

**T.C.**  
**TRAKYA ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DİZEL İÇTEN YANMALI 4 SİLİNDİRLİ BİR MOTORUN TURBOŞARJ  
SEÇİMİ VE PERFORMANS ANALİZİ**

**DENİZ TANIMLI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. SEMİHA ÖZTUNA**

**EDİRNE-2019**

**DENİZ TANIMLI'nın** hazırladığı “**DİZEL İÇTEN YANMALI 4 SİLİNDİRLİ BİR MOTORUN TURBOŞARJ SEÇİMİ VE PERFORMANS ANALİZİ**” başlıklı bu tez, tarafımızca okunmuş, kapsam ve niteliği açısından Makine Mühendisliği Anabilim Dalında bir Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri:

Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA

Prof. Dr. Ayşen HAKSEVER

Dr. Öğr. Üyesi Dinçer AKAL

İmza

Tez Savunma Tarihi 24/12/2019

Bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak gerekli şartları sağladığımı onaylarım.

İmza

Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA  
Tez Danışmanı

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü onayı

Prof. Dr. Murat YERTCAN  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

**T.Ü.FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI YÜKSEK LİSANS PROGRAMI**  
**DOĞRULUK BEYANI**

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada, tüm verilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini, kullanılan verilerde tahrifat yapılmadığını, tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını, kullanılan tüm literatür bilgilerinin bilimsel normlara uygun bir şekilde kaynak gösterilerek ilgili tezde yer aldığını ve bu tezin tamamı ya da herhangi bir bölümünün daha önceden Trakya Üniversitesi ya da farklı bir üniversitede tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

24/12/2019

Deniz TANIMLI



Yüksek Lisans Tezi

Dizel İçten Yanmalı 4 Silindirli Bir Motorun Turboşarj Seçimi ve Performans Analizi

T. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

## ÖZET

Dizel içten yanmalı motorlarda, birim motor hacminden alınan gücü arttırmak için turboşarj kullanımı yaygın bir uygulamadır. Turboşarj kullanımı sayesinde emme manifoldunun basıncı yükseltilebilmekte ve bu şekilde motorun güç yoğunluğu arttırılabilmektedir. Motora uygun turboşarj seçimi, egzoz manifoldu gibi kritik parçaların dayanımını ve motorun yakıt tüketimini de yakından etkilemektedir.

Bu çalışmada 4 silindirli, 8.5 litre hacmindeki dizel içten yanmalı bir motor için turboşarj üreticisinden alınan turboşarj performans haritalarının bilgisayar ortamında GT Power programı kullanılarak yapılan analizleri sonucu elde edilen yakıt tüketimi, hava - yakıt oranı, egzoz manifold sıcaklığı gibi kritik performans parametreleri karşılaştırılarak turboşarj seçimi yapılmıştır. Yapılan analizler deniz seviyesi ve yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarını kapsamaktadır.

Çalışma kapsamında 4 farklı turboşarjın performans haritaları ile analizler yapılmıştır. Bu turboşarjların üç tanesi tek kanallı türbin volüt geometrisine sahipken, bir tanesi bölünmüş kanallı türbin volüt geometrisine sahiptir. Bölünmüş kanallı turboşarjın modellenmesinde 2 farklı yöntem kullanılmış ve bu farklı yöntemlerin analiz sonuçlarına etkisi ortaya konulmuştur. Yapılan 4 analizin sonucunda; tek kanallı turboşarjlardan birisi ile motorun bütün tam yük performans hedeflerine ulaşıldığı, bu hedeflere ulaşıldığında turboşarjın dayanım limitlerinin de ihlal edilmediği görülmüştür.

Yıl : 2019

Sayfa Sayısı : 126

Anahtar Kelimeler : dizel motor, turboşarj, yakıt tüketimi, performans analizi

Masters's Thesis

Turbo Matching and Performance Analysis of a 4 Cylinder Diesel Internal Combustion Engine

Trakya University Institute of Natural Science

Mechanical Engineering Department

## ABSTRACT

Turbochargers are widely used in diesel internal combustion engine applications to increase engine power output per unit engine volume. Boost pressure could be increased with turbochargers, so that higher engine power density could be reached. Durability of critical engine parts such as exhaust manifold and fuel consumption characteristics of engine are directly effected by turbocharger selection.

This study includes a turbo matching study for a 8.5 liters inline 4 diesel engine by comparing different turbocharger performance maps analysis result completed by using GT Power in terms of key engine performance parameters such as specific fuel consumption, air to fuel ratio, exhaust manifold temperature with analysis which are completed. Analysis are completed for both sea level and hot ambient at high altitude boundary conditions.

Analysis are done with 4 different turbochargers. One of the analysed turbochargers is a twin scroll turbocharger while the three of the turbochargers are single scroll turbochargers. Twin scroll turbocharger is modeled with two different modeling approaches and comparative analysis result shown. As a result of 4 analysis completed, it is observed that one of the single scroll turbocharger satisfies all engine full load performance targets while turbocharger hardware limitations are not violated.

Year : 2019

Number of Pages : 126

Keywords : diesel engine, turbocharger, fuel consumption, performance analysis

## ÖNSÖZ

İçten yanmalı motorların otomotiv endüstrisinde kullanımının uzun bir geçmişi olsa da, motor teknolojisi her geçen gün gelişmektedir. Endüstrideki firmalar motorların güç yoğunluğunu arttırabilmek ve motor dayanımını iyileştirmek için araştırma geliştirme faaliyetlerine önemli yatırımlar yapmaktadır. Bu yatırımların bir ayağı da, araştırma geliştirme faaliyetlerini mümkün olduğunca bilgisayar ortamına taşımaktır. Bilgisayar ortamında yapılan termodinamik ve yapısal analizler motorların tasarımına büyük ölçüde yardımcı olmaktadır. Bu çalışmaların amacı, motor üretilmeden önce motorun performansının ve dayanımının isabetli bir şekilde tahmin edilebilmesidir. Motor tasarımının termodinamik ve yapısal analizler ile şekillendirilmesi, motor tasarım sürecinde ciddi bir zaman ve maliyet kazanımı sağlamaktadır. Bu çalışmada henüz tasarım aşamasında olan 4 silindirli dizel içten yanmalı bir motorun turboşarj seçimi bilgisayar ortamındaki analizler ile yapılmıştır.

Başta yüksek lisans çalışmalarında hiçbir desteğini esirgemeyen değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Semiha Öztuna'ya olmak üzere, çalışmada kullandığım analiz programının lisansını sağlayan ve yüksek lisans faaliyetlerimi destekleyen şirketim BMC Motor ve Kontrol Teknolojileri A.Ş.'ye, yüksek lisans sürecimde beni her zaman motive eden sevgili eşim Ezgi Tanımlı'ya ve öğretim hayatım boyunca her zaman yanımda olan sevgili aileme teşekkürü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

|   |     |
|---|-----|
| KABUL ve ONAY SAYFASI.....                                | ii  |
| TEZ DOĞRULUK BEYANI.....                                  | iii |
| ÖZET.....   | iv  |
| ABSTRACT.....   | v   |
| ÖNSÖZ.....  | vi  |
| SİMGELER DİZİNİ.....                                      | x   |
| Kısaltmalar.....  | xiv |
| ÇİZELGELER DİZİNİ.....                                    | xv  |
| ŞEKİLLER DİZİNİ.....                                      | xvi |
| BÖLÜM 1. GİRİŞ.....                                       | 1   |
| BÖLÜM 2. LİTERATÜR ÖZETİ.....                             | 3   |
| BÖLÜM 3. İÇTEN YANMALI MOTORLAR.....                      | 7   |
| 3.1. İçten Yanmalı Motorlara Genel Bir Bakış.....         | 7   |
| 3.2. İçten Yanmalı Motorlarla İlgili Temel Kavramlar..... | 9   |
| 3.3. İçten Yanmalı Motorların Termodinamik Esasları.....  | 11  |
| 3.3.1. İdeal Otto Çevrimi.....                            | 11  |
| 3.3.2. İdeal Dizel Çevrimi.....                           | 13  |
| BÖLÜM 4. TURBOŞARJ SİSTEMLERİ.....                        | 15  |
| 4.1. Otomotiv Endüstrisinde Turboşarj Kullanımı.....      | 15  |
| 4.2. Turboşarjın Yapısı.....                              | 16  |
| 4.2.1. Türbin.....  | 17  |

|   |           |
|---|-----------|
| 4.2.1.1. Türbin Tasarım Parametreleri .....                       | 17        |
| 4.2.1.2. Bölünmüş Kanallı Türbin Volüt Geometrisi .....           | 19        |
| 4.2.1.3. Türbin Performans Haritası .....                         | 21        |
| 4.2.2. Kompresör .....  | 23        |
| 4.2.2.1. Kompresör Tasarım Parametreleri .....                    | 23        |
| 4.2.2.2. Kompresör Performans Haritası .....                      | 23        |
| 4.2.3 . Tahliye Subabı ve Tahrik Mekanizması.....                 | 25        |
| 4.3. Otomotiv Endüstrisinde Kullanılan Turboşarj Tipleri .....    | 27        |
| <b>BÖLÜM 5. TURBOŞARJ İLE İLGİLİ TERMODİNAMİK BİLGİLER .....</b>  | <b>28</b> |
| 5.1. İdeal Gaz Denklemleri .....                                  | 28        |
| 5.2. Kompresör Verimi.....  | 29        |
| 5.3. Türbin Verimi.....   | 31        |
| 5.4. Turboşarj Denklemleri .....                                  | 33        |
| <b>BÖLÜM 6. MOTOR MODELLEMESİ ve TURBOŞARJ SEÇME YÖNTEMİ.....</b> | <b>40</b> |
| 6.1. Motorun Genel Özellikleri .....                              | 41        |
| 6.2. Bir Boyutlu Motor Modeli .....                               | 42        |
| 6.2.1. Temiz Hava Girişi Alt Modeli .....                         | 42        |
| 6.2.2. Hava Emiş Alt Modeli.....                                  | 44        |
| 6.2.3. Güç Çevrimi Alt Modeli .....                               | 46        |
| 6.2.3.1. Yanma Modeli.....  | 47        |
| 6.2.3.2. Isı Geçişi Modeli .....                                  | 49        |
| 6.2.4. Egzoz Alt Modeli .....                                     | 49        |
| 6.2.5. Turboşarj Alt Modeli.....                                  | 50        |
| 6.2.5.1. 3 Haritalı Yöntem.....                                   | 52        |
| 6.2.5.2. Kaçaklı Yöntem.....                                      | 53        |
| 6.3. Turboşarj Seçme Yöntemi.....                                 | 54        |

|  |            |
|--|------------|
| 6.3.1. Analizlerin Sınır Şartları .....                              | 54         |
| 6.3.2. Motor Performans Hedefleri .....                              | 55         |
| 6.3.3. Turboşarj ve Motor Dayanım Limitleri.....                     | 55         |
| 6.4. Bir Boyutlu ve Üç Boyutlu Analiz Programları.....               | 55         |
| <b>BÖLÜM 7. NÜMERİK ANALİZLER .....</b>                              | <b>57</b>  |
| 7.1. Analiz 1 .....  | 59         |
| 7.2. Analiz 2 .....  | 65         |
| 7.3. Analiz 3 .....  | 71         |
| 7.4. Analiz 4 .....  | 77         |
| 7.4.1. 3 Haritalı Yöntem Sonuçları .....                             | 77         |
| 7.4.2. Kaçaklı Yöntem.....   | 84         |
| 7.4.3. 3 Haritalı Yöntem ve Kaçaklı Yöntemin Karşılaştırılması ..... | 89         |
| <b>BÖLÜM 8. SONUÇLAR VE TARTIŞMA .....</b>                           | <b>95</b>  |
| <b>KAYNAKLAR .....</b>   | <b>103</b> |
| <b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>  | <b>106</b> |

## SİMGELER DİZİNİ

|                            |   |
|----------------------------|---|
| $a$                        | Ses hızı  |
| $A_{\text{türb}}$          | Türbin kanatçıkları arasındaki akış alanı                   |
| $A/R$                      | Türbin volüt kesit alanının türbin merkezine uzaklığa oranı |
| $BR_{\varphi}$             | Krank açısına göre yakılan yakıtın oranı                    |
| $c$                        | Gazın hızı  |
| $c_v$                      | Sabit hacimdeki özgül ısı                                   |
| $c_p$                      | Sabit basınçtaki özgül ısı                                  |
| $cc$                       | Santimetreküp   |
| $D$                        | Silindir çapı   |
| $D_{\text{arayüz}}$        | Türbinde bölünmüş kanalları ayıran arayüzün çapı            |
| $D_{\text{türb,giriş}}$    | Türbin çarkının giriş çapı                                  |
| $D_{\text{türb,çıkış}}$    | Türbin çarkının çıkış çapı                                  |
| $dev/d$                    | Dakikadaki devir sayısı                                     |
| $E_{\text{yanma},\varphi}$ | Krank açısına göre yanma sonucu ortaya çıkan enerji         |
| $g$                        | Gram  |
| $h_{\text{top}}$           | Toplam özgül entalpi  |
| $k$                        | Özgül ısıların oranı  |
| $kg$                       | Kilogram  |
| $kW$                       | Kilowatt  |
| $L$                        | Kurs  |

|                             |  |
|-----------------------------|--|
| $M$                         | Mach sayısı  |
| $\dot{m}_{\text{komp}}$     | Kompresör kütleli debisi                               |
| $\dot{m}_{\text{komp,düz}}$ | Düzeltilmiş kompresör kütleli debisi                   |
| $\dot{m}_{\text{türb}}$     | Türbin kütleli debisi                                  |
| $\dot{m}_{\text{türb,düz}}$ | Düzeltilmiş türbin kütleli debisi                      |
| $\dot{m}_{\text{türb,ind}}$ | İndirgenmiş türbin kütleli debisi                      |
| $\dot{m}_{\text{türb,sol}}$ | Bölünmüş kanallı türbinin sol kanalındaki kütleli debi |
| $\dot{m}_{\text{türb,sağ}}$ | Bölünmüş kanallı türbinin sağ kanalındaki kütleli debi |
| $m_{\text{yakıt}}$          | Yakıt kütlesi  |
| mm                          | Milimetre  |
| N                           | Devir sayısı   |
| $N_{\text{ind}}$            | İndirgenmiş türbin çarkı devir sayısı                  |
| Nm                          | Newtonmetre  |
| p                           | Basınç   |
| $P_{\text{komp}}$           | Kompresörde kullanılan güç                             |
| $p_m$                       | Yanmanın olmadığı durumdaki silindir içi basınç        |
| $p_{\text{sil}}$            | Silindir içi basınç                                    |
| $p_{\text{SOC}}$            | Yanmanın başladığı andaki silindir içi basınç          |
| $P_{\text{türb}}$           | Türbinde üretilen güç                                  |
| $p_{\text{sta}}$            | Statik basınç  |
| $p_{\text{top}}$            | Toplam basınç  |
| $p_1$                       | Kompresör giriş basıncı                                |
| $p_2$                       | Kompresör çıkış basıncı                                |
| $p_3$                       | Türbin giriş basıncı                                   |

|           |   |
|-----------|---|
| $P_4$     | Türbin çıkış basıncı                            |
| $Q$       | Isıl Enerji                                     |
| $\dot{Q}$ | Isı akısı                                       |
| $R_g$     | Gaz sabiti                                      |
| $sa$      | Saat  |
| $T$       | Sıcaklık  |
| $T_{din}$ | Dinamik sıcaklık                                |
| $T_{sil}$ | Silindir içi sıcaklık                           |
| $T_{SOC}$ | Yanmanın başladığı andaki silindir içi sıcaklık |
| $T_{sta}$ | Statik sıcaklık                                 |
| $T_{top}$ | Toplam sıcaklık                                 |
| $T_0$     | Referans sıcaklık                               |
| $T_1$     | Kompresör giriş sıcaklığı                       |
| $T_2$     | Kompresör çıkış sıcaklığı                       |
| $T_3$     | Türbin giriş sıcaklığı                          |
| $T_4$     | Türbin çıkış sıcaklığı                          |
| $u$       | Özgül iç enerji                                 |
| $V$       | Hacim   |
| $V_C$     | Yanma odası hacmi                               |
| $V_H$     | Kurs hacmi                                      |
| $V_{sil}$ | Silindir hacmi                                  |
| $V_{SOC}$ | Yanmanın başladığı andaki silindir hacmi        |
| $W$       | İş  |
| $W_{ind}$ | İndike iş                                       |
| $W_{mek}$ | Mekanik iş                                      |

|                      |                                     |
|----------------------|-------------------------------------|
| $w_{pis}$            | Ortalama piston hızı                |
| $\Delta h_{s,komp}$  | Kompresördeki entalpi değişimi      |
| $\Delta h_{s,türb}$  | Türbindeki entalpi değişimi         |
| $\Delta h_{top-sta}$ | Toplamdan statige entalpi değişimi  |
| $\Delta h_{top-top}$ | Toplamdan toplama entalpi değişimi  |
| $\Delta T$           | Sıcaklık değişimi                   |
| $\varepsilon$        | Sıkıştırma oranı                    |
| $\eta$               | Verim                               |
| $\eta_{komp}$        | Kompresör verimi                    |
| $\eta_{mek}$         | Mekanik verim                       |
| $\eta_{mek,turbo}$   | Turboşarjın mekanik verimi          |
| $\eta_{turbo}$       | Turboşarjın toplam verimi           |
| $\eta_{türb}$        | Türbin verimi                       |
| $\eta_{vol}$         | Volümetrik verim                    |
| $\mu$                | Sürtünme katsayısı                  |
| $\pi_{komp}$         | Kompresör basınç oranı              |
| $\pi_{türb}$         | Türbin basınç oranı                 |
| $\rho$               | Yoğunluk                            |
| $\rho_{atm}$         | Atmosferik havanın yoğunluğu        |
| $\rho_{sil}$         | Silindir içindeki havanın yoğunluğu |
| $^{\circ}C$          | Santigrat derece                    |

## Kısaltmalar

|                 |  |
|-----------------|--|
| AÖN             | Alt ölü nokta                                  |
| CO              | Karbonmonoksit                                 |
| CO <sub>2</sub> | Karbondioksit                                  |
| HC              | Hidrokarbon                                    |
| MFR             | Türbinin sol kanalındaki kütleli debinin oranı |
| PV              | Basınç hacim diyagramı                         |
| TS              | Sıcaklık entropi diyagramı                     |
| ÜON             | Üst ölü nokta                                  |
| 1D-CFD          | Bir boyutlu hesaplamalı akışkanlar mekaniği    |
| 3D-CFD          | Üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar mekaniği     |

## ÇİZELGELER DİZİNİ

|   |     |
|---|-----|
| Çizelge 6.1. Motorun genel özellikleri.....   | 41  |
| Çizelge 6.2. Motorun tam yük tork ve güç değerleri .....  | 41  |
| Çizelge 6.3. Kompresör girişindeki hava sıcaklığı değerleri .....                               | 44  |
| Çizelge 6.4. Emme manifoldundaki hava sıcaklığı değerleri .....                                 | 45  |
| Çizelge 7.1. Deniz seviyesi analizleri için sınır şartları .....                                | 58  |
| Çizelge 7.2. Yüksek irtifada sıcak hava analizleri için sınır şartları .....                    | 58  |
| Çizelge 8.1. Analiz 1'in deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları .....                     | 97  |
| Çizelge 8.2. Analiz 1'in yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları .....         | 97  |
| Çizelge 8.3. Analiz 2'nin deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları .....                    | 98  |
| Çizelge 8.4. Analiz 2'nin yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları .....        | 98  |
| Çizelge 8.5. Analiz 3'ün deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları .....                     | 99  |
| Çizelge 8.6. Analiz 3'ün yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları .....         | 99  |
| Çizelge 8.7. 3 haritalı yöntemin deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları.....              | 100 |
| Çizelge 8.8. 3 haritalı yöntemin yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları ..... | 100 |
| Çizelge 8.9. kaçaklı yöntemin deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları.....                 | 101 |
| Çizelge 8.10. kaçaklı yöntemin yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları .....   | 101 |
| Çizelge 8.11. Analizlere göre sağlanan hedefler ve dayanım limitleri .....                      | 102 |

## ŞEKİLLER DİZİNİ

|   |    |
|---|----|
| Şekil 3.1. Benzinli motorun silindiri .....                                       | 8  |
| Şekil 3.2. Dizel motorun silindiri .....  | 8  |
| Şekil 3.3. 4 zamanlı içten yanmalı motorun zamanları .....                        | 9  |
| Şekil 3.4. İdeal Otto çevrimi .....   | 11 |
| Şekil 3.5. İdeal Dizel çevrimi.....   | 13 |
| Şekil 4.1. Tahliye subaplı turboşarja sahip bir dizel motorun genel şeması .....  | 16 |
| Şekil 4.2. Turboşarjın genel görüntüsü .....                                      | 17 |
| Şekil 4.3. Türbin ve kompresörde trimin hesaplandığı çaplar .....                 | 18 |
| Şekil 4.4. Türbinde A/R oranı .....   | 18 |
| Şekil 4.5. Tek kanallı (solda) ve bölünmüş kanallı (sağda) türbin volütleri ..... | 19 |
| Şekil 4.6. Subap bindirmesi sırasında egzoz manifold basıncı .....                | 20 |
| Şekil 4.7. 4 silindirli bir motorun egzoz manifold basıncı .....                  | 20 |
| Şekil 4.8. Egzoz manifoldunun ayrı kanallarındaki basınç profili.....             | 21 |
| Şekil 4.9. Türbin performans haritası.....  | 22 |
| Şekil 4.10. Kompresör performans haritası .....                                   | 23 |
| Şekil 4.11. Temiz havanın kanatçıklara yaklaşma açısı.....                        | 24 |
| Şekil 4.12. Tahliye subaplı turboşarj.....  | 25 |
| Şekil 4.13. Turboşarjın tahliye hattı .....                                       | 25 |
| Şekil 4.14. Tahliye subabı tahrik mekanizması .....                               | 26 |
| Şekil 5.1. Kompresörden geçen havanın sıkıştırılması süreci .....                 | 30 |

|   |    |
|---|----|
| Şekil 5.2. Türbinden geçen egzoz gazının genişlemesi süreci .....   | 32 |
| Şekil 5.3. Farklı $\delta$ değerleri için kompresör ve türbin basınç oranları arasındaki ilişki .                 | 35 |
| Şekil 5.4. Türbin basınç oranı ve düzeltilmiş türbin kütleli debisi .....   | 36 |
| Şekil 5.5. Farklı şaft hızları için $\eta_{mek}$ ,turbotürbin teriminin türbin basınç oranına göre değişimi ..... | 37 |
| Şekil 5.6. Kompresör basınç oranı ve düzeltilmiş kompresör kütleli debisi .....                                   | 39 |
| Şekil 6.1. Bir boyutlu motor modelinin genel görünümü .....   | 42 |
| Şekil 6.2. Temiz hava giriş alt modeli.....   | 43 |
| Şekil 6.3. Hava emiş alt modeli .....   | 45 |
| Şekil 6.4. Güç çevrimi alt modeli .....   | 46 |
| Şekil 6.5. Krank açısına bağlı yakılan yakıt oranı .....  | 47 |
| Şekil 6.6. Egzoz alt modeli .....   | 50 |
| Şekil 6.7. Turboşarj alt sistemi.....   | 51 |
| Şekil 6.8. Bölünmüş kanallar ve performans haritalarının elde edilmesi .....                                      | 52 |
| Şekil 6.9. Kaçaklı yöntem ile modelleme .....   | 53 |
| Şekil 6.10. Arayüz çapı ve türbin çarkının çapı .....   | 53 |
| Şekil 7.1. Analiz 1 tork eğrisi .....   | 59 |
| Şekil 7.2. Analiz 1 özgül yakıt tüketimi.....   | 60 |
| Şekil 7.3. Analiz 1 hava – yakıt oranı .....  | 60 |
| Şekil 7.4. Analiz 1 kompresör çıkış sıcaklığı.....  | 61 |
| Şekil 7.5. Analiz 1 turboşarj şaft hızı.....  | 61 |
| Şekil 7.6. Analiz 1 türbin giriş sıcaklığı.....   | 62 |
| Şekil 7.7. Analiz 1 kompresör verimi .....  | 62 |
| Şekil 7.8. Analiz 1 türbin verimi.....  | 63 |
| Şekil 7.9. Analiz 1 türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi.....  | 63 |

|  |    |
|--|----|
| Şekil 7.10. Analiz 1 kompresör performans haritası çalışma noktaları ..... | 64 |
| Şekil 7.11. Analiz 2 tork eğrisi.....                                      | 65 |
| Şekil 7.12. Analiz 2 özgül yakıt tüketimi.....                             | 66 |
| Şekil 7.13. Analiz 2 hava – yakıt oranı .....                              | 66 |
| Şekil 7.14. Analiz 2 kompresör çıkış sıcaklığı.....                        | 67 |
| Şekil 7.15. Analiz 2 turboşarj şaft hızı.....                              | 67 |
| Şekil 7.16. Analiz 2 türbin giriş sıcaklığı.....                           | 68 |
| Şekil 7.17. Analiz 2 kompresör verimi .....                                | 68 |
| Şekil 7.18. Analiz 2 türbin verimi.....                                    | 69 |
| Şekil 7.19. Analiz 2 türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi.....      | 69 |
| Şekil 7.20. Analiz 2 kompresör performans haritası çalışma noktaları ..... | 70 |
| Şekil 7.21. Analiz 3 tork eğrisi.....                                      | 71 |
| Şekil 7.22. Analiz 3 özgül yakıt tüketimi.....                             | 72 |
| Şekil 7.23. Analiz 3 hava – yakıt oranı .....                              | 72 |
| Şekil 7.24. Analiz 3 kompresör çıkış sıcaklığı.....                        | 73 |
| Şekil 7.25. Analiz 3 turboşarj şaft hızı.....                              | 73 |
| Şekil 7.26. Analiz 3 türbin giriş sıcaklığı.....                           | 74 |
| Şekil 7.27. Analiz 3 kompresör verimi .....                                | 74 |
| Şekil 7.28. Analiz 3 türbin verimi.....                                    | 75 |
| Şekil 7.29. Analiz 3 türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi.....      | 75 |
| Şekil 7.30. Analiz 3 kompresör performans haritası çalışma noktaları ..... | 76 |
| Şekil 7.31. 3 haritalı yöntem tork eğrisi.....                             | 78 |
| Şekil 7.32. 3 haritalı yöntem özgül yakıt tüketimi.....                    | 78 |
| Şekil 7.33. 3 haritalı yöntem hava – yakıt oranı .....                     | 79 |
| Şekil 7.34. 3 haritalı yöntem kompresör çıkış sıcaklığı.....               | 79 |

|  |    |
|--|----|
| Şekil 7.35. 3 haritalı yöntem turboşarj şaft hızı .....  | 80 |
| Şekil 7.36. 3 haritalı yöntem türbin giriş sıcaklığı .....   | 80 |
| Şekil 7.37. 3 haritalı yöntem kompresör verimi .....   | 81 |
| Şekil 7.38. 3 haritalı yöntem türbin verimi .....  | 81 |
| Şekil 7.39. 3 haritalı yöntem türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi .....  | 82 |
| Şekil 7.40. 3 haritalı yöntem kompresör performans haritası çalışma noktaları .....  | 82 |
| Şekil 7.41. 3 haritalı yöntem egzoz basınç profili3 haritalı yöntem egzoz basınç profili<br>Sol kanal (üstte) ve sağ kanal (altta) ..... | 83 |
| Şekil 7.42. Kaçaklı yöntem motor torku .....   | 84 |
| Şekil 7.43. Kaçaklı yöntem özgül yakıt tüketimi .....  | 85 |
| Şekil 7.44. Kaçaklı yöntem hava – yakıt oranı .....  | 85 |
| Şekil 7.45. Kaçaklı yöntem kompresör çıkış sıcaklığı .....   | 86 |
| Şekil 7.46. Kaçaklı yöntem turboşarj şaft hızı .....   | 86 |
| Şekil 7.47. Kaçaklı yöntem türbin giriş sıcaklığı .....  | 87 |
| Şekil 7.48. Kaçaklı yöntem kompresör verimi .....  | 87 |
| Şekil 7.49. Kaçaklı yöntem türbin verimi .....   | 88 |
| Şekil 7.50. Kaçaklı yöntem türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi .....   | 88 |
| Şekil 7.51. Kaçaklı yöntem kompresör performans haritası çalışma noktaları .....   | 89 |
| Şekil 7.52. Karşılaştırmalı tork eğrisi .....  | 90 |
| Şekil 7.53. Karşılaştırmalı özgül yakıt tüketimi .....   | 90 |
| Şekil 7.54. Karşılaştırmalı hava – yakıt oranı .....   | 91 |
| Şekil 7.55. Karşılaştırmalı türbin giriş sıcaklığı .....   | 91 |
| Şekil 7.56. Karşılaştırmalı türbin verimi .....  | 92 |
| Şekil 7.57. 1100dev/d karşılaştırmalı egzoz basıncı profili. Sol kanal (üstte) ve sağ kanal<br>(altta) .....                             | 93 |

Şekil 7.58. 2100dev/d karşılaştırmalı egzoz basıncı profili. Sol kanal (üstte) ve sağ kanal (altta) ..... 94



# BÖLÜM 1

## GİRİŞ

Turboşarj sistemleri içten yanmalı motorlarda egzoz gazındaki atık enerjinin kullanılmasıyla motora alınan hava miktarını arttırmaya yarayan sistemlerdir. Motora alınan havanın artırılması ile daha fazla yakıt yakabilmek mümkün olur. Bu sayede motordan alınan güç artırılır. Turboşarj sistemlerine literatürde aşırı doldurma sistemleri de denmektedir. Turboşarj kullanılmayan motorlar ise atmosferik motorlar olarak nitelendirilmektedir. Günümüzde araçlarda kullanılan içten yanmalı motorların çok büyük bir bölümünde, yakıt tüketiminin ve egzoz gazı emisyonlarının azaltılması amacıyla turboşarj sistemleri kullanılmaktadır.

19. yüzyılın sonunda ortaya çıkan içten yanmalı motor teknolojisi günümüze kadar birçok değişikliğe uğramıştır, daha verimli ve daha çevreci motorlar yapabilmek adına araştırma ve geliştirme çalışmaları giderek önem kazanmaktadır. Günümüzde motor geliştirme süreçleri mümkün olduğunca bilgisayar ortamına taşınmaktadır. Bilgisayar destekli tasarım ve analiz programlarının yardımıyla hem geliştirme işleri daha kısa sürede tamamlanabilmekte, hem de test maliyetleri azalmaktadır.

Bu çalışma kapsamında, henüz tasarım aşamasında olan sıralı 4 silindirli, 8.5 litre hacminde bir dizel içten yanmalı motor için bilgisayar destekli bir analiz programı olan GT-Power kullanılarak motora uygun bir turboşarj seçimi yapılmıştır. Bunu yapabilmek için, öncelikle GT-Power programında motorun bir boyutlu modeli oluşturulmuştur. Sonrasında, turboşarj üreticilerinden motora uygun olacağı tahmin edilen farklı turboşarjların türbin ve kompresör performans haritaları alınmıştır. Daha sonra, bu performans haritaları da modele beslenmiş ve motorun bütün çalışma devir aralığında hem deniz seviyesi hem de yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarında sürekli

rejim çalışma şartları için tam yük performans analizleri yapılmıştır. Son olarak, söz konusu farklı turboşarjlar kullanılarak yapılan analiz sonuçları yakıt tüketimi, kompresör çıkış sıcaklığı, turboşarj shaft hızı, türbin ve kompresör verimi, hava - yakıt oranı, türbin giriş sıcaklığı gibi parametreler çerçevesinde değerlendirilmiştir. Analizler toplamda 4 adet turboşarj ile yapılmıştır. Bu turboşarjların hepsi sabit geometri ve tahliye subaplı olup, bir tanesi bölünmüş kanallı türbin volüt geometrisine sahiptir.

Çalışmanın literatür özeti bölümünde öncelikle turboşarj sistemleri ile ilgili tarihe kısaca değinilmiştir. Sonrasında, hem bir boyutlu motor modelleme hem de turboşarj modellemesi konusunda yapılmış güncel çalışmalardan ve bu çalışmaların sonuçlarından bahsedilmiştir. İçten yanmalı motorlar bölümünde; benzinli ve dizel içten yanmalı motorların çalışma prensipleri, içten yanmalı motorlarla ilgili temel kavramlar ile içten yanmalı motorların termodinamik çevrimleri verilmiştir. Turboşarj sistemleri bölümünde turboşarj sistemlerinin çalışma prensibi, otomotiv endüstrisinde turboşarj sistemlerinin kullanım amacı, türbin ve kompresör tasarımında dikkat edilen önemli tasarım parametreleri ve tahliye subapı sistemlerinden bahsedilmiştir. Turboşarj operasyonu ile ilgili termodinamik bilgiler bölümünde öncelikle ideal gazlarla ilgili termodinamik bilgiler, sonrasında türbin ve kompresör veriminin hesaplanmasına dair termodinamik bilgiler verilmiş; temel turboşarj denklemleri oluşturulmuştur. Motor modeli ve turboşarj seçme yöntemi bölümünde motorun genel özellikleri ve tam yükteki tork değerleri verilmiş, bir boyutlu motor modelinin nasıl oluşturulduğu anlatılmış, yapılacak analizlerin sınır şartları belirtilmiştir. Ayrıca, analizler sonucunda motor için uygun olan turboşarjın nasıl seçileceğinden bahsedilmiştir. Nümerik analizler bölümünde dört farklı turboşarj ile yapılan analizlerin sonuçları gösterilmiş, her analizin sonunda bir sonraki analiz için yapılacak değişiklikler belirtilmiştir. Analizler sonucunda hangi turboşarjın motor için uygun olduğu belirlenmiştir. Tartışma ve sonuçlar bölümünde her bir analizde elde edilen sonuçlar tablolar halinde gösterilmiş, elde edilen sonuçlar değerlendirilmiş ve ileride yapılabilecek çalışmalar için önerilerde bulunulmuştur.

## BÖLÜM 2

### LİTERATÜR ÖZETİ

İçten yanmalı motorlarda, motor performansını arttırmak için turboşarj kullanımı fikri içten yanmalı motorların ilk ortaya çıktığı zamanlarda ileri sürülmüştür. Gottlieb Daimler ve Rudolf Diesel motora alınan havanın sıkıştırılmasıyla motor performansının artırılabilceğini öne sürmüştür ancak, içten yanmalı motorlarda ilk başarılı turboşarj uygulaması 1925 yılında Dr. Alfred Büchi tarafından gerçekleştirilmiştir (Dağlar, 2013). Bu uygulama sonucunda Büchi motorda %40 performans artışı sağlamıştır. 1950 yılına gelindiğinde Cummins, Volvo ve Scania firmaları tarafından ticari araç motoru uygulamaları için turboşarj geliştirme çalışmalarına başlanmış ve 1954 yılında ilk turboşarjlı ticari araç motorları piyasaya sürülmüştür. Binek araçlarda turboşarj kullanımı ilk olarak 1962 yılında Chevrolet firması tarafından benzinli bir araçta gerçekleştirilmiştir. Mercedes Benz firması 1978 yılında turboşarjlı dizel motora sahip bir binek aracı ilk kez piyasaya sürmüştür.

Turboşarj kullanımı ile birlikte motorlarda önemli bir güç artışı sağlansa da turboşarjların daha verimli hale getirilmesi ile ilgili çalışmalar devam etmiştir. Ayrıca, dizel motorlarla ilgili emisyon düzenlemeleri, turboşarj geliştirme çalışmalarına gün geçtikçe daha çok ağırlık verilmesine neden olmuştur. Zaman ilerledikçe turboşarj geliştirme, turboşarj tasarımı gibi çalışmalar tasarım ve analiz programları sayesinde bilgisayar ortamına taşınmıştır.

Saulnier ve Guilain (2004), 1.5 litre hacimli bir motorun 2 litre hacimli referans bir motor ile aynı gücü verebilmesi için, GT-Power programını kullanarak seri bağlı iki turboşarjdan oluşan çift kademeli bir turboşarj sistemi uygulaması üzerine

çalışmışlardır. Kullanılan turboşarj sistemi ile motorun sürekli ve geçici rejim çalışma şartları altında performansını incelemişlerdir.

Westin ve Angström (2005), farklı trim ve farklı A/R oranına sahip üç türbinin, farklı karakterde dalgalı akış yaratacak üç farklı egzoz manifoldu ile çalışma performanslarını NREC programını kullanarak karşılaştırmışlardır. En yüksek türbin verimini elde edebilmek için türbinin trim ve A/R parametrelerinin, türbinin maruz kaldığı akışın dalga karakteristiğine göre seçilmesi gerektiği sonucuna varmışlardır.

Winkler, Angström, ve Olofsson (2005), GT-Power programını kullanarak bir turboşarj modeli oluşturmuş ve bu modellenen bu turboşarjın anlık performansını, krank açısı bazlı olarak toplanmış deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır.

He, Lin ve Gangopadhyay (2006), GT-Power ve Simulink programlarını kullanarak birlikte çalışan bir motor modeli ve motorun değişken geometrili türbini için bir kontrol algoritması oluşturmuşlardır. Egzoz gazının basıncı, egzoz gazının sıcaklığı, kompresör çıkış basıncı gibi parametrelerin simulasyon sonuçlarını ve araç motoru üzerinden yapılan ölçüm sonuçlarını karşılaştırmışlardır.

Vitek, Macek ve Polasek (2006), 2 litre hacminde 4 zamanlı bir dizel motor için GT-Power programını kullanarak motora uygun turboşarj seçimi yapabilmek için bir yöntem geliştirmişlerdir. Bu yöntem özelinde, türbinin kütleli debi ve verim değerlerini belli çarpanlarla genişleterek motora uygun bir türbin bulunmasını önermişlerdir.

Semin, Abu Bakar ve Ismail (2008), 4 zamanlı 407 cc hacminde bir birim silindirden oluşan dizel içten yanmalı motoru GT-Power programını kullanarak modellemişlerdir. Bu model kullanarak 4000 dev/d motor hızına kadar analizler yapmışlar, yakıt tüketiminin en düşük olduğu motor hızının 2800 dev/d olduğu sonucuna varmışlardır.

Zhuge, Zhang, Zheng, Yang ve He (2009), motor ve turboşarj geliştirme işini ortaklaştırabilmek adına bir türbin ve kompresör modelleme yöntemi geliştirmişlerdir. Modellenen turboşarjın performansının analiz sonuçları deneysel sonuçlar ile %5 hata payı ile örtüşmüştür.

Shingne, Assanis ve Babajimopoulos (2010), 2 litre hacmindeki 4 silindirli atmosferik bir benzinli motor için bir boyutlu analiz yöntemiyle turboşarj seçimi üzerine çalışmışlardır. Tek turboşarjlı ve çift turboşarjlı sistemlerin ayrı ayrı performans analizleri yapmışlar, bu sonuçları doğal hava emişli motorun performans verileriyle karşılaştırmışlardır. Tek turboşarj ve çift turboşarj stratejilerinin denendiği durumlarda, doğal hava emişli sisteme göre sırasıyla 4 kat ve 3.1 kat tork artışı elde etmişlerdir.

Chiong, Rajoo, Martinez-Botas ve Costall (2012), farklı türbin volüt geometrilerinin türbin performansı üzerine etkisini GT-Power programında kurulan türbin modelleri ile incelemişlerdir.

Osako vd. (2013), nümerik analizler ile düşük motor hızlarında dahi yüksek emme manifoldu basıncı sağlayabilen bölünmüş kanallı bir turboşarj tasarlamışlardır.

Bellis, Marelli, Bozza ve Capobianco (2013) bölünmüş kanallı ve tahliye subaplı bir türbinin performans haritasını, hem durgun hem de dalgalı akış şartları altında deneysel olarak elde etmişlerdir. Sonrasında, GT-Power programı ile bir türbin modeli oluşturulmuş ve bir boyutlu analiz ile elde edilen türbin performans haritasının, deneysel olarak elde edilen performans haritasıyla iyi bir benzeşim gösterdiğini ortaya koymuşlardır.

Emekli ve Özgül (2014), çift turboşarjlı bir dizel motor modelini ve motorun kontrol algoritmasını Ricardo Wave ve Matlab-Simulink programlarını kullanarak oluşturmuşlardır. Sonrasında motorun hem sabit rejim hem de geçici rejim çalışma şartlarındaki analizlerini yapmışlar, analiz sonuçlarını motor dinamometresinde kaydedilen test verisi ile karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, analiz sonuçlarının test verisi ile %10 hata payı ile örtüştüğünü, motorun düşük hava debileri ile çalıştığı noktalarda kompresör ve türbin modelinin hassasiyetinin azaldığını ortaya koymuşlardır.

Macek, Zak ve Vitek (2015), dalgalı akış şartları altında çalışan bölünmüş kanallı volüt geometrisine sahip bir türbinin, bölünmüş kanallarından gelen akışların karıştığı andaki enerji transferinin ve bu karışım anındaki akışın fiziğinin GT-Power programı kullanılarak modellenenbilmesi üzerine çalışmışlardır.

Menacer ve Bouchetera (2015), turboşarjlı bir dizel motorun modellemesini kendi oluşturdukları FORTRAN temelli bir program ile yapmışlar, bu program ile

yaptıkları analizlerin sonuçlarını aynı motorun GT-Power programı kullanılarak yapılan analiz sonuçları ile karşılaştırmışlardır.

Chiong, Rajoo, Romagnoli, Costall ve Martinez-Botas (2016), bölünmüş kanallı türbin volüt geometrisine sahip turboşarjların kanallarından eşit olmayan kütleli debide akış olması durumunda turboşarj performansını öngörebilmek için GT-Power programı yardımıyla bir model oluşturmuşlardır. Ayrıca, eğer eşit olmayan kütleli debide akış durumu için türbin performansını gösteren test verisi yoksa, eşit akış durumundaki test verisinden yola çıkarak eşit olmayan akıştaki türbin performansının türetilbileceği bir matematiksel yöntem ortaya koymuşlardır.

Safarin, Bilen, Ceviz ve Salimias (2016), bir dizel içten yanmalı motor için uygun olduğunu belirledikleri bir turboşarjın performansının tahliye subabı karakteristiğinden nasıl etkilendiğini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, turboşarjın en iyi performans gösterdiği tahliye subabının, kompresör basınç oranı 1.5 olunca devreye giren tahliye subabı olduğu sonucuna varmışlardır. Ayrıca, motorun geçici rejimde çalıştığı durumlarda tahliye subabının yay karakteristiğinin de turboşarj performansı üzerinde etkili olduğunu belirtmişlerdir.

Tuti, Şahin ve Durgun (2017), dizel motorun tam bir çevriminde ortaya çıkan egzoz gazı emisyonu değerlerini ve çevrim sonundaki performans parametrelerini tahmin edebilecek bir yazılım kodu geliştirmişler, bu yazılımı kullanarak yaptıkları analizin sonuçlarını teorik hesaplamalar ve deneysel verilerle doğrulamışlardır.

