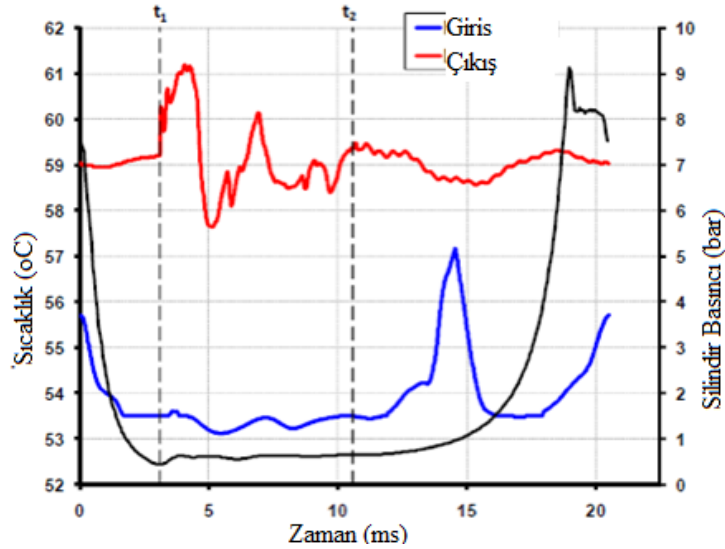
periyodu süresince debide görülen ani değişimler, soğutkanın sıkıştırma hacmine verimli bir şekilde alınmasına engel olan durumlar olarak değerlendirilmektedir.



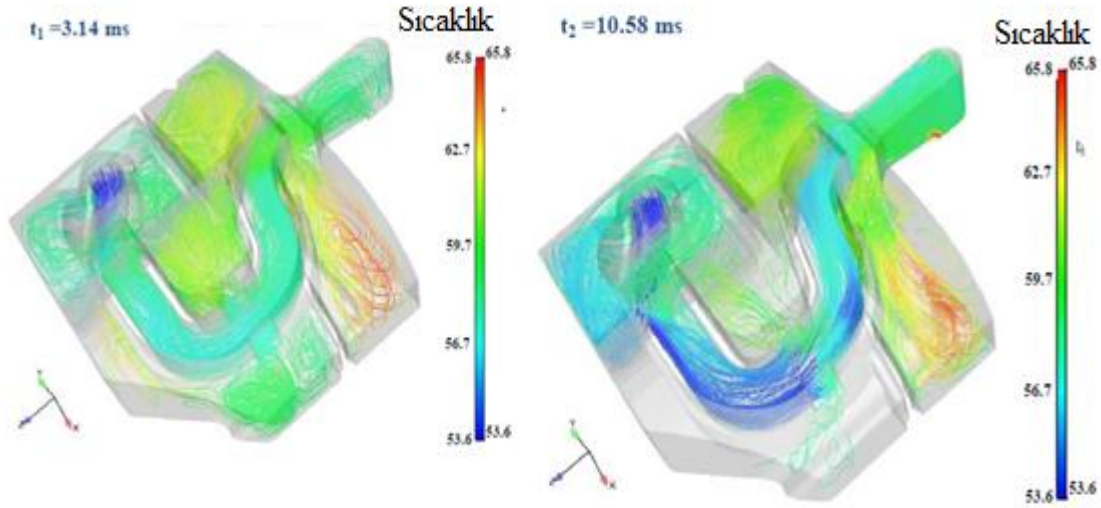
Şekil 2.4 : Emme susturucusu giriş ve çıkışındaki kütle debisi değişimi [6]

Şekil 2.5'te emme susturucusu giriş ve çıkış kesitlerinde sıcaklığın zamana bağlı değişimi görülmektedir. Emme susturucusunda soğutkan sıcaklığının yaklaşık 6°C arttığı görülmektedir ve bu değer deneysel ölçümlerle doğrulanmıştır. Emme valfi kapandıktan sonra emme susturucusu girişinde sıcaklık artmaktadır. Bu durum susturucu içerisindeki sıcaklığı yükselmiş akışkanın bu periyotta kompresör iç hacmine yönelmesi olarak açıklanmıştır.

Şekil 2.6'da susturucu içerisindeki akım çizgileri sıcaklık ile renklendirilerek sunulmuştur. Soldaki şekil emme valfinin açıldığı, sağdaki ise emme valfinin kapandığı anları göstermektedir.

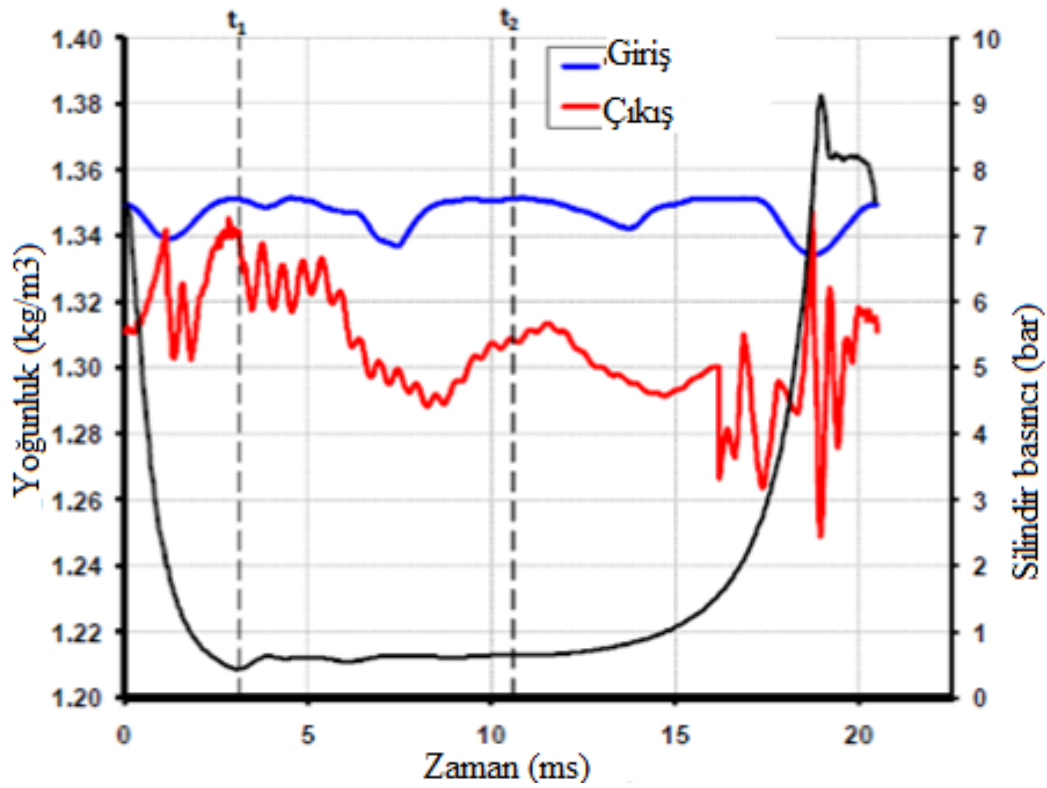


Şekil 2.5 : Bir çevrimde emme susturucusu giriş ve çıkışındaki sıcaklık değişimi [6]



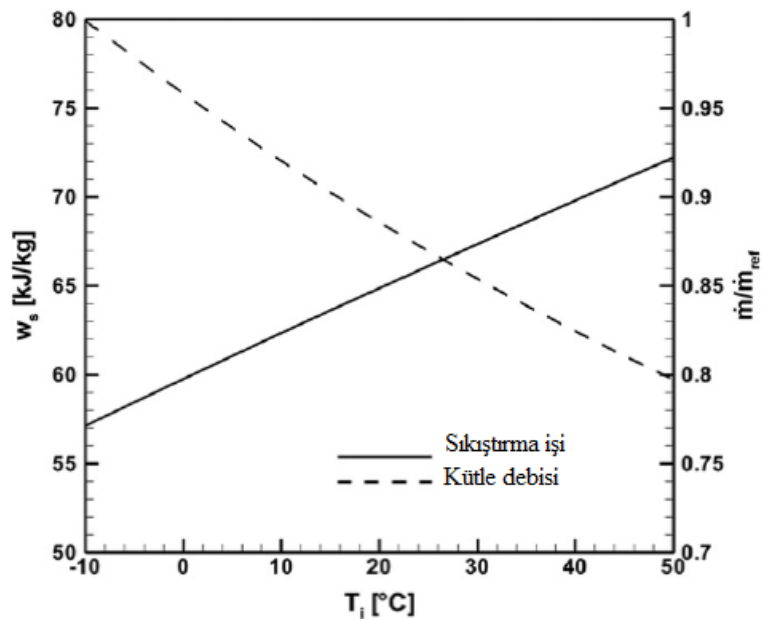
Şekil 2.6 : Emme valfi açılış (solda) ve kapanış (sağda) anlarında emme susturucusu içinde akım çizgilerinin görünümü [6]

Şekil 2.7 susturucu içerisindeki soğutkan yoğunluğunun zamanla değişimini göstermektedir. Susturucuya ortalama 1.35kg/m^3 yoğunlukta giren soğutkanın, silindir hacmine alınırken yoğunluğunun 1.29kg/m^3 değerine kadar düştüğü ortaya çıkarılmıştır.



Şekil 2.7 : Bir çevrimde emme susturucusu giriş ve çıkışında soğutkan yoğunluğunun değişimi [6]

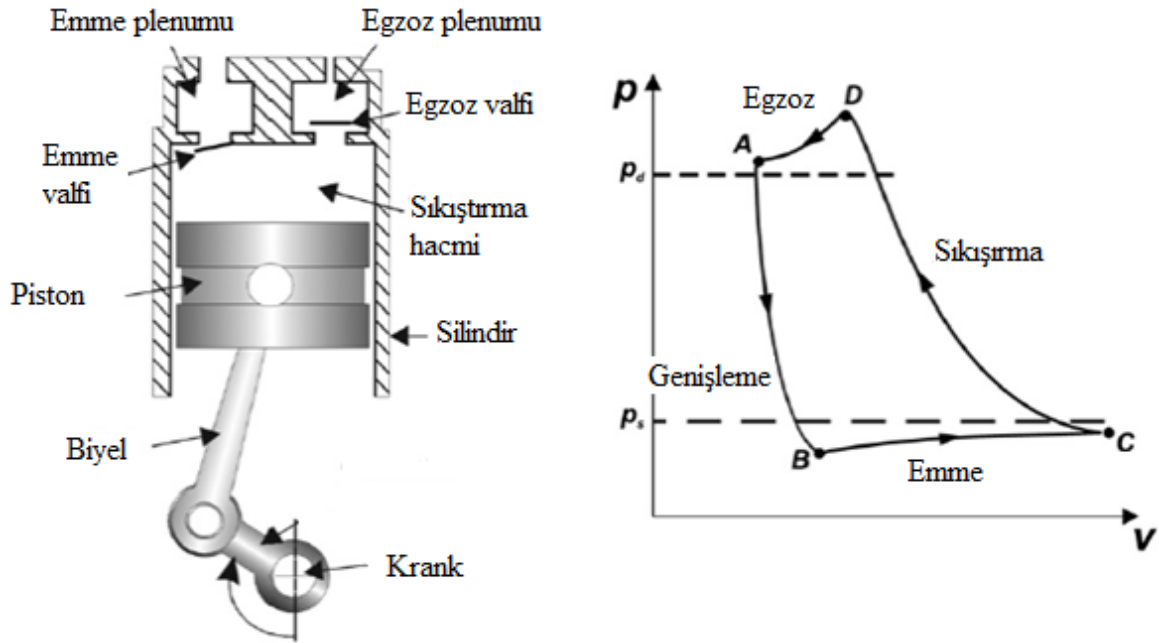
A. Morriesen vd. [5] çalışmalarına göre; termodinamik kayıpların %47'si emme ve egzoz prosesleri arasındaki viskoz etkilerden, %4'ü silindir piston kaçaklarından, %49'u ise emme hattında soğutkanın ısınmasından (Superheating) kaynaklanmaktadır. Viskoz etkilerden ve 'Superheating'den kaynaklanan kayıplar farklı temellere dayanmaktadır. Akışkan hattında bulunan komponent geometrilerinde yapılacak farklılıklar ile viskoz etkilerden kaynaklanan kayıpları azaltmak mümkünken, 'Superheating'e sebep olan birçok parametre olması ve bunların birbiri ile de ilişki içinde bulunması iyileştirme çalışmalarını zorlaştırmaktadır. Örneğin emme susturucusu yüzeyinden soğutkana ısı geçişi dikkate alındığında, susturucu yüzeyinin ısınmasına neden olan faktörlerden biri yüksek sıcaklıktaki iç gazdır. İç gaz sıcaklığını ise kompresörün diğer sıcak komponentleri ve kompresör muhafazasından atılan ısı arasındaki enerji dengesi belirlemektedir. Şekil 2.8'de 264W soğutma kapasiteli bir 134a kompresörünün ASHRAE şartlarında (-23.3°C evaporasyon, 54.4°C kondensasyon sıcaklığı) birim soğutkan kütlesi başına sıkıştırma işinin, sıkıştırma başlangıç sıcaklığına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Şekil 2.8'den anlaşılacağı üzere sıkıştırma başlangıç sıcaklığının -10°C ile 50°C arasında değişimiyle soğutkan kütlesi debisinin %26 arttığı belirlenmiştir. Sıcaklık artışına bağlı olarak soğutkan yoğunluğu azaldığından, soğutkan debisinde aynı aralıkta %20'lik azalma olmaktadır. Superheating'in azaltılması için soğutkanın emme hattında izlediği patika detaylı olarak incelenmelidir.



Şekil 2.8 : 'Superheating' in kütleli debi ve sıkıştırma işine etkisi [5]

A. Morriesen vd. [5] emme hattındaki aşırı ısınmayı deneysel olarak incelemişlerdir. Kompresörün iki farklı çalışma şartında emme susturucusundaki akış ve ısı transferi zamana bağlı olarak incelenmiştir. Hız ve sıcaklığın zamana bağlı değişimleri sıcak ve soğuk prob lar vasıtasıyla ölçülürken, basınç salınımları piezoelektrik sensör yardımıyla izlenmiştir. Emme valfinin kapalı olduğu durumda sıcaklık değerlerinin, emme susturucusu yüzeylerinden olan ısı transferine bağlı olarak arttığı, emme valfi açıldığında ise soğutkanın genişlemesi ve hacme taze soğutkan alınması nedeniyle sıcaklığın ani olarak düştüğü görülmüştür.

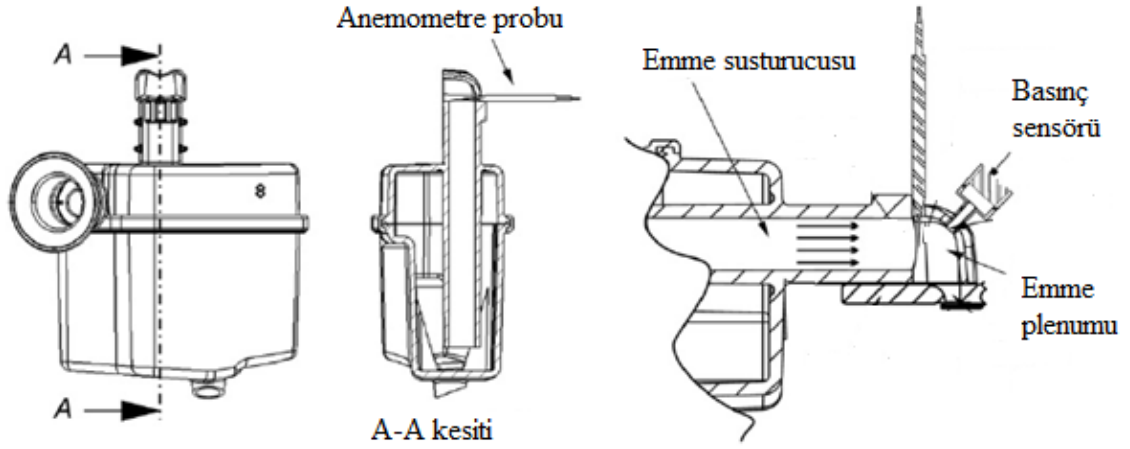
Soğutkanın silindir hacmine alınmadan önce ısınması, sıkıştırma periyodunda birim akışkan başına daha fazla iş yapılmasına ve aynı zamanda hacimsel verimin azalmasına neden olmaktadır. Şekil 2.9’da silindir-piston yapısı ve kompresörün emme, sıkıştırma, egzoz ve genişleme periyotlarındaki basınç-sıkıştırma hacmi değişimlerini gösteren indikatör diyagramı sunulmuştur.



Şekil 2.9 : Piston-silindir bölgesinin şematik görüntüsü ve pV diyagramı [5]

Emme susturucusu üzerinde, kompresörün çalışması esnasında basınç ve sıcaklık verilerinin alınması amacıyla yapılan modifikasyonlar Şekil 2.10’da görülmektedir. Susturucunun emme plenumu kısmına basınç ve anemometre sensörleri sabitlenmiştir. Ölçüme başlanmadan sistemdeki nem ve hava kompresörün vakum şartlarına getirilmesi ile alınmış sonrasında kompresöre soğutkan beslenmiştir. Kompresör termal olarak rejime girmesi amacıyla 2 saat boyunca çalıştırılmış ve bu

süreci takip eden 10 dakika içerisinde çekilen güç ve debi değerleri kaydedilerek ortalamaları alınmıştır.



Şekil 2.10 : Anemometre ve basınç sensörlerinin yerleşmi [5]

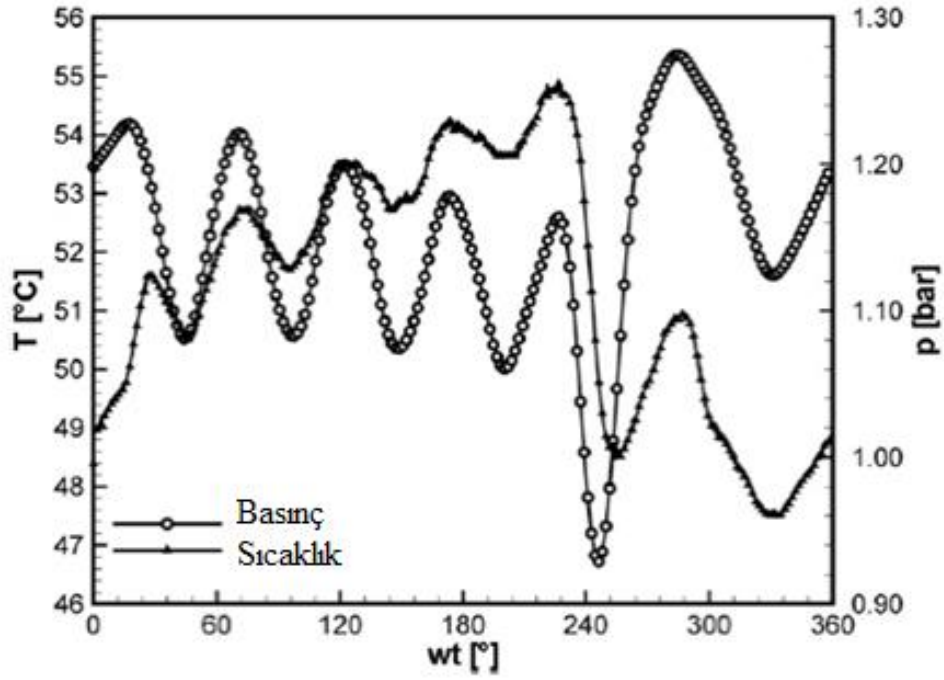
Kompresör 3600 d/d ile çalışmaktayken 60 kHz frekansta 240 çevrim boyunca 240000 sıcaklık, hız ve basınç datası toplanmıştır. Ölçümler 2 farklı çalışma şartında gerçekleştirilmiştir. **A** durumu için -23.3°C evaporasyon, 54.4°C kondensasyon sıcaklıkları ile ASHRAE şartları baz alınmış; **B** durumu için bu değerler -35°C ve 54.4°C 'dir. Çizelge 2.3'te iki farklı durumdaki deney sonuçları karşılaştırılmıştır.

Çizelge 2.3 : A ve B durumları için deneysel veriler [5]

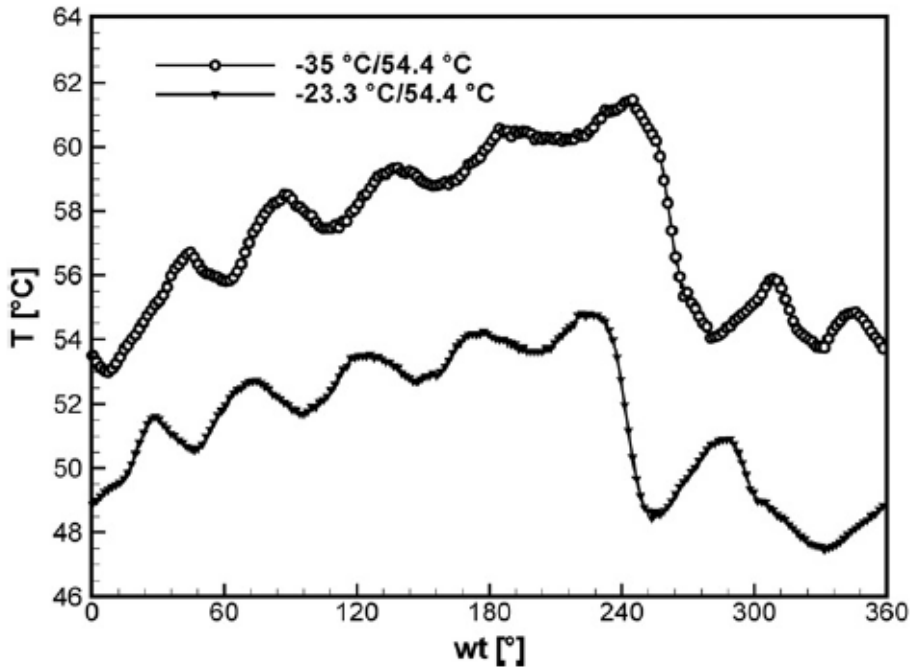
Parametre	A durumu	B durumu
p_s (bar)	1.150	0.656
p_d (bar)	14.71	14.74
$\dot{m}$ (kg/h)	5.07	2.20
T_s ($^{\circ}\text{C}$)	51.3	57.0
$\dot{W}$ (W)	165.2	104.0
η_s (%)	57.8	50.3
η_v (%)	70.1	54.2

Şekil 2.11'de A koşullarında emme plenumu sıcaklık ve basıncının krank açısı ile değişimi görülmektedir. Basınç salınımlarının sıcaklık salınımlarını tetiklediği net olarak görülmekte ancak emme periyoduna denk gelen 25 ve 245 derece krank açılarında silindir içi genişleme hareketinin de etkisiyle sıcaklık ve basınç profilleri arasında faz farkı görülmektedir. Şekil 2.12'de A ve B koşullarında sıcaklığın krank açısıyla değişimi bir arada verilmiştir. B koşulunda birim kütle başına sıkıştırma işi arttığından sıcaklığın zaman ortalaması 6°C daha yüksektir. B durumunda sıcaklık değişimlerinde iki salınım göze çarpmaktadır. Bunlardan ilki 280 ile 300 derece

arasında emme plenumu basıncının artmasından kaynaklanırken ikinci salınımın nedeninin emme plenumuna olan ısı transferi olduğu söylenmektedir.



Şekil 2.11 : A durumu için emme plenumundaki basınç ve sıcaklığın krank açısıyla değişimi [5]



Şekil 2.12 : A ve B durumlarında emme plenumu sıcaklığının krank açısı ile değişimi [5]

ASHRAE şartlarında kompresör giriş sıcaklığının 32°C olması gerektiği göz önünde bulundurulursa kompresör girişinden emme plenumuna kadar soğutkanın; A koşulunda 19.4°C, B koşulunda 25.3°C ısındığı söylenebilir.

