



**MOTORLARDA TURBOŞARJ SİSTEMİNİN
ANALİZİ**

Kübra Çağla ÇİBIKÇI

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Termodinamik Bilim Dalı

Prof. Dr. Kadir BİLEN

2017

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MOTORLARDA TURBOŞARJ SİSTEMİNİN ANALİZİ

Kübra ÇAĞLA ÇIBIKÇI

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Termodinamik Bilim Dalı**

**ERZURUM
2017**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

MOTORLARDA TURBOŞARJ SİSTEMİNİN ANALİZİ

Prof. Dr. Kadir BİLEN danışmanlığında, Kübra ÇAĞLA ÇIBIKÇI tarafından hazırlanan bu çalışma ..19../06../2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı – Termodinamik Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak oybirliği/oy çokluğu (3./0) ile kabul edilmiştir.

Başkan : ..Prof. Dr. Kadir BİLEN

İmza :

Üye : ..Y. Doç. Dr. Gökhan ÖNEROĞLU

İmza :

Üye : ..Y. Doç. Dr. Eyüphan MANAY

İmza :

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu ..22.06../2017. tarih ve ..25../..47..... nolu kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Cavit KAZAZ
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MOTORLARDA TURBOŞARJ SİSTEMİNİN ANALİZİ

Kübra Çağla ÇIBIKÇI

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kadir BİLEN

Son zamanlarda yakıt maliyetlerindeki artışla ve insanların çevreye duyarlılığının daha da artmasıyla birlikte otomotiv firmalarında bu beklentilere çare olabilecek motorlar üretmeye çalışmaktadır. İçten yanmalı motorların gelişimine yakın oluşmuş olan turboşarjlar bu alanda sağladığı çeşitli olanaklarla kendine önemli bir yer oluşturmuştur. Özellikle dizel araçlarda kullanılan turboşarjlar piyasadaki beklentileri karşılamak ve yasal düzenlemelerdeki artış sebebiyle bir zorunluluk olmuştur.

İçten yanmalı motorlarda, silindire gönderilen yakıt hava karışımının yoğunluğundaki her artış motorda güç artışı sağlamaktadır. Böylece motor silindir hacmi azaltılarak yüksek güç elde edilebilmektedir. Bu sayede mekanik kayıplar azaltılıp motor mekanik verimi artırılabilir. Günümüz dizel araçlarının hemen hepsinde bu görevi yerine getirmesi için turboşarj üniteleri kullanılmaktadır. Turboşarjlar, yakıt hava karışımındaki hava miktarını artırarak silindir hacmi küçük olan motorlardan beklenenden daha fazla güç elde etmeye yarayan araçlardır. Bu tez kapsamında, dört silindirli dizel bir motorunun özelliklerine göre, turbo makinaları için özel tasarlanmış CONCEPTS NREC programı kullanılarak hesaplamalar yapılmış turboşarj motor uyumluluğu incelenmiştir. Yüksek verimde çalışmaya olanak sağlayan motorun tasarımı turboşarjın kritik noktalarını göz önüne alınarak yapılmıştır. Motorun çalışma şartlarında turboşarjın performansı turbo makinalar için özel üretilmiş CONCEPTS NREC paket programı içindeki ilgili program ile incelenmiştir.

2017, 85 sayfa

Anahtar Kelimeler: Turboşarj, Dizel Araçlar, Wastegate, CONCEPTS NREC

ABSTRACT

MS Thesis

ANALYZING OF THE TURBOCHARGING SYSTEM IN THE ENGINES

Kübra Çağla ÇIBIKÇI

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Thermodynamics Department

Supervisor: Prof. Dr. Kadir BİLEN

In recent times, with the increase in fuel costs, people are trying to produce motors that can be a solution to these expectations in automotive companies with increasing environmental sensitivity. Turbochargers, which have been developed close to the development of internal combustion engines, have created an important place in this area as they provide various possibilities. Turbochargers used especially in diesel vehicles have become a necessity because of the increase in legal regulations and to meet expectations in the market.

In internal combustion engines, each increase in the density of the fuel and air mixture provides a power boost in the engine. Thus, the engine cylinder volume can be reduced and high power can be obtained. In this case, the mechanical loss can be reduced and the engine can be increased mechanically. Nearly all of today's diesel vehicles use turbocharging units to perform this task. Turbochargers are vehicles that increase the amount of air in the fuel-air mixture so that more power is expected from engines with small cylinder volumes. In this thesis, calculations were made using the CONCEPTS NREC program specially designed for turbo machines, according to the characteristics of a four-cylinder diesel engine. The design of the engine that allows high-efficiency operation is based on the critical points of turbocharging. Turbocharging performance under engine operating conditions was examined with the corresponding program in the CONCEPTS NREC package program specially designed for turbo machines.

2017, 85 pages

Keywords: Turbocharger, Diesel Engine, Wastegate, CONCEPTS NREC

TEŞEKKÜR

Tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Kadir BİLEN'e yüksek lisans tezim boyunca katkılarından dolayı teşekkür ediyorum. Bana kattığı değerler, sayesinde elde ettiğim bilgi kazanımları için kendisine teşekkürlerimi sunuyorum.

Bana her konuda yardımlarını esirgemeyen sevgili ailem, babam Nusret ÇIBIKÇI, annem Nuray ÇIBIKÇI ve kız kardeşim Melike nur ÇIBIKÇI'ya benim yanımda oldukları için saygı ve sevgilerimi sunar, teşekkür ederim.

Ayrıca bu çalışmanın tamamlanmasında madden ve manevin katkısı bulunan tüm meslektaşlarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Kübra Çağla ÇIBIKÇI

Haziran, 2017

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür Taraması	3
2. KAYNAK ÖZETLERİ	7
2.1. İçten Yanmalı Motorlar	7
2.1.1. Benzinli motorlar	7
2.1.1.a. Otto çevrimi (hava standart OTTO çevrimi)	8
2.1.1.b. OTTO Çevriminin Isı Verimi	9
2.1.2. Dizel motorlar	11
2.1.2.a. İdeal dizel çevrimi	12
2.1.2.b. İdeal dizel çevrimin ısı verimi	13
2.1.3. Seilinger çevrimi (karma ideal çevrim)	14
2.1.3.a. Seilinger çevriminin ısı verimi	15
3. MATERYAL ve YÖNTEM	16
3.1. Otomotiv Endüstrisinde Kullanılan Turboşarjlar	16
3.1.1. Turboşarjın yapısı	18
3.1.1.a. Türbin kısmı	20
3.1.1.b. Kompresör kısmı	28
3.1.1.c. Yatak kısmı	36
3.1.2. Turboşarj çeşitleri	37
3.1.2.a. Tek Kademeli turboşarj çeşitleri	37
3.1.2.b. Çift kademeli turboşarj	42
4. ARAŞTIRMA BULGULARI	44
4.1. Turbo Şarj Tasarımı	44

4.1.1. Turboşarj ve Motorun Analitik Seçim Prosesi	44
4.1.2. Bilgisayar ortamında modelleme.....	49
4.1.2.a. Kullanılan özel programlar	50
4.2.2. Özel Bir Motorun Tanıtılması ve Yeni Turboşarj Tasarımı.....	51
4.1.2.b. Bir boyutlu (1D) tasarım	55
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	83
KAYNAKLAR	84
ÖZGEÇMİŞ	86



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

ε_g	Genişleme oranı
η_{TC}	Turboşarj verimi
$\emptyset$	Akım oranı
C	Ses hızı
H_v	Yakıtın özgül yanma değeri
N	Devir sayısı
Q_{HV}	Özgül ısı değeri
β	Basınç artış oranı
ε	Sıkıştırma oranı
φ	Yük oranı

Kısaltmalar

AFR	Hava yakıt oranı
AÖN	Alt ölü nokta
BMEP	Ortalama efektif basınç
CONCEPTS NREC	Turbo için tasarlanmış paket program ticari markası
d/d	Devir/Dakika
ECU	Elektronik kontrol ünitesi
EGR	Egzoz gazı resirkülasyonu
er	Genişleme oranı
IMEP	Ortalama indike basınç
PR	Turboşarjda basınç oranı
ÜÖN	Üst ölü nokta
VGT	Değişken geometrili türbin
WG	Wastegateli turboşarj

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Turboşarj sisteminde havanın dolaşması	2
Şekil 2.1. Benzinli motorların yanma odası	8
Şekil 2.2. İdeal OTTO çevrimin P-V,T-s diyagramı	9
Şekil 2.3. Dizel motorun temel elemanları	12
Şekil 2.4. Dört zamanlı bir dizel motorun P-V, T-s diyagramı ve yanma aşamaları.....	13
Şekil 2.5. İdeal Seilinger çevriminin P-V, T-s diyagramları	14
Şekil 3.1. Standart bir turboşarjın kısımları ve gaz akış yolları.....	19
Şekil 3.2. Turboşarjla ilgili çarklar	19
Şekil 3.3. Türbin salyangozu ve egzoz gazının giriş alanı.....	20
Şekil 3.4. Türbinin kesit resmi	21
Şekil 3.5. Sırasıyla radyal, karma ve eksenel akışlı türbin tipleri.....	22
Şekil 3.6. Türbinde genişleme olayının h-s diyagram üzerinde çizgileri	22
Şekil 3.7. Türbin kanatçığındaki giriş gazlarının hızlarının vektörel gösterimi	24
Şekil 3.8. Türbin kanatçığındaki çıkış gazlarının hızlarının vektörel gösterimi.....	25
Şekil 3.9. Bir radyal türbinin performans haritası.....	26
Şekil 3.10. Radyal türbinlerde akım ve yük oranları	27
Şekil 3.11. Hız oranı ve verim arasındaki ilişki.....	28
Şekil 3.12. Kompresör yapısının kesit resmi	29
Şekil 3.13. Kompresör salyangozunun kesit resmi	29
Şekil 3.14. Kompresörün çarkı ve kanatçıklarının genel şematik resmi.....	30
Şekil 3.15. Tam kanat ve yarım kanat şekli	31
Şekil 3.16. Kompresörde sıkıştırma olayın h-s diyagram üzerinde çizgileri	31
Şekil 3.17. Kompresöre giren ve çıkan gazların hızlarının vektörel gösterimi	33
Şekil 3.18. Kompresör performans haritası	34
Şekil 3.19. Kompresörde surge olayı.....	35
Şekil 3.20. Choke olayına etki eden kanatçıklar arasındaki minimum geçiş alanı.....	35
Şekil 3.21. Türbin ve kompresör kısımların yatakları	36
Şekil 3.22. Turboşarj yataklarının yağlanması	37
Şekil 3.23. Tek kademeli turboşarj kesit resmi.....	37

Şekil 3.24. Sabit geometri turboşarj kesit resmi	38
Şekil 3.25. Tahliye çıkışlı turboşarj kesit resmi.....	39
Şekil 3.26. Uyarıcının mekanizması	41
Şekil 3.27. Değişken kanatçıklı turboşarjın şematik resmi.....	42
Şekil 3.28. Çift kademeli turboşarj sisteminin şematik gösterimi	43
Şekil 4.1. Kompresör çıkış bölgesinde bağıl hızın doğrultusu	44
Şekil 4.2. Motor-turboşarj sisteminin genel şematiği	45
Şekil 4.3. Performans haritası üzerinde kompresörün verim tahmini.....	46
Şekil 4.4. Harita üzerinde türbin verimin bulunması	48
Şekil 4.5. Turboşarjın tasarım aşamaları	49
Şekil 4.6. Cummins marka motorun kataloğu	52
Şekil 4.6.a. Cummins marka motorun kataloğu	53
Şekil 4.7. TURBOMATCH programında turboşarj tasarımının genel şematiği	55
Şekil 4.8. TURBOMATCH programında birimlerin ayarları.....	56
Şekil 4.9. TURBOMATCH programında parçaların döşenmesi	57
Şekil 4.10. TURBOMATCH programında 'Mode' seçenekleri	58
Şekil 4.11. Turboşarja giren havanın özellikleri.....	59
Şekil 4.12. Turboşarjdan atmosfere atılan havanın özellikleri	59
Şekil 4.13. Motor yakıtının ısı değeri ve hava-yakıt oranının belirtilmesi	60
Şekil 4.14. Motor özelliklerin ayarları.....	61
Şekil 4.15. Turboşarj-motor ünitesinde ara soğutucu değerlerin girilmesi.....	62
Şekil 4.16. Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli	63
Şekil 4.16.a. Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli	64
Şekil 4.16.b. Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli	64
Şekil 4.16.d. Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli	65
Şekil 4.16.e. Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli.....	66
Şekil 4.16.f. Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli	66
Şekil 4.17. COMPAL programında hazırlanmış 2 D kompresör modeli	67
Şekil 4.17.a. COMPAL programında hazırlanmış 2 D kompresör modeli	68
Şekil 4.17.b. COMPAL programında hazırlanmış 2 D kompresör modeli	68
Şekil 4.17.c. COMPAL programında hazırlanmış 2 D kompresör modeli.....	69
Şekil 4.17.d. COMPAL programında hazırlanmış 2 D kompresör modeli	69

Şekil 4.18. Kompresör kısmına ait ayarlar	70
Şekil 4.19. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli.....	71
Şekil 4.19.a. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli.....	71
Şekil 4.19.b. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli	72
Şekil 4.19.c. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli	72
Şekil 4.19.d. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli	73
Şekil 4.19.e. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli.....	73
Şekil 4.19.f. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli	74
Şekil 4.20. Türbine ait özelliklerin seçimi	75
Şekil 4.21. RITAL programında hazırlanmış 2 D türbin modeli	76
Şekil 4.22. Turboşarja ait yatak ayarları	77
Şekil 4.23. Turboşarjda türbinin tahliye çıkış ayarları.....	78
Şekil 4.24. TURBOMATCH programında iterasyon işlemi	79
Şekil 4.25. TURBOMATCH programının raporu	81

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1. CONCEPTS NREC programları	50
Çizelge 4.2. Mevcut çalışmanın tasarım parametreleri ve motorun özellikler	54
Çizelge 4.3. Mevcut çalışmanın tasarım parametreleri ve turboşarj özellikleri	54
Çizelge 4.4. Mevcut çalışmada turboşarj-motor ünitesinde kabuller	55

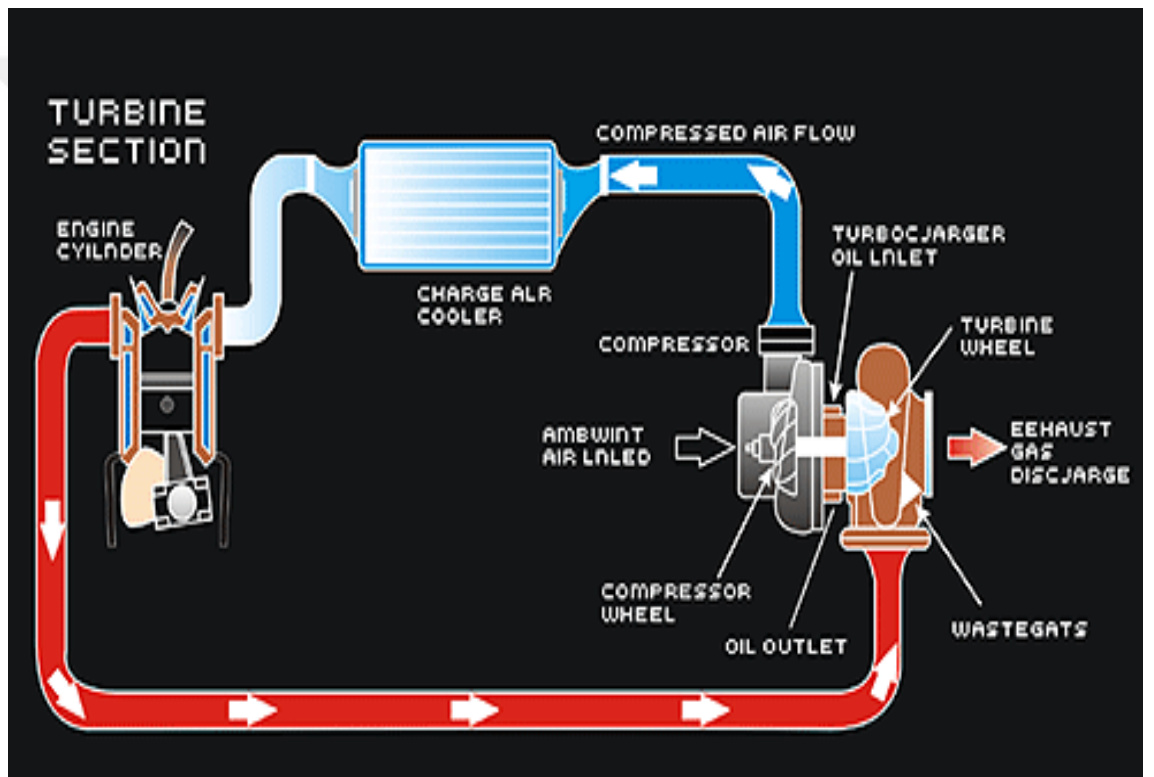


1. GİRİŞ

Turboşarj ya da turbo kelimesi Yunanca'da karıştırma /dönüştürme anlamına gelen 'τύρβη' sözcükten türemiştir. Turboşarj içten yanmalı motorlarda aynı motor hacmindeki bir motordan daha yüksek güç elde etmek için yanma odasına daha fazla hava basmada kullanılan bir araçtır. Türkçe literatürde aşırı doldurma olarak da isimlendirilir. Aşırı doldurma ile anlatılmak istenen motorun fazla hava ile doldurulmasıdır. Bu işlem için ise iki farklı sistem kullanılabilir; birincisi turboşarj, ikincisi ise süperşarjdır. Çalışma şekillerinde ki temel fark aşırı doldurmaya imkân tanıyan kompresör kısmının tahrik edildiği mekanizmadadır. Turboşarjlarda kompresör kısmındaki tahrik, motorun egzoz manifoldundan çıkan egzoz gazının enerjisi ile çevrilen türbin sayesinde olurken, süperşarjların kompresör kısmının tahriki ise motor volanından alınan enerji sayesinde olur. Bu sebepten turboşarj egzoz türbini ile aşırı, süperşarj ise mekanik aşırı doldurma olarak adlandırılmaktadır (Dağlar 2012).

Dizel motorlar sahip oldukları düşük maliyet ve yüksek verimleri ile gelecekte daha fazla kullanılacakmış gibi görünüyor. Çalışmalar dizel motorlardan maksimum verimi elde edebilmesi için devam etmektedir. Araştırmacılar bu sebeple çeşitli yöntemlere başvurmuşlardır. Aşırı doldurma uygulanan yöntemlerin başında yer almaktadır. 1909 ile 1912 yılları arasında İsveçli Dr. Alfert J. Buchi tarafından ilk egzoz tahrikli aşırı doldurma ünitesi geliştirilmiştir. Dr. Buchi Sulzer kardeşler araştırma bölümünün başmühendisiydi ve turboşarjlı dizel motorun ilk modelini 1915 de yaptı fakat fikirleri o dönemde çok değer görmedi. 1910'larda General elektrik turboşarj ünitelerini geliştirmeye başladı. 1920 de Liberty bir motora General Electric turboşarjı takılmış ve bu sayede bir Lepere çift kanatlı uçak 10092 m lik yükseklik rekoru kırmıştı. I. Dünya savaşında turboşarjlar uçaklarda kullanıldı. Ayrıca turboşarjlar emme havasını soğutarak binek ve yarış arabalarından, kamyon ve otobüslere, tarım makinelerinden, denizcilik, madencilik, inşaata, askeri ve havacılık uygulamalarına kadar birçok alanda kullanılmaktadır (Arslan 2006).

Turboşarj, motor egzozundan çıkan gazlardaki enerji yardımıyla döndürülen türbin ve türbine bağlı olan milin diğer kısmında bulunan kompresörü döndürerek, motor silindirine giren havanın basınçlı, yani daha yüksek yoğunlukta gönderilmesine olanak sağlar. Motor içerisine gönderilen hava sıkıştırıldığında basıncı daha da artacak ve yakıtın tam ve yüksek verimde yanması sağlanacaktır. Turboşarj sistemi dizel motorlarında oldukça iyi sonuçlar vermektedir. Bu yöntemle %50 ve üzeri bir güç artışına elde edilebilmektedir.



Şekil 1.1. Turboşarj sisteminde havanın dolaşması

Bu çalışmada asıl amaç bir motor için turboşarjın çalışma koşullarını incelemektir. Çalışmanın giriş bölümünde tarihçe ve literatür çalışmalarından bahsedilecektir. Diğer bölümlerde sırasıyla pistonlu motorlar hakkında genel bilgi, turboşarj yapısı, bir motora turboşarj seçimi nasıl yapılır konularından bahsedilecektir. Son kısımda ise çalışmanın sonuçları yorumlanacaktır.

1.1. Literatür Taraması

Günümüzde, turboşarj kullanarak küçültme, benzinli motorların kirletici emisyonunu ve yakıt tüketimini azaltmada önemli bir yol olarak görülüyor. Bu bağlamda; motor tork kontrolü için hava tahrik ünitelerinin [gaz kelebeği, turbo wastegate, değişken eksantrik mili zamanlaması (VCT)] etkin bir kontrolü gereklidir. Bu makale ayrı fakat eşgüdümlü kontrol modüllerini birleştiren doğrusal olmayan modele dayalı bir kontrol şeması önermektedir. Tez modülleri farklı kontrol stratejilerine dayanmaktadır: İç model kontrolü, model tahmin kontrolü ve optimal kontrol. Neural modellerin farklı seviyelerde nasıl kullanılabileceği ve çevrim içi gömülü olamayacak kadar karmaşık fiziksel modellerin yerini alması veya ölçülmemiş değişkenlerin tahmin edilmesi için kontrol modüllerinin nasıl dâhil edileceği gösterilmiştir. İki farklı metinden elde edilen sonuç, önerilen yöntemlerin gerçek zamanlı uygulanabilirliği ve iyi kontrol performansı göstermesidir (Colin *et al.*).

Turboşarj teknolojisi, aracın etkinliğini artırmak için otomotiv ürünlerinde oldukça yaygın kullanılmaktadır. Bu makalede, turbo benzin motorunun fiziksel haritalı karışık bir hava yolu modeli önerilmiştir. Önerilen modelin doğruluğu enDYNA motor dinamikleri simülasyon yazılımı tarafından doğrulanır. Tork talebini ve emme manifoldu basıncının sınırlandırılmasını sağlamak için, torku ve tahliye valfini koordine etmek için torka dayalı gaz kelebeği kontrolü ve emme manifoldu basınç kontrolünü içeren bir hava yolu kontrol sistemi çıkarılır. Ve turboşarjdan tam olarak yararlanmak için kontrol stratejisi önerilmiştir. Sonunda simülasyon sonuçları kontrol sisteminin etkinliğini gösterir (Zhou *et al.*).

Turboşarjlar, hem benzinli hem de dizel motorlarda motor çıkış gücünü artırmak için kullanılırlar. Turboşarj kullanımıyla motor boyutları azaltılabildiği için araç yakıt tüketiminde de bir azalma görülecektir. Motorun, tüm çalışma devri aralığında iyi bir performans gösterebilmesi için turboşarj ünitesinin kontrolü gereklidir. Kontrol işlemi genelde türbin üzerine yerleştirilen bir aktüatör ile yapılmaktadır. Turboşarj sistemlerinde sistem içinde basınç dengesinin kurulması önemlidir. Bu denge ise

turboşarja eklenen uyarıcı ve tahliye çıkış (Wastegate) sistemleri ile sağlanabilmektedir. Bu çalışmada turboşarj çıkış basıncı ve uyarıcı kullanımı konusu araştırılmıştır. Esnek bir yapıya sahip olan tahliye çıkış sistemiyle, örneğin pompalama kayıplarını azaltarak yakıt tüketimini azaltmak için tahliye çıkış sisteminin çok fazla miktarda açılması gibi işlemler yapılabilmektedir (Emmenthal *et al.* 1979; Soltic 2000; Guzzella *et al.* 2000; Eriksson *et al.* 2002; Petitjean *et al.* 2004).

Motorun tüm devirlerinde, emme manifold basıncının kontrol edilmesi gereklidir. Yüksek performans istenen durumlarda emme basıncı kontrol sistemlerinin de ileri düzey sistemler ile kontrolü gereklidir. Tahliye çıkış supapı basınç uyarıcı bir sistem tarafından açılır. Bu basınç uyarıcı sistem elektronik kontrol ünitesi (ECU) tarafından kontrol edilir. Basınç uyarıcı sistem ve basınç besleme sisteminin modellemek için membran alanı, akış katsayıları, valf alanları ve kontrol sinyalleri ile nasıl değişecekleri gibi birçok parametrenin göz önüne alınması gerekmektedir. Literatürde turboşarj sisteminden istenen performansı elde etmek için çalışmalar uyarıcı ve tahliye çıkış bölümleri üzerinde yapılırken, turboşarj sisteminin çok önemli bir elemanı olan türbin pervanelerinin ömrünü artırmak için çalışmalarda devam etmektedir. Turboşarjlarda türbin içinde olan olaylar çok karmaşıktır bu sebeple karşılaşılan problemlerin çoğunda türbin kanatlarında meydana gelmektedir (Wakeman and Wright 1986; Kranik *et al.* 2005; Muller 2008; Moulin *et al.* 2008).

Türbin kanatlarında meydana gelen problemlerin azaltılması, sisteminin performansında doğrudan etkili olmaktadır. Türbin ve türbin kanatları yüksek sıcaklık, basınç, yüksek dönme hızı, titreşim ve küçük hareket alanı gibi koşullar altında çalışmaktadır. Bunlar türbin ve kanatları için teknolojik olarak çok zor koşullardır ve oksidasyon, yüksek sıcaklık korozyonu, interdifüzyon, mekanik ve termal yorulma gibi çok sonuçlara sebep olmaktadır.

Egzoz basıncı, motor hacimsel verimini hesaplamada önemli bir parametredir. Bu çalışmada, motordaki egzoz basıncı VGT (Variable Geometry Turbine) ile tahmin edilmektedir. Bir türbin haritası aracılığıyla genişleme oranı tahmin edilebilmektedir.

Bu tahmin, basınç sensörünün yerine kullanılabilir. İçten yanmalı motorlarda basınç sensörleri yer almaktadır. Bu tahmin modeliyle edinilen sinyallerle sensörden elde edilen bilgiler karşılaştırılabilir. Bu sinyallere bağlı olarak ise, iki yöntem tavsiye edilebilir. Bunlar: kümülatif toplam algoritması ve yapay sinir ağlarına dayalı algoritmadır. Kullanılan bu algoritmalar farklı hataları algılayabilme yeteneğine sahiptirler (Wang and Haskara 2010).