## BÖLÜM 3

### İÇTEN YANMALI MOTORLAR

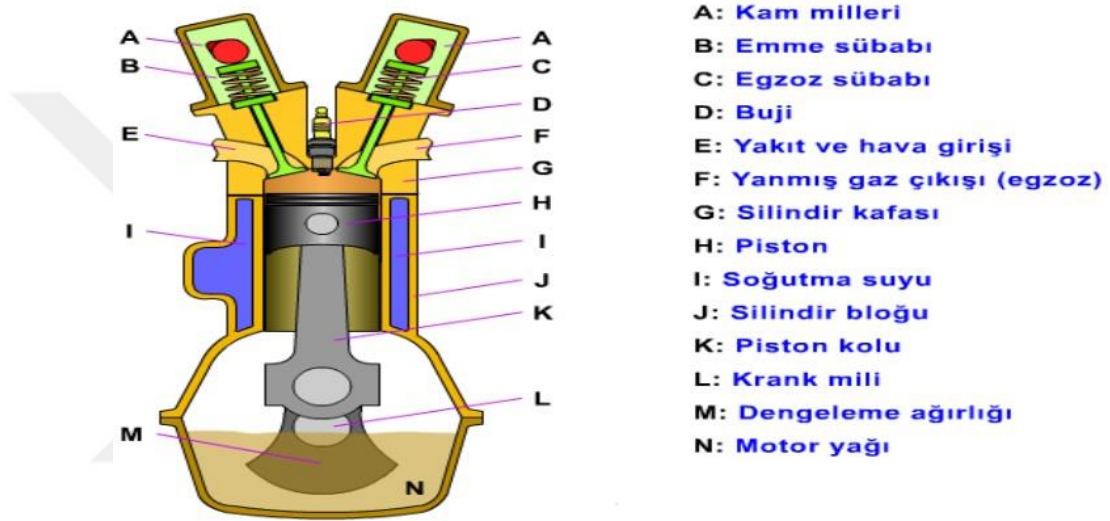
#### 3.1. İçten Yanmalı Motorlara Genel Bir Bakış

İçten yanmalı motorlar temel olarak yanma sırasında kullanılan yakıtın ısı enerjisinden faydalanarak mekanik enerji üretmeye yarayan sistemlerdir. İçten yanmalı motor teknolojisi yakıt olarak kömür kullanılan motorlar ile başlamış, benzinli ve dizel motorlar ile belli bir olgunluğa ulaşmıştır. Günümüzde içten yanmalı motor geliştirme çalışmaları hem farklı yakıt türlerinin kullanıldığı motorların geliştirilmesi, hem de geleneksel motorların verimliliğini artırma çalışmaları ile devam etmektedir.

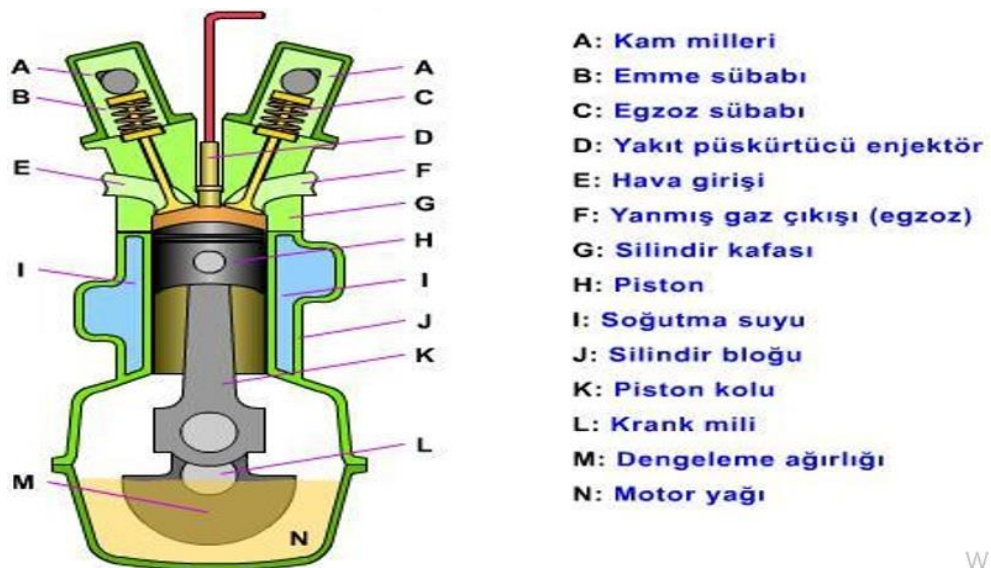
Tarihsel olarak, günümüzdeki motorlara en yakın içten yanmalı motor Nikolaus August Otto tarafından 1876 yılında geliştirilmiştir (Heywood, 1988). Otto' nun geliştirdiği bu motor, ilk 4 zamanlı motor olma niteliğini taşımaktadır. Otto motorunun icadından 21 sene sonra, 1897 yılında Rudolf Diesel tarafından ilk püskürtmeli motor geliştirilmiştir (Heywood, 1988). Diesel' in geliştirdiği bu motor da tıpkı Otto' nun geliştirdiği motor gibi sıkıştırma ilkesiyle çalışan 4 zamanlı bir motordur, fakat yakıtın yakılması ateşleme yapan bir sistemle değil, yakıtın motor silindirindeki sıkışma sonucu basıncı ve sıcaklığı artmış havanın içine püskürtülmesiyle sağlanıyordu. Bu iki motor günümüzdeki benzinli ve dizel içten yanmalı motorların ilk örnekleri olarak görülmektedir.

İçten yanmalı motorlarda yakıt enerjisinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi, silindirdeki yanma sonrasında enerjisi yükselen gazın pistonu aşağı itmesi ve aşağı itilen pistonun krank milini döndürmesi ile gerçekleşir. Krank mili dişliler vasıtasıyla kam milini tahrik eder. Kam mili eksantrik bir yapıya sahiptir ve bu sayede motorun emme

ve egzoz subaplarını açıp kapatır. Subapların açılma ve kapanma zamanlaması, kam milinin profili ile değiştirilebilir. Yanma sırasında sıcaklıklar çok yüksek seviyelere çıkmaktadır ve silindir bloğunu soğutma ihtiyacı doğmaktadır. Soğutma ihtiyacını karşılayabilmek için, silindirin etrafında su ceketı adı verilen ve içinden soğutma suyu geçen kanallar vardır (Heywood, 1988). Dizel motorlarda yanma ateşleme ile değil püskürtme ile sağlandığından, buji yerine enjektör bulunur. Şekil 3.1. ve şekil 3.2.'de benzinli ve dizel motorların silindirleri gösterilmiştir:



Şekil 3.1. Benzinli motorun silindiri (Akça, 2019)

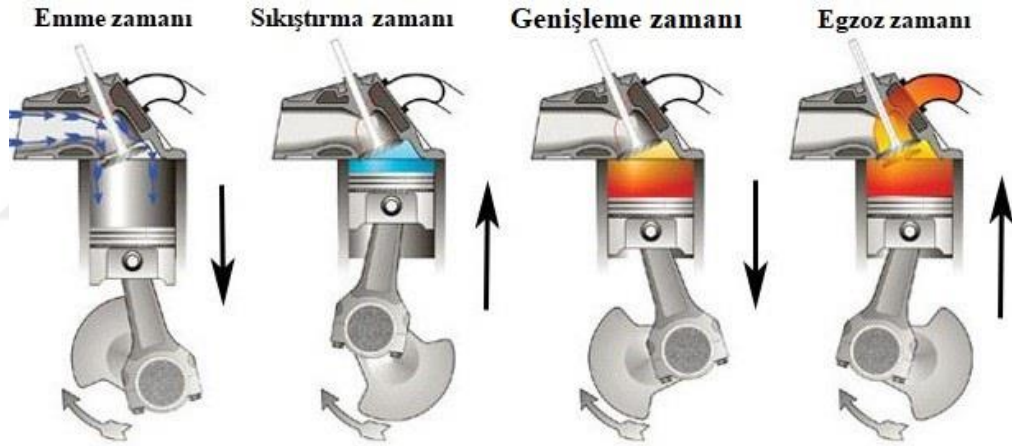


Şekil 3.2. Dizel motorun silindiri (Akça, 2019)

Günümüzde ister ticari ister binek olsun, araçlarda kullanılan içten yanmalı motorlar çok büyük oranda 4 zamanlı motorlardır. 4 zamanlı kavramı, motorun bir çevrimindeki zamanları belirtir. Bu 4 zaman sırasıyla;

- Temiz havanın motorun silindirlerine alındığı emme zamanı,
- Silindire giren temiz havanın sıkıştırılmak suretiyle basınçlandırıldığı sıkıştırma zamanı,
- Sıkıştırma zamanının sonunda yakıt püskürtülerek ya da ateşleme yapılarak yakıtın yakılmasıyla güç elde edilen genişleme zamanı,
- Yanma sonunda ortaya çıkan egzoz gazının silindirlerden egzoz manifolduna atıldığı egzoz zamanıdır (Heywood, 1988).

Bu 4 zaman sona erdiğinde motor bir çevrimini tamamlamış olur ve bu çevrim motor çalıştıkça sürekli tekrar eder. Şekil 3.3.'te sırası ile motorun 4 zamanı gösterilmiştir:



Şekil 3.3. 4 zamanlı içten yanmalı motorun zamanları (Ridingmode, 2016)

### 3.2. İçten Yanmalı Motorlarla İlgili Temel Kavramlar

Bu bölümde içten yanmalı motorların termodinamiğinin daha kolay anlaşılabilmesi adına, içten yanmalı motorlarda kullanılan bazı temel kavramlardan bahsedilmiştir.

- Üst ölü nokta (ÜÖN): Krank milinin hareketi süresince pistonun silindir içinde çıkabileceği en üst noktadır.
- Alt ölü nokta (AÖN): Krank milinin hareketi süresince pistonun silindir içinde inebileceği en alt noktadır.

- Kurs (Strok): Pistonun ÜON ve AÖN arasında kat ettiği mesafedir. Bir kurs, 180 derecelik krank açısına karşılık gelmektedir.
- Kurs hacmi: Pistonun ÜON'den AÖN'ye gidene kadar taradığı hacimdir ve denklem 3.1'de gösterildiği gibi hesaplanır (Heywood, 1988):

$$V_C = \frac{D^2 * \pi}{4} * L \quad (3.1)$$

Burada D terimi silindirin çapını, L terimi kursu göstermektedir.

- Yanma odası hacmi: ÜON ile silindir kapağı arasında kalan hacimdir.
- Silindir hacmi: Kurs hacmi ve yanma odası hacminin toplanmasıyla elde edilen, silindirin içindeki toplam hacimdir.
- Sıkıştırma oranı: Toplam silindir hacminin yanma odası hacmine oranlanmasıyla elde edilen, motor ile ilgili en kritik parametrelerden biridir. Teorik olarak sıkıştırma oranı ve motor verimi doğru orantılıdır. Sıkıştırma oranı benzinli motorlar için genellikle 6/1 – 12/1 arasındayken, dizel motorlar için 12/1 – 26/1 aralığındadır. Sıkıştırma oranı, denklem 3.2'deki gibi hesaplanır (Heywood,1988):

$$\varepsilon = \frac{V_H + V_C}{V_C} = 1 + \frac{V_H}{V_C} \quad (3.2)$$

- Volümetrik verim: Emme zamanının sonunda silindire dolan havanın yoğunluğunun, aynı hacimde ve atmosferik şartlar altındaki havanın yoğunluğuna oranıdır. Volümetrik verimin hesaplanması denklem 3.3'teki gibidir:

$$\eta_{vol} = \frac{\rho_{sil}}{\rho_{atm}} \quad (3.3)$$

- Mekanik verim: Çevrim sonunda krank miline iletilen efektif işin indike işe oranıdır. Denklem 3.4'te mekanik verimin hesabı gösterilmiştir:

$$\eta_{mek} = \frac{W_{mek}}{W_{ind}} \quad (3.4)$$

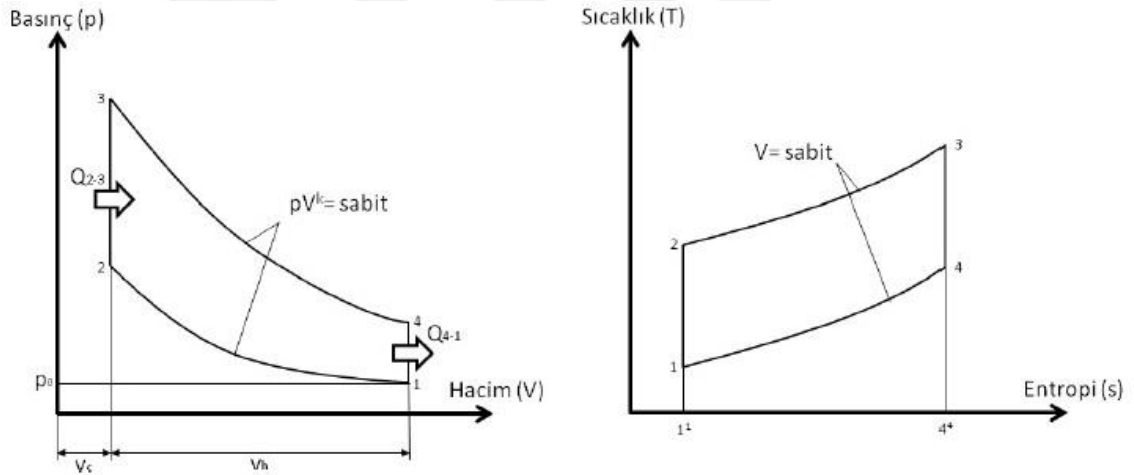
- Stokiyometrik oran: Yakıtın tamamının yakılabilmesi için teorik olarak gereken en az hava miktarıdır. Dizel yakıt için değeri 14.5'tir (Heywood, 1988).

### 3.3. İçten Yanmalı Motorların Termodinamik Esasları

İçten yanmalı motorların bir çevriminde mekanik enerji üretilmesi esnasında bir çok termodinamik süreçten geçilir. Bu sebeple, sıkıştırma ve genişleme süreçlerinin izentropik süreçler olduğu, gazların ideal gazlar olup, özgül ısılarının sabit olduğu gibi kabuller yapılarak, içten yanmalı motorların termodinamik esaslarının daha iyi anlaşılması adına ideal çevrimlerden bahsedilmiştir. Bu bölümde ideal Otto çevrimi ve ideal Dizel çevrimi anlatılmıştır.

#### 3.3.1. İdeal Otto Çevrimi

Otto çevriminde sıkıştırılan karışım hava yakıt karışımıdır ve ideal çevrim bağlamında ideal gaz olarak kabul edilmektedir. Şekil 3.4.'te ideal Otto çevrimi, basınç – hacim (PV) ve sıcaklık – entropi (TS) diyagramları üzerinde gösterilmiştir:



Şekil 3.4. İdeal Otto çevrimi (Dağlar, 2013)

İdeal Otto çevriminde, diyagramlardaki 1 ve 2 noktaları arasında adyabatik sıkıştırma yapılmaktadır. Bu sırada hava yakıt karışımının hacmi azalmakta, basınç ve sıcaklığı artmaktadır. 2 ve 3 noktaları arasında ateşleme yapılmaktadır. Ateşleme esnasında sisteme ısı eklenir, hava yakıt karışımının hacmi sabit kalırken basıncı en yüksek seviyesine çıkmaktadır. 3 ve 4 noktaları arasında, yükselen basıncın etkisiyle piston aşağı doğru itilir ve adyabatik genişleme meydana gelir. Adyabatik genişleme,

motordan güç alınan fazdır. 4 ve 1 noktaları arasında silindirden sabit hacimde ısı atımı yapılır ve çevrim tekrar 1 noktasına ulaşmış olur.

Çevrimde yapılan iş, diyagramlarda görülen eğrilerin içindeki alana eşittir.

$$W = \oint p \cdot dv = \oint T \cdot ds \quad (3.5)$$

Bu çevrim kapalı bir çevrim olduğundan dolayı, sistemin iç enerjisinde herhangi bir artış olmamaktadır.

$$dE = dQ - dW = 0 \quad (3.6)$$

Bu durumda,

$$\oint dW = \oint dQ \quad (3.7)$$

Çevrimde ısı geçişi 2. ve 3. noktalar arasında ve 4. ve 1. noktalar arasında olmaktadır. Böylece, çevrimde yapılan iş;

$$W = Q_{2,3} - Q_{4,1} \quad (3.8)$$

Çevrimin verimi, yapılan iş ve bu işi yapabilmek için sisteme verilen ısının oranlamasından elde edilebilir:

$$\eta = \frac{W}{Q_{2,3}} = \frac{Q_{2,3} - Q_{4,1}}{Q_{2,3}} = 1 - \frac{Q_{4,1}}{Q_{2,3}} \quad (3.9)$$

Özgül ısıların sabit olduğu kabulüyle, sisteme verilen ısı ve sistemden atılan ısı için denklem 3.10 ve denklem 3.11 yazılabilir:

$$Q_{2,3} = \int_{T_2}^{T_3} c_v dT = c_v(T_3 - T_2) \quad (3.10)$$

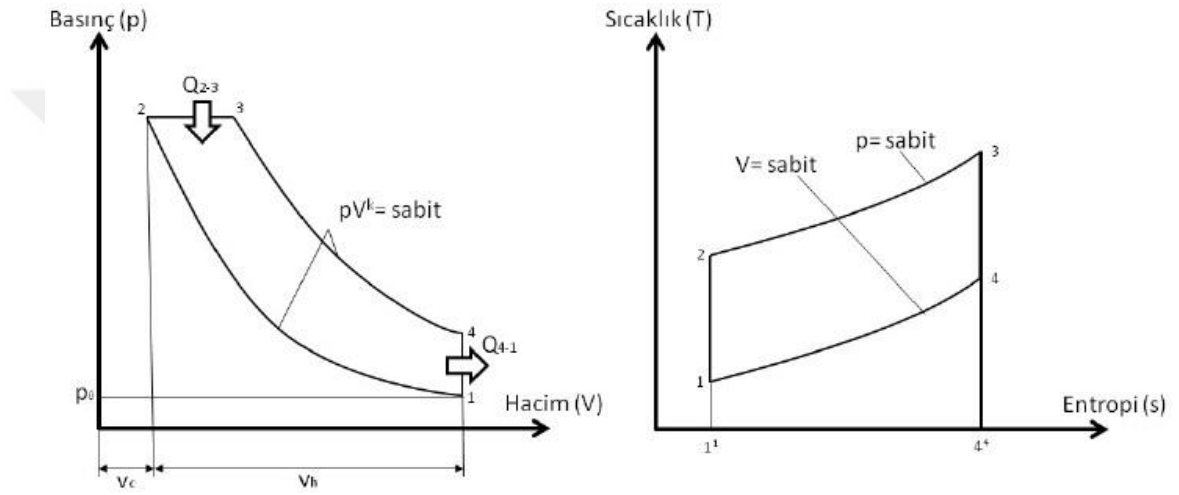
$$Q_{4,1} = - \int_{T_4}^{T_1} c_v dT = c_v(T_4 - T_1) \quad (3.11)$$

Denklem 3.10 ve 3.11, denklem 3.9 da yerine konulursa, çevrimdeki verim denklem 3.12'deki gibi ifade edilir:

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3.12)$$

### 3.3.2. İdeal DizeL Çevrimi

DizeL çevriminde Otto çevriminden farklı olarak silindir içinde sıkıştırılan hava yakıt karışımı değil, temiz hava ya da temiz hava ile egzoz gazının karışımıdır. DizeL çevriminin Otto çevriminden bir diğer farkı da, yanmanın bir ateşleme sistemi ile değil, sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltilmiş havaya yakıt püskürtülmesiyle sağlanmasıdır. Şekil3.5.'te ideal DizeL çevrimi PV ve TS diyagramları üzerinde gösterilmiştir:



Şekil 3.5. İdeal DizeL çevrimi (Dağlar, 2013)

1 ve 2 noktaları arasında silindir içindeki hava adyabatik olarak sıkıştırılır, bu sırada havanın hacmi azalırken basıncı ve sıcaklığı artar. Yanma olayı 2. ve 3. noktalar arasında gerçekleşir, bu sırada sisteme sabit basınçta ısı eklenmektedir. 3 ve 4 noktaları arasında adyabatik genişleme yapılmaktadır ve bu şekilde motordan güç alınmaktadır. 4 ve 1 noktaları arasında, tıpkı ideal Otto çevriminde olduğu gibi sistemden ısı atımı yapılmaktadır.

İdeal DizeL çevriminde ideal Otto çevriminden farklı olarak sisteme ısı eklenmesi sabit hacimde değil, sabit basınçta yapılmaktadır. Bu yüzden, sisteme verilen ısayı gösteren eşitlik yazılırken kullanılacak özgül ısı terimi  $c_v$  değil  $c_p$  olacaktır. Bu fark dışında idel DizeL çevriminin verim hesabı ideal Otto çevriminin verim hesabına oldukça benzemektedir.

$$Q_{2,3} = \int_{T_2}^{T_3} c_p dT = c_p(T_3 - T_2) \quad (3.13)$$

Denklem 3.13, denklem 3.9'da yerine konulursa ideal Dizel çevriminin verimi denklem 3.14'te gösterilen şekilde ifade edilir:

$$\eta = \frac{W}{Q_{2,3}} = \frac{Q_{2,3} - Q_{4,1}}{Q_{2,3}} = 1 - \frac{Q_{4,1}}{Q_{2,3}}$$
$$\eta = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} \quad (3.14)$$

Denklem 3.14'teki k terimi, özgül ısıların oranını göstermektedir.

## BÖLÜM 4

### TURBOŞARJ SİSTEMLERİ

#### 4.1. Otomotiv Endüstrisinde Turboşarj Kullanımı

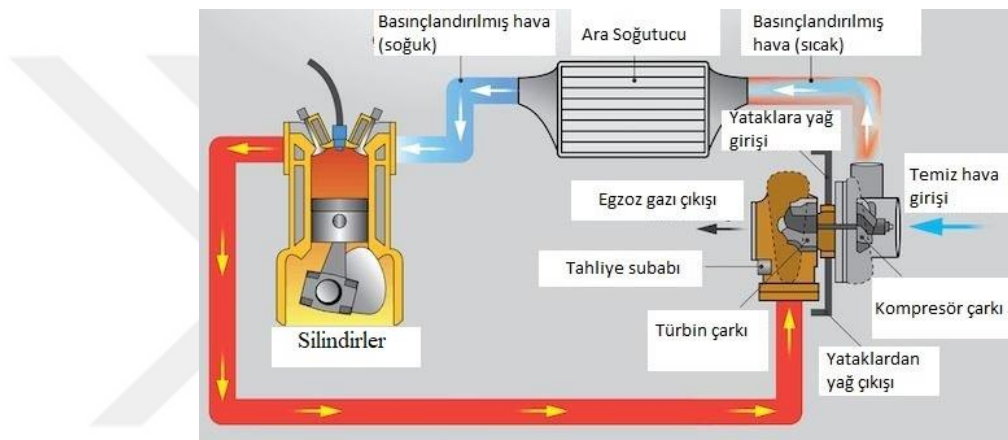
Günümüz teknolojisinde içten yanmalı motorlarda kullanılan yakıt türleri farklılık gösterse de, üretilen motorların büyük bir yüzdesini turboşarjlı motorlar oluşturmaktadır. Turboşarj kullanımının en temel faydası, motorun birim hacminden elde edilen güç çıktısını arttırmaktır. Başka bir deyişle; bir motorun turboşarjsız ve turboşarjlı uygulamalarında motordan aynı gücü elde edebilmek için harcanan yakıt miktarı, turboşarjlı motorda daha azdır. Bununla birlikte motor daha yüksek hava yakıt oranlarında çalıştırılabileceği için karbondioksit ( $CO_2$ ), karbonmonoksit (CO) ve hidrokarbon (HC) emisyon değerleri düşürülebilmektedir.

Turboşarjın çalışma prensibi motorun silindirlerinde meydana gelen yanma sonucu ortaya çıkan egzoz gazındaki atık enerjinin bir bölümünü, motora giren temiz havayı basınçlandırmak için kullanmaktır. Motora giren temiz havanın basınçlandırılması, motora alınan havanın kütleli debisinin artırılması anlamına gelmektedir. Temiz hava debisindeki bu artışın sağlanmasıyla, yakılabilecek yakıt miktarı da artmakta, dolayısıyla motordan elde edilen güç artmaktadır.

Turboşarjlı motorlarda kompresörde sıkışıp ısınan havanın soğutularak kütleli debisinin artırılabilmesi için ara soğutucuların (intercooler) kullanımı da son derece yaygındır. Ara soğutucuya giren basınçlandırılmış sıcak hava, soğutularak motorun yanma odalarına gönderilir. Yüksek motor hacmine sahip ticari araç motorlarının ya da iş makinesi motorlarının ara soğutucularında soğutucu akışkan olarak genellikle

soğutma suyu kullanılırken, göreceli olarak daha küçük hacimli binek araç motorlarında soğutucu akışkan olarak hava kullanılmaktadır.

Şekil 4.1.'de tahliye subaplı turboşarja sahip bir dizel motorun genel şeması görülmektedir. Kompresöre giren hava basınçlandırılmakta, ısınan basınçlandırılmış hava ara soğutucuda soğutulduktan sonra motorun silindirlerine gönderilmektedir. Silindirlerdeki yanmanın sonucunda ortaya çıkan egzoz gazındaki enerjinin bir kısmı türbin tarafından kullanılarak, temiz havanın basınçlandırılması için turboşarj şaftı vasıtasıyla kompresöre aktarılmaktadır.



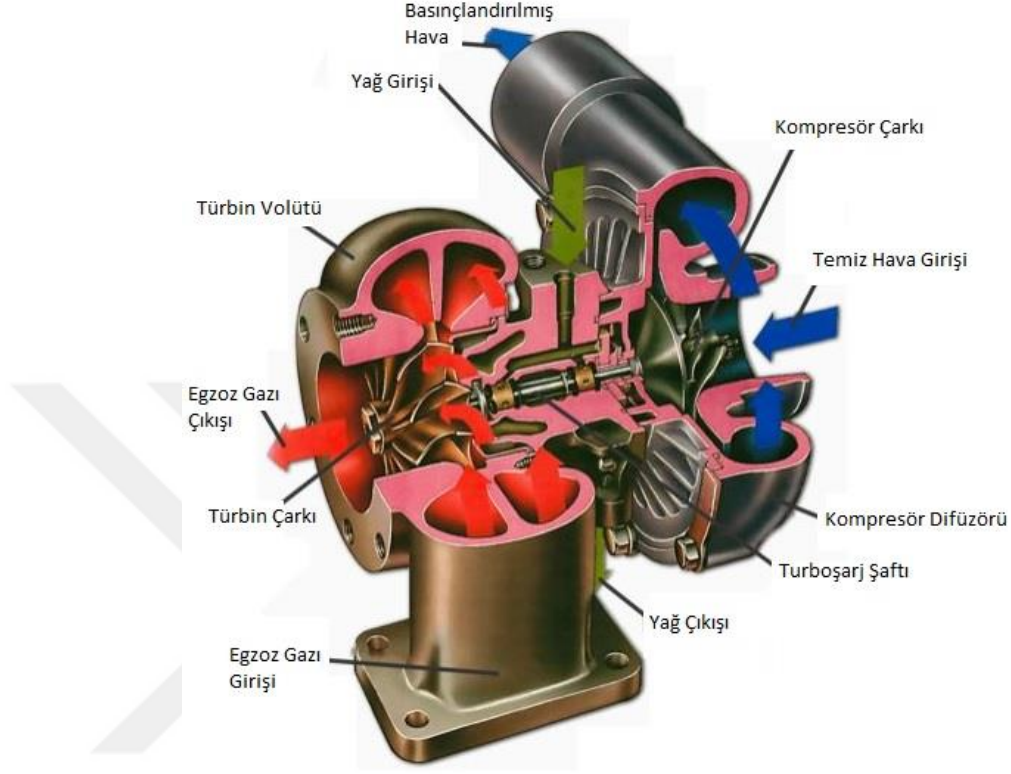
Şekil 4.1. Tahliye subaplı turboşarja sahip bir dizel motorun genel şeması (Depositphotos, 2019)

## 4.2. Turboşarjın Yapısı

Turboşarjlar temel olarak egzoz gazındaki enerjiyi işe çeviren bir türbin, türbinin çevirdiği işi kompresöre aktaran bir şaft ve temiz havayı basınçlandıran bir kompresörden oluşur. Hem türbin, hem de kompresörün çarklarında kanatçıklar bulunur. Türbin çarkına gelen egzoz gazı kanatçıklara çarparak enerjisini türbin çarkına aktarır. Benzer şekilde kompresör çarkındaki kanatçıklar da kompresöre alınan havanın basınçlandırılmasına yarar.

Turboşarjı daha verimli çalıştırabilmek adına motorun yüksek hızda çalıştığı şartlarda egzoz manifoldundan gelen egzoz gazının tamamı türbine gönderilmeyebilir. Bahsedilen işi yapabilmek için bazı turboşarjlarda tahliye subabı bulunur. Tahliye subabının açılmasıyla egzoz gazının bir kısmı türbine girmeden egzoz hattına aktarılır.

Şekil 4.2.'de, otomotiv endüstrisinde kullanılan turboşarjlara bir örnek gösterilmiştir:



Şekil 4.2. Turboşarjın genel görüntüsü (Çanakçiotomotiv, 2018)

#### 4.2.1. Türbin

Turboşarjın türbin bölümü, motorun egzoz manifolduna bağlanmaktadır. Egzoz manifoldundan türbine ulaşan egzoz gazı, türbin volütü ya da salyangoz denilen yapı vasıtasıyla türbin çarkına gider. Türbin çarkındaki kanatçıklara çarpan egzoz gazı enerji kaybeder, bu esnada türbin çarkı döndürülür. Enerji kaybederek sıcaklığı ve basıncı azalan egzoz gazı türbinden çıkarak motorun egzoz hattına gider.

##### 4.2.1.1. Türbin Tasarım Parametreleri

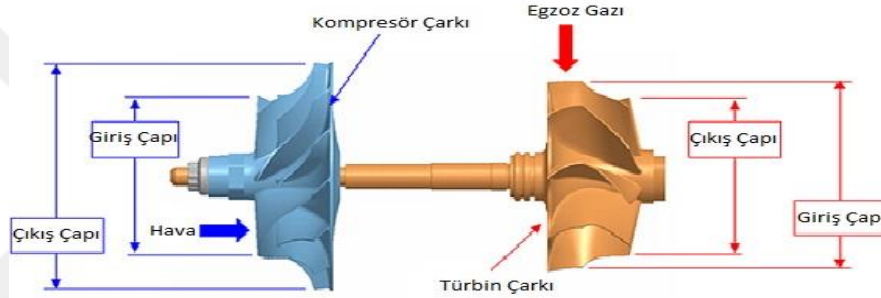
Egzoz gazından ne kadar enerji elde edilebileceği, türbin kanatçıklarının yapısı ile çok yakından ilgilidir. Türbin çarkına giren egzoz gazının akış alanı azaldıkça, egzoz

gazının giriş ve çıkış basıncı arasındaki oran artacak, bu sayede egzoz gazından daha yüksek miktarda enerji elde edilebilecektir.

Türbinin akış kapasitesini belirleyen parametrelerden biri de trim değeridir. Trim değeri, çarkın giriş ve çıkış çaplarının arasındaki oranın karesine eşittir (Garretmotion, 2019).

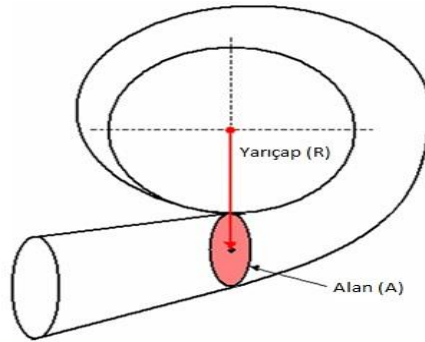
$$\text{Trim} = \left( \frac{D_{\text{türb,giriş}}}{D_{\text{türb,çıkış}}} \right)^2 \quad (4.1)$$

Trim değeri, kompresör için de aynı şekilde hesaplanır. Daha yüksek trim değerlerinde çalışarak, türbin ya da kompresöre alınan debi artırılabilir. Şekil 4.3.'te turboşarj çark geometrileri üzerinde trim hesabında kullanılan çaplar gösterilmiştir:



Şekil 4.3. Türbin ve kompresörde trimin hesaplandığı çaplar (Garretmotion, 2019)

Türbin performansını etkileyen bir diğer tasarım parametresi de A/R oranıdır. Bu oran, türbinin volütünün giriş alanı ile, bu alanın merkezinden türbinin merkezine olan mesafenin oluşturduğu hayali bir dairenin yarıçapının oranıdır. Şekil 4.4.'te A/R oranının hesaplanmasında kullanılan kesit ve uzunluk gösterilmiştir:

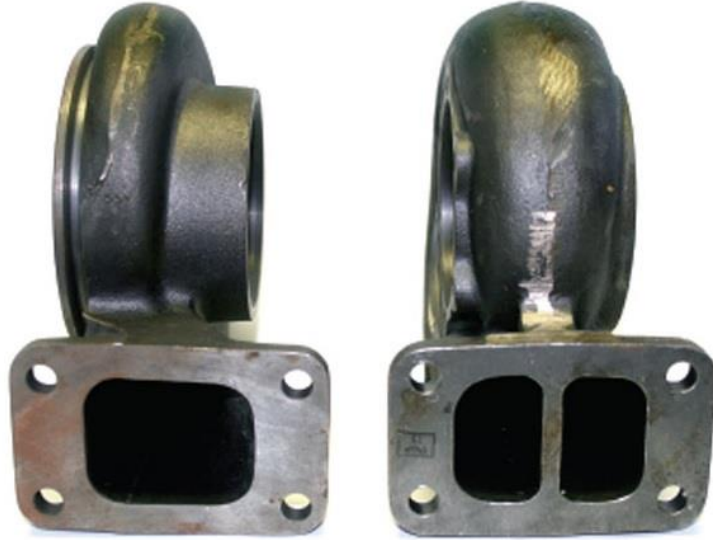


Şekil 4.4. Türbinde A/R oranı (Garretmotion, 2019)

Düşük bir A/R oranında çalışmak, türbin çarkına gelen egzoz gazının hızının artmasını sağlar. Bu hızlanma, egzoz gazının türbin kanatçıklarına daha dikey olarak çarpmasına yol açar. Düşük A/R oranında çalışmak, motorun düşük devirde çalıştığı şartlarda türbinden elde edilen gücün artmasını sağlar. Öte yandan, A/R oranı azaldıkça motorun yüksek devirde çalıştığı şartlarda türbine alınabilecek egzoz debisi düşer. Bunun sebebi, egzoz gazının türbin kanatçıklarına daha dikey çarpması sonucu egzoz gazının geri basıncının artmasıdır. Bu yüzden, A/R oranının seçiminde olumlu ve olumsuz etkiler göz önüne alınmalıdır.

#### 4.2.1.2. Bölünmüş Kanallı Türbin Volüt Geometrisi

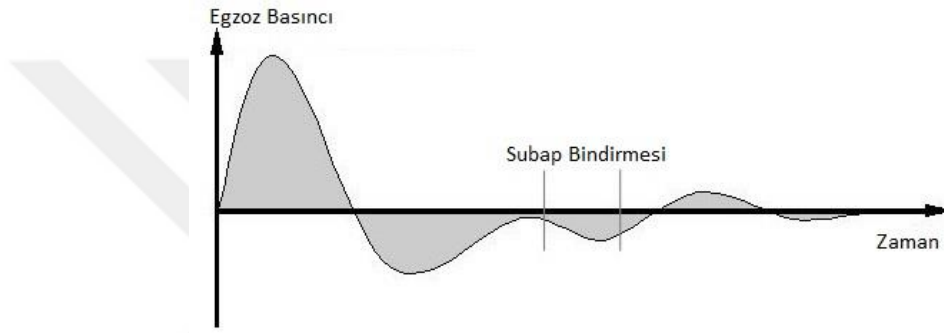
Türbinin çalışma karakteristiğini etkileyen bir diğer tasarım parametresi, türbin volütünün tek kanallı ya da bölünmüş kanallı olmasıdır. Bölünmüş kanallı türbin volütü kullanımının amacı, içlerinde belli bir zamanlama ile yanma gerçekleşen silindirlerden egzoz manifolduna atılan egzoz gazının enerjisinden daha çok faydalanabilmektir. Şekil 4.5.'te tek kanallı ve bölünmüş kanallı türbin volüt geometrilere birer örnek gösterilmiştir:



Şekil 4.5. Tek kanallı (solda) ve bölünmüş kanallı (sağda) türbin volütleri (Miller, 2015)

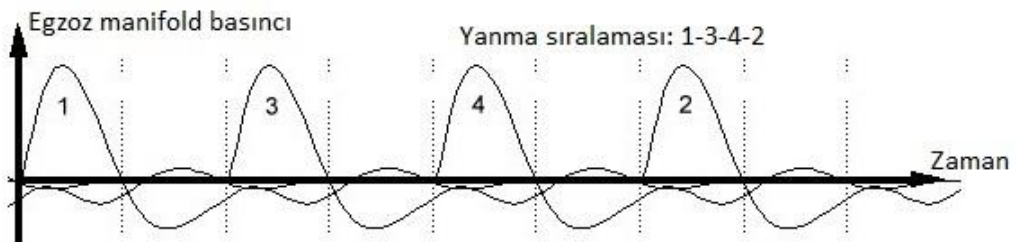
Bölünmüş kanallı volüt geometrisinin kullanım amacını daha iyi anlamak adına, öncelikle motorun tek bir silindirinde gerçekleşen yanma sonucu egzoz manifolduna

giden gazın basınç karakteristiğini incelemek gerekir. Silindirde gerçekleşen yanma sonucunda ortaya çıkan egzoz gazının silindirden atılabilmesi için egzoz subabı açılır. Bu sırada egzoz manifoldundaki egzoz basıncı en yüksek seviyesine ulaşır. Egzoz zamanının sonuna doğru, motora tekrar temiz hava alabilmek için emme subabı açılır. Motor egzoz zamanından emme zamanına geçerken, hem egzoz hem emme subaplarının aynı anda açık olduğu kısa bir zaman dilimi vardır. Bu duruma subap bindirmesi (valve overlap) denir. Subap bindirmesi esnasında egzoz manifoldundaki egzoz basıncı negatif bir değer alır. Şekil 4.6.'da motorun bir silindiri için motorun bir çevrimindeki ve subap bindirmesi anındaki egzoz basıncı profili gösterilmiştir:



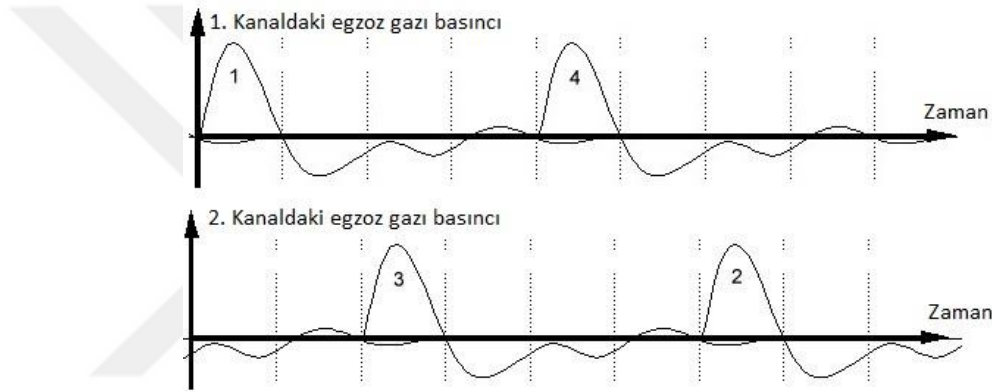
Şekil 4.6. Subap bindirmesi sırasında egzoz manifold basıncı (Wan, 2011)

Bu egzoz manifold basıncı profiline diğer silindirlerin de eklendiğini düşünürsek, aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi bir basınç profili elde edilmektedir. Burada örnek olarak 4 silindirli bir motorun egzoz manifold basıncı gösterilmiştir. Dikkat edilmesi gereken nokta, egzoz zamanındaki bir silindirden egzoz manifolduna gönderilen egzoz gazının basıncının bir kısmının, yanma sıralamasında bir geride yer alan silindirin subap bindirmesi sırasında oluşan negatif egzoz manifold basıncı sebebiyle sönmülenmesidir. Şekil 4.7.'de motorun 4 silindiri için yanma sıralamasına göre egzoz basıncı profili gösterilmiştir:



Şekil 4.7. 4 silindirli bir motorun egzoz manifold basıncı (Wan, 2011)

Egzoz gazının basıncının bu şekilde sönümlenmesi egzoz gazının enerjisini azaltmakta, dolayısıyla turboşarjdan daha düşük bir verim alınmasına neden olmaktadır. Bu durumunun önüne geçmek için motorun egzoz manifoldu, yanma sıralamasında ardışık olan silindirlerin egzoz çıkışları ayrı ayrı kanallardan verilecek şekilde tasarlanır. Yukarıdaki örneğe devam edersek, 1. ve 4. silindirlerin egzoz çıkışları ortaklaştırılır ve bu şekilde subap bindirmesi sebebiyle gerçekleşen basınç sönümlemesinin önüne geçilmiş olur. Benzer şekilde 2. ve 3. Silindirlerin egzoz çıkışları da ayrıca ortaklaştırılır. Şekil 4.8.'de egzoz manifoldunun farklı kanallarından turboşarja aktarılan egzoz gazlarının basınç profilleri gösterilmiştir:



Şekil 4.8. Egzoz manifoldunun ayrı kanallarındaki basınç profili (Wan, 2011)

Sonuç olarak, bölünmüş kanallı türbin volüt geometrisi ve buna uygun bir egzoz manifoldu tasarımıyla türbine iletilen egzoz gazının basıncının daha yüksek olması sağlanır. Bu sayede egzoz gazının enerjisinden daha çok faydalanılabilir.

#### 4.2.1.3. Türbin Performans Haritası

Otomotiv endüstrisindeki motor geliştirme çalışmaları kapsamında motora uygun turboşarj seçme çalışmaları, test süresini ve test maliyetini azaltmak için genellikle bilgisayar ortamında yapılmaktadır. Bilgisayar destekli analiz programları ile çalışabilmek için, turboşarj üreticilerinden türbin ve kompresör performans haritaları alınıp, analiz programına girdi olarak verilmektedir.