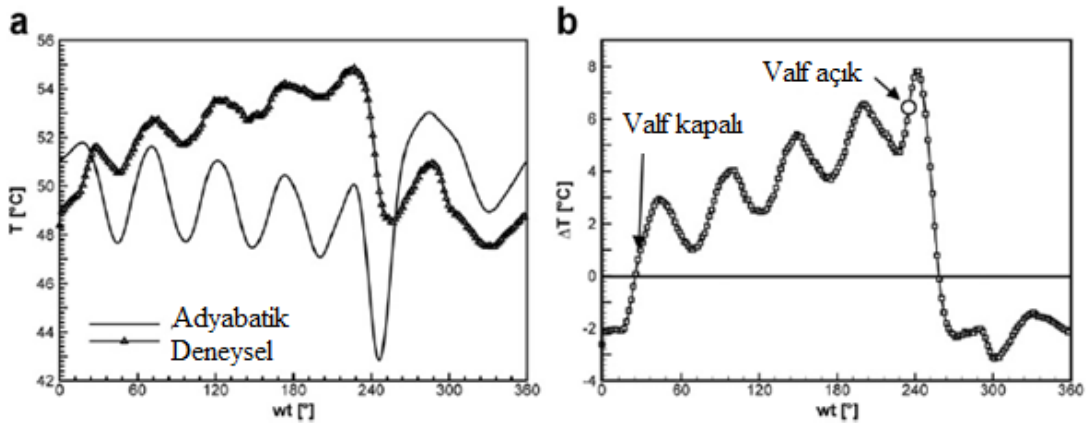
Emme plenumunda basınç salınımların sıcaklık üzerindeki etkisini ayırtlaştırmak amacıyla adyabatik sıcaklıktan yararlanılmıştır. İzentropik bir proses için sıcaklık ile basınç ilişkisi aşağıda gibi tanımlanmıştır:

$$Tp^{(1-\gamma)/\gamma} = \text{sabit}$$

$$T_{A(t)} = T_R \left[p_R / p_{(t)} \right]^{(1-\gamma)/\gamma}$$

γ özgül ısılarının oranını (c_p/c_v) ifade etmektedir. Adyabatik sıcaklığın belirlenmesi için referans basınç ve sıcaklık değerleri gerekmektedir. Çalışmada ‘Superheating’ olayı konu alındığından emme valfinin kapandığı andaki emme plenumu basınç ve sıcaklığı referans alınmıştır.

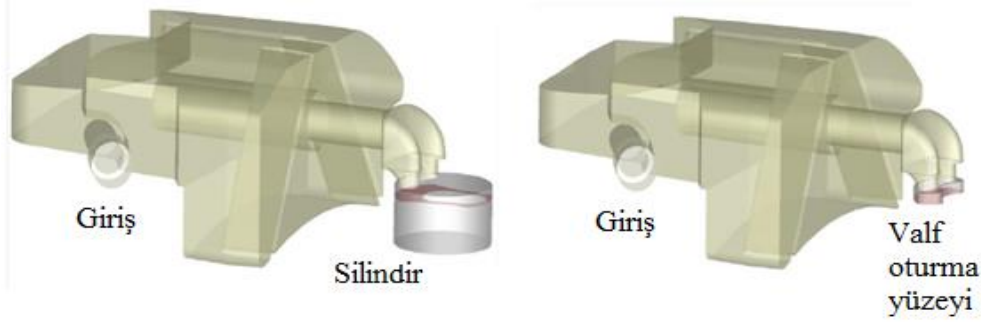
Şekil 2.13 a)’da adyabatik sıcaklık ifadesine göre hesaplanan ve deneysel olarak ölçülen emme plenumu sıcaklıkları, Şekil 2.13 b)’ de ise bu iki sıcaklık arasındaki farkın krank açısı ile değişimi görülmektedir. Emme valfinin kapalı olduğu periyotta pozitif olan fark susturucu yüzeylerinden olan ısı transferinden kaynaklanırken, emme valfinin açılmasına paralel susturucuya alınan taze soğutkan nedeniyle negatif değerlere dönmektedir.



Şekil 2.13 : a) deneysel ve adyabatik sıcaklık b) belirlenen ‘Superheating’ [5]

Hermetik kompresörlerde emme susturucusunun hacimsel verim ve izentropik verim üzerinde doğrudan etkisi vardır. Emme prosesi valf dinamikleri ve emme susturucusu içindeki çalkantılı akış hareketlerinden etkilenmektedir. Pareira vd. [2]

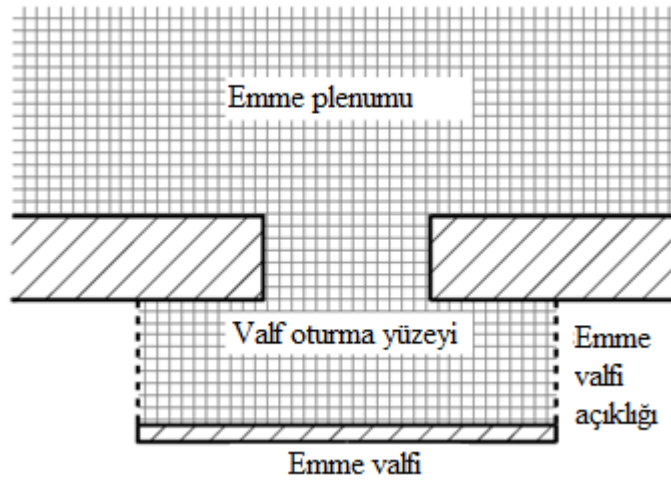
soğutkanın; emme susturucusu, emme valfi ve silindir hacminin bir bölümündeki hareketini modellemişlerdir. Analiz sonuçlarını daha önce tamamlanmış olan, sıkıştırma hacminin tamamının modellendiği çalışma ile karşılaştırarak yapılan basitleştirmenin etkilerini incelemişlerdir. Şekil 2.14'te sıkıştırma hacminin tamamı ve bir kısmı alınarak oluşturulan model geometrileri görülmektedir.



Şekil 2.14 : Tam (solda) ve basitleştirilmiş (sağda) CFD modeli [2]

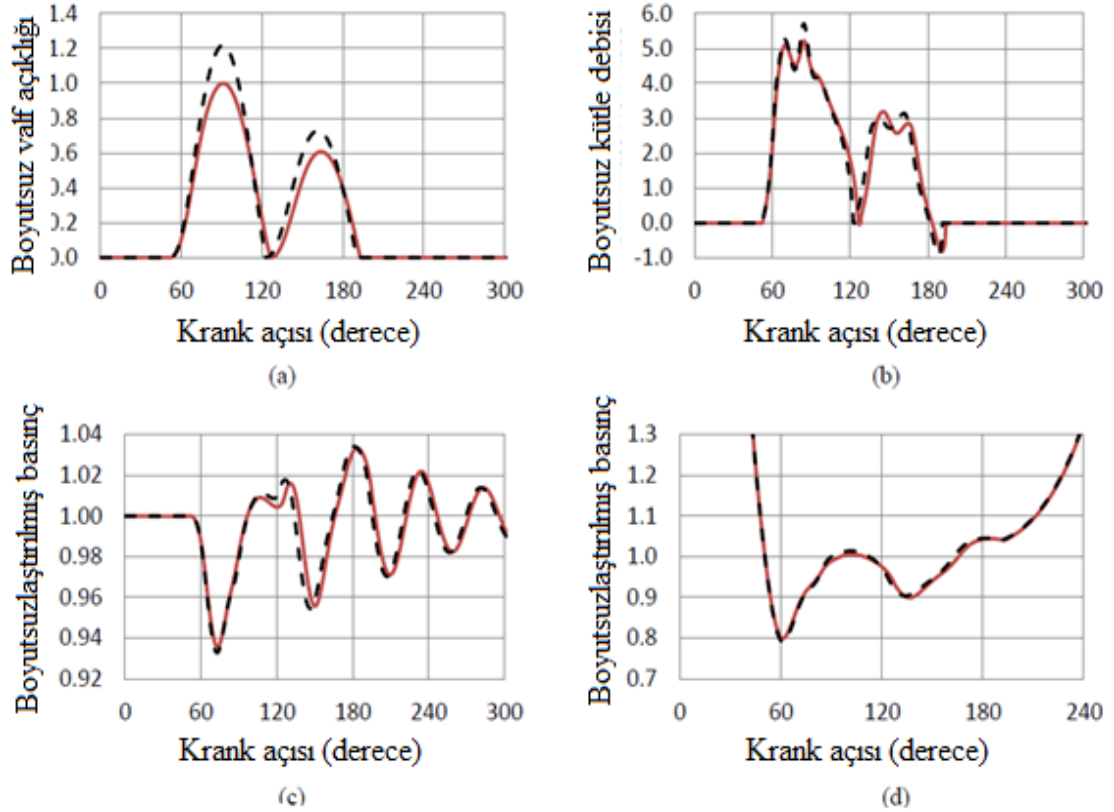
Sıkıştırma prosesi lumped model ile çözdürülmüş ve soğutkan için ideal gaz kabulü yapılmıştır. Emme susturucusu girişinde basınç sınır şartı verilirken, emme valfi çıkışına ‘lumped model’ ile elde edilen basınç datası girilmiştir. Başlangıç şartı olarak emme susturucusu için evaporasyon basınç ve sıcaklığı, silindir içerisi için kondensasyon basınç ve sıcaklığı girilmiştir. Momentum denklemi ikinci mertebeden ‘upwind’ yaklaşımı ile ayrıştırılmıştır.

Şekil 2.15'te emme valf yaprağı ile silindir içerisindeki çözüm ağı görülmektedir. Emme plenumu çıkış kesitinden üst ölü noktaya kadar olan kısım analiz edilmiştir. Piston çözüm ağında *bulunmamaktadır*.



Şekil 2.15 : Analizde incelenen çözüm ağı [2]

Şekil 2.16’ da sırasıyla valf deplasmanı, kütsel debi, emme plenumu ve silindir basıncının krank açısıyla değışimi görölmektedir. Kırmızı sürekli çizgi ile silindir hacminin tamamının alındığı model, siyah kesikli çizgi ile basitleştirilmiş model sonuçları referans değler ile boyutsuzlaştırılarak gösterilmiştir. 90° krank açısı civarında düşen emme plenumu basıncı ile emme valfi kapanmakta, 120° krank açısından hemen sonra ikinci kez açılmaktadır. İki modelin sonuçları arasında emme valfi yaprağı deplasmanı dışında belirgin farklılık görölmemektedir.



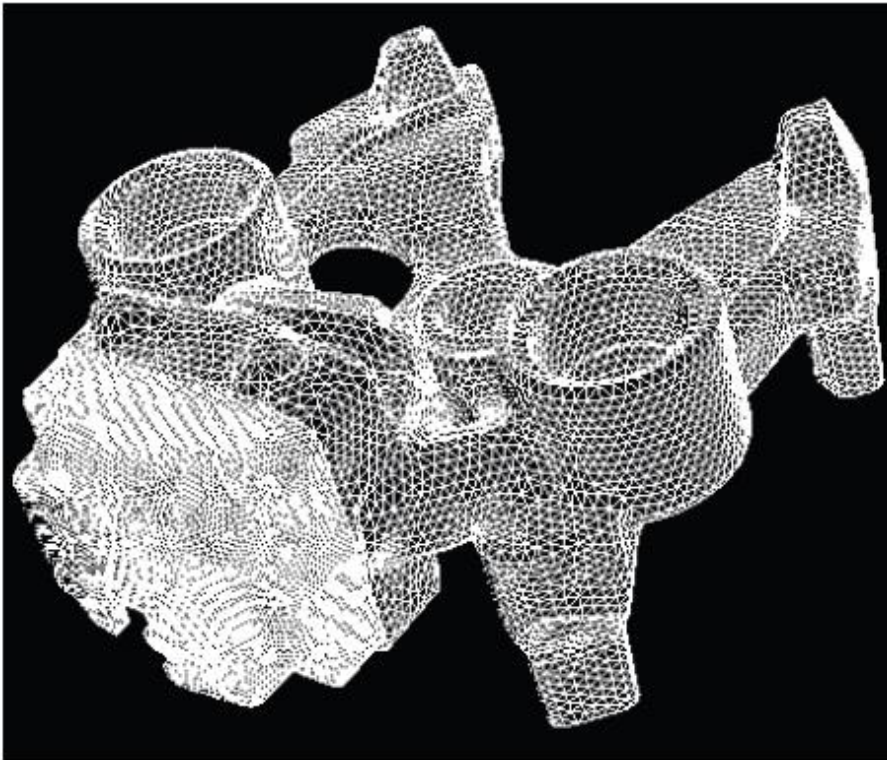
Şekil 2.16 : (a) Valf açıklığının krank açısı ile değışimi (b) kütle debisinin krank açısı ile değışimi (c,d) silindir basıncının krank açısı ile değışimi [2]

İki model için hesaplanan debi, soğutma kapasitesi ve kayıp değleri karşılaştırılmış, Çizelge 2.4’te göröleceğı üzere radikal farklılıklara rastlanılmamıştır. Yapılan basitleştirmenin analiz süresini %25 azalttığı belirtilmiştir. Motor verimi ve mekanik verim tatmin edici mertebelerde iken termodinamik verimin iyileştirmelere açık olduğu görölmektedir. Kompresör yapısında bulunan birçok komponent ve bunların etkileşimini sağlayan farklı ısı geçiş mekanizmaları karmaşık bir ısı geçiş ağı ortaya çıkarmaktadır. Bu nedenle modelin detaylı tutulması ve ısı kaynaklarının doğru ifade edilmesi analizin isabetliliğı bakımından önem oluşturmaktadır.

Çizelge 2.4 : Basitleştirilmiş model ve tam model sonuçlarının karşılaştırılması [2]

	Basit model	Tam model	Sapma
Kütle Debisi [kg/h]	2.620	2.593	0.027
Soğutma kapasitesi [W]	135.2	133.9	1.3
Toplam emme hattı kaybı [W]	1.13	1.11	0.02
Emme valfi kaybı [W]	0.71	0.74	-0.03
Emme susturucusu kaybı [W]	0.42	0.37	0.05

Kara vd. [4] deneysel sıcaklık ölçümleri ve literatürde bulunan korelasyonlardan hesaplanan ısı taşınım katsayılarını sınır şartı olarak kullanılarak kompresör gövdesi ısı geçişi analizi yapmışlardır. Şekil 2.17’de sunulan çözüm ağında gövde, valf tablası ve silindir kafası bulunmaktadır. Gövde üzerinde bulunan iki egzoz susturucusunun bir arada kullanıldığı (A) ve ikinci susturucunun kullanılmadığı (B) durumlar deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Soğutkan ve komponent sıcaklıkları deneysel olarak ölçülmüş, soğutkan sıcaklıkları sınır şartı olarak kullanılırken komponent sıcaklıkları sayısal analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Çözüm ağında akışkan hacmi bulunmamakta, sadece katı modelde ısı iletimi denklemini çözödürölmektedir.



Şekil 2.17 : CFD analizi gerçekleştirilen çözüm ağı [4]

Modeller için verilen sınır şartları Çizelge 2.5'te sunulmuştur. Silindir iç yüzeyi, krank yatağı ve valf tablasının silindir deliğine bakan yüzeyine A modelinde ısı akısı sınır şartı verilirken B modelinde adyabatik kabul edilmiştir. Egzoz hattında soğutkan ile temasta olan yüzeylerde ısı taşınım katsayısı 250W/mK, iç gaz ile temasta olan yüzeylere ise 25W/mK alınmıştır.

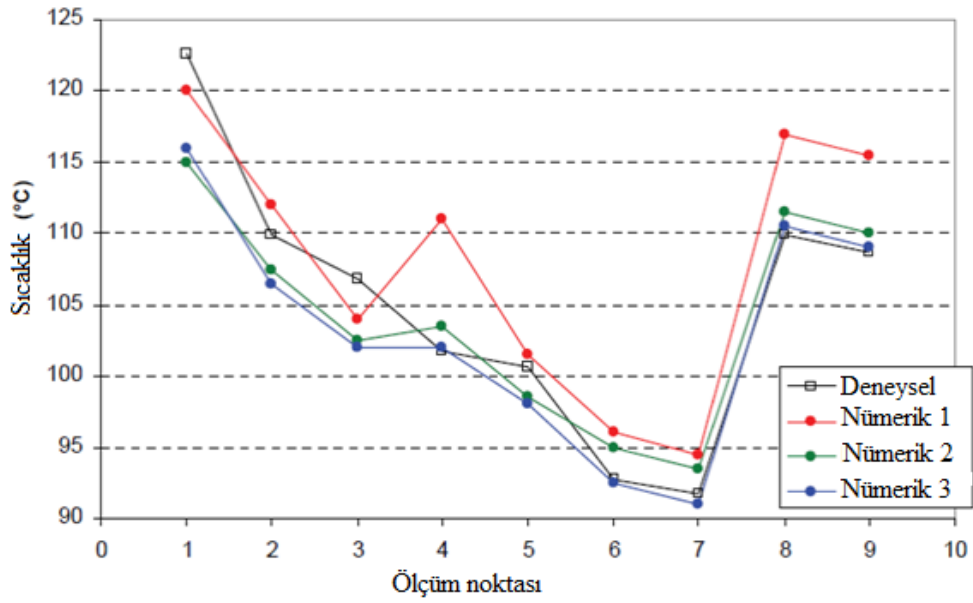
Çizelge 2.5 : Kurgulanan modellere ait sınır şartları [4]

Sınırlar	A modeli	B modeli
Krank yatağı	q'' : 1800 W/m ²	q'' : 0 W/m ²
2. Egzoz susturucusu	h_f : 250 W/m ² .K, T_f : 103.8°C	h_a : 25 W/m ² .K, T_f : 70.0°C
1. egzoz susturucusu	h_f : 250 W/m ² .K, T_f : 112.0°C	h_f : 250 W/m ² .K, T_f : 108.0°C
İrtibat deliği	h_f : 250 W/m ² .K, T_f : 115.8°C	h_f : 250 W/m ² .K, T_f : 110.4°C
Gövde silindir deliği	q'' : 4250 W/m ²	q'' : 0 W/m ²
Silindir kafası - egzoz plenumu	h_f : 250 W/m ² .K, T_f : 131.9°C	h_f : 250 W/m ² .K, T_f : 126.9°C
Valf tablası silindir tarafı	q'' : 1000 W/m ²	q'' : 0 W/m ²
Valf tablası egzoz tarafı	h_f : 250 W/m ² .K, T_f : 131.9°C	h_f : 250 W/m ² .K, T_f : 126.9°C
İç gaz	h_a : 25 W/m ² .K, T_f : 72.0°C	h_a : 25 W/m ² .K, T_f : 70.0°C

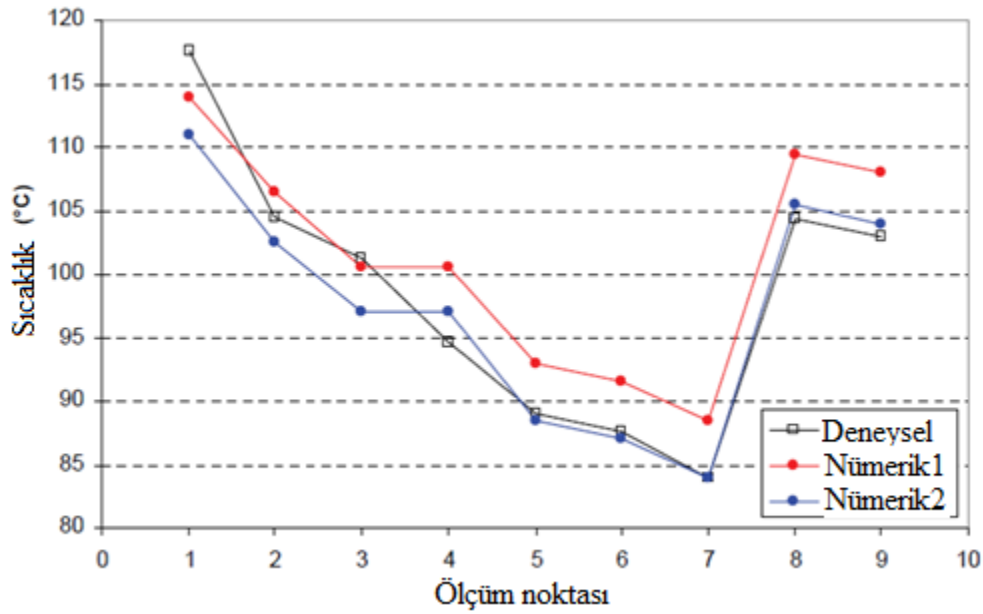
A modelinde Nümerik 1 ile belirtilen analiz sonucunda, silindir cidar sıcaklıklarının deneysel sonuçlardan yüksek görülmesinin ardından Nümerik 2 analizinde; silindir iç yüzeyi ve valf tablasının silindir deliğine bakan yüzeyi adyabatik kabul edilerek sıcaklık dağılımındaki değişim incelenmiştir. Nümerik 3 analizinde krank yatağında viskoz sürtünmeye bağlı ısınma da ihmal edilmiştir. Bu durumun deneysel sonuçlarla en iyi uyumu sergilediği Şekil 2.18'de görülmektedir.

B modeli için Nümerik 1 analizinde, A Model'inde Nümerik 1 analizi için belirlenen sınır şartları kullanılmış, sonrasında sınır şartları Çizelge 2.5'te görülen duruma getirilerek Nümerik 2 analizi yapılmıştır. B modeli için tamamlanan CFD analizlerinin sonuçları deneysel sonuçlar ile birlikte Şekil 2.19'da verilmiştir.

İkinci egzoz susturucusunun kullanılmaması durumunda gövdeye olan ısı transferi azalmaktadır. İç gaz sıcaklığı sabit kabul edilirken deneysel ölçümlerin iç gaz sıcaklığının kompresör içerisinde 15°C'ye kadar değişebildiğini göstermiştir. Hesaplamaların daha isabetli yapılabilmesi adına iç gazın kendi içinde bölümlere ayrılması ve bulunduğu bölgeye uygun sıcaklık değerleri verilmesi önerilmiştir.