Motor ile turboşarj sisteminin uygunlaştırılması çok önemli bir aşamadır. Turboşarjı oluşturan türbin ve kompresör için farklı modeller oluşturulabilir. Bir çalışmada, türbin ve kompresör için oluşturulan bu modeller termodinamiğin korunum yasalarına (enerjinin, kütlenin ve momentumun) dayanmaktadır. Turboşarjın ve motordan elde edilen performansın simülasyonu, kütlenin akımına, dönüş hızına ve motorun gücüne bağlıdır. Her iki yöntemde de türbin ve kompresördeki ısı kayıpları ve ısı transferi göz önüne alınmaktadır. Motorun çalışma şartlarına uyumlu bir turboşarj ile turboşarjın tasarımı sonlandırılmış olur (Hagelstein *et al.* 2002; Nakonieczny 2003).

Bu çalışmada turboşarj ve intercooler gibi parçalar optimize edilmiştir. Benzinli bir motora bir turboşarj ve ara soğutucu (Intercooler) eklenmiş ve motor geliştirilmiştir. Motorun tam yüklü durumunda iken kendiliğinden tutuşma ve vuruntunun az olması için uygun bir sıkıştırma oranı ve giriş hava basıncı tespit edilmelidir. Bu nedende tahliye supaplı bir turboşarjın kullanılması tercih edilmiştir. Düşük yüklerde eksik yanmanın olmaması için hava basıncı enjeksiyonunun zamanlaması yapılmıştır. Sonuç olarak ise sıkıştırılan havanın sıcaklığı ve sıkıştırılan havanın patlama zamanının etkisi araştırılmıştır (Niemi 1992; Niemi 1993; Campbell *et al.* 1996).

Değişken kanatçık turboşarjlarla yapılan çalışmalarda genelde, düşük motor devri araştırılmış, yükün kademeli bir şekilde değiştirilmesi ile motorun kararlı durum performansı ve tepki hassasiyeti deneysel yöntemler ile araştırılmıştır (Mccutcheon and Brown 1986).

VGT'nin faydaları çok olmasına rağmen, üretim maliyetinin fazla olması VGT lerin üretiminde sınır olmaktadır. (Brace *et al.* 1999). VGT, dizel motorlu ağır vasıta araçlarının NO_x emisyonlarının azaltılmasında EGR(egzoz gazı resirkülasyonu) uygulamalarına yönelik bir metot olarak tekrar ilgi çekmeye başlamıştır (Duffy *et al.* 1999). VGT ve EGR arasındaki ilişkinin gelişimini sağlayarak, daha fazla tork elde edilip edilmeyeceği araştırılmıştır(Van Nieuwstadt *et al.* 2000).

Bir başka çalışmada, egzoz gazı turboşarjı (EGT) için buhar yardımcı turboşarj (SAT) elektronik olarak kontrol edilen turboşarj (ECT) ve aşırı şarj egzoz gazı turboşarjı (SET) çeşitli geliştirilmiş modlar araştırılmıştır. Benzinli bir motor bu çalışmada kullanılmıştır. Doğru ve güvenilir GT-Power modeli sabit ve geçici motor çalışması geliştirilmiştir. Dört tür motor (EGT, SET, SAT, ECT) simülasyon ve karşılaştırmalı analiz ile incelenmiştir. Sonuçlar SET, SAT ve ECT nin tepki süresini ve yakıt tüketimini azaltabileceğini göstermiştir. Çeşitli turboşarj yaklaşımlarına göre tepki süreleri azalan sıra ile EGT, SAT, ECT ve SET şeklindedir. 2000 r/dak hızda EGT motoruna göre SET motorunun yakıt tüketimi %23.3 oranında azalırken, SAT ve ECT motoru sırasıyla %38.2 ve %36.3 oranında artış gösterir (Tang *et al.* 2016).

2. KAYNAK ÖZETLERİ

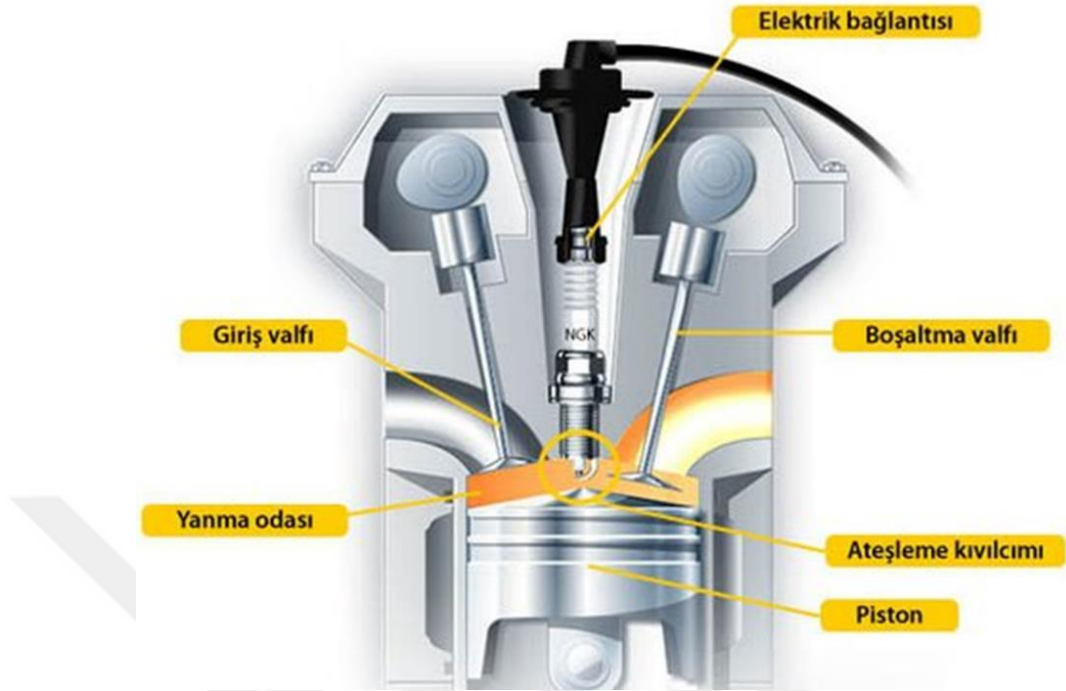
2.1. İçten Yanmalı Motorlar

Günümüzde en yaygın olarak kullanılan motor sistemi içten yanmalı motorlardır. Motorlar, yakıtın kimyasal enerjisini mekanik enerjiye çevirerek ihtiyaç duydukları enerjiyi elde ederler bu aşamada ise enerji çevrimlerini kullanırlar. İçten yanmalı motorlarda yanma motorun iç kısmında meydana gelir ve yakıttan elde edilen ısı enerjisi mekanik enerjiye çevrilmiş olur. Bu gruba örnek olarak benzinli motorlar ve dizel motorlar verilebilir. Buji ateşlemeli motorlar OTTO çevrimi prensibine göre, dizel motorlar ise dizel çevrimi prensibine göre çalışmaktadırlar.

Bugün bu iki motor tipide yaygın olarak kullanılmakta olup daha yüksek verimde çalışan, ekonomik açıdan tasarruflu, çevreye duyarlı sistemleri geliştirmek için ise çalışmalar devam etmektedir.

2.1.1. Benzinli motorlar

Benzin motorları günümüzde en çok kullanılan motor tipidir. 1876 yılında Alman mühendis Nikolaus Otto tarafından bulunmuştur. Benzin motorlar buji ateşlenmeli motorlar olarak da bilinir. Yanma odasına püskürtülen hava-yakıt karışımı buji ile ateşlenerek yanma olayı meydana getirilir.



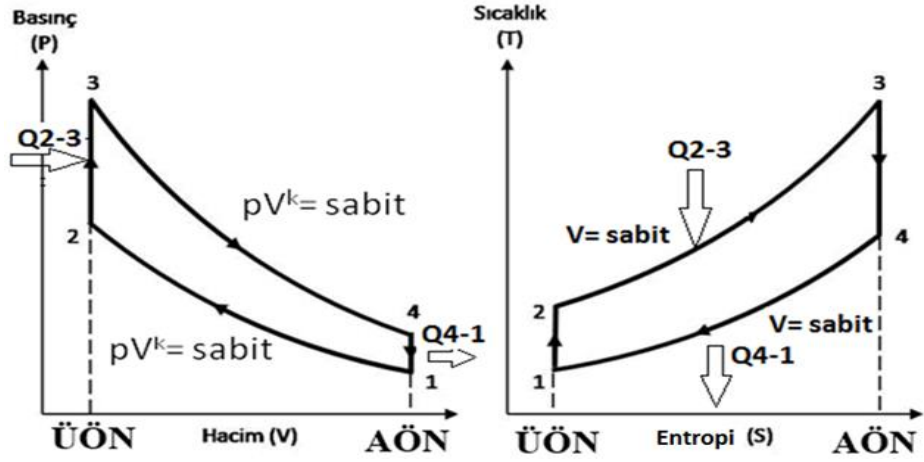
Şekil 2.1. Benzinli motorların yanma odası

2.1.1.a. Otto çevrimi (hava standart OTTO çevrimi)

Benzinli motorlarda OTTO çevrimine dayanarak analizler yapılır. Bu çevriminde ısı sabit hacimde girer ve sabit hacimde tekrar dışarı atılır. Bu sistemde giriş çıkış arasında iş elde edilir. Ayrıca sıkıştırma ve genişleme zamanları OTTO çevriminde adyabatiktir. İdeal çevrimlerde aşağıdaki kabuller yapılır.

- Kullanılan iş maddesi havadır.
- Hava ideal gaz olarak kabul edilir.
- Çevrim kapalı sistemde gerçekleşir.
- Sistem tersinirdir.

OTTO çevriminde Basınç-Hacim ve Sıcaklık-Entropi diyagramları Şekil 2.2 verilmiştir.



Şekil 2.2. İdeal OTTO çevrimin P-V,T-s diyagramı

OTTO çevriminde:

- 1→ 2:adyabatik sıkıştırma
- 2→ 3:yanma zamanı
- 3→ 4: iş veya genişleme zamanı
- 4→ 1:sabit hacimde soğuma

2.1.1.b. OTTO Çevriminin Isı Verimi

Sabit bir hacimde sisteme giren ısı miktarı: Q_{2-3}

Sistemden dışarı atılan ısı miktarı: Q_{4-1}

OTTO çevriminde yapılan iş P-V ya da T-s grafiğinde eğrinin altındaki alandır. Formüle edersek;

$$W_{\zeta} = \oint P \cdot dV = \oint T \cdot ds \quad (2.1)$$

Termodinamiğin I. Kanununa göre sistemdeki iç enerjinin artış miktarı yazılabilir. Sistemin iç enerjisindeki değişim sisteme verilen ısı ve sistemin çevresine uyguladığı iş arasındaki farka eşittir;

$$dE = dQ - dW \quad (2.2)$$

Çevrimimiz kapalı bir çevrimdir kapalı çevrim ile anlatılmak istenen çevrim başladığı noktada sona ermektedir. Böylece sistemdeki iç enerji değişimi $dE = 0$ olacaktır.

$$\oint dW = \oint dQ \quad (2.3)$$

Sistemden elde edilen işi W_ϕ olarak gösterip ısı değişimini yazmak istersek;

$$W_\phi = Q_{2-3} - Q_{4-1} \quad (2.4)$$

OTTO çevriminin ısı verimi, sistemden alınan iş ile sisteme verilen ısıya oranına eşittir;

$$\eta_{th-otto} = \frac{W_\phi}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad (2.5)$$

Q_{2-3} özgül ısılar sabit kabulü ile tekrar yazılırsa;

$$Q_{2-3} = \int_{T_2}^{T_3} c_v dT = c_v (T_3 - T_2) \quad (2.6)$$

Sistemden atılan ısı Q_{4-1} ile gösterilip özgül ısılar sabit kabul edilerek denklem tekrar yazılırsa;

$$Q_{4-1} = - \int_{T_4}^{T_1} C_v dT = C_v (T_4 - T_1) \quad (2.7)$$

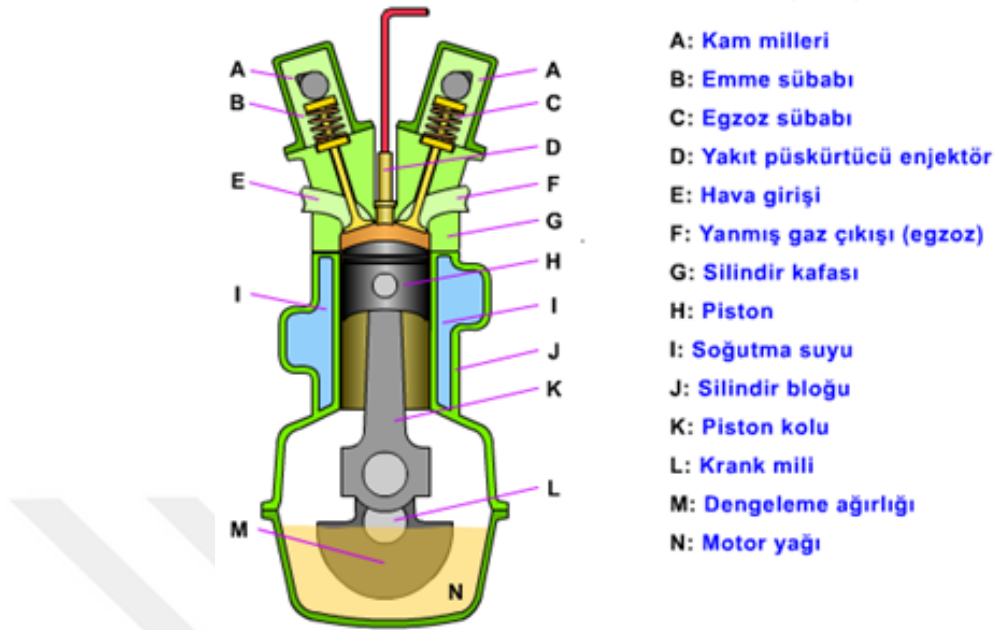
Isıl verim denklemi aşağıdaki şekilde;

$$\eta_{th-otto} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.8)$$

elde edilir (Dağlar 2012).

2.1.2. Dizel motorlar

1890’larda Rudolph DizeL tarafından geliştirilen sıkıştırma ateşlemeli bir motordur. Benzinli motorlar olarak bilinen buji ile ateşlemeli motorlarda yakıt hava karışımı yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının altındaki bir değere kadar sıkıştırılır ve yanma işlemi bujideki bir kıvılcım ile başlatılır. Dizel motorlar olarak bilinen sıkıştırmalı ateşlemeli motorlarda ise hava, yakıtın kendiliğinden tutuşma sıcaklığının üzerindeki bir değere kadar sıkıştırılır ve yanma işlemi püskürtülen yakıtın sıcak havayla teması sonucu kendiliğinden başlar. Bu nedenle dizel motorlarda karbüratör ve bujinin yerini yakıt enjektörü alır. Bir dizel motorun kesit resmi Şekil 2.3’de verilmiştir (Deniz 2008).



Şekil 2.3. Dizel motorun temel elemanları

2.1.2.a. İdeal dizel çevrimi

Dizel çevriminde OTTO çevrimi gibi kapalı bir sistem oluşturan bir piston silindir düzeneği içinde gerçekleşir. Dizel çevriminde sabit basınçta ısı içeri girer ve ısı sabit hacimde dışarı atılır. Giriş ve çıkış arasında iş elde edilir. Sıkıştırma ve genişleme olayları adyabatiktir.

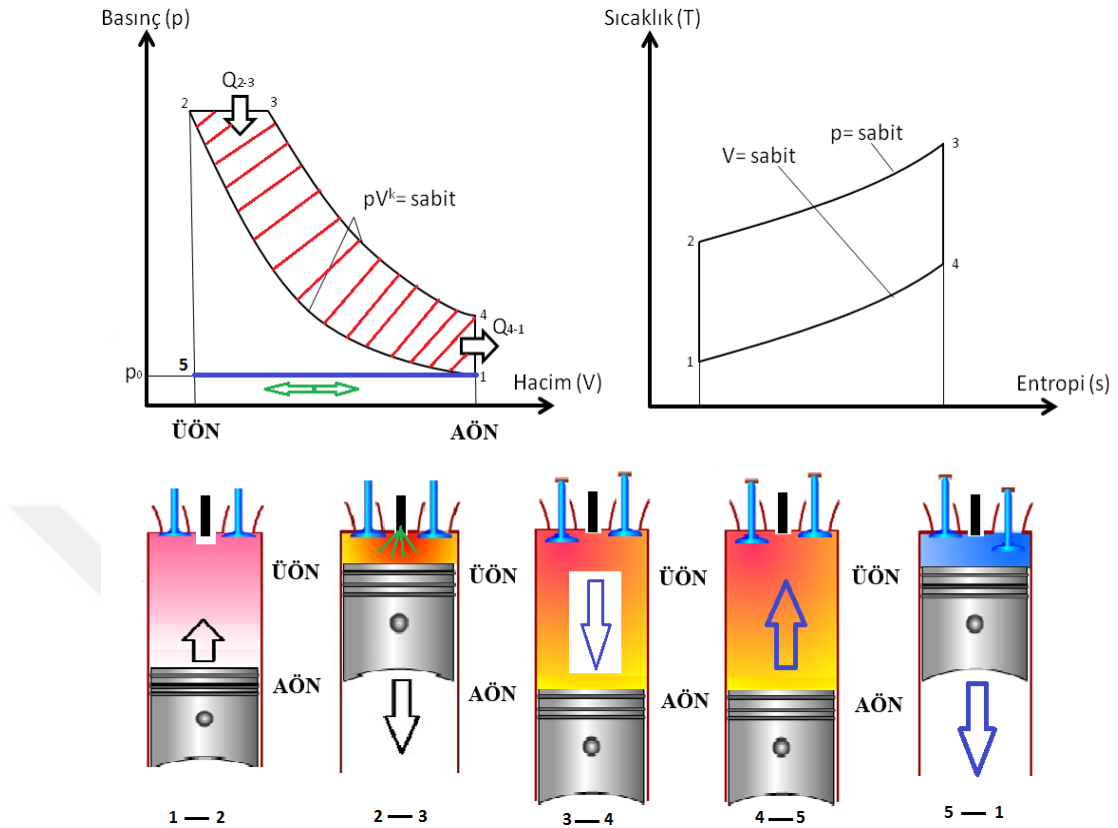
İdeal bir dizel çevriminde;

1-2:adyabatik sıkıştırma

2-3:sabit basınçta ısı girişi

3-4:adyabatik genişleme

4-1:sabit hacimde ısı çıkışı



Şekil 2.4. Dört zamanlı bir dizel motorun P-V, T-s diyagramı ve yanma aşamaları

2.1.2.b. İdeal dizel çevrimin ısı verimi

Dizel çevrimin ısı hesabı OTTO çevrimi ile çok benzerdir. Fakat dizel çevriminde yanma olayı sabit hacimde değil sabit basınçta meydana gelir. Bu nedenle sisteme giren ısı miktarı hesaplanırken özgül ısı değerinin sabit hacimdeki değeri olan c_v yerine c_p kullanılır. Sisteme giren ısı Q_{2-3} C_p ile bulunmaktadır. Sadece Q_{2-3} için denklemini yazarsak;

$$Q_{2-3} = \int_{T_2}^{T_3} C_p dT = C_p (T_3 - T_2) \quad (2.9)$$

İş giriş ve çıkış arasında elde edilmektedir. Sıkıştırma ve genişleme olayları ise adyabatiktir. İdeal bir dizel çevriminin ısı verimini yazmak istersek;

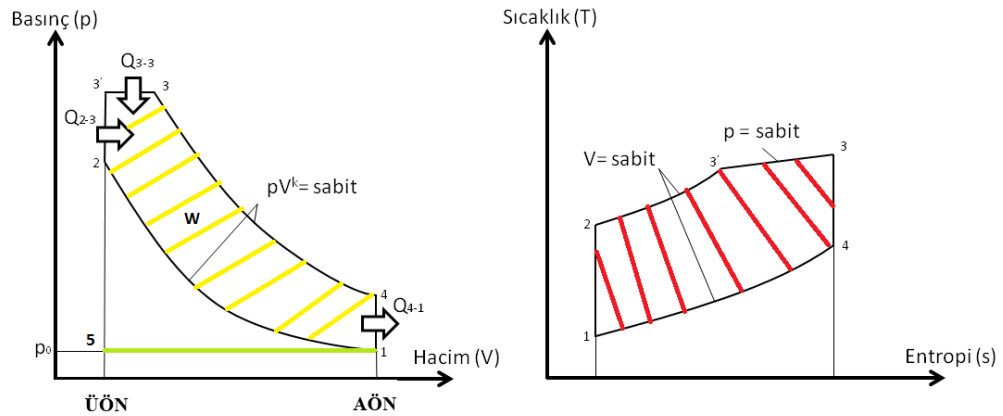
$$\eta_{th-Dizel} = \frac{W_{\zeta}}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad (2.10)$$

$$\eta_{th-Dizel} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{k(T_3 - T_2)} \quad (2.11)$$

elde edilir (Dağlar 2012).

2.1.3. Seilinger çevrimi (karma ideal çevrim)

Bu sistemde dizel çevrimine otto çevriminin bir kısmının entegre olmuş halidir. Bu çevrim karma bir ideal çevrimdir. Günümüz dizel motorları da bu çevrime göre çalışmaktadır. Isı çevrime önce sabit hacimde daha sonrada sabit basınçta girerek sistemden sabit hacimde atılmaktadır. Otto ve dizel çevrimlerinde olduğu gibi sıkıştırma ve genişleme işlemleri adyabatiktir.



Şekil 2.5. İdeal Seilinger çevriminin P-V, T-s diyagramları

Seilinger çevriminde:

- 5 → 1 Sabit basınçta emme
- 1 → 2 Adyabatik sıkıştırma
- 2 → 3 Sabit hacimde ısı girişi

$3 \rightarrow 3'$ Sabit basınçta ısı girişi

$3' \rightarrow 4$ Adyabatik genişleme

$4 \rightarrow 1$ Sabit hacimde ısı çıkışı

2.1.3.a. Seilinger çevriminin ısı verimi

Öncelikle giriş ısısı değeri Q_{2-3} ve $Q_{3'-3}$ hesaplanmalıdır;

$$Q_{2-3} = Q_{2-3'} + Q_{3'-3} = C_v(T_{3'} - T_2) + C_p(T_3 - T_{3'}) \quad (2.12)$$

Seilinger çevriminin ısı verimi;

$$\eta_{th-seilinger} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_v(T_{3'} - T_2) + C_p(T_3 - T_{3'})} \quad (2.13)$$

elde edilir (Dağlar 2012).

3. MATERİYAL ve YÖNTEM

3.1. Otomotiv Endüstrisinde Kullanılan Turboşarjlar

Bir motordan alınabilecek gücü artırmanın en iyi yolu silindire gönderilecek yakıt-hava karışımının artırılması ile olur. Bu iki şekilde yapılabilir:

- 1) Motor hacmini artırmak
- 2) Süperşarj ya da turboşarj uygulamak

Motor Hacmini Artırmak

Motor hacmini artırarak hava yakıt oranını yükseltmek mümkündür. Fakat bu, alacağınız daha fazla güç kaybedeceğiniz daha fazla yakıt (yakıt için harcadığınız daha fazla hava) anlamına gelir. Ayrıca bu motorların daha büyük ve ağır olması ve sürtünmenin fazla olması sayılabilecek olumsuz etkilerdir.

Süperşarj

Süperşarj içten yanmalı motorlarda güç üretimini artırmaya yönelik uygulanan bir tekniktir. Normalde bir pistonun pozitif yer değiştirmesi sonucu silindir içerisine hava dolar ve bu hava sıkıştırılarak yanmada kullanılır. Silindir içerisine ne kadar hava gönderilirse üretilen güç o denli yüksek olur. Süperşarj tekniği de bu prensibe dayanır. Bu teknikte hava silindire gönderilmeden önce bir kompresör ile sıkıştırılır ve yüksek basınç sayesinde aynı hacimdeki silindir içerisine daha çok hava emilmiş olur. Sonuç olarak daha fazla yakıt yakılarak aynı motordan süperşarj sayesinde motor hacmini büyütmeden daha fazla güç elde edilmiş olur.

Turboşarj

Turboşarj egzoz gazı ile çalışan süperşarj olarak tanımlanır. Gücünü süperşarj gibi kayışlardan ve dişlilerden değil egzoz gazının basıncından alır. Turboşarj motora atmosferik basıncın üzerinde hava vererek yani aşırı doldurma yaptırarak daha küçük hacimli motordan daha yüksek güç alınmasını sağlayan hareketini egzoz gazının dışarı çıkma basıncından alan bir çeşit pompadır.

Turboşarjın, faydaları;

- Turboşarjlı motor verimlidir.

Turbo şarjın görevi ihtiyaç duyulan gücün daha küçük motor hacimleri ile eldesin sağlamaktır, bu özelliğin kendi içinde üç faydası vardır.

- Daha küçük motor, daha az ağırlık demektir, hareketli aracın daha az yük taşımaya demektir.
- Daha küçük hacim, mevcut araç motorunun daha az yer kaplaması demektir. Buda kullanım alanlarının daha fazla verimli olmasını sağlar.
- Daha küçük motor büyük motora göre yüzey alanları daha küçük olacağı için sürtünmeye harcanan enerji daha az olacaktır ve buda motorunuzdan daha iyi verim almanızı sağlayacaktır.

- Turboşarjlı motor çevrecidir.

Turboşarjın ilk kullanılmaya başlandığı yıllarda sadece alınan güç ön plandaydı. Daha sonraki yıllarda egzoz emisyon değerlerinin belli standartlarda tutulmasının zorunluluk haline getirilmesi motor üreticilerinin motorlarını geliştirmesi hususunda ekstra çaba sarf etmelerine sebep oldu. Bu motorların bu emisyon değerini tutturalabilmeleri için turboşarj vazgeçilmez hale geldi.

- Turboşarjlı motor güvenli ve keyifli sürüş olanağı sağlar.