Türbin performans haritaları, turboşarj üreticileri tarafından yapılan testler ile oluşturulmaktadır. Bu testler sırasında, türbin çarkı farklı shaft hızları ile döndürülüp, her

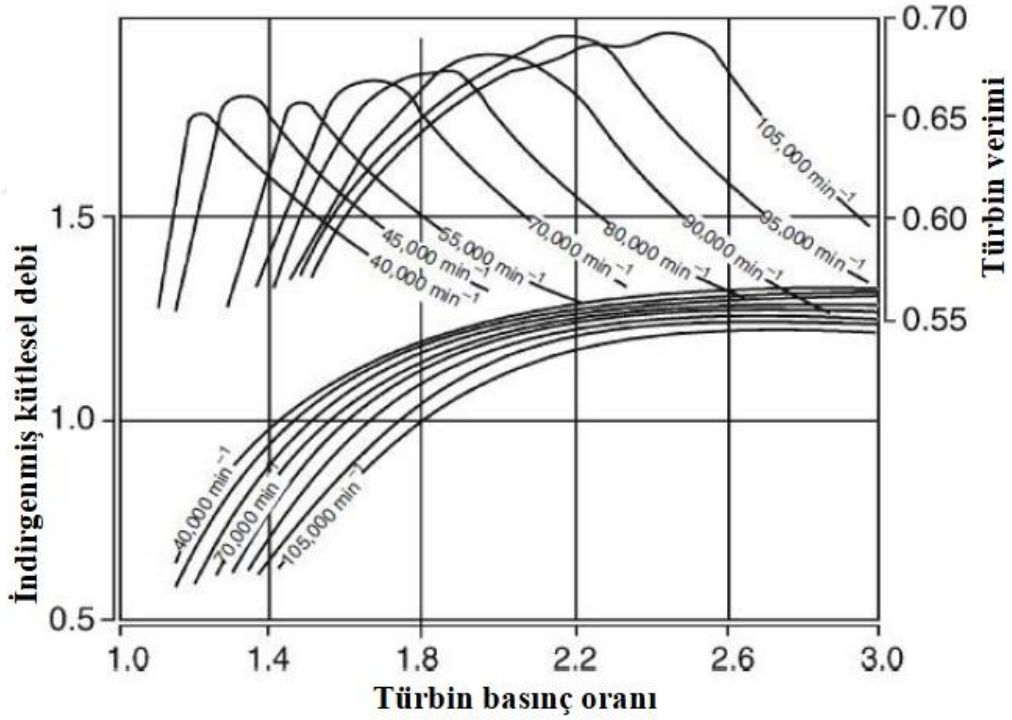
bir şaft hızı için farklı kütleli debi ve basınç oranı değerleri ve bunlara karşılık gelen türbin verimi değerleri kaydedilir.

Türbin performans haritalarında kütleli debi ve şaft hızı değerleri genellikle indirgenmiş olarak verilir. İndirgenmiş kütleli debi  $\dot{m}_{\text{türb,ind}}$  ve indirgenmiş şaft hızı  $N_{\text{ind}}$  denklem 4.2 ve denklem 4.3'te ifade edildiği gibi hesaplanır:

$$\dot{m}_{\text{türb,ind}} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_3}}{p_3} \quad (4.2)$$

$$N_{\text{ind}} = \frac{N}{\sqrt{T_3}} \quad (4.3)$$

Şekil 4.9.'da, farklı şaft hızları ve farklı türbin basınç oranları için elde edilmiş türbin kütleli debisinin ve türbin veriminin haritalanmış hali görülmektedir:



Şekil 4.9. Türbin performans haritası (Dağlar, 2013)

## 4.2.2. Kompresör

Kompresör, motora alınan havanın basınçlandırılıp yoğunluğunun artırıldığı bölümdür. Kompresör sayesinde motora alınabilecek temiz hava debisi arttırılabilmektedir. Ancak, sıkıştırılan havanın sıcaklığı arttığı için, kompresör ve motor arasında ısınmış havayı soğutmak için genellikle bir ara soğutucu kullanılır.

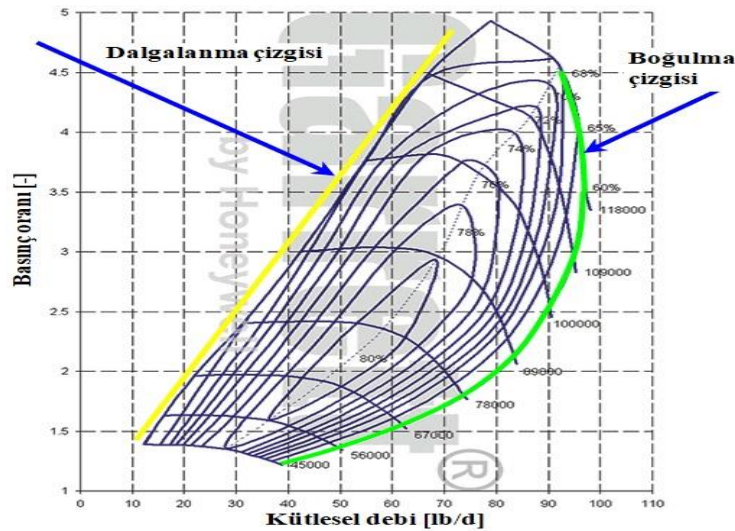
### 4.2.2.1. Kompresör Tasarım Parametreleri

Türbin için bahsedilen trim ve A/R oranı gibi parametreler kompresör için de geçerlidir. Bu parametreler kompresör için de aynı şekilde hesaplanır. Kompresörün akış kapasitesi trim ile doğru orantılıdır.

### 4.2.2.2. Kompresör Performans Haritası

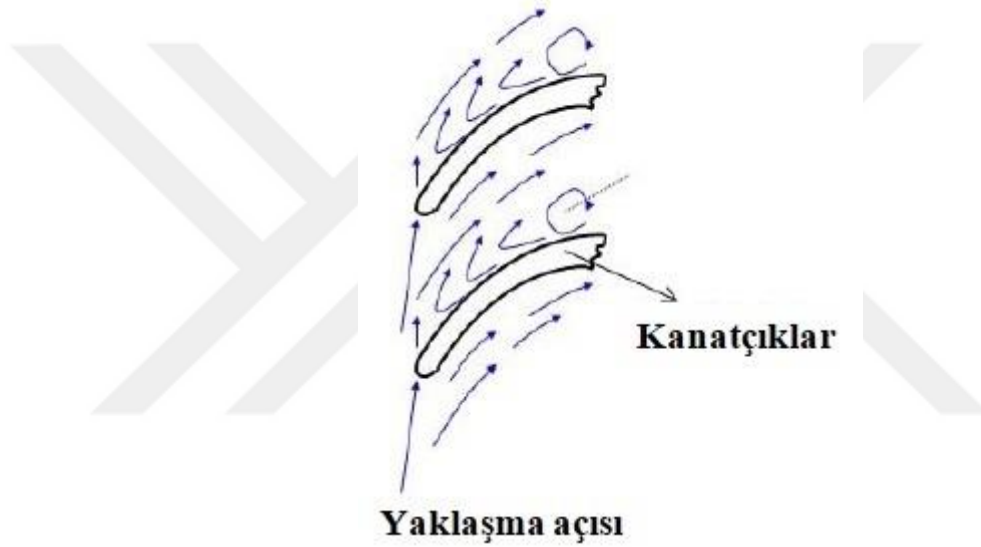
Türbin performans haritalarına benzer şekilde, kompresör performans haritaları da turboşarj üreticileri tarafından yapılan testler sonucunda oluşturulmaktadır. Kompresör performans haritaları da farklı shaft hızlarında farklı kütesel debilere denk gelen basınç oranının ölçülüp, bu verilere bağlı olarak kompresör veriminin hesaplanmasıyla elde edilir.

Şekil 4.10.'da standart bir kompresör haritası gösterilmiştir. Grafiğin üzerinde kompresör verimi bilgisi adacıklar halinde görülmektedir:



Şekil 4.10. Kompresör performans haritası (Garretmotion, 2019)

Kompresör performans haritası üzerinde sol tarafta dalgalanma çizgisi (surge line) ve sağ tarafta boğulma çizgisi (choke line) olarak adlandırılan iki kritik sınır çizgisi vardır. Dalgalanma çizgisi farklı kütleli debi değerleri için kompresörün kararlı durumda çalışabileceği en yüksek basınç oranını belirler. Dalgalanma çizgisinin ihlal edilmesi durumunda kompresör kanatçıklarından geçen hava, kanatçıklara olması gerektiği gibi tutunamamaktadır. Bu durum ciddi verim kayıplarına yol açmaktadır. Temelde dalgalanma olayına yol açan etken, temiz havanın kompresör kanatçıklarına yaklaşma açısının düşük olmasıdır. Şekil 4.11.'de kompresöre alınan temiz havanın kanatçıklara yaklaşma açısı gösterilmiştir:



Şekil 4.11. Temiz havanın kanatçıklara yaklaşma açısı (Dağlar, 2013)

Yüksek irtifada sıcak hava sınır şartında, kompresör girişindeki basınç düşeceğinden dolayı kompresör basınç oranı daha yüksek değerlere gidecektir. Yani, yüksek irtifada sıcak hava sınır şartında dalgalanma tehlikesi daha yüksektir.

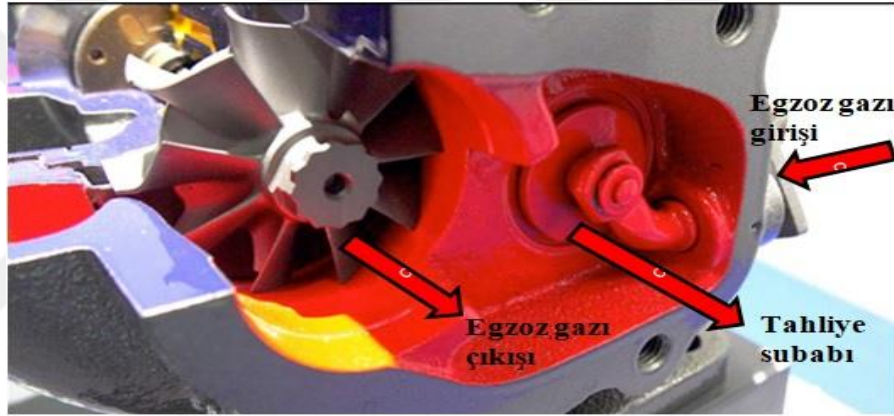
Boğulma olayı ise kanatçıklar arasındaki en dar akış alanında, havanın hızının ses hızına ulaşması ile görülür. Boğulma çizgisine ulaştıktan sonra, kompresör basınç oranı artsa da kütleli debi daha fazla artmamaktadır.

Motora uygun turboşarj seçimi yapılırken seçilen kompresör büyük olursa, motorun yüksek devirde çalışması durumunda yüksek kompresör verimi elde edilir; ancak motorun düşük devirde çalışması durumunda dalgalanma çizgisinin ihlal edilme riski artar. Benzer şekilde, seçilen kompresör küçük olursa dalgalanma tehlikesi azalır

fakat bu sefer de motorun yüksek devirde çalışması durumunda kompresör veriminden taviz verilir. Ayrıca, şaftın dayanabileceği en yüksek çalışma hızı limitinin de ihlal edilme riski artar. Bu yüzden turboşarj seçimi yaparken seçilecek kompresörün akış kapasitesine karar verilmesi kritik bir konudur.

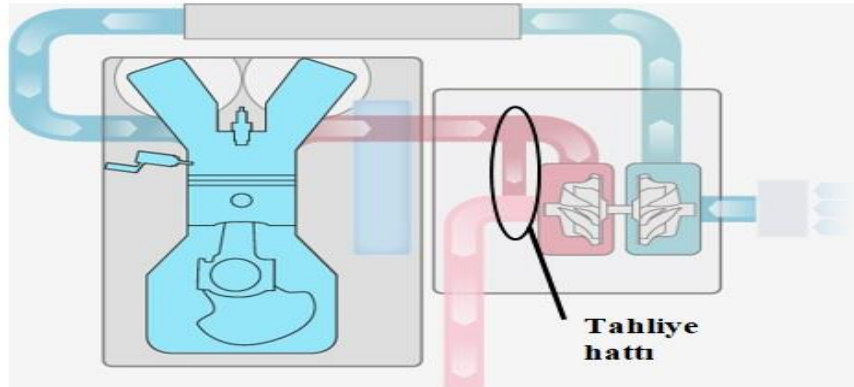
#### 4.2.3 . Tahliye Subabı ve Tahrik Mekanizması

Tahliye subapları (wastegate), türbine gelen egzoz gazının bir kısmını henüz türbin çarkına ulaşmadan tahliye etmeye yarar. Tahliye subabı açık olduğunda, türbine gelen egzoz gazı türbin volütünün üzerindeki bir hattan direkt olarak egzoz hattına aktarılır. Şekil 4.12.'de tahliye subaplı bir turboşarj gösterilmiştir:



Şekil 4.12. Tahliye subaplı turboşarj (Glucker, 2016)

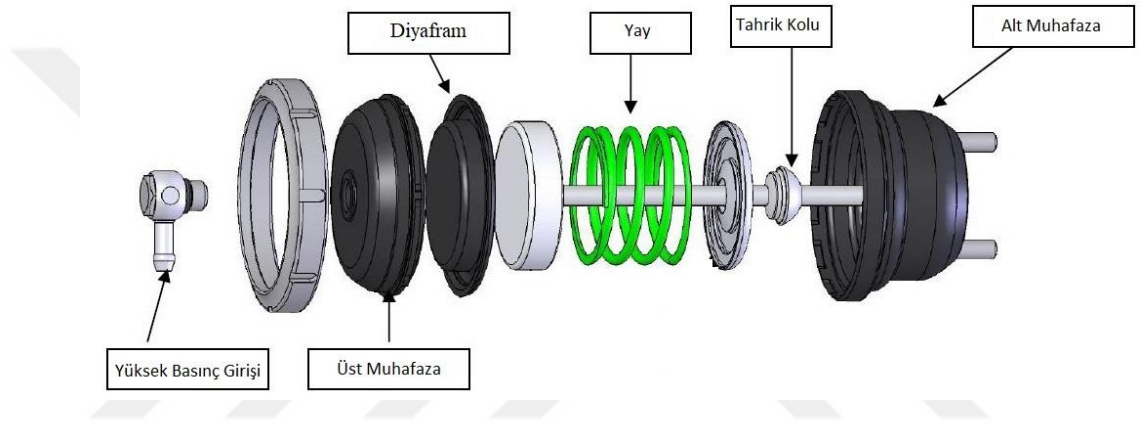
Turboşarjın tahliye hattı temsili bir şema üzerinde şekil 4.13.'te gösterilmiştir:



Şekil 4.13. Turboşarjın tahliye hattı (Nair, 2019)

Tahliye subaplarının kullanımıyla, kompresör çıkış basıncını istenilen bir seviyede tutmak mümkündür. Dolayısıyla turboşarj şaftının limit hızına yaklaşması engellenmiş olur. Tahliye subabı kullanımı ile birlikte, düşük motor hızlarında daha yüksek turboşarj verimi alabilmek ve turboşarjın tepki süresini azaltabilmek adına küçük bir turboşarj seçilebilirken, yüksek motor hızlarında da turboşarj şaftının hızı kontrol altında tutulabilir.

Şekil 4.14.'te standart bir tahliye subabı tahrik mekanizmasının iç yapısı görülmektedir.



Şekil 4.14. Tahliye subabı tahrik mekanizması (Americantrucks, 2019)

Tahliye subabı tahrik mekanizması temel olarak bir diyafram ve bu diyaframa bağlı bir tahrik kolundan oluşur. Diyaframın hareketine göre tahrik kolu ileri geri hareket eder ve tahliye subabını açıp kapatır. Diyaframın bir yönünden ön yükleme uygulanmış bir yayın kuvveti etki ederken, diğer yönünden de kompresör çıkışından çekilen bir hat vasıtasıyla kompresör çıkışındaki hava basıncı etki eder. Yay kuvveti tahliye subabını kapatıcı yönde etki etmektedir. Kompresör çıkışından çekilen hattaki hava basıncının uyguladığı kuvvet yay kuvvetini yendiğinde tahliye subabı açılmaya başlar. Yayın ön yüklemesi tahliye subabının açılması istenen emme manifoldu basıncına göre yapılır. Bu şekilde, belli bir emme manifoldu basıncına ulaşıldığında tahliye subabı açılmaya başlar ve egzoz gazı tahliye edilir. Özetle, emme manifoldunun ulaşabileceği en yüksek hava basıncı kontrol altında tutulmuş olur.

### 4.3. Otomotiv Endüstrisinde Kullanılan Turboşarj Tipleri

Çalışmada kullanılan turboşarjlar, sabit geometrili ve pasif tahliye subaplı turboşarjlardır. Motor endüstrisinde, tasarlanan motora bağlı olarak birbirinden farklı bir çok tipte turboşarj kullanımı görülmektedir (Dağlar, 2013):

- Geleneksel turboşarjlar: Sabit geometrili ve tahliye subabı içermeyen turboşarjlardır. Bu turboşarjlar daha çok dar bir motor hızı aralığında çalışan jenaratör motorları gibi motorlarda kullanılmaktadır.
- Sabit geometrili ve pnömatik kontrollü turboşarjlar: Bu turboşarjlar da sabit geometrili turboşarjlardır fakat çalışmada kullanılan turboşarjlardan ayrıldıkları nokta, tahliye subap mekanizmasının kontrolünün pnömatik bir sistemle yapılmasıdır. Kompresör çıkışından gelen yüksek basınçlı hava ve atmosferden alınan atmosferik hava ayrı ayrı hatlar ile kontrol valfine iletilir. Kontrol valfi solenoid valftir ve uygulanan voltaja göre iki ayrı hattan gelen havayı birbiri ile karıştırarak, tahliye subabının diyaframına nihai bir kontrol basıncı iletmeye yarar. Bu şekilde, valfe uygulanan voltaja göre farklı emme manifoldu basınçları ile çalışılabilmektedir.
- Değişken geometrili turboşarjlar: Türbin volütündeki egzoz gazını türbin çarkına ileten nozüllerin geometrisi değişebilmektedir ve bu sayede egzoz gazının türbin kanatçıklarına yaklaşma açısı kontrol edilebilmektedir. Başka bir deyişle, değişken geometrili turboşarj kullanımı ile türbinin A/R oranı değiştirilebilmektedir.
- Çift kademeli turboşarjlar: Çift kademeli turboşarj kullanımı, motorun güç yoğunluğu arttırılmak istendiğinde başvurulan bir çözümdür. Bu turboşarj sistemleri, birbirine seri bağlanmış iki adet turboşarjdan oluşmaktadır. Bu şekilde, çok daha yüksek emme manifoldu basınçları elde edilebilmektedir. Düşük motor hızlarında göreceli olarak küçük olan turboşarj devreye alınmakta ve bu şekilde turboşarj tepki süresi azaltılmaktadır. Yüksek motor hızlarında ise iki turboşarj birden devreye alınmaktadır ve bu şekilde yüksek emme manifoldu basınçlarına ulaşılabilir.

## BÖLÜM 5

### TURBOŞARJ İLE İLGİLİ TERMODİNAMİK BİLGİLER

İçten yanmalı motorlarda motora uygun turboşarj seçimini yapabilmek için turboşarj operasyonunun termodinamik süreçlerini anlamak önem taşımaktadır. Söz konusu termodinamik esaslar anlaşıldığında, analiz programının hangi formülasyonlar üzerinden çalıştığını kavramak ve analiz programının çıktılarını doğru bir şekilde yorumlayabilmek mümkün olmaktadır. Bu bölümde kompresör tarafından basınçlandırılmış havanın ve türbin girişindeki egzoz gazının ideal gazlar oldukları kabulüyle, turboşarj operasyonu için temel teşkil eden termodinamik bağıntılar verilmiştir.

#### 5.1. İdeal Gaz Denklemleri

Statik sıcaklık  $T_{sta}$ , gaz ile ısı alışverişinde olan katının yüzeyinden, yani gazın akış hızının sıfır olduğu sınır tabakadan ölçülen sıcaklıktır. Dinamik sıcaklık  $T_{din}$  ise, akışkanın hızı ve sabit basınçtaki özgül ısısından türetilen bir büyüklüktür. Toplam sıcaklık  $T_{top}$ , statik ve dinamik sıcaklığın toplamına eşittir.

$$T_{top} = T_{sta} + T_{din} \quad (5.1)$$

$$T_{top} = T_{sta} + \frac{c^2}{2c_p} \quad (5.2)$$

Eşitlikteki  $c$  terimi gaz hızını,  $c_p$  terimi ise gazın sabit basınçtaki özgül ısısını belirtmektedir.

Toplam gaz basıncı  $p_{top}$ , izentropik gaz denkleminde denklemin 5.3'teki gibi hesaplanabilir;

$$p_{\text{top}} = p_{\text{sta}} \left( \frac{T_{\text{top}}}{T_{\text{sta}}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (5.3)$$

$$p_{\text{top}} = p_{\text{sta}} \left( 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (5.4)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (5.5)$$

$$M = \frac{c}{a} \quad (5.6)$$

Eşitlikteki  $p_{\text{sta}}$  statik basıncı,  $k$  terimi özgül ısıların oranını,  $M$  terimi ise Mach sayısını göstermektedir. Mach sayısını hesaplarken kullanılan  $a$  terimi ses hızına karşılık gelmektedir.

Gazın toplam özgül entalpisi  $h_{\text{top}}$ , özgül entalpisinin ve özgül kinetik enerjisinin toplamına eşittir.

$$h_{\text{top}} = h + \frac{c^2}{2} \quad (5.7)$$

Gazın özgül entalpisi ise denklem 5.9'daki gibi hesaplanmaktadır:

$$h(T) = c_p(T - T_0) + h(T_0) \quad (5.8)$$

$$h(T) = u(T) + \frac{p}{\rho} = u(T) + R_g T \quad (5.9)$$

Denklemden  $\rho$  terimi gazın yoğunluğunu,  $T_0$  terimi referans sıcaklığı,  $u$  terimi özgül iç enerjiyi,  $R_g$  terimi ise gaz sabitini göstermektedir.

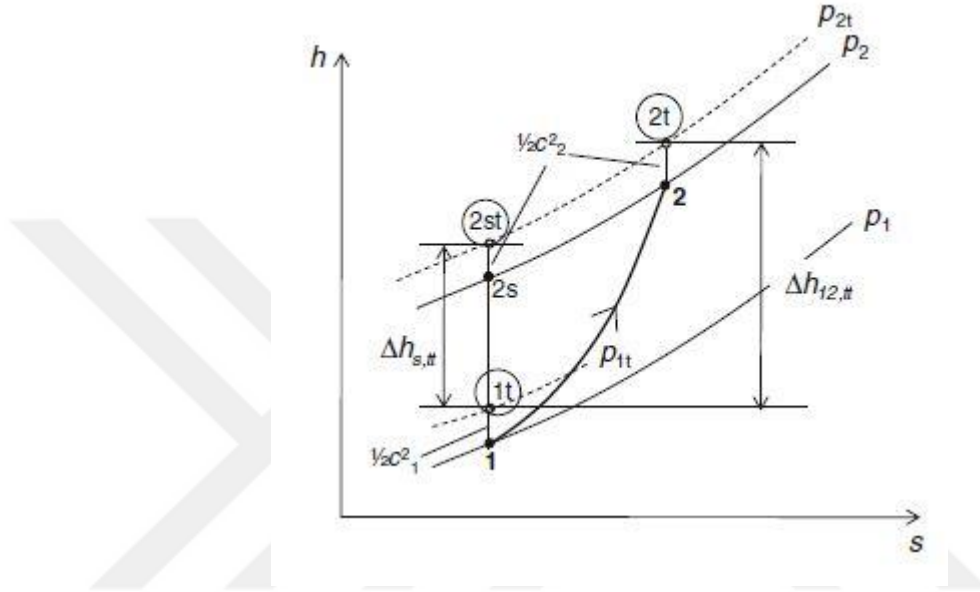
Özgül iç enerjiyi veren bağıntı:

$$u(T) - u(T_0) = c_v(T - T_0) = c_v \Delta T \quad (5.10)$$

## 5.2. Kompresör Verimi

Kompresördeki sıkıştırma süreci politropik bir süreçtir. Kompresörün içindeki sürtünme kayıpları dolayısıyla sıkıştırma süreci esnasında entropi artmaktadır. Şekil 5.1.'de, kompresörden geçen havanın sıkıştırılma süreci gösterilmiştir.

Kompresörden geçen havanın kompresör girişindeki başlangıç basıncı ve sıcaklığı  $(p_1, T_1)$  durumu ile, kompresör çıkışındaki nihai basıncı ve sıcaklığı  $(p_2, T_2)$  durumu ile gösterilmiştir. Havanın  $(p_1, T_1)$  durumu 1. durum,  $(p_2, T_2)$  durumu ise 2. durum olarak isimlendirilmektedir. Şekil 5.1.'de kompresördeki havanın sıkıştırılması ve bu sıradaki entropi değişimi gösterilmiştir:



Şekil 5.1. Kompresörden geçen havanın sıkıştırılması süreci (Nguyen-Schäfer, 2015)

Kompresör verimi ( $\eta_{\text{komp}}$ ), havanın 1. durumdan 2. duruma geçerkenki toplam izentropik entalpi değişiminin politropik toplam entalpi değişimine oranı olarak tanımlanır. Başka bir deyişle, kompresör politropik süreçte (gerçek süreç) izentropik sürece göre (ideal süreç) daha çok enerjiye ihtiyaç duymaktadır (Nguyen-Schäfer, 2015).

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{\Delta h_{s,\text{top-top}}}{\Delta h_{12,\text{top-top}}} \quad (5.11)$$

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{T_{2s,\text{top}} - T_{1,\text{top}}}{T_{2,\text{top}} - T_{1,\text{top}}} \quad (5.12)$$

Eşitlikte izentropik verim toplamdan toplama olarak yazılmıştır. Bunun sebebi, 2. duruma geçen havanın kinetik enerjisinin, kompresörün difüzöründeki havayı basınçlandırmak için kullanılabilmesidir. İzentropik süreçle ilgili termodinamik ifadeler

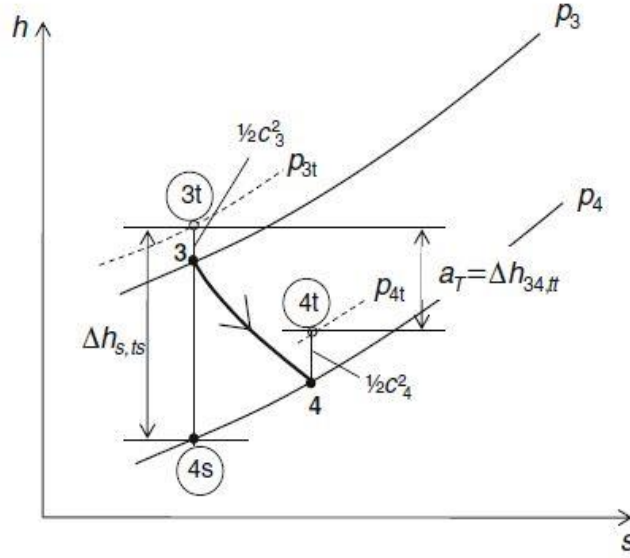
kullanılarak kompresör verimi kompresörün girişindeki ve çıkışındaki toplam basınç ve sıcaklıklar cinsinden denklem 5.13'teki gibi yazılabilir (Nguyen-Schäfer, 2015):

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{\left(\frac{p_{2,\text{top}}}{p_{1,\text{top}}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1}{\left(\frac{T_{2,\text{top}}}{T_{1,\text{top}}}\right) - 1} \quad (5.13)$$

Bu eşitlikte k katsayısı özgül ısıların oranını göstermektedir ve temiz hava için 1.4 olarak alınmaktadır. Kompresör verimi  $\eta_{\text{komp}}$ , kompresör girişindeki ve çıkışındaki toplam basınç ve sıcaklık verileri kullanılarak denklem 5.13 uyarınca hesaplanabilir. Genellikle kompresör haritasının üzerinde kompresör veriminin en yüksek olduğu nokta, kompresörün tasarım noktasıdır ve bu noktada kompresör verimi %75 - %80 seviyesine kadar çıkar (Nguyen-Schäfer, 2015).

### 5.3. Türbin Verimi

Kompresör için kurulan analogi devam ettirilirse, türbin verimi de egzoz gazının türbinin girişindeki  $(p_3, T_3)$  durumundan, türbin çıkışındaki  $(p_4, T_4)$  durumuna geçmesi üzerinden açıklanabilir. Türbindeki bu süreç, politropik genişleme sürecidir. Egzoz gazının  $(p_3, T_3)$  durumu 3. durum,  $(p_4, T_4)$  durumu ise 4. durum olarak isimlendirilmektedir. Şekil 5.2.'de türbinden geçen gazın genişleme sonucu enerji kaybetmesi süreci gösterilmiştir:



Şekil 5.2. Türbinden geçen egzoz gazının genişlemesi süreci (Nguyen-Schäfer, 2015)

Türbin verimi, egzoz gazının 3. durumdan 4. duruma geçerkenki toplam politropik entalpi değişiminin, toplam izentropik entalpi değişimine oranı olarak tanımlanır. Fiziksel olarak türbin sürtünme ve diğer kayıplar sebebiyle, izentropik sürece göre hesaplanandan daha az enerji üretir.

$$\eta_{\text{türb}} = \frac{\Delta h_{34,\text{top-top}}}{\Delta h_{s,\text{top-sta}}} \quad (5.14)$$

$$\eta_{\text{türb}} = \frac{T_{4,\text{top}} - T_{3,\text{top}}}{T_{4,\text{sta}} - T_{3,\text{top}}} \quad (5.15)$$

Türbin için yazılan bu eşitlikte kompresörden farklı olarak izentropik verim toplamdan statığe olarak ifade edilmiştir, çünkü 4. duruma geçmiş egzoz gazının kinetik enerjisi türbinde ilave güç elde etmek için kullanılamamaktadır. Türbin verimi egzoz gazının türbin girişindeki ve çıkışındaki sıcaklık ve basınç verileri kullanılarak denklem 5.16'daki gibi gösterilir:

$$\eta_{\text{türb}} = \frac{1 - \left(\frac{T_{4,\text{top}}}{T_{3,\text{top}}}\right)}{1 - \left(\frac{p_{4,\text{sta}}}{p_{3,\text{top}}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}} \quad (5.16)$$

Bu eşitlikte özgül ısıların oranını ifade eden  $k$  katsayısı, egzoz gazı için 1.32 olarak alınmaktadır. Kompresör haritasında olduğu gibi, türbin haritasında da verimin en yüksek olduğu noktada türbinin tasarım noktasıdır ve bu noktada verim %65 - %70 seviyesine çıkabilmektedir (Nguyen-Schäfer, 2015).

#### 5.4. Turboşarj Denklemleri

Egzoz gazının türbinden geçerken genişlemesi, egzoz gazının kütleli debisine ve genişleme sırasındaki toplam entalpi değişimine bağlı olarak türbinde bir güç üretilmesini sağlar. Türbinde üretilen kullanılabilir güç denklem 5.17'deki gibi ifade edilir:

$$P_{\text{türb}} = \eta_{\text{türb}} \dot{m}_{\text{türb}} |\Delta h_{s,\text{türb}}| \quad (5.17)$$

Türbindeki entalpi değişimi denklem 5.18'deki gibi yazılabilir:

$$|\Delta h_{s,\text{türb}}| = c_{p,\text{egzoz}} T_3 \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\left( \frac{k-1}{k} \right)_{\text{egzoz}}} \right] \quad (5.18)$$

Denklem 5.18'deki entalpi değişimi denklem 5.17'de kullanılarak türbinde üretilen güç; egzoz gazının kütleli debisi, türbin girişindeki sıcaklığı ve türbinin basınç oranı cinsinden denklem 5.19'daki gibi bulunur:

$$P_{\text{türb}} = \eta_{\text{türb}} \dot{m}_{\text{türb}} c_{p,\text{egzoz}} T_3 \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\left( \frac{k-1}{k} \right)_{\text{egzoz}}} \right] \quad (5.19)$$

Kompresörde havayı basınçlandırmak için kullanılan gücün türbinde üretilen kullanılabilir güce eşit olduğu ve bu güç iletimi sırasında yataklama sisteminden dolayı bir mekanik kayıp olacağı düşünülürse; kompresöre iletilen güç, türbinde üretilen kullanılabilir güç ve turboşarjın mekanik verimi cinsinden denklem 5.20'deki gibi ifade edilir:

$$P_{\text{komp}} = \eta_{\text{mek,turbo}} P_{\text{türb}} = \eta_{\text{mek,turbo}} \eta_{\text{türb}} \dot{m}_{\text{türb}} c_{p,\text{egzoz}} T_3 \left[ 1 - \left( \frac{P_4}{P_3} \right)^{\left( \frac{k-1}{k} \right)_{\text{egzoz}}} \right] \quad (5.20)$$

Diğer yandan, kompresörde harcanan güç izentropik kompresör verimi ve kompresörden geçen havanın entalpi değişimi yardımıyla denklem 5.21'deki gibi yazılabilir:

$$P_{\text{komp}} = \frac{\dot{m}_{\text{komp}} \Delta h_{s,\text{komp}}}{\eta_{\text{komp}}} \quad (5.21)$$

Eşitlikte  $\Delta h_{s,\text{komp}}$  terimi kompresörden geçen gazın entalpi değişimini göstermektedir.

Kompresörde harcanan güç kompresörden geçen havanın kütleli debisi, kompresör girişindeki sıcaklığı ile kompresörün çıkışındaki ve girişindeki basınçlarının oranı cinsinden denklem 5.22'deki gibi yazılabilir:

$$P_{\text{komp}} = \frac{\dot{m}_{\text{komp}} c_{p,\text{hava}} T_1}{\eta_{\text{komp}}} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\left( \frac{k-1}{k} \right)_{\text{hava}}} - 1 \right] \quad (5.22)$$

Kompresörden geçen havanın kompresörün çıkışındaki ve girişinde basınçlarının oranına kısaca kompresör basınç oranı da denmektedir. Denklem 5.20 ve denklem 5.22 kullanılarak, kompresör basınç oranı elde edilir. Bu denkleme özel olarak birincil turboşarj denklemi de denir (Nguyen-Schäfer, 2015).

$$\pi_{\text{komp}} = \frac{p_2}{p_1} = \left( 1 + \frac{c_{p,\text{egzoz}}}{c_{p,\text{hava}}} \left\langle \frac{\dot{m}_{\text{türb}}}{\dot{m}_{\text{komp}}} \frac{T_3}{T_1} \eta_{\text{turbo}} \right\rangle \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{-\left( \frac{k-1}{k} \right)_{\text{egzoz}}} \right] \right)^{\left( \frac{k}{k-1} \right)_{\text{hava}}} \quad (5.23)$$

$$\pi_{\text{komp}} = \left( 1 + \frac{c_{p,\text{egzoz}}}{c_{p,\text{hava}}} \left\langle \frac{\dot{m}_{\text{türb}}}{\dot{m}_{\text{komp}}} \frac{T_3}{T_1} \eta_{\text{turbo}} \right\rangle \cdot \left[ 1 - \pi_{\text{türb}}^{-\left( \frac{k-1}{k} \right)_{\text{egzoz}}} \right] \right)^{\left( \frac{k}{k-1} \right)_{\text{hava}}} \quad (5.24)$$

Birincil turboşarj denklemindeki  $\eta_{\text{turbo}}$  terimi toplam turboşarj verimini göstermektedir ve denklem 5.25'deki gibi ifade edilir (Nguyen-Schäfer, 2015):

$$\eta_{\text{turbo}} = \eta_{\text{mek,turbo}} \eta_{\text{türb}} \eta_{\text{komp}} \quad (5.25)$$

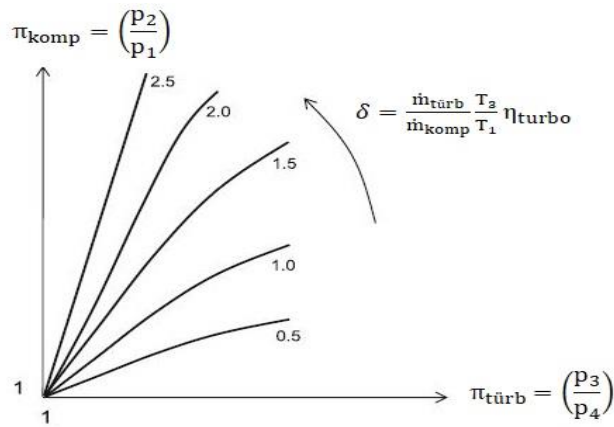
Denklem 5.24 incelendiğinde, havanın kompresör çıkışındaki basıncının daha yüksek seviyelere çıkarılabilmesi için kompresör basınç oranı ( $\pi_{\text{komp}}$ ) arttırılması gerektiği açıkça görülmektedir. Bu artış, aşağıdaki yöntemlerle sağlanabilir:

- Şaft yataklarının mekanik veriminin artırılması vasıtasıyla toplam turboşarj veriminin ( $\eta_{turbo}$ ) artırılması,
- Türbin girişindeki egzoz gazı sıcaklığının ( $T_3$ ) artırılması, böylece türbinde daha fazla güç üretilmesi,
- Türbindeki genişleme oranının ( $\pi_{türb}$ ) mümkün olduğunca artırılması,
- Kompresöre giren havanın sıcaklığının ( $T_1$ ) düşük olması,
- Türbin girişindeki egzoz gazı basıncının ( $P_3$ ), motorun yakıt tüketimi kabul edilebilir seviyelerde tutulurken, türbinde üretilen gücü arttıracak şekilde optimize edilmesi,
- Türbinden geçen egzoz gazının kütleli debisinin mümkün olduğunca yüksek olması.

Birincil turboşarj denklemi tekrar incelendiğinde, bu eşitlik ile kompresör basınç oranı ve türbin basınç oranı arasındaki ilişki görülebilir. Fiziksel olarak; denklemde  $\delta$  ayraçları arasında verilen boyutsuz terim motorun tam yük eğrisi boyunca çok fazla değişmemektedir. Söz konusu boyutsuz terim kısaca denklem 5.26'daki gibi ifade edilebilir:

$$\delta = \frac{\dot{m}_{türb}}{\dot{m}_{komp}} \frac{T_3}{T_1} \eta_{turbo} \quad (5.26)$$

Bu bilgi ışığında, kompresör basınç oranı ( $\pi_{komp}$ ) ve türbin basınç oranı ( $\pi_{türb}$ ) arasındaki ilişki, boyutsuz terimin ( $\delta$ ) farklı değerleri için şekil 5.3.'te olduğu gibi gösterilebilir:



Şekil 5.3. Farklı  $\delta$  değerleri için kompresör ve türbin basınç oranları arasındaki ilişki (Nguyen-Schäfer, 2015)

Türbin içindeki egzoz gazı akışı, giriş basıncı  $p_3$  ve çıkış basıncı  $p_4$  olan sıkıştırılabilir bir akış olarak düşünülebilir. Sıkıştırılabilir akışa ait denklemler kullanılarak türbin içinden geçen egzoz gazının kütleli debisini, türbin girişindeki ve çıkışındaki gaz basıncı, türbin girişindeki gaz sıcaklığı ve türbindeki basınç oranı cinsinden tarif eden ikincil turboşarj denklemi yazılabilir (Nguyen-Schäfer, 2015):

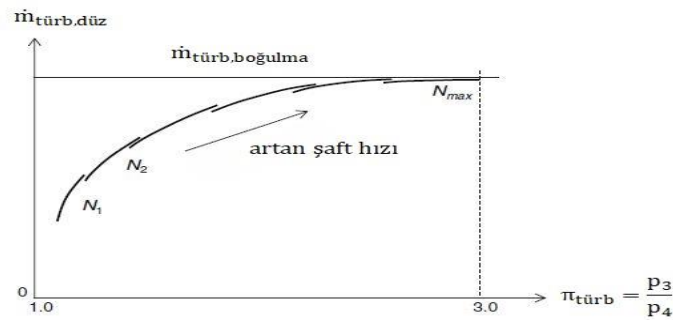
$$\dot{m}_{\text{türb}} = \mu A_{\text{türb}} p_{3,\text{top}} \sqrt{\frac{2}{R_g T_{3,\text{top}}}} \sqrt{\left(\frac{k}{k-1}\right)_{\text{egzoz}} \left( \left(\frac{p_{3,\text{top}}}{p_4}\right)^{\frac{-2}{k_{\text{egzoz}}}} - \left(\frac{p_{3,\text{top}}}{p_4}\right)^{-\left(\frac{k+1}{k}\right)_{\text{egzoz}}} \right)} \quad (5.27)$$

Denklemden  $A_{\text{türb}}$  terimi türbin kanatçıkları arasındaki akış alanını,  $\mu$  terimi sürtünme katsayısını göstermektedir. Egzoz gazının kütleli debisini tarif eden bu denklemde  $p_{3,\text{top}}$  ve  $T_{3,\text{top}}$  terimlerinin etkisini indirgeyebilmek adına, düzeltilmiş türbin kütleli debisi denklem 5.29'deki gibi tanımlanabilir:

$$\dot{m}_{\text{türb,düz}} = \frac{\dot{m}_{\text{türb}} \sqrt{T_{3,\text{top}}}}{p_{3,\text{top}}} \quad (5.28)$$

$$\dot{m}_{\text{türb,düz}} = \mu A_{\text{türb}} \sqrt{\frac{2}{R_g}} \sqrt{\left(\frac{k}{k-1}\right)_{\text{egzoz}} \left( \left(\frac{p_{3,\text{top}}}{p_4}\right)^{\frac{-2}{k_{\text{egzoz}}}} - \left(\frac{p_{3,\text{top}}}{p_4}\right)^{-\left(\frac{k+1}{k}\right)_{\text{egzoz}}} \right)} \quad (5.29)$$

Denklemin düzeltilmiş türbin kütleli debisi için yazılmış halde görüldüğü gibi, türbinden geçen egzoz gazının düzeltilmiş kütleli debisi türbin girişindeki egzoz gazın sıcaklığından ve basıncından bağımsızdır. Düzeltilmiş kütleli debi yalnızca türbindeki basınç oranıyla ilgilidir. Şekil 5.4.'te farklı turboşarj şaft hızları için türbin basınç oranına bağlı düzeltilmiş türbin kütleli debisi gösterilmiştir:



Şekil 5.4. Türbin basınç oranı ve düzeltilmiş türbin kütleli debisi (Nguyen-Schäfer, 2015)

Şekil 5.4.'te de görüldüğü gibi, türbin basınç oranı yaklaşık olarak 3' ü geçtikten sonra turboşarj şaft hızı ve türbin basınç oranı artsa da düzeltilmiş türbin kütleli debisi değişmemektedir. Bu noktadaki düzeltilmiş kütleli debi özel olarak boğulma debisi olarak da adlandırılmaktadır. Bu durumdaki bir akışın Mach sayısı, türbin kanatçıkları arasındaki akış alanının en dar bölgesinde 1' e eşit olur. Bu yüzden dizel bir motorun turboşarj seçimi sırasında seçilecek türbinin boğulma kütleli debisi, motorun en yüksek egzoz gazı kütleli debisinden daha yüksek olmalıdır. Buna ek olarak, boğulma kütleli debisine ulaşıldığında türbin verimi %60' tan daha düşük seviyelere iner. %60' tan daha düşük türbin verimi, otomotiv endüstrisinde kabul edilebilir türbin verimine göre oldukça düşüktür (Nguyen-Schäfer, 2015).