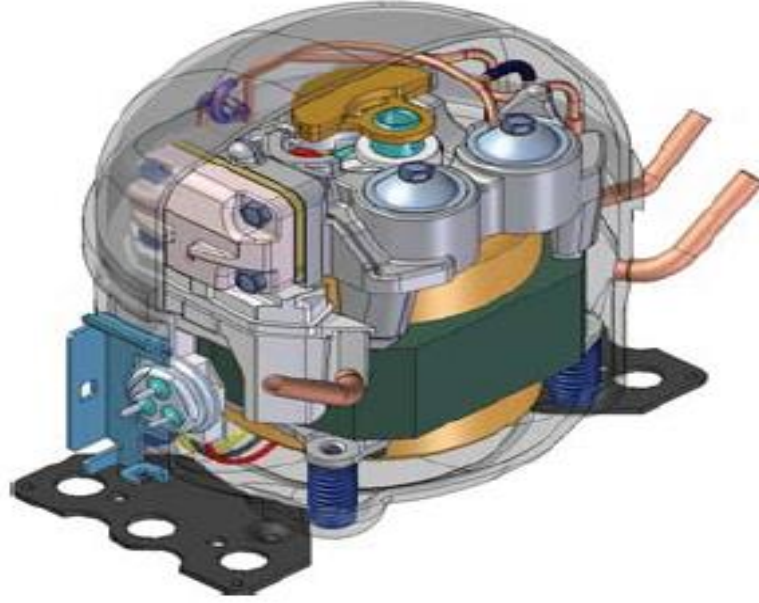


Şekil 2.18 : A Modeli için yapılan analizlerin sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması [4]



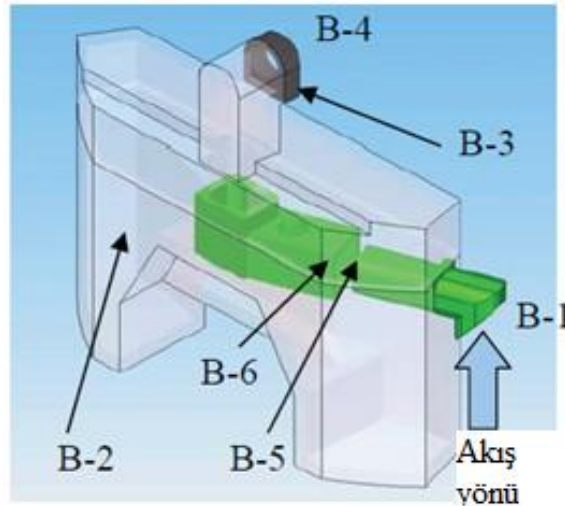
Şekil 2.19 : B Modeli için yapılan analizlerin sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması [4]

Nakano vd. [3] hermetik pistonlu kompresör emme susturucusunda görülen basınç dalgalanmalarını CFD analizi ile incelemiştir. Analiz iki adımda gerçekleştirilmiştir. İlk adımda 'Transfer Matrix' metodu ile sıkıştırma hacmi içerisindeki basınç değişimleri, emme valfinin hareketi analize dahil edilerek modellenmiştir. İkinci adımda, ilk adımda elde edilen basınç değerleri sınır şartı olarak kullanılarak üç boyutlu zamana bağlı sıkıştırılabilir akış analizi gerçekleştirilmiştir. Emme susturucusu CFD analizi gerçekleştirilen kompresör Şekil 2.20'de görülmektedir.



Şekil 2.20 : Emme susturucusu CFD analizi gerçekleştirilen kompresörün CAD görüntüsü [3]

Soğutkanın (R600a) termofiziksel özellikleri ve modele uygulanan sınır şartları Çizelge 2.6’da verilmiştir. Soğutkan için ideal gaz kabulü yapılmıştır. Susturucu girişi sabit basınç ve sıcaklık, emme plenumu çıkışı zamana bağlı basınç değişimi olarak empoze edilmiştir. Susturucu dış yüzeyine sabit sıcaklık ve ısı taşınım katsayısı uygulanmıştır. Şekil 2.21’de sınır şartı girilen yüzeyler emme susturucusu geometrisi üzerinde gösterilmiştir.



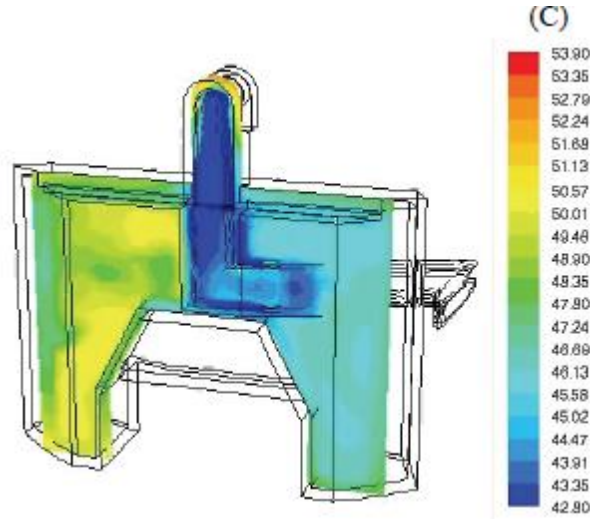
Şekil 2.21 : Emme susturucusu modeli ve sınır şartı verilen kesitler [3]

Çizelge 2.6 : Modelde kullanılan soğutkan özellikleri ve sınır şartları [3]

Özellikler	Soğutkan	R600a
------------	----------	-------

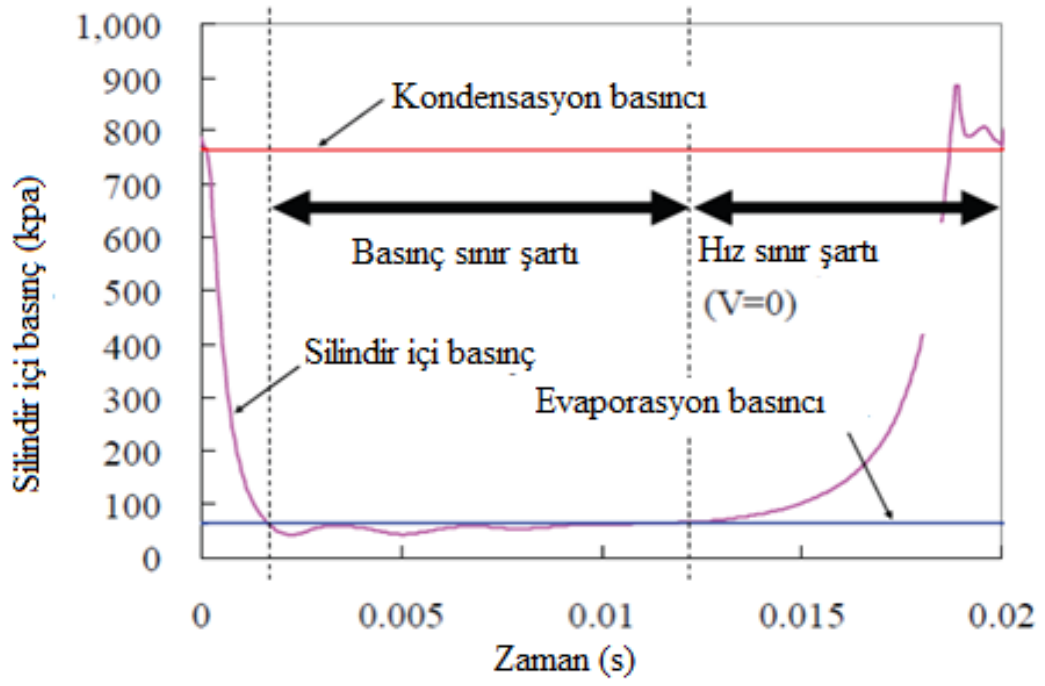
	Yoğunluk	İdeal gaz kabulü
	Isı iletim katsayısı (W/m.K)	0.0188
	Cp (J/kgK)	1761.2
	Viskozite (kg/m.s)	0.000007938
	Moleküler ağırlık (kg/kg.mol)	58.12
Sınır Şartları	B-1 basınç (kPa) / Sıcaklık (°C)	63.6 / 42.8
	B-2 ısı taşınım katsayısı (W/m ² K) / Sıcaklık (°C)	10 / 60
	B-3 valf tablası sıcaklığı (°C)	100
	B-4 basınç (kPa)	Zamana bağlı veri

Şekil 2.22’de emme valfi açılma anında, emme susturucusu içerisindeki soğutkanın sıcaklık dağılımı verilmiştir. CFD analizlerinden elde edilen silindir içi basıncın zamana göre değişimi ve emme susturucusu kesitlerindeki sıcaklıkların zaman ile değişimi sırasıyla Şekil 2.23 ve Şekil 2.24’te verilmiştir.

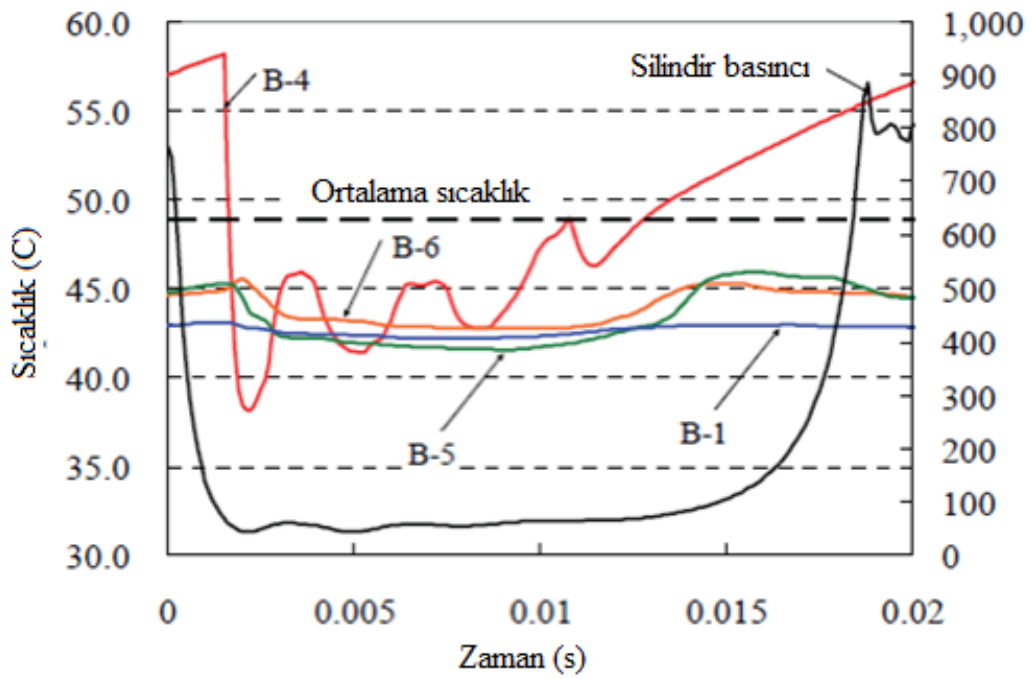


Şekil 2.22 : Emme valfi açılma anında emme susturucusu içi sıcaklık dağılımı [3]

Emme susturucusundaki basınç salınımlarının, sıcaklık değerlerinde de salınımına neden olduğu görülmektedir. Silindir hacmine alınan soğutkanın sıcaklığı susturucu çıkış kesitinden geçen soğutkan sıcaklığının zaman ortalamasından daha düşüktür. Bunun sebebi emme valfinin kapalı olduğu durumda sıcak valf yüzeyi ile temasta olan soğutkanın ısınması olarak gösterilmektedir. Emme susturucusundan akışkana olan ısı transferinin ve susturucudaki basınç düşümünün azaltılmasının soğutkanın kütle debisinde %11’e kadar artış sağlayabileceği belirtilmiştir.



Şekil 2.23 : Analiz sonucu elde edilen silindir içi basıncın zamana göre değişimi [3]



Şekil 2.24 : Belirlenen kesitlerdeki sıcaklığın zamana bağlı değişimi [3]

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Tez kapsamında kurgulanan CFD analizleri için gerekli sınır şartlarının belirlenmesi ve sayısal analiz sonuçlarıyla karşılaştırmak üzere deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar iki kısımdan oluşmaktadır. İlk kısımda kompresör içerisindeki bileşen yüzeylerinde ve soğutkan hattında sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Kompresörün indikatör diyagramının (pV) çıkarılması ise ikinci kısımdaki çalışmayı oluşturmaktadır.

3.1 Detay Sıcaklık Ölçümü Çalışmaları

Kompresör içi ısı transferi mekanizmalarını anlamaya yardımcı olması ve ısı transferi odaklı iyileştirme çalışmalarına yön vermesi açısından detay sıcaklık ölçümü yapılmıştır. 170kcal soğutma kapasitesine sahip bir seri üretim kompresör içerisindeki farklı komponentlerde ve akış hattı üzerindeki çeşitli bölgelerde sıcaklık değerlerinin belirlenmesi amacıyla T tipi ince termokupllar yerleştirilmiş ve detay sıcaklık ölçüm çalışmaları gerçekleştirilmiştir. ASHRAE şartlarında (-23.3°C evaporasyon, 54.4°C kondensasyon) otomatik kalorimetrede çalışmakta olan kompresör rejime girdikten sonra sıcaklık verileri toplanmıştır. Kompresörün kalorimetre içerisinde yerleştirildiği oda 32.2°C sabit sıcaklıkta tutulmuştur. Termokupl yerleşim noktaları ve sayıları Çizelge 3.1’de verilmiştir. Toplam 61 adet termokupl komponentler ve soğutkan hattı üzerine yerleştirilmiştir.

ASHRAE noktasında gerçekleştirilen ölçümlerden önce kompresör orijinal durumu ile kalorimetre testine alınmıştır. Kalorimetre testinden çıkan kompresörün muhafazası kesilerek, Çizelge 3.1’de belirtilen bölgelere termokupllar JB-Weld ile sabitlenmiştir. İç ve dış kaçak testlerinden sonra kompresör, sıcaklık ölçüm çalışması için tekrar kalorimetreye alınmıştır. Kompresörün orijinal ve sıcaklık ölçümü alınan durumlarda kalorimetre sonuçları Çizelge 3.2’de sunulmuştur. Kompresörün yeniden gruplanması, JB-Weld kullanımı ve çok sayıda termokupl yerleştirilmesi gibi nedenler orijinal durum ile sıcaklık ölçümü arasındaki farkın sebebi olarak gösterilebilir.

Çizelge 3.1 : Termokupl yerleşim yeri ve sayısı

Komponent		Soğutkan Hattı	
Ölçüm Noktası	Termokupl Sayısı	Ölçüm Noktası	Termokupl Sayısı
Muhafaza	8	Emme Borusu	1
Taban Yağ	4	Emme Susturucusu Giriş	1
Motor	3	Emme Susturucusu Çıkış	2
Gövde	6	Emme Plenumu	2
Silindir Cıdarı	4	Egzoz Plenumu	3
Silindir Kafası	2	Egzoz Hattı	5
Egzoz Susturucusu	2	İç Gaz	7
Emme Susturucusu	11		

Çizelge 3.2 : Orijinal ve sıcaklık ölçümü kalorimetre sonuçları

NTU-170 MT-eptc	Orjinal durum	Sıcaklık ölçümü	Fark (%)
Kapasite (W)	194.3	197.2	1.5
Güç (W)	105.4	105.3	-0.1
SEK (W/W)	1.844	1.873	

3.1.1 Motor sıcaklıklarının tayini

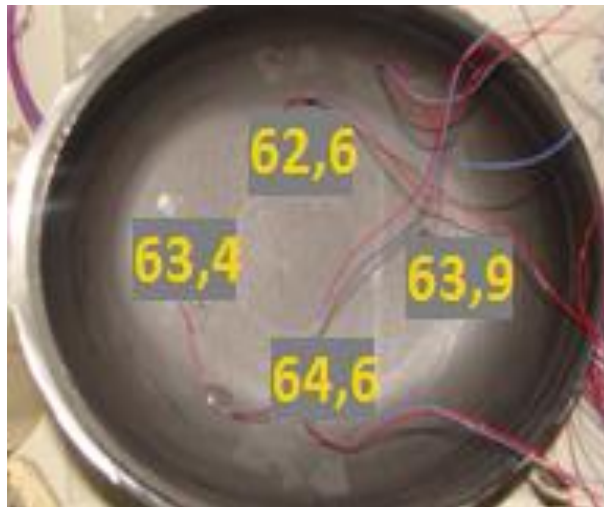
Kompresör motorlarının alt sargı, üst sargı ve stator laminasyon sıcaklıkları Şekil 3.1’de sunulmuştur. Motor verimi ile ters orantılı olarak motor sıcaklığının artması taban yağ, muhafaza, iç gaz ve emme susturucusu dış yüzeyine olan ısı transferini artırmakta ve kompresör performansı düşmektedir.



Şekil 3.1 : Elektrik motoru sıcaklıkları

3.1.2 Muhafaza sıcaklıklarının tayini

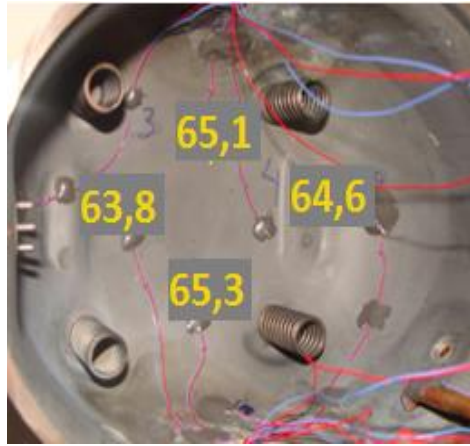
Kompresör üst muhafazasına yerleştirilen termokupllar ile ölçülen sıcaklıklar Şekil 3.2’de verilmiştir. Muhafaza sıcaklığını etkileyen parametreler motor verimi, silindir kafası, yağ ve iç gaz sıcaklıklarıdır.



Şekil 3.2 : Muhafaza sıcaklıkları

3.1.3 Taban yağ sıcaklıklarının tayini

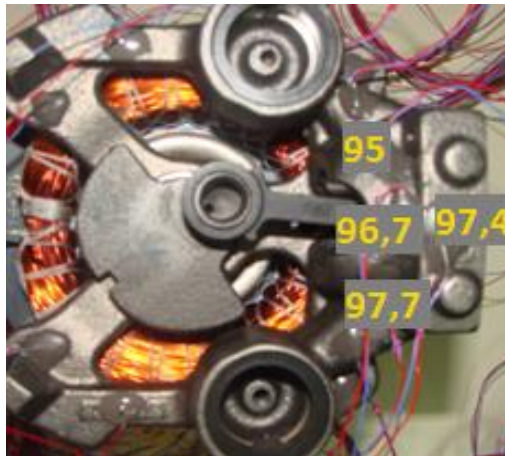
Muhafaza dibinde bulunan yağ, yatakları yağlama görevinin yanı sıra silindir kafası gibi yüksek sıcaklıktaki komponentleri soğutma görevi de üstlenmektedir. Şekil 3.3'te görülen taban yağ sıcaklıkları üzerinde motor, silindir kafası ve gövde sıcaklıklarının etkisi söz konusudur. Ortalama yağ sıcaklığındaki artış yağın viskozitesini düşürerek yataklarda viskoz sürtünmeye bağlı kayıpları azaltırken yağ filminin yeterli yükü taşıyamaması durumunda aşınma riskini de ortaya çıkarmaktadır.



Şekil 3.3 : Taban yağ sıcaklıkları

3.1.4 Silindir cidar sıcaklıklarının tayini

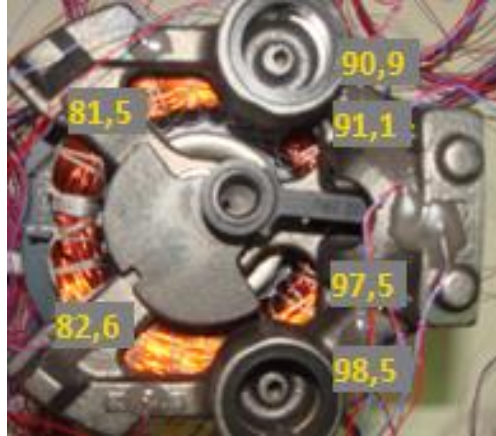
Soğutkanın silindir içerisinde sıkıştırılması sırasında açığa çıkan ısı ile irtibat deliği, egzoz susturucuları ve valf tablası üzerinden iletilen ısılar silindir cidar sıcaklığını belirlemektedir. Kompresörün silindir cidarlarından alınan sıcaklık değerleri Şekil 3.4'te görülmektedir.



Şekil 3.4 : Silindir cidar sıcaklıkları

3.1.5 Gövde sıcaklıklarının tayini

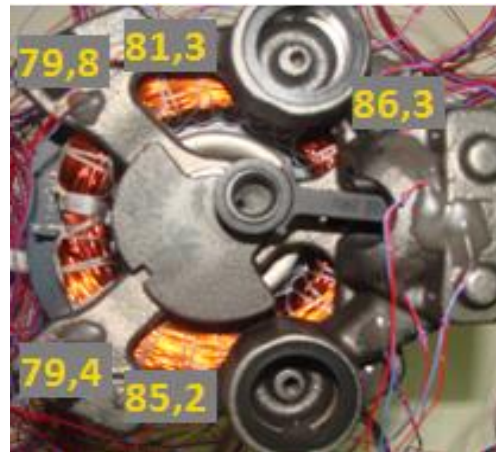
Kompresör gövdesi üzerine termokuplların yerleşimi ve ölçülen sıcaklıklar şekil 3.5'te sunulmuştur. Silindir cidarına yakın bölgeler daha yüksek sıcaklıkta iken gövdenin arka kısımları daha soğuk kalmaktadır. Egzoz plenumundan tahliye edilen soğutkanın irtibat deliğinden ilk egzoz susturucusuna geçtiği kısım gövdenin en sıcak bölgesidir.



şekil 3.5 : Gövde Sıcaklıkları

3.1.6 İ gaz sıcaklıklarının tayini

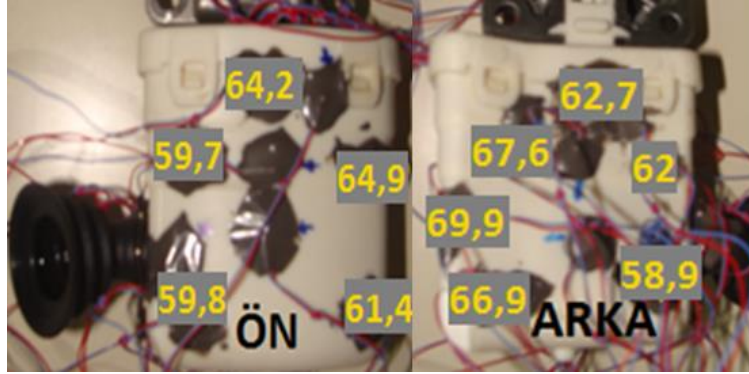
Kompresör gövdesine yakın bölgelerden alınan i gaz sıcaklıkları bekleneceği üzere gövde sıcaklığıyla paralel değişmektedir. lm noktaları ve bu noktalardaki i gaz sıcaklık değerleri şekil 3.6'da verilmiştir. Kompresörün i ortamı, silindir-piston arasındaki tolerans boşluğundan yüksek sıcaklıktaki soğutkan kaçağı nedeniyle ve neredeyse tüm komponentlerden taşınım ile ısı kazanırken emme susturucusu ve muhafaza i yüzeyine ısı kaybetmektedir.



şekil 3.6 : İ gaz sıcaklıkları

3.1.7 Emme susturucusu sıcaklıklarının tayini

Kompresörün emme susturucusu ön ve arka yüzeyinden alınan sıcaklık ölçümleri Şekil 3.7’de sunulmuştur.



Şekil 3.7 : Emme Susturucusu ön ve arka yüzey sıcaklıkları

Direkt emiş sistemi kullanılan kompresörde soğutkan emme susturucusuna ortalama iç gaz sıcaklığından daha soğuk alınmaktadır. Bu durum sonucunda susturucu giriş kısmı en soğuk bölge olarak ortaya çıkmaktadır. Susturucunun üst kısımlarında silindir kafasından iletim ile olan ısı transferi nedeniyle sıcaklık daha yüksektir. Emme susturucularının motora bakan arka yüzeyi motordan ışınlama ile olan ısı transferi nedeniyle ön yüzeylerden daha fazla ısınmaktadır.

3.1.8 Egzoz plenumu sıcaklıklarının tayini

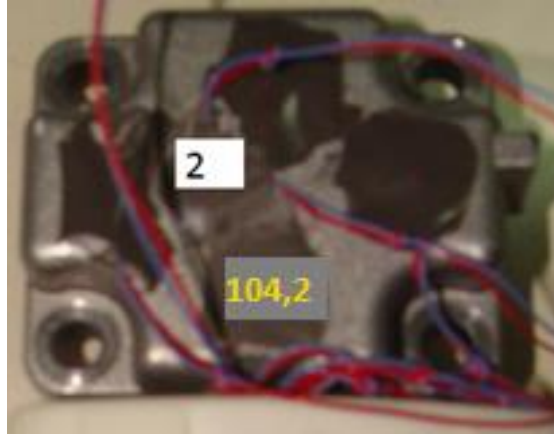
Egzoz plenumunda görülen sıcaklık dağılımı Şekil 3.8’de verilmiştir. Sıkıştırma periyodu sonunda silindirden tahliye edilen soğutkan egzoz plenumuna dolmaktadır. Egzoz valfinin konumundan kaynaklanan egzoz plenumundaki akış yapısı sıcaklık dağılımına da etki etmektedir. Soğutkanın yöneldiği egzoz plenumu orta hacmi ve irtibat deliğine açılan sağ hacim daha yüksek sıcaklıktayken akış hareketlerinin daha düşük olduğu sol hacim daha düşük sıcaklıktadır.