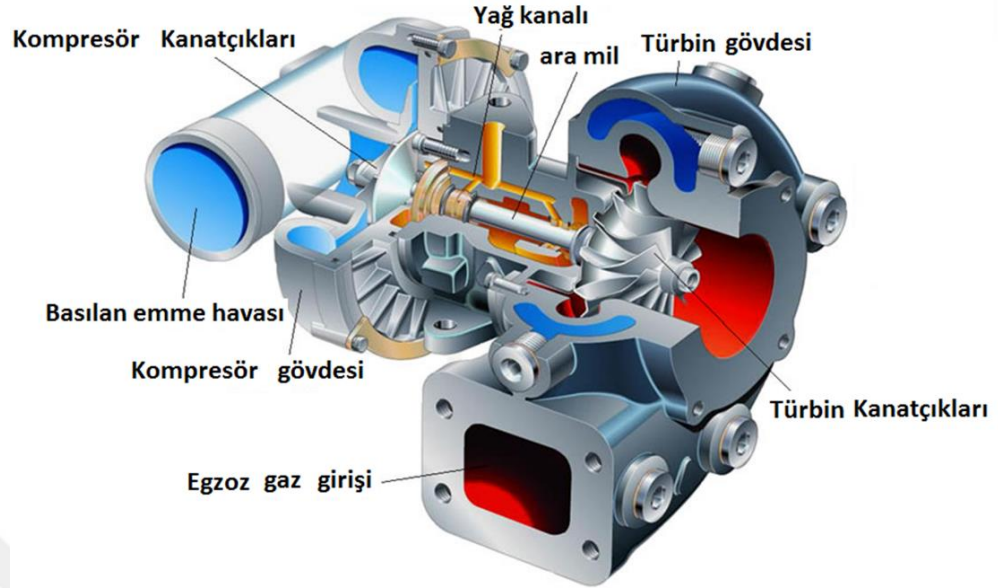
Turboşarjlı motorun ürettiği yüksek tork sayesinde motorun esnekliği artar ve hızlanma tepki süresi kısalmır. Buda özellikle sollamalarda ya da ani güç istenen anlarda sürücüye büyük avantaj sağlar. Ayrıca yüksek rakımlı yerlerde hava yoğunluğunun azalması motorun çekişten düşmesine sebep olur bu sorun turboşarjlı motorlarda fazla hissedilmez.

Turboşarj oluştuğu 6 temel bölüm aşağıda açıklanmaktadır.

- **Egzoz Salyangozu (Turbine Housing):** Turbonun egzoz manifolduna bağlı olan parçasıdır, çok yüksek sıcaklıklara dayanıklıdır.
- **Gövde (Bearing Housing):** Turbo şarjın orta kısmında yer alır. Salyangozların bir arada tutulmasını sağlar. İçerisinde yağ giriş ve çıkış delikleri vardır. İç kısmı yağlama kolaylığı için kanallı bir şekilde imal edilmiştir.
- **Emme Salyangozu (Compressor Housing):** Turbonun hava emme manifolduna bağlı olduğu parçadır. Çok yüksek sıcaklıklara maruz kalmaz. Bu nedenle alüminyumdan yapılmıştır
- **Emme Pervanesi (Compressor Wheel):** Alüminyumdan imal edilmiştir bu sebeple hassastır. En ufak bir yabancı cisim pervanesinin hasar görmesine sebep olabilir. Ayrıca motora basınçlı havayı gönderen emme pervanesidir.
- **Milli Pervane (Shaft and Wheel):** Sürekli burulma momentine ve aşırı ısıya maruz kaldığından nikel alaşımlı çok sağlam malzemeden imal edilir. Egzoz gazının hareket enerjisinin dönme enerjisine dönüşümünü sağlayan aktarma organıdır.
- **Tamir Takımı (Repair Kit):** Burçlar, segmanlar, contalar, vidalardır

3.1.1. Turboşarjın yapısı

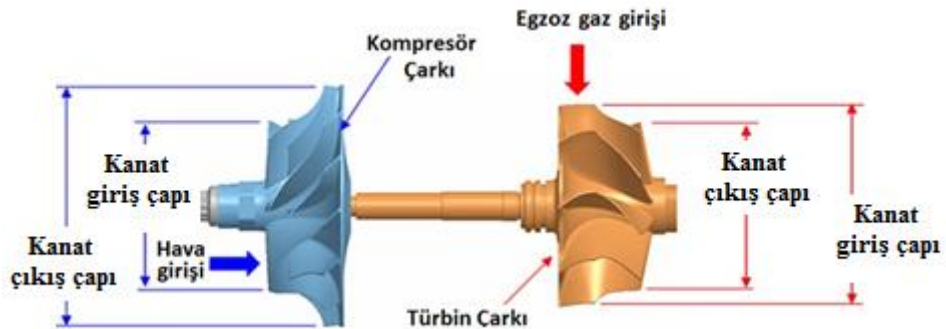
Turboşarj; türbin, kompresör ve yatak olmak üzere üç ana kısma ayrılır. Şekil 3.1'de bir turboşarjın kesit resmi verilmiştir.



Şekil 3.1. Standart bir turboşarjın kısımları ve gaz akış yolları

Trim turboşarjın çarklarının iç ve dış çaplarının kareleri arasındaki orandır. Trim miktarı, çarklardan geçirilebilecek gazın kapasitesini ifade eder. Trim arttıkça çarktan geçen gazın miktarı artar ve aynı şekilde tam tersi de geçerlidir.

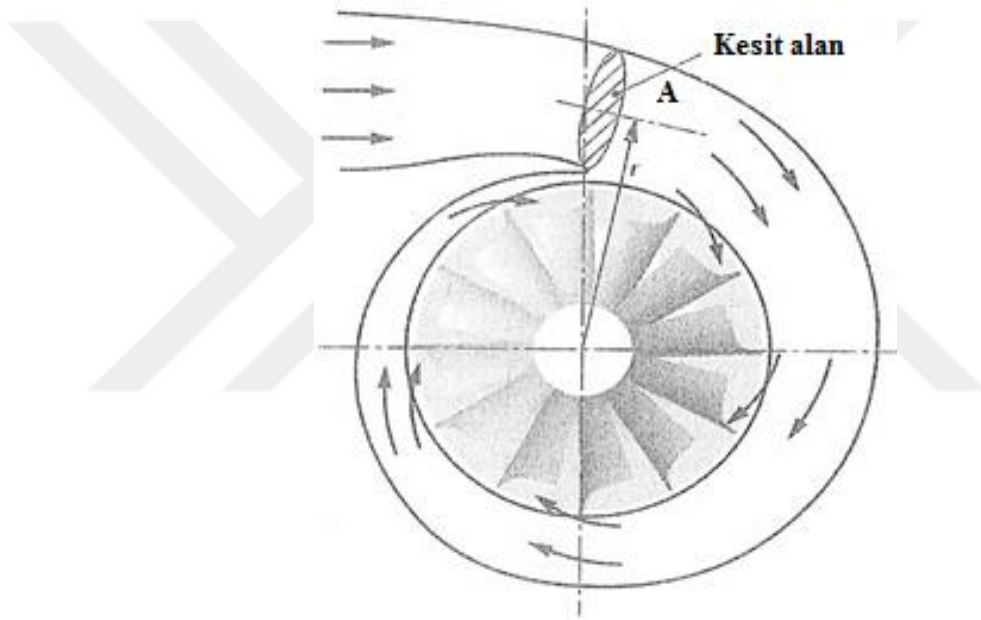
$$Trim = \left(\frac{D_{iç}}{D_{dış}} \right)^2 * 100 = \left(\frac{Kanat\ giriş\ çapı}{Kanat\ çıkış\ çapı} \right)^2 * 100 \quad (3.1)$$



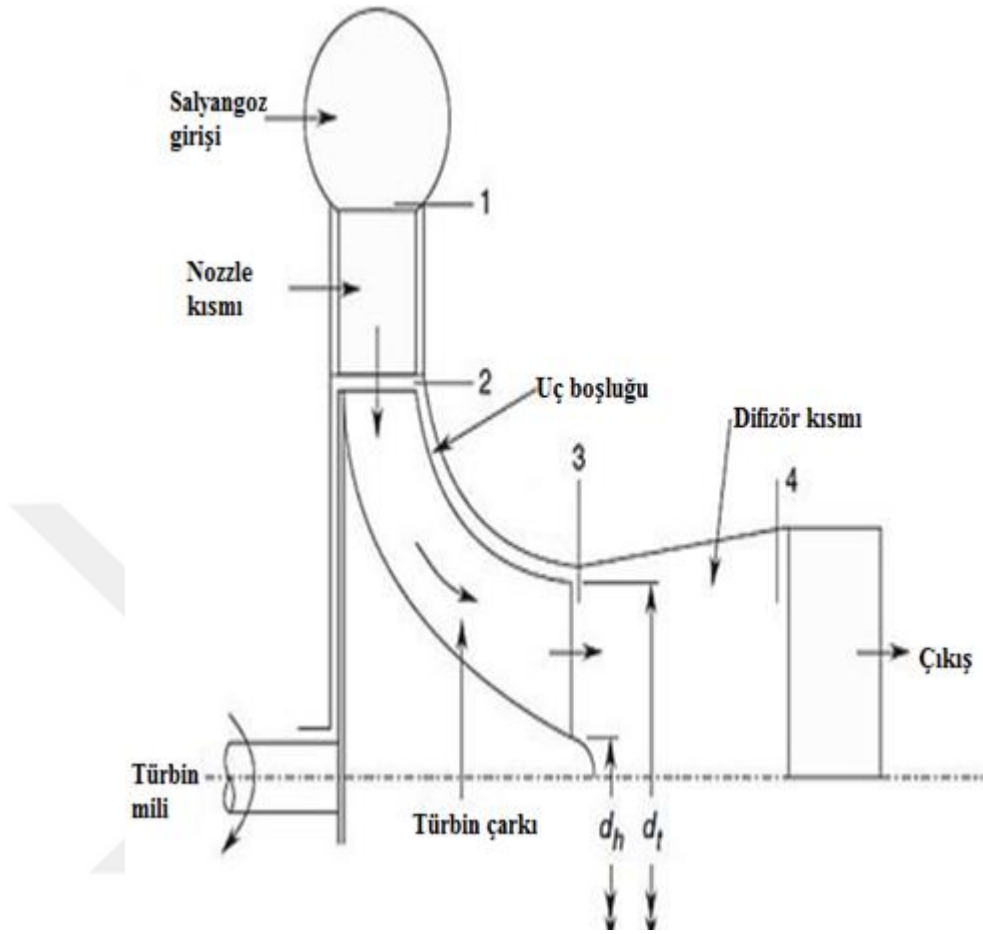
Şekil 3.2. Turboşarjla ilgili çarklar

3.1.1.a. Türbin kısmı

Egzoz gazından gelen gazların girdiği kısım türbin muhafazasıdır. Burada bulunan türbin fanına yüksek hızlı ve sıcak egzoz gazları çarparak büyük hızla döndürür ve çıkış kanalından turboyu terk eder. Türbin fanının dönmesiyle türbin mili ve türbine bağlı olan diğer taraftaki kompresör fanı da döner. Kısacası turbo hareketinin oluştuğu kısım türbin kısmıdır.



Şekil 3.3. Türbin salyangozu ve egzoz gazının giriş alanı (Baines 2005)



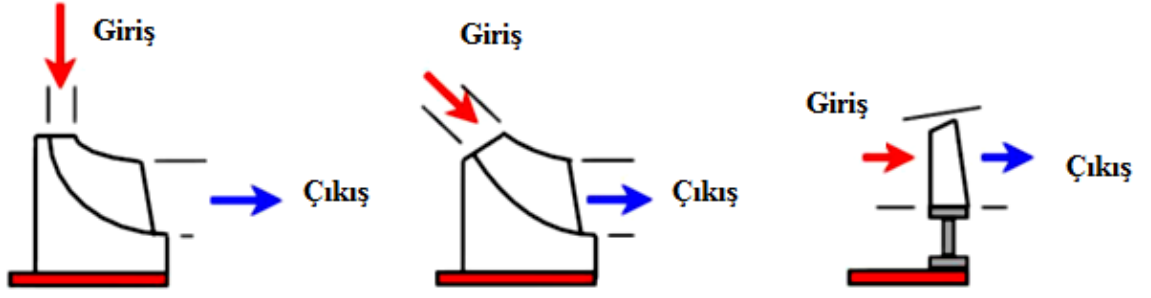
Şekil 3.4. Türbinin kesit resmi

Üç farklı türbin çarkı bulunmaktadır; bunlardan birincisi radyal (Radial turbine) diğeri karma (Mixed flow turbine) ve sonuncusu ise akseneldir (Axial turbine).

Radyal türbin: Gaz türbine radyal yönde girip aksenel yönde terk etmektedir.

Karma türbin: Gaz türbine çap yönde girip ve aksenel yönde çıkmaktadır.

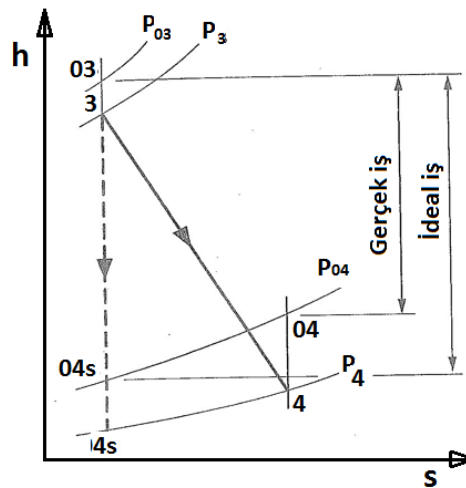
Aksenel türbin: Gaz türbine sadece aksenel girip aksenel çıkmaktadır.



Şekil 3.5. Sırasıyla radyal, karma ve eksenel akışlı türbin tipleri

1. Türbinin Çalışma Karakteristiği

Türbine giren egzoz gazları türbini terk edene kadar genişlerler. Bu genişleme olayı gazların enerjinin düşmesi ile meydana gelir. Enerji düşmesi ile ifade edilen şey enerjinin harcanmasıdır. Enerjinin harcandığı yer ise kanatçıklardır. Türbine giren egzoz gazların kinetik enerjisinden türbinin milinde mekanik enerji elde edilmektedir. Türbin tarafından üretilen gücü, milin diğer tarafındaki kompresör harcar. Tüm bu olaylar ise gazların genişlemesiyle olur. Genişleme iki çeşittir: Birincisi izotropik genişleme ikincisi ise gerçek genişlemedir. Şekil 3.6'da görüldüğü gibi türbinin genişlemesi çizgileri h-s diyagramında gösterilmektedir.



Şekil 3.6. Türbinde genişleme olayının h-s diyagramı üzerinde çizimleri (Baines 2005)

Türbinin verimi Şekil 3.2'deki denklem ile ifade edilir.

$$\eta_{T,tt} = \frac{\text{gerçek iş}}{\text{ideal iş}} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} \quad (3.2)$$

Türbin verimi sıcaklık cinsinden yazılırsa:

$$\eta_{T,tt} = \frac{C_P(T_{03} - T_{04})}{C_P(T_{03} - T_{04s})} = \frac{T_{03}(1 - T_{04}/T_{03})}{T_{03}(1 - T_{04s}/T_{03})} \quad (3.3)$$

Ayrıca

$$T_{04s}/T_{03} = (P_{04}/P_{03})^{(k_e-1)/k_e} \quad (3.4)$$

3.4 denklemi 3.3 deki denklemde yerine yazılırsa:

$$\eta_{T,tt} = \frac{1 - T_{04}/T_{03}}{1 - (P_{04}/P_{03})^{(k_e-1)/k_e}} \quad (3.5)$$

Elde edilen iş eşitliği şöyle olur;

$$\begin{aligned} P_T &= m_e C_{pe}(T_{03} - T_{04}) = m_e C_{pe} T_{03} \left(1 - \frac{T_{04}}{T_{03}}\right) \\ &= m_e C_{pe} T_{03} \eta_{T,tt} (1 - (P_{04}/P_{03})^{(k_e-1)/k_e}) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Eğer genişleme oranı (er) birbirine eşitse:

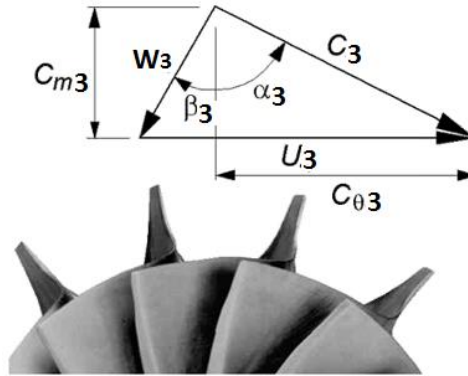
$$er = \frac{\text{giriş basınc}}{\text{çıkış basınc}} = \frac{P_{03}}{P_{04}} \quad P_T = m_e \cdot C \cdot T_0 \eta_{T,tt} \left(1 - (1/er)^{(k_e-1)/k_e} \right) \quad (3.7)$$

Kütle korunumu yazılırsa:

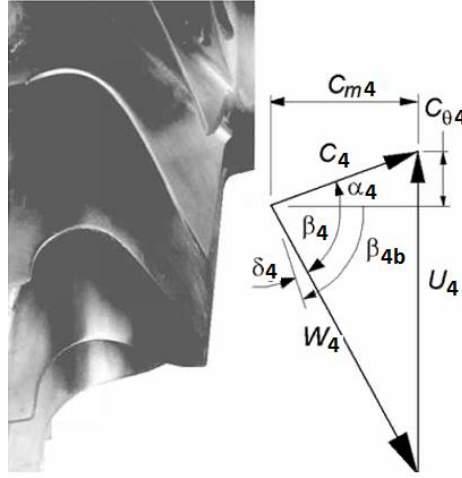
$$m_e = m_a + m_f, \quad \frac{m_e}{m_a} = 1 + \frac{m_f}{m_a} = 1 + \frac{1}{AFR} \quad (3.8)$$

2. Türbin Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri

Egzoz gazları türbin çarkının kanatçıklarına yaklaştığında ve kanatçığına çarparken bir hız üçgeni oluşturmaktadır. Bu hız üçgeninde ise üç tane hız bulunmaktadır. Birincisi bağıl hız, kanatçık profili doğrultusunda, ikincisi çevresel hız pervane düzlemi doğrultusunda, diğeri ise mutlak hızdır. Bir türbinin giriş ve çıkışındaki hız üçgenleri açılarıyla birlikte Şekil 3.7 ve Şekil 3.8'de gösterilmektedir.



Şekil 3.7. Türbin kanatçığındaki giriş gazlarının hızlarının vektörel gösterimi (Moustapha *et al.* 2003)

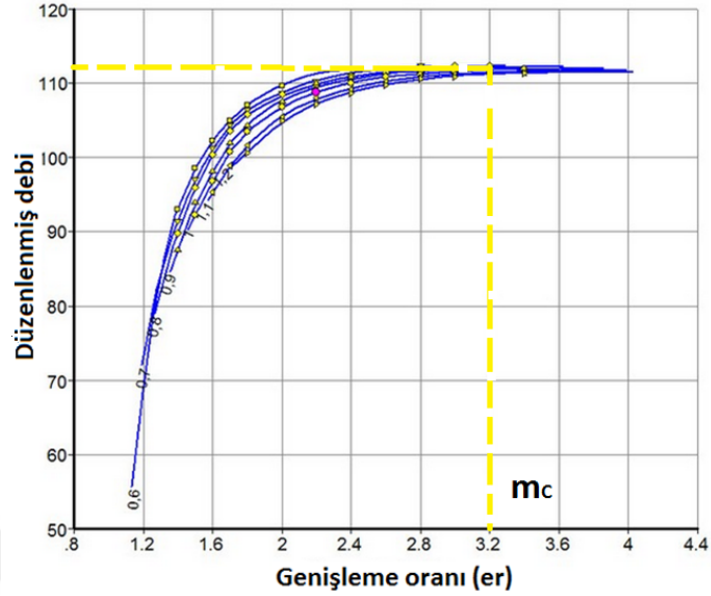


Şekil 3.8. Türbin kanatçığındaki çıkış gazlarının hızlarının vektörel gösterimi (Moustapha *et al.* 2003)

3. Türbin haritaları

•Performans haritası

Turboşarjlarda işi üreten eleman türbindir. Türbine egzoz gazları çap yönünde radyal girmektedir ve türbini eksenel yönde terk etmektedirler. Egzoz gazlarının bazı özellikleri (basınç, sıcaklık ve debi) elde edilen işin miktarını etkilemektedir. Türbin haritasından yararlanılarak analiz işlemi yapmak daha basit olur. Şekil 3.9'da görüldüğü gibi X ekseninde genişleme oranı, Y ekseninde ise düzenlenmiş debi yer almaktadır.

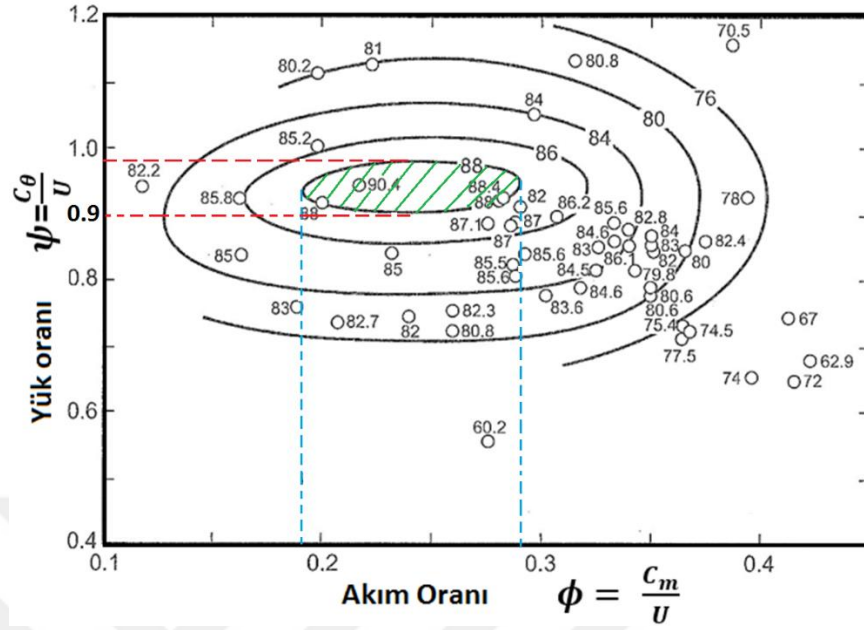


Şekil 3.9. Bir radyal türbinin performans haritası

Bir türbinde kütleli debi genişleme oranına göre değişir. Belli bir genişleme olayından sonra kütleli debideki artış yavaşlar ve belli bir noktada ise sabit kalır. Bu duruma boğulma (choke) denir. Türbin tasarımında bu noktaya yaklaşılmaması tavsiye edilir.

• Yük – Akım haritası

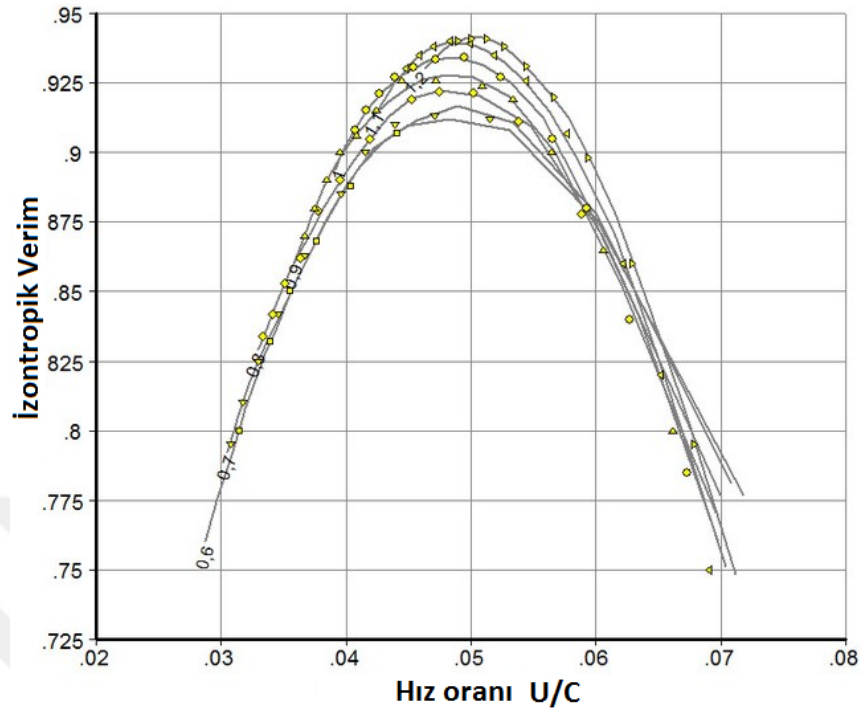
Türbin tasarımda boyutsuz sayı olan akım (Φ) ve yük (φ) oranı yük akım haritasında gösterilir. Ayrıca bu diyagramda belirli akım ve yük oranında verim miktarı bulunmaktadır. Şekil 3.10'da yüksek verimli alan taralı şekilde gösterilmiştir. Türbinin boyutunda ve malzemesindeki herhangi bir değişiklik yük ve akım oranlarında da bir değişiklik oluşturur. Akım oranı türbin kanatçığının çapına bağlıdır. Yük oranı ise türbinin malzemesine bağlıdır. Akım oranı ne kadar yüksek olursa türbin boyutu o kadar küçülür. Boyut küçüldükçe ise turboşarjın devri artar ve verim düşer.



Şekil 3.10. Radyal türbinlerde akım ve yük oranları (Baines 2005)

- Hız – verim haritası

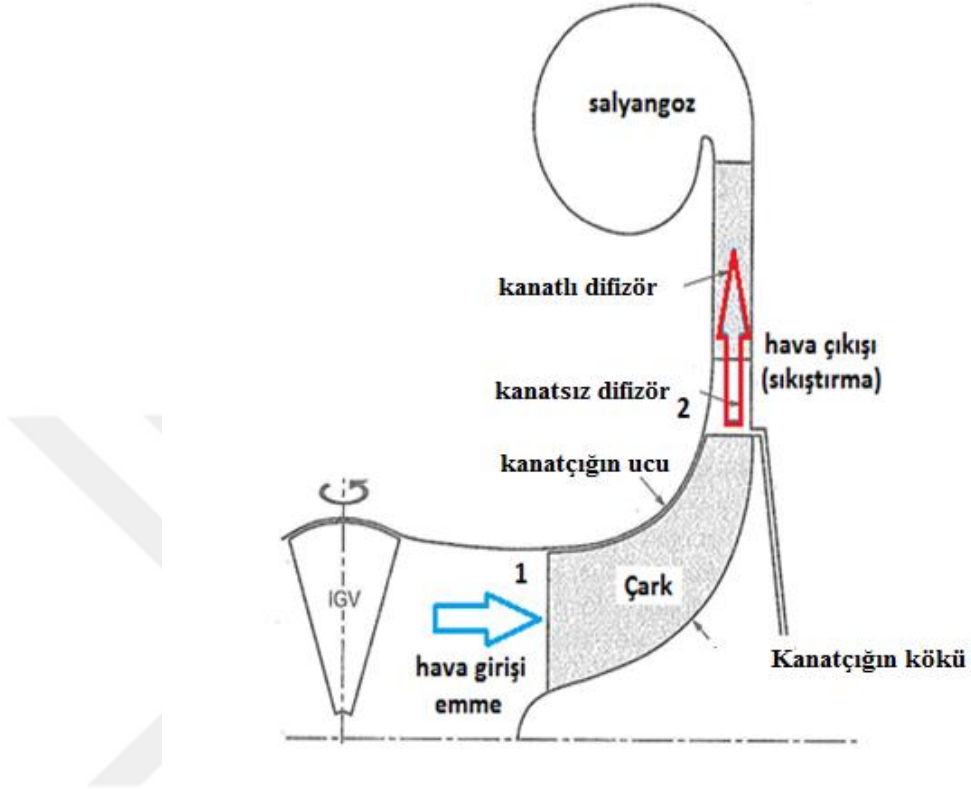
Hız ve verim haritasının da türbin tasarımında kullanılması önerilmektedir. Türbin tasarımında amaç verimli, ömrü uzun, sıcaklığa dayanıklı, maliyeti düşük ve motora en iyi şekilde uyum sağlayan türbin üretebilmektir. Hız-verim haritasının bu amaca ulaşmak için kullanılması tavsiye edilmektedir. Şekil 3.11'deki diyagram, hız oranına göre verim miktarını göstermektedir.