Turboşarjın mekanik verimini ifade eden denklem, denklem 5.20 kullanılarak türetilebilir:

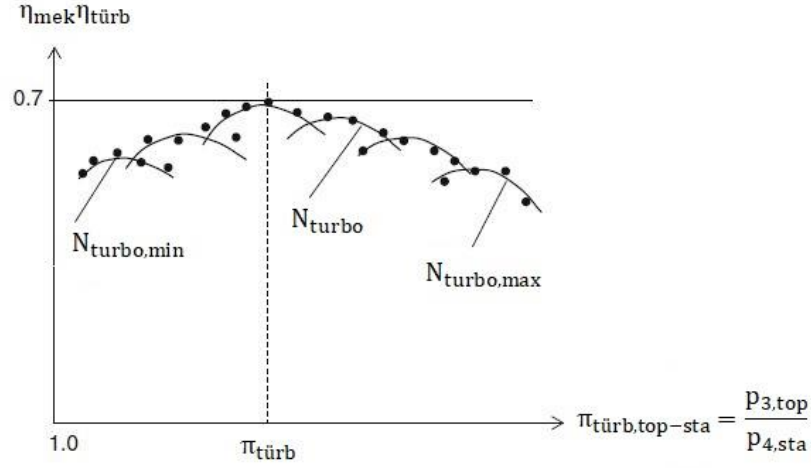
$$\eta_{mek,turbo} = \frac{P_{komp}}{P_{türb}} = \frac{\dot{m}_{komp} c_{p,hava} (T_2 - T_1)}{\eta_{komp} \eta_{türb} \dot{m}_{türb} c_{p,egzoz} T_3 \left( 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\left( \frac{k-1}{k} \right)_{egzoz}} \right)} \quad (5.30)$$

Denklem 5.30, denklem 5.22 kullanılarak denklem 5.31'deki gibi de ifade edilebilir:

$$\eta_{mek,turbo} \eta_{türb} = \frac{\dot{m}_{komp} c_{p,hava} T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\left( \frac{k-1}{k} \right)_{hava}} - 1 \right]}{\eta_{komp} \dot{m}_{türb} c_{p,egzoz} T_3 \left( 1 - \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\left( \frac{k-1}{k} \right)_{egzoz}} \right)} \quad (5.31)$$

Denklem 5.31'de tanımlanan  $\eta_{mek,turbo} \eta_{türb}$  terimi, turboşarjın toplam verimini anlayabilmek açısından büyük önem taşır. Eşitlikte de görüldüğü üzere bu terim, kompresörden ve türbinden geçen kütleli debiler ( $\dot{m}_{komp}$  ve  $\dot{m}_{türb}$ ), kompresörün ve türbinin girişindeki sıcaklıklar ( $T_1$  ve  $T_3$ ), kompresör verimi ( $\eta_{komp}$ ), kompresörün girişindeki ve çıkışındaki basınçlar ( $p_1$  ve  $p_2$ ), türbinin girişindeki ve çıkışındaki basınçlar ( $p_3$ - $p_4$ ) gibi termodinamik özellikler ile hesaplanabilir.

Şekil 5.5'te  $\eta_{mek,turbo} \eta_{türb}$  teriminin farklı şaft hızları için türbin basınç oranı ile değişimi gösterilmiştir:



Şekil 5.5. Farklı şaft hızları için  $\eta_{mek,turbo} \eta_{türb}$  teriminin türbin basınç oranına göre değişimi (Nguyen-Schäfer, 2015)

Düşük türbin basınç oranı bölgesinde kalan düşük şaft hızlarında çalışırken shaftın yataklarındaki sürtünme yüksektir çünkü, yataklardaki yağ sıcaklığı düşüktür. Bu yüzden mekanik verim düşüktür. Ayrıca, bu bölgede türbin verimi de türbin içindeki akışın aerodinamik karakteristiği sebebiyle düşüktür. Bu sebeple, çalışılan şaft hızı düşükse ve düşük türbin basınç oranı bölgesine denk geliyorsa,  $\eta_{mek,turbo} \eta_{türb}$  verimi de düşük olur.

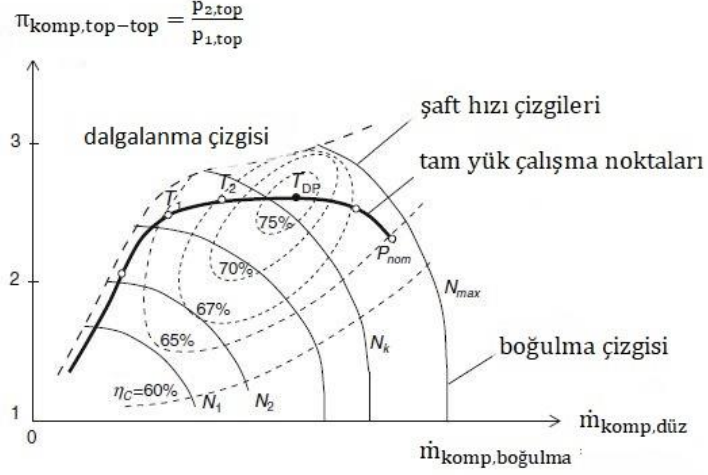
Türbinin haritasının tasarım noktasında hem shaftın yataklarındaki yağ sıcaklığının sürtünmeyi azaltıcı bir seviyeye çıkması, hem de türbindeki akışın optimum bir aerodinamik karaktere sahip olması sebebiyle mekanik verim ve türbin verimi artar. Böylece,  $\eta_{mek,turbo} \eta_{türb}$  verimi optimum seviyeye ulaşır.

Daha yüksek şaft hızlarında çalışırken, shaftın dönme hızının artmasından dolayı mekanik verim tekrar düşmeye başlar. Ayrıca, yükselen akış hızı türbin verimini düşürücü yönde etki eder. Bu yüzden, tasarım noktasından daha yüksek şaft hızlarında  $\eta_{mek} \eta_{türb}$  verimi şaft hızı arttıkça düşmeye başlar.

Türbinde tanımlanan düzeltilmiş türbin kütleli debisine benzer olarak, kompresör için de düzeltilmiş bir kütleli debi tanımı yapılabilir:

$$\dot{m}_{komp,düz} = \frac{\dot{m}_{komp} \sqrt{T_{1,top}}}{P_{1,top}} \quad (5.32)$$

Düzeltilmiş kompresör kütleli debisinin kompresör basınç oranı ile değişimi şekil 5.6.'da gösterilmiştir.



Şekil 5.6. Kompresör basınç oranı ve düzeltilmiş kompresör kütleli debisi (Nguyen-Schäfer, 2015)

Şekilde 5.6.'da görüldüğü gibi, düşük motor hızlarında kompresör basınç oranı ve düzeltilmiş kompresör kütleli debisi düşüktür. Dolayısıyla, kompresör verimi de düşük seviyelerde seyretmektedir. Motor hızı arttıkça kompresör verimi artmakta, kompresör tasarım noktasında en yüksek seviyesine ulaşmaktadır. Kompresör tasarım hızından daha yüksek motor hızlarında, türbin veriminin düşmesi sebebiyle kompresörün basınç oranı da düşmektedir. Buna bağlı olarak, kompresör verimi düşme eğilimine girmektedir. Sonuç olarak toplam turboşarj verimi azalmaktadır.

## BÖLÜM 6

### MOTOR MODELLEMESİ ve TURBOŞARJ SEÇME YÖNTEMİ

Çalışmanın konusu olan turboşarjlı dizel içten yanmalı motor, ticari ağır vasıtalarda kullanılmak üzere geliştirilmektedir. Bu motorun modeli GT Power programı kullanılarak oluşturulmuş, ve bu motor modeli yardımıyla uygun bir turboşarj seçimi yapılmıştır.

GT Power programı, bir boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (1D-CFD) analizi yapan bir programdır. 1D-CFD analizi temel olarak akış doğrultusunda süreklilik, momentum korunumu ve enerji korunumu denklemlerinin nümerik olarak çözülmesiyle yapılan, analiz sonucunda sistemin farklı bölgelerindeki akışkan debisinin, basıncının, sıcaklığının ve hızının elde edildiği analizdir. Denklem 6.1’de süreklilik denklemi, denklem 6.2’de momentum korunumu denklemi, denklem 6.3’te ise enerji korunumu denkleminin bir boyut için yazılmış halleri gösterilmiştir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \frac{\partial \rho u}{\partial x} \quad (6.1)$$

Denklem 6.1’de  $\rho$  terimi akışkanın yoğunluğunu,  $u$  terimi akışkanın hızını göstermektedir.

$$\frac{\partial u \rho}{\partial t} = - \frac{\partial u^2 \rho}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (6.2)$$

Denklem 6.2’de  $p$  terimi akışkanın basıncını göstermektedir.

$$\frac{\partial E \rho}{\partial t} = - \frac{\partial u \rho E}{\partial x} - \frac{\partial p u}{\partial x} - \frac{\partial \dot{Q}}{\partial x} \quad (6.3)$$

Denklem 6.3'te E terimi akışkanın iç enerjisini,  $\dot{Q}$  terimi ise ısı akısını göstermektedir.

Bir boyutlu motor modelinde nümerik hesaplamalar, verilen bu denklemlere ve modele girilen sınır şartlarına göre yapılmaktadır.

### 6.1. Motorun Genel Özellikleri

Çalışmanın konusu olan motor dizel içten yanmalı ve turboşarjlı bir motordur. Çizelge 6.1.'de motorun genel özellikleri gösterilmiştir. Çizelgedeki değerler, motor tasarımının başında belirlenmiş olup, tasarım ekibinden alınmıştır.

Çizelge 6.1. Motorun genel özellikleri

|                                 |   |
|---------------------------------|---|
| Motor Tipi                      | Turboşarjlı, Dizel İçten Yanmalı, Ağır Ticari Araç Motoru |
| Silindir Sayısı                 | Sıralı 4 Silindir   |
| Ara Soğutucu Tipi               | Hava Soğutmalı  |
| Motor Hacmi [L]                 | 8.5   |
| Bore/Strok [mm]                 | 128 / 166   |
| Sıkıştırma Oranı [-]            | 18,75   |
| Maks. Güç [kW]                  | 302   |
| Maks. Tork [Nm]                 | 1650  |
| Rölanti Devri [dev/d]           | 800   |
| Maks. Silindir İçi Basınç [bar] | 200   |

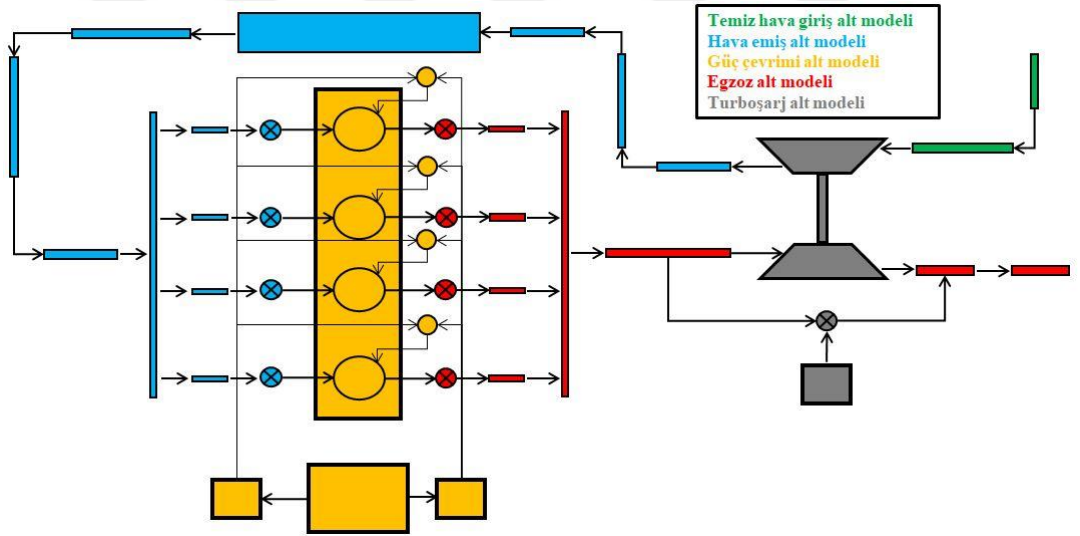
Çizelge 6.2.'de ise motorun farklı devirlerinde tam yükte sağlanması gereken tork ve güç değerleri gösterilmiştir. Tork ve güç değerleri, ağır ticari araç pazarındaki kullanıcıların taleplerine paralel olarak motor üreticisi tarafından belirlenmiştir.

Çizelge 6.2. Motorun tam yük tork ve güç değerleri

| Motor Hızı [dev/d] | Tork [Nm] | Güç [kW] |
|--------------------|-----------|----------|
| 800                | 1045      | 87.55    |
| 1000               | 1492      | 156.25   |
| 1100               | 1650      | 190.08   |
| 1200               | 1650      | 207.36   |
| 1300               | 1650      | 224.64   |
| 1400               | 1650      | 241.92   |
| 1500               | 1650      | 259.19   |
| 1600               | 1613      | 270.27   |
| 1700               | 1566      | 278.8    |
| 1800               | 1518      | 286.15   |
| 1900               | 1472      | 292.9    |
| 2000               | 1426      | 298.68   |
| 2100               | 1375      | 302.39   |

## 6.2. Bir Boyutlu Motor Modeli

GT Power programı kullanılarak kurulan bir boyutlu motor modeli; kompresörden önceki borulamaları ve hava filtresini içeren temiz hava girişi alt modelini; kompresörden motorun girişine kadar olan borulamaları, ara soğutucuyu, emme manifoldunu, emme portlarını ve emme subaplarını içeren hava emiş alt modelini; silindirleri, krank milini, yakıt kontrolcüsünü, enjeksiyon zamanlama kontrolcüsünü ve yakıt enjektörlerini içeren güç çevrimi alt modelini; motorun çıkışından egzoz hattının sonuna kadar olan borulamaları, egzoz subaplarını, egzoz portlarını ve egzoz manifoldunu içeren egzoz alt modelini ve kompresör, türbin ve şafttan oluşan turboşarj alt modelini kapsamaktadır. Şekil 6.1.'de analizlerde kullanılan bir boyutlu motor modelinin genel görünümü verilmiştir. Şemada bir boyutlu modeli oluştururken modellenen elemanlar gösterilmiştir. Bir boyutlu motor modelinin alt sistemlerinin şemaları da ilerleyen bölümlerde ayrı ayrı gösterilmiştir. Tüm şemalar çalışmanın başlangıcında oluşturulmuştur.



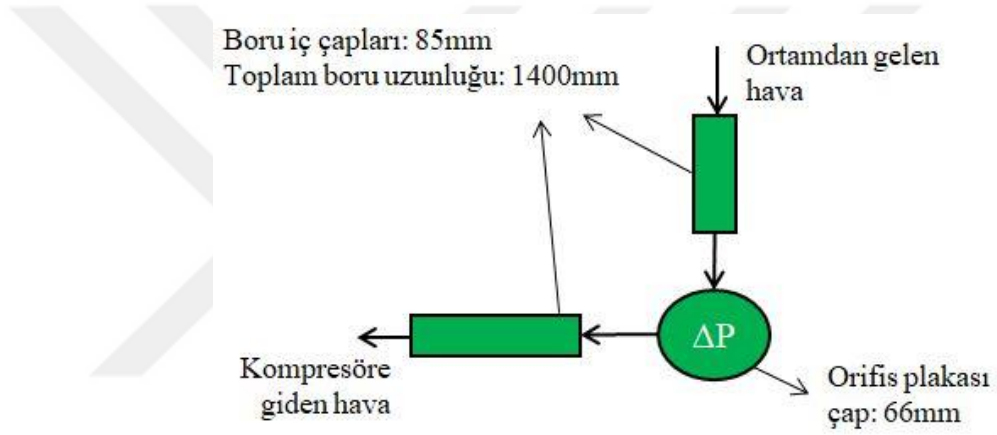
Şekil 6.1. Bir boyutlu motor modelinin genel görünümü

### 6.2.1. Temiz Hava Girişi Alt Modeli

Temiz hava girişi alt modeli temiz havayı dış ortamdan kompresöre ileten borulamalardan ve bu havayı filtreleyen, kompresörden önce konumlandırılmış bir hava

filtresinden oluşmaktadır. GT Power programında gerçekleştirilen analizlerde deniz seviyesindeki çevre sıcaklığı 25 °C olarak, yüksek irtifadaki çevre sıcaklığı 32 °C olarak alınmıştır.

GT Power programında temiz hava girişi alt modeli, gerçek sistemi temsil edecek şekilde iç çapı 85 mm olan ve toplamda 1400 mm uzunluğunda bir boru sistemi olarak modellenmiştir. Fiziksel sistemde hava filtresi üzerinde oluşan basınç düşümü 1420 kg/sa hava debisi için 40 mbar'dır. Bu basınç düşümünü modelleyebilmek için boruların arasına 66 mm çapında bir orifis plakası eklenmiştir. Şekil 6.2.'de temiz hava girişi alt modeli gösterilmiştir:



Şekil 6.2. Temiz hava giriş alt modeli

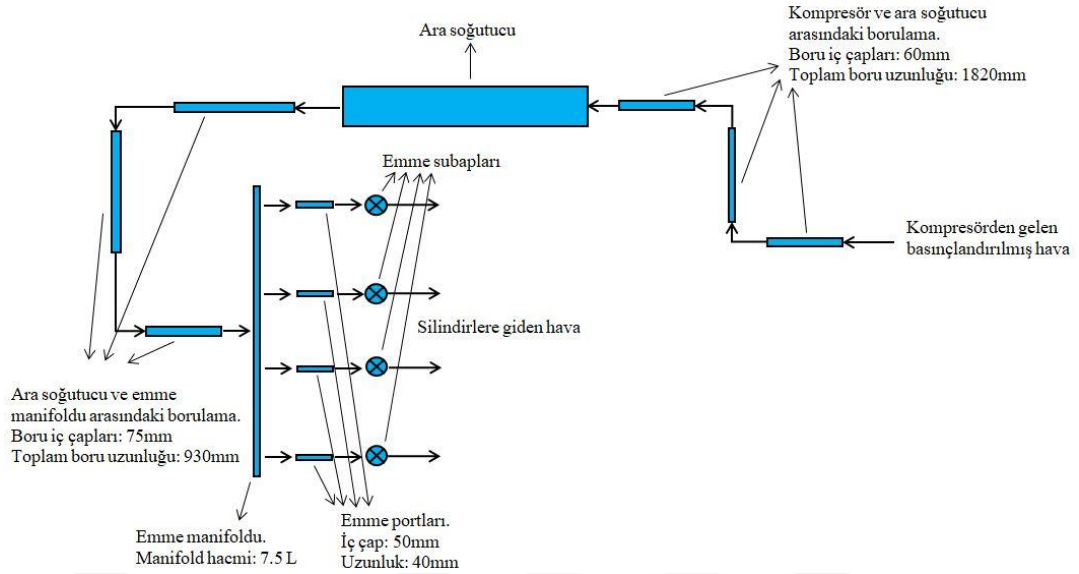
Kompresöre giren havanın sıcaklığı çevre sıcaklığına göre biraz daha yüksek olmaktadır. Benzer bir motorda daha önceden yapılan testlerden alınan veriler ile bu değerler yaklaşık olarak tahmin edilebilmektedir. Kompresörden önceki borunun içinden geçen havanın sıcaklığı deniz seviyesi ve yüksek irtifada sıcak hava sınır şartları için çizelge 6.3.'te gösterildiği gibi tanımlanmıştır. Bu değerler temiz hava giriş sistemini tasarlayan tasarım ekibinden alınmıştır.

Çizelge 6.3. Kompresör girişindeki hava sıcaklığı değerleri

| Motor Hızı<br>[dev/d] | Çevre<br>Sıcaklığı<br>[°C] | Kompresör<br>Giriş Sıcaklığı<br>[°C] | Çevre<br>Sıcaklığı<br>[°C] | Kompresör<br>Giriş Sıcaklığı<br>[°C] |
|-----------------------|----------------------------|--------------------------------------|----------------------------|--------------------------------------|
| 800                   | 25                         | 30.7                                 | 32                         | 37.7                                 |
| 1000                  | 25                         | 31.3                                 | 32                         | 38.3                                 |
| 1100                  | 25                         | 31.7                                 | 32                         | 38.7                                 |
| 1200                  | 25                         | 32                                   | 32                         | 39                                   |
| 1300                  | 25                         | 32.3                                 | 32                         | 39.3                                 |
| 1400                  | 25                         | 32.7                                 | 32                         | 39.7                                 |
| 1500                  | 25                         | 33                                   | 32                         | 40                                   |
| 1600                  | 25                         | 33.3                                 | 32                         | 40.3                                 |
| 1700                  | 25                         | 33.6                                 | 32                         | 40.6                                 |
| 1800                  | 25                         | 34                                   | 32                         | 41                                   |
| 1900                  | 25                         | 34.3                                 | 32                         | 41.3                                 |
| 2000                  | 25                         | 34.6                                 | 32                         | 41.6                                 |
| 2100                  | 25                         | 35                                   | 32                         | 42                                   |

### 6.2.2. Hava Emiş Alt Modeli

Motorun hava emiş alt modeli; kompresörün basınçlandığı havayı ara soğutucuya ileten borular, ara soğutucu, ara soğutucuda soğutulan havayı emme manifolduna taşıyan borular, emme manifoldu, emme manifoldundaki havayı silindirlere ileten emme portları ve emme subaplarından oluşmaktadır. Kompresörden ara soğutucuya giden borulamanın iç çapı 60 mm ve toplam uzunluğu 1820 mm'dir. Ara soğutucudan emme manifolduna kadar olan borulamanın iç çapı 75 mm iken, toplam uzunluğu 930 mm'dir. Emme manifoldunun hacmi 7.5 litredir. Emme portlarının iç çapları 50 mm ve uzunlukları 40 mm'dir. Ara soğutucu henüz tasarım aşamasında olduğu için ara soğutucuda gerçekleşecek basınç düşümü kesin olarak bilinmemektedir. Bir boyutlu model oluşturulurken, benzer bir motorun ara soğutucusunun basınç düşümü değerleri alınmıştır. Ara soğutucudan geçen 1296 kg/sa debideki hava için 48 mbar basınç düşümü olacağı ön görülmüştür. Ara soğutucu modellenirken bu basınç düşümü de göz önüne alınmış, bu bilgi referans alınarak bir basınç düşümü modellenmiştir. Bu bilgilerin tümü, projede ara soğutucu tasarımı konusunda çalışan soğutma ekibinden alınmıştır. Şekil 6.3.'te hava emiş alt modeli gösterilmiştir:



Şekil 6.3. Hava emiş alt modeli

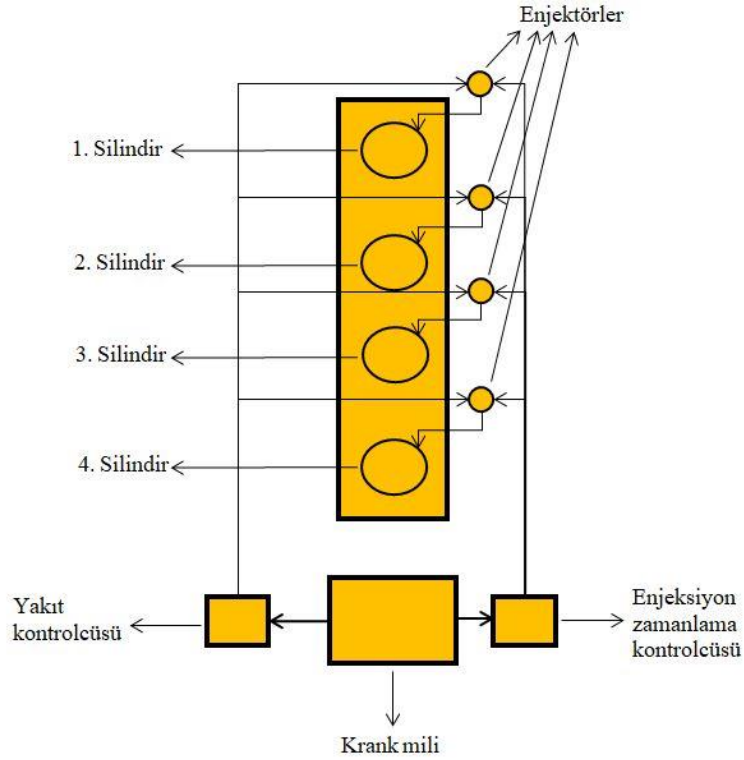
Emme manifoldundaki havanın sıcaklığı ara soğutucunun soğutma performansına bağlıdır. Ara soğutucunun tasarım kriterlerinden birisi, emme manifoldundaki hava sıcaklığıdır. Ara soğutucu tasarım çalışmaları kapsamında, deniz seviyesi ve yüksek irtifada sıcak hava sınır şartları için emme manifoldundaki istenen hava sıcaklığı çizelge 6.4.'te gösterilmiştir. Çizelge 6.4.'teki değerler soğutma ekibinden alınmıştır. Bir boyutlu motor modeli oluşturulurken bu sıcaklık değerleri, emme manifoldundaki gazın sıcaklığı olarak girilmiştir.

Çizelge 6.4. Emme manifoldundaki hava sıcaklığı değerleri

| Motor Hızı [dev/d] | Çevre Sıcaklığı [°C] | Emme Manifoldu Sıcaklığı [°C] | Çevre Sıcaklığı [°C] | Emme Manifoldu Sıcaklığı [°C] |
|--------------------|----------------------|-------------------------------|----------------------|-------------------------------|
| 800                | 25                   | 41.8                          | 32                   | 48.8                          |
| 1000               | 25                   | 45.9                          | 32                   | 52.9                          |
| 1100               | 25                   | 47.8                          | 32                   | 54.8                          |
| 1200               | 25                   | 48.7                          | 32                   | 55.7                          |
| 1300               | 25                   | 50                            | 32                   | 57                            |
| 1400               | 25                   | 50.5                          | 32                   | 57.5                          |
| 1500               | 25                   | 51                            | 32                   | 58                            |
| 1600               | 25                   | 51.5                          | 32                   | 58.5                          |
| 1700               | 25                   | 52                            | 32                   | 59                            |
| 1800               | 25                   | 52                            | 32                   | 59                            |
| 1900               | 25                   | 52                            | 32                   | 59                            |
| 2000               | 25                   | 52                            | 32                   | 59                            |
| 2100               | 25                   | 52                            | 32                   | 59                            |

### 6.2.3. Güç Çevrimi Alt Modeli

Güç çevrimi alt modeli; yanmanın gerçekleştiği silindirleri, silindirlerdeki yanma sonucu ortaya çıkan termal enerjinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi ile tahrik edilen krank milini, enjektörlerden ne kadar yakıt atılacağını belirleyen yakıt kontrolcüsünü, yakıtın hangi krank açısında püskürtüleceğini belirleyen enjeksiyon zamanlama kontrolcüsünü ve yakıt enjektörlerini içerir. Temiz hava silindirlere emme subaplarının zamanlamasına göre dolmaktayken, egzoz gazları silindirlerden egzoz subaplarının zamanlamasına göre tahliye edilmektedir. Güç çevrimi alt modeli şekil 6.4.'te gösterilmiştir:



Şekil 6.4. Güç çevrimi alt modeli

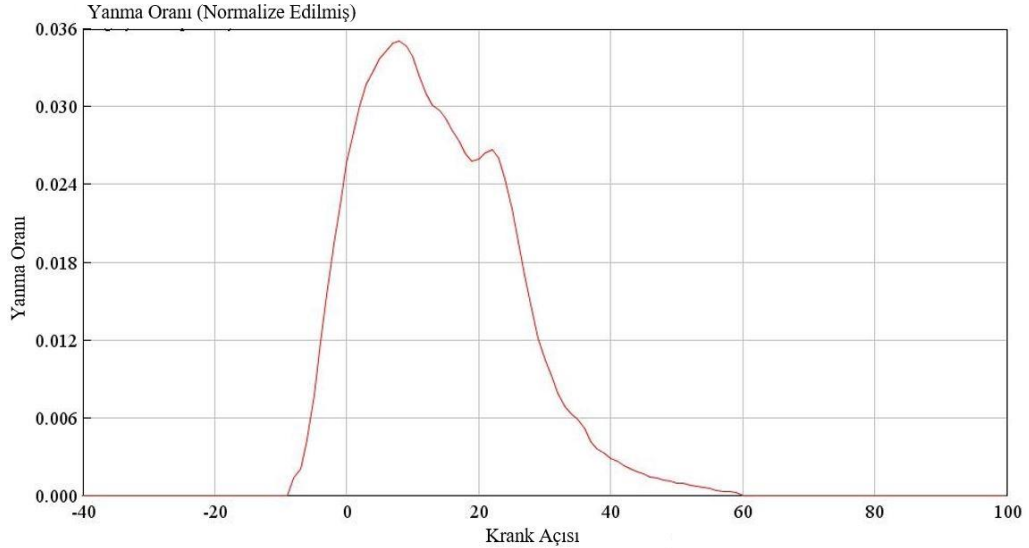
Çizelge 6.2.'de gösterildiği gibi her bir motor devri için farklı bir tork hedefi vardır. Bu tork hedefini tutturabilmek için gereken yakıt miktarı yakıt kontrolcüsü tarafından belirlenmektedir.

Çizelge 6.1.'de belirtildiği gibi silindir kafasının dayanabileceği maksimum silindir içi basınç değeri 200 bar'dır. Analiz sonucunda elde edilen maksimum silindir

içi basınç değeri 200 bar limitini geçmemelidir. Enjeksiyon zamanlaması ÜÖN'ye göre avansa alınırsa silindir içi basınç artmakta, rötara alınırsa silindir içi basınç azalmaktadır. Enjeksiyon zamanlama kontrolcüsü, enjeksiyon zamanlamasını silindir içi basınç 200 bar değerini geçmeyecek şekilde kontrol etmektedir. Hem yakıt hem de enjeksiyon zamanlaması kontrolcüleri PID kontrolcü olarak modellenmiştir.

### 6.2.3.1. Yanma Modeli

Miktarı ve enjeksiyon zamanlaması belirlenen yakıt, enjektör vasıtasıyla silindire iletilmektedir. Silindir yanmanın gerçekleştiği bölümdür ve silindirlerle ilgili kritik parametreler çizelge 6.1.'de belirtilmiştir. GT Power programında yanmayı modellemenin birden fazla yolu vardır. Çalışma kapsamında oluşturulan yanma modeli için seçilen yöntem, krank açısına bağlı olarak toplam yakıt miktarının ne kadarının yakıldığı bilgisinin, diğer bir deyişle yanma oranının (burn rate) modele beslenmesidir. Yanma oranı, silindir ve piston geometrileri ile enjeksiyon karakteristikleri kullanılarak yapılan üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (3D-CFD) analizleri ile elde edilmiştir ve bütün motor devirleri için farklı profildedir. Şekil 6.5.'te örnek bir yanma oranı profili gösterilmiştir:



Şekil 6.5. Krank açısına bağlı yakılan yakıtın oranı (burn rate)

Bu eğrinin altında kalan alanın toplamı 1'dir ve püskürtülen yakıtın tamamına karşılık gelmektedir. Yanma oranı profili sayesinde her bir krank açısı için, toplam yakıtın ne kadarlık kısmının enerjiye çevrildiği bilinmektedir. Yanma modeli kapsamında, enjekte edilen tüm yakıtın enerjiye çevrildiği kabul edilmektedir. Birim yakıttan ne kadar enerji elde edileceği alt ısıl değer (lower heating value) ile belirlenmektedir. Dizel yakıtın alt ısıl değeri 42700 kJ/kg'dır. Krank açısına bağlı olarak silindirde elde edilen enerjinin hesaplanması denklem 6.4'te gösterilmiştir (GTISoft, 2019):

$$E_{yanma,\varphi} = BR_{\varphi} m_{yakıt} LHV \quad (6.4)$$

Denklemden  $E_{yanma,\varphi}$  terimi ile krank açısına bağlı olarak yanma sonucu ortaya çıkan enerji,  $BR_{\varphi}$  terimi ile krank açısına bağlı yanma oranı,  $m_{yakıt}$  terimi ile enjekte edilen toplam yakıtın kütlesi, LHV terimi ile yakıtın alt ısıl değeri gösterilmektedir. Bu formül uyarınca, yanma sonucu ortaya çıkan enerjinin krank açısına bağlı olarak çizdirilmesiyle elde edilen eğrinin profili burn rate profili ile benzeşmektedir. Bunun sebebi, yanma sonucu ortaya çıkan enerji ile burn rate arasında yakıt debisi ve LHV terimleri kullanılarak doğrusal bir ilişki kurulmuş olmasıdır. Yanma sonucu ortaya çıkan enerjinin krank açısına bağlı olarak gösterilmesine özel olarak ısı yayılma oranı (heat release rate) denmektedir.

4 zamanlı motorun bir çevrimi süresince krank mili 2 tur dönmektedir. Başka bir deyişle bir çevrim 720 derece krank açısına karşılık gelmektedir. Motor bir çevrimini tamamladığında yanma sonucu ortaya çıkan enerji sayesinde krank milinde tork elde edilmektedir. Krank milindeki tork değeri her iterasyon sonunda yakıt kontrolcüsüne iletilmekte, böylece yakıt kontrolcüsü de yeni iterasyon için bir yakıt miktarı belirlemektedir. Bu iteratif süreç, hedeflenen tork değerine ulaşılan kadar devam etmektedir. Enjeksiyon zamanlaması kontrolcüsü için de benzer şekilde her iterasyon sonucundaki silindir içi basınç kontrolcüye iletilmekte ve enjeksiyon zamanlaması değiştirilerek, hedeflenen silindir için basınç değerine ulaşılmaktadır.

Silindirlerin ateşleme sıralaması da krank mili objesinin içine tanımlanmaktadır. Çalışmada kullanılan motorun ateşleme sıralaması 1-3-4-2 şeklindedir.

### 6.2.3.2. Isı Geçişi Modeli

Yanma sonucu oluşan egzoz gazı ile silindirin yanal yüzeyi, silindirin kafası ve pistonun yüzeyi arasında bir ısı geçişi gerçekleşmektedir. Bu ısı geçişi, türbine gönderilen egzoz gazının enerjisini etkilemektedir. Yapılan analizlerde egzoz gazının enerjisi büyük öneme sahip olduğu için egzoz gazı ve yüzeyler arasında gerçekleşen ısı geçişi de modellenmiştir. GT Power programında bu ısı geçişini modellemek için Woschni Classic, Woschni GT, Woschni Swirl, Woschni Huber, hg profile, Hohenberg gibi farklı yöntemler vardır. Çalışma kapsamında modelleme yöntemi olarak subaplar ve silindir arasındaki akış karakteristiklerinin test verileriyle ortaya konulmadığı durumlar için GT Power programının önerdiği Woschni GT yöntemi seçilmiştir.

Egzoz gazı ve söz konusu katı yüzeyler arasında zorlanmış taşınım yoluyla ısı geçişi olmaktadır. Woschni yöntemi ile ısı taşınım katsayısı denklem 6.5'te gösterildiği gibi hesaplanmaktadır (GTISoft, 2019):

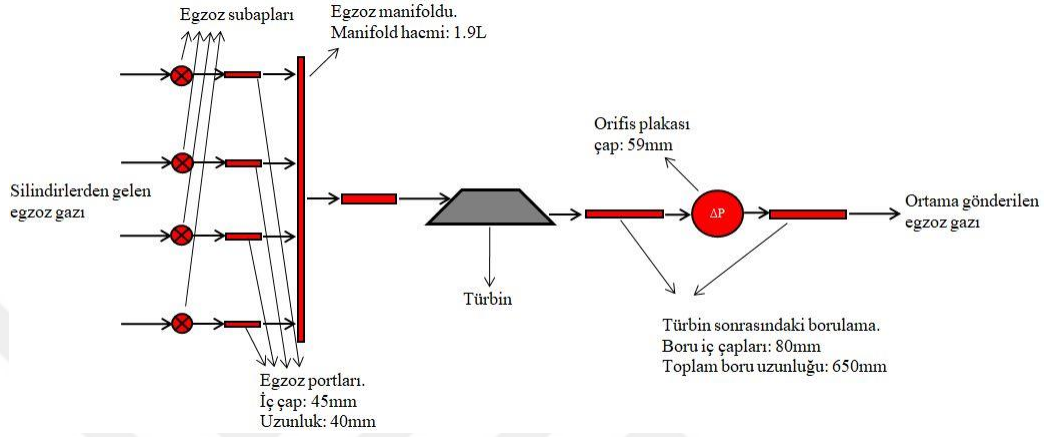
$$h_{Woschni} = \frac{C_1 (p_{sil})^{0.8}}{(T_{sil})^{0.55} (D)^{0.2}} \left( C_2 w_{pis} + C_3 \frac{T_{SOC} V_{sil} (p_{sil} - p_m)}{p_{SOC} V_{SOC}} \right)^{0.8} \quad (6.5)$$

Denklemden  $h_{Woschni}$  terimi Woschni ısı taşınım katsayısını göstermektedir.  $T_{sil}$ ,  $p_{sil}$  ve  $V_{sil}$  terimleri sırasıyla silindir içi sıcaklığı, silindir içi basıncı ve silindirin hacmini belirtmektedir. Benzer şekilde  $T_{SOC}$ ,  $p_{SOC}$  ve  $V_{SOC}$  terimleri de sırasıyla silindirde yanmanın başladığı andaki sıcaklığı, basıncı ve hacmi göstermektedir.  $p_m$  terimi motorun yüksüz durumundaki silindir içi basıncını belirtmektedir.  $D$  terimi silindirin çapını,  $w_{pis}$  terimi pistonun ortalama hızını göstermektedir.  $C_1$ ,  $C_2$  ve  $C_3$  terimleri Woschni GT yöntemi ile ısı taşınım katsayısı hesaplamada kullanılan katsayılar ve sırasıyla 3.1, 2.3 ve 0.003 değerini almaktadırlar (GTISoft, 2019).

### 6.2.4. Egzoz Alt Modeli

Egzoz alt modeli egzoz subapları, egzoz portları, egzoz manifoldu ve türbin sonrasındaki egzoz borulamalarından oluşmaktadır. Silindirlerde yanma sonucu ortaya çıkan egzoz gazı, egzoz subaplarının zamanlamasına bağlı olarak silindirlerden egzoz portlarına gönderilmektedir. Egzoz gazı, egzoz portları vasıtasıyla egzoz manifolduna iletilmektedir. Egzoz gazı, egzoz manifoldundan sonra türbine girmekte, türbinde

enerjisi azaldıktan sonra egzoz borulamaları ile dış ortama gönderilmektedir. Egzoz portlarının iç çapları 45 mm ve uzunlukları 40 mm'dir. Egzoz manifoldu 1.9 litre hacminindedir. Türbin sonrası borulamanın iç çapı 80 mm iken, toplam uzunluğu 650 mm'dir. Bu değerler, egzoz hattını tasarlayan tasarım ekibinden alınmıştır. Şekil 6.6.'da egzoz alt modeli gösterilmiştir:



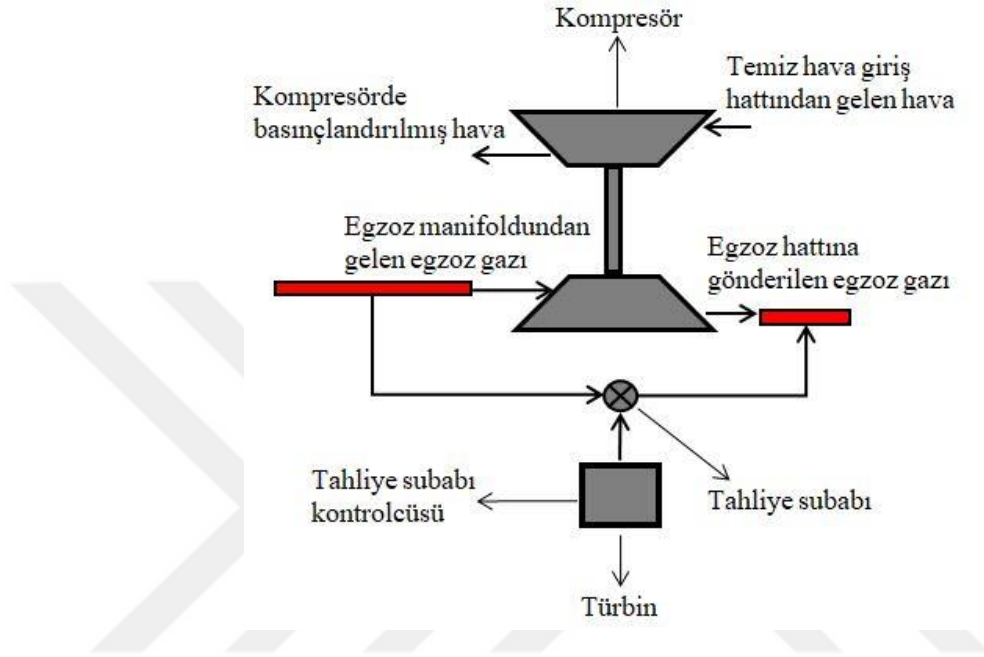
Şekil 6.6. Egzoz alt modeli

Türbin çıkışındaki egzoz gazı basıncına özel olarak motor geri basıncı denmektedir. Motor geri basıncının değeri, egzoz borulamalarının çapından, uzunluğundan, borulamada dirsek gibi bağlantılar olup olmamasından önemli derecede etkilenmektedir. Egzoz borulamalarının tasarımı bittikten sonra yapılan testler sonucu, egzoz hattı üzerinde 1537 kg/sa egzoz gazı debisi için 91 mbar basınç düşümü olacağı sonucuna ulaşılmıştır. Egzoz alt modelinde boruların arasına 59 mm çapında bir orifis plakası eklenerek test sonucunda elde edilen sonuç ile aynı seviyede bir basınç düşümü etkisi yaratılmıştır.

### 6.2.5. Turboşarj Alt Modeli

Turboşarj alt modeli bir kompresör, bir türbin ve bu iki elemanın arasındaki turboşarj şaftından oluşmaktadır. Çalışmada kullanılacak turboşarjların hepsi tahliye subaplıdır ve bu tahliye subabı sayesinde emme manifoldu basıncı sabit tutulmaktadır. Bunu modelleyebilmek için, emme manifoldundaki hava basıncına bağlı olarak tahliye subabını açıp kapatan bir tahliye subabı kontrolcüsü eklenmiştir. Tahliye subabı kontrolcüsü de, yakıt kontrolcüsü ve enjeksiyon zamanlaması kontrolcüsü gibi PID

kontrolcüdür. Benzer şekilde, motorun bir çevrimi sona erdiğinde elde edilen emme manifoldu basıncı bilgisi tahliye subabı kontrolcüsüne iletilir, tahliye subabı kontrolcüsü de bir sonraki iterasyon için tahliye subabının açıklığını değiştirerek hedeflenen emme manifoldu basıncına ulaşılmasını sağlar. Şekil 6.7.'de turboşarj alt modeli gösterilmiştir:



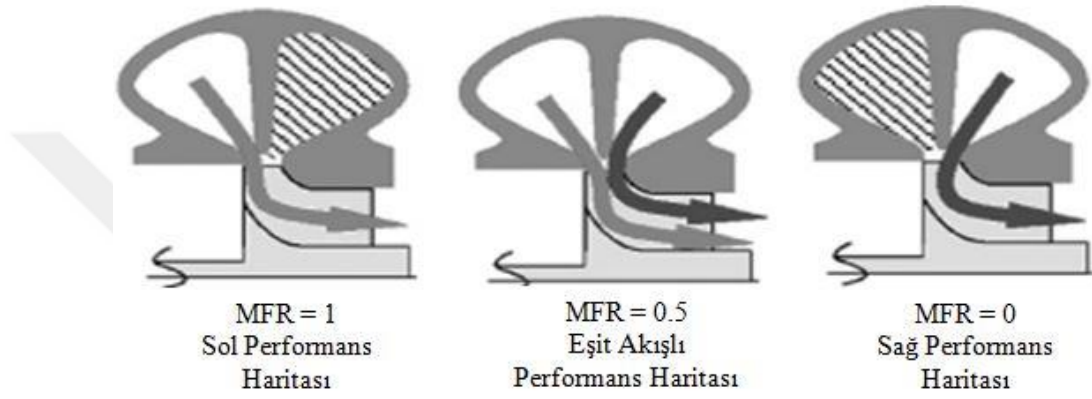
Şekil 6.7. Turboşarj alt sistemi

Üreticilerden alınan türbin ve kompresör performans haritaları bir boyutlu modeldeki türbin ve kompresör objelerinin içine gömülmektedir. GT Power programı türbinin ve kompresörün girişindeki ve çıkışındaki gazların özellikleri, türbinin ve kompresörün verimi, türbinin ve kompresörün basınç oranları ile ilgili hesaplamaları bölüm 5'te verilen teorik esaslara göre yapmaktadır. Analizde kullanılacak turboşarj değiştirileceği zaman, modeldeki türbin ve kompresör objelerinin içindeki performans haritaları, yeni turboşarj performans haritaları ile değiştirilmektedir.