Şekil 3.8 : Egzoz plenumu sıcaklıkları

3.1.9 Silindir kafası sıcaklıklarının tayini

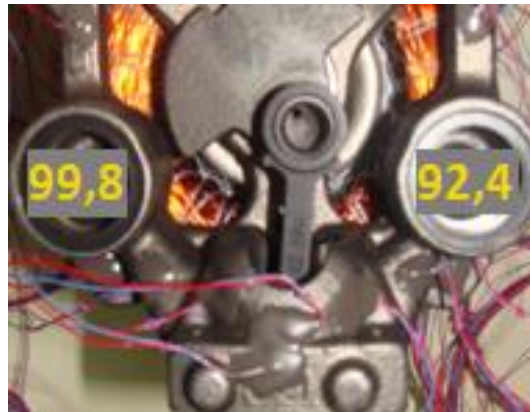
Silindir kafası dış yüzey sıcaklığını belirleyen temel faktör egzoz plenumu sıcaklığıdır. Silindir kafasına Şekil 3.9’da görüldüğü gibi 2 adet termokupl yerleştirilmiş ancak termokupllardan birinden ölçüm verisi alınamamıştır.



Şekil 3.9 : Silindir kafası sıcaklıkları

3.1.10 Egzoz susturucusu sıcaklıklarının tayini

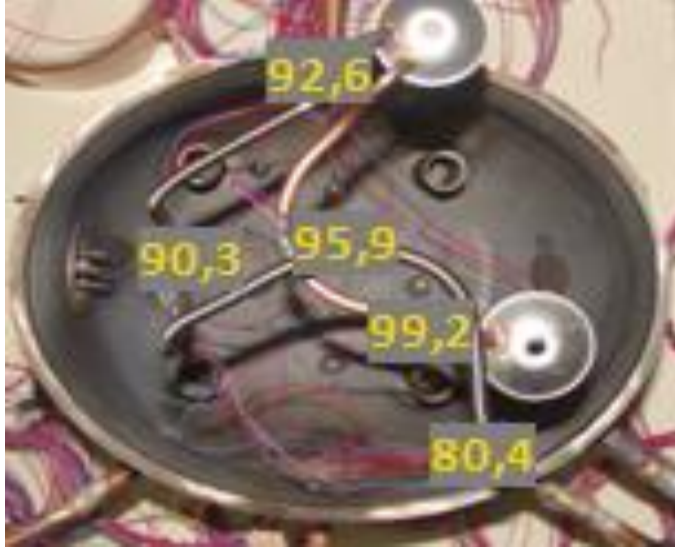
Şekil 3.10’da egzoz susturucuları içindeki ortalama soğutkan sıcaklıkları görülmektedir. Soğutkan, irtibat deliğini takiben önce soldaki susturucuya girmekte, Şekil 3.11’de görülen bağlantı borusu aracılığıyla sağdaki susturucuya geçmektedir. Soğutkan sıcaklığının iki egzoz susturucusu arasında 7.4°C düştüğü belirlenmiştir.



Şekil 3.10 : Egzoz susturucusu sıcaklıkları

3.1.11 Egzoz hattı sıcaklıklarının tayini

Egzoz hattı sıcaklıkları, egzoz susturucuları arasında soğutkan transferini sağlayan bağlantı borusu ve ikinci egzoz susturucusundan çıkan akışkanın muhafaza üzerindeki egzoz borusuna ileten titreşim borusu üzerinde Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



Şekil 3.11 : Egzoz hattı sıcaklıkları

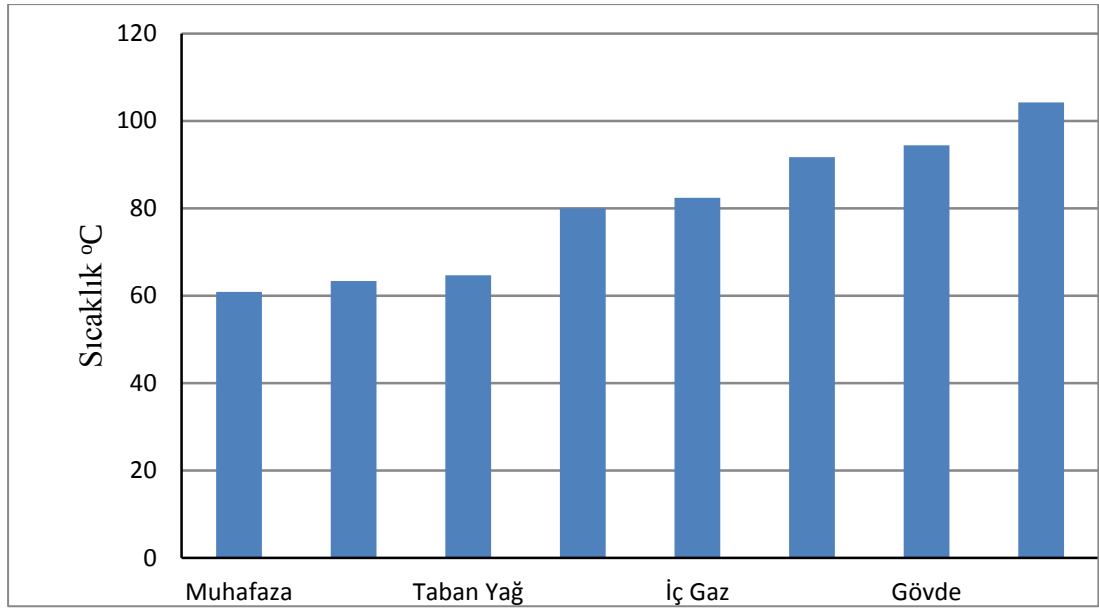
3.1.12 Deneysel çalışma sonuçları

Muhafaza, emme susturucusu, taban yağ, motor, iç gaz, egzoz hattı, gövde ve silindir kafasında ölçülen sıcaklıkların ortalamaları Şekil 3.12’de karşılaştırılmıştır. Egzoz susturucuları ve silindir cidar sıcaklıkları ortalama gövde sıcaklığına dahil edilmiştir. Egzoz hattı, titreşim borusu ve bağlantı borusu ortalama sıcaklığını yansıtmaktadır. Kompresörün en sıcak komponentinin silindir kafası olduğu görülmektedir. Silindir kafası, gövde ve egzoz hattı iç gaz sıcaklığını artıran etkenler durumundadır. İç gaz sıcaklığının artması ise emme susturucusuna taşınım ile olan ısı transferini artırmaktadır. Silindir kafasından emme susturucusuna ısı iletimi olmaktadır.

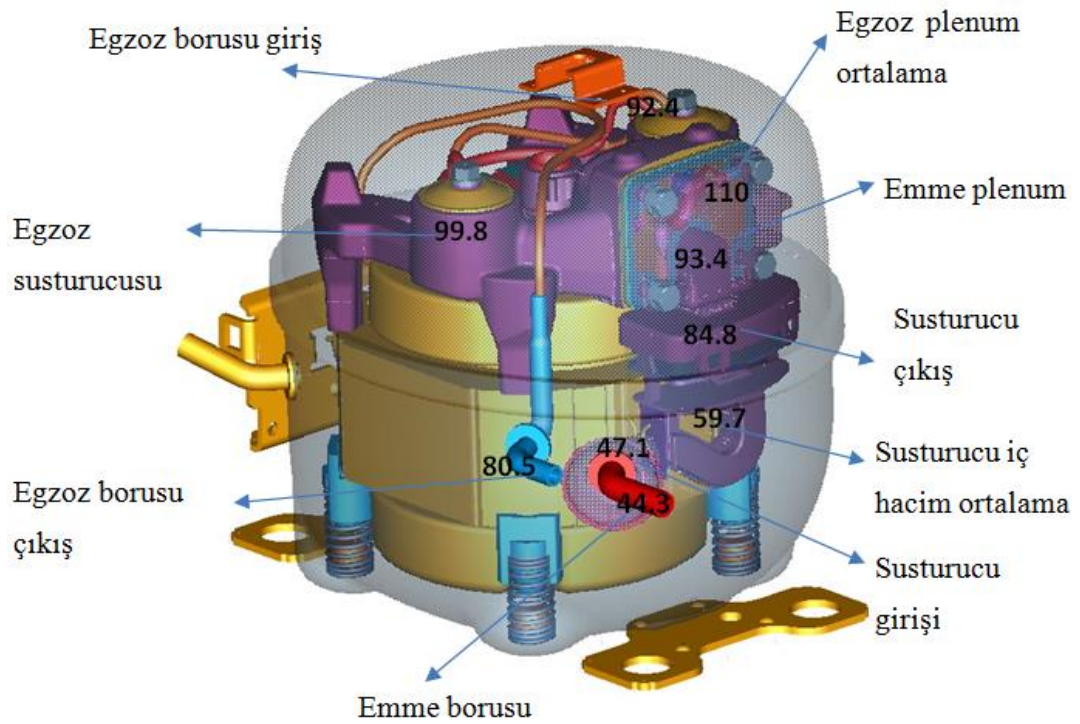
Emme susturucusunun akustik sönümleme görevi dışında kompresör hacimsel verimine de doğrudan etki ettiği göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle emme susturucusu ve çevresiyle olan ısı etkileşimi kompresör performansı açısından kritik öneme sahiptir.

Emme borusu, susturucu girişi, susturucu iç hacim ortalama, susturucu çıkışı, emme plenumu, egzoz plenumu ortalama, egzoz susturucusu, egzoz borusu giriş ve çıkışından ölçülen; soğutkanda akış hattı boyunca olan sıcaklık değişimi Şekil 4.13’te kompresör modeli üzerinde; Şekil 4.14’te ise grafik halinde görülmektedir.

Kompresör emme borusunda 44.3°C ölçülen soğutkan sıcaklığı, susturucu girişine kadar muhafazadan ve emme borusundan olan ısı transferi nedeni ile yaklaşık 3°C artmaktadır. Susturucu girişi ile emme plenumu arasında soğutkan sıcaklığında 46.3°C’ lik artış görülmektedir.

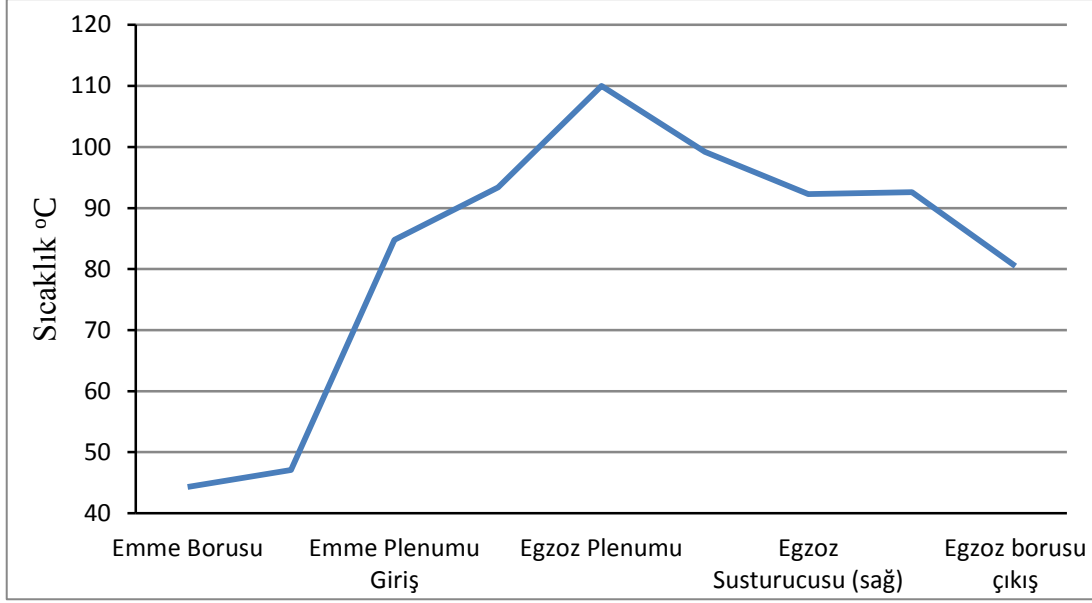


Şekil 3.12 : Komponent sıcaklıkları karşılaştırması



Şekil 3.13 : Soğutkan hattı sıcaklıklarının kompresör üzerinde gösterimi

Bu değişimin başlıca nedeni emme plenumunun yüksek sıcaklıktaki silindir kafası ile temas halinde olmasıdır. Emme periyodu dışında kapalı konumda olan ve silindir içerisindeki yüksek sıcaklıktaki soğutkana temas eden emme valf yaprağından emme plenumundaki soğutkana olan ısı transferi de bu bölgedeki sıcaklık artışına neden olan bir diğer etkidir.



Şekil 3.14 : Soğutkan hattı sıcaklıkları

3.2 pV Ölçümleri

Soğutkana uygulanan sıkıştırma işinin ölçülmesi için silindir basıncının zamana ve/veya sıkıştırma hacmine bağlı olarak ölçülmesi gerekmektedir. Bu ölçümler basınç-hacim diyagramları veya indikatör diyagramı olarak bilinen grafiklerin elde edilmesi sonucunda gerçekleştirilir. Bu diyagramın elde edilmesi için gerçekleştirilen deneysel ölçüme basınç indikatör diyagramı (pV) ölçümü adı verilmektedir [12].

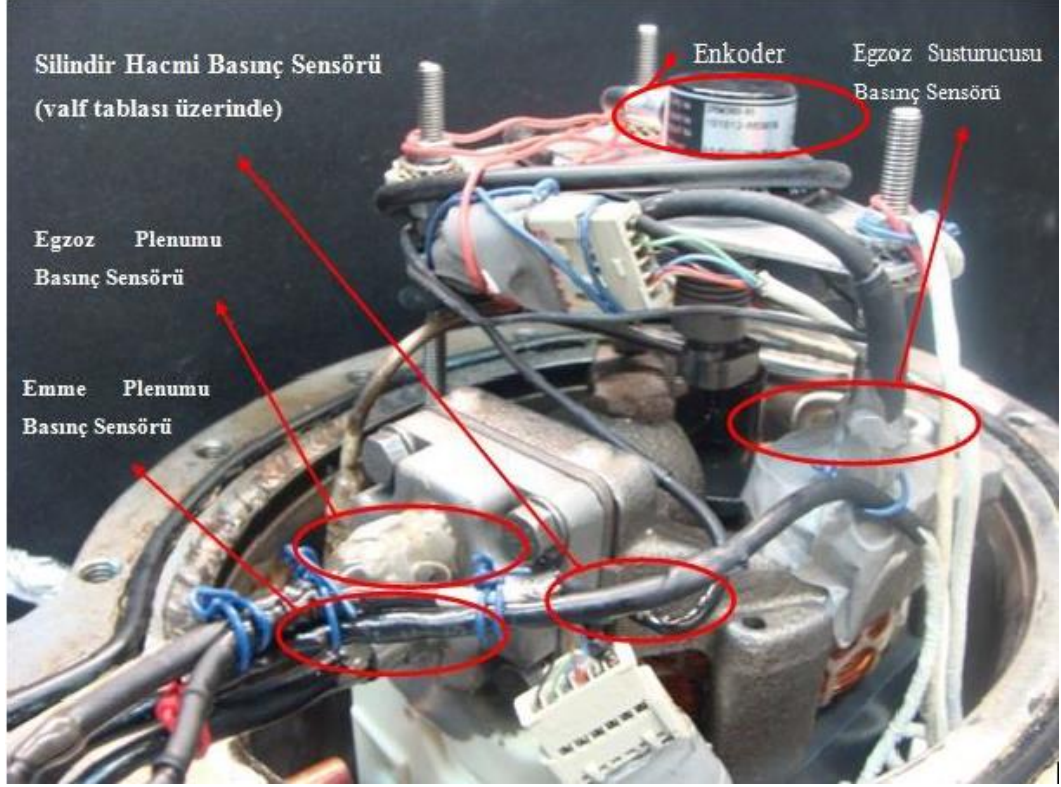
Emme ve egzoz plenumu basınçları ölçülmek üzere basınç sensörleri Şekil 3.15’ te görüldüğü gibi yerleştirilmiştir.



Şekil 3.15 : Emme ve egzoz plenumlarına yerleştirilen basınç sensörleri [15]

pV ölçüm düzeneğinin hazırlık aşamasında enkoder, Şekil 3.16’ da görüldüğü gibi kompresör şaftının dönme eksenine konumlandırılmıştır. Silindir basınç ölçümlerini

gerçekleştirmek için basınç sensörünün valf tablasına yerleşimi şekil 3.17’de verilmiştir.



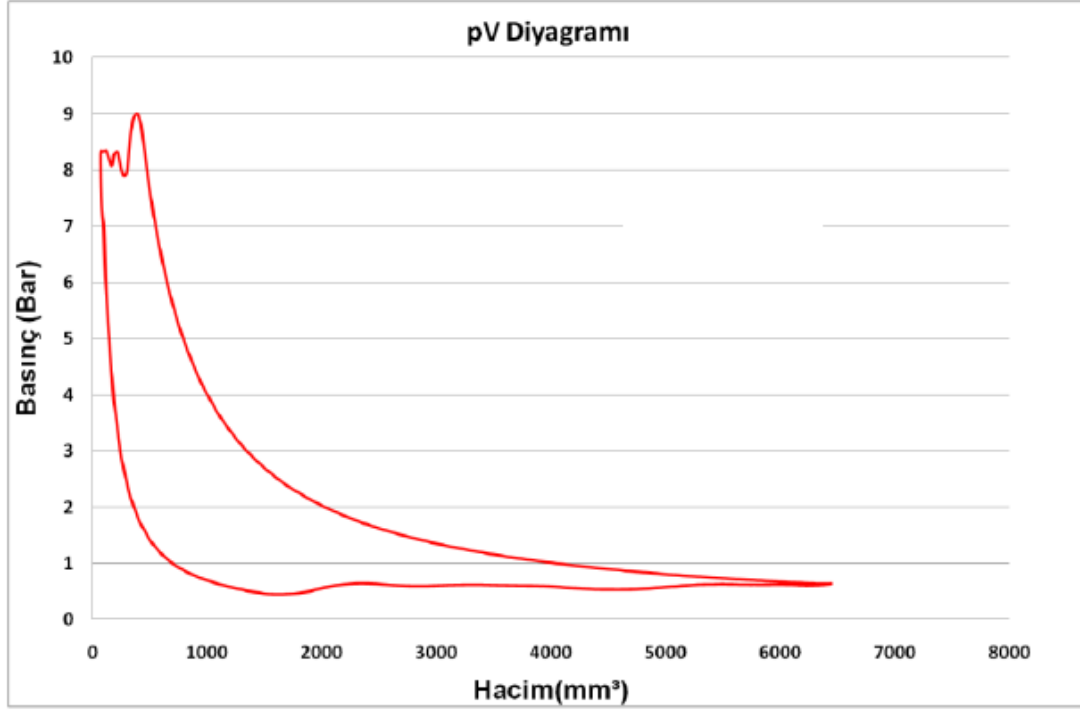
Şekil 3.16 : pV test düzeneği [12]



Şekil 3.17 : Silindir basıncı ölçümüne yönelik valf tablasına yerleştirilen basınç sensörü [15]

Ölçüm sonucu elde edilen pV diyagramı şekil 3.18’de sunulmuştur. Grafikteki eğri silindir basıncının sıkıştırma hacmi ile değişimini göstermektedir. Zamana bağlı CFD analizlerinde emme plenumu ve egzoz plenumundaki basınç değerlerinin zaman ile değişimi sınır şartı olarak kullanılacaktır. Aynı zamanda emme ve egzoz valflerinin

açılma ve kapanma aralığı bilgileri de gerekmektedir. Bu amaçla emme plenumu ve egzoz plenumuna yerleştirilen basınç sensörleri ile ölçülen değerler ile silindir basıncının zamanla değişimleri incelenmiştir.

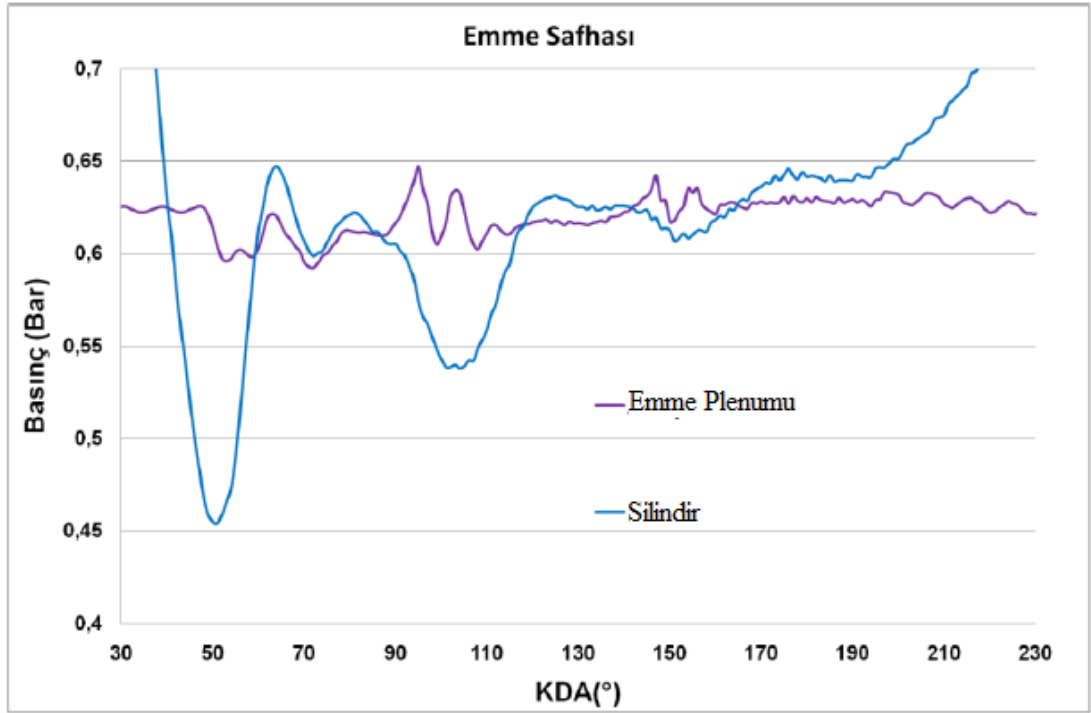


Şekil 3.18 : Deneysel çalışma sonucu elde edilen pV indikatör diyagramı [12]

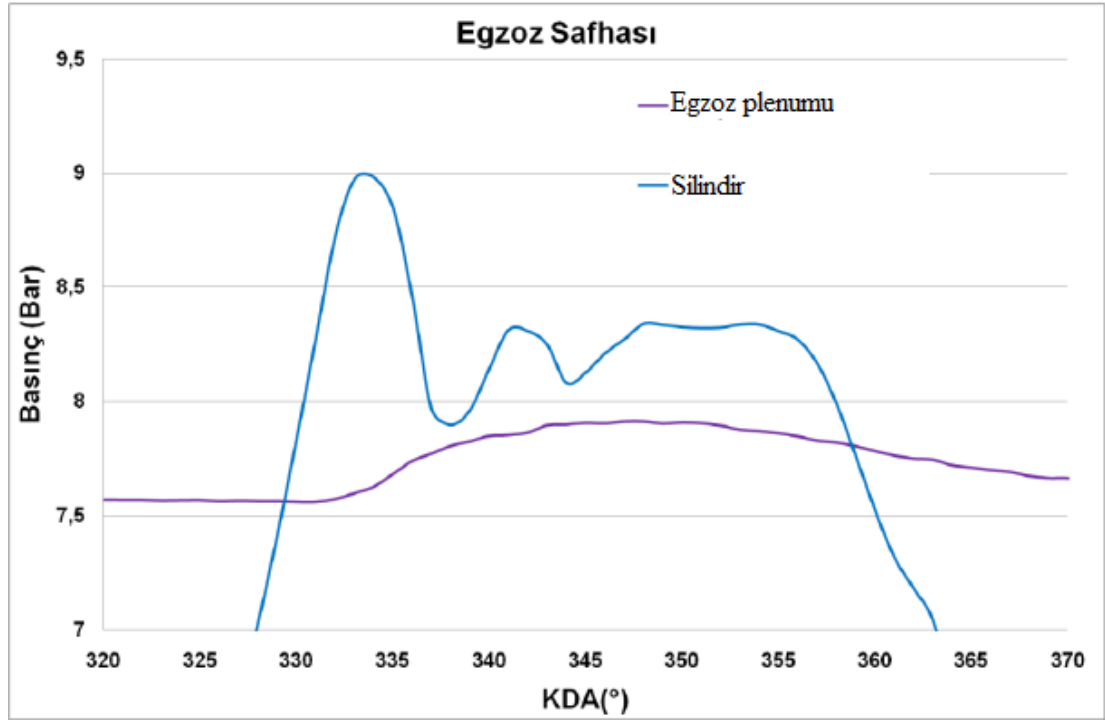
Emme ve egzoz plenumlarındaki basıncın değişimi sırasıyla Şekil 3.19 ve Şekil 3.20’de silindir basıncı değişimi ile birlikte sunulmuştur. Emme safhasında silindir basıncının emme plenumu basıncının altına düşmesi sonucu emme valfi 55°KDA civarında açılmaktadır.