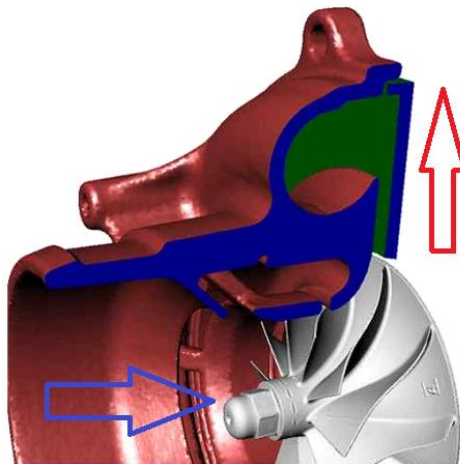
Şekil 3.11. Hız oranı ve verim arasındaki ilişki

3.1.1.b. Kompresör kısmı

Milin dönmesiyle birlikte temiz hava tarafındaki kompresör muhafazasının içinde bulunan kompresör fanıda büyük bir hızla döner. Fanın dönmesiyle hava filtresinden gelen temiz hava kanatçıkların arasına dolar ve büyük bir hızla üflenir, bunun sonucunda basınçlı temiz hava turbo kompresörden intercooler a basılmış olur.

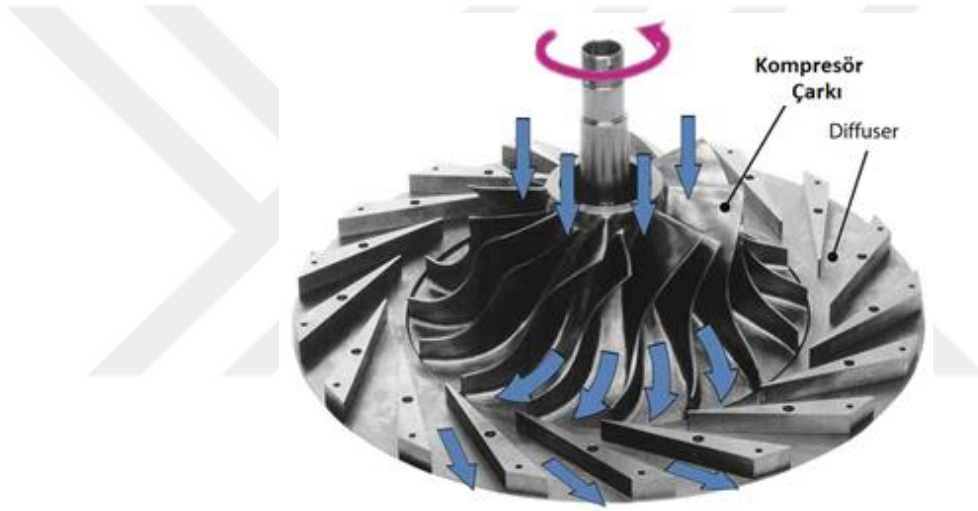


Şekil 3.12. Kompresör yapısının kesit resmi (Japikse 1996)



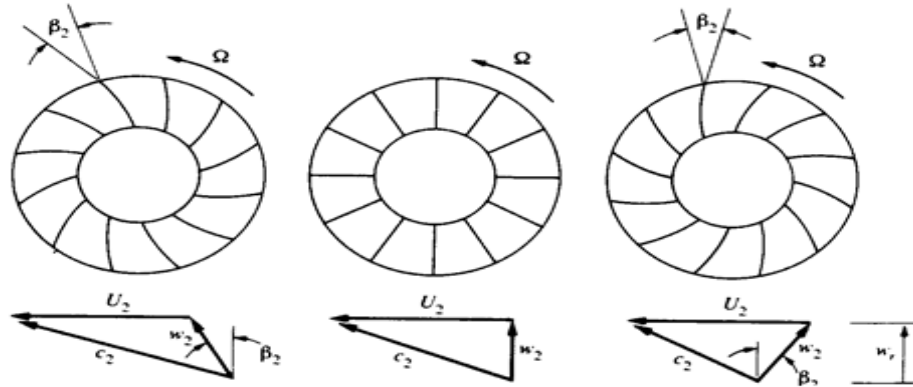
Şekil 3.13. Kompresör salyangozunun kesit resmi (Krivitzky 2012)

Basılan havanın hızını azaltmaya yarayan araca difüzör adı verilmektedir. Difüzörün görevi rotor tarafından hızlandırılan akışkanın kanat çıkış kısmındaki hız enerjisinin bir kısmını basınç enerjisine dönüştürmektir. Difüzör çıkışında özel bir toplayıcı bulunur. Bu toplayıcı sıkışmış akışkanı toplayıp doldurucu çıkışına doğru yönlendirir. Bu şekilde hava gerekli basıncı elde etmektedir. Basınç arttıkça sıcaklıkta artmaktadır. Havanın sıcaklığındaki artış havanın yoğunluğunda bir düşüşe sebep olur ve bu sebeple yanma odasına giren havanın miktarı azalır. Bu nedenle motora basılacak havanın yoğunluğunu artırmak için hava bir ara soğutucudan geçirilir.



Şekil 3.14. Kompresörün çarkı ve kanatçıklarının genel şematik resmi (Frese *et al.* 2014)

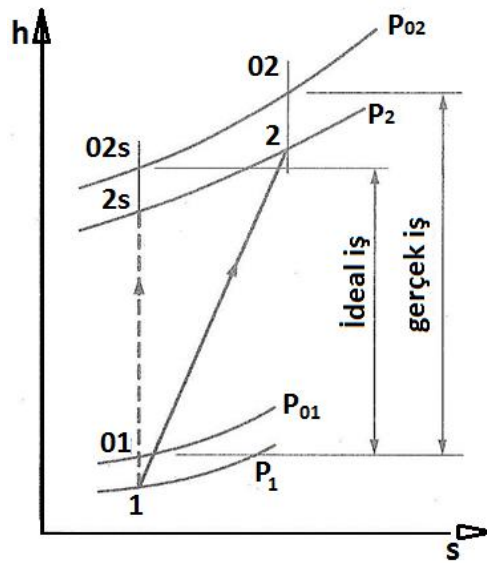
Merkezkaç kompresörlerde, çark kanatları girişte tam eksensel ve çıkışta tam radyal doğrultuda yapılabildiği gibi (düz kanat), radyal ve eksensel doğrultu ile belli bir açıya sahip şekilde de (eğik kanat) yapılabilir. En basit çark tasarımı, düz kanat şeklinde yapılan tasarımdır.



Şekil 3.15. Tam kanat ve yarım kanat şekli

1. Kompresörün çalışma karakteristiği

Atmosfer basıncında havayı emip sıkıştırarak salyangoz içerisinde motorun silindrine gönderen araç kompresördür. Bu sırada havanın sıcaklığında ve basıncında bir miktar artış olmaktadır ve sonuç olarak kompresörün yaptığı işe göre bir verim elde edilmektedir. Şekil 3.16 sıkıştırma olayı ideal ve gerçek olarak h-s diyagramı üzerinde gösterilmektedir.



Şekil 3.16. Kompresörde sıkıştırma olayın h-s diyagramı üzerinde çizimleri (Baines 2005)

Kompresör verimini denklem 3.9 şeklinde ifade edersek:

$$\eta_{c,tt} = \frac{\text{ideal iş}}{\text{gerçek iş}} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (3.9)$$

Denklem sıcaklık cinsinden yazılırsa:

$$\eta_{c,tt} = \frac{C_{pa}(T_{02s} - T_{01})}{C_{pa}(T_{02} - T_{01})} = \frac{T_{01}(\frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1)}{T_{01}(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1)} \quad (3.10)$$

Ayrıca:

$$T_{02s} = T_{01} \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(k-1)/k} \quad (3.11)$$

3.11 deki denklem eşitlikte yerine yazılırsa:

$$\eta_{c,tt} = \frac{(P_{02}/P_{01})^{(k-1)/k} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1} \quad (3.12)$$

Kompresörün harcadığı iş:

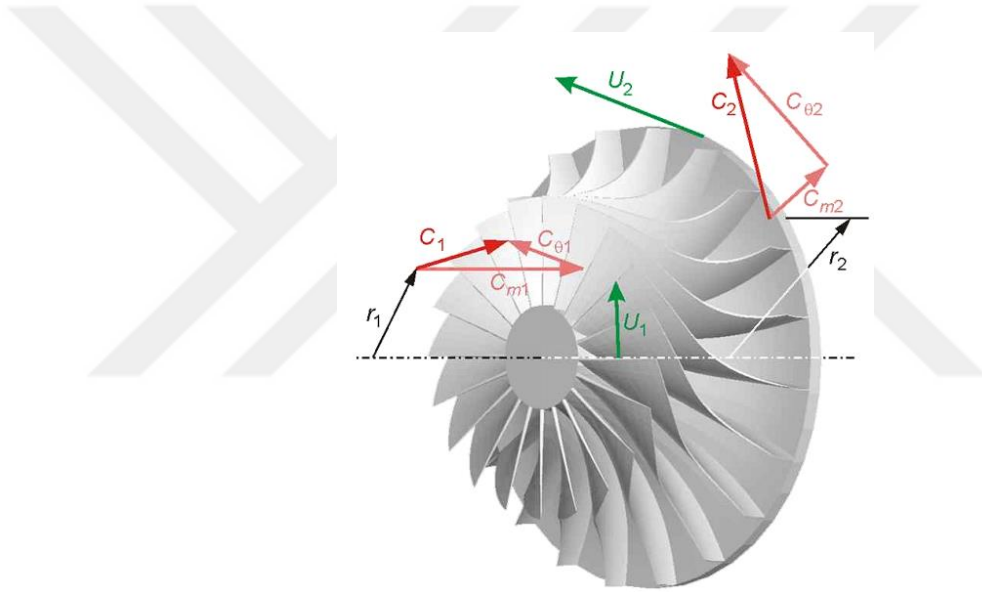
$$\begin{aligned} P_C &= m_a C_{pa} (T_{02} - T_{01}) = m_a C_{pa} T_{01} \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right) \\ &= \frac{m_a C_{pa} T_{01}}{\eta_{c,tt}} \left((P_{02}/P_{01})^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right) \end{aligned} \quad (3.13)$$

Eğer basınç oranı eşitse:

$$Pr = \frac{\text{çıkış basıncı}}{\text{giriş basıncı}} = \frac{P_{02}}{P_{01}}; P_C = \frac{m_a C_{pa} T_{01}}{\eta_{c,tt}} ((pr)^{(k_e-1)/k_e} - 1) \quad (3.14)$$

2. Kompresör girişi ve çıkış hız üçgenleri

Turboşarjlarda makinenin özelliklerini tayin etmemize hız üçgenleri yardımcı olur. Bir kompresörün giriş ve çıkışındaki bölgelerinde hız üçgeni Şekil 3.17' de gösterilmiştir. Tıpkı türbinin hız üçgenlerinde olduğu gibi üç farklı hız üçgeni oluşur.

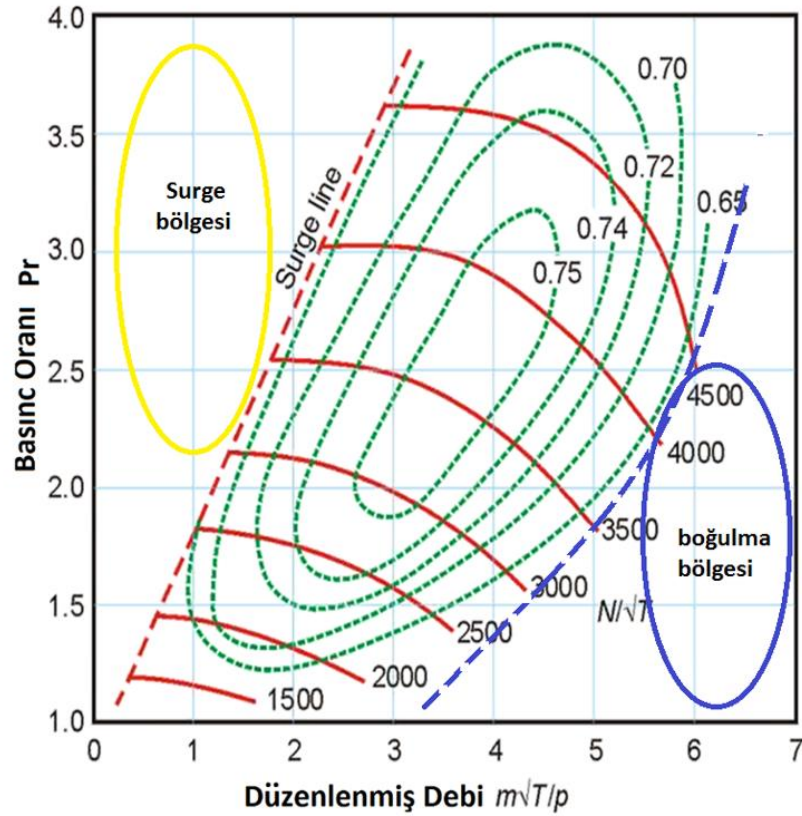


Şekil 3.17. Kompresöre giren ve çıkan gazların hızlarının vektörel gösterimi

3. Kompresör performans haritası

Turboşarjın bir kısmında türbin diğer kısmında ise kompresör yer almaktadır. Yani turboşarjın veriminin %50 si kompresörün verimine bağlıdır. Kompresör havayı sıkıştırarak silindire gönderir. Kompresörün gönderdiği havanın basınç ve miktarı, motorun farklı çalışma şartlarını karşılamalıdır. Kompresör performans haritasında basınç oranı, debi, devir ve verim yer almaktadır. Kompresör performans haritası üzerinde kompresörün çalıştığı kritik noktalar belirtilir. Kompresörün hem iyi bir performans hem de motora uyumlu çalışabilmesi için bu kritik aralıklara dikkat edilmesi

gerekir. Bir kompresör tasarımı yapılırken tüm bu olayların incelenmesi gerekir. Bu işlemi ise performans haritası ile gerçekleştirilmektedir. Şekil 3.4 örnek bir kompresörün performans haritası verilmiştir. Bu haritada x eksenini düzenlenmiş debiyi y eksenini ise basınç oranını ifade etmektedir.

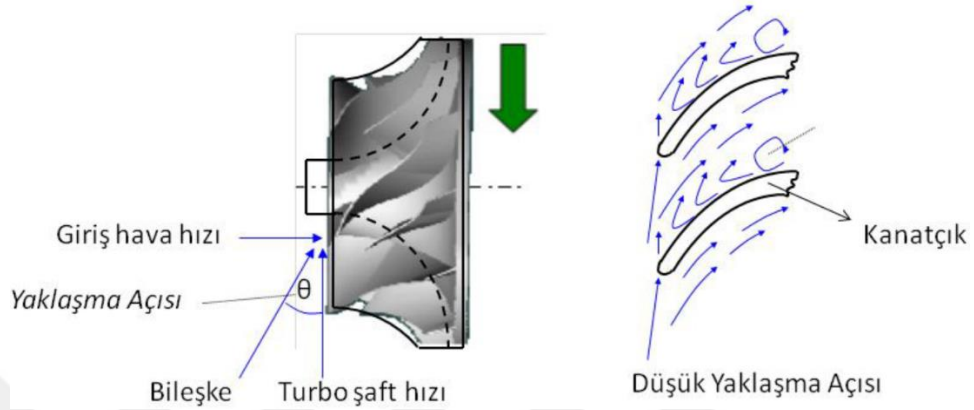


Şekil 3.18. Kompresör performans haritası (Baines 2005)

Haritada kompresörün çalışma sınırlarını belirleyen üç faktör vardır. Bunlar: dalga limiti (surge limit),boğulma limiti(choke limit) ve maksimum hız limitidir.

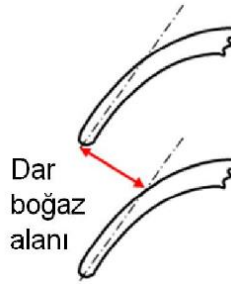
Dalga limiti (surge limit): Kompresör çarkının kararlı bir şekilde dönebilmesi için gerekli olan minimum hava tarafından oluşturulan sınırdır. Düşük hava debilerinde turbo hızı artarsa kompresör üzerindeki kanatçıklarda hava yeterli oranda tutunamaz. Bu tutunma kaybından dolayı kompresör içerisinde kararsız bir durum ve basınç dalgalanmaları görülür. Bu durumu önlemek için kanatçık açılarına düzgün girişi

sağlayabilecek kompresör giriş yönleri belirlenir. Şekil 3.19’da dalgalanmanın nasıl olduğu gösterilmiştir



Şekil 3.19. Kompresörde surge olayı

Boğulma Limiti (choke limiti): Kanatçıkların arasındaki en dar alanda gaz akışının hızının ses hızını aşması olayıdır.



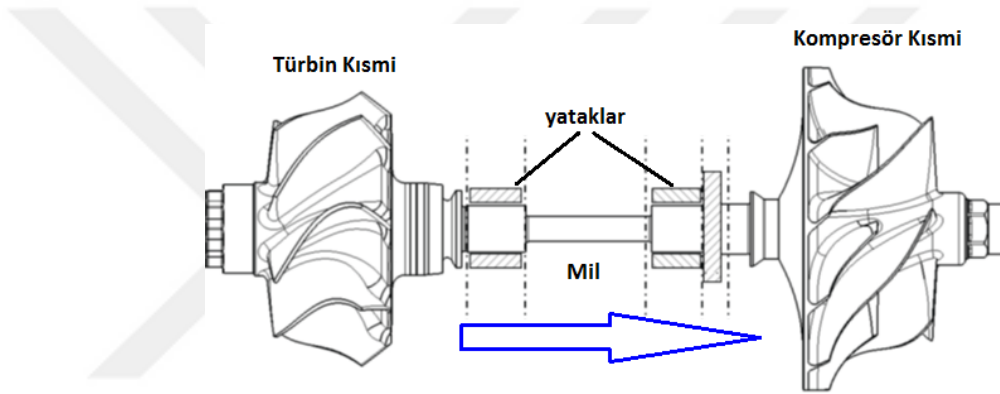
Şekil 3.20. Choke olayına etki eden kanatçıklar arasındaki minimum geçiş alanı

Maksimum hız limiti: Turboşarj şaft hızının limitini belirler. Mekanik sınırlar çerçevesinde bu hızın aşılması sonucunda turboşarj görevini yerine getiremeyecektir.

Kompresör haritası bir motora turbo seçimi esnasında kullanılan temel verilerden birisidir. Motor performans değerlerinin sağlanıp sağlanamayacağı bu haritalardan anlaşılabilir.

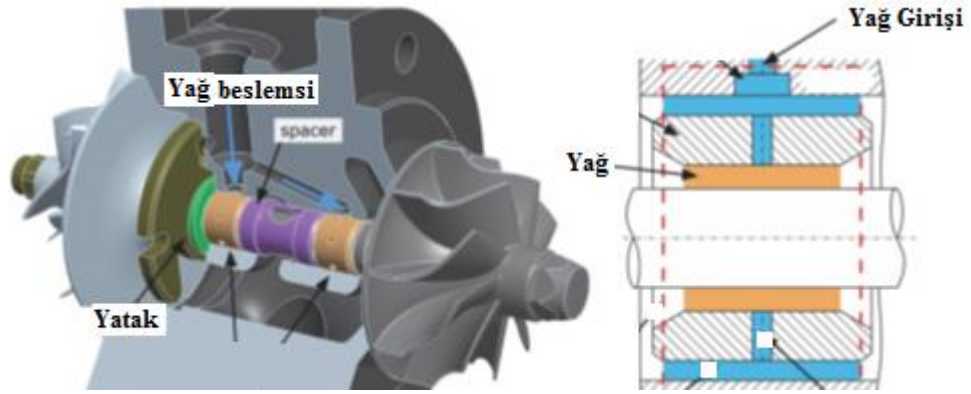
3.1.1.c. Yatak kısmı

Türbin kısmı ile kompresör kısmı arasındaki bölge yatak kısmıdır. Turboşarjın mili yataklar üstüne konulur ve onların desteği ile dönebilmektedir. Türbin kısmında üretilen iş mil ve yataklar vasıtasıyla kompresör kısmına aktarılmaktadır. Bir turboşarj şaftının devir sayısı 300000 d/d hıza kadar çıkabilmektedir. En yaygın kullanılan yatak türü kaymalı yataklardır. Hem türbin tarafında hem kompresör tarafında olmak üzere iki tane kaymalı yatak bulunmaktadır.



Şekil 3.21. Türbin ve kompresör kısımların yatakları

Yatakların devamlı olarak çalışmasını sağlayan temel madde yağdır. Yağ, turboşarja yatak gömleğinin üst tarafından girip yataklarda gerekli basıncı sağladıktan sonra yerçekiminin etkisiyle gömleğin alt kısmındaki tahliye deliğinden turboşarjdan atılıp kartere tahliye hortumuyla iletilmektedir. Yağ sürekli devir daim edilir. Bunun sebebi ise yataklarda oluşan sıcaklığın tahliye edilebilmesidir. Sıcaklığı artan yağ yerine filtrelenmiş soğuk yağ girer. Böylece yataklarda oluşan ve çevreden gelen sıcaklıklar yağ ile beraber atılmış olur.

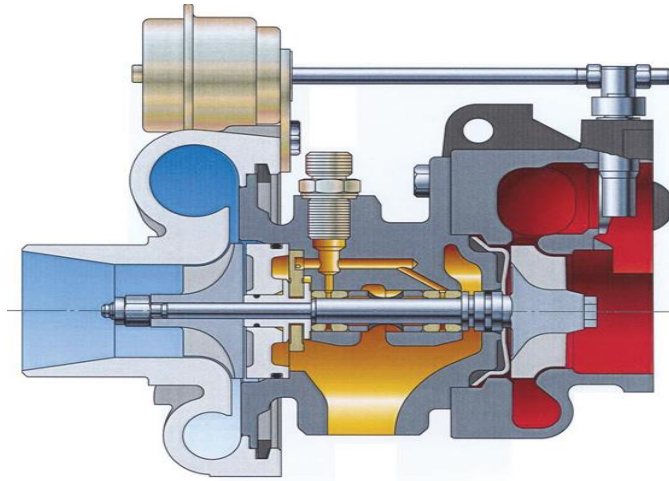


Şekil 3.22. Turboşarj yataklarının yağlanması (Porzing *et al.* 2014)

3.1.2. Turboşarj çeşitleri

3.1.2.a. Tek Kademeli turboşarj çeşitleri

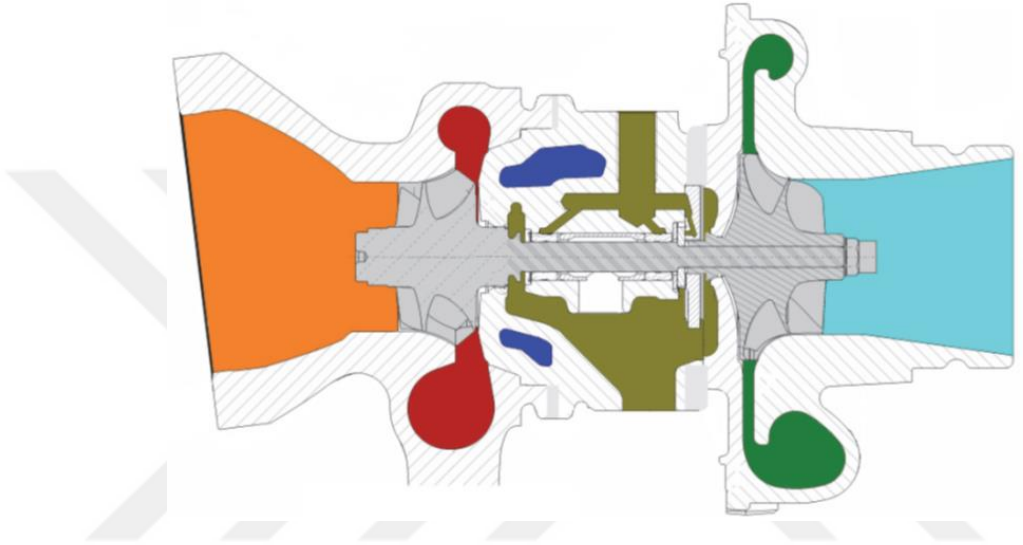
Turboşarjları tek ve çift kademeli turboşarjlar olmak üzere ikiye ayırabiliriz. Tek kademeli sistemlerde motorda tek bir turboşarj bulunmakta ve tüm egzoz gazları bu turboşarjdan geçirilmektedir. Şekil 3.23'de tek kademeli bir turboşarj görünmektedir.