Çalışma kapsamında modellenen turboşarjlardan biri bölünmüş kanallı türbin volüt geometrisine sahiptir. GT Power programında bölünmüş kanallı türbinleri modelleyebilmek için iki farklı yöntem vardır. İlk yöntem, TwinScrollTurbine objesinin kullanıldığı 3 haritalı yöntemdir (GTISoft, 2019). İkinci yöntem ise Turbine objesinin kullanıldığı, iki ayrı kanaldan gelen egzoz gazının türbin çarkına ulaşmadan hemen önce karışmasını sağlayan bir kaçak hattı modellenen kaçaklı yöntemdir (GTISoft, 2019).

### 6.2.5.1. 3 Haritalı Yöntem

Bu yöntemi uygulayabilmek için türbinin 3 farklı performans haritasına ihtiyaç vardır. Bunlar sırasıyla; türbinin sadece sol kanalı açıkken üretilen sol performans haritası, türbinin sadece sağ kanalı açıkken üretilen sağ performans haritası ve türbinin her iki kanalı birden açıkken üretilen eşit akışlı performans haritasıdır. Şekil 6.8.'de 3 haritalı modelleme yöntemi için gereken türbin performans haritalarının nasıl elde edilmesi gerektiği gösterilmiştir:



Şekil 6.8. Bölünmüş kanallar ve performans haritalarının elde edilmesi (Chiong vd., 2016)

GT-Power programının kütüphanesinde bulunan TwinScrollTurbine objesinin içine bu 3 harita gömülmektedir. Objenin içinde sol kanaldan gelen egzoz gazı kütleli debisinin toplam egzoz gazı kütleli debisine oranı hesaplanmakta ve bu orana göre hangi haritanın kullanılacağına karar verilmektedir. Denklem 6.6'da bu oranın (MFR) nasıl hesaplandığı gösterilmiştir (GTISoft, 2019).

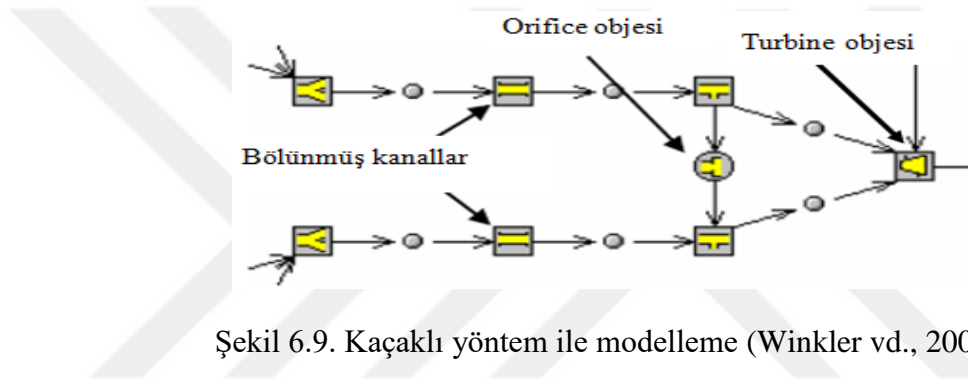
$$MFR = \frac{\dot{m}_{\text{türb,sol}}}{\dot{m}_{\text{türb,sol}} + \dot{m}_{\text{türb,sağ}}} \quad (6.6)$$

Denklemden  $\dot{m}_{\text{türb,sol}}$  terimi türbinin sol kanalından gelen egzoz gazının kütleli debisini,  $\dot{m}_{\text{türb,sağ}}$  ise sağ kanalından gelen egzoz gazının kütleli debisini göstermektedir. MFR'nin değerinin 1, 0.5, ve 0 olduğu durumlar için zaten birer performans haritası bulunmaktadır. MFR değerinin 1 ve 0.5 arasında olması durumunda MFR'nin değerine bağlı olarak sol performans haritası ve eşit akışlı performans haritası arasında interpolasyon yapılmaktadır. MFR değerinin 0.5 ve 0 arasında olması

durumunda da benzer şekilde eşit akışlı performans haritası ve sağ performans haritası arasında interpolasyon yapılmaktadır.

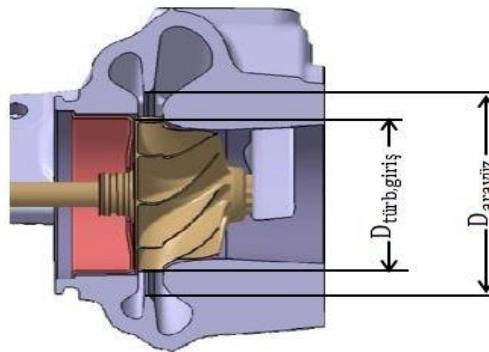
### 6.2.5.2. Kaçaklı Yöntem

Kaçaklı yöntemde sadece eşit akışlı performans haritasına ihtiyaç vardır. Bu performans haritası GT-Power kütüphanesindeki Turbine objesinin içine gömülmektedir. Sonrasında, iki kanalın arasına bir orifis objesi yerleştirilmekte ve böylece iki kanaldan gelen egzoz gazlarının türbin çarkına çarpmadan hemen önce karışması modellenmektedir. Şekil 6.9.'da kaçaklı yöntem ile oluşturulan modelin genel görüntüsü verilmiştir:



Şekil 6.9. Kaçaklı yöntem ile modelleme (Winkler vd., 2005)

Bu yöntemde kullanılan orifis objesinin çap değeri model isabeti açısından önemlidir. GT-Power doğru bir yaklaşım yapabilmek adına bu değerın kanalları ayıran arayüzün çapıyla çizilebilecek bir dairenin ve türbin çarkının giriş çapıyla çizilebilecek bir dairenin alanlarının farkıyla hesaplanmasını önermektedir. Bu çapların volüt geometrisi üzerinde karşılık geldiği yerler Şekil 6.10'da gösterilmiştir:



Şekil 6.10. Arayüz çapı ve türbin çarkının çapı (Jääskeläinen ve Khair, 2017)

Denklem 6.7’de Orifice objesinin çapının hesabı gösterilmiştir:

$$D_{\text{orifis}} = \sqrt{\left( \frac{(D_{\text{arayüz}})^2 \pi}{4} - \frac{(D_{\text{türb,giriş}})^2 \pi}{4} \right) * \left( \frac{4}{\pi} \right)} \quad (6.7)$$

Denklemden  $D_{\text{arayüz}}$  terimi kanalları ayıran arayüzün çapını gösterirken  $D_{\text{türb,giriş}}$  terimi türbin çarkının giriş çapını göstermektedir.

### 6.3. Turboşarj Seçme Yöntemi

Çalışma kapsamında motor modeline beslenen 4 farklı turboşarj performans haritası ile motorun performans sonuçları incelenmiştir. Motorla nihai olarak eşleştirilecek turboşarjın, hem deniz seviyesi hem de yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarında güç düşümü olmadan motorun performans hedeflerini sağlaması gerekmektedir. Motorun performans hedefleri sağlanırken, turboşarjın dayanım limitlerinin de ihlal edilmemesi gerekmektedir.

#### 6.3.1. Analizlerin Sınır Şartları

Yüksek irtifada havanın yoğunluğu azaldığı için motora giren hava debisi azalmakta, bu yüzden de türbin giriş sıcaklığı artmakta ve hava yakıt oranı düşmektedir, buna bağlı olarak performans metrikleri kötüleşmektedir. Ayrıca, dış ortam basıncındaki düşüşten dolayı kompresör basınç oranı yükselmekte, bu durum da kompresörde dalgalanma riski yaratmaktadır. Çevre sıcaklığının yüksek olması durumundaysa kompresör çıkışındaki ve emme manifoldundaki sıcaklık artmaktadır. Bu durum kompresör çıkışındaki ve türbin girişindeki sıcaklık limitlerini zorlamaktadır. Sonuç olarak yüksek irtifa ve sıcak hava sınır şartlarını kombine etmek, motorun performans sonuçlarını ve turboşarjın dayanım limitlerini en fazla zorlayan durum olacaktır. Bu kombinasyon yüksek irtifada sıcak hava olarak isimlendirilmiştir. Deniz seviyesi analizleri için sınır şartları 25 °C çevre sıcaklığı ve 1 bar atmosfer basıncı iken, yüksek irtifada sıcak hava analizleri için sınır şartları 32 °C çevre sıcaklığı ve 0.85 bar atmosfer basıncıdır.

### 6.3.2. Motor Performans Hedefleri

Farklı turboşarjlarla yapılacak analizler sonucu karşılaştırılacak motor performans parametreleri; motor torku, hava - yakıt oranı, özgül yakıt tüketimi ve türbinden tahliye edilen egzoz gazının toplam egzoz gazına oranıdır. Hem deniz seviyesi hem de yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarıyla yapılan analizlerin sonucunda motor torkunun eksiksiz sağlanması beklenmektedir. Hava – yakıt oranının 16 değerinin altına düşmemesi gerekmektedir, çünkü daha düşük hava - yakıt oranı değerleri egzoz hattından siyah duman atılması riskine neden olmaktadır. Özgül yakıt tüketimi için 1500 dev/d motor hızında 200 g/kWsa, 2100 dev/d motor hızında 210 g/kWsa hedefleri bulunmaktadır. Bu özgül yakıt tüketimi hedefleri sadece deniz seviyesi sınır şartları için geçerlidir. Son olarak, türbinden tahliye edilen egzoz gazının toplam egzoz gazına oranının en fazla %30 olması beklenmektedir.

### 6.3.3. Turboşarj ve Motor Dayanım Limitleri

Turboşarj ve motorun dayanım limitleri; kompresör çıkış sıcaklığı, turboşarj şaftının hızı ve türbin giriş sıcaklığıdır. Kompresör çıkış sıcaklık limiti kompresör difüzörünün ve kompresör çarkının malzemesiyle ve imalat yöntemiyle doğrudan ilintilidir. Alüminyum döküm kompresörler için sıcaklık limiti 200 °C civarındayken, doludan işleme alüminyum kompresörlerde 240 °C sıcaklıklara kadar çıkılabilmektedir. Turboşarj şaftının hız limiti ise kompresör çarkının çapı ile ilgilidir ve kompresörün çapı arttıkça hız limiti düşmektedir. Çalışma kapsamında kullanılan kompresörlerin hepsi için kompresör çıkış sıcaklık limiti 230 °C iken, turboşarj şaft hızı limiti her turboşarj için farklılık göstermektedir. Türbin giriş sıcaklık limiti ise egzoz manifoldunun sıcaklık limitinden dolayı kullanılan turboşarjdan bağımsız olarak 760 °C'dir. Bu dayanım limitlerinin hem deniz seviyesi hem de yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarında sağlanması gerekmektedir.

### 6.4. Bir Boyutlu ve Üç Boyutlu Analiz Programları

Motor geliştirme çalışmalarında performans analizi ya da turbo seçme analizi gibi motorun bütününe ilgilendiren analizler yapılırken bir boyutlu analizler tercih edilir. Emme manifoldundaki akış karakteristiği, silindir içindeki yanma analizi,

enjektörlerden püskürtülen yakıtın oluşturduğu sprej karakteristiği gibi sistemin sadece belli bir bölgesine odaklanan ve analiz sonuçlarının geometri detayına yüksek oranda bağlı olduğu çalışmalarda ise üç boyutlu tercih edilir.

Çalışmada bir boyutlu analizler için GT - Power programı kullanılmıştır ve motor geliştirme çalışmalarında farklı firmalar tarafından da çok büyük oranda GT - Power kullanılmaktadır. Yağlama ve soğutma sistemleri gibi hidrolik sistemlerin bir boyutlu analizlerinde ise kütüphanesindeki eleman çeşitliliğinden ötürü Amesim programı tercih edilmektedir. Turboşarj performans haritalarının testlerle yerine nümerik analizlerle elde edildiği durumlarda ise NREC, Compal, Ansys, Cfturbo gibi farklı üç boyutlu analiz programları kullanılmaktadır.



## BÖLÜM 7

### NÜMERİK ANALİZLER

GT Power programı türbinin ve kompresörün girişindeki ve çıkışındaki gazların özellikleri, türbinin ve kompresörün verimi, türbinin ve kompresörün basınç oranları ile ilgili hesaplamaları bölüm 5'te verilen teorik esaslara göre yapmaktadır. Silindirlerin içindeki yanma sonucu ortaya çıkan enerji ve silindirlerin içindeki yanma ürünü gazdan silindirin katı yüzeylerine doğru gerçekleşen ısı geçişi bölüm 6'da anlatıldığı gibi hesaplanmaktadır.

Analizde bir iterasyon, motorun bir çevrimine, yani 720 derece krank açısına karşılık gelmektedir. Analizin her bir iterasyonunda elde edilen değerler, bir sonraki iterasyonun başlangıç şartları olarak kullanılmaktadır. Modele gömülen turboşarj performans haritalarından, turboşarjın girişindeki ve çıkışındaki gaz özelliklerine göre bir verim değeri elde edilmekte ve bu şekilde emme manifoldu basıncı ve hava debisi hesaplanmaktadır.

Bir analiz kapsamında, bölüm 5'te verilen tam yük eğrisi üzerindeki toplamda 13 motor hızında ayrı ayrı nümerik çözüm yapılmaktadır. Eğer bir motor hızında nümerik çözüm yapılırken takip eden 5 iterasyon boyunca elde edilen tork, silindir içi basıncı ve emme manifoldu basıncı değerlerinin değişimi %0.05'in altındaysa nümerik çözüm yakınsamış kabul edilmektedir ve bir sonraki motor hızının çözümüne geçilmektedir.

Bu bölümdeki analizler deniz seviyesi ve yüksek irtifada sıcak hava sınır şartları için ayrı ayrı yapılmıştır. Çizelge 7.1.'de deniz seviyesi analizleri için, çizelge 7.2.'de yüksek irtifada sıcak hava analizleri için bir boyutlu modele beslenen sınır şartları gösterilmiştir. Bu sınır şartları, analizi yapılan tüm turboşarjlar için aynıdır.

Çizelge 7.1. Deniz seviyesi analizleri için sınır şartları

| Motor Hızı [dev/d] | Motor Torku [Nm] | Emme Manifoldu Basıncı [bar] | Silindir İçi Basıncı [bar] | Atmosfer Basıncı [bar] | Çevre Sıcaklığı [°C] | Kompresör Girişi Hava Sıcaklığı [°C] | Emme Manifoldu Hava Sıcaklığı [°C] |
|--------------------|------------------|------------------------------|----------------------------|------------------------|----------------------|--------------------------------------|------------------------------------|
| 800                | 1045             | 3                            | 124                        | 1                      | 25                   | 30.7                                 | 41.8                               |
| 1000               | 1492             | 3                            | 142                        | 1                      | 25                   | 31.3                                 | 45.9                               |
| 1100               | 1650             | 3                            | 195                        | 1                      | 25                   | 31.7                                 | 47.8                               |
| 1200               | 1650             | 3                            | 200                        | 1                      | 25                   | 32                                   | 48.7                               |
| 1300               | 1650             | 3                            | 200                        | 1                      | 25                   | 32.3                                 | 50                                 |
| 1400               | 1650             | 3                            | 200                        | 1                      | 25                   | 32.7                                 | 50.5                               |
| 1500               | 1650             | 3                            | 200                        | 1                      | 25                   | 33                                   | 51                                 |
| 1600               | 1613             | 3                            | 200                        | 1                      | 25                   | 33.3                                 | 51.5                               |
| 1700               | 1566             | 3                            | 200                        | 1                      | 25                   | 33.6                                 | 52                                 |
| 1800               | 1518             | 3                            | 200                        | 1                      | 25                   | 34                                   | 52                                 |
| 1900               | 1472             | 3                            | 200                        | 1                      | 25                   | 34.3                                 | 52                                 |
| 2000               | 1426             | 3                            | 200                        | 1                      | 25                   | 34.6                                 | 52                                 |
| 2100               | 1375             | 3                            | 200                        | 1                      | 25                   | 35                                   | 52                                 |

Çizelge 7.2. Yüksek irtifada sıcak hava analizleri için sınır şartları

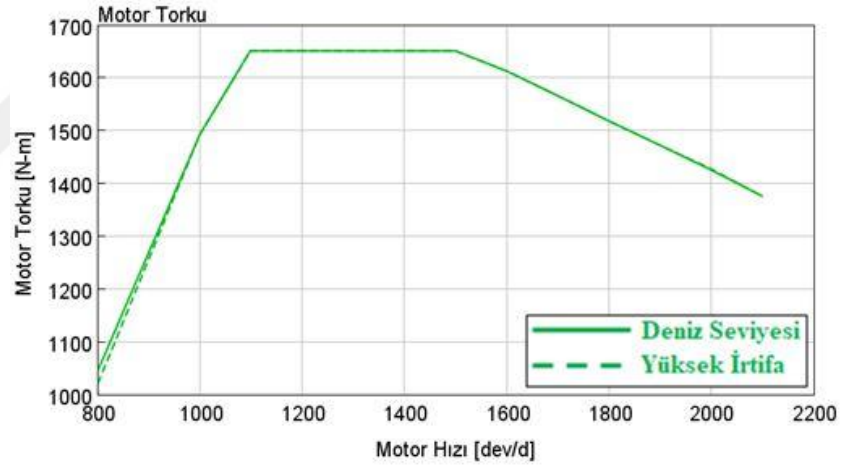
| Motor Hızı [dev/d] | Motor Torku [Nm] | Emme Manifoldu Basıncı [bar] | Silindir İçi Basıncı [bar] | Atmosfer Basıncı [bar] | Çevre Sıcaklığı [°C] | Kompresör Girişi Hava Sıcaklığı [°C] | Emme Manifoldu Hava Sıcaklığı [°C] |
|--------------------|------------------|------------------------------|----------------------------|------------------------|----------------------|--------------------------------------|------------------------------------|
| 800                | 1045             | 2.85                         | 124                        | 0.85                   | 32                   | 37.7                                 | 48.8                               |
| 1000               | 1492             | 2.85                         | 142                        | 0.85                   | 32                   | 38.3                                 | 52.9                               |
| 1100               | 1650             | 2.85                         | 195                        | 0.85                   | 32                   | 38.7                                 | 54.8                               |
| 1200               | 1650             | 2.85                         | 200                        | 0.85                   | 32                   | 39                                   | 55.7                               |
| 1300               | 1650             | 2.85                         | 200                        | 0.85                   | 32                   | 39.3                                 | 57                                 |
| 1400               | 1650             | 2.85                         | 200                        | 0.85                   | 32                   | 39.7                                 | 57.5                               |
| 1500               | 1650             | 2.85                         | 200                        | 0.85                   | 32                   | 40                                   | 58                                 |
| 1600               | 1613             | 2.85                         | 200                        | 0.85                   | 32                   | 40.3                                 | 58.5                               |
| 1700               | 1566             | 2.85                         | 200                        | 0.85                   | 32                   | 40.6                                 | 59                                 |
| 1800               | 1518             | 2.85                         | 200                        | 0.85                   | 32                   | 41                                   | 59                                 |
| 1900               | 1472             | 2.85                         | 200                        | 0.85                   | 32                   | 41.3                                 | 59                                 |
| 2000               | 1426             | 2.85                         | 200                        | 0.85                   | 32                   | 41.6                                 | 59                                 |
| 2100               | 1375             | 2.85                         | 200                        | 0.85                   | 32                   | 42                                   | 59                                 |

Bu bölümün devamındaki şekillerin tamamı, yapılan analizler sonucunda GT Power programının verdiği çıktılar ile oluşturulmuştur. Bölümdeki tüm şekiller, yapılan analizler sonrası doğrudan GT Power programından alınmıştır.

### 7.1. Analiz 1

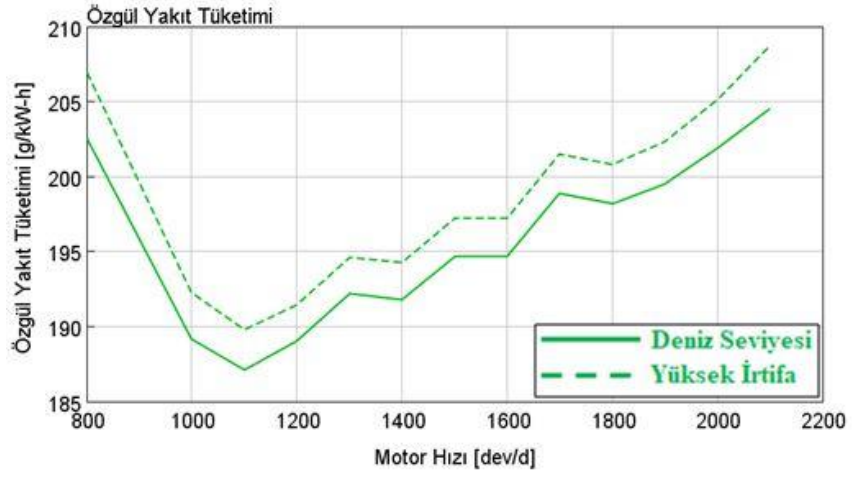
İlk olarak turboşarj üreticisinden tek kanallı bir turboşarja ait performans haritaları alınmış ve motor modeline beslenmiştir. Performans haritaları kullanılan turboşarjın kompresör çıkış sıcaklık limiti 230 °C ve turboşarj şaft hızı limiti 130000 dev/d'dir. Bu bölümde ve takip eden bölümlerde verilen kompresör çıkış sıcaklığı ve turboşarj şaft hızı limitleri turboşarj üreticisinden alınmış ve onaylanmış değerlerdir.

Şekil 7.1.'de analiz 1 sonucunda elde edilen motor torku değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



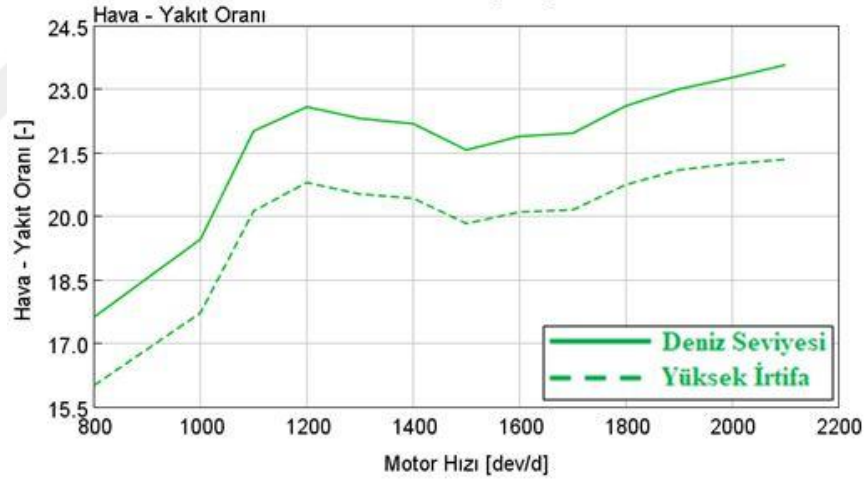
Şekil 7.1. Analiz 1 tork eğrisi

Şekil 7.2.'de analiz 1 sonucu elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



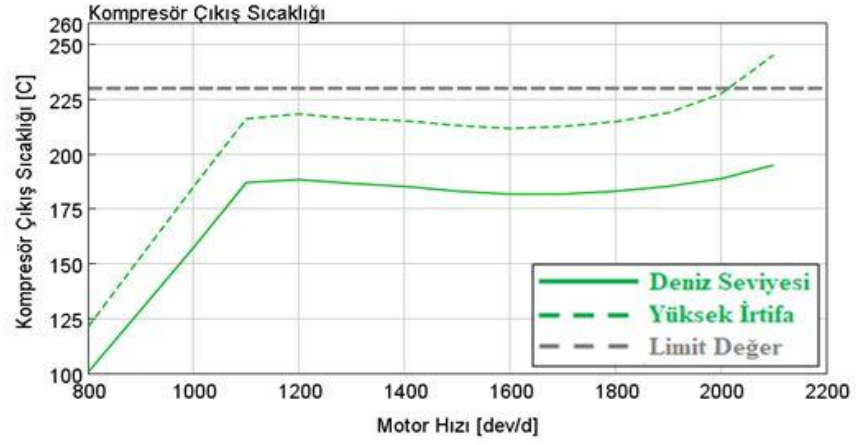
Şekil 7.2. Analiz 1 özgül yakıt tüketimi

Şekil 7.3.'te analiz 1 sonucu elde edilen hava – yakıt oranı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



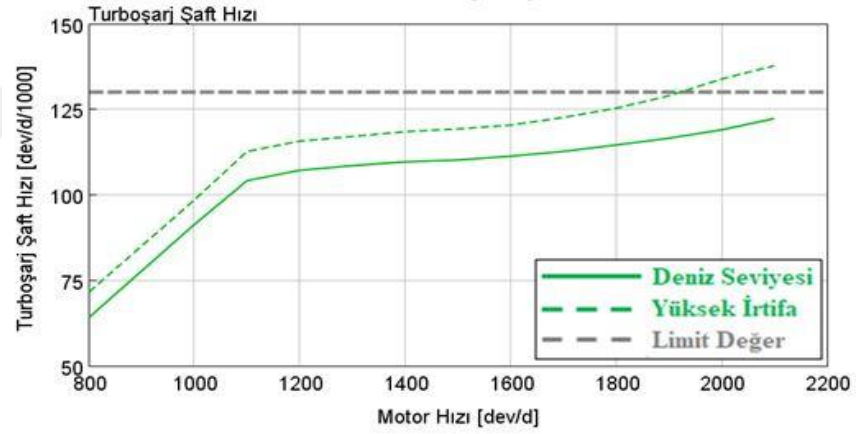
Şekil 7.3. Analiz 1 hava – yakıt oranı

Şekil 7.4.'te analiz 1 sonucu elde edilen kompresör çıkış sıcaklığı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



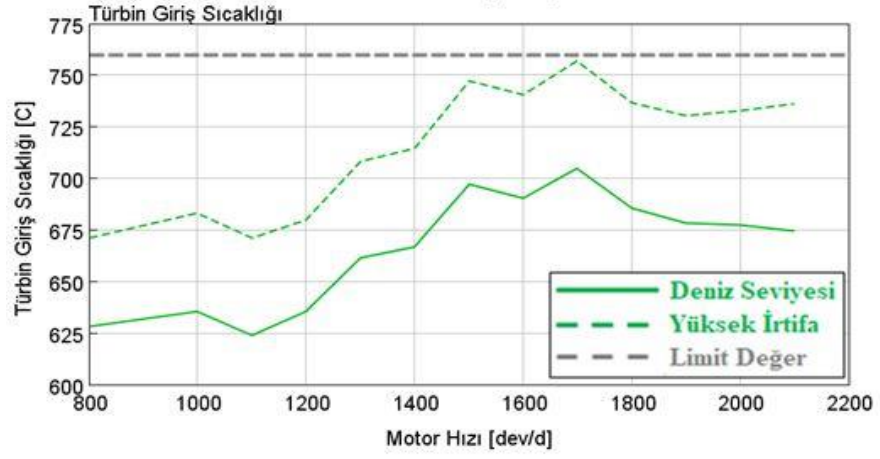
Şekil 7.4. Analiz 1 kompresör çıkış sıcaklığı

Şekil 7.5.'te analiz 1 sonucu elde edilen turboşarj şaft hızı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



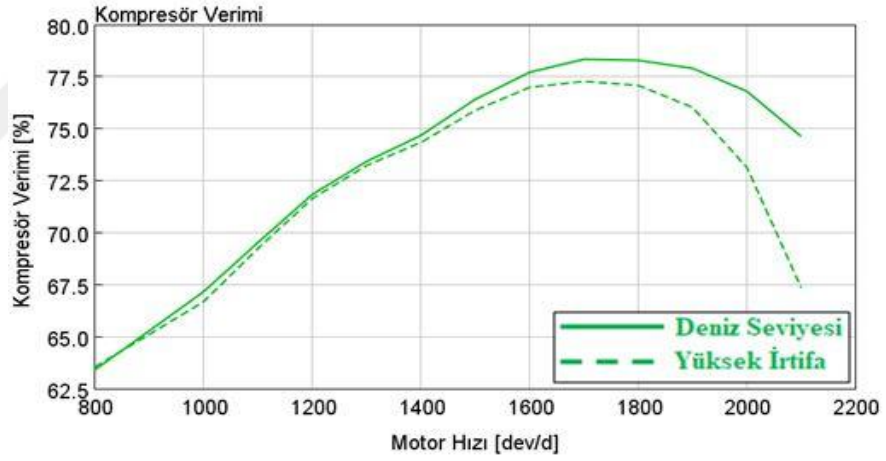
Şekil 7.5. Analiz 1 turboşarj şaft hızı

Şekil 7.6.'da analiz 1 sonucu elde edilen türbin giriş sıcaklığı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



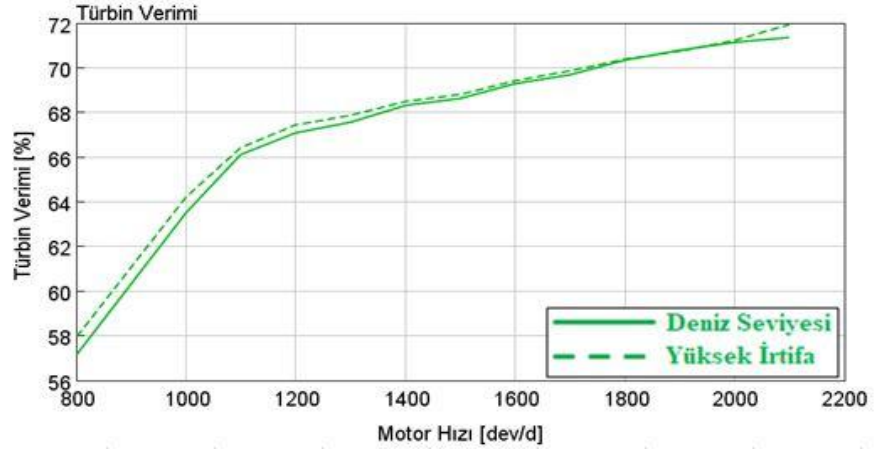
Şekil 7.6. Analiz 1 türbin giriş sıcaklığı

Şekil 7.7.'de analiz 1 sonucu elde edilen kompresör verimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



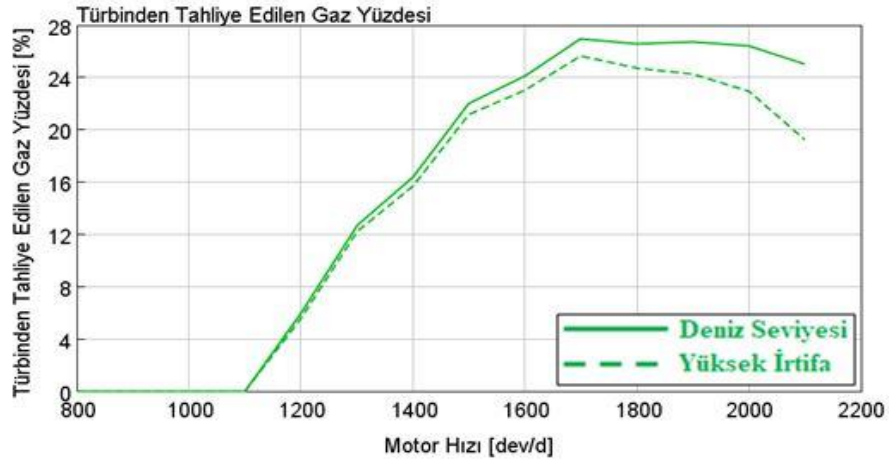
Şekil 7.7. Analiz 1 kompresör verimi

Şekil 7.8.'te analiz 1 sonucu elde edilen türbin verimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



Şekil 7.8. Analiz 1 türbin verimi

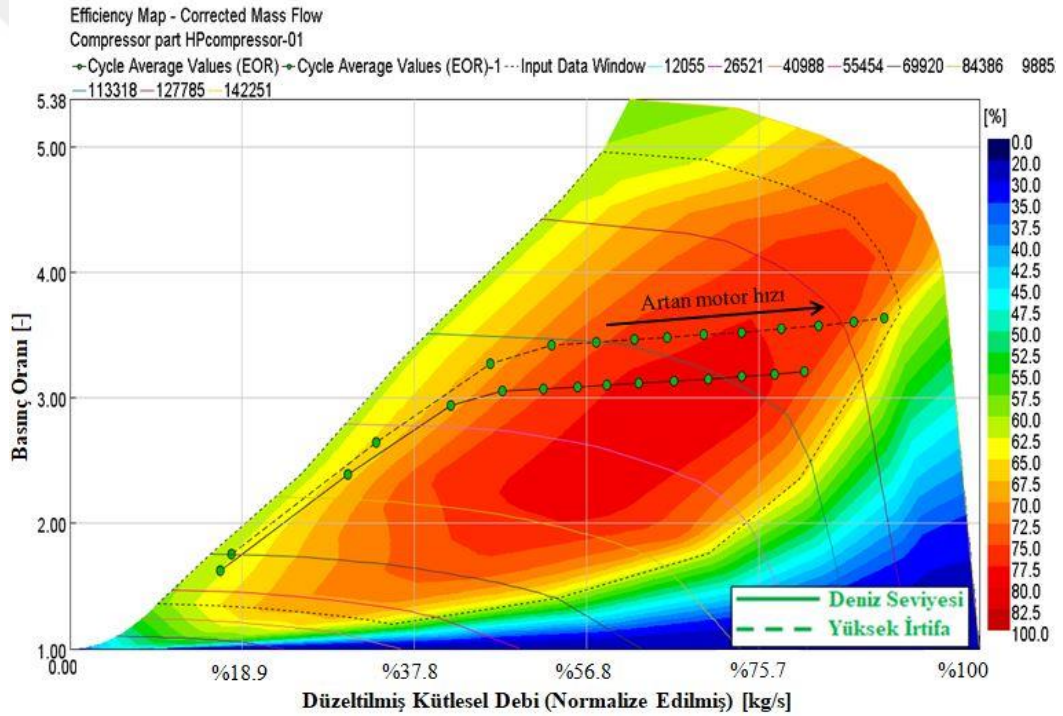
Şekil 7.9.'da analiz 1 sonucu elde edilen türbinden tahliye edilen egzoz gazının debisinin toplam egzoz gazı debisine oranı motor hızına göre gösterilmiştir:



Şekil 7.9. Analiz 1 türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi

Analiz 1 sonucunda motorun performans analizi yapılırken kullanılan turboşarjın motor performans hedeflerini sağladığı, fakat dayanım limitlerinin ihlal edildiği görülmüştür. Özgül yakıt tüketimi 1500 dev/d motor hızında 194.6 g/kWsa, 2100 dev/d motor hızında 204.5 g/kWsa olarak elde edilmiştir (Şekil 7.2.). Türbinden tahliye edilen egzoz gazı debisinin toplam egzoz gazı debisine oranı %26.7'dir (Şekil 7.9.). Hava – yakıt oranı ise düşük motor hızlarında 16 civarındadır (Şekil 7.3.).

Turboşarjın şaft hızı ve kompresör çıkış sıcaklığı yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarında limit değerlerin üzerine çıkmaktadır. Kompresör çıkış sıcaklığı 245 °C'ye, turboşarj şaft hızı ise 138000 dev/d'ya kadar yükselmektedir. Bunun sebebi, yüksek motor hızı bölgesinde kompresör veriminin %66 mertebesine kadar düşmesidir. Şekil 7.10.'da kompresör performans haritası üzerinde çalışma noktaları gösterilmiştir. Bu bölümdeki ve takip eden bölümdeki kompresör performans haritalarının hepsi, turboşarj üreticisinden alınan kompresör performans verilerine göre oluşturulmuştur. Analizler sonucu farklı motor hızlarında elde edilen düzeltilmiş kompresör kütleli debisi ve kompresör basınç oranı verileri bu haritalar üzerine çizdirilmiştir. Şekil 7.10.'da analiz 1 sonucunda kompresör performans haritası üzerinde çalışma noktaları gösterilmiştir:



Şekil 7.10 Analiz 1 kompresör performans haritası çalışma noktaları

Kompresör performans haritasından da görüleceği üzere, yüksek motor hızlarında çalışırken kompresör performans haritasının düşük verimli bölgesine gidilmektedir. Bu yüzden de turboşarj şaft hızı ve kompresör çıkış sıcaklığı ani olarak artmaktadır (Şekil 7.4, 7.5.). Turboşarj dayanım limitlerinin ihlal edilmemesi adına emme manifoldu basıncını düşürmek yoluna gidilebilir, fakat bu sefer de zaten limit

değere çok yakın olan türbin giriş sıcaklığı yükselecektir ve türbin giriş sıcaklığı limiti ihlal edilecektir (Şekil 7.6.).

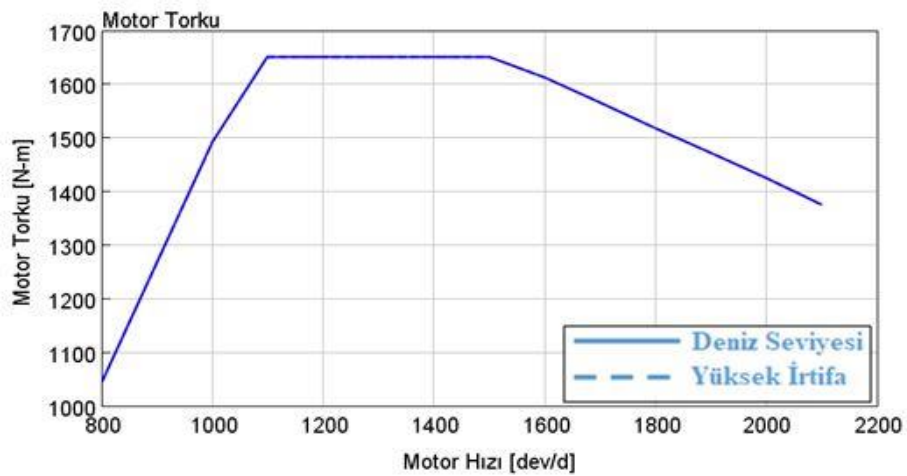
Yüksek motor hızlarında kompresör haritasının yüksek verimli bölgesinde kalabilmek adına turboşarj üreticisinden daha büyük kompresöre sahip bir turboşarjın performans haritaları istenmiştir.

## 7.2. Analiz 2

Analiz 2’de kullanılan kompresör performans haritası, analiz 1’de kullanılan kompresör performans haritasına göre %2.5 daha yüksek akış kapasitesine sahiptir. Kompresörün akış kapasitesindeki artış, kompresör çarkının çapının artırılması ve difüzörün büyütülmesiyle mümkün olmuştur. Bu kompresör ile uyumlu çalışabilmesi açısından turboşarj üreticisi tarafından yeni bir türbin performans haritası da önerilmiştir. Analiz 2’de kullanılan türbin performans haritası, analiz 1’de kullanılan türbin performans haritasına göre %6 daha yüksek akış kapasitesine sahiptir.

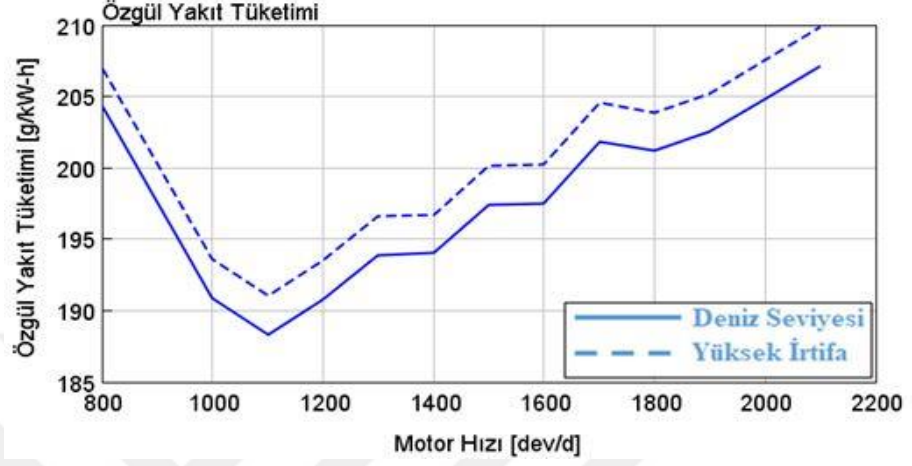
Analiz 2’de kullanılan kompresörün difüzör ve çark malzemesi analiz 1’de kullanılan kompresör ile aynı olduğu için, kompresör çıkış sıcaklık limiti 230 °C olarak kalmıştır. Kompresör çarkının çapı arttığından dolayı, turboşarj şaft hızı limiti 120000 dev/d’ye düşmüştür.