Emme safhası devam ederken silindir basıncının artması nedeniyle 90°KDA’da emme valfi kapanmakta, pistonun alt ölü noktaya hareketi nedeniyle silindir içi basınç düşmekte 105°KDA dolaylarında emme valfi yeniden açılmaktadır. Benzer şekilde emme valfinin açılıp kapanma hareketi sırasıyla 145°KDA ve 150°KDA’da tekrarlanmaktadır. Emme valfinin gerçekleştirdiği bu açılıp kapanma hareketi ‘flutter’ olarak adlandırılmaktadır. Emme safhasında iken valfin kapanması, soğutkanın silindir hacmine verimsiz alınmasına neden olmaktadır.

Egzoz safhası incelendiğinde silindir basıncının en yüksek olduğu 330°KDA civarında egzoz valfinin açıldığı görülmektedir. Bu noktadan sonra soğutkan egzoz plenumuna tahliye edilmekte ve silindir basıncı düşmektedir. 360°KDA civarında silindir basıncı egzoz plenumunun altına düştüğünden egzoz valfi kapanmaktadır.



Şekil 3.19 : Emme safhası basınç krank açısı grafiği [12]



Şekil 3.20 : Egzoz safhası basınç krank açısı grafiği [12]

4. SAYISAL ÇALIŞMALAR

Sayısal çalışmalar iki kısımdan oluşmaktadır. İlk grup analizler tüm kompresör bileşenlerini ve soğutkan akış hattının tamamını içeren modelde zamana bağlı ve sürekli hal için gerçekleştirilmiştir. İkinci grup analizler irtibat deliği ve egzoz susturucuları ile bağlantı, titreşim ve egzoz borularının içerisindeki akış ve ısı geçişinin incelendiği lokal egzoz hattı sürekli hal CFD analizleridir.

4.1 Detaylı Kompresör Modeli Isı Geçişi ve Akış Analizi

Hermetik kompresörün emme ve egzoz akış hattı ile kompresörü oluşturan tüm katı yapılar bir araya getirilerek detaylı kompresör modeli oluşturulmuştur. Bu model üzerinde dört farklı analiz kurgulanmıştır. Öncelikle soğutkan hattı deaktif yapılarak yalnız enerji denklemi çözdürülmüş, sonuçlar doğrultusunda katı model yüzeylerindeki ısı taşınım katsayıları optimize edilmiştir. Bu kısımda fiziksel olarak akışkanın temas ettiği kısımlar sabit sıcaklık şartında kabul edilmiş ve çeşitli noktalarda deneysel olarak ölçülen iç gaz sıcaklıkları girilerek komponentlerdeki ısı taşınım katsayılarının mertebeleri belirlenmiştir. İkinci kısımda soğutkan hattı aktif duruma getirilip ilk analiz sonucu elde edilen ısı taşınım katsayıları da kullanılarak sürekli rejimde bazı bileşenlerde malzeme farklılıklarının ve motor veriminin sıcaklık dağılımına etkisi incelenmiştir. Üçüncü kısımda, soğutkan hattındaki akışın sürekli hal analizlerinin tamamlanmasının ardından, kompresörün tüm katı bileşenleri başlangıç koşulu olarak ortam sıcaklığına (26°C) getirilmiş ve kompresörün termal rejime giriş sürecini incelemek amacıyla zamana bağlı CFD analizi gerçekleştirilmiştir. Dördüncü kısımda ise zamana bağlı CFD analizleri yapılarak emme ve egzoz hatlarındaki akışın yapısı ve ısı transferine etkisi incelenmiştir.

4.1.1 Kompresör katı modelinde ısı iletimi analizi

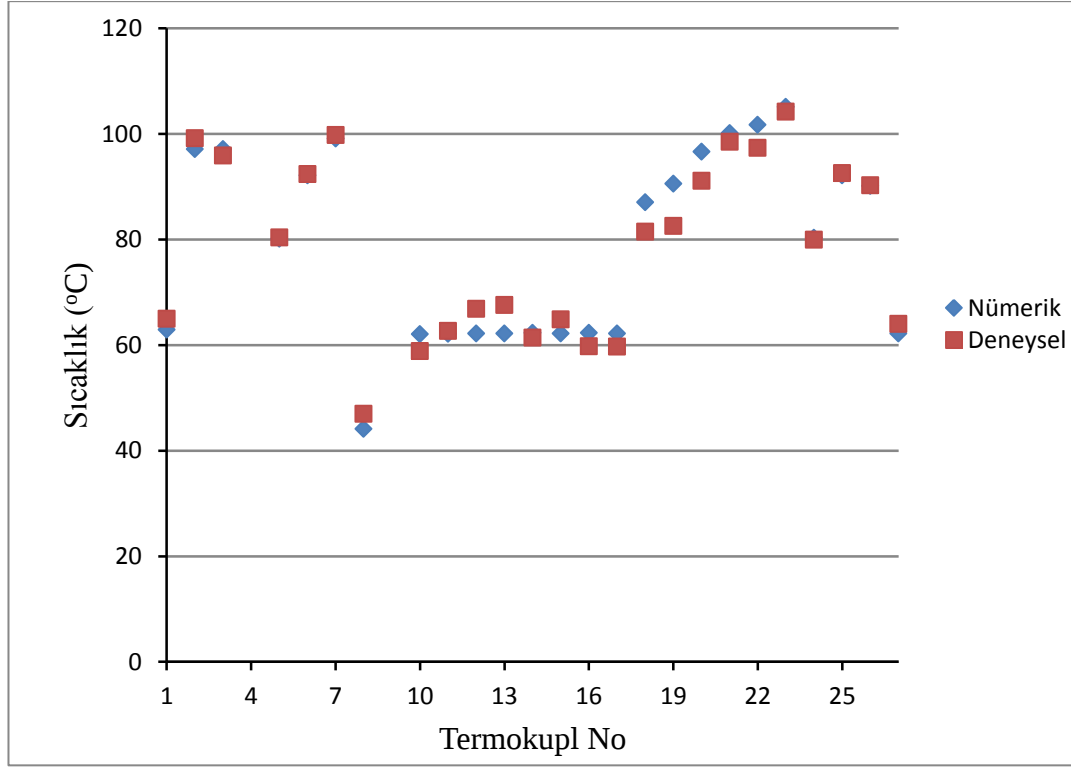
Şekil 4.1’de görüleceği üzere kompresörü oluşturan tüm bileşenler modelde detaylı bir şekilde yer almaktadır.



Şekil 4.1 : CFD analizlerinde kullanılan kompresörün parçalanmış katı modeli

Emme borusu, emme susturucusu, emme plenumu, egzoz plenumu, irtibat deliği, egzoz susturucuları, bağlantı borusu, titreşim borusu ve egzoz borusu iç yüzeyleri soğutkan ile temas etmektedir. Bu modelde soğutkan *deaktif* edilerek bu yüzeylere sabit sıcaklık sınır şartı verilmiştir. Komponentlerin dış yüzeyleriyle temas halinde bulunan iç gaz sıcaklıkları deneysel verilerde mevcut olduğundan taşınım ile olan ısı transferinin modellenmesi için ısı taşınım katsayılarının bilinmesi yeterlidir. Öncelikle tüm dış yüzeylere sabit ısı taşınım katsayısı girilerek ilk analiz yapılmıştır. Çözdürülen iletim denklemi sonucu dış yüzeylerde işaretlenen noktalardan sıcaklık değerleri toplanmıştır. İşaretlenen noktalar deneysel ölçümlerdeki termokupl yerleşim noktalarına denk gelmektedir. Bulunan sıcaklık değerleri deneysel değerler ile karşılaştırılmış ve sonuçları örtüştüren ısı taşınım katsayıları saptanana kadar komponent dış yüzeylerindeki katsayılar lokal olarak değiştirilmiştir.

Şekil 4.2’de ısı taşınım katsayılarının belirlenmesinin ardından elde edilen sıcaklık değerleri ile deneysel sonuçların karşılaştırması sunulmuştur. Yapılan analizin amacı soğutkanın da katı modele dahil edileceği ve birleşik (konjuge) ısı transferinin inceleneceği modelde kullanılmak üzere sınırlardaki taşınım şartlarının belirlenmesidir.



Şekil 4.2 : Analiz sonucunda elde edilen ve deneysel yüzey sıcaklıklarının karşılaştırılması

Komponent dış yüzeyleri için ısı taşınım katsayılarının komponentin geometrisine ve bulunduğu bölgedeki iç gaz hareketine bağlı olarak $8\text{W/m}^2\text{K}$ ile $40\text{W/m}^2\text{K}$ arasında değiştiği görülmüştür. Her bir bileşen için belirlenen ısı taşınım katsayısı değerleri Bölüm 4.1.2, Çizelge 4.2’de sunulmuştur.

4.1.2 Kompresör içi birleşik (konjuge) ısı transferinin sayısal analizi

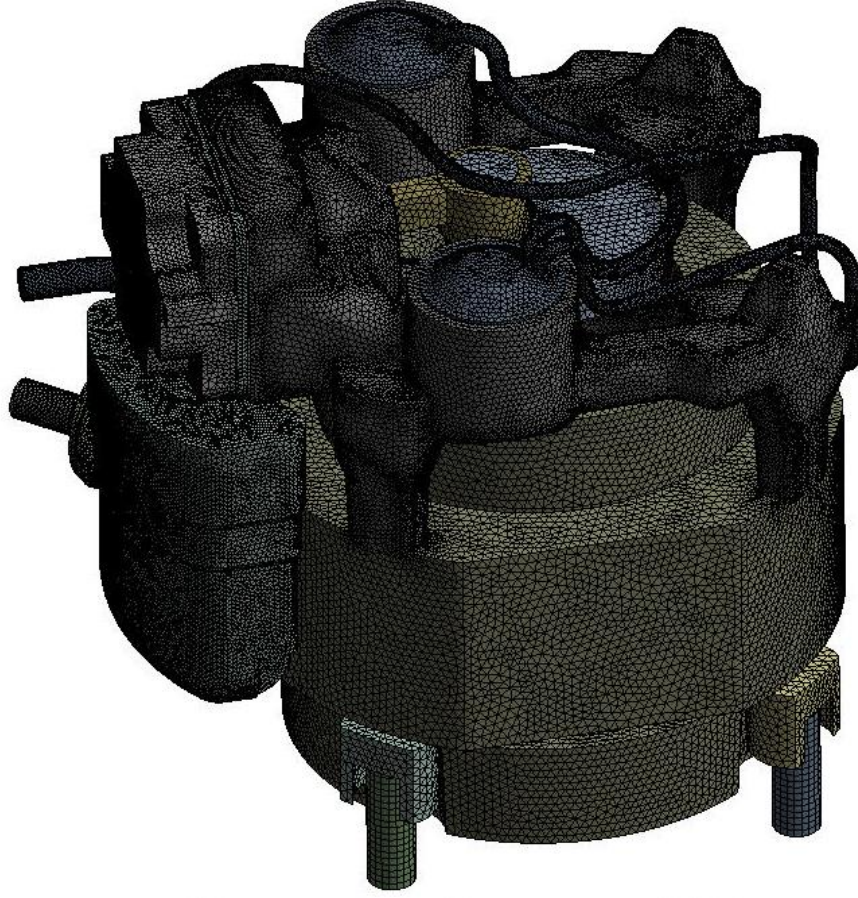
Katı model analizinde deaktif edilen akışkan çözüm ağı tekrar *aktif* duruma getirilmiştir. Modelde kullanılan muhafaza, kompresör bileşenleri ve akış hattı Şekil 4.3’te görülmektedir. Silindir içerisindeki *sıkıştırma prosesi* çözüme dahil edilmemiştir. Soğutkanın silindir içerisinde basıncının artırılması sırasında ortaya çıkan ısı yükü, silindir iç yüzeyine girilen sınır şartı ile simüle edilmiştir.



Şekil 4.3 : Kompresör bileşenleri, muhafaza ve akış hattının CAD görünümleri

Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge bünyesinde daha önce yapılan çalışmalar ışığında kompresörün sıkıştırma işinin 85W olduğu bilinmektedir. İzentropik sıkıştırma işi yapılan hesaplama sonucunda 71W bulunmuştur. Gerçek ve izentropik sıkıştırma işleri arasındaki fark olan 14W'ın ısı olarak açığa çıktığı kabul edilmiş ve silindir iç yüzeyine ısı akısı olarak girilmiştir. Gövde üzerinde bulunan krank yatağı ve piston-silindir arasında viskoz sürünme nedeniyle mekanik kayıp oluşmaktadır. Bu kayıplar Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge'de mevcut olan ölçüm düzenekleri ile belirlenebilmektedir. 6W olarak saptanan kayıp, ısıya dönüştüğü kabulü yapılarak, 0.10cm'lik tolerans boşluğunu dolduran yağ filmi hacmine yayılı ısı üretimi olarak empoze edilmiştir. Kompresör iç ortamı için diğer bir ısı kaynağı da elektrik motorudur. Kalorimetre testi sırasında motorun çektiği güç ortalama 100W ölçülmüştür. Kompresör çalışma şartlarında motor veriminin %85 olduğu bilinmektedir. Motor kaybı olarak görülen 15W, motor hacmine yayılı ısı üretimi kaynak terimi olarak analize dahil edilmiştir. Kompresör iç ortamında bulunan iç

gaz ve yağ çözüm ağında bulunmamaktadır. Şekil 4.4'te yaklaşık 5 milyon elemandan oluşturulan çözüm ağı görülmektedir.



Şekil 4.4 : Kompresör bileşenlerinden oluşan çözüm ağı

Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2'de sırasıyla kompresör içi ısı kaynaklarının modellenmesinde uygulanan koşullar ve bileşen yüzeylerinde taşınım ile olan ısı transferinin belirtilmesinde kullanılan sınır şartları verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Isı kaynağı tanımlamaları

Geometri	Isı Akısı [W/m^2]	Isı Üretimi [W/m^3]
Silindir İç Yüzeyi	5546	-
Motor	-	23249
Gövde - Krank Yatağı	-	$1,44 \times 10^8$

Çizelge 4.2 : Yüzeyler için verilen taşınım sınır şartları

Sınırlar	İç Gaz Sıcaklığı (°C)	Isı Taşınım Katsayısı [W/m ² K]
Gövde Dış	75	25
Egzoz Borusu Dış (muhafaza içi)	80	30
Bağlantı Borusu Dış	80	40
Titreşim Borusu Dış		
Emme Plenumu Dış	80	8
Körük Dış	80	15
Krank		
Rotor		
Biyel		
Silindir Kafası Dış		
Yaylar		
Yay Tutucuları		
Egzoz Susturucusu (Sol) Kapak Dış	75	15
Egzoz Susturucusu (Sağ) Kapak Dış		
Emme Susturucusu Dış		
Üst Muhafaza İç		
Alt Muhafaza İç	32	8
Üst Muhafaza Dış		
Alt Muhafaza Dış		
Emme Borusu Dış		
Egzoz Borusu Dış (muhafaza dışı)		

Soğutkan hattı giriş ve çıkış kesitlerine atanan sınır şartları Çizelge 4.3'te sunulmuştur. Emme hattı sınır şartları olarak; emme susturucusu girişinde kalorimetre testlerinde ölçülen ortalama kütle debisi, emme plenumu çıkışında ise 0,624 bar basınç değeri verilmiştir. Egzoz hattı için; egzoz plenumu girişinde ortalama kütle debisi, egzoz borusu çıkışında ASHRAE standardı olan 7,61 bar sabit basınç seçilmiştir.

Çizelge 4.3 : Akışkan çözüm ağı giriş ve çıkış kesitlerindeki koşullar

	Basınç [bar]	Sıcaklık [°C]	Kütle Debisi [g/s]
Emme Borusu Giriş	-	44	0,54
Emme Plenumu Çıkış	0,624	-	-
Egzoz Plenumu Giriş	-	113	0,54
Egzoz Borusu Çıkış	7,6	-	-

CAD geometrisi ticari bir yazılım olan NX 7.5 ile oluşturulmuş, çözüm ağının oluşturulması ve CFD analizlerinde sırasıyla ANSYS Meshing ve Fluent14.5 ticari kodları kullanılmıştır. Gerekli görülen bölgelerde çözüm ağını oluşturan elemanlar sıklaştırılmıştır. Soğutkan (R600a) için ideal gaz kabulü yapılmıştır. Soğutkan özellikleri Çizelge 4.4'te verilmiştir. Momentum ve enerji denklemleri analizin başlangıcında 1. mertebeden 'upwind' yaklaşımı ile ayrıklaştırılırken çözümün ilerlemesiyle birlikte 2. mertebeden yaklaşıma çevrilmiştir.

Çizelge 4.4 : R600a (izobütan) özellikleri

Isı iletim katsayısı [W/mK]	0,0225
Özgül ısı [J/kgK]	1911
Yoğunluk [kg/m ³]	İdeal gaz kabulü
Moleküler ağırlık [kg/kgmol]	58,122
Viskozite [kg/ms]	8,7x10 ⁻⁶

Hazırlanan sayısal modelde aşağıdaki durumlar incelenmiştir:

1. Orijinal durum
2. Alüminyum gövde
3. Polibütilen (PBT) silindir kafası
4. Polioksimetilen (POM) valf tablası
5. Motor veriminin iyileştirilmesi (%90)

Orijinal durum, kompresör bileşenlerinin Çizelge 4.5'te belirtilen malzeme özelliklerine sahip olduğu durumu temsil etmektedir. Çizelge 4.6'da deneysel ölçümde yerleştirilen termokupl lokasyonları referans alınarak; orijinal durum, malzeme farklılıkları ve motor veriminin artırılması analizlerinde elde edilen sıcaklık

Çizelge 4.5 : Bileşen malzemeleri ve özellikleri

Bileşen	Malzeme	Isı İletim Katsayısı [W/mK]	Özgül Isı [J/kgK]	Yoğunluk [kg/m3]
Gövde	Kır Dökme Demir	53	490	7200
Silindir Kafası	Alüminyum	202	871	2719
Emme Susturucusu	PBT	1,46	1670	1300
Valf Tablası	Çelik	16	502	8030
Krank				
Biyel				
Stator				
Muhafaza				
Titreşim ve Bağlantı Borusu				
Emme ve Egzoz Boruları	Bakır	387	381	8978

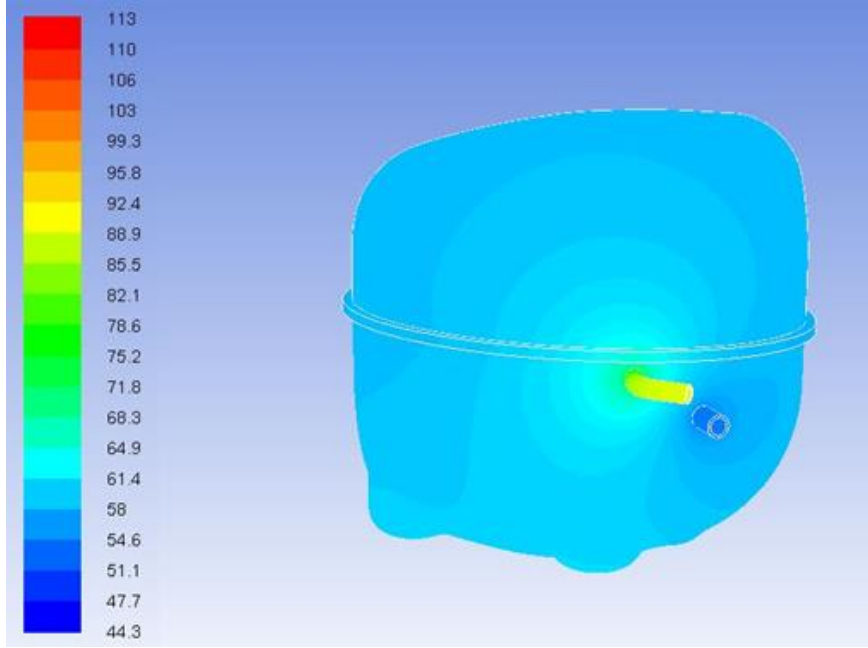
değerleri sunulmuştur. Deneysel ölçümler ile sayısal model (orijinal durum) sonuçları ortalama %4'lük sapma dahilinde uyumlu görünmektedir.