Şekil 3.23. Tek kademeli turboşarj kesit resmi (Schwarz and Andrew 2014)

1. Sabit Geometrilili Turboşarjlar

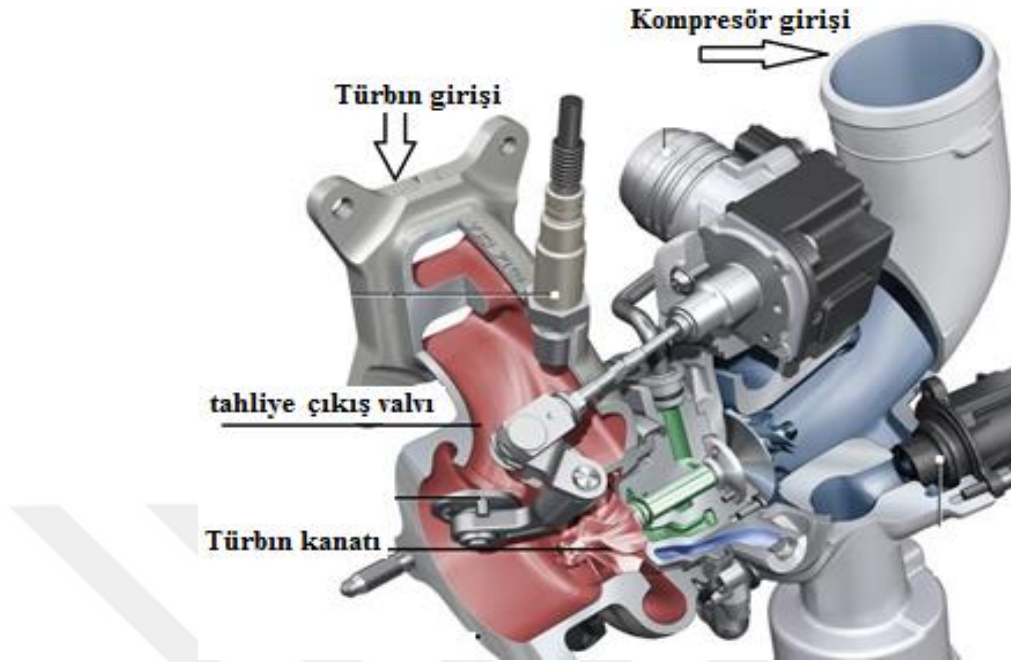
Turboşarj sadece bir türbin ve bir kompresörden oluşmaktadır ve ortada ise bir mil bulunmaktadır.



Şekil 3.24. Sabit geometri turboşarj kesit resmi (Filsinger *et al.* 2014)

2. Tahliye supaplı turboşarjlar

Üst devirlerde egzoz gazı belli bir basınç değerini aştığında yapısal bir çözüm olarak kullanılmaya başlanan turboşarj tipidir. Turbonun içinde bulunan pervaneler motorun neredeyse 40-50 katı daha fazla hızla dönerler ve çok yüksek basınçlara maruz kalırlar. Bunun önüne geçmek isteyen üreticiler wastegate gibi mekanizmaları turboya entegre ederler.



Şekil 3.25. Tahliye çıkışlı turboşarj kesit resmi (Wurms *et al.* 2011)

Basınçları günden güne artan ve 1.0 litre hacminde ve 3 silindirli motordan bile rahatlıkla 2.0 litre atmosferik motora denk güç alınmasını sağlayan turbo besleme sistemleri bu kadar yüksek basınç altında hem motora hem de kendine zarar verme potansiyeli vardır. Bu zararı önleyebilmek için wastegate kullanılır. Egzoz hattında bulunur.

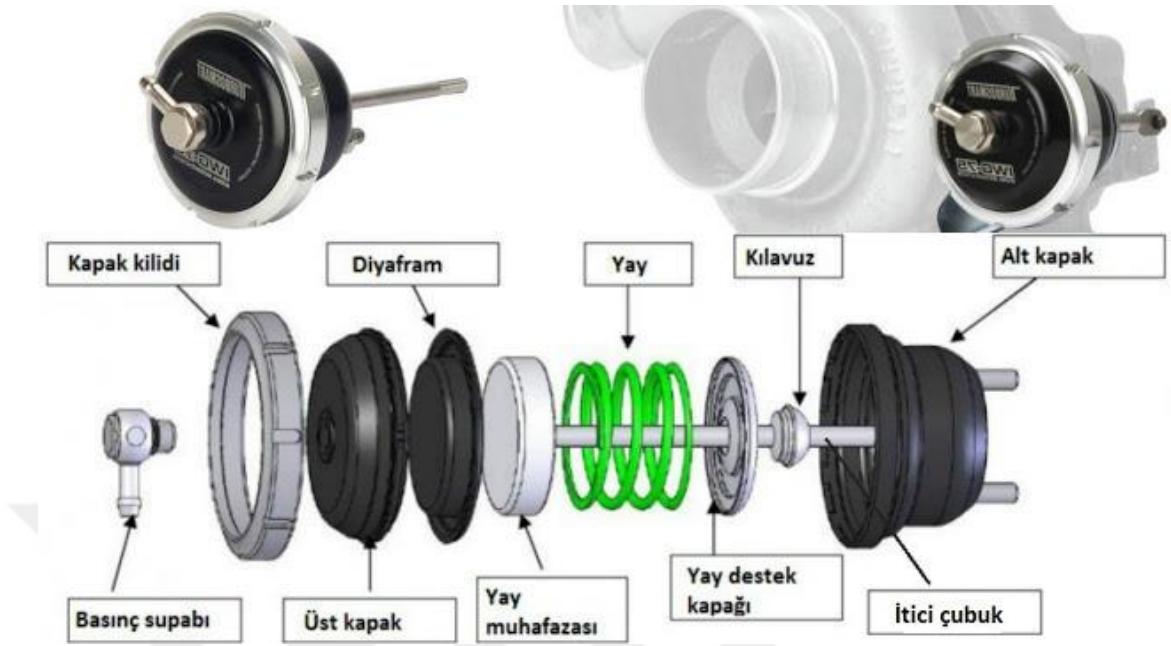
Motorun çalışması esnasında meydana gelen tek atık şey egzoz gazlarıdır. Ancak turbo beslemeye sahip motorlarda motorun atığı olan egzoz gazları turbo türbininden geçmek zorundadır. Çok yüksek basınca sahip olan bu gazlar türbin pervanesine dakikada 250.000-300.000 devir döndürebilir. Ancak her turbo pervanesi belli bir hız ve basınç altında çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır. Motorun aşırı zorlanması sonucu basınç daha yüksek seviyelere çıkabilir ve bunun sonucu olarak da aynı mil üzerinde birbirine direkt olarak bağlı olan türbin ve kompresör pervaneleri hasar görebilir. Üreticiler bu hasarı önlemek için wastegate mekanizmasını tasarlamıştır. Bu mekanizma aslında bir çeşit supap ve bypass tertibatıdır.

Egzoz hattında türbin pervanesinden önce ayrı bir kanal bulunmaktadır. Bu hattı kapatan bir supap mekanizması mevcuttur. Bu supap mekanizması wastegate sistemine bağlıdır. Wastegate sistemi ise yaylı ve basınca duyarlı bir tertibattır. Emme hattındaki maksimum basınca ayarlı bir sertlikte olan bu yay emme hattından gelen havaya bağlıdır. Yüksek hava basıncı yayı etki eder ve dolayısıyla bağlı olduğu çubuğu iter ve wastegate supabını açmış olur. Bu açılmanın sonucu olarak da basıncı üst limite çıkma eğiliminde olan atık gazlar egzoz hattına tahliye edilmiş olur ve türbine girmeden atılır. Bu sayede sistem rahatlar ve basınç istenilen seviyede tutulur ve dengelenir. Basıncın istenilen değerlerde tutulması sayesinde turbo ve motorun zarar görmesi engellenmiş olur.

Egzoz gazı, tahrik kolu vasıtasıyla kontrol edilen tahliye supabından türbin kanatçıklarına gelmeden egzoz sistemine geçmektedir. Tahliye supabının pozisyonuna göre türbinden geçen egzoz gazı miktarı ayarlanabilmektedir. Tahliye supabının kontrol mekanizmasına göre 'wastegate'li turboşarjlar iki çeşide ayrılmaktadır:

Pnömatik kontrol wastegate: Kompresörde basınçlı havanın bulunduğu kısma bu basıncı iletecek bir hortum bağlıdır. Bu hortumun diğer ucu da türbinin girişinde tahliye supabını harekete ettirebilecek bir kola bağlıdır. Böylece kompresördeki basınç belirli bir seviyeye kadar artmakta, limit değeri geçildikten sonra ise tahliye supabı açılmaya başlamaktadır. Bu supapla egzoz gazının bir kısmı tahliye edilerek kompresörün basıncı düşürülmektedir. Bu olayın süresi tahrik kolunun üstündeki yayın itme gücüyle kompresörün basma basıncının dengeye gelmesine kadar sürmektedir.

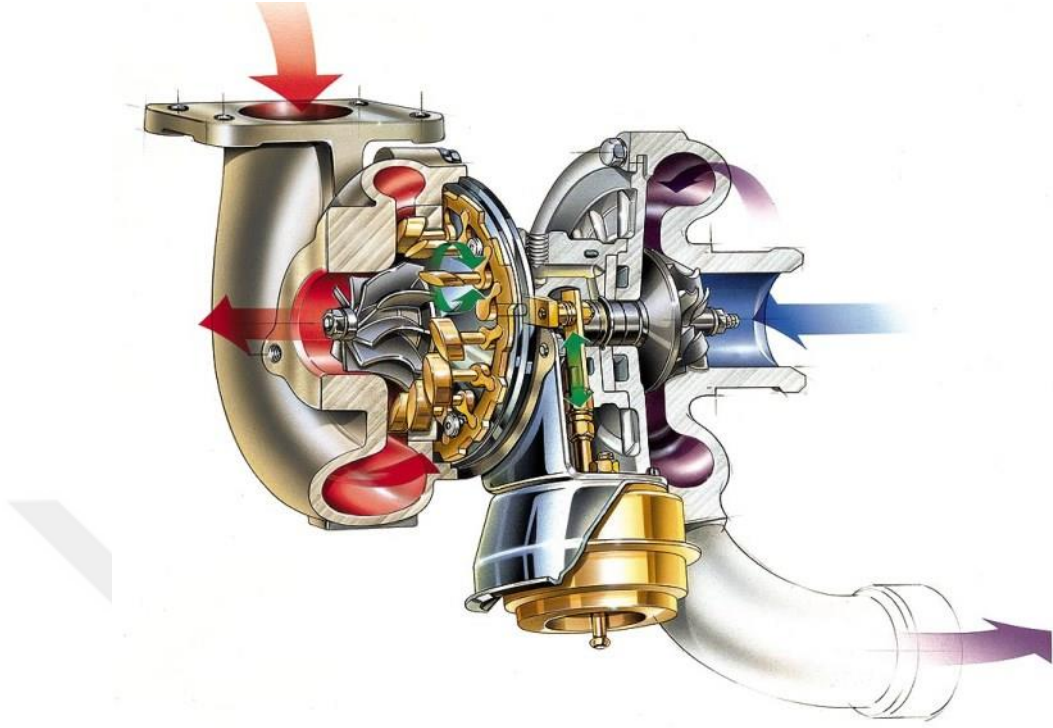
Hidrolik kontrollü wastegate: Bu sistem havacılık sektöründe kullanılmakta ve prensip olarak havanın yoğunluk değişimine göre çalışmaktadır. Burada tahrik kolundaki yay tahliye supabını açmak için, hidrolik olarak kullanılan motor yağı ise basınçla birlikte supabı kapatmak için kullanılmaktadır. Tahrik mekanizmasında yağın çıkış kısmında bir tane yoğunluk kontrol eden sensör bulunmaktadır. Uçak yüksek irtifaya çıkınca havanın yoğunluğu azalmaktadır. Yoğunluk azalınca da yoğunluk kontrolörü wastegateyi kapatarak turboşarja daha fazla hava vermektedir.(Dağlar 2012).



Şekil 3.26. Uyarıcının mekanizması

3.c. Değişken geometrili turboşarjlar

Tahliye supaplı turboşarjın motorun düşük devirlerinde etkisinin olmaması nedeniyle; hem düşük hem de yüksek devirlerde etkili olabilecek değişken kanatçıklı turboşarj sistemi geliştirilmiştir. Değişken kanatçıklı turboşarjlar sabit bir türbin çark geometrisine sahiptir. Değişken tarafı türbin çarkı dışında akışa yön verme yeteneğine sahip hareket edebilen kanatçıklardır. VGT-VNT teknolojisi turbo gecikmesini azaltmak ve düşük hızlarda motor torkunu iyileştirmek için üretilen bir turbodur.

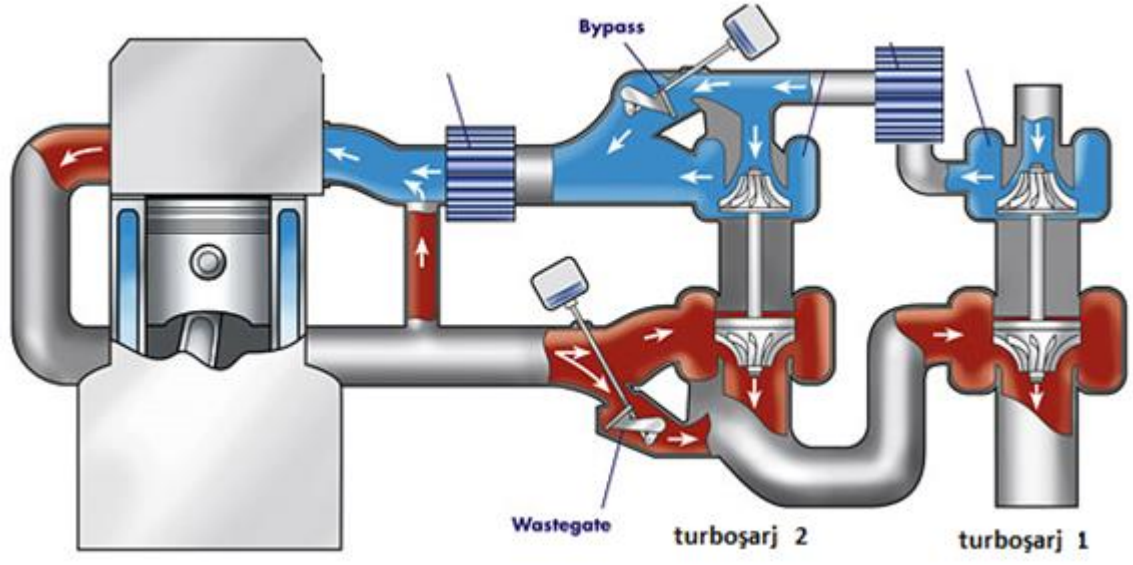


Şekil 3.27. Değişken kanatçıklı turboşarjın şematik resmi

3.1.2.b. Çift kademeli turboşarj

Çift turboşarj kullanma ihtiyacı aynı hacimli motordan daha fazla güç elde etme ihtiyacı olduğu zamanlarda ortaya çıkmaktadır. Çift kademeli sistemlerde iki turboşarj birbirine ya paralel ya da seri olarak bağlanmaktadır. Tek bir turboşarjın yetersiz kaldığı durumlarda kullanılır. Çift kademeli turboşarj sisteminde, biri yüksek basınçlı diğeri düşük basınçlı çalışan iki farklı turboşarj bulunmaktadır.

İlk geliştirme evrelerinde bu iki sistem arasında herhangi bir kontrol valfi olmadan birbirine bağlanmıştı. Bu sebepten turboşarjın tepki süresi oldukça uzundu ve bu nedenle fazla itkiye ihtiyaç duyulmayan havacılık endüstrisinde tercih edilmekteydi. Kontrol mekanizmalarının gelişmesiyle düşük motor devirlerinde diğere oranla daha küçük olan yüksek basınç türbini (high pressure-HP), yüksek devirlerde ise bir geçiş valfi sayesinde daha büyük olan düşük basınç türbini devreye alınmaktadır (Dağlar 2012).



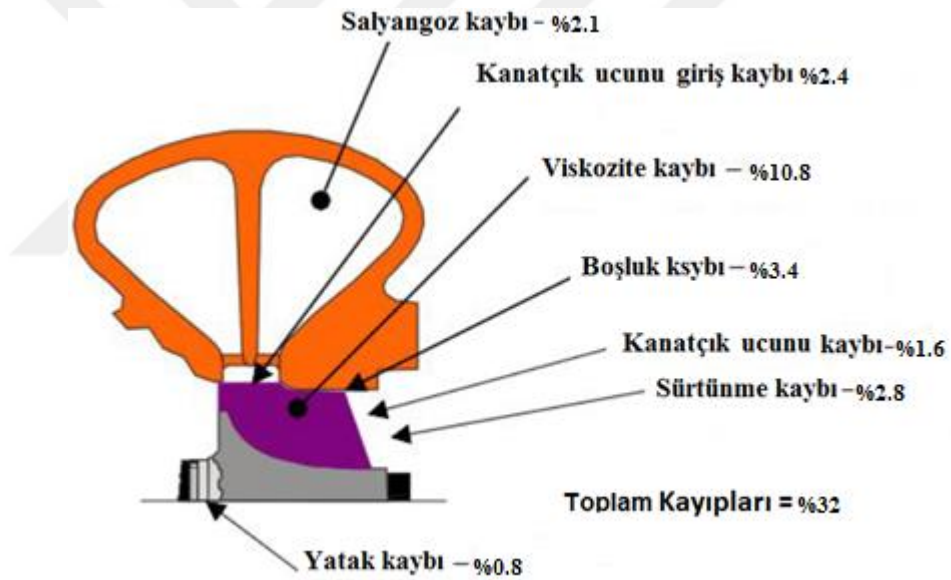
Şekil 3.28. Çift kademeli turboşarj sisteminin şematik gösterimi

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

4.1. Turbo Şarj Tasarımı

•Turboşarjın kayıpları

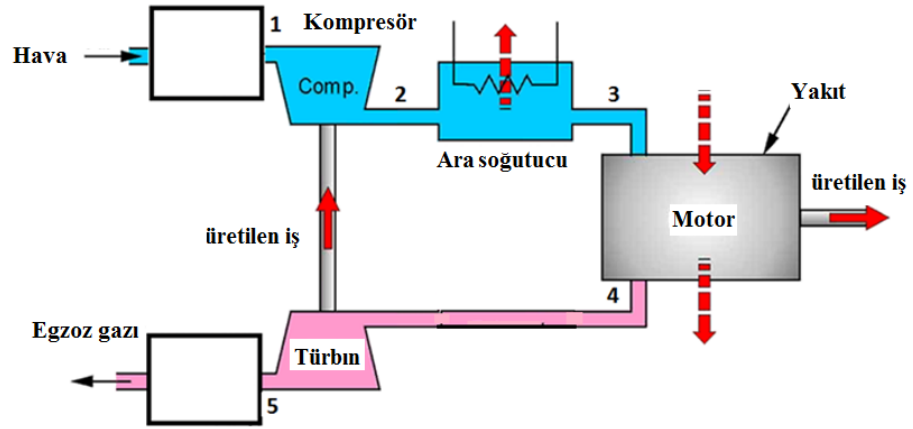
Günümüzde turboşarjların türbin verimleri %68-70 arasındadır. Bunu artırmak amacıyla çalışmalar güncel olarak devam etmektedir. Gerçekleşen kayıpların dağılımı ise aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.



Şekil 4.1. Kompresör çıkış bölgesinde bağıl hızın doğrultusu (Dağlar 2012)

4.1.1. Turboşarj ve Motorun Analitik Seçim Prosesi

Bu aşama bir turboşarj seçimi yaparken ki ilk aşamadır. Aşağıdaki adımlarda analitik olarak yapılan bir hesaplamada bir iterasyona nasıl başlanacağı anlatılmıştır. Model olarak ise aşağıda verilen sistem ele alınmıştır.

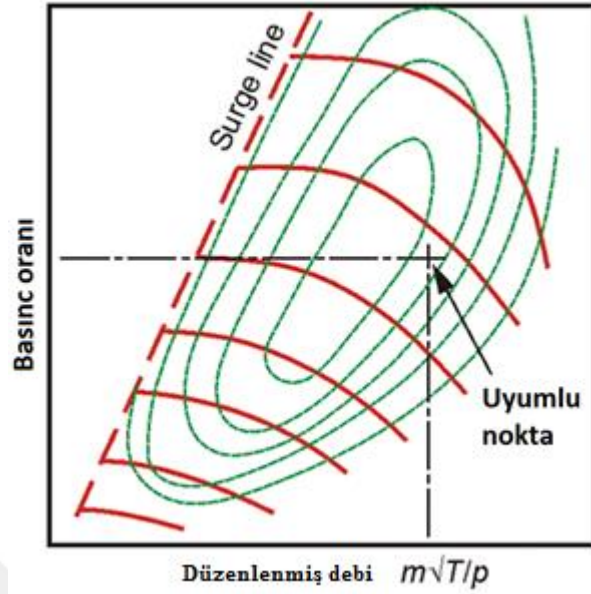


Şekil 4.2. Motor-turboşarj sisteminin genel şematiği (Baines 2005)

Yukarıda bulunan motor- turboşarj sistemi için ilk aşamada giriş bölgesinde bulunan emme kısmı ve giriş bölgesinde bulunan filtre incelenebilmektedir. Kullanılan filtre küçük cisimleri engellemek amacı ile giriş bölgesine eklenmektedir. Filtre görevini yaparken sistemin giriş havasında ise bir miktar basınç kaybına sebep olmaktadır. Meydana gelen basınç kaybını matematiksel bir şekilde ifade edersek:

$$P_{01} = P_{atm} - (\Delta P_0)_{filtre} \quad (4.1)$$

Kompresör çıkış sıcaklığının hesaplanması için kompresör veriminin tahmin edilmesi gerekmektedir. Kompresör veriminin yüksek seçilmesi her zaman bir avantaj sağlamaz. Kompresör haritasındaki diğer kriterlerde göz önüne alınmalıdır. Şekil 4.3'de görüldüğü gibi kompresörün verimi motorun beklediği ihtiyaçları karşılayacak şekilde seçilmelidir.



Şekil 4.3. Performans haritası üzerinde kompresörün verim tahmini (Baines 2005)

Kompresörün verim (η_c) ve basınç oranı ($\frac{P_{02}}{P_{01}}$) miktarlarının tahmin edilmesiyle birlikte kompresörden çıkan sıkıştırılmış havanın sıcaklığı hesaplanabilmektedir:

$$T_{02} = T_{01} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right] \right\} \quad (4.2)$$

Eğer sistemde intercooler kullanılmazsa T_{02} , P_{02} motorun giriş sıcaklığı ve basıncı alınarak hesaplamaya devam edilecektir. Fakat intercooler kullanılmışsa sıkıştırılmış hava ara soğutucudan geçerken basınç ve sıcaklığı bir miktar düşecektir. Soğutucu verimi ϵ_c ve soğutucu akışın sıcaklığı T_c ile gösterirsek:

$$P_{03} = P_{02} - (\Delta P_0)_{cooler}, T_{03} = T_{02}(1 - \epsilon_c) + \epsilon_c T_c \quad (4.3)$$

Motora giren havanın özellikleri belirlendikten sonra havanın kütleli debisi hesaplanabilir. Dört zamanlı bir motorda silindir içine emilen havanın miktarı silindir hacmine, devir sayısına, volumetrik verime ve havanın yoğunluğuna bağlıdır:

$$\dot{m}_a = (N/2) \rho_3 V_{sw} \eta_{vol}, \rho_3 \cong P_{03}/RT_{03}$$

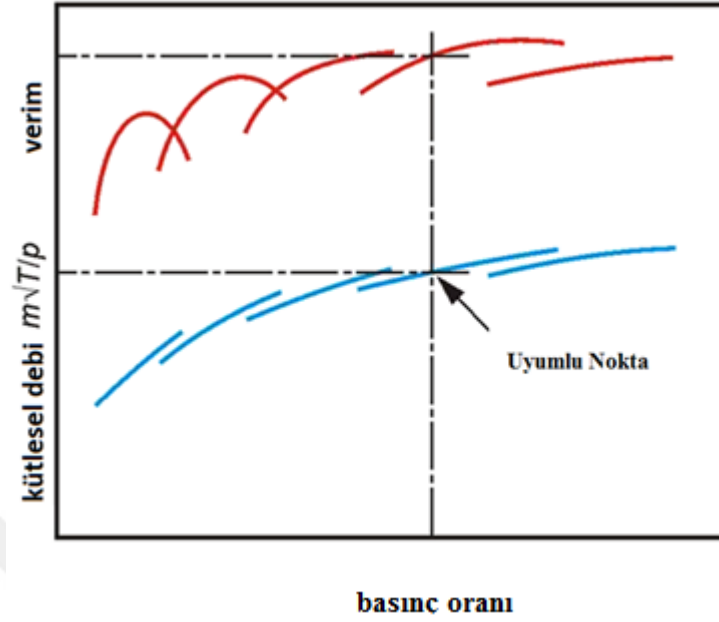
Daha sonra hava yakıt kütlesi tahmin edilir ve mevcut motorlar göz önüne alınarak içeride ne kadarlık bir gaz sıcaklığı artışı ($T_{04} - T_{03}$) meydana geleceği tahmin edilir. Buna bir değer verildikten sonra T_{04} belirlenmiş olur.

Türbin verimi tahmin edilip aşağıdaki enerji denkleminde türbin giriş basıncı P_{04} hesaplanır. Türbin çıkış basıncı P_5 ise atmosfer basıncı yakın kabul edilir.

$$\left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right] C_{pa} T_{01} = \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_{04}} \right)^{(k_e-1)/k_e} \right] C_{pe} T_{04} \left(1 + \frac{m_f}{m_a} \right) \eta_{TC} \quad (4.4)$$

Emme manifold basıncı ile türbin giriş basıncı oranı (P_{03}/P_{04}) tahmin edilir.

Türbin verimi çalışma kritik noktaları göz önüne alınarak türbin haritası üzerinden Şekil 4.4'de ki gibi tahmin edilmektedir.



Şekil 4.4. Harita üzerinde türbin verimin bulunması (Baines 2005)

Türbinden çıkan gazların çevreye atılması esnasında motorun çıkış bölgesinde bir kısmi basınç kaybı meydana gelir. Bu ifadeyi denklem şeklinde ifade edersek:

$$P_5 = P_{amb} + (\Delta P_0)_{exhaust} \quad (4.5)$$

Sonuç olarak kompresörün düzeltilmiş debisi $m_a \frac{\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}$ şeklinde hesaplanabilmektedir ve basınç oranı ile beraber kompresör performans haritası üzerinden kompresörün yeni verimi bulunabilir. Aynı işlemler türbin içinde yapılmaktadır. Türbinin düzenlenmiş debisi hesaplanırken kütle korunumuna göre hesaplamalar yapılır.

$$m_e = m_a + m_f, m_e \frac{\sqrt{T_{04}}}{P_{04}} \quad (4.6)$$

Türbinde ise kütle miktarı ve genişleme oranı türbin haritasında düşey ve yatay eksenleri ifade etmektedir. Türbin verimi haritadan bulunarak hesaplamaların doğruluğu kontrol edilebilmektedir.