Şekil 7.12.’de analiz 2 sonucu elde edilen motor torku değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



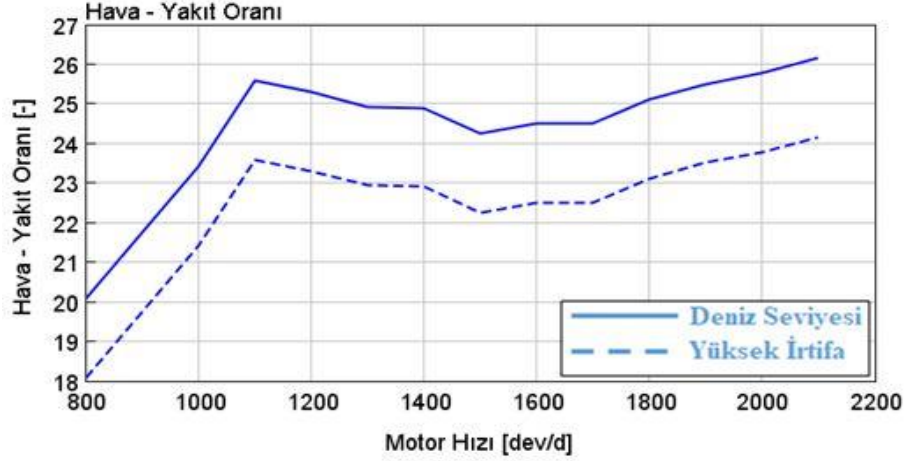
Şekil 7.11. Analiz 2 tork eğrisi

Şekil 7.12.'de analiz 2 sonucu elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



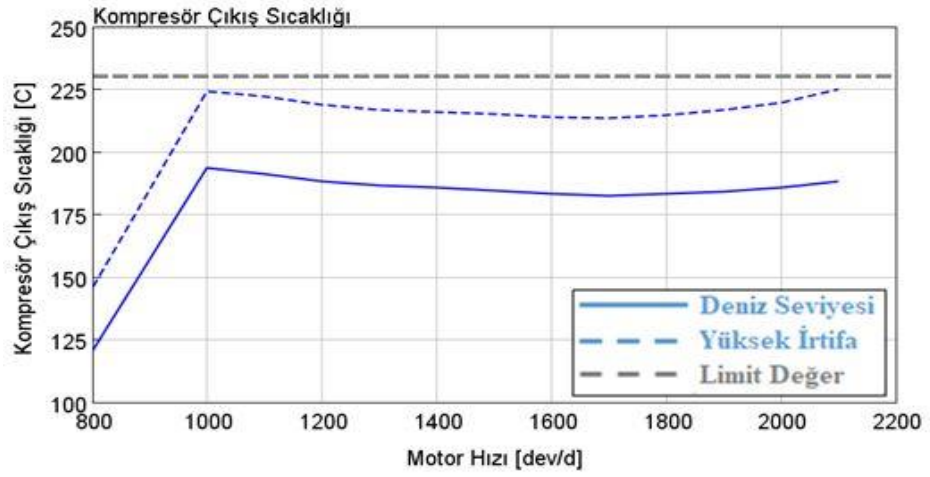
Şekil 7.12. Analiz 2 özgül yakıt tüketimi

Şekil 7.13.'te analiz 2 sonucu elde edilen hava – yakıt oranı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



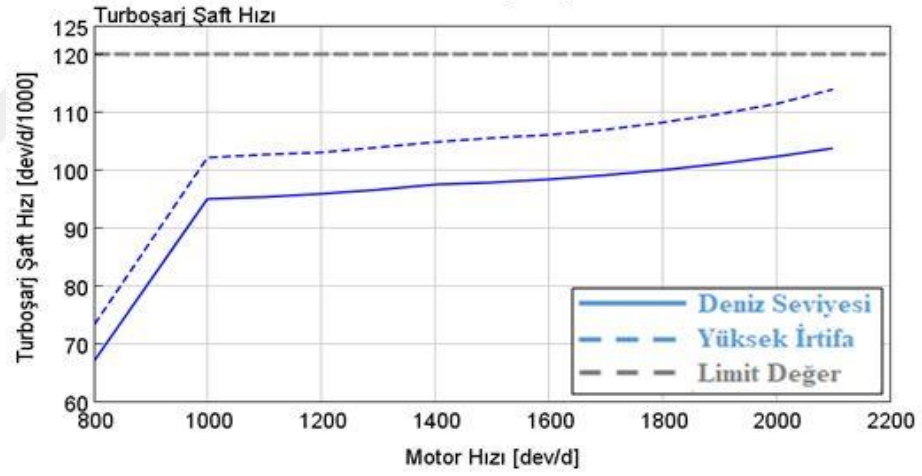
Şekil 7.13. Analiz 2 hava – yakıt oranı

Şekil 7.14.'te analiz 2 sonucu elde edilen kompresör çıkış sıcaklığı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



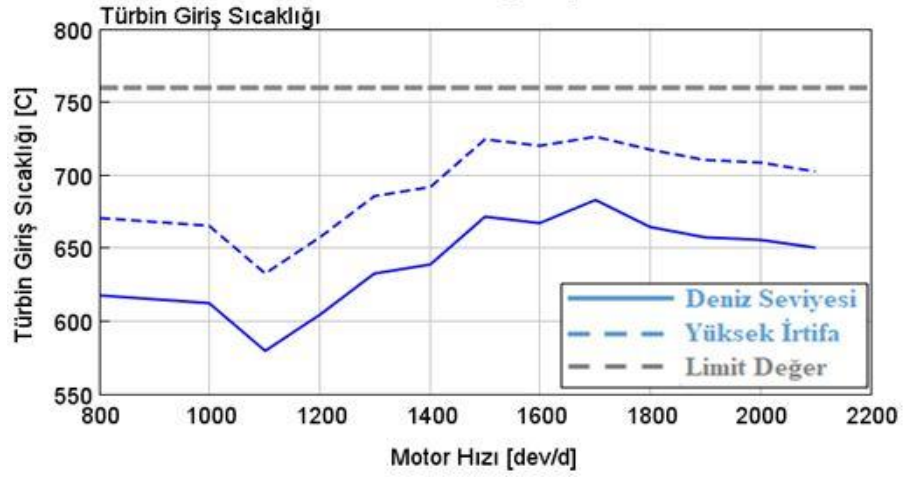
Şekil 7.14. Analiz 2 kompresör çıkış sıcaklığı

Şekil 7.15.'te analiz 2 sonucu elde edilen turboşarj şaft hızı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



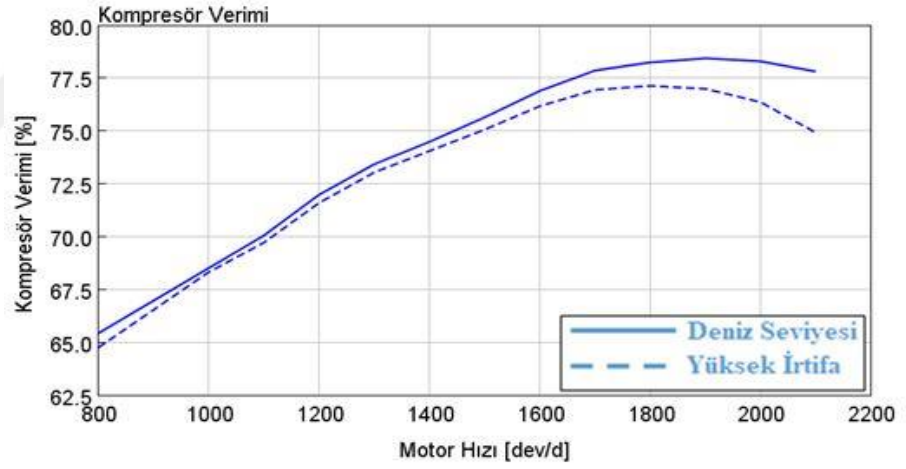
Şekil 7.15. Analiz 2 turboşarj şaft hızı

Şekil 7.16.'da analiz 2 sonucu elde edilen türbin giriş sıcaklığı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



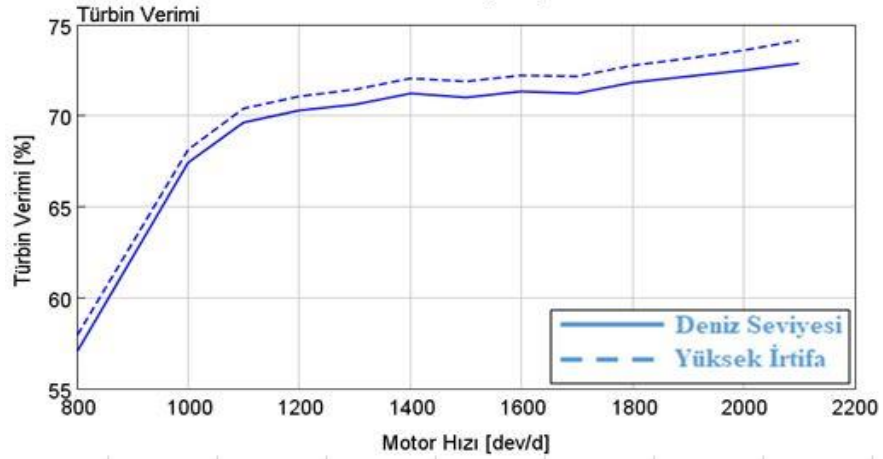
Şekil 7.16. Analiz 2 türbin giriş sıcaklığı

Şekil 7.17.'de analiz 2 sonucu elde edilen kompresör verimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



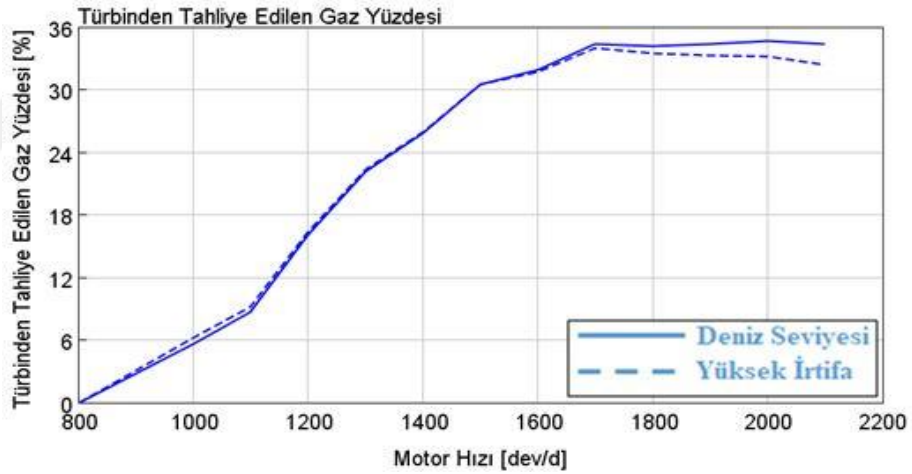
Şekil 7.17. Analiz 2 kompresör verimi

Şekil 7.18.'de analiz 2 sonucu elde edilen türbin verimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



Şekil 7.18. Analiz 2 türbin verimi

Şekil 7.19.'da analiz 2 sonucu elde edilen türbinden tahliye edilen egzoz gazının debisinin toplam egzoz gazı debisine oranı motor hızına göre gösterilmiştir:



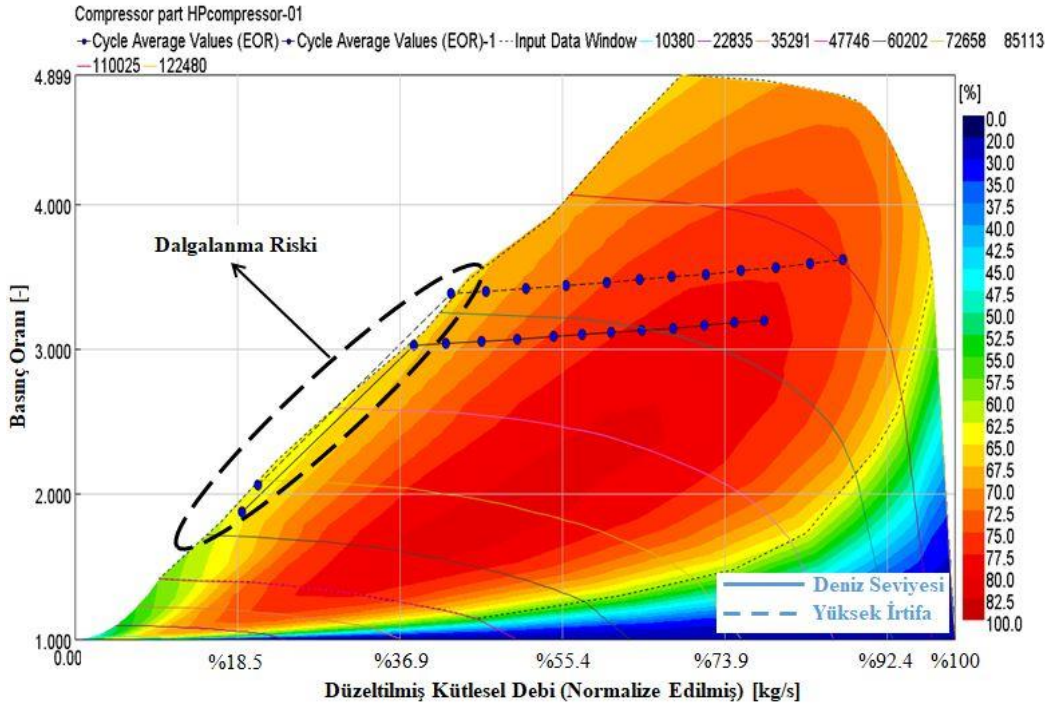
Şekil 7.19. Analiz 2 türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi

Analiz 2'de türbin akış kapasitesi arttığından dolayı hava - yakıt oranı değerleri analiz 1'e kıyasla artmıştır (Şekil 7.13.). Motorun özgül yakıt tüketimi değerleri 1500 dev/d motor hızı için 197.4 g/kWsa, 2100 dev/d motor hızı için 207.1 g/kWsa olarak elde edilmiştir (Şekil 7.12.). Ancak, türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi %34.6'ya yükselmiş, kabul edilebilir seviyenin üzerine çıkmıştır (Şekil 7.19.).

Türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesinin artmasının sebebi, türbin akış kapasitesinin artmasıdır. Türbinin akış kapasitesinin artmasıyla beraber motora alınan

temiz hava debisi yükselmiş, dolayısıyla egzoz gazı debisi de yükselmiştir. Bu yükseliş, emme manifoldunda 3 bar basınç seviyesinin korunabilmesi için tahliye subabından daha yüksek oranda egzoz gazı tahliye edilmesini gerektirmiştir.

Analiz 2 sonucunda kompresör çıkış sıcaklığı, turboşarj şaft hızı ve türbin giriş sıcaklığı değerlerinin hepsinin limit değerlerinin altında olduğu görülmüştür (Şekil 7.14, 7.15, 7.16). Kompresör çıkış sıcaklığı ve türbin giriş sıcaklığı için en yüksek değerler sırasıyla 224 °C ve 726 °C'dir. Turboşarj şaft hızı için en yüksek değer 113929 dev/d olarak elde edilmiştir. Yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarında motor hızının yüksek olduğu bölgede kompresör verimi analiz 1'e göre %6 oranında yükselmiştir (Şekil 7.17.). Şekil 7.20.'de analiz 2 sonucunda kompresör performans haritası üzerinde çalışma noktaları gösterilmiştir:



Şekil 7.20. Analiz 2 kompresör performans haritası çalışma noktaları

Kompresörün büyütülmesi yüksek motor hızları için kompresör verimini iyileştirmiştir ancak, düşük motor hızları için dalgalanma riski ortaya çıkmıştır.

Türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesinin azaltılması için yapılması gereken akış kapasitesi daha düşük bir türbin ile analizleri tekrarlamaktır. Türbinin akış

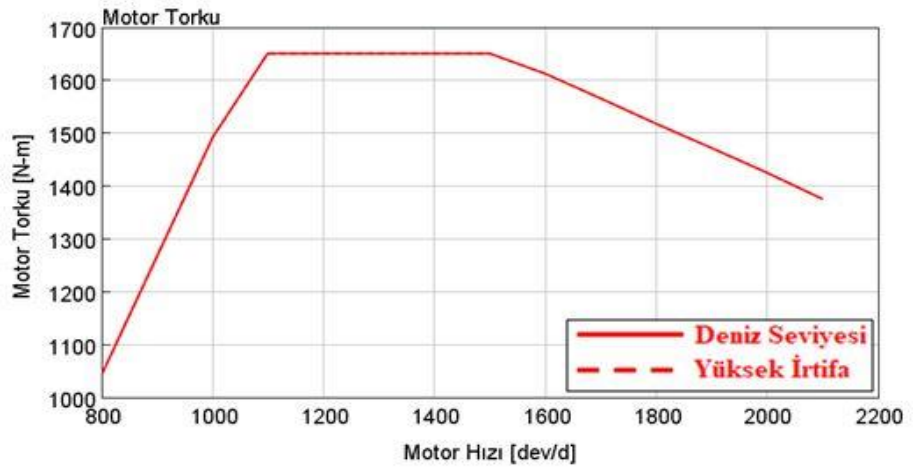
kapasitesinin azaltılması ile kompresöre iletilen güç azalacağından dolayı, düşük motor hızı bölgesinde kompresör basınç oranında bir azalma da beklenmektedir. Bu sayede Şekil 7.20. de görülen dalgalanma riski ortadan kaldırılabilir.

Analiz 3 için turboşarj üreticisinden analiz 2’de kullanılan kompresör ile birlikte çalışabilen ve akış kapasitesi daha düşük bir türbinin performans haritası istenmiştir.

### 7.3. Analiz 3

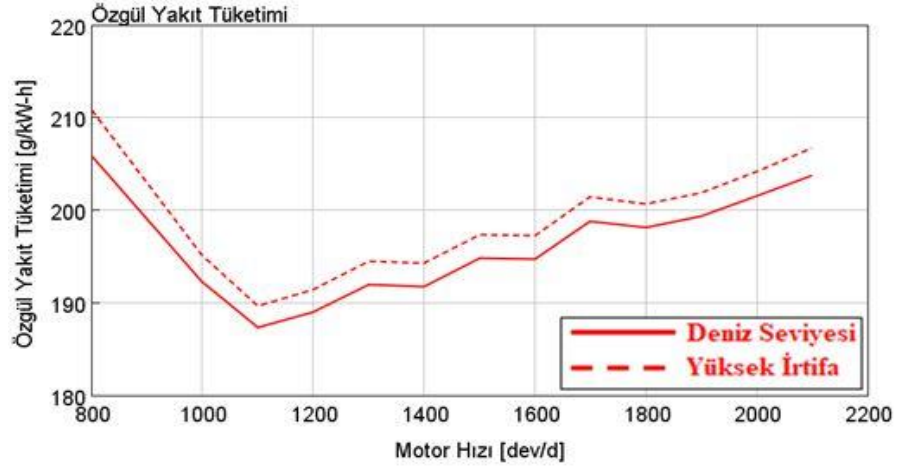
Analiz 3’te kullanılan türbin, analiz 2’de kullanılan türbine göre %9 daha düşük akış kapasitesine sahiptir. Türbinin akış kapasitesindeki bu azalma, türbinin A/R oranı azaltılarak sağlanmıştır. Kompresör ise, analiz 2’de kullanılan kompresör ile aynı kalmıştır. Bu yüzden, turboşarj dayanım limitleri de değişmemiştir. Kompresör giriş sıcaklığı limiti 230 °C, turboşarj shaft hızı limiti 120000 dev/d’dır.

Şekil 7.21.’de analiz 3 sonucu elde edilen motor torku değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



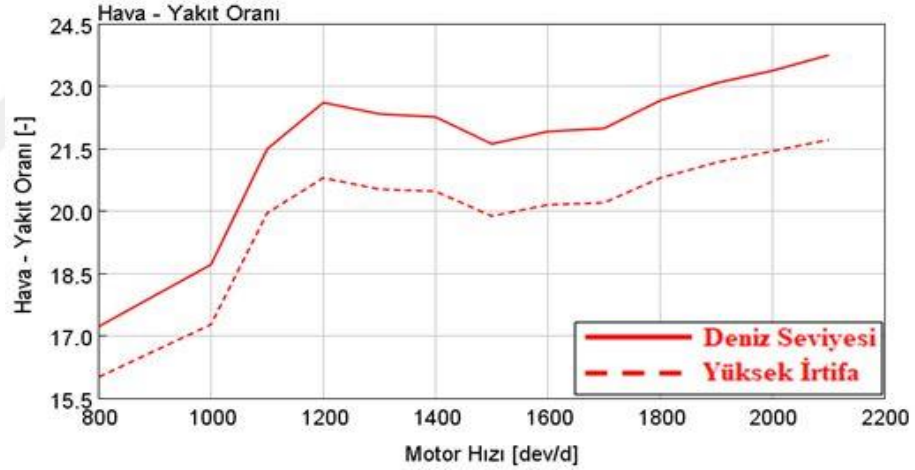
Şekil 7.21. Analiz 3 tork eğrisi

Şekil 7.22.’de analiz 3 sonucu elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



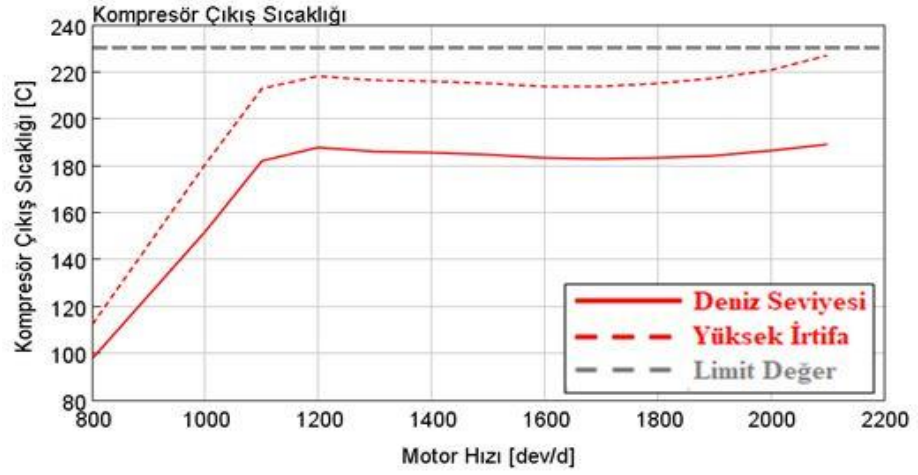
Şekil 7.22. Analiz 3 özgül yakıt tüketimi

Şekil 7.23.'te analiz 3 sonucu elde edilen hava – yakıt oranı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



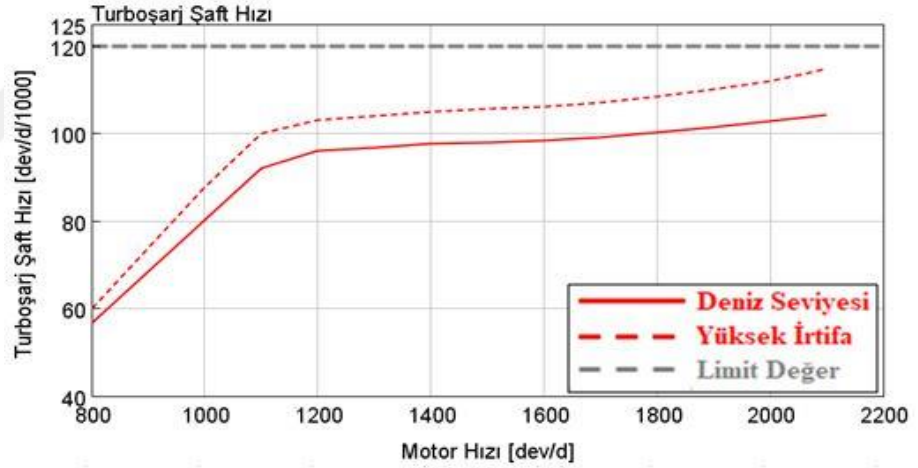
Şekil 7.23. Analiz 3 hava – yakıt oranı

Şekil 7.24.'te analiz 3 sonucu elde edilen kompresör çıkış sıcaklığı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



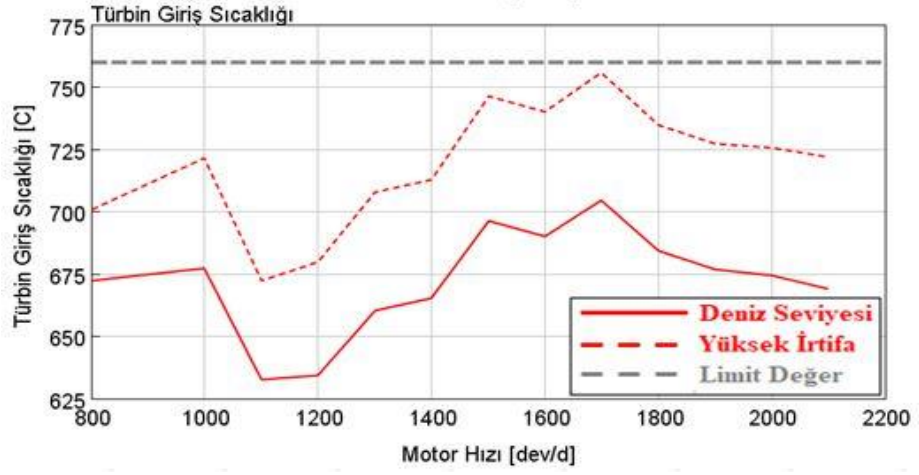
Şekil 7.24. Analiz 3 kompresör çıkış sıcaklığı

Şekil 7.25.'te analiz 3 sonucu elde edilen turboşarj şaft hızı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



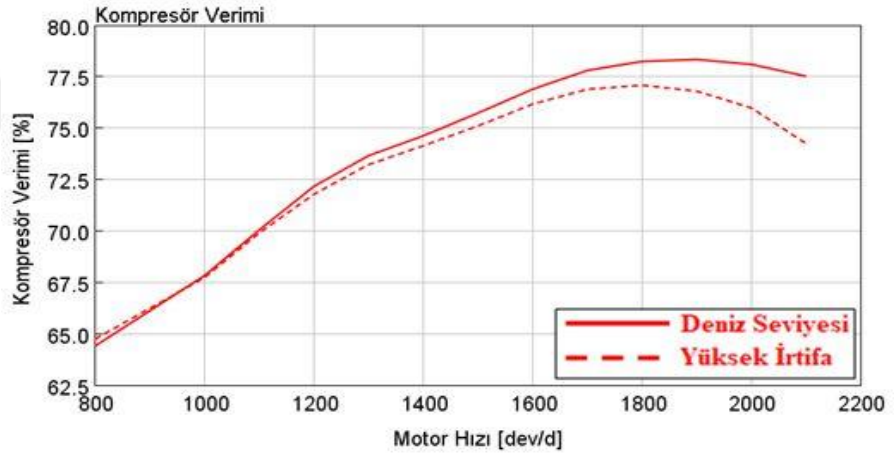
Şekil 7.25. Analiz 3 turboşarj şaft hızı

Şekil 7.26.'da analiz 3 sonucu elde edilen türbin giriş sıcaklığı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



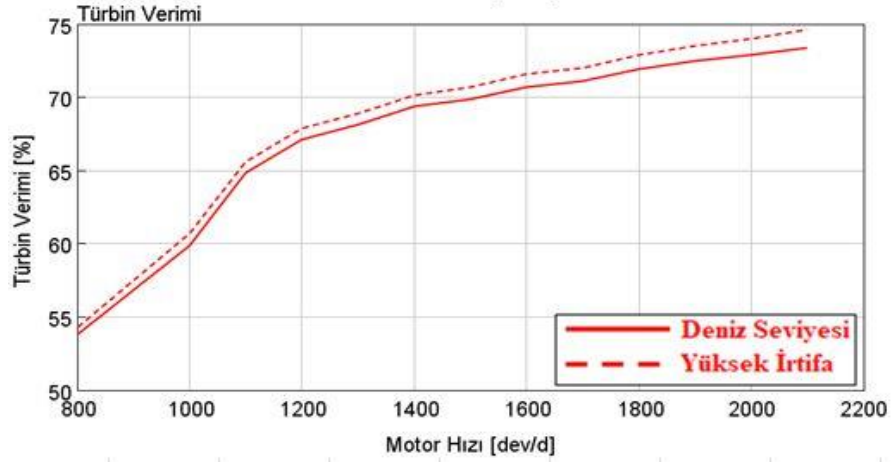
Şekil 7.26. Analiz 3 türbin giriş sıcaklığı

Şekil 7.27.'de analiz 3 sonucu elde edilen kompresör verimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



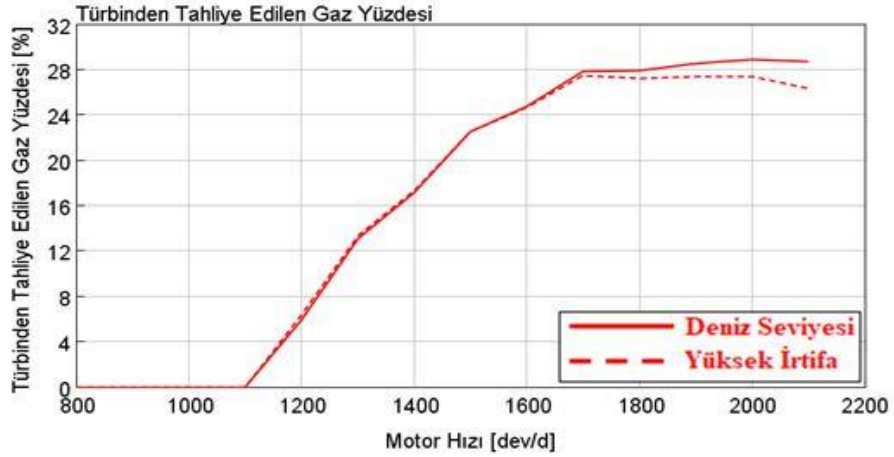
Şekil 7.27. Analiz 3 kompresör verimi

Şekil 7.28.'de analiz 3 sonucu elde edilen türbin verimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



Şekil 7.28. Analiz 3 türbin verimi

Şekil 7.29.'da analiz 3 sonucu elde edilen türbinden tahliye edilen egzoz gazının debisinin toplam egzoz gazı debisine oranı motor hızına göre gösterilmiştir:



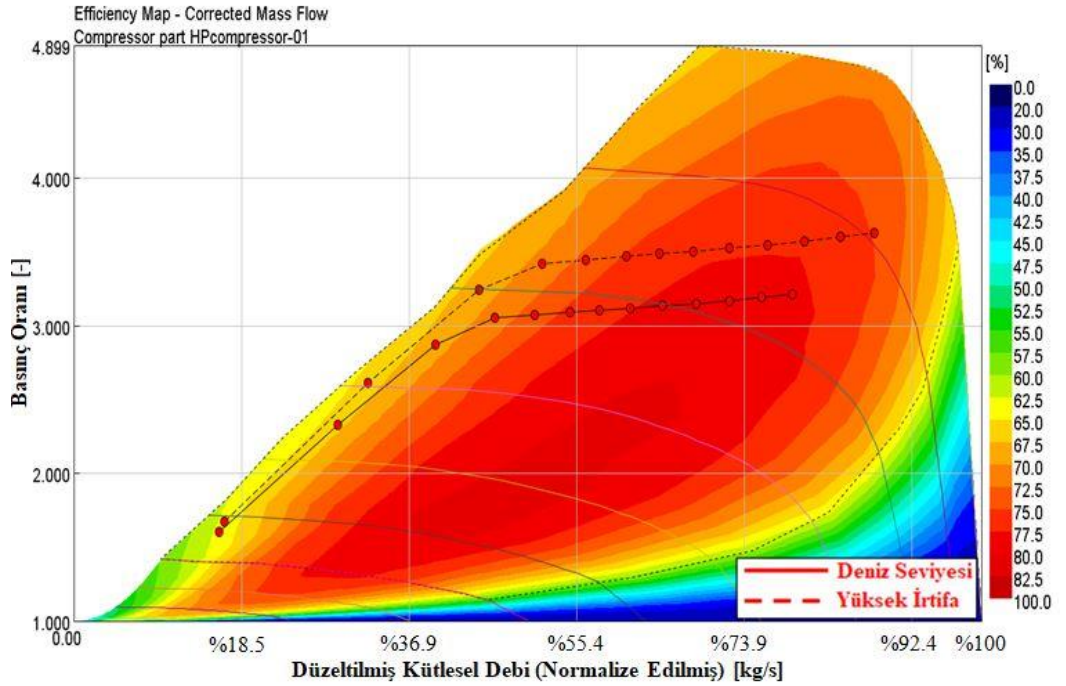
Şekil 7.29. Analiz 3 türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi

Analiz 3 sonucunda motor performans hedeflerinin tümü sağlanmıştır. Hem deniz seviyesi, hem de yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarında motor tork hedefi tutturulmaktadır. Özgül yakıt tüketimi değerlerinin 1500 dev/d motor hızı için 194.7 g/kWsa, 2100 dev/d motor hızı için 203.7 g/kWsa olduğu görülmektedir (Şekil 7.22.). Hava – yakıt oranı değeri, yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarında en düşük olduğu nokta olan 800 dev/d noktasında 16 değerini almıştır (Şekil 7.23.). Türbinden tahliye edilen egzoz gazının yüzdesi %28.8'dir (7.29.).

Kompresör çıkış sıcaklığının aldığı en yüksek değer 226.8 °C iken, turboşarj şaftının hızının en yüksek değeri 114800 dev/d'dır (Şekil 7.24, 7.25.). Türbin giriş sıcaklığı en yüksek olduğu noktada 756 °C'dir (Şekil 7.26.). Bu sonuçlar ışığında, turboşarj ve motor dayanım limitlerinin hiçbirinin ihlal edilmediği görülmektedir.

Kompresör verimi deniz seviyesi analizinde yüksek motor hızı bölgesinde %77'nin üzerinde kalmıştır (Şekil 7.27.). Türbin verimi ise aynı bölgede %70 seviyesinin üzerindedir (Şekil 7.28.). Kompresör ve türbinde ulaşılan bu verim değerleri, otomotiv endüstrisinde kullanılan turboşarj verim değerleri için uygun seviyededir (Nguyen-Schäfer, 2015).

Şekil 7.30.'da analiz 3 sonucunda kompresör performans haritası üzerinde çalışma noktaları gösterilmiştir:



Şekil 7.30. Analiz 3 kompresör performans haritası çalışma noktaları

Analiz 3 sonucunda Şekil 7.30.'da görüldüğü üzere, dalgalanma riski ortadan kalkmıştır. Ayrıca, çalışma noktaları boğulma çizgisinden de uzakta, güvenli bölgede yer almaktadır.

Çalışmanın bu adımında analiz edilen turboşarj, motora uygun bir turboşarj olarak seçilmiştir. Bir sonraki analiz için turboşarj üreticisinden bölünmüş kanallı türbin volüt geometrisine sahip bir turboşarjın performans haritaları istenmiştir. Bölünmüş kanallı türbin ile daha düşük özgül yakıt tüketim değerlerine ulaşıp ulaşılamadığı kontrol edilmiştir.

#### **7.4. Analiz 4**

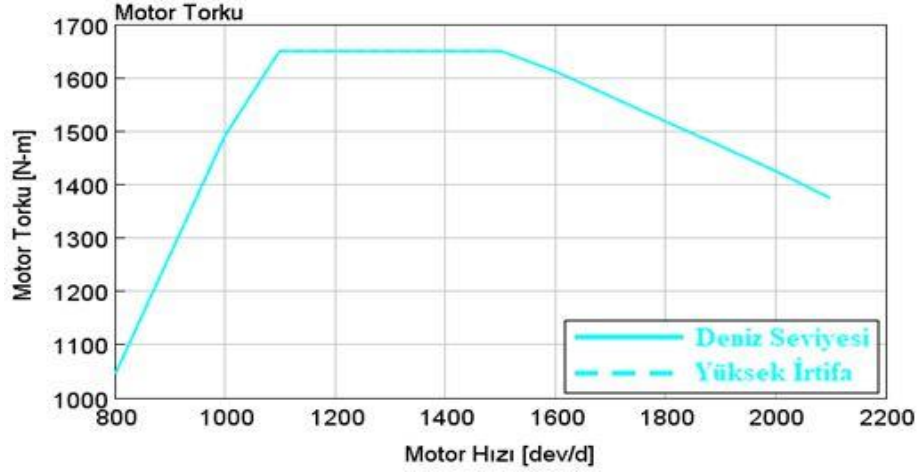
Analiz 4 için turboşarj üreticisinden performans haritaları alınan turboşarjın kompresörü, analizlerde sadece bölünmüş kanallı türbinin etkisini görebilmek amacıyla analiz 3'te kullanılan kompresör ile aynı tutulmuştur. Dolayısıyla kompresör girişi sıcaklık limiti 230 °C, turboşarj şaft hızı limiti 120000 dev/d'dır. Analizlerde kullanılmak üzere bu kompresör ile uyumlu çalışabilen bölünmüş kanallı türbinin akış kapasitesi, analiz 3'te kullanılan türbinin akış kapasitesine göre %20 daha yüksektir. Bölünmüş kanallı türbini 3 haritalı yöntem ile modelleyebilmek adına turboşarj üreticisi tarafından türbinin sol kanalı için, sağ kanalı için ve eşit akışlı durum için performans haritaları ayrı ayrı verilmiştir. Bölünmüş kanallı turboşarj, hem 3 haritalı yöntem ile, hem de kaçaklı yöntem ile modellenmiş ve bu modellerin analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

Analiz 4'te yapılan analizler özelinde motorun egzoz manifoldu 2 kanal halinde modellenmiştir. Türbinin sol kanalına silindir 1 ve silindir 4'ten gelen egzoz gazı, sağ kanalına ise silindir 2 ve silindir 3'ten gelen egzoz gazı yönlendirilmiştir.

##### **7.4.1. 3 Haritalı Yöntem Sonuçları**

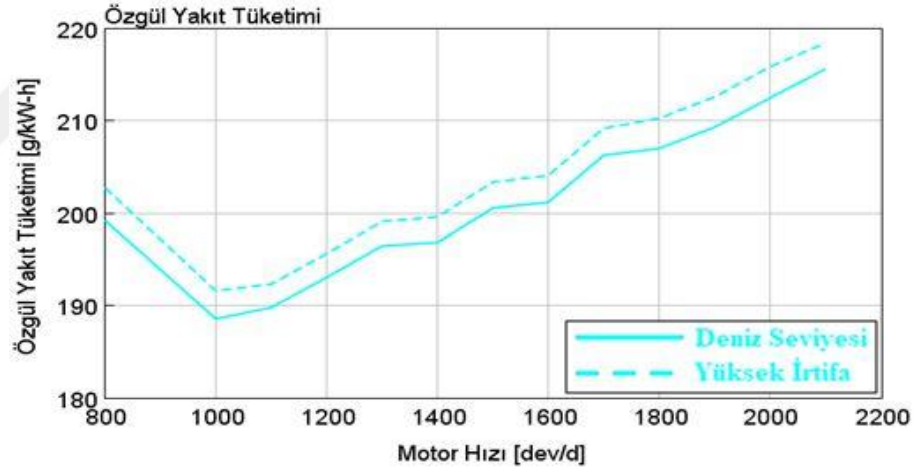
Turboşarj üreticisinden alınan 3 ayrı türbin performans haritası TwinScrollTurbine objesi kullanılarak modele beslenmiştir ve önceki analizlerde olduğu gibi hem deniz seviyesi hem de yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarıyla analizler yapılmıştır.