Çizelge 4.6 : Sayısal analiz sonuçlarının deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması

(°C)	Deneysel	Orijinal Durum	Alüminyum Gövde	PBT Silindir Kafası	POM Valf Tablası	%90 Verimli Motor
Emme Borusu	47	48,6	48,4	48,5	48,6	48,6
Emme Susturucusu Arka Sol Alt	66,9	60,0	58,9	59,2	60,0	58,7
Emme Susturucusu Ön	61,4	61,9	59,6	60,0	61,5	60,2
Emme Plenumu	-	84,8	82,4	74,2	84,5	85,2
Egzoz Susturucusu Sol	99,8	97,5	95,8	98,2	97,6	97,4
Bağlantı Borusu	99,2	101,3	99,1	102,0	101,5	100,9
Egzoz Susturucusu Sağ	92,4	96,6	95,0	97,1	96,7	96,0
Titreşim Borusu	92,6	97,5	95,7	98,0	97,5	96,9
Egzoz Borusu	80,4	85,0	83,8	85,2	85,0	84,5
Silindir Kafası	104,2	101,2	97,5	95,1	100,8	101,1
Silindir Cıdarı	97,4	103,7	98,0	104,6	103,8	103,4
Gövde Arka Sağ	81,5	87,7	91,3	88,0	87,8	86,6
Gövde Arka Sol	82,6	88,6	92,0	89,0	88,7	87,9
Gövde Ön Sağ	91,1	99,9	96,5	100,5	100,0	99,4
Gövde Ön Sol	98,5	100,5	97,0	101,3	100,6	100,4
Stator	80	82,0	84,4	82,2	82,1	79,3

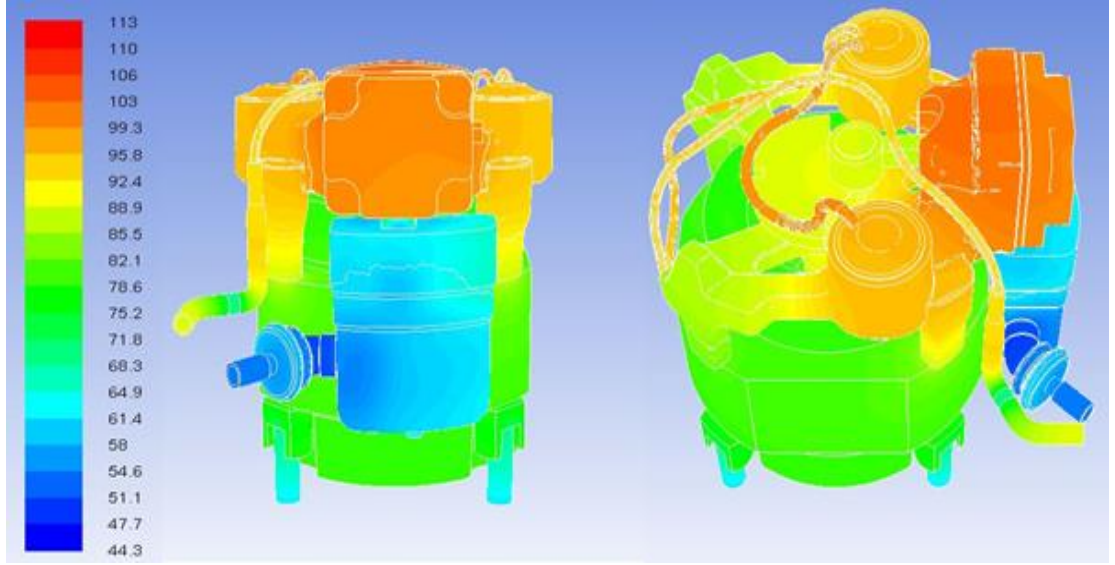
Şekil 4.5'te Orijinal durum için muhafaza sıcaklık dağılımı görülmektedir. Muhafaza üzerindeki en sıcak bölge olarak yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutkanın tahliye edildiği egzoz borusu çevresi göze çarpmaktadır. “Superheating” olarak adlandırılan, silindir içerisinde sıkıştırma prosesi başlayana kadar soğutkanın ısı kazanması olayı kompresör volümetrik verimini düşürdüğü gibi birim soğutkan kütlesi başına yapılan sıkıştırma işini de artırmaktadır. Evaporatörden gelen göreceli olarak düşük sıcaklıktaki soğutkanın kompresöre alındığı emme borusunun muhafaza üzerinde egzoz borusu nedeniyle ısınan bölgede yer alması hacimsel verimi olumsuz yönde etkileyen bir faktör olarak görülmektedir. Egzoz borusundan muhafazaya iletilen ısı emme borusunu ısıtmakta, soğutkan henüz kompresöre alınırken temas halinde olduğu emme borusundan ısı kazanmaktadır. Bu durum soğutkanın sıcaklığını artırırken yoğunluğunu azaltmakta buna bağlı olarak emme periyodunda silindir

hacmine alınan soğutkanın kütlesi azalmaktadır. Kütlesel debideki azalış soğutma kapasitesine yansımakta ve SEK düşmektedir.



Şekil 4.5 : Orijinal durumda kompresör muhafazası eş sıcaklık eğrileri

Şekil 4.6’da Orijinal durumda gerçekleştirilen analiz sonucunda elde edilen kompresör üzerindeki sıcaklık dağılımı iki farklı açıdan görülmektedir. Deneysel çalışma sonuçlarına paralel olarak silindir cidarı ve silindir kafası sıcaklığın yoğunlaştığı bölgelerdir. Emme susturucusu körüğünden susturucuya alınan düşük sıcaklıktaki soğutkanın yüzeylerden olan ısı transferi nedeniyle susturucu içerisinde sıcaklığı artmaktadır. Silindir kafası ve egzoz susturucularının bulunduğu gövdenin ön kısmı arka kısımdan daha sıcaktır. Buradan yola çıkarak, çözüm aşında bulunmamasına rağmen, kompresör iç ortamında bulunan iç gazın kompresörün ön kısmında daha yüksek sıcaklıkta olduğu söylenebilir. Yüksek sıcaklıktaki iç gazdan olan taşınım, emme susturucusunda ısı kazanımına neden olan diğer bir ısı transferi mekanizmasıdır. Sıkıştırma periyodu sonrası soğutkan, dolduğu egzoz plenumundan irtibat deliği ile ilk egzoz susturucusuna alınmaktadır. Sonrasında bağlantı borusu aracılığı ile ikinci egzoz susturucusuna aktarılmaktadır. Soğutkan egzoz patikası boyunca gövdeye ve egzoz hattı borularına ısı kaybettiğinden irtibat deliği ve ilk egzoz susturucusunun bulunduğu gövdenin sol kısmının sağ kısımdan daha sıcak olduğu görülmektedir.



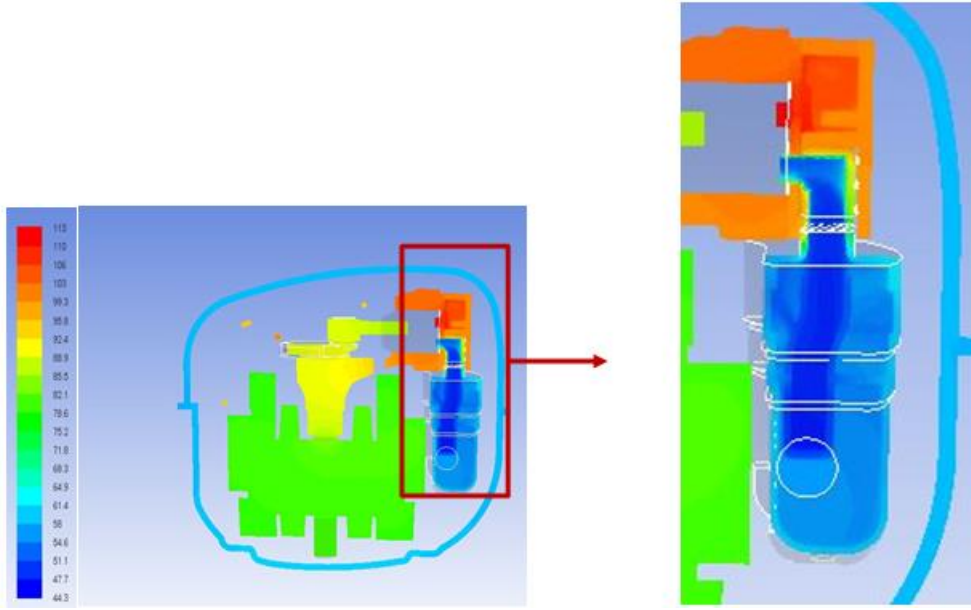
Şekil 4.6 : Orijinal durumda kompresör içi sıcaklık dağılımı

Şekil 4.7’de krank ekseninden alınan kesitte silindir cidarı, valf tablası, silindir kafası ile emme ve egzoz plenumlarında bulunan soğutkanın termal etkileşimi yorumlanabilmektedir. Sıkıştırma işlemiyle birlikte basınç ve sıcaklığı artan soğutkan silindir cidarını ve valf tablasının silindire bakan yüzeyini ısıtmaktadır. Egzoz plenumuna dolan akışkan silindir kafasına ısı aktarmakta aynı zamanda valf tablasından da iletim ile silindir kafasına ısı geçişi olmaktadır.

Emme susturucusunun montajı silindir kafasına yerleştirilerek yapılmaktadır. Silindir kafası ile doğrudan teması bulunduğundan emme plenumu ısınmakta ve emme plenumu iç yüzeyine yakın bölgelerdeki soğutkan emme susturucusu içerisindeki en yüksek sıcaklıklara ulaşmaktadır.

Valf tablası yüzeyine yerleşen emme plenumunun silindire bakan ön kısmı da ısı iletimi nedeniyle ısınmaktadır. Kesit görüntüsünde, emme susturucusu içinde bulunan iç kanalı takip eden soğutkanın emme plenumuna daha düşük sıcaklıkta girdiği görülmektedir.

Emme susturucusu içerisindeki akış yapısı ve sıcaklık dağılımı Bölüm 4.1.4’te sunulan zamana bağlı CFD analizlerinde daha detaylı incelenecektir. Komponent malzemelerinde yapılan farklılıklar, emme susturucusuna olan ısı geçişini azaltarak soğutkanın silindire daha düşük sıcaklıkta alınması amacına hizmet etmektedir. Böylelikle soğutkan kütle debisinde artış ve kapasitede iyileşme öngörülmektedir.

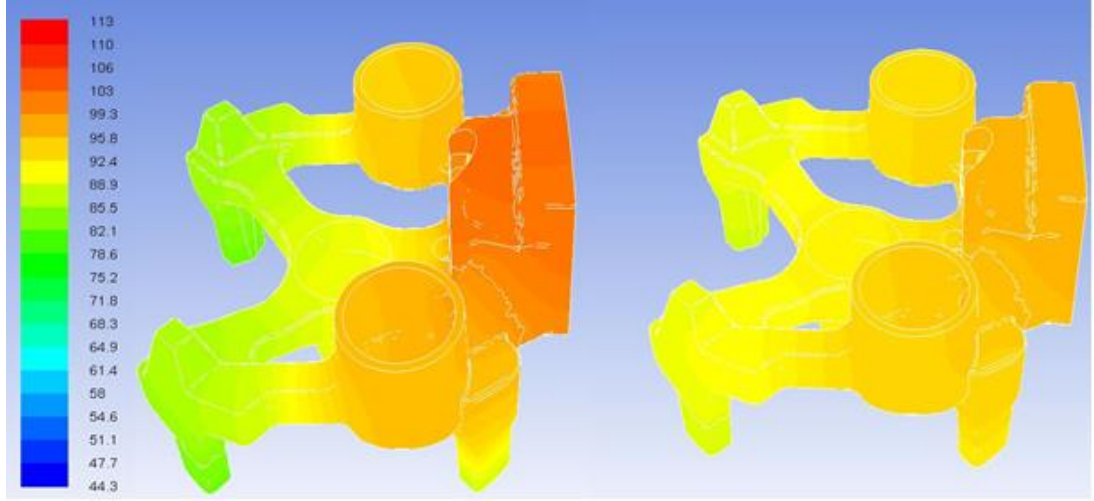


Şekil 4.7 : Orijinal durumda krank ekseninden alınan kesit görüntüsü

Emme susturucusunun ısınmasında en büyük etkiye sahip olan gövde, silindir kafası ve valf tablası komponentlerinin malzemelerinde, üretime uygunluk kistası da dikkate alınarak, değişiklikler çalışılmış ve sıcaklık dağılımına etkileri incelenmiştir.

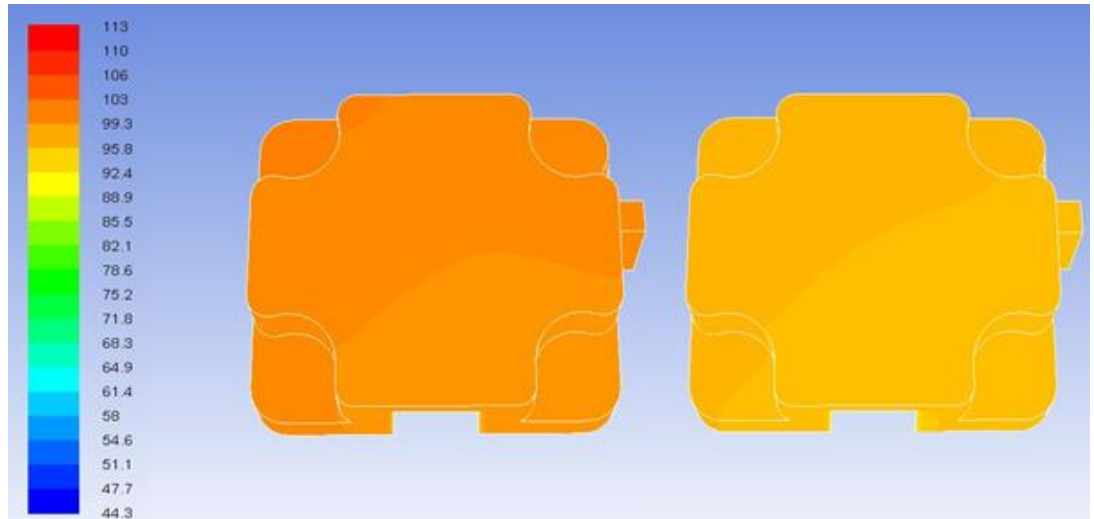
Orijinal durumda kır dökme demir olarak belirlenen gövde malzemesi alüminyuma çevrilerek analiz tekrarlanmıştır. Şekil 4.8’de orijinal durumda ve gövdenin alüminyumdan üretilmesi halinde sıcaklık dağılımında oluşacak değişim görülmektedir. Alüminyumun ısı iletim katsayısının dökme demirinkinden yüksek olması nedeni ile ısı, gövde üzerinde daha homojen yayılmakta ve silindir bölgesi sıcaklığı düşmektedir. Bu bağlamda iç gaz sıcaklığının da homojen bir dağılım sergileyeceği ve kompresörün ön kısmında kalan emme susturucusu etrafındaki iç gaz sıcaklığının azalacağı öngörülmektedir.

Alüminyum gövdenin elektrik motoru üzerinde olumsuz etkileri olabileceği belirlenmiştir. Bu uygulamada gövdenin sıcak ön bölgelerinden, daha soğuk arka ve alt bölgelere olan ısı iletimi arttığından gövdeden statora olan ısı geçişi de artmaktadır. Çizelge 4.6’da görüleceği üzere stator orijinal duruma göre 2.4°C daha yüksek sıcaklıkta rejime girmektedir. Stator sıcaklığındaki artış motor veriminde azalmaya dolayısıyla sabit devirde giriş gücünde artmaya neden olacaktır. Giriş gücünün artması ise SEK’i düşürecektir.



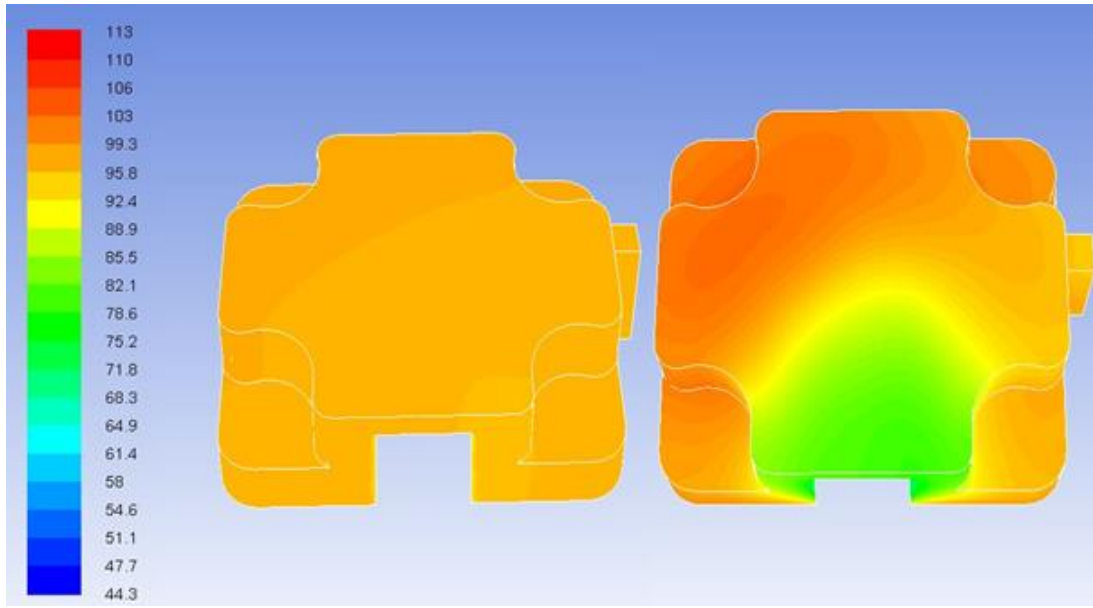
Şekil 4.8 : Orijinal durum (solda) ve alüminyum gövde (sağda) uygulamasında gövde sıcaklık dağılımı

Silindir kafasından emme susturucusuna olan ısı iletimini azaltmaya yönelik silindir kafası malzemesi alüminyumdan plastik esaslı (PBT) malzemeye çevrilmiştir. Emme susturucusu ve silindir kafası ile temas halinde olan valf tablasında düşük ısı iletim katsayısına sahip POM malzeme kullanılması incelenen diğer durumdur. Şekil 4.9’da orijinal durum ile alüminyum gövdenin, Şekil 4.10’da PBT silindir kafasının ve POM valf tablası yalıtımının incelendiği durumlarda silindir kafası sıcaklık dağılımları görülmektedir. Alüminyum gövde uygulamasında silindir cidarlarındaki sıcaklığın düşmesi silindir kafası sıcaklığına da yansımaktadır. Orijinal duruma kıyasla silindir kafası ortalama sıcaklığı 4°C azalmaktadır.



Şekil 4.9 : Orijinal durum (solda) ve alüminyum gövde (sağda) uygulamasında silindir kafası sıcaklık dağılımı

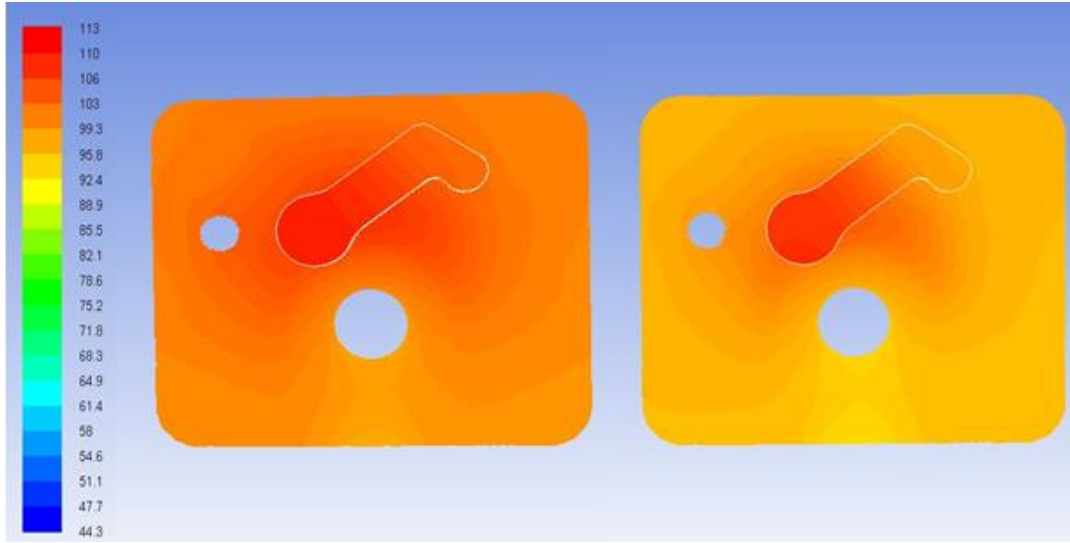
Şekil 4.10'da görülen POM valf tablası kullanımı, alüminyum gövde uygulamasıyla benzer bir silindir kafası sıcaklık dağılımına neden olmaktadır. Bu durum için valf tablası yalıtım özelliği göstererek ısıнын gövdeden silindir kafasına ilerlemesine karşı direnç oluşturmaktadır. Şekil 4.10'da görülen diğer uygulama olan PBT malzemeli silindir kafası durumunda ise emme susturucusunun yerleştiği kısımda, incelenen diğer durumlara göre radikal sıcaklık düşüşü görülmüştür. Silindir kafası iç yüzeyinde yüksek sıcaklıktaki soğutkan ile temas eden bölgelerde PBT malzemenin termofiziksel özellikleri nedeniyle ısı depolanmakta ve emme susturucusuyla temas halinde olan bölgeye düşük oranda iletilmektedir.



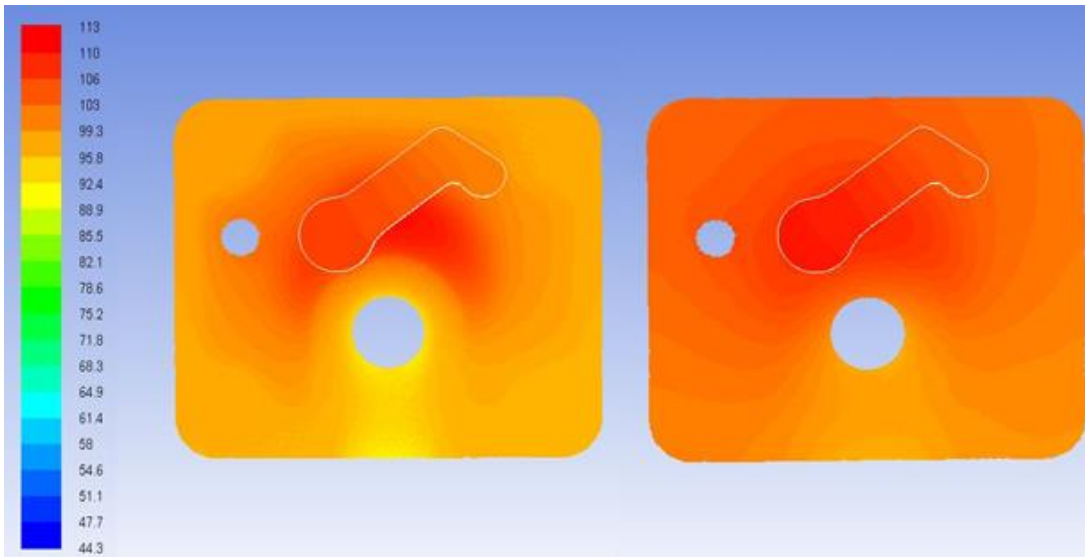
Şekil 4.10 : POM valf tablası (solda) ve PBT silindir kafası (sağda) uygulamalarında silindir kafası sıcaklık dağılımı

Şekil 4.11'de orijinal durum ve alüminyum gövde uygulaması sonucu elde edilen valf tablası sıcaklık dağılımı görülmektedir. Orijinal durumda silindir cidarı ve silindir kafası bölgesinde yoğunlaşan ısıнын alüminyum gövde uygulamasında, gövdenin diğer kısımlarına doğru yayıldığı belirtilmiş idi. Bu bölgedeki sıcaklıkların düşmesi sonucu valf tablası sıcaklığı da azalmaktadır. Şekil 4.12'de ise PBT silindir kafası ve POM valf tablası uygulamalarının valf tablası sıcaklık dağılımına etkileri görülmektedir. Egzoz plenumundaki soğutkandan ve valf tablasından, plastik esaslı silindir kafasına olan ısı geçişi azalmaktadır. Bu durum valf tablası sıcaklığının yüksek olması sonucunu doğurmuştur. POM valf tablası uygulamasında, egzoz plenumunun valf tablası üzerindeki iz düşümünü kapsayan alan ve egzoz portu

evresinde sıcaklık değerleri yüksek görülürken emme portu çevresi ve silindir kafasının yerleştiği kenarlara yakın kısımlar görece düşük sıcaklıkta kalmaktadır.