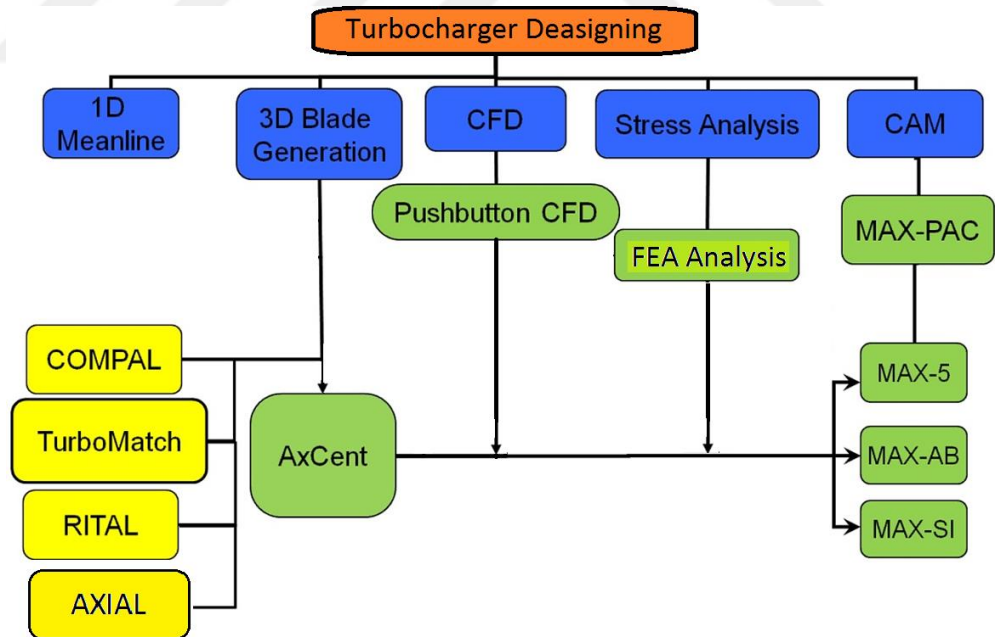
Tasarım sırasında türbin ve kompresörün devir sayılarının aynı mil üzerinde yer aldıkları için eşit olması gerekmektedir. Motor üzerinde giriş basıncının çıkış basıncına göre pozitif olması ise tavsiye edilen diğer bir özelliktir. Yani her zaman motora giren hava piston üzerinde iş yapmalı ve yüksek verim ile çalışmalıdır.

$$P_{03} - P_{04} > 0$$

(4.7)

4.1.2. Bilgisayar ortamında modelleme

Tez kapsamında bir motor modellenip motor turbo uyumu incelenecektir. Bu tez aşamasında kullanılan CONCEPTS NREC ticari markası ile tanınan program özel olarak turbo makinalar veya turboşarjlar için oluşturulmuştur. Bir turboşarjın tasarım aşamaları ve ilgili programlar Şekil 4.5 ve Çizelge 4.1'de gösterilmektedir.



Şekil 4.5. Turboşarjın tasarım aşamaları

4.1.2.a. Kullanılan özel programlar

Çizelge 4.1. CONCEPTS NREC programları

1	TURBOMATCH
2	COMPAL
3	RITAL
4	CAD TRANSLATOR
5	AXCENT
6	PUSHBUTTON CFD
7	PUSHBUTTON FEA

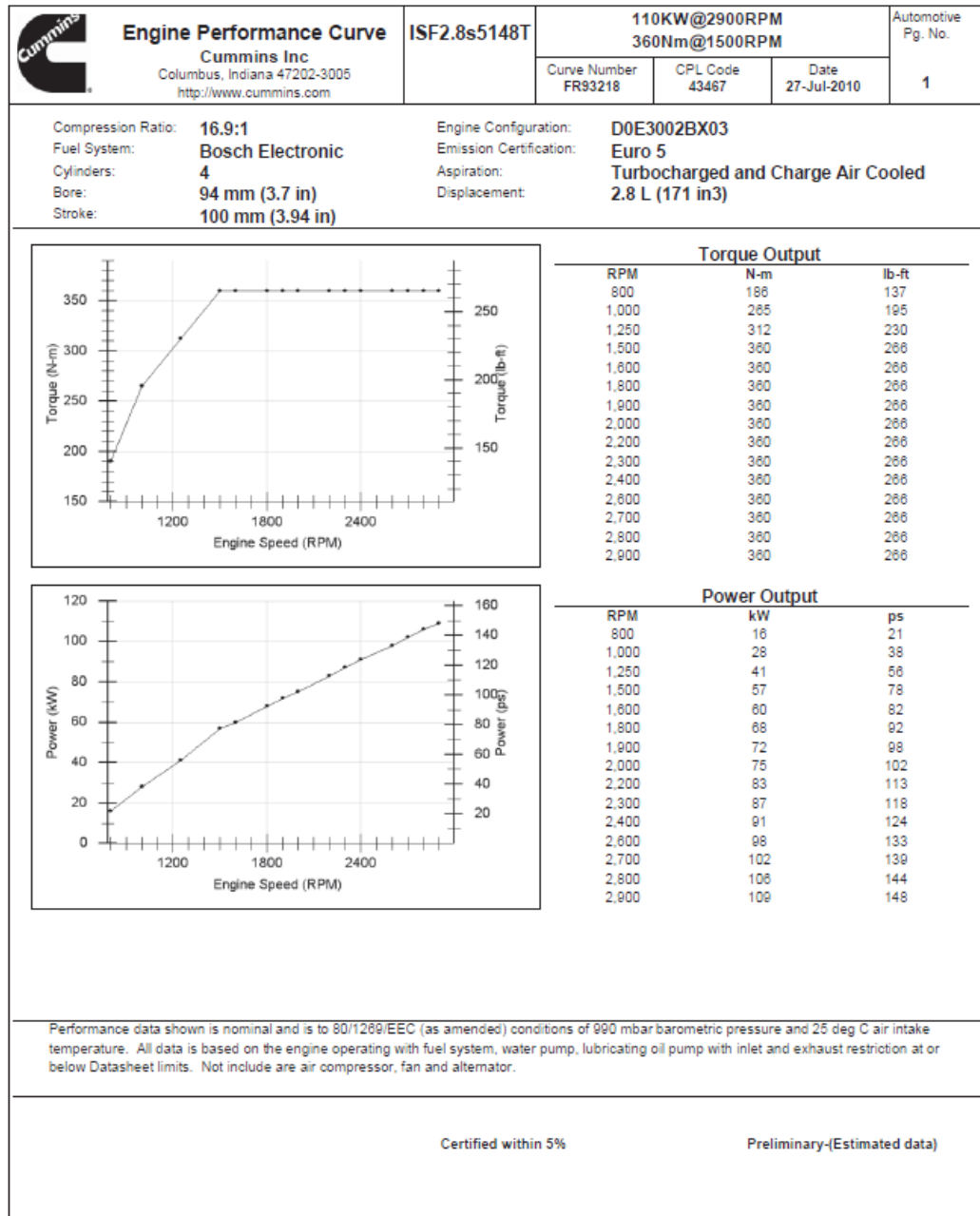
- 1) **TURBOMATCH:** Turboşarj tasarımı ve turboşarj motor uyumluluğunun kontrolü için oluşturulan bir programdır. Motorun tüm özelliklerinin girildiği programdır. TURBOMATCH programı kompresör ve türbinin ilgili programlarıyla bağlantılıdır.
- 2) **COMPAL:** Kompresörlerin tasarımı için özel bir programdır. Bir kompresör tasarlamak kompresörün tüm boyutları girmek bu program ile mümkündür. Her kompresör için ayrı bir performans haritası çıkarılabilmektedir.
- 3) **RİTAL:** COMPAL programına çok benzerdir. Fakat bu program radyal türbinler için özelleştirilmiştir. Mevcut türbinler üç boyutlu tarama ile taranır ve CAD TRANSLATOR vasıtasıyla RITAL programa aktarılır ayrıca radyal türbin sıfırdan da tasarlanabilir.
- 4) **CAD TRANSLATOR.** Eğer sıfırdan bir turboşarj tasarımı yapılacaksa sadece programın çıktı bölümünde kullanılacaktır. Mevcut turbo makinaların kanatçıklarının ölçülerini bilgisayara aktarmak için de bu program kullanılmalıdır. Kanatçık profilleri bu program aracılığıyla düzenlenir.
- 5) **AXCENT:** Yukarıda bahsedilen ile programlarla yapılan işlemlerin üç boyutlu şekillerini oluşturmak için bu paket programı kullanılır. Bu program CONCEPTS NREC programlar içinde bir ana programdır ve tüm yapılan işlemler ve değişiklikler üç boyutlu olarak bunun üzerinde gerçekleşmektedir.

6) PUSHBUTTON CFD: Akış analizi PUSHBOTTON CFD ile yapılabilmektedir. Bu paket AxCent programına ana program olarak eklenmektedir.

7) PUSHBUTTON FEA: CFD kısmı ile benzerdir. Katı model analizi (Finite Element Analysis yöntemi) bu program ile yapılmaktadır. Türbin çarkının yüksek sıcaklıklarda çalışmasıyla meydana gelen sıcaklık gerilmesi, yüksek devirlerde dönmesiyle meydana gelen titreşmeler için kanatçıkların gerilme analizlerinin ve yorulma analizlerinin yapılması gereklidir.

4.2.2. Özel Bir Motorun Tanıtılması ve Yeni Turboşarj Tasarımı

Bu tezde daha önce CMM ile taratılıp CAD Translator aracılığıyla bilgisayarımıza yüklenmiş Saffer 1110 tipi turboşarjın Otokar firmasının askeri taşıtlarında kullandığı Cummins marka motor ile uyumluluğu incelenmiştir. Aşağıda Şekil 4.6 ve Şekil 4.6.a da cummins marka motorun kataloğu görülmektedir.



2010, Cummins Inc., All Rights Reserved
 Cummins Confidential and Proprietary
 Controlled copy is located on gce.cummins.com

Şekil 4.6. Cummins marka motorun kataloğu

	Engine Performance Curve Cummins Inc Columbus, Indiana 47202-3005 http://www.cummins.com	ISF2.8s5148T	110kW@2900RPM 360Nm@1500RPM			Automotive Pg. No. 2
			Curve Number FR93218	CPL Code 43467	Date 27-Jul-2010	
Compression Ratio:	16.9:1	Engine Configuration:	D0F3002BX03			
Fuel System:	Bosch Electronic	Emission Certification:	Euro 5			
Cylinders:	4	Aspiration:	Turbocharged and Charge Air Cooled			
Bore:	94 mm	Displacement:	2.8 L			
Stroke:	100 mm					
General Performance Data						
Maximum low idle speed				800 RPM		
Minimum low idle speed				700 RPM		
Nominal no load governed speed				3,200 RPM		
Maximum overspeed capability				4,800 RPM		
Clutch engagement torque at 800 rpm				180 N-m		
Maximum altitude for continuous operation without derate				TBD		
Air Induction System						
Maximum temperature rise between ambient air and engine air inlet				15 delta deg C		
Exhaust System						
Maximum back pressure imposed by complete exhaust system				20 kPa		
Cooling System						
Maximum coolant temperature - engine out/intermittent				110 deg C		
Charge air cooler outlet to ambient @ 2900 rpm - CAC dT				30 delta deg C		
Maximum coolant pressure (exclusive of pressure cap; closed thermostat at maximum no load speed)				215 kPa		
Maximum allowable pressure drop across charge air cooler and OEM CAC piping (CACDP)				13.5 kPa		
Maximum coolant temperature for engine protection controls				114 deg C		
Maximum coolant flow to accessories				23 L/min		
Refer to AEB21.52 for territory related cooling standard						
Maximum Rating Performance Data						
	Maximum Power		Peak Torque			
Engine Speed	2,900 RPM		1,500 RPM			
Output Power	110 kW		56 kW			
Torque	360 N-m		360 N-m			
Inlet Air Flow	438 m3/hr		216 m3/hr			
Charge Air Flow	512 kg/hr		252 kg/hr			
Exhaust Gas Flow	536 Kg/hr		263 Kg/hr			
Exhaust Gas Temperature	556 deg C		440 deg C			
Heat Rejection to Coolant	46 kW		32 kW			
Radiator Coolant Flow *	203 L/min		119 L/min			
Heat rejection to charge air cooler **	19 kW		8 kW			
Turbo Comp. Outlet Pressure	141 kPa		108 kPa			
Turbo Comp. Outlet Temperature	157 deg C		126.8 deg C			
Fuel Consumption	23.57 kg/hr		11.39 kg/hr			
Brake Mean Effective Pressure	16.04 bar		16.3 bar			
* - Radiator Coolant Flow is approximately 5% less with a continuously deaerating system. Coolant: 50/50 - Ethylene Glycol/Water by volume. Values are within +/- 5%. ** - Heat rejection to charge air cooler value is at standard engine test conditions of 25 deg C turbo air inlet temperature						
End of Report						

Bold entries revised after 1-May-2010

© 2010, Cummins Inc., All Rights Reserved
 Cummins Confidential and Proprietary
 Controlled copy is located on gce.cummins.com

Şekil 4.6.a. Cummins marka motorun kataloğu

Bu çalışmada kullanılan dört silindirli dizel motorun özellikleri aşağıdaki Çizelge 4.2, 4.3 ve 4.4 de ifade edilmektedir.

Çizelge 4.2. Mevcut çalışmanın tasarım parametreleri ve motorun özellikler

1	Motor tipi	turbo intercooler diesel
2	Motor hacmi	2,8Litre
3	Silindir düzeni	4 silindir
4	Stroke /Bore[mm]	100mm /94mm
5	Motorun rölanti devri	1000(devir/dak)
6	Motorun maksimum devri	2200(devir/dak)
7	Maksimum güç@2900rpm	110kw
8	Maksimum torq@1500rpm	960Nm
9	Minimum rölanti devri	700(devir/dak)
10	Maksimum çalışma devri	4800(devir/dak)
11	İntercooler tipi	Hava soğutmalı
12	Emisyon normu	Euro 5
13	Volumetrik verim	%84
14	Yakıt tüketimi@maksimum güç	23.57 kg/h
15	Yakıt tüketimi@maksimum tork	11.39 kg/h

Çizelge 4.3. Mevcut çalışmanın tasarım parametreleri ve turboşarj özellikleri

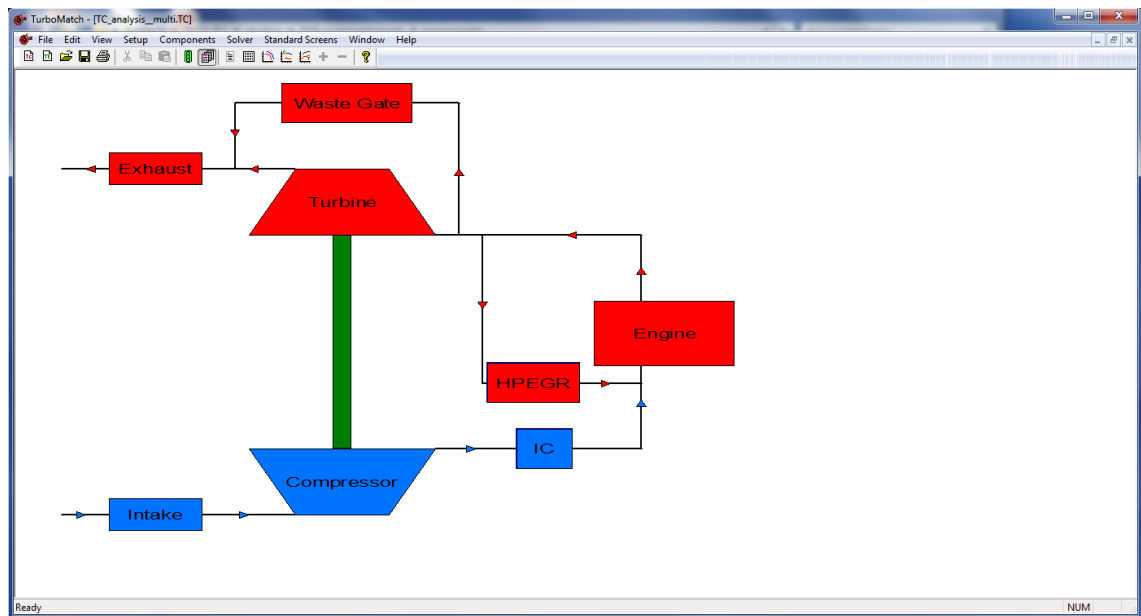
1	Turboşarj devir sayısı	100000(devir/dak)
2	Ara soğutucu akış sıcaklığı	110 deg C
3	Ara soğutucu verimi	%60
4	Kompresörün giriş kısmındaki hacimsel debi referansı	0.1 m ³ /s
5	Türbin çıkış kısmındaki hacimsel debi referansı	0,1m ³ /s
6	Tahliye çıkış boost basınç oranı	2
7	Yatak kaybı için referans devir sayısı	100000(devir/dak)
8	Yatakların güç kayıp referansı	0,5kW

Çizelge 4.4. Mevcut çalışmada turboşarj-motor ünitesinde kabuller

NO		
1	Atmosfer basıncı	101.3kpa
2	Atmosfer sıcaklığı	298.15 K
3	Kompresörün filtre giriş basınç kaybı	$\Delta p = 1$ kpa
4	Türbin egzoz çıkış basınç kaybı	$\Delta p = 1$ kpa
5	Ara soğutucusu basınç kaybı	$\Delta p = 1$ kpa
6	Yakıtın ısı değeri	42600 kJ/kg

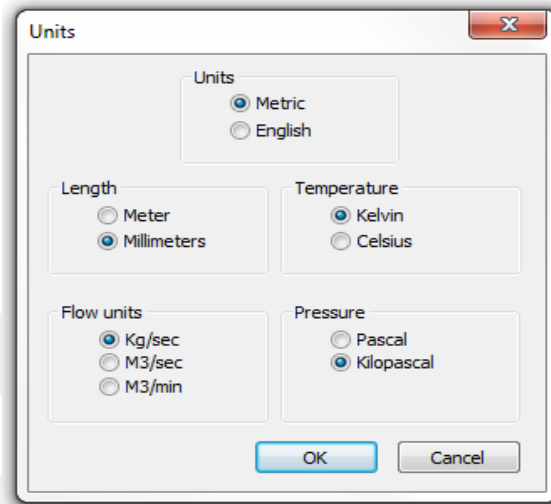
4.1.2.b. Bir boyutlu (1D) tasarım

Yukarıdaki kabuller ile bir boyutlu tasarıma başlanılabilir. Çalışma sürecinde gerçeğe yakın veriler sağlayan TURBOMATCH paket programı kullanılacaktır. Bu programda belirli ayarlar yapılabilmektedir.

**Şekil 4.7.** TURBOMATCH programında turboşarj tasarımının genel şematığı

1. Birimler kısmı

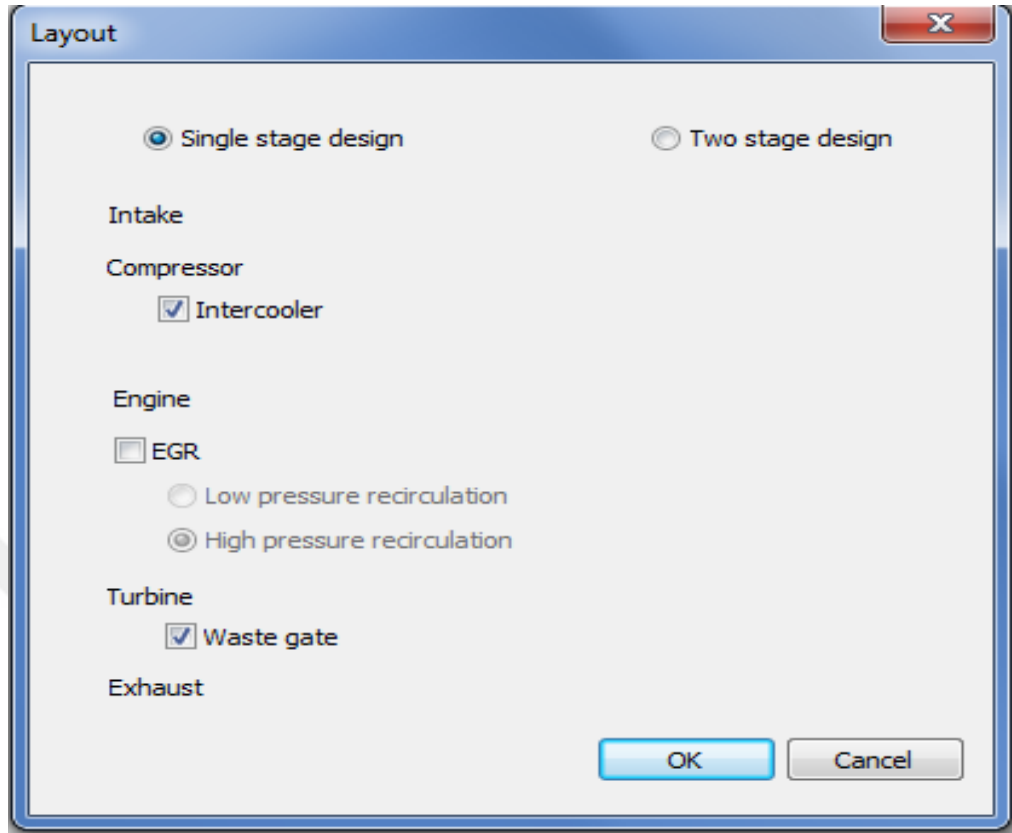
Bu aşamada sıcaklık, uzunluk, basınç ve debi için birim ayarlarının yapılması gerekmektedir.



Şekil 4.8. TURBOMATCH programında birimlerin ayarları

2.Genel (Layout) kısmı

Bu aşamada turboşarj-motor ünitesinde bulunmasını istediğimiz elemanlar programın kendi kütüphanesinden seçilip modele eklenmektedir. Üzerine kendi belirlediğimiz değerler girilmektedir. Bu şekilde öncelikle bir dizel motor modelini oluşturabilecek parçalar seçilmeye başlanmaktadır.



Şekil 4.9. TURBOMATCH programında parçaların döşenmesi

3.Mod (Mode) seçenekleri

Bu programda iki seçenek yer almaktadır. Bunlardan ilki yeni bir tasarım başlatmak için desing modu diğeri ise var olan turboşarjı değiştirmek için analysis modu.

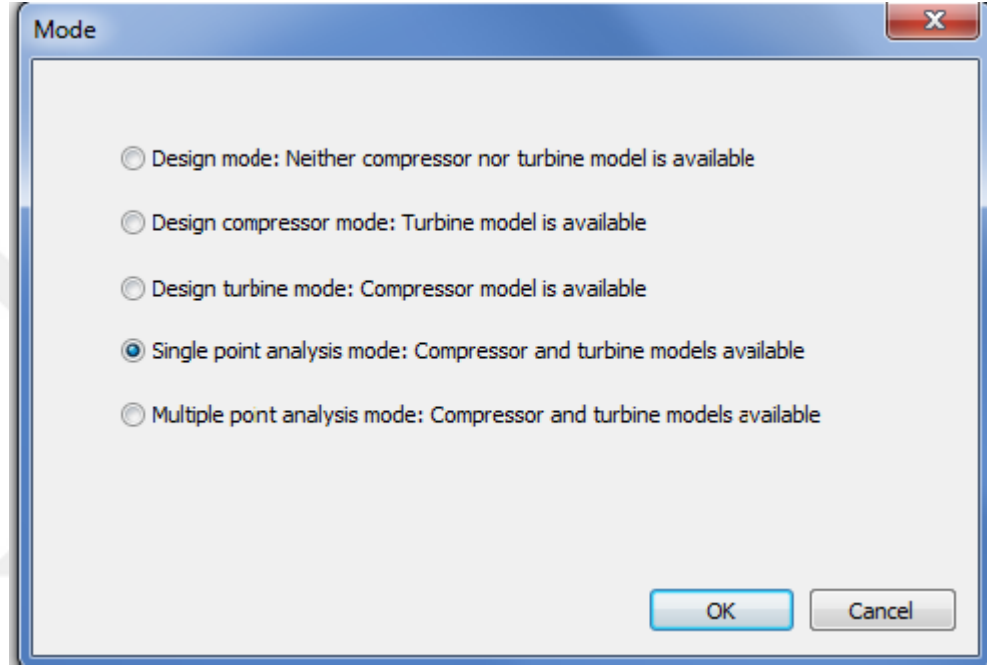
'Design' kısmında üç seçenek bulunur. Bunlar:

- 1- Turboşarjda türbin ve kompresör kısımları olmaması durumu
- 2- Türbin çarkının olması ve kompresörün olmaması durumu
- 3- Kompresör çarkının olması ve türbin çarkının olmaması durumu

Aynı şekilde 'analiz' kısmında iki farklı seçenek bulunur. Bunlar:

- 1- Bir noktalı çalışma
- 2- Çok noktalı çalışma

Yukarıda ifade edildiği gibi Şekil 4.4'de 'mode' seçeneği belirlenir.



Şekil 4.10. TURBOMATCH programında 'Mode' seçenekleri

4. Atmosferden emilen havanın özellikleri

Kompresöre giren atmosferden emilen havanın özellikleri 'intake' kısmında ayarlanır.