Şekil 7.31.'de 3 haritalı yöntem sonucu elde edilen motor torku değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



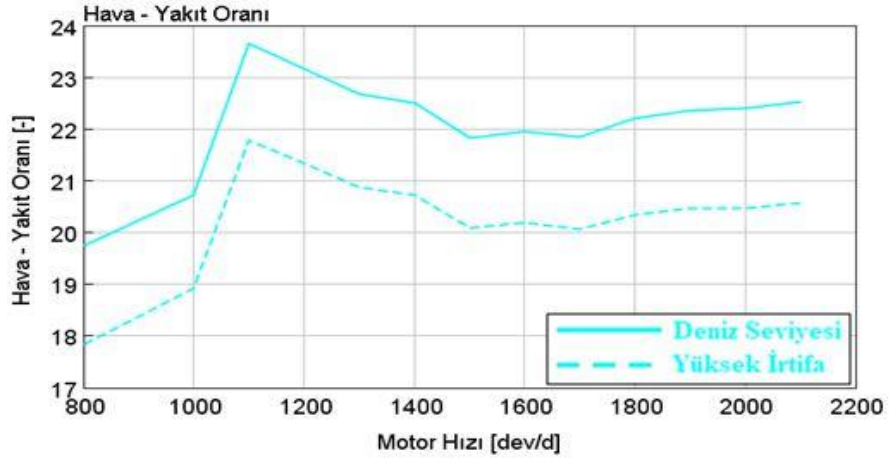
Şekil 7.31. 3 haritalı yöntem tork eğrisi

Şekil 7.32.'de 3 haritalı yöntem sonucu elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



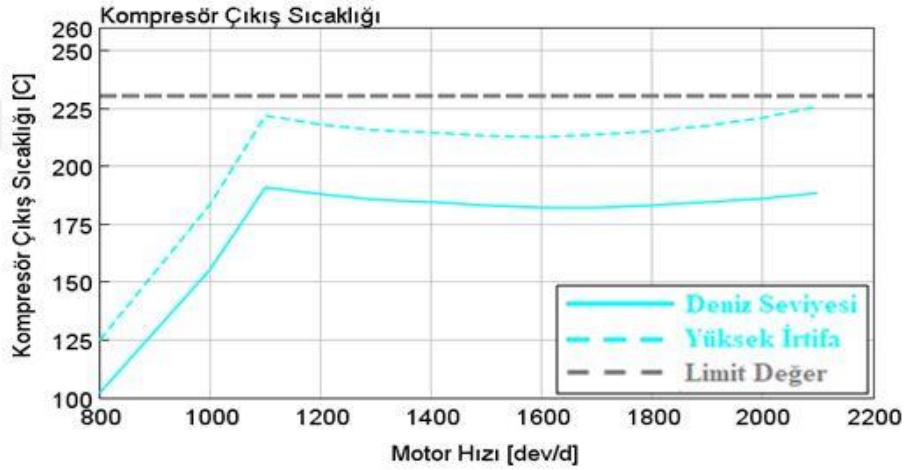
Şekil 7.32. 3 haritalı yöntem özgül yakıt tüketimi

Şekil 7.33.'te 3 haritalı yöntem sonucu elde edilen hava – yakıt oranı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



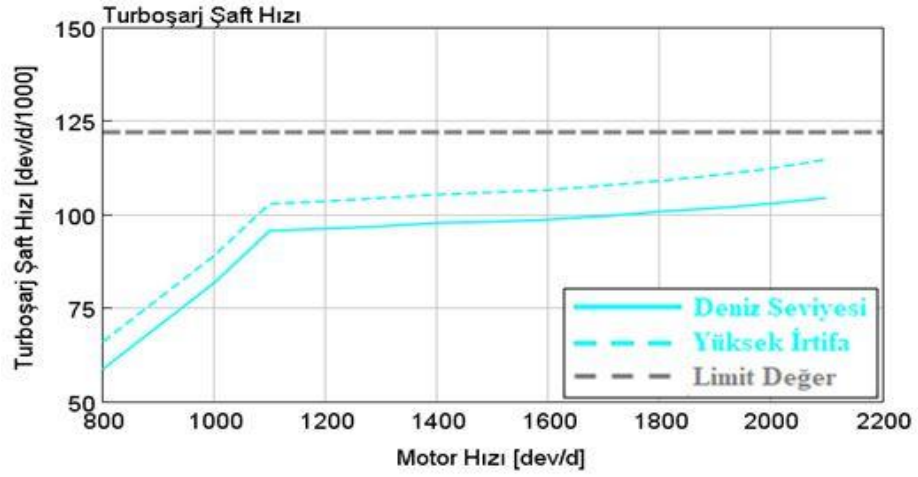
Şekil 7.33. 3 haritalı yöntem hava – yakıt oranı

Şekil 7.34.'te 3 haritalı yöntem sonucu elde edilen kompresör çıkış sıcaklığı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



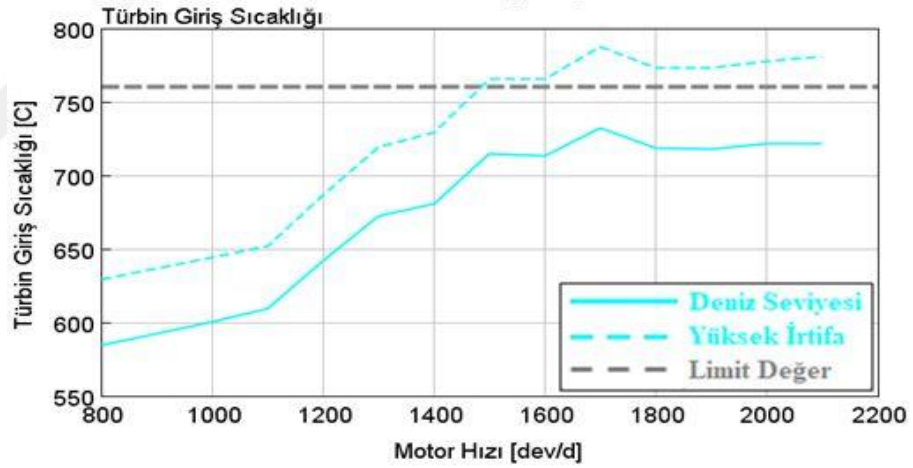
Şekil 7.34. 3 haritalı yöntem kompresör çıkış sıcaklığı

Şekil 7.35.'te 3 haritalı yöntem sonucu elde edilen turboşarj şaft hızı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



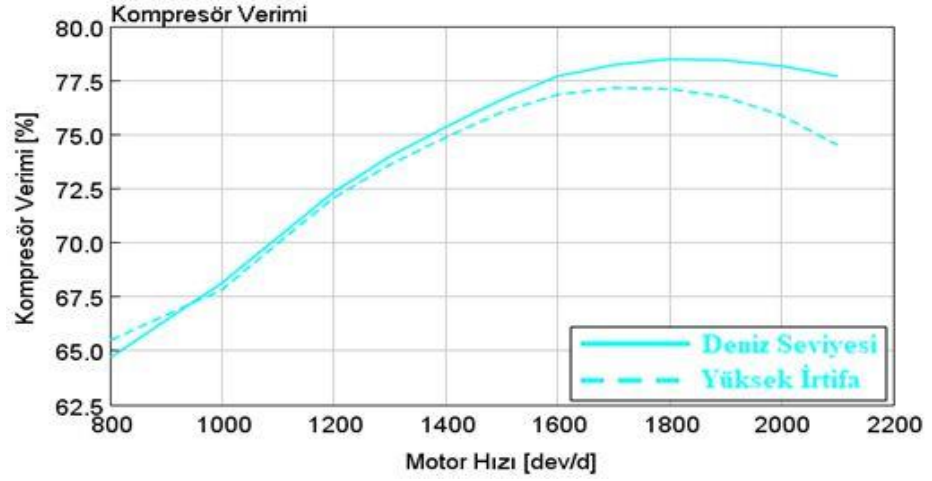
Şekil 7.35. 3 haritalı yöntem turboşarj şaft hızı

Şekil 7.36.'da 3 haritalı yöntem sonucu elde edilen türbin giriş sıcaklığı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



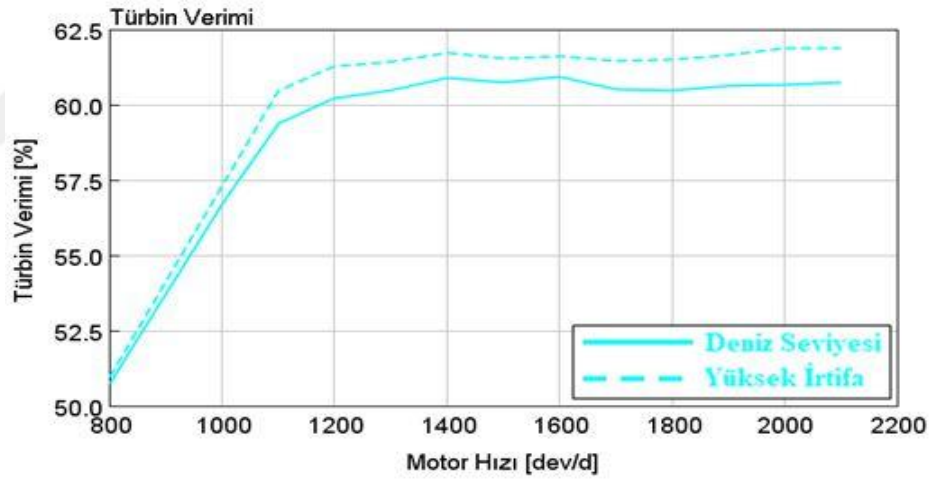
Şekil 7.36. 3 haritalı yöntem türbin giriş sıcaklığı

Şekil 7.37.'de 3 haritalı yöntem sonucu elde edilen kompresör verimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



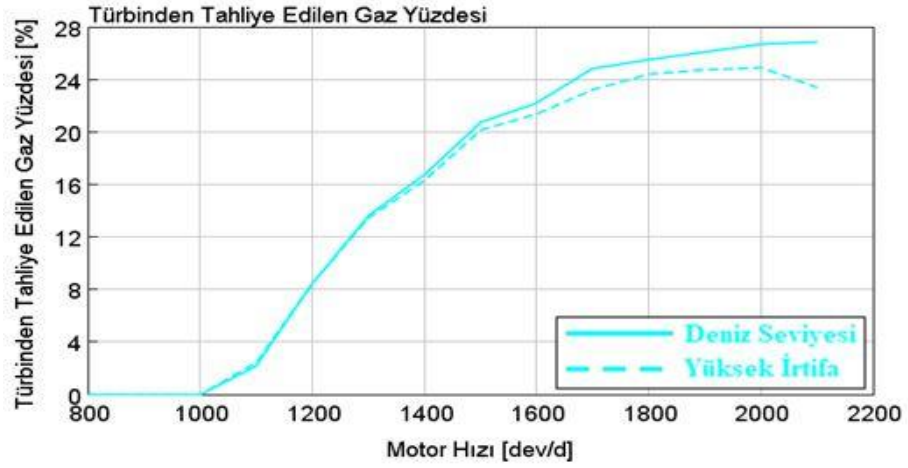
Şekil 7.37. 3 haritalı yöntem kompresör verimi

Şekil 7.38.'de 3 haritalı yöntem sonucu elde edilen türbin verimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



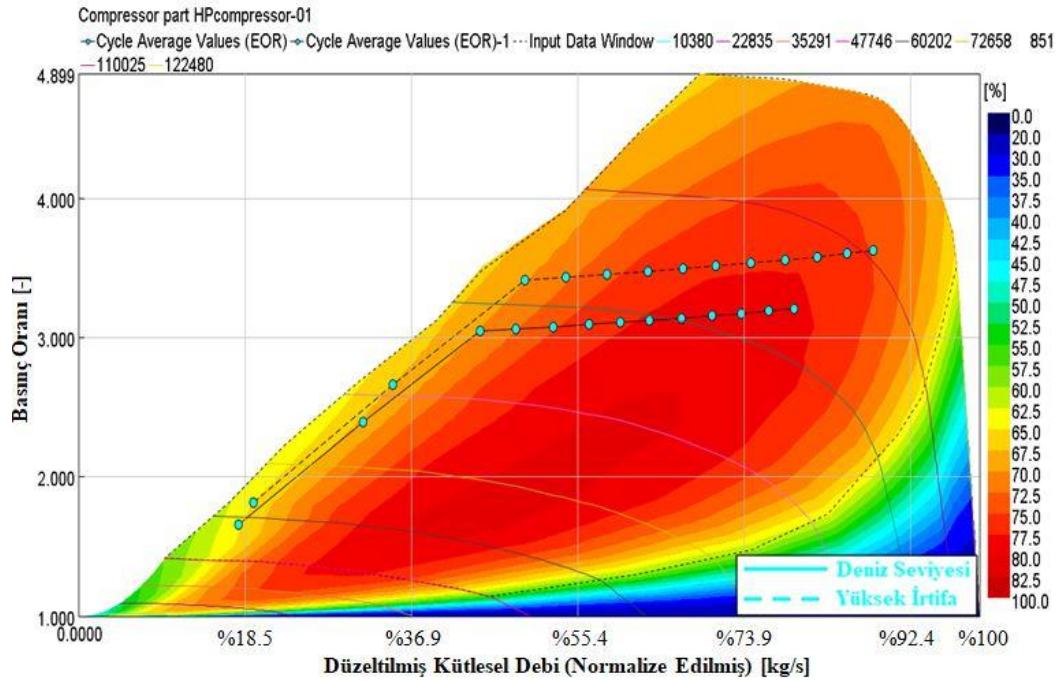
Şekil 7.38. 3 haritalı yöntem türbin verimi

Şekil 7.39.'da 3 haritalı yöntem sonucu elde edilen türbinden tahliye edilen egzoz gazının debisinin toplam egzoz gazı debisine oranı motor hızına göre gösterilmiştir:



Şekil 7.39. 3 haritalı yöntem türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi

Şekil 7.40.'da 3 haritalı yöntem sonucunda kompresör performans haritası üzerinde çalışma noktaları gösterilmiştir:

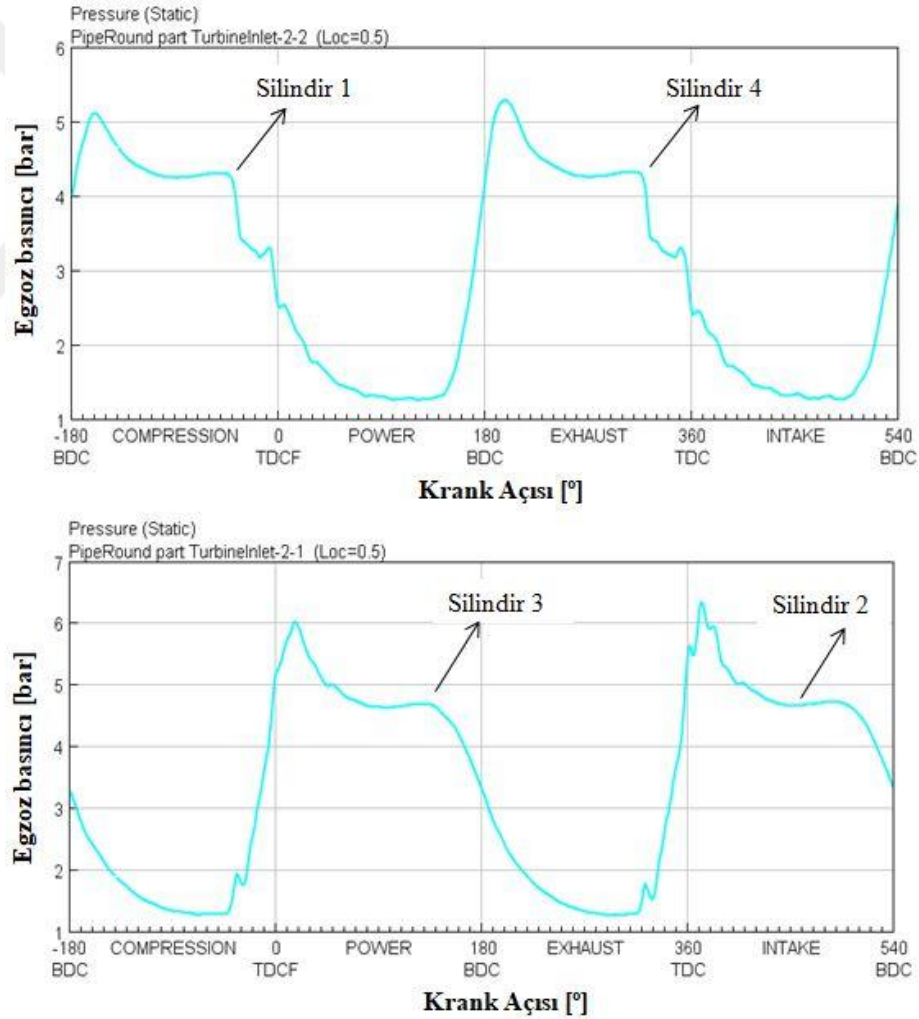


Şekil 7.40. 3 haritalı yöntem kompresör performans haritası çalışma noktaları

3 haritalı yöntem ile yapılan analizin en dikkat çekici çıktısı, türbinin akış kapasitesi artmasına rağmen hava – yakıt oranının azalmasıdır (Şekil 7.33). Bunun sebebi, motora göre çok büyük türbin kullanılması durumunda, türbin performans

haritası üzerinde düşük verimli bölgeye gidilmesidir. Şekil 7.38.'de görüldüğü üzere türbin verimi %61 - %63 civarında sonuçlanmaktadır. Bu durum etkisini özgül yakıt tüketimi değerlerinde de göstermektedir. Özgül yakıt tüketimi sonuçları 1500 dev/d motor hızı için 200.5 g/kWsa, 2100 dev/d motor hızı için 215.6 g/kWsa olarak elde edilmiştir ve motorun özgül yakıt tüketimi hedeflerine ulaşamamıştır. (Şekil 7.32.). Kompresör çıkış sıcaklığının en yüksek değeri 218 °C olarak elde edilirken, turboşarj şaft hızının en yüksek değeri 114547 dev/d olarak elde edilmiştir (Şekil 7.34., Şekil 7.35.). Türbin giriş sıcaklığı 787 °C'ye kadar yükselmiştir ve dayanım limiti ihlal edilmiştir (Şekil 7.36.).

Şekil 7.41.'de örnek olarak 2100 dev/d motor hızı için türbinin sol ve sağ kanallarındaki egzoz gazının basınç profilleri gösterilmiştir.



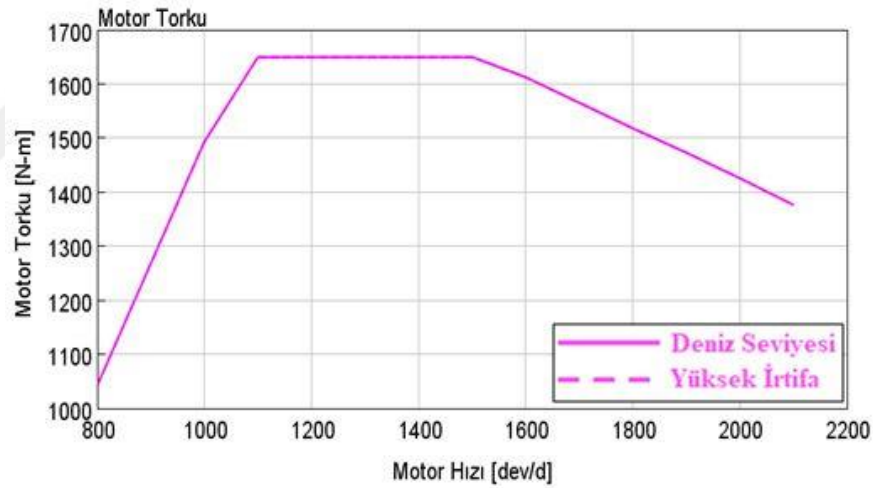
Şekil 7.41. 3 haritalı yöntem egzoz basınç profili. Sol kanal (üstte) ve sağ kanal (altta)

Şekil 7.41.'de görüldüğü gibi, bölünmüş kanallı türbinin kullanım amacına uygun olarak egzoz gazı basınçları birbirini sönmülemeyecek şekilde ayrıklaştırılmıştır.

#### 7.4.2. Kaçaklı Yöntem

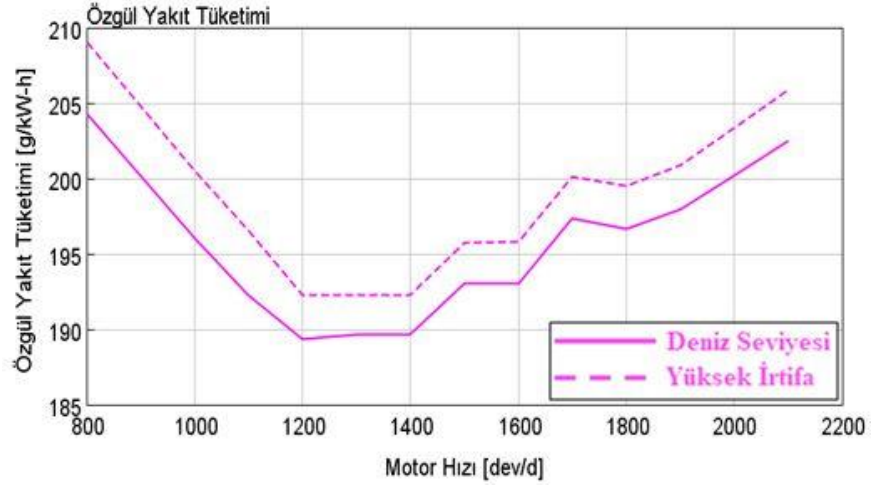
Aynı bölünmüş kanallı türbin, sadece eşit akış durumundaki performans haritası kullanılarak tekrar modellenmiştir. Egzoz manifoldunun kanalları arasına, iki ayrı kanaldan gelen egzoz gazının türbin çarkının hemen öncesinde karışması etkisini modellemek amacıyla bir orifis plakası yerleştirilmiştir. Orifis plakasının çapı 34 mm olarak girilmiştir. Turboşarjda bir değişiklik olmadığından dolayı, turboşarj dayanım limitleri 3 haritalı yöntem ile aynıdır.

Şekil 7.42.'de kaçaklı yöntem sonucu elde edilen motor torku değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



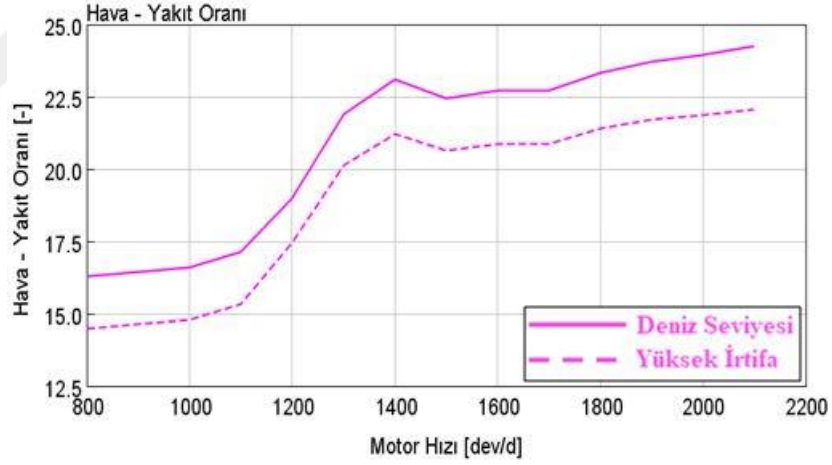
Şekil 7.42. Kaçaklı yöntem motor torku

Şekil 7.43.'te kaçaklı yöntem sonucu elde edilen özgül yakıt tüketimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



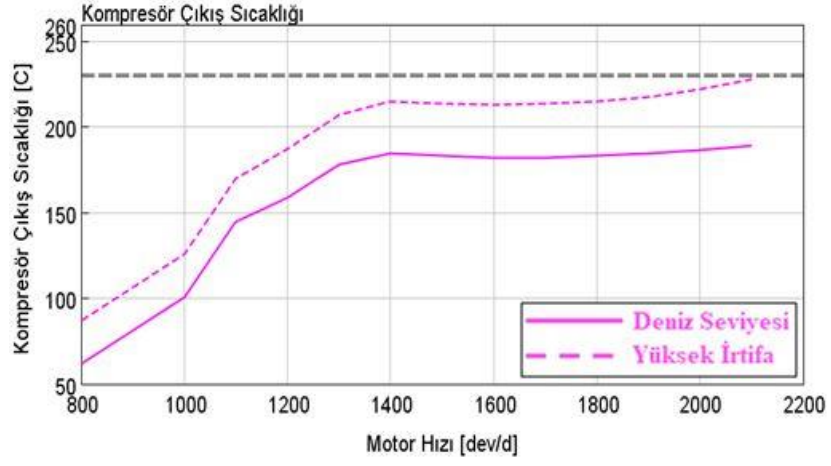
Şekil 7.43. Kaçaklı yöntem özgül yakıt tüketimi

Şekil 7.44.'te kaçaklı yöntem sonucu elde edilen hava – yakıt oranı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



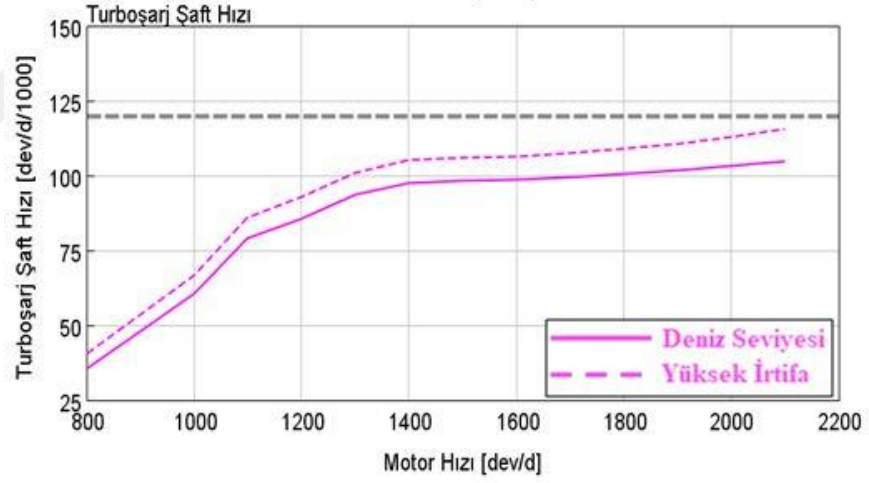
Şekil 7.44. Kaçaklı yöntem hava – yakıt oranı

Şekil 7.45.'te kaçaklı yöntem sonucu elde edilen kompresör çıkış sıcaklığı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



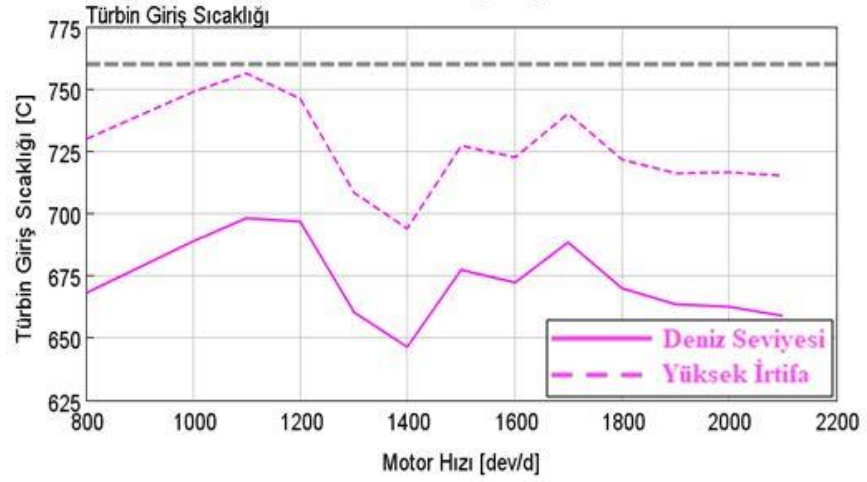
Şekil 7.45. Kaçaklı yöntem kompresör çıkış sıcaklığı

Şekil 7.46.'da kaçaklı yöntem sonucu elde edilen turboşarj şaft hızı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



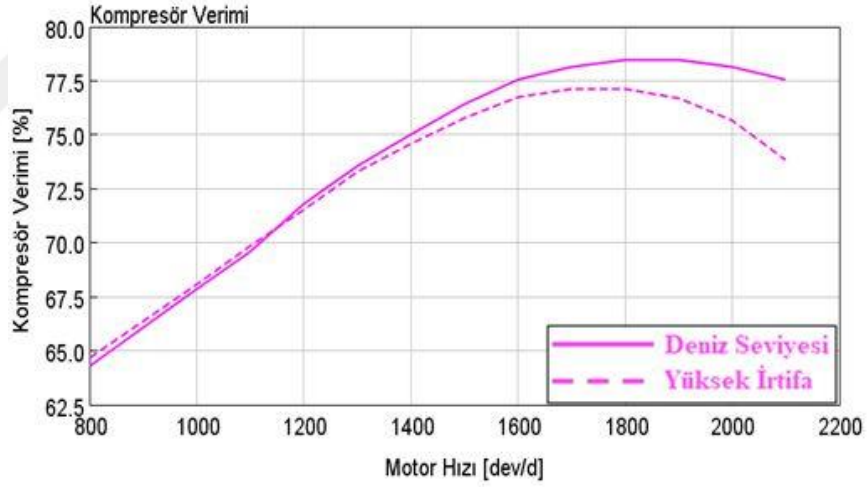
Şekil 7.46. Kaçaklı yöntem turboşarj şaft hızı

Şekil 7.47.'de kaçaklı yöntem sonucu elde edilen türbin giriş sıcaklığı değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



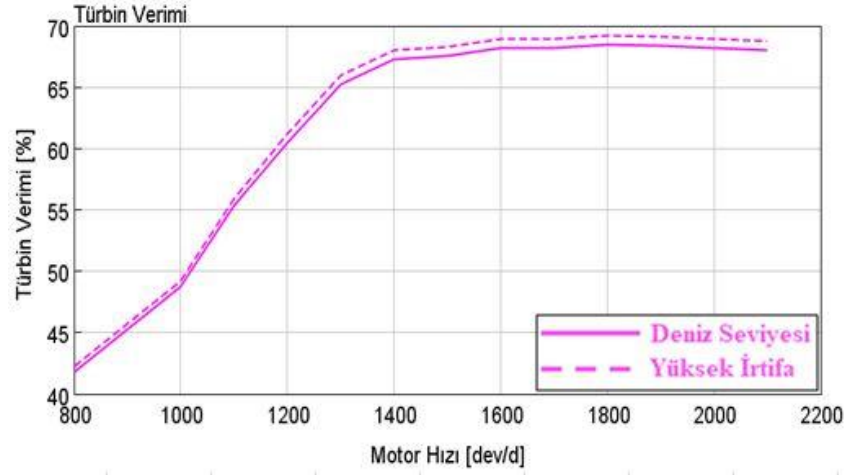
Şekil 7.47. Kaçaklı yöntem türbin giriş sıcaklığı

Şekil 7.48.'de kaçaklı yöntem sonucu elde edilen kompresör verimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



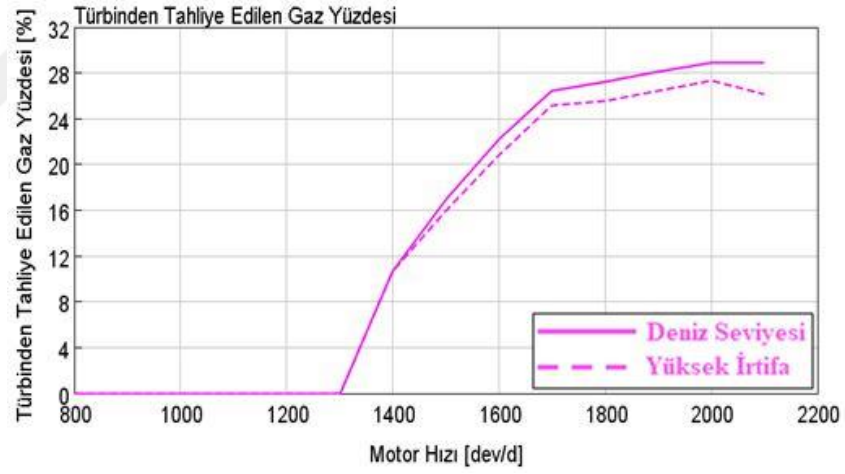
Şekil 7.48. Kaçaklı yöntem kompresör verimi

Şekil 7.49.'da kaçaklı yöntem sonucu elde edilen türbin verimi değerleri motor hızına göre gösterilmiştir:



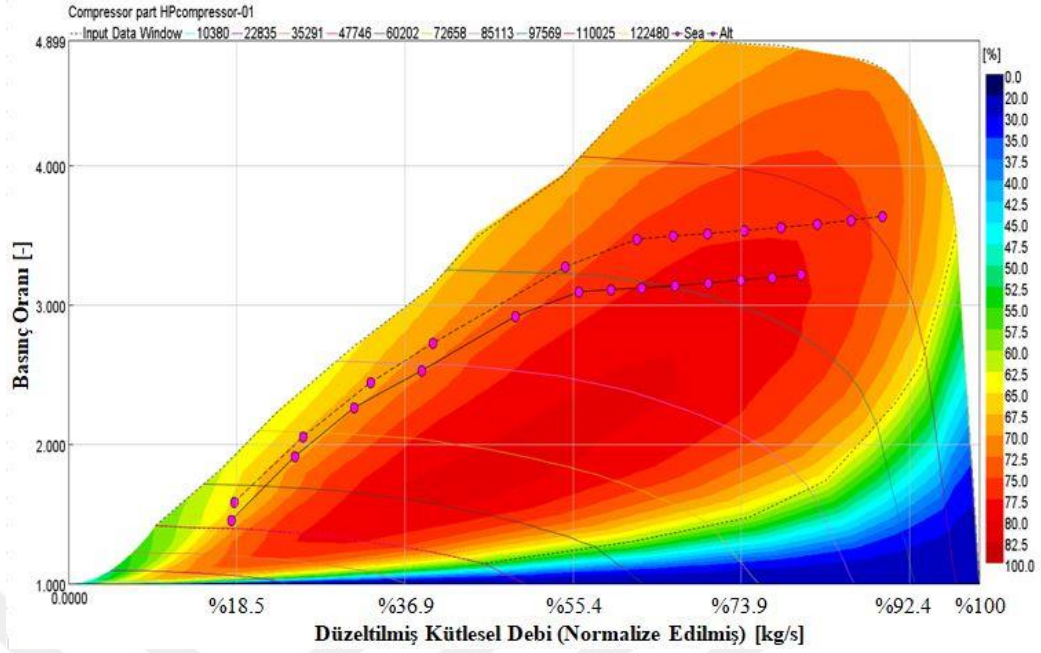
Şekil 7.49. Kaçaklı yöntem türbin verimi

Şekil 7.50.'de kaçaklı yöntem sonucu elde edilen türbinden tahliye edilen egzoz gazının debisinin toplam egzoz gazı debisine oranı motor hızına göre gösterilmiştir:



Şekil 7.50. Kaçaklı yöntem türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi

Şekil 7.51.'de kaçaklı yöntem sonucunda kompresör performans haritası üzerinde çalışma noktaları gösterilmiştir:



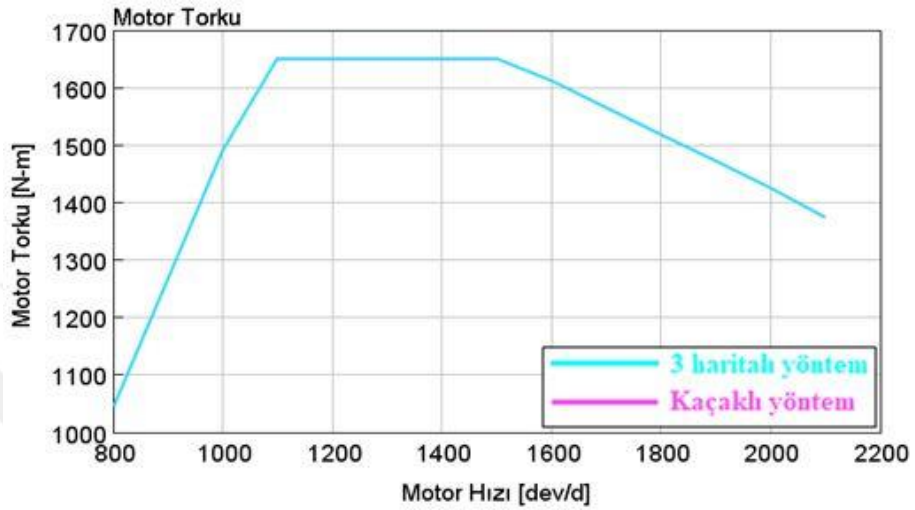
Şekil 7.51. Kaçaklı yöntem kompresör performans haritası çalışma noktaları

Kaçaklı yöntem sonucunda, 800 dev/d ve 1000 dev/d motor hızları arasında kalan bölgede türbin veriminin %50 den daha düşük olduğu görülmektedir (Şekil 7.49.). Türbin veriminin bu kadar düşük olması, motora alınan temiz havanın diğer analizlere göre düşük olmasına neden olmakta, bu yüzden de hava – yakıt oranında düşüşe yol açmaktadır (Şekil 7.44.). Yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarında, hava – yakıt oranının alabileceği en düşük değer olarak belirlenen 16'nın altına düşülmektedir ve motorun hava – yakıt oranı performans hedefine ulaşamamıştır. Özgül yakıt tüketimi 1500 dev/d motor hızı için 193 g/kWsa, 2100 dev/d motor hızı için 202.5 g/kWsa olarak elde edilmiştir (Şekil 7.43.). Kompresör çıkış sıcaklığının en yüksek değeri 228 °C iken, turboşarj şaft hızının en yüksek değeri 115506 dev/d'dır (Şekil 7.45., Şekil 7.46.). Türbin giriş sıcaklığının en yüksek değerinin 756 °C olduğu görülmüştür (Şekil 7.47.).

### 7.4.3. 3 Haritalı Yöntem ve Kaçaklı Yöntemin Karşılaştırılması

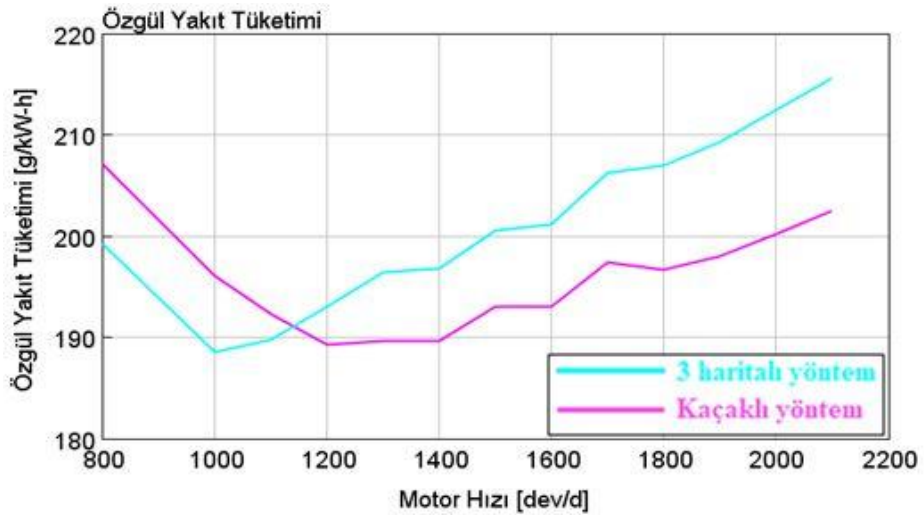
Bölünmüş kanallı turboşarjın 3 haritalı yöntem ve kaçaklı yöntem ile modellenmesinin, analiz sonuçlarında farklılıklara yol açtığı görülmüştür. 3 haritalı yöntem ile yapılan analiz sonuçlarında, özgül yakıt tüketimi hedefine ulaşamadığı ve türbin giriş sıcaklığı limitinin ihlal edildiği görülürken, kaçaklı yöntem ile yapılan analizler sonucu düşük motor hızlarında hava – yakıt oranı hedefine ulaşamadığı

görülmüştür. Bu farkın sebebini belirleyebilmek için 3 haritalı yöntem ile ve kaçaklı yöntem ile deniz seviyesi sınır şartlarında yapılan analizlerin sonuçları birbirleriyle karşılaştırılarak incelenmiştir. Şekil 7.52.'de motor torku değerleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir:



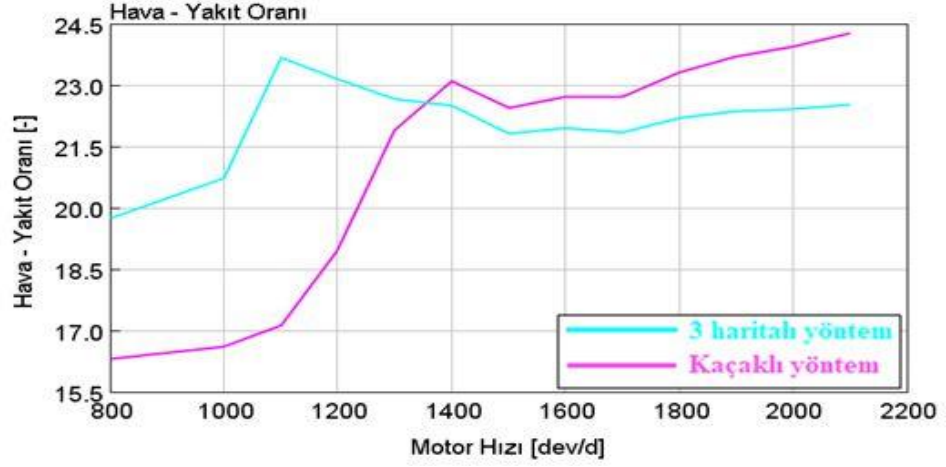
Şekil 7.52. Karşılaştırmalı tork eğrisi

Şekil 7.53.'te Özgül yakıt tüketimi değerleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir:



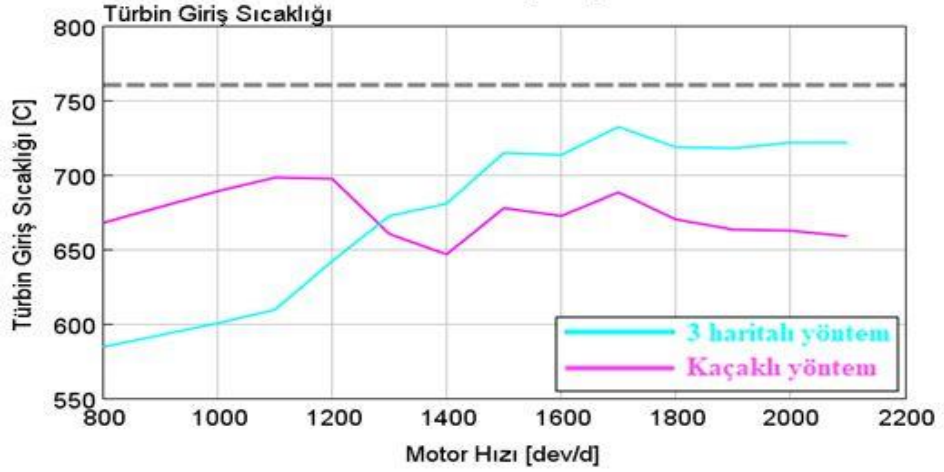
Şekil 7.53. Karşılaştırmalı özgül yakıt tüketimi

Şekil 7.54.'te Hava – yakıt oranı değerleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir:



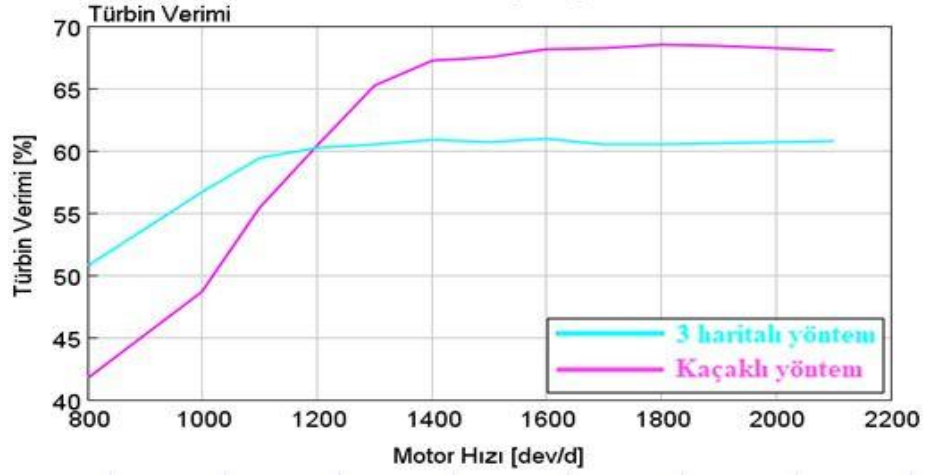
Şekil 7.54. Karşılaştırmalı hava – yakıt oranı

Şekil 7.55.'te Türbin giriş sıcaklığı değerleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir:



Şekil 7.55. Karşılaştırmalı türbin giriş sıcaklığı

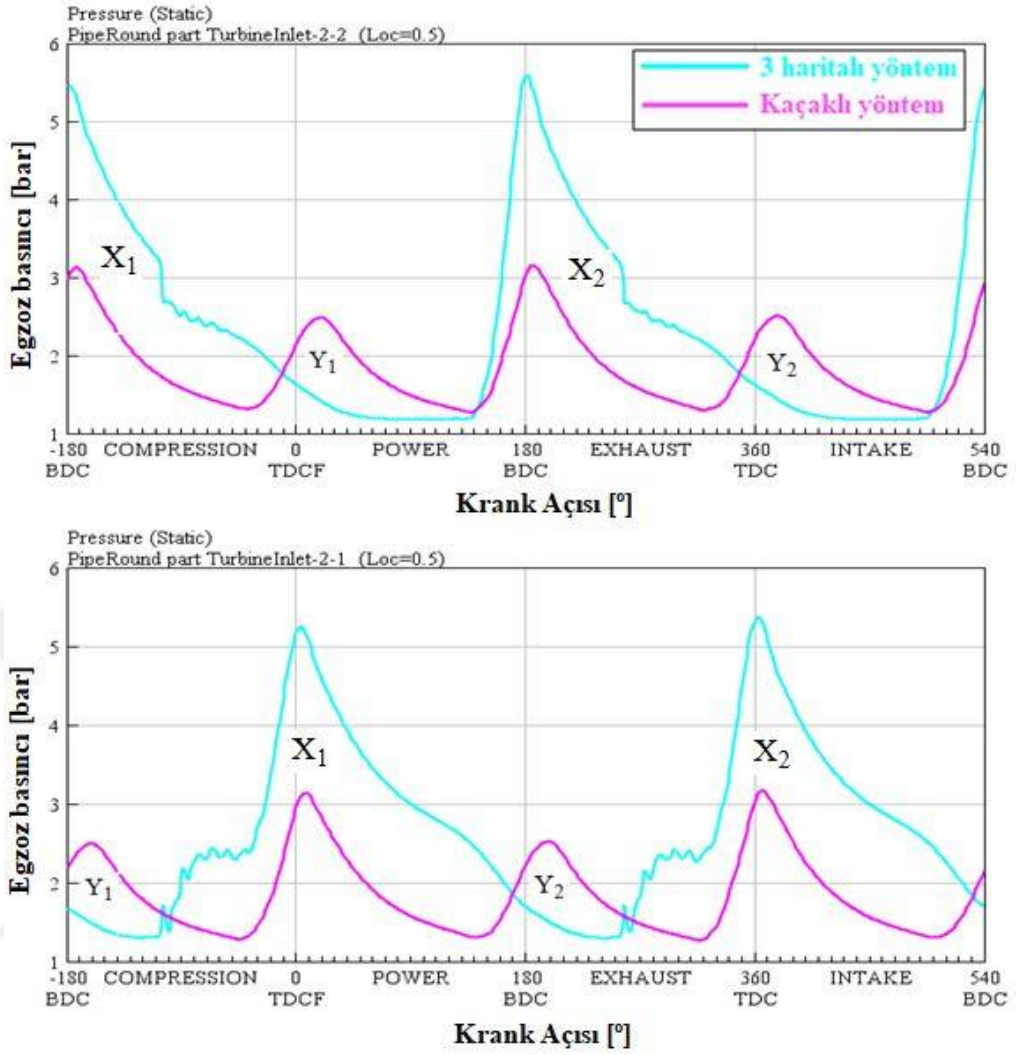
Şekil 7.56.'da türbin verimi değerleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir:



Şekil 7.56. Karşılaştırmalı türbin verimi

3 haritalı yöntem ve kaçaklı yöntemin analiz sonuçları karşılaştırıldığında, düşük motor hızı bölgesinde 3 haritalı yöntem daha yüksek türbin verimi ile sonuçlanırken yüksek motor hızı bölgesinde kaçaklı yöntemin daha yüksek türbin verimi ile sonuçlandığı görülmüştür (Şekil 7.56.). Türbin verimine bağlı olarak özgül yakıt tüketiminde, hava yakıt oranında ve türbin giriş sıcaklığında da benzer profiller elde edilmiştir. Egzoz gazının basınç profilini karşılaştırmalı olarak incelemek için, 3 haritalı yönteminin türbin veriminin daha yüksek olduğu 1100 dev/d motor hızı ve kaçaklı yöntemin türbin veriminin daha yüksek olduğu 2100 dev/d motor hızı seçilmiştir.