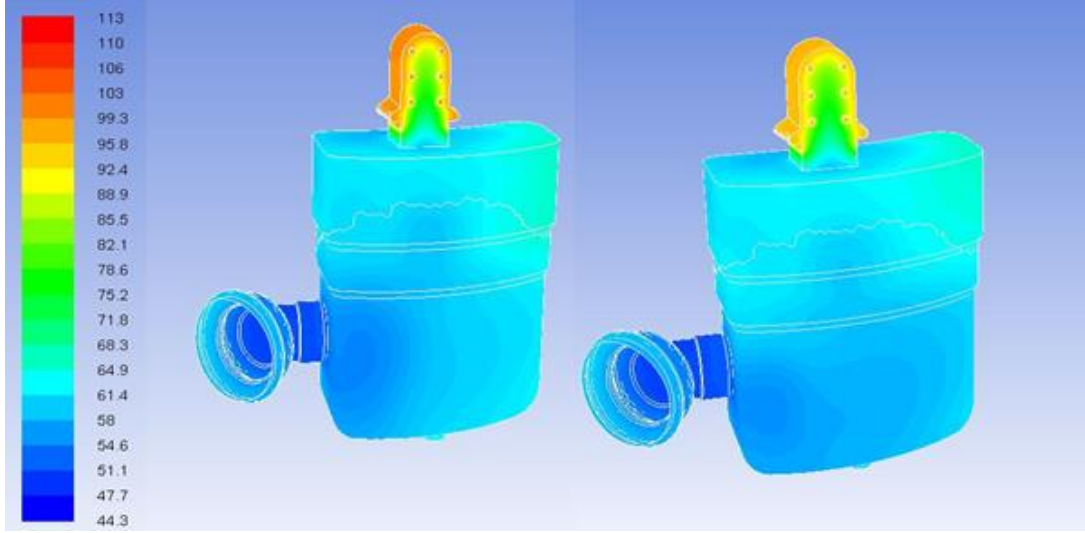


şekil 4.11 : Orijinal durum (solda) ve alüminyum gövde (sağda) uygulamasında valf tablası sıcaklık dağılımı

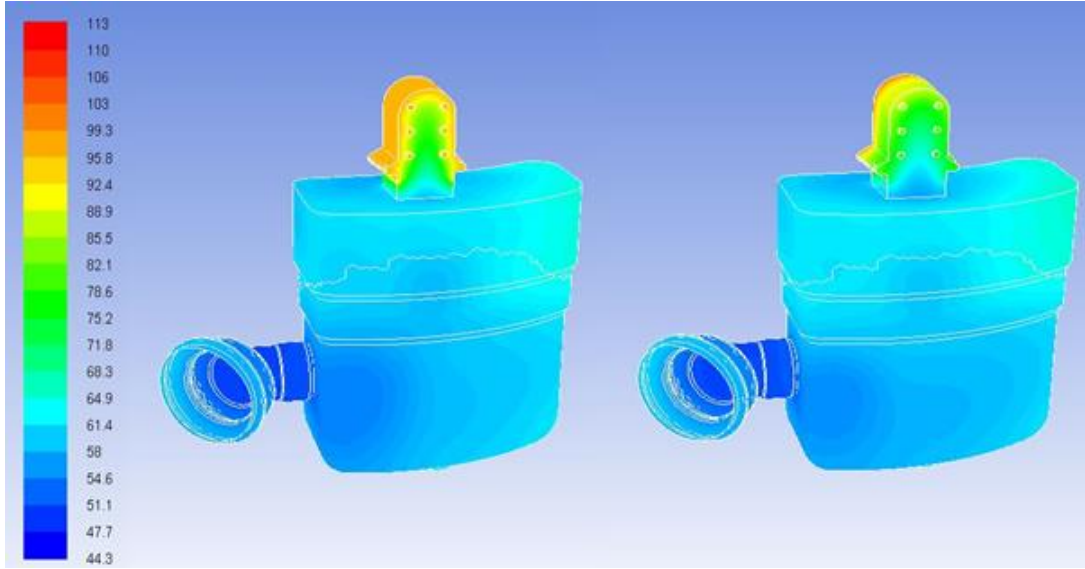


şekil 4.12 : POM valf tablası (solda) ve PBT silindir kafası (sağda) uygulamalarında valf tablası sıcaklık dağılımı

şekil 4.13 ve şekil 4.14'te orijinal durum ile incelenen malzeme değişikliklerinin emme susturucusu dış yüzey sıcaklığına etkileri görülmektedir. Emme susturucusunda soğutkanın yoğun olarak ısındığı kısmın emme plenumu bölgesi olduğu saptanmıştır. Analizi gerçekleştirilen  malzeme farklılığı çalışmasının da orijinal durumuna kıyasla emme plenumu sıcaklıklarını azalttığı belirlenmiştir.



Şekil 4.13 : Orijinal durum (solda) ve alüminyum gövde (sağda) uygulamasında emme susturucusu sıcaklık dağılımı



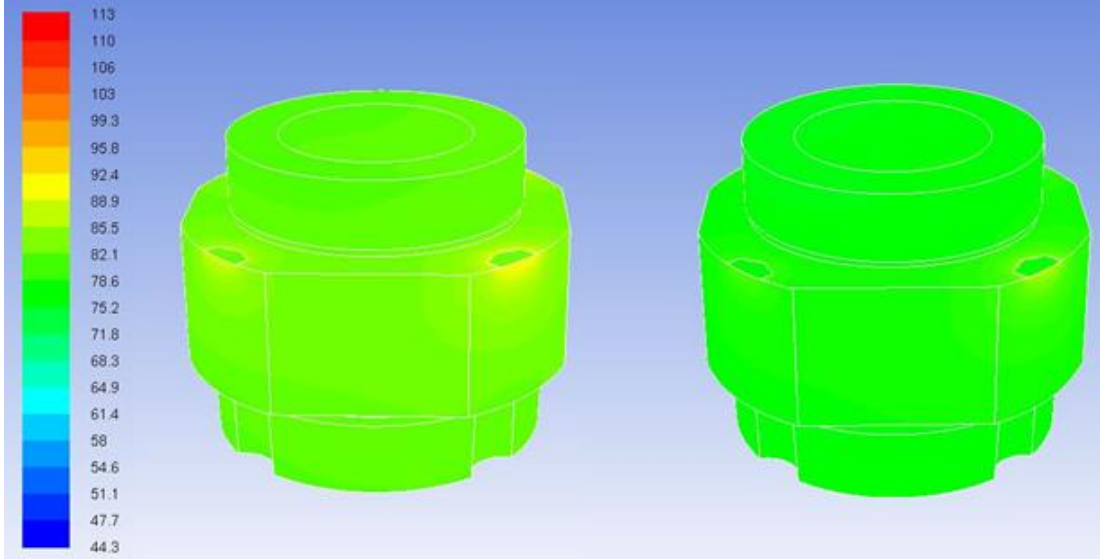
Şekil 4.14 : POM valf tablası (solda) ve PBT silindir kafası (sağda) uygulamalarında emme susturucusu sıcaklık dağılımı

Alüminyum gövde kullanılması halinde düşen silindir cidar sıcaklığı emme susturucusunun plenum kısmının temas halinde olduğu valf tablası ve silindir kafasının da sıcaklıklarının düşmesine sebep olduğundan emme susturucusuna iletilen ısı azalmaktadır. POM valf tablası kullanımında, gövdenin yüksek sıcaklıktaki silindir çevresinden emme susturucusu ve silindir kafasına doğru ısı iletimine karşı oluşturulan direnç etkin rol oynamaktadır. Emme plenumunda soğutkanın ısınması problemine en etkin iyileştirme plastik esaslı (PBT) silindir kafası kullanımıyla gerçekleşmiştir. Şekil 4.14'te emme plenumu çevresindeki

sıcaklığının orijinal duruma göre 10°C mertebesinde azaldığı görülmektedir. PBT malzemenin silindir kafası sıcaklığına etkisi incelenirken belirtildiği gibi, silindir kafası iç yüzeyinde yüksek sıcaklıktaki soğutkan ile temas eden bölgelerde PBT malzemenin termofiziksel özellikleri nedeniyle ısı depolanmakta ve emme susturucusuyla temas halinde olan bölgeye düşük oranda iletilmektedir.

Bu kısımda malzeme farklılıklarının kompresör bileşenlerinde neden olduğu sıcaklık değişimlerinin yanı sıra motor veriminin sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisini görmek amacıyla da bir analiz kurgulanmıştır. Kullanılan mevcut motorun veriminin %85, çektiği ortalama gücün 100W mertebesinde olduğu belirtilmiş; 15W motor kaybının ısıya dönüştüğü kabul edilmiş idi. Ekonomik faktörler göz önüne alınarak kullanılması mümkün olan %90 verime sahip bir elektrik motorunun kompresör termal haritası üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

%90 verim için motor kaybı 10W olarak belirlenmiş ve motor hacmine yayılı kaynak terim olarak analizde kullanılmıştır. Orijinal durumda (%85 verim) ve %90 verimli elektrik motoru kullanımında stator sıcaklık dağılımı Şekil 4.15'teki gibi olmaktadır.



Şekil 4.15 : %85 verimli (solda) ve %90 verimli (sağda) motor uygulamalarında stator sıcaklık dağılımı

Çizelge 4.6'da görüleceği gibi motor veriminin artırıldığı analizde stator sıcaklığı yaklaşık 3°C düşmekte, diğer bileşenlerde belirgin değişimler olmamaktadır. Stator sıcaklığının düşmesi sonucu muhafaza dibinde bulunan kompresör yağına ve iç ortamdaki gaza olan ısı geçişinin azaldığı öngörülmektedir. Kurgulanan modelde iç

Kompresörde bir sıkıştırma çevrimi yaklaşık 20 ms sürerken ısıl rejime girme süresi 180 dakika mertebelerindedir. Zaman adımları arasındaki büyük fark ‘pseudo transient’ çözümü zorunlu kılmıştır. Zaman adımı 20 saniye alınmıştır. Kompresörün egzoz hattında dolaşan yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutkan öncelikle bağlantı borusu ve titreşim borusunu ısıtmaktadır. Gövdenin ön kısmı, egzoz susturucuları ve silindir kafası birlikte ısınırken bir süre sonra egzoz susturucularındaki sıcaklık artış hızı azalmaktadır. Her sıkıştırma çevriminde silindir bölgesinde ısı üretilirken egzoz susturucularından gövdenin soğuk olan arka bölümlerine ısı iletilmektedir. Gövdenin geri kalan kısımlarının ısınmasının ardından egzoz susturucusu bölgesi ancak rejime gelebilmektedir. Kompresörün tüm bileşen sıcaklıklarının kararlı hale gelmesinin yaklaşık 180 dakika sürdüğü saptanmıştır. Komponentlerin ısınması tamamlandıktan sonra iç gaz ile ısıl denge oluşması ve muhafaza sıcaklığının en son rejime ulaşması beklenmektedir.

4.1.4 Kompresörde zamana bağlı akış ve ısı geçişinin sayısal analizi

Emme ve egzoz valflerinin açılma ve kapanma hareketleri nedeniyle kompresörün soğutkan hattında çalkantılı akış yapısı görülmektedir. Basınç salınımlarının ve kesikli akışın özellikle emme susturucusu içerisindeki soğutkan sıcaklığına olan etkilerinin belirlenmesi amacıyla, önceki kısımda sürekli rejim için gerçekleştirilen CFD analizleri çalışmanın bu kısmında zamana bağlı olarak gerçekleştirilmiştir.

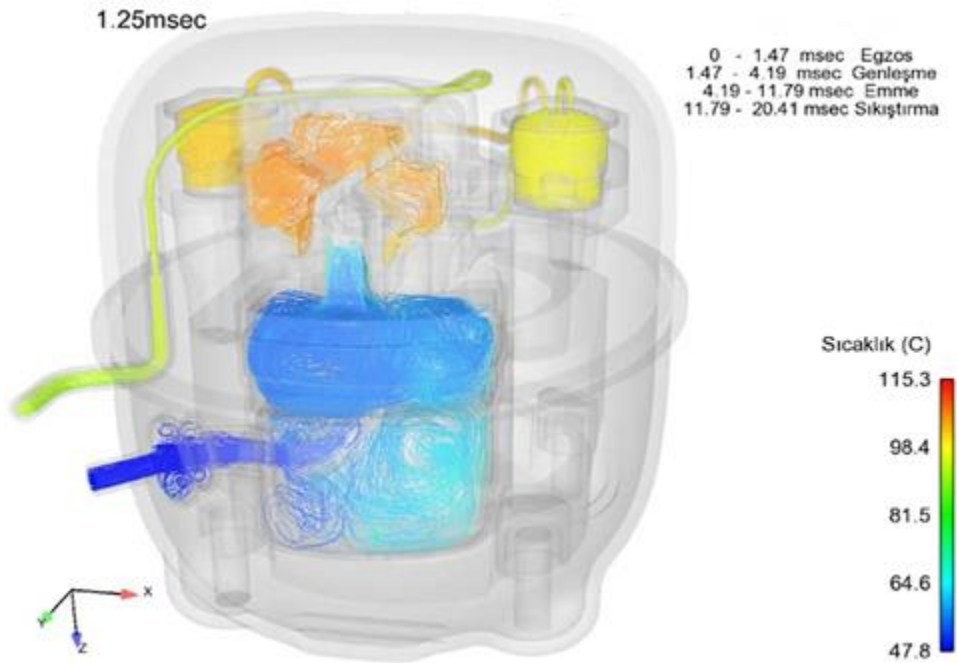
Analizlerde 1 derece krank açısı için geçen sürenin üçte biri zaman adımı olarak alınmıştır. Çizelge 4.7’de soğutkan hattı giriş ve çıkış kesitleri için sınır şartları sunulmuştur. Katı yüzeyler için verilen sınır şartları Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2’deki gibidir.

Çizelge 4.7 : Zamana bağlı CFD analizlerinde kullanılan sınır şartları

	Basınç [bar]	Sıcaklık [°C]
Emme Borusu Giriş	0,624	44
Emme Plenumu Çıkış	Zamana bağlı veri	-
Egzoz Plenumu Giriş	Zamana bağlı veri	113
Egzoz Borusu Çıkış	7,6	-

Emme plenumu çıkış ve egzoz plenumu giriş kesitlerinde kullanılan zamana bağlı basınç değerleri Kısım 3.2’de anlatılan pV testi sonucu elde edilmiştir. Analiz başlangıç zamanı olarak egzoz periyodunun başı seçilmiştir. Bu durumda ilk 1.47 ms süresince egzoz prosesi gerçekleşmektedir. 1.47 ms ile 4.19 ms arasında silindir hacmi artmakta ve genişleme safhası görülmektedir. 4.19 ms ile 11.79 ms arası emme periyoduna denk gelmektedir. 11.79 ms ile 20.41 ms arasındaki sıkıştırma prosesi ile çevrim tamamlanmaktadır.

Egzoz safhası sonlarına doğru emme susturucusu, egzoz plenumu, egzoz susturucuları ve titreşim borusunda sıcaklık ile renklendirilen akım çizgileri Şekil 4.17’de görülmektedir. Egzoz plenumunda sıcaklığı 110°C mertebelerinde olan soğutkanın egzoz susturucuları ve titreşim borusunda ısı kaybederek yaklaşık 80°C sıcaklıkta egzoz borusunu terk ettiği görülmektedir. Egzoz plenumu içerisindeki akış hareketlerinin egzoz hattına açılan irtibat deliğinin bulunduğu sol kısımlarda yoğunlaştığı belirlenmiştir.

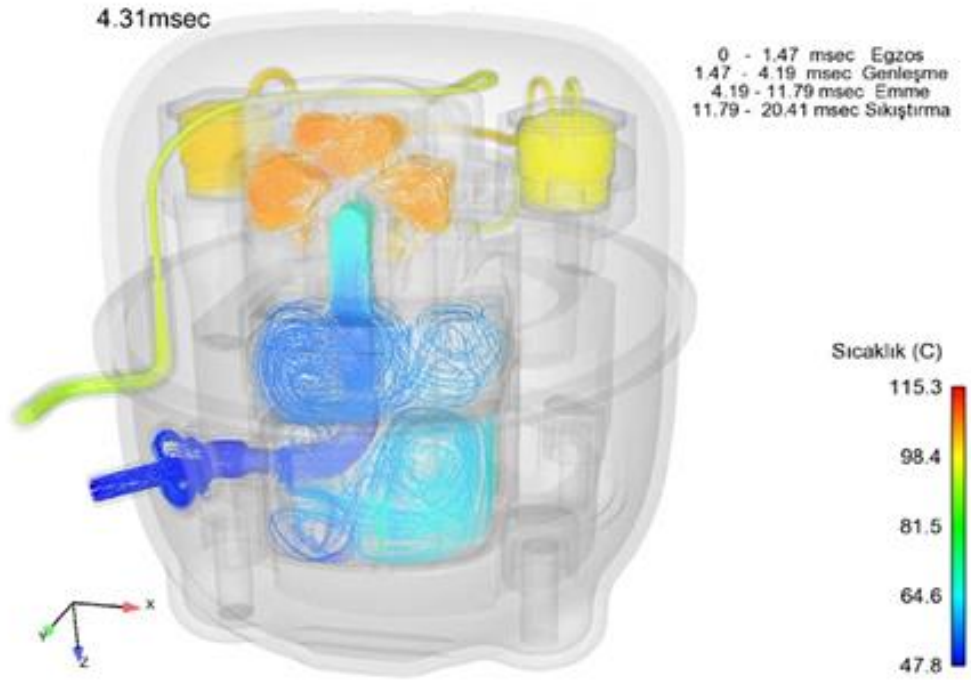


Şekil 4.17 : Egzoz safhasında sıcaklık ile renklendirilmiş akım çizgileri

Emme susturucusunun içinde ise özellikle üst kısımlarda yoğun akışkan hareketleri görülmektedir. Alt kısımda göreceli olarak daha durağan olan akışkan ise daha uzun süre susturucuda beklediğinden daha fazla ısınmaktadır. Emme valfi incelenen anda kapalı olduğundan susturucu yüzeylerinden ve kapalı konumdaki emme valf yaprağından soğutkana ısı transferi olmaktadır. Modelde incelenmemesine rağmen

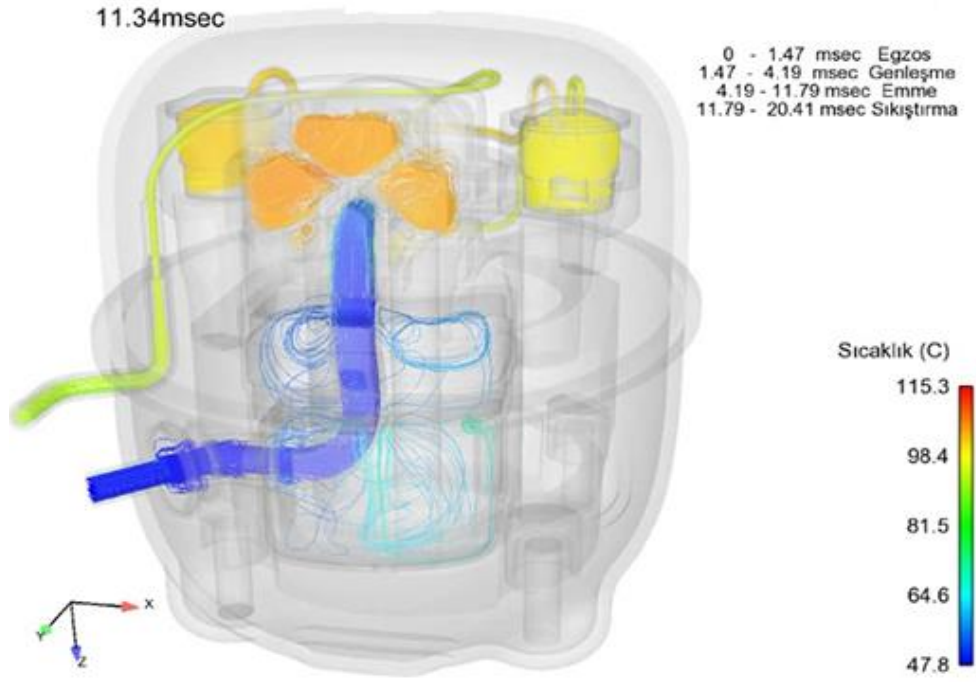
emme susturucusunun arka yüzeyinin statordan ısıtım ile ısı kazandığı da bilinmektedir. Susturucu içerisinde sıcaklığı artan soğutkanın yoğunluğu düştüğünden emme prosesinde silindir hacmine alınan soğutkan kütlesi azalmaktadır.

Şekil 4.18’de emme periyodunun ilk anları görülmektedir. Emme susturucusu girişinden emme plenumu çıkışına doğru hareket eden akışkanın sıcaklığının giderek arttığı görülmektedir. Sürekli hal analizlerinde ifade edildiği gibi emme plenumuna silindir kafasından ısı iletimi gerçekleşmektedir. Bu durumun yanı sıra emme valfi kapalı iken, valf yüzeylerinden taşınım ile olan ısı geçişi nedeniyle soğutkanın sıcaklığı yükselmektedir. Emme periyodunun başlarında evaporatörden gelen taze soğutkandan önce, susturucu içerisinde bulunan sıcaklığı yükselmiş soğutkan sıkıştırma hacmine alınmaktadır.



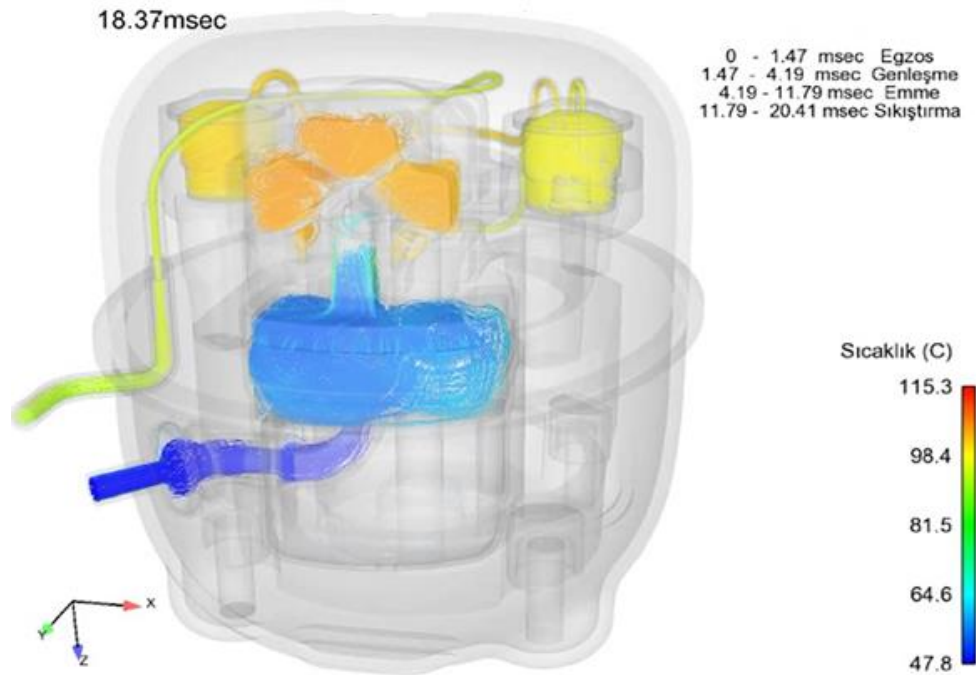
Şekil 4.18 : Emme safhasının başında sıcaklık ile renklendirilmiş akım çizgileri

Emme susturucusunda soğutkanın ısınma oranı arttıkça hacimsel verim düşmektedir. Emme safhası tamamlanmak üzere iken emme susturucusu içerisindeki akım çizgileri Şekil 4.19’da sunulmuştur. Susturucu hacmindeki soğutkan durağan görünürken susturucu içi kanalda düşük sıcaklıktaki soğutkan görülmektedir. Emme valfinin kapanması ile birlikte iç kanal içerisindeki soğutkanın bir kısmı emme susturucusu girişine yönelmekte bir kısmı da emme susturucusu iç hacmine dolmaktadır.