Total inlet pressure:	101.3	KPa
Total inlet temperature:	298.15	K
Reference volume flow rate:	0.1	m ³ /s
Total pressure loss at reference volume flow:	1	KPa

Şekil 4.11. Turboşarja giren havanın özellikleri

5. Egzozdan atmosfere atılan hava özellikleri

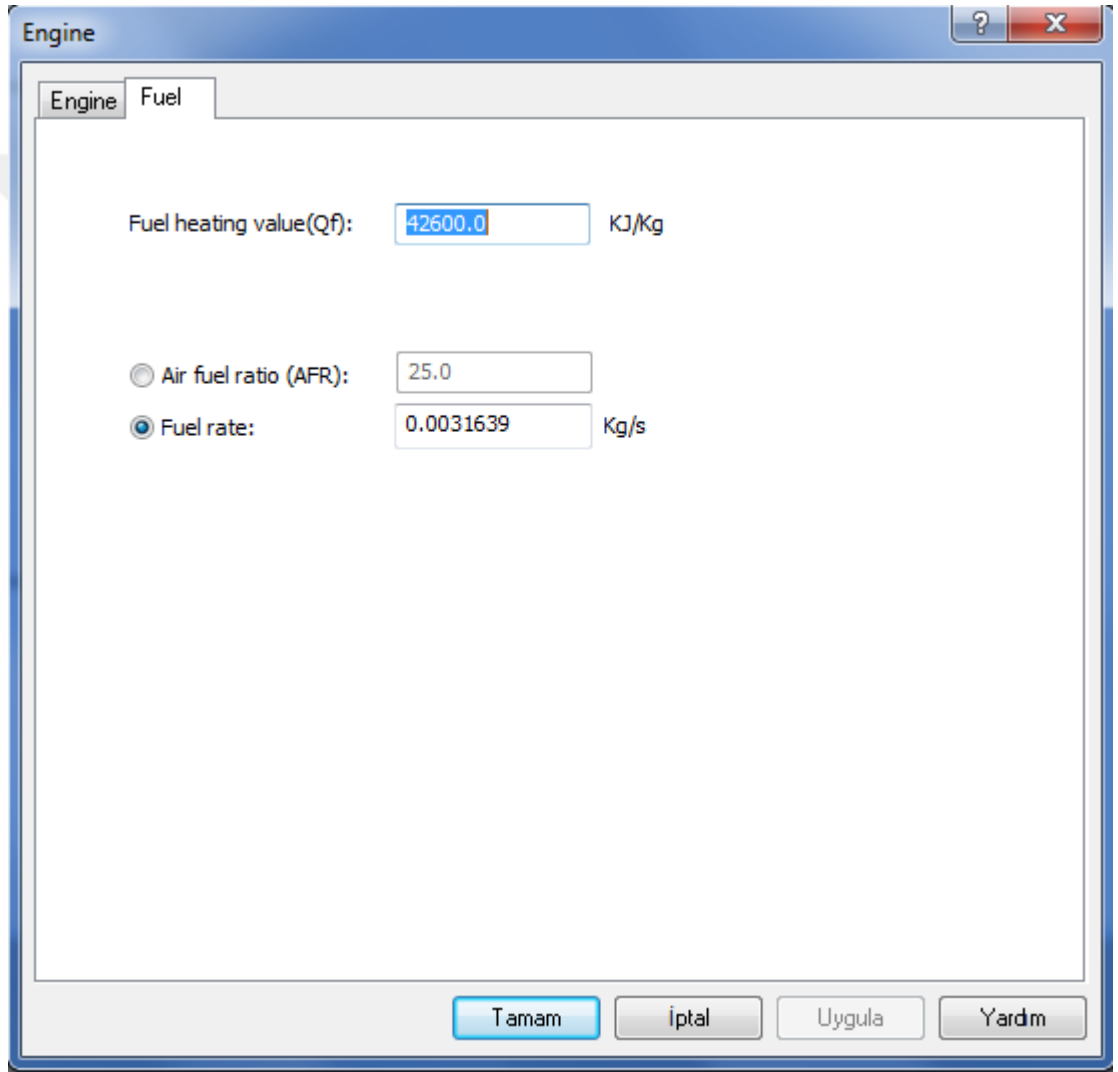
'Exhaust' kısmında ise motordan ve türbin kısmından atmosfere atılan egzoz gazların özellikleri girilebilmektedir.

Ambient pressure:	101.3	KPa
Ambient temprature:	298.15	K
Reference volume flow rate:	0.1	m ³ /s
Pressure loss at reference volume flow:	1	KPa

Şekil 4.12. Turboşarjdan atmosfere atılan havanın özellikleri

6. Hava-Yakıt oranı

Hava-Yakıt oranı (AFR), yakıtın yanma değeri (Q_f) ve yakıt oranı bu sistemde ayarlanabilmektedir. Biz hesaplamamızda maksimum torkda ki yakıt tüketimini kullandık.



The screenshot shows a software window titled "Engine" with a "Fuel" tab selected. The window contains the following fields and controls:

- Fuel heating value(Q_f):** A text box containing "42600.0" with the unit "KJ/Kg" to its right.
- Air fuel ratio (AFR):** A radio button next to the label, followed by a text box containing "25.0".
- Fuel rate:** A radio button (which is selected) next to the label, followed by a text box containing "0.0031639" and the unit "Kg/s" to its right.
- Buttons:** At the bottom of the window are four buttons: "Tamam" (highlighted in blue), "İptal", "Uygula", and "Yardım".

Şekil 4.13. Motor yakıtının ısı değeri ve hava-yakıt oranının belirtilmesi

7. Motorun tanıtımı

Motor özelliklerinin (motorun süpürdüğü hacim, volumetrik verim, krank mili devir sayısı ve ısı kayıpları) girildiği kısımdır. Biz hesaplamamızda maksimum torku elde ettiğimiz devri kullandık.

Engine

Engine Fuel

Crankshaft speed: 1500 rpm

Swept volume of cylinder: 2.8 liters

Volumetric efficiency: 0.84

Engine boost pressure ratio: 0

Number of strokes: ☒ 4-stroke ☐ 2-stroke

☒ BSFC or thermal efficiency ☐ BSFC 200.16 g/kWh

☒ Thermal efficiency 0.42276

☐ Fractional heat loss 0.2

Exit temperature calculation

☒ T04 specified: 1300.0 K

☐ ER (Energy Release) to the exhaust gas specified: 14822.0 K

☐ FER (Fractional Energy Release) of total energy specified: 0.4

☐ Both BSFC and heat loss specified

Tamam İptal Uygula Yardım

Şekil 4.14. Motor özelliklerin ayarları

8. Ara soğutucu kısmı

Kompresörden çıkan havanın sıcaklığı artar ve yoğunluğu düşer. Havanın yoğunluğunu artırmak amacıyla ara soğutucu kullanılır. Ara soğutucu boruları iyi ısı transferi sağlamak için alüminyum alaşımdan imal edilir. Turboşarj-motor ünitesine layout kısmında eklenen ara soğutucunun modellenmesi için Şekil 4.14'de ki ayarların yapılması ile gerçekleşir.

The image shows a software window titled "Compressor Details" with a tabbed interface. The "Intercooler" tab is selected. It contains four input fields with labels and units:

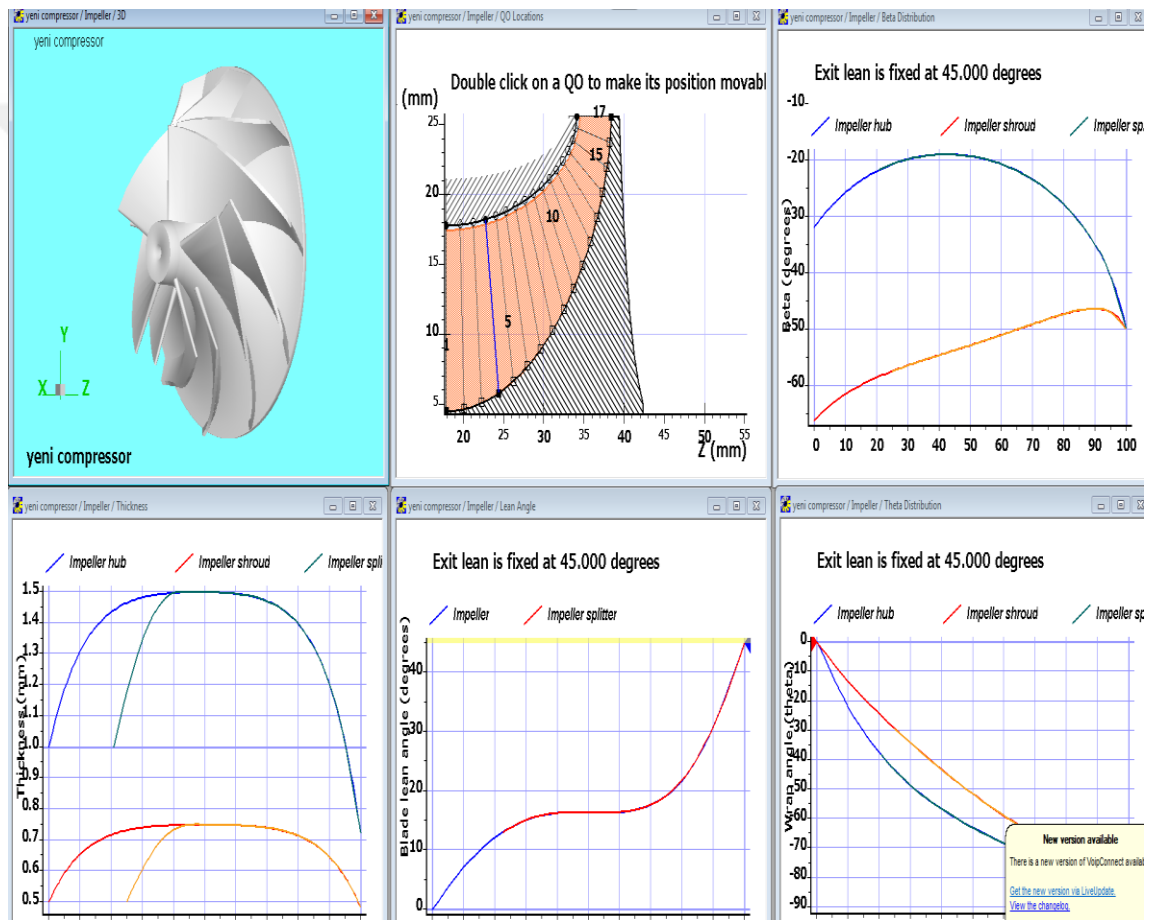
- Cooling temperature: 383.15 K
- Cooling effectiveness: 0.6
- Pressure loss at reference volume flow rate: 1 KPa
- Reference volume flow rate: 0.1 m³/s

At the bottom of the window, there are four buttons: "Tamam", "İptal", "Uygula", and "Yardım".

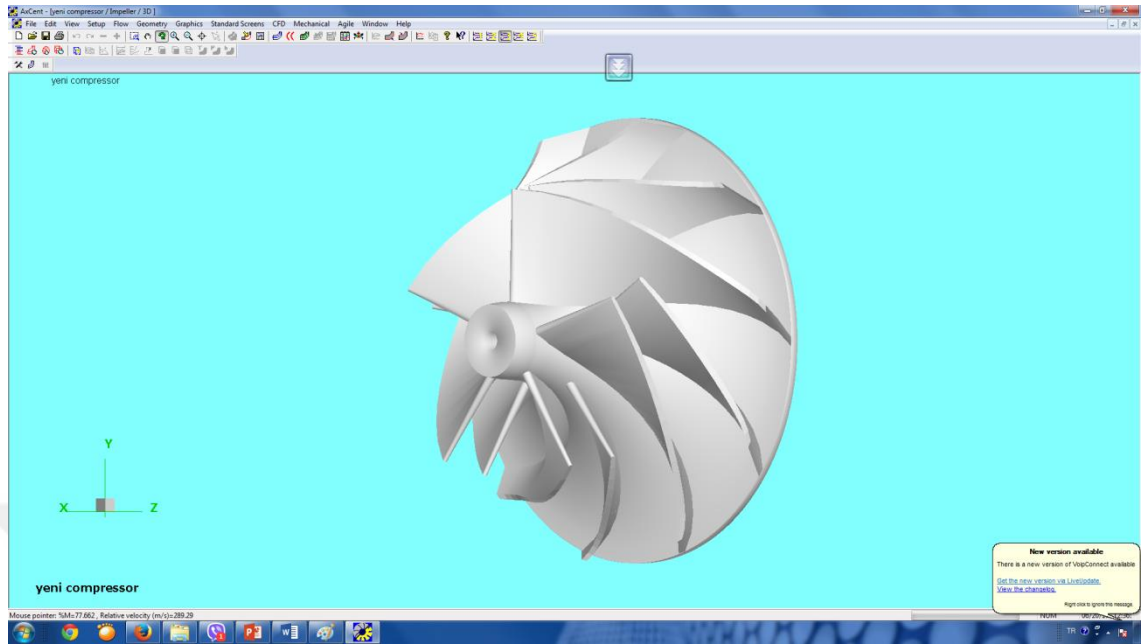
Şekil 4.15. Turboşarj-motor ünitesinde ara soğutucu değerlerin girilmesi

9. Kompresör tanımı

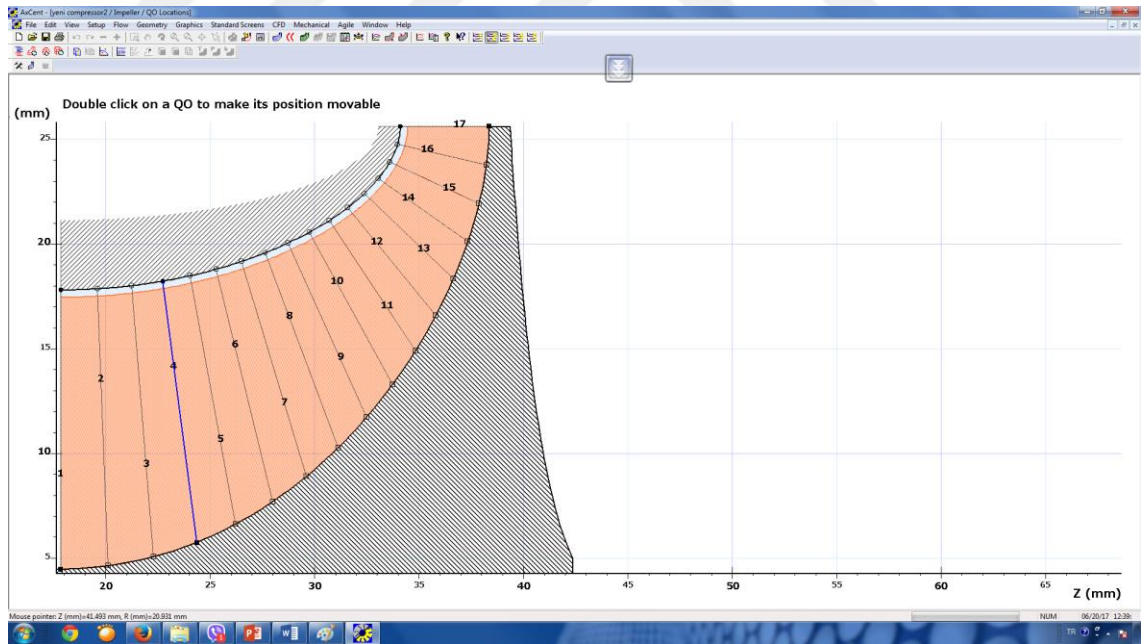
Kullanılan turboşarj daha önce tarayıcı (CMM) (Coordinate Measuring Machine) ile taranmış ve CAD TRANSLATOR ve AxCent programlar vasıtasıyla COMPAL ve RITAL programlara aktarılmıştır. Üç boyutlu kompresöre ait teknik resimler Şekil 4.16'de gösterilmiştir.



Şekil 4.16. Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli



Şekil 4.16.a.Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli



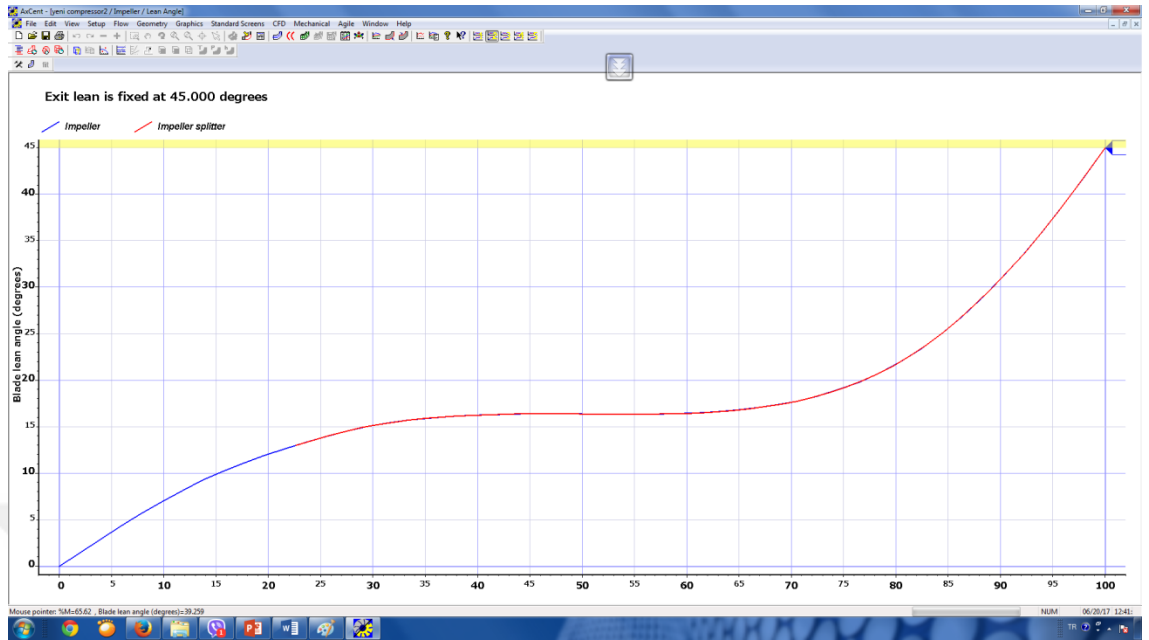
Şekil 4.16.b.Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli



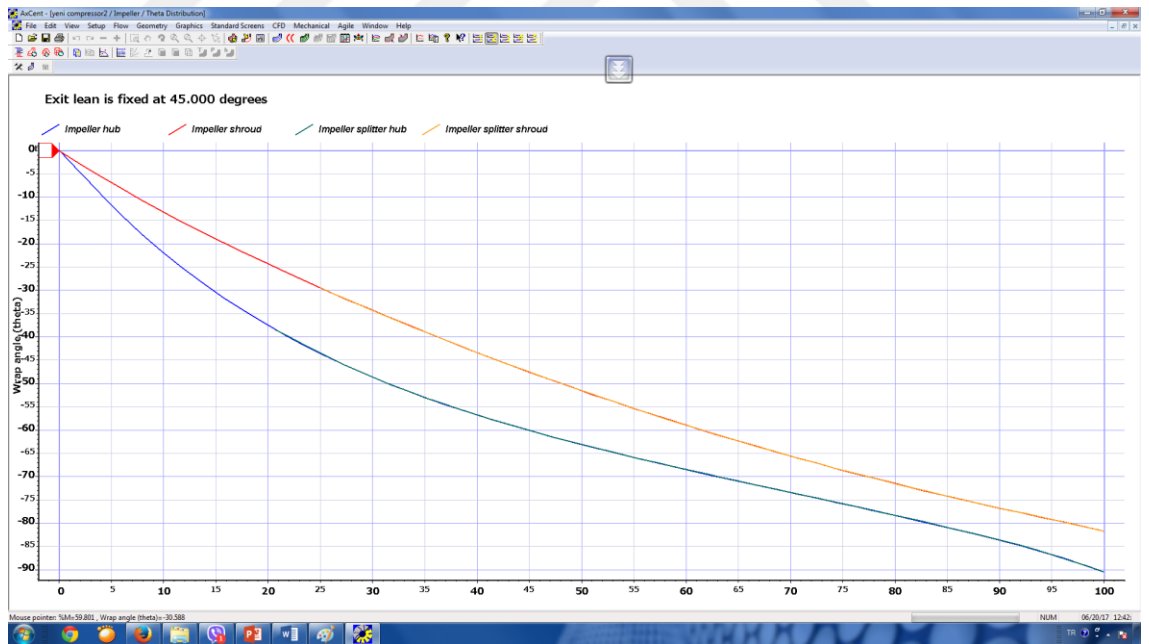
Şekil 4.16.c.Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli



Şekil 4.16.d.Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli

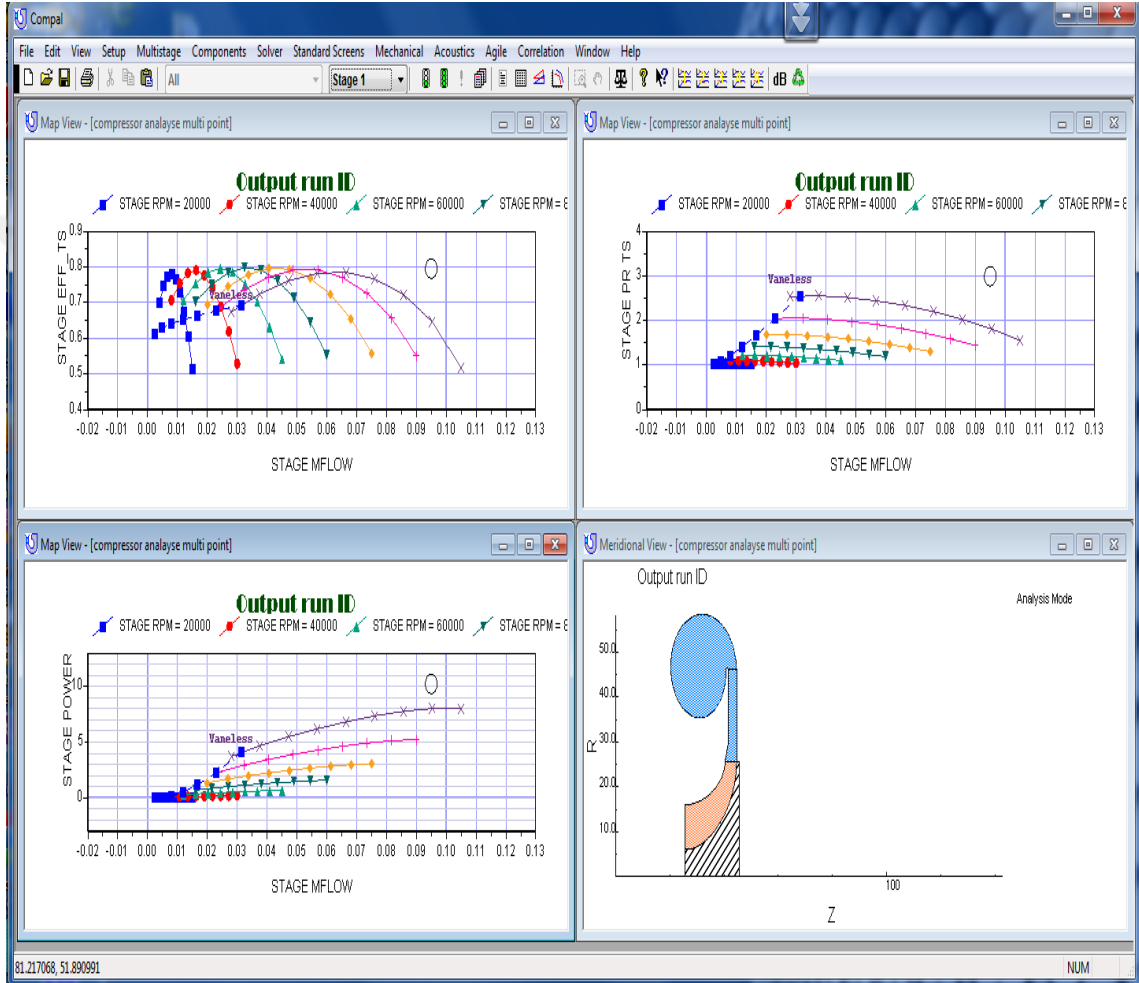


Şekil 4.16.e.Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli

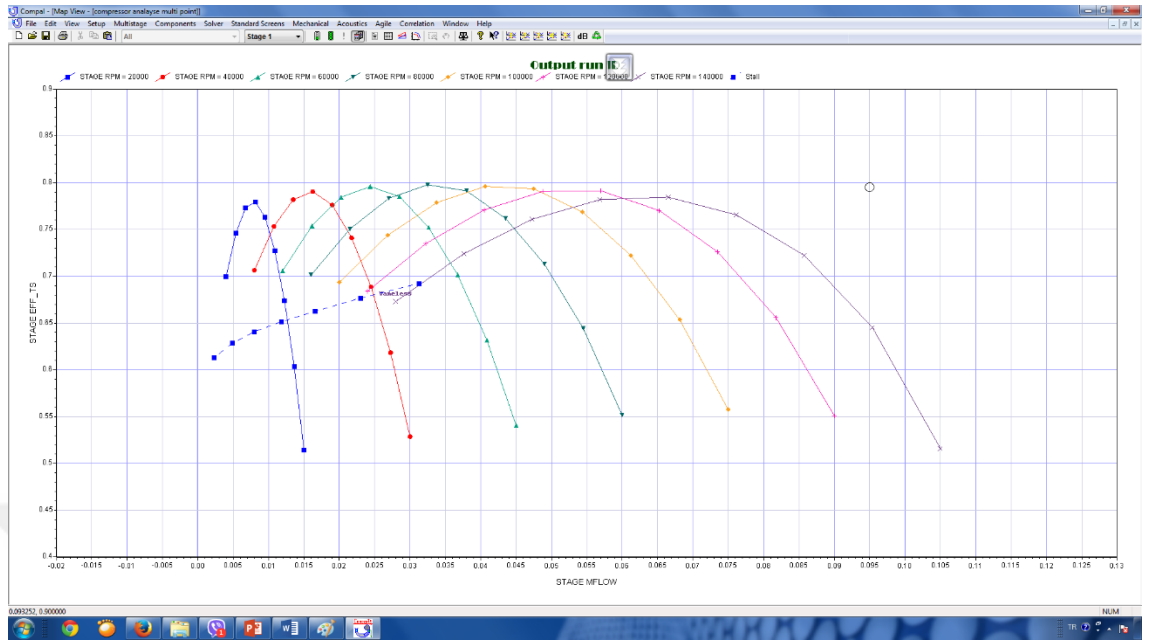


Şekil 4.16.f.Kompresör çarkının hazırlanmış 3D modeli

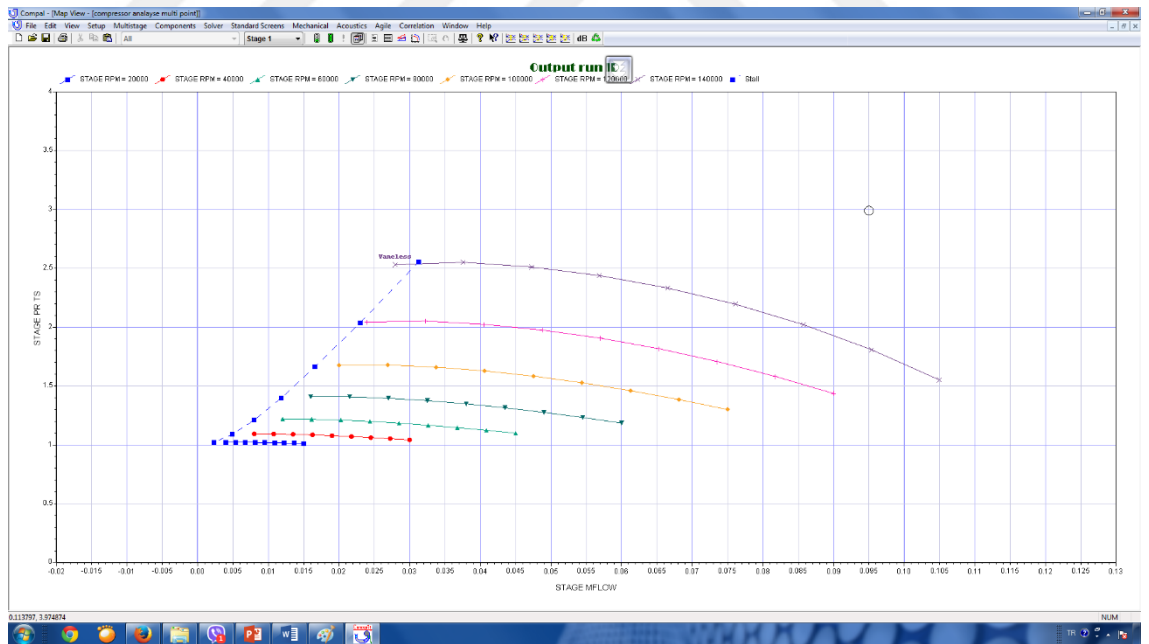
TURBOMATCH programında kompresörün özelliklerine ihtiyaç vardır. Turboşarjın devir sayısında bu aşamada girilen bir değerdir. COMPAL programıyla hazırlanan kompresör modeli böylece Şekil 4.16 ve Şekil 4.17'de görüldüğü gibi TURBOMATCH programına aktarılmış olmaktadır.