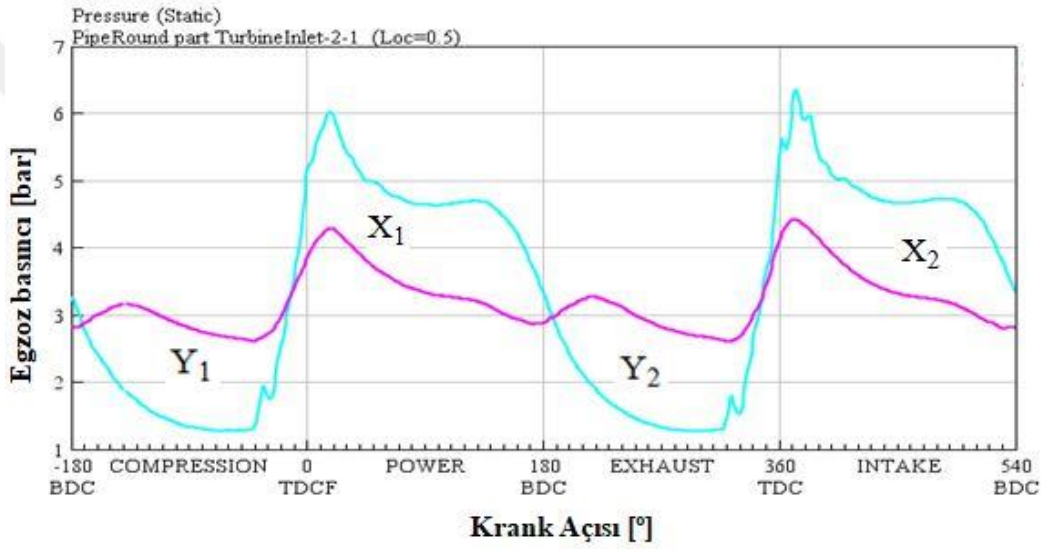
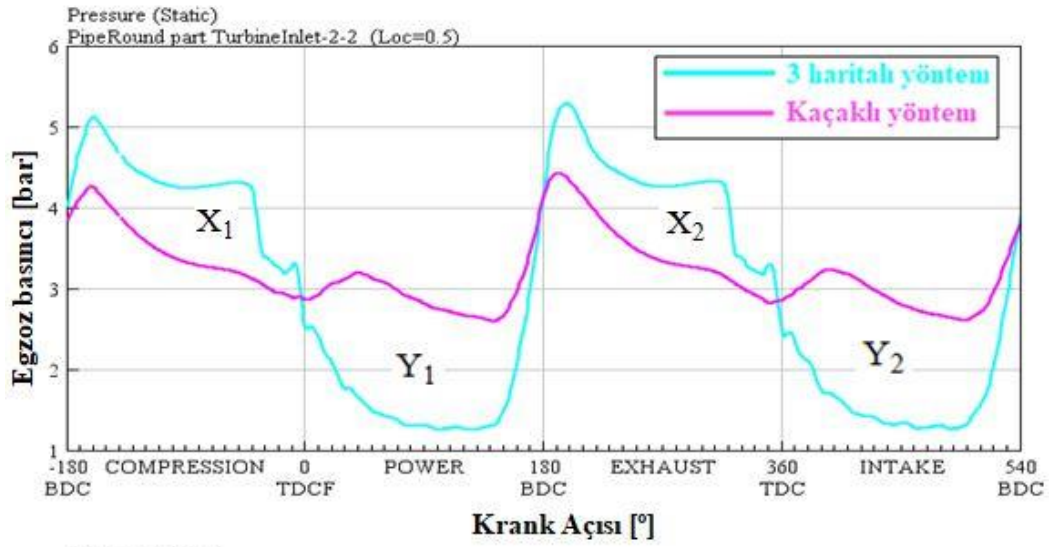
Şekil 7.57.'de 1100 dev/d motor hızında egzoz gazlarının basınç profilleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir:



Şekil 7.57. 1100 dev/d karşılaştırmalı egzoz basıncı profili. Sol kanal (üstte) ve sağ kanal (altta)

1100 dev/d motor hızında 3 haritalı yöntemin daha yüksek türbin verimi ile sonuçlanmasının sebebi, 3 haritalı yöntemin egzoz basıncının daha yüksek olması sebebiyle egzoz gazı enerjisinin de daha yüksek olmasıdır. Şekil 7.57.'de görülebileceği gibi, X alanlarının toplamı Y alanlarının toplamından daha büyüktür.

Şekil 7.58.'de ise 2100 dev/d motor hızında egzoz gazlarının basınç profilleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir:



Şekil 7.58. 2100 dev/d karşılaştırmalı egzoz basıncı profili. Sol kanal (üstte) ve sağ kanal (altta)

2100 dev/d motor kaçaklı yöntemin türbin verim değerleri 3 haritalı yöntemle göre daha yüksektir. Bunun sebebi, egzoz gazı basınç profilleri arasındaki farkın kaçaklı yöntem lehine olmasıdır. Başka bir deyişle kaçaklı yöntemin egzoz gazı enerjisi daha yüksektir.

3 haritalı yöntem 1200 dev/d motor hızına kadar daha yüksek verim değerleri ile sonuçlanırken, bu motor hızından sonra kaçaklı yöntem daha yüksek verim değerleri ile sonuçlanmaktadır.

## BÖLÜM 8

### SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bölüm 7’de 4 farklı turboşarj ile yapılan analizler sonucu elde edilen veriler bu bölümde karşılaştırmalı olarak yorumlanmakta ve özetlenmektedir. Ayrıca, bölüm 7’de yapılan tüm analizlerin sayısal verileri ayrı ayrı tablolar halinde verilmiştir.

Çalışmanın başlangıcında turboşarj üreticisinden alınan ve analiz 1’de analizi yapılan turboşarjın kompresör verimi görece düşük olduğundan dolayı turboşarj dayanım limitleri ihlal edilmiştir. Analiz 2 için turboşarj üreticisinden daha büyük bir turboşarjın performans haritaları istenmiş, bu sefer de düşük motor hızları için kompresörde dalgalanma riski ortaya çıkmıştır. Ayrıca, türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi ideal seviyeden daha yüksek olarak elde edilmiştir. Bu durum hem turboşarjın motor kompartımanında tuttuğu yer açısından, hem de yakıt tüketimi açısından arzu edilmeyen bir durumdur. Bu yüzden, analiz 3 için kompresör aynı tutulmuş, fakat daha küçük bir türbinin performans haritası istenmiştir. Yapılan analizler sonucu çalışmaya konu olan 8.5 litrelik dizel içten yanmalı motor için en uygun turboşarjın analiz 3’te analiz edilen turboşarj olduğu anlaşılmıştır. Analiz 3’te kullanılan turboşarj ile motorun tüm performans hedeflerine ulaşılmıştır. Yüksek irtifada sıcak hava analizlerinde de turboşarj dayanım limitlerinin ihlal edilmediği görülmüştür. Kompresör haritası üzerinde çalışma noktaları, dalgalanma ve boğulma çizgilerine güvenli uzaklıktadır. Analiz sonucunda elde edilen türbin ve kompresör verimi, endüstri ortalamasına göre tatmin edicidir.

Analiz 3 sonrasında, turboşarj üreticisinden bölünmüş kanallı volüt geometrisine sahip bir turboşarjın performans haritaları istenmiş ve bu şekilde analiz 3’e kıyasla daha düşük yakıt tüketimi değerlerine ulaşıp ulaşamadığı kontrol edilmiştir. Turboşarj

üreticisinin önerdiği, analiz 3'te kullanılan kompresörle birlikte çalışabilecek bölünmüş kanallı türbinin akış kapasitesi, analiz 3'te kullanılan türbinin akış kapasitesine göre %30 daha yüksektir. Bu sebeple, türbin verimi düşmüş ve 3 haritalı yöntem sonucunda daha düşük özgül yakıt tüketimi değerlerine ulaşamamıştır. Buna ek olarak analiz 4 kapsamında bölünmüş kanallı türbini modellemek için alternatif bir yöntem olan kaçaklı yöntem de kullanılıp, analiz sonuçları 3 haritalı yöntemin analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda, 1200 dev/d motor hızına kadar 3 haritalı yöntemin türbin verimi daha yüksek iken, bu noktadan sonra kaçaklı yöntemin türbin veriminin daha yüksek olduğu görülmüştür. Bunun sebebi, 1200 dev/d motor hızına kadar 3 haritalı yöntemin egzoz enerjisinin daha yüksek olması, bu noktadan sonra ise kaçaklı yöntemin egzoz gazı enerjisinin daha yüksek olmasıdır. Egzoz gazlarının enerjisindeki fark, egzoz gazının basınç profillerinden kaynaklanmaktadır.

Çizelge 8.1.'de analiz 1'in deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları, çizelge 8.2.'de, analiz 1'in yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları verilmiştir:

Çizelge 8.1. Analiz 1'in deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları

| Motor Hızı | Motor Torku | Özgül Yakıt Tüketimi | Hava - Yakıt Oranı | Kompresör Çıkış Sıcaklığı | Türbin Giriş Sıcaklığı | Turboşarj Şaft Hızı | Kompresör Verimi | Türbin Verimi | Türbinden Tahliye Edilen Egzoz Gazı Yüzdesi |
|------------|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|------------------|---------------|---|
| dev/d      | Nm          | g/kWsa               | -                  | °C                        | °C                     | dev/d               | %                | %             | %   |
| 800        | 1045        | 202.6                | 17.6               | 101                       | 628                    | 64288               | 63.4             | 57.2          | 0.0   |
| 1000       | 1492        | 189.2                | 19.5               | 157                       | 635                    | 91303               | 67.2             | 63.5          | 0.0   |
| 1100       | 1650        | 187.1                | 22.0               | 187                       | 624                    | 104114              | 69.5             | 66.1          | 0.0   |
| 1200       | 1650        | 189.1                | 22.6               | 188                       | 635                    | 107167              | 71.8             | 67.1          | 5.9   |
| 1300       | 1650        | 192.2                | 22.3               | 186                       | 661                    | 108539              | 73.4             | 67.6          | 12.7  |
| 1400       | 1650        | 191.8                | 22.2               | 185                       | 667                    | 109653              | 74.7             | 68.3          | 16.4  |
| 1500       | 1650        | 194.7                | 21.6               | 183                       | 697                    | 110227              | 76.4             | 68.6          | 22.0  |
| 1600       | 1613        | 194.7                | 21.9               | 182                       | 690                    | 111170              | 77.7             | 69.3          | 24.1  |
| 1700       | 1566        | 198.8                | 22.0               | 182                       | 705                    | 112678              | 78.3             | 69.7          | 27.0  |
| 1800       | 1518        | 198.2                | 22.6               | 183                       | 686                    | 114495              | 78.3             | 70.3          | 26.5  |
| 1900       | 1472        | 199.5                | 23.0               | 185                       | 678                    | 116601              | 77.9             | 70.8          | 26.7  |
| 2000       | 1426        | 201.9                | 23.3               | 189                       | 677                    | 119099              | 76.8             | 71.1          | 26.5  |
| 2100       | 1375        | 204.5                | 23.6               | 195                       | 674                    | 122276              | 74.6             | 71.3          | 25.0  |

Çizelge 8.2. Analiz 1'in yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları

| Motor Hızı | Motor Torku | Özgül Yakıt Tüketimi | Hava - Yakıt Oranı | Kompresör Çıkış Sıcaklığı | Türbin Giriş Sıcaklığı | Turboşarj Şaft Hızı | Kompresör Verimi | Türbin Verimi | Türbinden Tahliye Edilen Egzoz Gazı Yüzdesi |
|------------|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|------------------|---------------|---|
| dev/d      | Nm          | g/kWsa               | -                  | °C                        | °C                     | dev/d               | %                | %             | %   |
| 800        | 1045        | 206.9                | 16.0               | 121                       | 671                    | 71597               | 63.5             | 58.0          | 0.0   |
| 1000       | 1492        | 192.3                | 17.7               | 185                       | 683                    | 98331               | 66.7             | 64.2          | 0.0   |
| 1100       | 1650        | 189.8                | 20.1               | 216                       | 671                    | 112595              | 69.2             | 66.4          | 0.0   |
| 1200       | 1650        | 191.5                | 20.8               | 218                       | 680                    | 115737              | 71.7             | 67.4          | 5.6   |
| 1300       | 1650        | 194.6                | 20.5               | 216                       | 708                    | 117117              | 73.2             | 67.9          | 12.2  |
| 1400       | 1650        | 194.3                | 20.4               | 215                       | 714                    | 118420              | 74.4             | 68.5          | 15.7  |
| 1500       | 1650        | 197.3                | 19.8               | 213                       | 747                    | 119208              | 75.9             | 68.8          | 21.2  |
| 1600       | 1613        | 197.2                | 20.1               | 212                       | 741                    | 120507              | 77.0             | 69.4          | 23.0  |
| 1700       | 1566        | 201.5                | 20.2               | 213                       | 757                    | 122641              | 77.3             | 69.9          | 25.6  |
| 1800       | 1518        | 200.8                | 20.8               | 215                       | 737                    | 125470              | 77.1             | 70.4          | 24.8  |
| 1900       | 1472        | 202.3                | 21.1               | 219                       | 730                    | 128995              | 76.0             | 70.7          | 24.3  |
| 2000       | 1426        | 205.2                | 21.2               | 228                       | 733                    | 133873              | 73.1             | 71.2          | 23.0  |
| 2100       | 1375        | 208.7                | 21.3               | 245                       | 736                    | 137645              | 67.4             | 71.9          | 19.2  |

Çizelge 8.3.'te analiz 2'nin deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları, çizelge 8.4.'te, analiz 2'nin yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları verilmiştir:

Çizelge 8.3. Analiz 2'nin deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları

| Motor Hızı | Motor Torku | Özgül Yakıt Tüketimi | Hava - Yakıt Oranı | Kompresör Çıkış Sıcaklığı | Türbin Giriş Sıcaklığı | Turboşarj Şaft Hızı | Kompresör Verimi | Türbin Verimi | Türbinden Tahliye Edilen Egzoz Gazı Yüzdesi |
|------------|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|------------------|---------------|---|
| dev/d      | Nm          | g/kWsa               | -                  | °C                        | °C                     | dev/d               | %                | %             | %   |
| 800        | 1045        | 204.3                | 20.1               | 121                       | 617                    | 67059               | 65.4             | 57.1          | 0.0   |
| 1000       | 1492        | 190.9                | 23.4               | 194                       | 612                    | 94948               | 68.5             | 67.4          | 5.6   |
| 1100       | 1650        | 188.3                | 25.6               | 191                       | 580                    | 95428               | 70.0             | 69.6          | 8.7   |
| 1200       | 1650        | 190.8                | 25.3               | 188                       | 605                    | 95909               | 72.0             | 70.3          | 16.0  |
| 1300       | 1650        | 193.9                | 24.9               | 186                       | 633                    | 96661               | 73.4             | 70.6          | 22.1  |
| 1400       | 1650        | 194.0                | 24.9               | 186                       | 639                    | 97494               | 74.5             | 71.2          | 25.8  |
| 1500       | 1650        | 197.4                | 24.3               | 185                       | 672                    | 97948               | 75.7             | 71.0          | 30.5  |
| 1600       | 1613        | 197.5                | 24.5               | 183                       | 667                    | 98376               | 76.9             | 71.3          | 31.8  |
| 1700       | 1566        | 201.8                | 24.5               | 183                       | 683                    | 99054               | 77.8             | 71.2          | 34.4  |
| 1800       | 1518        | 201.2                | 25.1               | 183                       | 664                    | 100025              | 78.3             | 71.8          | 34.2  |
| 1900       | 1472        | 202.5                | 25.5               | 184                       | 657                    | 101115              | 78.4             | 72.2          | 34.3  |
| 2000       | 1426        | 204.8                | 25.8               | 186                       | 655                    | 102389              | 78.3             | 72.5          | 34.6  |
| 2100       | 1375        | 207.2                | 26.1               | 188                       | 650                    | 103861              | 77.8             | 72.9          | 34.4  |

Çizelge 8.4. Analiz 2'nin yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları

| Motor Hızı | Motor Torku | Özgül Yakıt Tüketimi | Hava - Yakıt Oranı | Kompresör Çıkış Sıcaklığı | Türbin Giriş Sıcaklığı | Turboşarj Şaft Hızı | Kompresör Verimi | Türbin Verimi | Türbinden Tahliye Edilen Egzoz Gazı Yüzdesi |
|------------|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|------------------|---------------|---|
| dev/d      | Nm          | g/kWsa               | -                  | °C                        | °C                     | dev/d               | %                | %             | %   |
| 800        | 1045        | 207.0                | 18.1               | 146                       | 670                    | 73403               | 64.7             | 58.0          | 0.0   |
| 1000       | 1492        | 193.6                | 21.4               | 224                       | 665                    | 102097              | 68.3             | 68.1          | 6.2   |
| 1100       | 1650        | 191.0                | 23.6               | 222                       | 633                    | 102618              | 69.7             | 70.4          | 9.2   |
| 1200       | 1650        | 193.5                | 23.3               | 219                       | 658                    | 103146              | 71.6             | 71.1          | 16.3  |
| 1300       | 1650        | 196.6                | 22.9               | 217                       | 686                    | 103944              | 73.0             | 71.4          | 22.4  |
| 1400       | 1650        | 196.7                | 22.9               | 216                       | 692                    | 104937              | 74.1             | 72.1          | 25.9  |
| 1500       | 1650        | 200.2                | 22.3               | 215                       | 725                    | 105555              | 75.0             | 71.9          | 30.5  |
| 1600       | 1613        | 200.2                | 22.5               | 214                       | 720                    | 106104              | 76.2             | 72.2          | 31.7  |
| 1700       | 1566        | 204.5                | 22.5               | 213                       | 726                    | 106966              | 76.9             | 72.2          | 34.0  |
| 1800       | 1518        | 203.9                | 23.1               | 215                       | 717                    | 108171              | 77.2             | 72.8          | 33.4  |
| 1900       | 1472        | 205.2                | 23.5               | 217                       | 710                    | 109633              | 77.0             | 73.2          | 33.3  |
| 2000       | 1426        | 207.5                | 23.8               | 220                       | 708                    | 111460              | 76.4             | 73.6          | 33.2  |
| 2100       | 1375        | 209.9                | 24.1               | 225                       | 702                    | 113929              | 74.9             | 74.2          | 32.4  |

Çizelge 8.5.'te analiz 3'ün deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları, çizelge 8.6.'da, analiz 3'ün yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları verilmiştir:

Çizelge 8.5. Analiz 3'ün deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları

| Motor Hızı | Motor Torku | Özgül Yakıt Tüketimi | Hava - Yakıt Oranı | Kompresör Çıkış Sıcaklığı | Türbin Giriş Sıcaklığı | Turboşarj Şaft Hızı | Kompresör Verimi | Türbin Verimi | Türbinden Tahliye Edilen Egzoz Gazı Yüzdesi |
|------------|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|------------------|---------------|---|
| dev/d      | Nm          | g/kWsa               | -                  | °C                        | °C                     | dev/d               | %                | %             | %   |
| 800        | 1045        | 205.9                | 17.2               | 98                        | 672                    | 56716               | 64.4             | 53.8          | 0.0   |
| 1000       | 1492        | 192.3                | 18.7               | 152                       | 677                    | 80174               | 67.8             | 59.9          | 0.0   |
| 1100       | 1650        | 187.3                | 21.5               | 182                       | 633                    | 92212               | 70.0             | 64.8          | 0.0   |
| 1200       | 1650        | 189.0                | 22.6               | 188                       | 634                    | 95970               | 72.2             | 67.1          | 5.9   |
| 1300       | 1650        | 192.0                | 22.3               | 186                       | 660                    | 96792               | 73.7             | 68.1          | 13.1  |
| 1400       | 1650        | 191.7                | 22.3               | 186                       | 665                    | 97606               | 74.6             | 69.4          | 17.2  |
| 1500       | 1650        | 194.8                | 21.6               | 185                       | 696                    | 98029               | 75.7             | 69.9          | 22.6  |
| 1600       | 1613        | 194.7                | 21.9               | 183                       | 690                    | 98493               | 76.9             | 70.7          | 24.8  |
| 1700       | 1566        | 198.8                | 22.0               | 183                       | 705                    | 99230               | 77.8             | 71.1          | 27.8  |
| 1800       | 1518        | 198.1                | 22.6               | 183                       | 684                    | 100242              | 78.2             | 71.9          | 27.9  |
| 1900       | 1472        | 199.3                | 23.1               | 184                       | 677                    | 101410              | 78.3             | 72.5          | 28.5  |
| 2000       | 1426        | 201.5                | 23.4               | 186                       | 674                    | 102792              | 78.1             | 72.9          | 28.9  |
| 2100       | 1375        | 203.7                | 23.8               | 189                       | 669                    | 104342              | 77.5             | 73.4          | 28.7  |

Çizelge 8.6. Analiz 3'ün yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları

| Motor Hızı | Motor Torku | Özgül Yakıt Tüketimi | Hava - Yakıt Oranı | Kompresör Çıkış Sıcaklığı | Türbin Giriş Sıcaklığı | Turboşarj Şaft Hızı | Kompresör Verimi | Türbin Verimi | Türbinden Tahliye Edilen Egzoz Gazı Yüzdesi |
|------------|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|------------------|---------------|---|
| dev/d      | Nm          | g/kWsa               | -                  | °C                        | °C                     | dev/d               | %                | %             | %   |
| 800        | 1045        | 210.8                | 16.0               | 112                       | 701                    | 60046               | 64.7             | 54.3          | 0.0   |
| 1000       | 1492        | 195.1                | 17.3               | 180                       | 721                    | 87695               | 67.7             | 60.7          | 0.0   |
| 1100       | 1650        | 189.7                | 20.0               | 213                       | 672                    | 99991               | 69.9             | 65.6          | 0.0   |
| 1200       | 1650        | 191.5                | 20.8               | 218                       | 680                    | 103194              | 71.8             | 67.9          | 6.3   |
| 1300       | 1650        | 194.5                | 20.5               | 216                       | 708                    | 104089              | 73.2             | 68.9          | 13.4  |
| 1400       | 1650        | 194.3                | 20.5               | 216                       | 713                    | 105083              | 74.2             | 70.2          | 17.3  |
| 1500       | 1650        | 197.4                | 19.9               | 215                       | 746                    | 105656              | 75.1             | 70.7          | 22.5  |
| 1600       | 1613        | 197.3                | 20.1               | 214                       | 740                    | 106249              | 76.2             | 71.6          | 24.6  |
| 1700       | 1566        | 201.4                | 20.2               | 214                       | 756                    | 107181              | 76.9             | 72.0          | 27.5  |
| 1800       | 1518        | 200.7                | 20.8               | 215                       | 735                    | 108468              | 77.1             | 72.9          | 27.2  |
| 1900       | 1472        | 201.9                | 21.2               | 217                       | 727                    | 110054              | 76.8             | 73.5          | 27.4  |
| 2000       | 1426        | 204.2                | 21.4               | 221                       | 726                    | 112107              | 76.0             | 74.0          | 27.3  |
| 2100       | 1375        | 206.7                | 21.7               | 227                       | 722                    | 114807              | 74.2             | 74.6          | 26.3  |

Çizelge 8.7.'de analiz 4'teki 3 haritalı yöntemin deniz seviyesi sonuçları, çizelge 8.8.'de yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları verilmiştir:

Çizelge 8.7. 3 haritalı yöntemin deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları

| Motor Hızı | Motor Torku | Özgül Yakıt Tüketimi | Hava - Yakıt Oranı | Kompresör Çıkış Sıcaklığı | Türbin Giriş Sıcaklığı | Turboşarj Şaft Hızı | Kompresör Verimi | Türbin Verimi | Türbinden Tahliye Edilen Egzoz Gazı Yüzdesi |
|------------|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|------------------|---------------|---|
| dev/d      | Nm          | g/kWsa               | -                  | °C                        | °C                     | dev/d               | %                | %             | %   |
| 800        | 1045        | 199.2                | 19.7               | 102                       | 585                    | 58759               | 64.7             | 50.7          | 0.0   |
| 1000       | 1492        | 188.5                | 20.7               | 155                       | 601                    | 81712               | 68.2             | 56.7          | 0.0   |
| 1100       | 1650        | 189.8                | 23.7               | 191                       | 610                    | 95644               | 70.3             | 59.4          | 2.6   |
| 1200       | 1650        | 193.0                | 23.2               | 188                       | 642                    | 96173               | 72.4             | 60.2          | 8.9   |
| 1300       | 1650        | 196.5                | 22.7               | 186                       | 672                    | 96901               | 74.0             | 60.5          | 13.6  |
| 1400       | 1650        | 196.8                | 22.5               | 184                       | 681                    | 97651               | 75.4             | 60.9          | 16.7  |
| 1500       | 1650        | 200.5                | 21.8               | 183                       | 715                    | 98169               | 76.7             | 60.7          | 20.8  |
| 1600       | 1613        | 201.1                | 21.9               | 182                       | 714                    | 98756               | 77.7             | 60.9          | 22.2  |
| 1700       | 1566        | 206.3                | 21.8               | 182                       | 732                    | 99634               | 78.2             | 60.5          | 24.8  |
| 1800       | 1518        | 207.0                | 22.2               | 183                       | 718                    | 100642              | 78.5             | 60.5          | 25.5  |
| 1900       | 1472        | 209.2                | 22.4               | 185                       | 718                    | 101743              | 78.5             | 60.6          | 26.1  |
| 2000       | 1426        | 212.4                | 22.4               | 186                       | 721                    | 102959              | 78.2             | 60.7          | 26.7  |
| 2100       | 1375        | 215.6                | 22.5               | 189                       | 722                    | 104281              | 77.7             | 60.7          | 26.9  |

Çizelge 8.8. 3 haritalı yöntemin yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları

| Motor Hızı | Motor Torku | Özgül Yakıt Tüketimi | Hava - Yakıt Oranı | Kompresör Çıkış Sıcaklığı | Türbin Giriş Sıcaklığı | Turboşarj Şaft Hızı | Kompresör Verimi | Türbin Verimi | Türbinden Tahliye Edilen Egzoz Gazı Yüzdesi |
|------------|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|------------------|---------------|---|
| dev/d      | Nm          | g/kWsa               | -                  | °C                        | °C                     | dev/d               | %                | %             | %   |
| 800        | 1045        | 202.8                | 17.8               | 125                       | 629                    | 66025               | 65.5             | 51.0          | 0.0   |
| 1000       | 1492        | 191.6                | 18.9               | 184                       | 645                    | 88949               | 67.8             | 57.3          | 0.0   |
| 1100       | 1650        | 192.2                | 21.8               | 222                       | 652                    | 102873              | 70.0             | 60.5          | 2.4   |
| 1200       | 1650        | 195.6                | 21.3               | 218                       | 687                    | 103426              | 72.1             | 61.3          | 8.5   |
| 1300       | 1650        | 199.0                | 20.9               | 216                       | 719                    | 104257              | 73.6             | 61.4          | 13.5  |
| 1400       | 1650        | 199.5                | 20.7               | 215                       | 729                    | 105190              | 74.9             | 61.7          | 16.3  |
| 1500       | 1650        | 203.3                | 20.1               | 213                       | 765                    | 105886              | 76.0             | 61.5          | 20.1  |
| 1600       | 1613        | 204.0                | 20.2               | 213                       | 765                    | 106653              | 76.8             | 61.6          | 21.3  |
| 1700       | 1566        | 209.1                | 20.1               | 214                       | 787                    | 107733              | 77.2             | 61.4          | 23.2  |
| 1800       | 1518        | 210.2                | 20.3               | 215                       | 773                    | 109049              | 77.1             | 61.5          | 24.4  |
| 1900       | 1472        | 212.6                | 20.5               | 218                       | 773                    | 110578              | 76.7             | 61.7          | 24.7  |
| 2000       | 1426        | 215.9                | 20.5               | 221                       | 778                    | 112402              | 75.9             | 61.9          | 24.9  |
| 2100       | 1375        | 218.4                | 20.6               | 226                       | 781                    | 114547              | 74.5             | 61.9          | 23.4  |

Çizelge 8.9.'da analiz 4'teki kaçaklı yöntemin deniz seviyesi sonuçları, çizelge 8.10.'da yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları verilmiştir

Çizelge 8.9. kaçaklı yöntemin deniz seviyesi sınır şartlarındaki sonuçları

| Motor Hızı | Motor Torku | Özgül Yakıt Tüketimi | Hava - Yakıt Oranı | Kompresör Çıkış Sıcaklığı | Türbin Giriş Sıcaklığı | Turboşarj Şaft Hızı | Kompresör Verimi | Türbin Verimi | Türbinden Tahliye Edilen Egzoz Gazı Yüzdesi |
|------------|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|------------------|---------------|---|
| dev/d      | Nm          | g/kWsa               | -                  | °C                        | °C                     | dev/d               | %                | %             | %   |
| 800        | 1045        | 204.3                | 16.3               | 62                        | 668                    | 35687               | 64.3             | 41.8          | 0.0   |
| 1000       | 1492        | 196.0                | 16.6               | 101                       | 689                    | 60719               | 67.9             | 48.7          | 0.0   |
| 1100       | 1650        | 192.3                | 17.1               | 145                       | 698                    | 78932               | 69.6             | 55.4          | 0.0   |
| 1200       | 1650        | 189.3                | 19.0               | 159                       | 697                    | 85446               | 71.8             | 60.4          | 0.0   |
| 1300       | 1650        | 189.6                | 21.9               | 178                       | 660                    | 93797               | 73.6             | 65.3          | 0.0   |
| 1400       | 1650        | 189.6                | 23.1               | 185                       | 646                    | 97597               | 75.0             | 67.2          | 10.7  |
| 1500       | 1650        | 193.0                | 22.4               | 183                       | 677                    | 98102               | 76.4             | 67.5          | 17.0  |
| 1600       | 1613        | 193.1                | 22.7               | 182                       | 672                    | 98676               | 77.6             | 68.2          | 22.2  |
| 1700       | 1566        | 197.4                | 22.7               | 182                       | 688                    | 99551               | 78.2             | 68.2          | 26.4  |
| 1800       | 1518        | 196.7                | 23.3               | 183                       | 670                    | 100619              | 78.4             | 68.5          | 27.2  |
| 1900       | 1472        | 198.0                | 23.7               | 185                       | 664                    | 101834              | 78.4             | 68.4          | 28.1  |
| 2000       | 1426        | 200.2                | 24.0               | 187                       | 663                    | 103223              | 78.1             | 68.2          | 28.9  |
| 2100       | 1375        | 202.5                | 24.3               | 189                       | 659                    | 104716              | 77.5             | 68.0          | 28.9  |

Çizelge 8.10. kaçaklı yöntemin yüksek irtifada sıcak hava sınır şartlarındaki sonuçları

| Motor Hızı | Motor Torku | Özgül Yakıt Tüketimi | Hava - Yakıt Oranı | Kompresör Çıkış Sıcaklığı | Türbin Giriş Sıcaklığı | Turboşarj Şaft Hızı | Kompresör Verimi | Türbin Verimi | Türbinden Tahliye Edilen Egzoz Gazı Yüzdesi |
|------------|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------|------------------------|---------------------|------------------|---------------|---|
| dev/d      | Nm          | g/kWsa               | -                  | °C                        | °C                     | dev/d               | %                | %             | %   |
| 800        | 1045        | 209.1                | 14.5               | 87                        | 730                    | 40687               | 64.7             | 42.3          | 0.0   |
| 1000       | 1492        | 200.5                | 14.8               | 126                       | 749                    | 66719               | 68.1             | 49.2          | 0.0   |
| 1100       | 1650        | 196.6                | 15.3               | 170                       | 756                    | 85932               | 69.9             | 55.9          | 0.0   |
| 1200       | 1650        | 192.3                | 17.4               | 187                       | 746                    | 92736               | 71.5             | 61.2          | 0.0   |
| 1300       | 1650        | 192.3                | 20.1               | 208                       | 708                    | 101153              | 73.3             | 66.0          | 0.0   |
| 1400       | 1650        | 192.3                | 21.2               | 215                       | 694                    | 105098              | 74.6             | 68.0          | 10.7  |
| 1500       | 1650        | 195.7                | 20.6               | 214                       | 727                    | 105782              | 75.8             | 68.3          | 16.0  |
| 1600       | 1613        | 195.8                | 20.9               | 213                       | 723                    | 106522              | 76.8             | 68.9          | 20.8  |
| 1700       | 1566        | 200.1                | 20.8               | 214                       | 740                    | 107614              | 77.1             | 69.0          | 25.1  |
| 1800       | 1518        | 199.5                | 21.4               | 215                       | 722                    | 108980              | 77.1             | 69.2          | 25.5  |
| 1900       | 1472        | 200.9                | 21.7               | 218                       | 716                    | 110668              | 76.7             | 69.2          | 26.4  |
| 2000       | 1426        | 203.3                | 21.9               | 222                       | 717                    | 112765              | 75.7             | 69.0          | 27.3  |
| 2100       | 1375        | 205.9                | 22.1               | 228                       | 715                    | 115506              | 73.8             | 68.8          | 26.2  |

Çizelge 8.11.'de her bir analiz için motor performans hedeflerine ulaşıp ulaşılamadığı ve turboşarj dayanım limitlerinin ihlal edilip edilmediği gösterilmiştir:

Çizelge 8.11. Analizlere göre sağlanan hedefler ve dayanım limitleri

| Değerlendirme   | Analiz 1 | Analiz 2 | Analiz 3 | Analiz 4          |                |
|---|----------|----------|----------|-------------------|----------------|
|   |          |          |          | 3 Haritalı Yöntem | Kaçaklı Yöntem |
| Motor torku hedefine ulaşıyor mu?                                 | Evet     | Evet     | Evet     | Evet              | Evet           |
| Özgül yakıt tüketimi hedeflerine ulaşıyor mu?                     | Evet     | Evet     | Evet     | Hayır             | Evet           |
| Hava - yakıt oranı hedefine ulaşıyor mu?                          | Evet     | Evet     | Evet     | Evet              | Hayır          |
| Kompresör çıkış sıcaklığı limit değerinin altında mı?             | Hayır    | Evet     | Evet     | Evet              | Evet           |
| Kompresör dalgalanma ve boğulma açısından güvenli mi?             | Evet     | Hayır    | Evet     | Evet              | Evet           |
| Turboşarj şaft hızı limit değerinin altında mı?                   | Hayır    | Evet     | Evet     | Evet              | Evet           |
| Türbin giriş sıcaklığı limit değerinin altında mı?                | Evet     | Evet     | Evet     | Hayır             | Evet           |
| Türbinden tahliye edilen egzoz gazı yüzdesi hedefine ulaşıyor mu? | Evet     | Hayır    | Evet     | Evet              | Evet           |

Çalışmaya konu olan motor tasarım aşamasında olduğu için henüz test edilebilecek bir prototip motor bulunmamaktadır. Daha sonraki çalışmalar kapsamında, prototip test motorunun motor dinamometresinde analiz 3'te seçilen turboşarj ile performans testlerinin yapılması planlanmaktadır. Testler sonucunda elde edilecek yakıt tüketimi, türbin giriş sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığı ve turboşarj şaft hızı gibi deneysel veriler analiz sonuçları ile karşılaştırılacak ve bu sayede analiz ile yapılan turboşarj seçimi doğrulanabilecektir.

Motor dinamometresinde yapılacak bu testler sonucunda motorun sürtünme kayıplarının ne mertebede olduğu da elde edilecek, bu sayede motor modeli tekrar kalibre edilerek turboşarjın geçici rejim çalışma şartlarındaki performans analizleri de yapılabilecektir.

Prototip araç üretildikten sonra yüksek rakımlı bölgelerde yapılacak testler ile yüksek irtifada sıcak hava analiz sonuçlarının da doğrulanması planlanmaktadır.

## KAYNAKLAR

- Akça, İ.H. (2019). Deney Föyü [Motorlar Deneyi]. 12.09.2019 tarihinde <https://docplayer.biz.tr/7743446-Suleyman-demirel-universitesi-muhendislik-fakultesi-makina-muhendisligi-bolumu-motorlar-laboratuari-deney-foyu-deney-adi-motorlar-deneyi.html> adresinden erişildi.
- Americantrucks. (2019). 01.10.2019 tarihinde <https://www.americantrucks.com/turbosmart-5psi-wastegate-1112eco-manu-install.html> adresinden erişildi.
- Bozza, F., De Bellis, V., Marelli, S., & Capobianco, M. (2011). 1D simulation and experimental analysis of a turbocharger compressor for automotive engines under unsteady flow conditions. *SAE International Journal of Engines*, 4(1), 1365-1384.
- Chiong, M. S., Rajoo, S., Martinez-Botas, R. F., & Costall, A. W. (2012). Engine turbocharger performance prediction: One-dimensional modeling of a twin entry turbine. *Energy Conversion and Management*, 57, 68-78.
- Chiong, M. S., Rajoo, S., Romagnoli, A., Costall, A. W., & Martinez-Botas, R. F. (2016). One-dimensional pulse-flow modeling of a twin-scroll turbine. *Energy*, 115, 1291-1304.
- Çanakçiotomotiv. (2018). 20.09.2019 tarihinde <https://www.canakciotomotiv.com/canakci-turbo/> adresinden erişildi.
- Dağlar, S. (2013). *Ağır Vasıta Araç Motorları İçin Tek Kademeli Değişken Geometrilili Ve Çift Kademeli Turboşarj Karşılaştırması Ve Seçimi*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Depositphotos. (2019). 17.09.2019 tarihinde <https://tr.depositphotos.com/122501032/stock-illustration-turbocharge-works-vector-arts-illustration.html> adresinden erişildi.
- Emekli, M. E., & Özgül, E. (2014). Motor Kontrolü Uygulamaları İçin Çift Kademeli Aşırı Doldurma Sistemine Sahip Bir Dizel Motorun Modellenmesi. *Engineer & the Machinery Magazine*, (659).
- Garrettmotion. (2019). 22.09.2019 tarihinde <https://www.garrettmotion.com/> adresinden erişildi.

- Glucker, J. (2016, Nisan 25). How Turbocharger Wastegates Work. 30.09.2019 tarihinde [https://www.motorauthority.com/news/1103603\\_how-turbocharger-wastegates-work](https://www.motorauthority.com/news/1103603_how-turbocharger-wastegates-work) adresinden erişildi.
- GTISoft. (2019). 18.10.2019 tarihinde <https://www.gtisoft.com/> adresinden erişildi.
- Jääskeläinen, H., Khair, M. K. (2017, Kasım). Turbocharger Fundamentals. 25.10.2019 tarihinde [https://www.dieselnet.com/tech/air\\_turbocharger.php](https://www.dieselnet.com/tech/air_turbocharger.php) adresinden erişildi.
- He, Y., Lin, C. C., & Gangopadhyay, A. (2006). *Integrated simulation of the engine and control system of a turbocharged diesel engine* (No. 2006-01-0439). SAE Technical Paper.
- Heywood, J. *Internal Combustion Fundamentals* (1988). New York, NY: McGraw-Hill
- Macek, J., Zak, Z., & Vitek, O. (2015). *Physical model of a twin-scroll turbine with unsteady flow* (No. 2015-01-1718). SAE Technical Paper.
- Menacer, B., & Bouchetara, M. (2015). Simulation and Modelling of a Turbocharged Compression Ignition Engine. *International Journal of Energy and Power Engineering*, 4(3), 129.
- Miller, J. K. (2015, Mart 2). Anatomy of a Turbocharger. 22.09.2019 tarihinde <https://www.carttechbooks.com/techtips/anatomy-of-a-turbocharger-whats-inside-and-how-it-works/> adresinden erişildi.
- Nair, S. (2019, Kasım 26). Honda City Turbo Engine. 01.10.2019 tarihinde <https://www.dsf.my/2019/11/honda-city-turbo-engine-p10a2/> adresinden erişildi.
- Nguyen-Schäfer, H. (2015). Thermodynamics of Turbochargers. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers* (s. 21-36). Springer, Cham.
- Osako, K., Yokoyama, T. A. K. A. O., Yoshida, T. O. Y. O. T. A. K. A., Hoshi, T. O. R. U., Ebisu, M. O. T. O. K. I., & Shiraishi, T. A. K. A. S. H. I. (2013). Development of twin-scroll turbine for automotive turbochargers using unsteady numerical simulation. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, 50(1), 23.
- Ridingmode. (2016). 10.09.2019 tarihinde <https://ridingmode.com/2-stroke-engine-vs-4-stroke-engine/> adresinden erişildi.
- Safarian, E., Bilen, K., Akif Ceviz, M., & Salimias, A. (2016). Optimization of waste gate in the diesel engines with turbocharger. *International Journal of Automotive Engineering*, 6(3), 2198-2210.
- Saulnier, S., & Guilain, S. (2004). *Computational Study of Diesel Engine Downsizing Using Two-Stage Turbocharging* (No. 2004-01-0929). SAE Technical paper.

Semin, R. B., & Ismail, R. (2008). Investigation of diesel engine performance based on simulation. *American Journal of Applied Sciences*, 5(6), 610-617.

Shingne, P., Assanis, D. N., Babajimopoulos, A., Keller, P., Roth, D., & Becker, M. (2010). *Turbocharger matching for a 4-cylinder gasoline HCCI engine using a 1D engine simulation* (No. 2010-01-2143). SAE Technical Paper.

Tuti, M., Şahin, Z., & Durgun, O. Thermodynamic diesel engine cycle modeling and prediction of engine performance parameters. *Gemi ve Deniz Teknolojisi*, (207), 14-26.

Vítek, O., Macek, J., & Polášek, M. (2006). *New approach to turbocharger optimization using 1-D simulation tools* (No. 2006-01-0438). SAE Technical Paper.

Wan, M. (2011). Turbocharging. 24.09.2019 tarihinde [https://www.autozine.org/technical\\_school/engine/Forced\\_Induction\\_4.html](https://www.autozine.org/technical_school/engine/Forced_Induction_4.html) adresinden erişildi.

Westin, F., & Ångström, H. E. (2005). *Calculation Accuracy of Pulsating Flow Through the Turbine of SI-Engine Turbochargers-Part 1 Calculations for Choice of Turbines With Different Flow Characteristics* (No. 2005-01-0222). SAE Technical Paper.

Winkler, N., Ångström, H. E., & Olofsson, U. (2005). *Instantaneous on-engine twin-entry turbine efficiency calculations on a diesel engine* (No. 2005-01-3887). SAE Technical Paper.

Zhuge, W., Zhang, Y., Zheng, X., Yang, M., & He, Y. (2009). Development of an advanced turbocharger simulation method for cycle simulation of turbocharged internal combustion engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 223(5), 661-672.

## ÖZGEÇMİŞ

Deniz Tanımlı 1990 Edirne doğumludur. İlk öğretimini Trakya Birlik İlköğretim Okulu'nda, lise öğrenimini Edirne Süleyman Demirel Fen Lisesi'nde tamamlamıştır. 2013 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. 2017 yılında Trakya Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başlamıştır. 2014 – 2018 yılları arasında Ford Otomotiv Sanayi A.Ş.'de çalışmıştır, 2018'den itibaren BMC Power Motor ve Kontrol Teknolojileri A.Ş.'de çalışmaya devam etmektedir. Deniz Tanımlı evli ve bir çocuk babasıdır.