Şekil 4.19 : Emme safhasının sonlarında sıcaklık ile renklendirilmiş akım çizgileri

Sıkıştırma prosesi sırasında seçilen bir andaki akım çizgileri Şekil 4.20’de görülmektedir. Soğutkan, emme plenumu ile susturucu üst hacmi arasında çalkantılı bir akış hareketi sergilemektedir. Emme plenumunun yüzeylerine yakın bölgedeki soğutkan sıcaklığının yükseldiği görülmektedir.

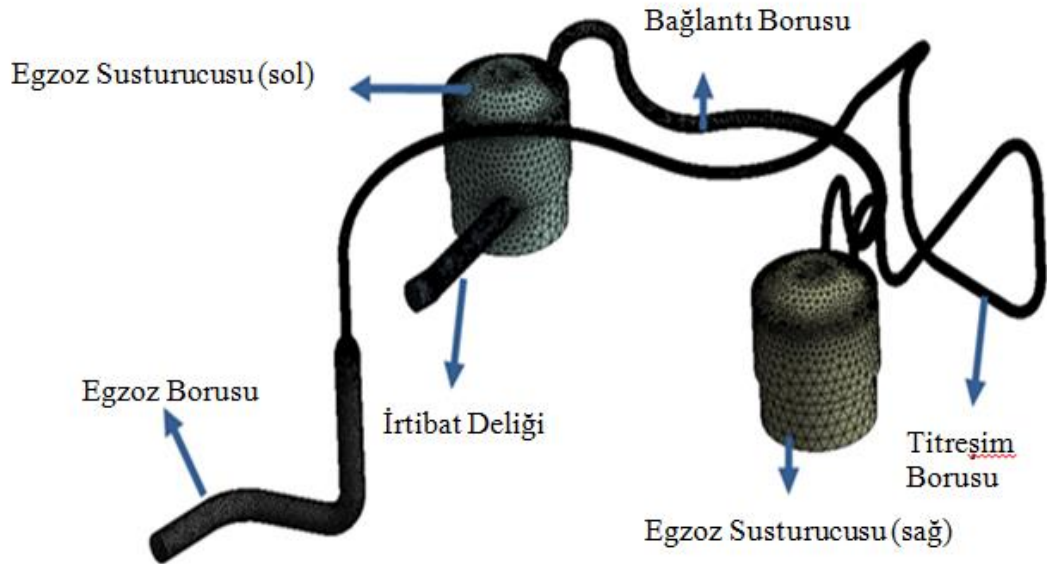


Şekil 4.20 : Sıkıştırma safhasında sıcaklık ile renklendirilmiş akım çizgileri

Zamana bağılı CFD analizleri emme susturucusu içerisindeki soğutkanın emme valfi kapalı iken yoğun olarak ısındığını göstermiştir. Emme susturucusuna alınan soğutkan susturucuyu terk edene kadar kademeli olarak ısınmakta, ısınmanın şiddeti emme plenumu bölgesinde artmaktadır. Emme safhasında, susturucu içerisindeki sıcaklığı artmış olan soğutkan ile evaporatörden gelen soğutkan karışarak sıkıştırma hacmine alınmaktadır. Bu durum birim soğutkan başına olan sıkıştırma işini artırmakta ayrıca hacimsel verimi düşürmektedir.

4.2 Egzoz Hattı Lokal CFD Analizi

Pistonlu hermetik bir kompresörde sıkıştırma prosesi sonrası yüksek sıcaklık ve basınca ulaşmış soğutkan, kompresörden tahliye edilmesi sırasında izlediği patika boyunca bileşenlere ve dolaylı olarak iç gaza ısı atmaktadır. İç gaz sıcaklığındaki artış, soğutkanın sıkıştırma prosesi öncesinde ısınması olayını artırmaktadır. Sıcaklığı artan soğutkanın yoğunluğu azaldığından sıkıştırma hacmine alınan soğutkan kütlesi düşmekte dolayısı ile hacimsel verim azalmaktadır. Egzoz hattı lokal analizlerinde, egzoz hattı üzerindeki bazı bölgelerin ısı olarak yalıtılmasının egzoz hattı genelinden atılan ısıya etkisi incelenmiştir. Şekil 4.21’de kurgulanan modelin çözüm ağı görülmektedir.



Şekil 4.21 : Egzoz akış hattı çözüm ağı

Model akışkan hacminden oluşmakta ve katı yapı bulunmamaktadır. CAD geometrisi ticari bir yazılım olan NX 7.5 ile oluşturulmuş, çözüm ağının oluşturulması ve CFD

analizlerinde sırasıyla ANSYS Meshing ve Fluent14.5 ticari kodları kullanılmıştır. Çözüm ağı yaklaşık 750000 elemandan oluşmaktadır. Gerekli görülen bölgelerde çözüm ağını oluşturan elemanlar sıklaştırılmıştır. Analizler sırasında fiziksel olarak mevcut olmayan katı yüzeyleri çözüme dahil etmeye olanak sağlayan “Shell Conduction” özelliğinden faydalanılmıştır. Bu bağlamda Şekil 4.21’de görülen kısımları çevreleyen katı yapılar nümerik olarak modele eklenmiştir. Egzoz, titreşim ve bağlantı boruları için et kalınlığı, irtibat deliği ve egzoz susturucuları için gövdenin ilgili kısımlarındaki ortalama kalınlık programa girilerek bu veriler doğrultusunda program tarafından ek çözüm ağı oluşturulmuştur. Bu yapılar için malzeme özellikleri de ayrıca tanımlanmıştır.

Çizelge 4.8’de modelde kullanılan sınır şartları ve incelenen üç farklı durum için yapılan malzeme değişiklikleri listelenmiştir. İrtibat deliği girişinde, kalorimetre testleri sırasında deneysel olarak ölçülen kütleli debi ve sıcaklık değerleri sınır koşul olarak girilmiştir. Egzoz borusu çıkışında, ASHRAE standartlarında kondensasyon basıncına denk gelen 7,6 bar sabit basınç sınır şartı verilmiştir. Gövde üzerinde bulunan irtibat deliği ve egzoz susturucuları yüzeyleri için ısı taşınım katsayısı $35\text{W/m}^2\text{K}$, titreşim, bağlantı ve egzoz boruları yüzeyi için ısı taşınım katsayısı $120\text{W/m}^2\text{K}$ verilmiştir. Modelde egzoz borusunun kaynak ile birleştirildiği kompresör muhafazası bulunmadığından titreşim borusu ve devamında egzoz borusundan muhafazaya olan ısı iletimi göz ardı edilmektedir. Bu kısımlarda ısı taşınım katsayısı yüksek verilerek gerçekleşmesi gereken ısı transferi kompanze edilmiştir. Tüm yüzeyler için deneysel olarak birkaç noktadan ölçülen iç gaz sıcaklıklarının ortalaması olan 80°C verilmiştir. Orijinal durumda analizlerin tamamlanmasının ardından Durum 1’de egzoz susturucusu (sol) iç yüzeyinin yalıtılması incelenmiştir. Analizlerde kullanılan “Shell Conduction” özelliği ile modeldeki egzoz susturucusu (sol) akış hacminin etrafı Poliamit malzeme ile çevrelenmiştir. Çalışmada yalıtım malzemesi olarak kullanılan Poliamit’ in termofiziksel özellikleri Çizelge 4.9’de verilmiştir. Durum 2’de irtibat deliğinin iç yüzeyinde yalıtım olması durumu incelenmiştir. Modelleme adımları Durum 1’dekine benzer şekilde ilerlemiştir. Durum 3’te ise titreşim borusunun dış yüzeyi aynı malzeme ile yalıtılmıştır.

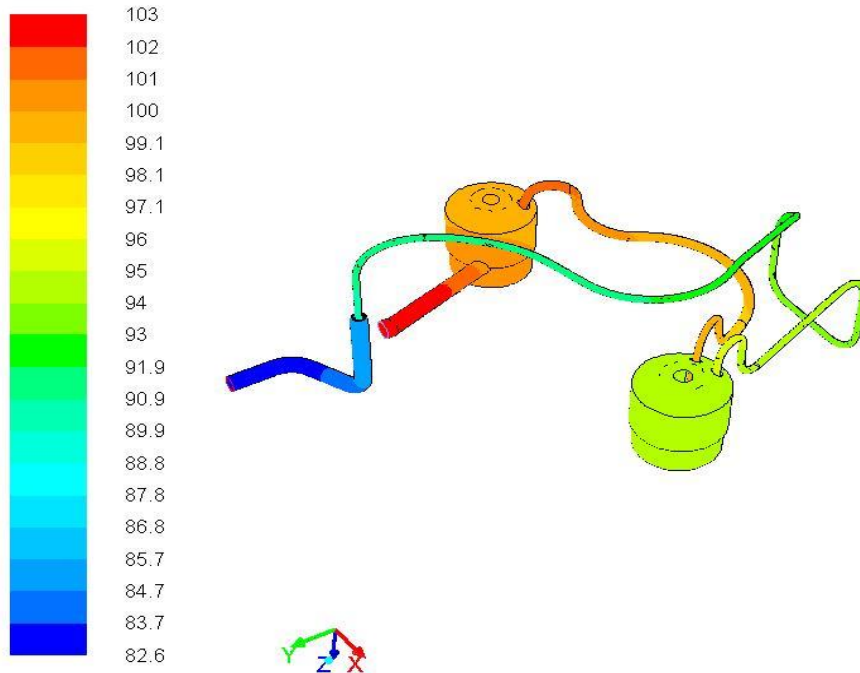
Çizelge 4.8 : Sınır şartları ve malzeme özellikleri

Bölümler	Sınır Şartları	Malzeme			
		Orijinal Durum	Durum 1	Durum 2	Durum 3
İrtibat Deliği	$h: \sim 35 \text{ W/m}^2\text{K}$ $T_a: \sim 80^\circ\text{C}$	Kır Dökme Demir	Kır Dökme Demir + Poliamit	Kır Dökme Demir	Kır Dökme Demir
Egzoz Susturucusu (sol)		Kır Dökme Demir	Kır Dökme Demir	Kır Dökme Demir + Poliamit	Kır Dökme Demir
Egzoz Susturucusu (sağ)		Kır Dökme Demir			
Bağlantı Borusu	$h: \sim 120 \text{ W/m}^2\text{K}$ $T_a: \sim 80^\circ\text{C}$	Çelik			
Titreşim Borusu		Çelik	Çelik	Çelik	Poliamit
Egzoz Borusu		Bakır			
İrtibat deliği giriş	$m_{in}: \sim 0,5 \text{ g/s}$ $T: 110^\circ\text{C}$	R600a			
Egzoz borusu çıkış	7,6 bar				

Çizelge 4.9 : Poliamit malzemesinin özellikleri

Isı iletim katsayısı [W/mK]	1,25
Özgül ısı [J/kgK]	1670
Yoğunluk [kg/m ³]	1140

Sürekli hal analizleri sıkıştırılamaz akış kabulü ile yapılmıştır. Soğutkan (r600a) ideal gaz olarak kabul edilmiştir. Soğutkan özellikleri Çizelge 4.4’te verilmiştir. Momentum ve enerji denklemleri analizin başlangıcında 1. mertebeden “upwind” yaklaşımı ile ayrıklaştırılırken çözümün ilerlemesiyle birlikte 2. mertebeden yaklaşıma çevrilmiştir. Orijinal durumda gerçekleştirilen analiz sonucu elde edilen egzoz hattı sıcaklık konturları Şekil 4.22’de görülmektedir. Deneysel çalışmada termokupl yerleştirilerek sıcaklık değeri okunan noktalar nümerik modelde işaretlenmiş ve bu noktalarındaki sıcaklıklar kaydedilmiştir. Çizelge 4.10’da deneysel ve orijinal durumdaki CFD analizleri sonuçları birlikte sunulmuştur. İki çalışma arasındaki sıcaklık değerleri paralellik göstermektedir. En büyük fark yaklaşık %3 ile bağlantı borusu üzerinde görülmüştür.



Şekil 4.22 : Egzoz akış hattı eşsıcaklık eğrileri

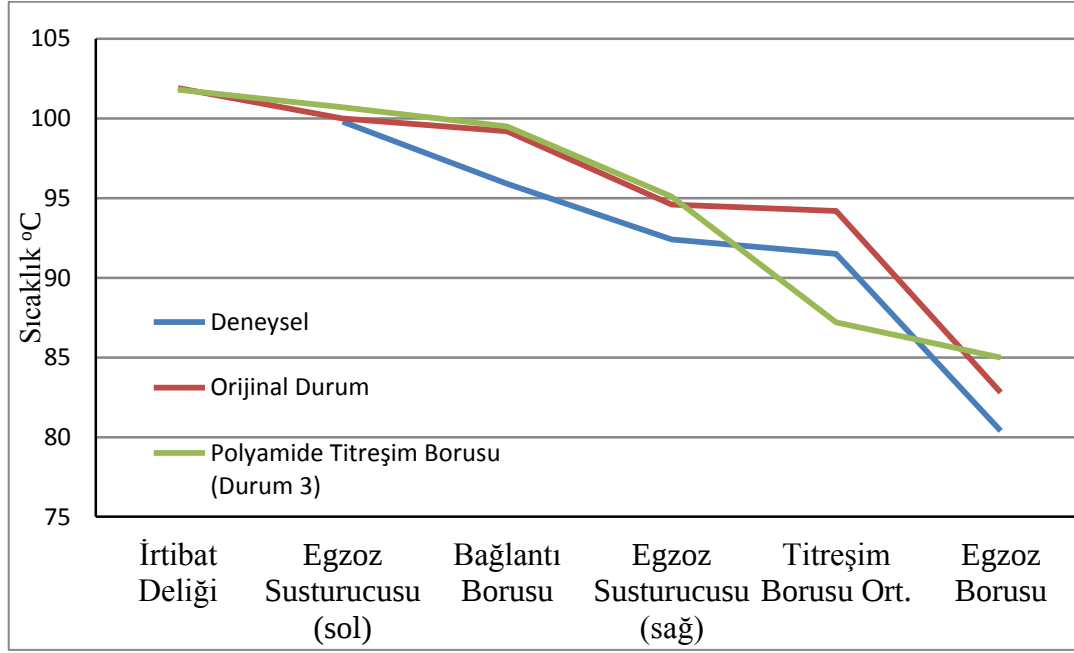
Analiz sonuçlarına göre Durum 2 ve Durum 3'te sırasıyla egzoz susturucusu (sol) ve irtibat deliği iç yüzeylerinin yalıtılması uygulamalarında ısı dağılımının, orijinal durumla neredeyse aynı olduğu ve egzoz hattı genelinden atılan ısıнын değişmediği saptanmıştır. Deneysel ölçümler ve orijinal durum analizleri ile birlikte titreşim borusu yalıtımının incelendiği Durum 3 için gerçekleştirilen analizler sonucu elde edilen sıcaklık değerleri Çizelge 4.10'da sunulmuştur. Egzoz susturucularında belirtilen sıcaklık değerleri soğutkan hattından alınmıştır ve “*” sembolü ile belirtilmiştir. Diğer sıcaklıklar ilgili katı yüzeylerden alınmıştır.

Çizelge 4.10 : Lokal egzoz hattı analiz sonuçları ile deneysel sonuçların karşılaştırılması

	İrtibat Deliği	Egzoz Susturucusu (sol)	Bağlantı Borusu	Egzoz Susturucusu (sağ)	Titreşim Borusu (Ortalama)	Egzoz Borusu
Deneysel	-	99,8*	95,9	92,4*	91,5	80,4
Orijinal Durum	101,9	100*	99,2	94,6*	94,2	82,8
Poliamit Titreşim Borusu (Durum 3)	101,8	100,7*	99,5	95,1*	87,2	85

Deneysel sıcaklık ölçümü ile Orijinal Durum' da ve Durum 3'te elde edilen sonuçlar Şekil 4.23'te grafik halinde sunulmuştur. Durum 3'teki yalıtımlı titreşim borusu ortalama yüzey sıcaklığı orijinal duruma göre 7°C daha düşüktür. Soğutkan titreşim borusunda daha az ısı kaybederek, egzoz borusunu daha yüksek sıcaklıkta terk etmektedir. Titreşim borusu yalıtımının, egzoz hattından olan ısı transferini %12 azalttığı belirlenmiştir. Durum 1 ve Durum 2 irdelendiğinde, egzoz hattının irtibat deliği, egzoz susturucusu gibi ilk bölümlerinde yapılan yalıtım çalışmalarının, soğutkanın egzoz hattının geri kalan bölümünü daha yüksek sıcaklıkta dolaşmasına

neden olduğu görülmüştür. Yalıtımlı kısımda atılamayan ısı hattın devamında atılmaktadır. Durum 3'e konu olan titreşim borusu yalıtımında olduğu gibi egzoz hattının ileri kısımlarında yalıtım yapılması daha efektif sonuçlar vermektedir.



Şekil 4.23 : Poliamit titreşim borusu uygulamasının egzoz hattı sıcaklıklarına etkisi

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Son yıllarda kompresör verim artırma çalışmaları termodinamik kayıpları azaltma yönünde gerçekleşmektedir. Kompresörün termodinamik kaybının önemli bir bölümüne soğutkanın silindir hacmine alınmadan önce ısı kazanması olayı olan ‘Superheating’ neden olmaktadır.

Deneyssel ve sayısal çalışmalar ışığında; soğutkanın silindir hacmine alınmadan önce geçtiği emme susturucusunun emme plenumu kısmı, yüksek sıcaklıktaki silindir kafası ve valf tablası ile temas halinde olduğundan, emme plenumuna dolayısıyla soğutkana ısı geçişi olduğu ve soğutkanın sıkıştırma hacmine daha yüksek sıcaklıkta girdiği görülmüştür. Sıcaklığı artan soğutkanın, yoğunluğu azaldığından hacimsel verim, dolayısıyla soğutma kapasitesi düşmektedir. Ayrıca birim soğutkan kütlesi başına sıkıştırma işi artmaktadır. Bu durumdan kompresörün Soğutma Etkinlik Katsayısı (SEK) olumsuz etkilenmektedir.

Malzeme farklılıkları için yapılan çalışmalarda gövdenin alüminyumdan üretilmesi durumunda, gövde sıcaklık dağılımının daha homojen olacağı dolayısıyla silindir cidarı, valf tablası ve silindir kafası sıcaklıklarının azalacağı; motora olan ısı geçişinin ise artacağı belirlenmiştir. Bu bölgelerdeki sıcaklığın düşmesi emme susturucusuna ve iç gaza olan ısı geçişini azaltacaktır. Ancak motora olan ısı geçişi motor sıcaklığını yükselteceğinden motor veriminin düşeceği öngörülmüştür. Emme valfinin kapalı olduğu periyotlarda soğutkanın, emme susturucusu içerisinde yoğun bir şekilde ısındığı, zamana bağlı CFD analizlerinde ortaya çıkarılmıştır. Emme susturucusu yüzeylerini daha düşük sıcaklıkta tutarak soğutkana olan ısı geçişini azaltmak amacıyla valf tablası ve silindir kafasının yalıtkan özellikli malzemelerden imal edilebileceği tespit edilmiştir.

Lokal egzoz hattı analizlerinde ise soğutkanın egzoz hattı boyunca izlediği patikanın çeşitli bölgelerinde yalıtım uygulamaları gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar, egzoz hattının başlangıç kısımlarının yalıtılmasının, o bölgedeki sıcaklık değerlerini düşürdüğü ancak soğutkanın egzoz hattının geri kalan kısmını daha yüksek sıcaklıkta dolaşması nedeniyle egzoz hattından atılan toplam ısıнын değişmediğini göstermiştir. Gerçekleştirilen yalıtım çalışmasının egzoz hattı sonuna dek sürdürülmesi durumunda ise soğutkanın, taşıdığı ısıнын önemli bir kısmını kompresör içerisinde

atamadan kompresörden ayrılmasının sağlandığı böylelikle egzoz hattından kompresör iç ortamına atılan toplam ısıнын azaldığı belirlenmiştir.

Tez çalışması kapsamında oluşturulan kompresör sayısal modeli için bundan sonraki aşamada iç gaz ve yağın da çözüm ağına/modele eklenmesi böylece kompresör bileşenleri, iç gaz ve muhafaza arasında birleşik (konjuge) ısı geçişi analizlerinin yapılarak kompresör iç ortamındaki sıcaklık dağılımının incelenmesi planlanmaktadır. Bu durum kompresör içerisinde ısınım ile olan ısı geçişini modellemeye de imkan sağlayacaktır. Modeli geliştirecek diğer bir unsur olarak da piston-silindir bölgesinin çözüm ağına eklenerek sıkıştırma prosesinin modellenmesi düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Raja B., Joseph Sekhar D.,** ve diğ. (2003). Numerical Model for Thermal Mapping in a Hermetically Sealed Reciprocating Refrigerant Compressor International Journal of Refrigeration
- [2] **Pereira E.L.L., Santos C.J.,** (2012). A Simplified CFD Model for Suction Process of Reciprocating Compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue
- [3] **Nakano A., Kinjo K.,** (2008). CFD Applications for Development of Reciprocating Compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue
- [4] **Kara S., Oğuz E.,** (2010). Thermal Analysis of a Small Hermetic Reciprocating Compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue
- [5] **Morriesen A., Deschamps C.J.** (2012). Experimental Investigation of Transient Fluid Flow and Superheating in the Suction Chamber of a Refrigeration Reciprocating Compressor, Applied Thermal Engineering,41 (Sf.61-70)
- [6] **Sarioğlu K., Özdemir A.R.,** ve diğ. (2012) An experimental and numerical analysis of refrigerant flow inside the suction muffler of [hermetic reciprocating compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue
- [7] **Kawai H.,** (1982). The Development of High Efficiency Compressor by Reducing Suction Gas Temperature, Compressor Engineering Conference, Purdue
- [8] **Padhy S.K.,** (1992). Heat Transfer Model of a Rotary Compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue
- [9] **Özkoş N.** (1997). Uygulamalı Soğutma Tekniği. (4. Sürüm) (Sf. 49-76). Ankara, TMMOB.
- [10] **Turfan, E.** (2005). Hermetik Pistonlu Kompresörlerde Sürtünme Kayıplarının İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] **Özdemir, A. R.** (2007). Hermetik Kompresör Bileşenleri Arasındaki Isı Geçişinin İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [12] **Şahin, Ç.** (2011). Kompresörde Ölü Hacim Etkisi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [13] Url-3 <<http://www.yerdenisi.com/kat.asp?cat=31>> alındığı tarih: 19.10.2011.
- [14] **TOP, A. B.** (2012). Hermetik Kompresörlerde Krank Yatak Tasarımının Sürtünme Kayıplarına Etkisinin İncelenmesi, (Yüksek Lisans Tezi), İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [15] **Sarioğlu K., Hacıoğlu B., Dinçer M.O., Özdemir A.R.,** ve diğ. (2012). ANN1526 NTUv206 Projesi Çalışmaları Arçelik A.Ş., İstanbul
- [16] **Almbauer, R.A.,** (2006). 3-Dimensional Simulation for Obtaining the Heat Transfer Correlations of a Thermal Network Calculation for a Hermetic Reciprocating Compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue
- [17] **Dutra, T., Deschamps, C.J.,** (2010). Experimental Investigation of Heat Transfer in Components of a Hermetic Reciprocating Compressor, Compressor Engineering Conference, Purdue

[18] **Deschamps, C.J.**, (2012). A Heat Transfer Model Combining Differential and Integral Formulations for Thermal Analysis of Reciprocating Compressors, Compressor Engineering Conference, Purdue

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Mehmet Onur Dinçer
Doğum Yeri ve Tarihi : İSTANBUL / 12.10.1989
E-Posta : onrdincer@gmail.com
Lisans : Kocaeli Üniversitesi / Makine Mühendisliği