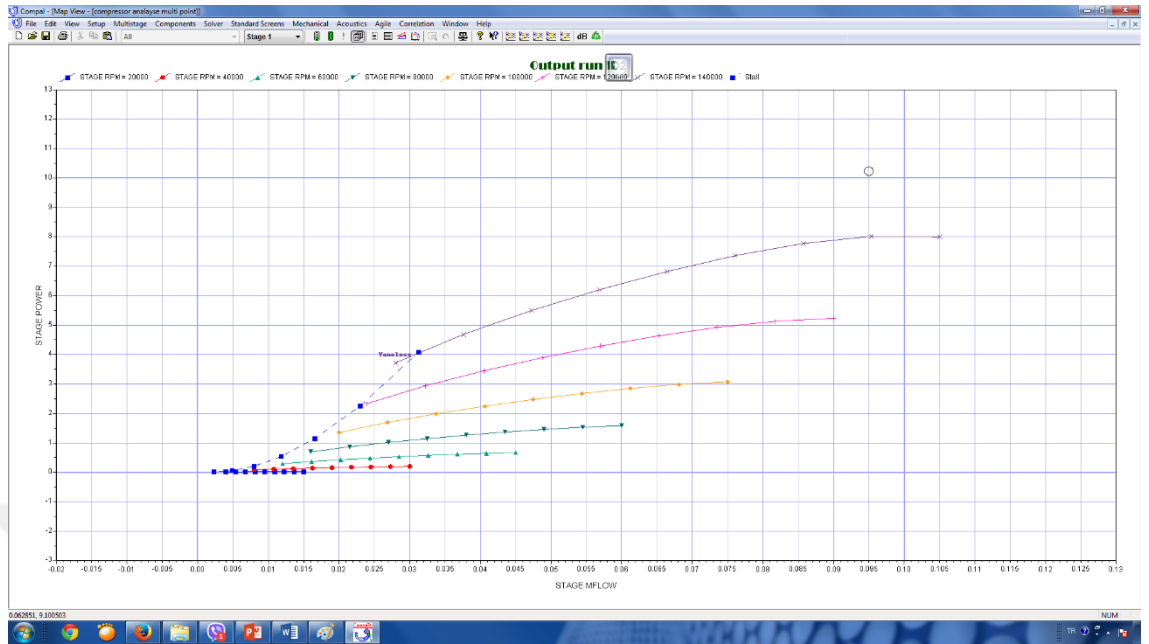
Şekil 4.17. COMPAL programında hazırlanmış 2 D kompresör modeli



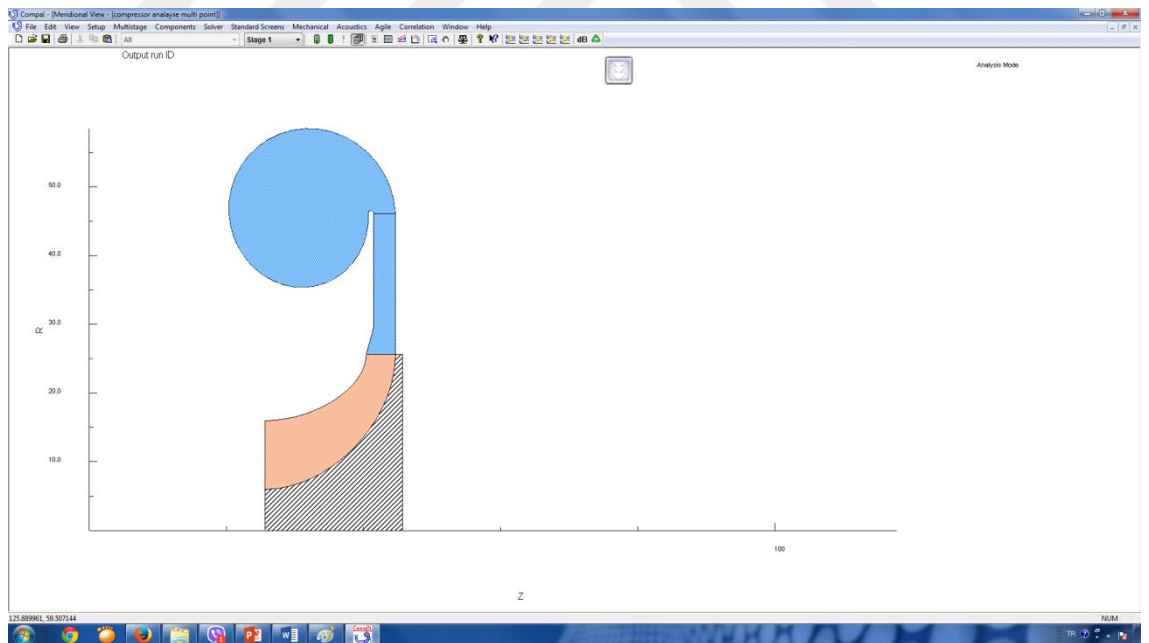
Şekil 4.17. a. COMPAL programında hazırlanmış 2 D kompresör modeli



Şekil 4.17. b. COMPAL programında hazırlanmış 2 D kompresör modeli



Şekil 4.17. c. COMPAL programında hazırlanmış 2 D kompresör modeli



Şekil 4.17. d. COMPAL programında hazırlanmış 2 D kompresör modeli

Compressor Details

Compressor Intercooler

Gas properties

Gas constant (R): 287.058 J/(Kg*K)

Specific heat ratio : 1.4

Compressor pressure ratio: 4.0

Mass flow rate: 0.099019 Kg/s

RPM

☒ Initial RPM guess: 1.0000E+5 rpm

☐ RPM calculated

Specific speed(Ns): 0.6

Input source

☒ Compressor GEO file: D:\ıbrahim\santez proje **Load Meanline File**

☐ Compressor AXL file:

☐ SAE compressor map: **Load MAP File**

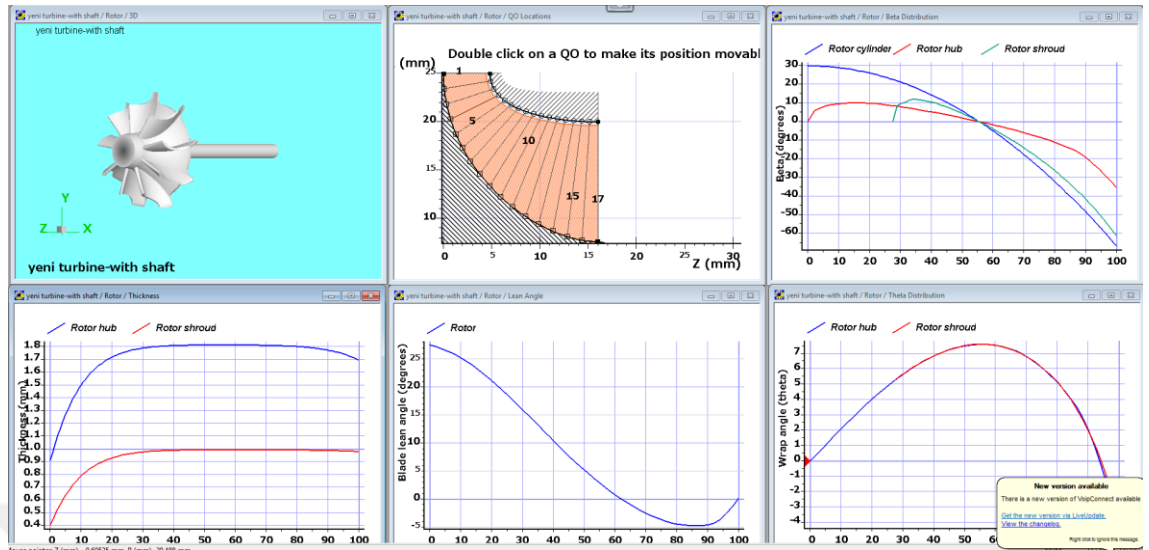
Bypass status: OFF

Tamam İptal Uygula Yardım

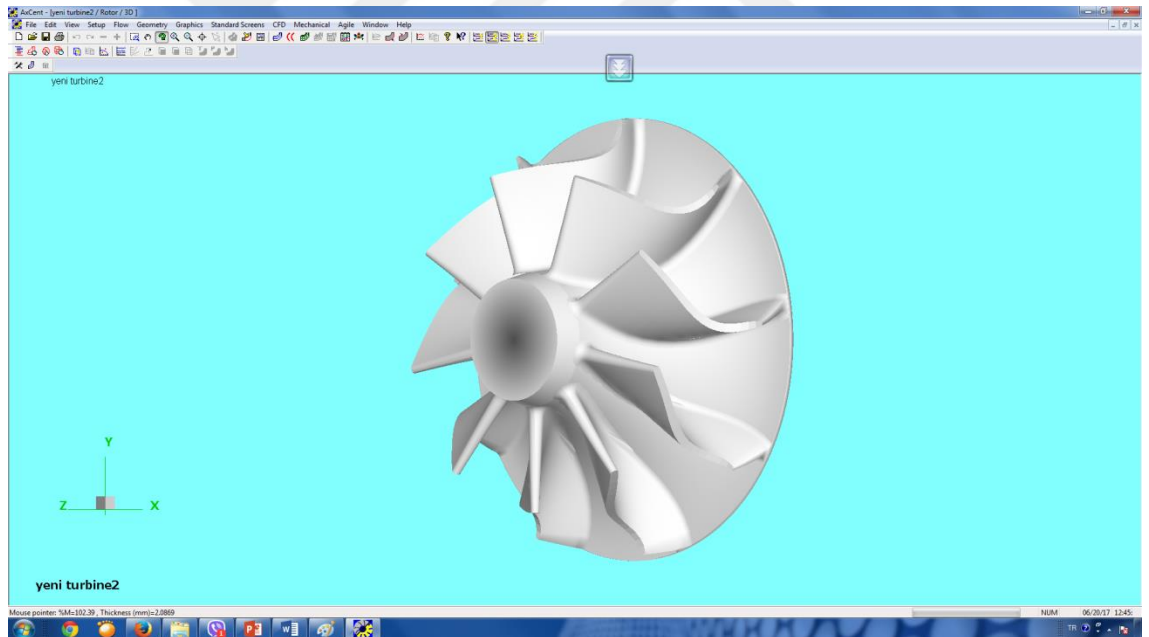
Şekil 4.18. Kompresör kısmına ait ayarlar

10. Türbin tanıtımı

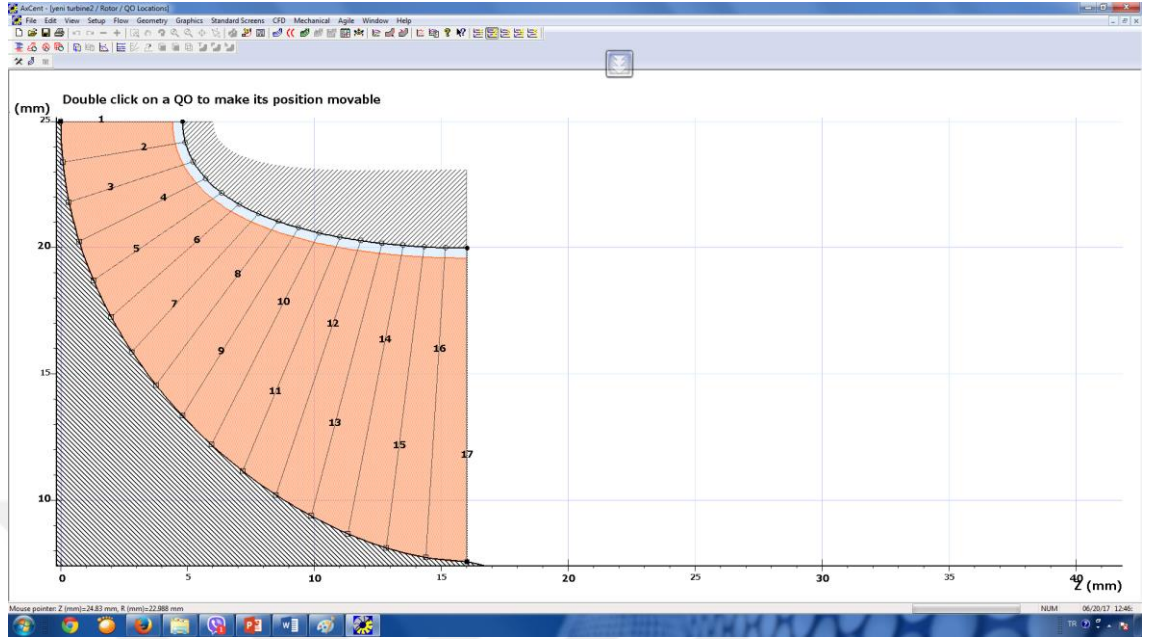
Turboşarjın kompresör kısmı gibi aynı şekilde turboşarjın türbininin özellikleri ve ilk tasarlanan modelin tanıtılması gerekmektedir. Bu sayede RITAL programıyla tasarlanmış olan türbin TURBOMATCH programına aktarılabilir. TURBOMATCH programında mode seçeneği design modunda olursa gerekli değişimler türbinin boyutlarında yapılabilir. Analiz modunda ise sadece türbinin yaptığı performans turboşarj-motor üzerinde değerlendirilecektir.



Şekil 4.19. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli



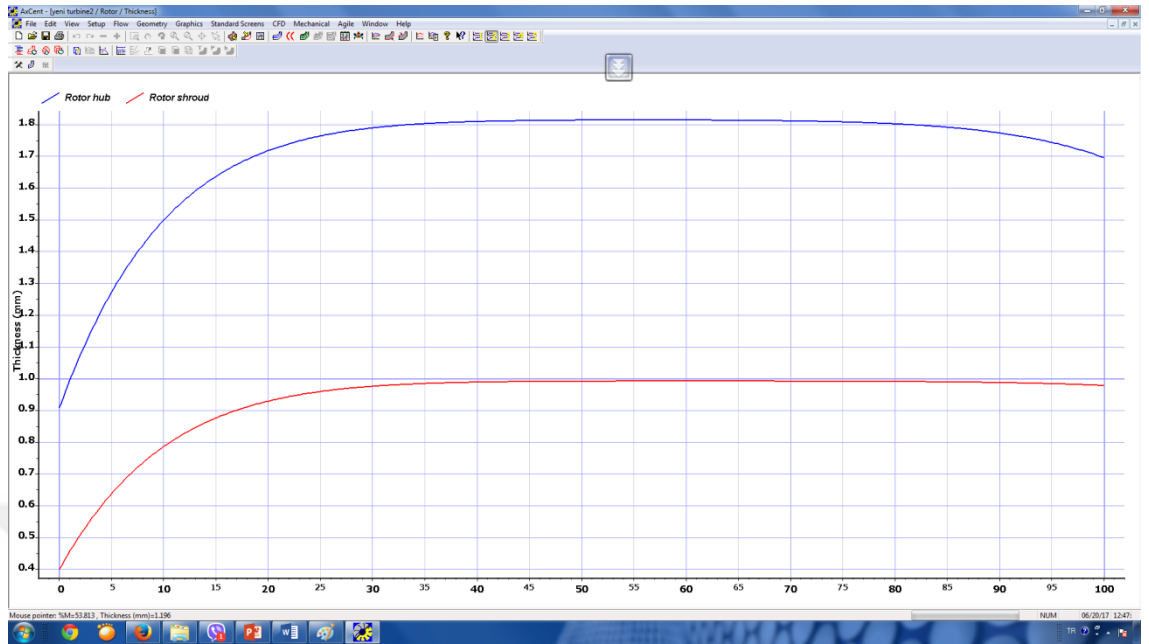
Şekil 4.19.a. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli



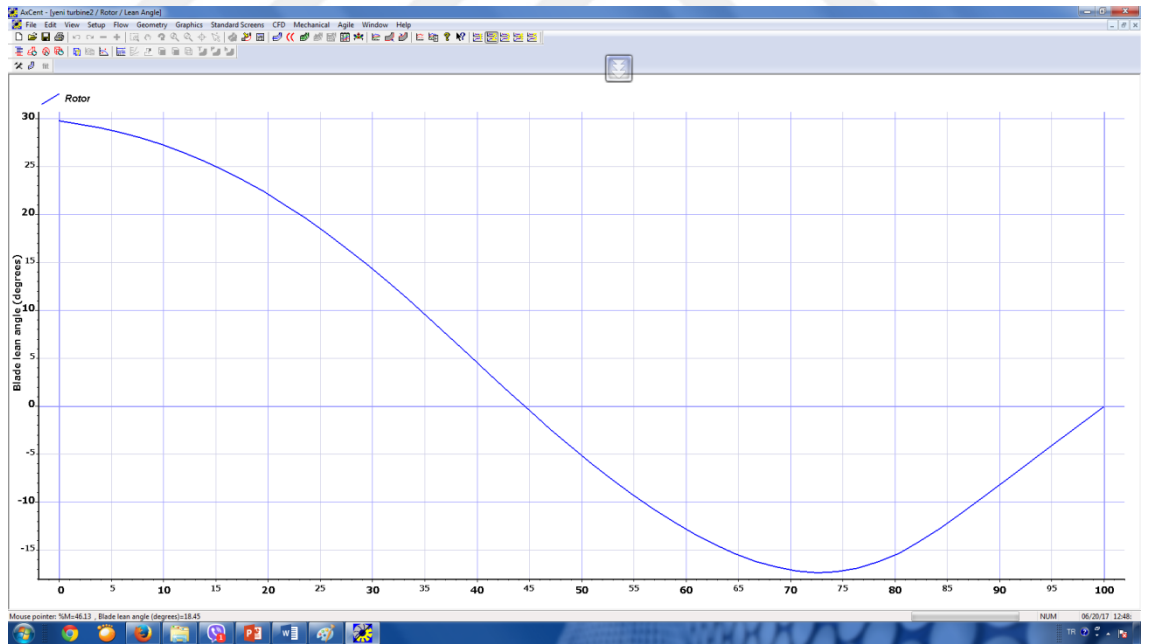
Şekil 4.19.b.Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli



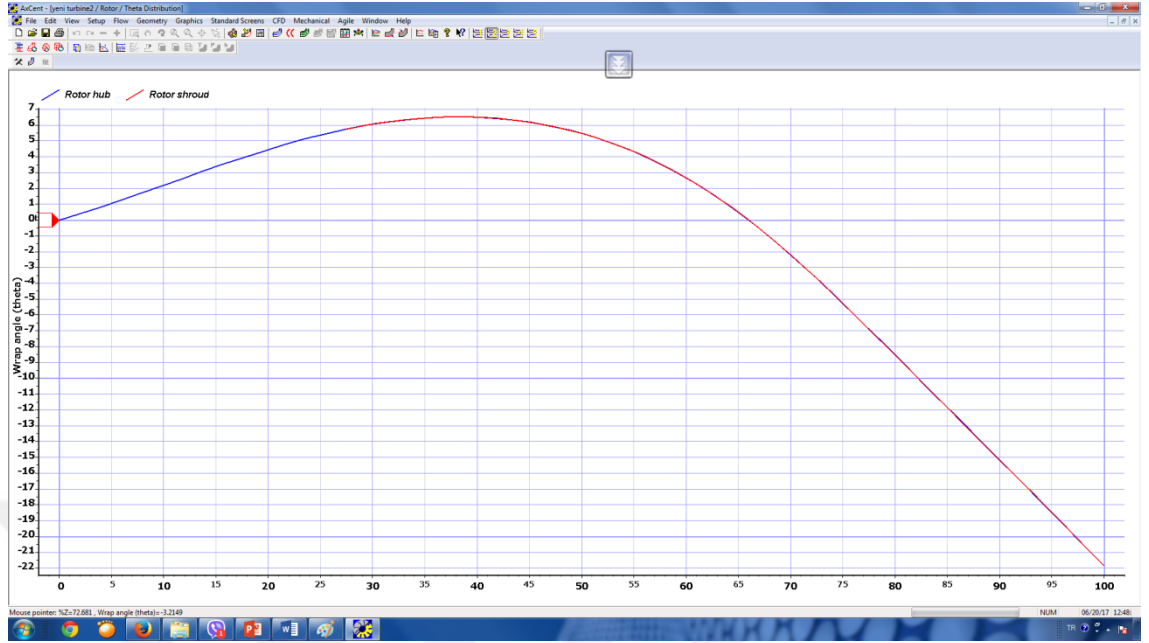
Şekil 4.19.c.Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli



Şekil 4.19.d.Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli



Şekil 4.19.e.Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli



Şekil 4.19.f. Türbin çarkının hazırlanmış 3D modeli

Turbine Details

Turbine Waste Gate

Gas properties

Gas constant (R): 287.0 J/(Kg*K)

Specific heat ratio: 1.36

Inlet conditions

Total pressure: 214.45 KPa

Total temperature: 1300.0 K

Mass flow: 0.106354 Kg/s

Input source

☒ Turbine GEO file: D:\ebruham\santez proje Load Meanline File

☐ Turbine AXL file:

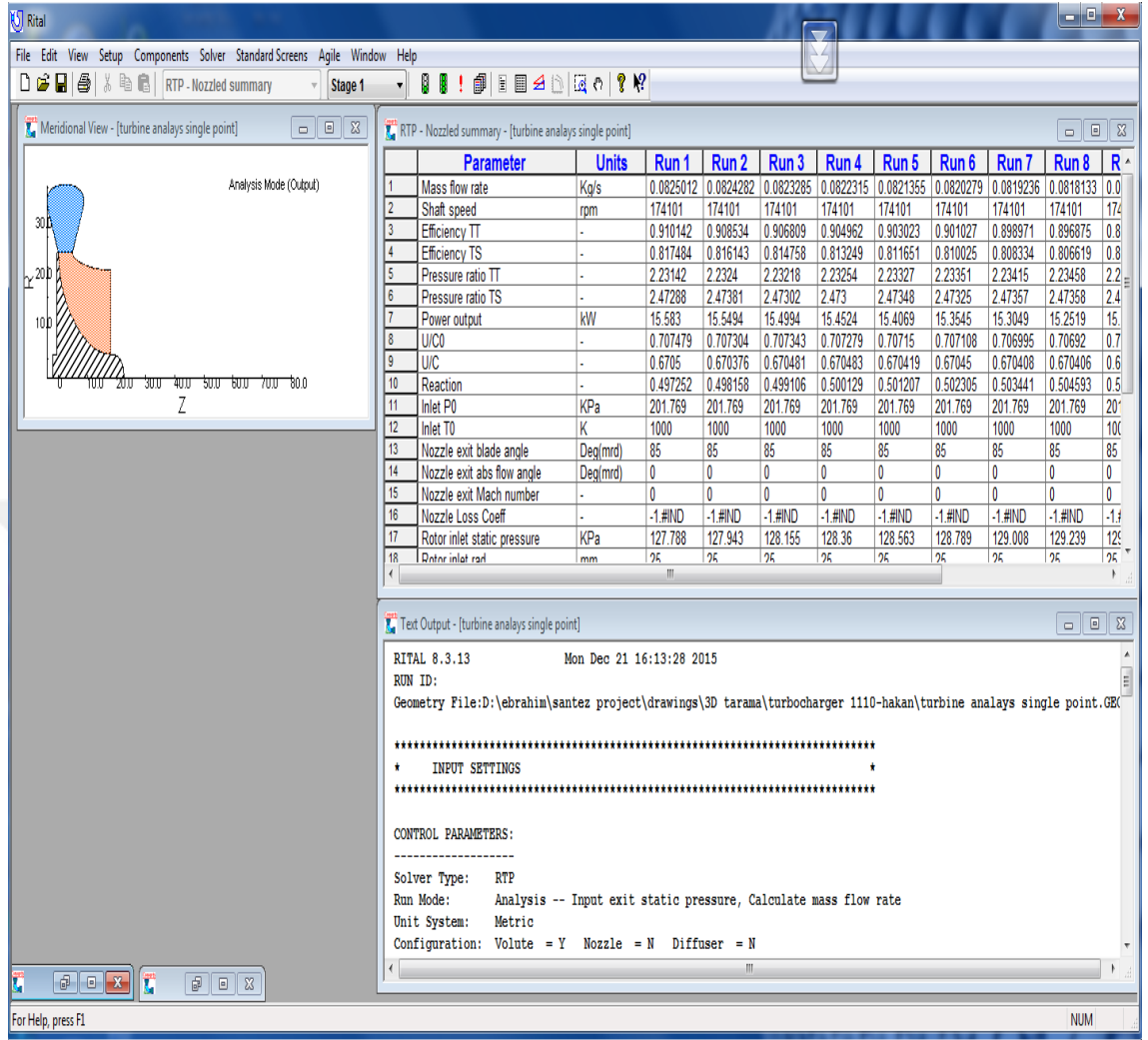
☐ SAE turbine map: Load MAP File

☐ Multiple SAE map for variable geometry turbine

☐ Variable geometry turbine Turn-down ratio: 0

Tamam İptal Uygula Yardım

Şekil 4.20. Türbine ait özelliklerin seçimi



Şekil 4.21. RITAL programında hazırlanmış 2 D türbin modeli

11. Mil kısmı

Turboşarjın son parçası ise mil ve yatak kısmıdır. Mil kısmında olan kayıplar sebebiyle milde modellenmelidir. Türbinde üretilen işin bir miktarı bu yataklarda harcanır. Şekil 4.22'de görüldüğü gibi referans bir devir sayısı için analiz yapılır.

Bearing

Reference bearing power loss at reference RPM(Power_loss_ref): 0.5 kW

Reference RPM: 100000

RPM exponent: 1.6

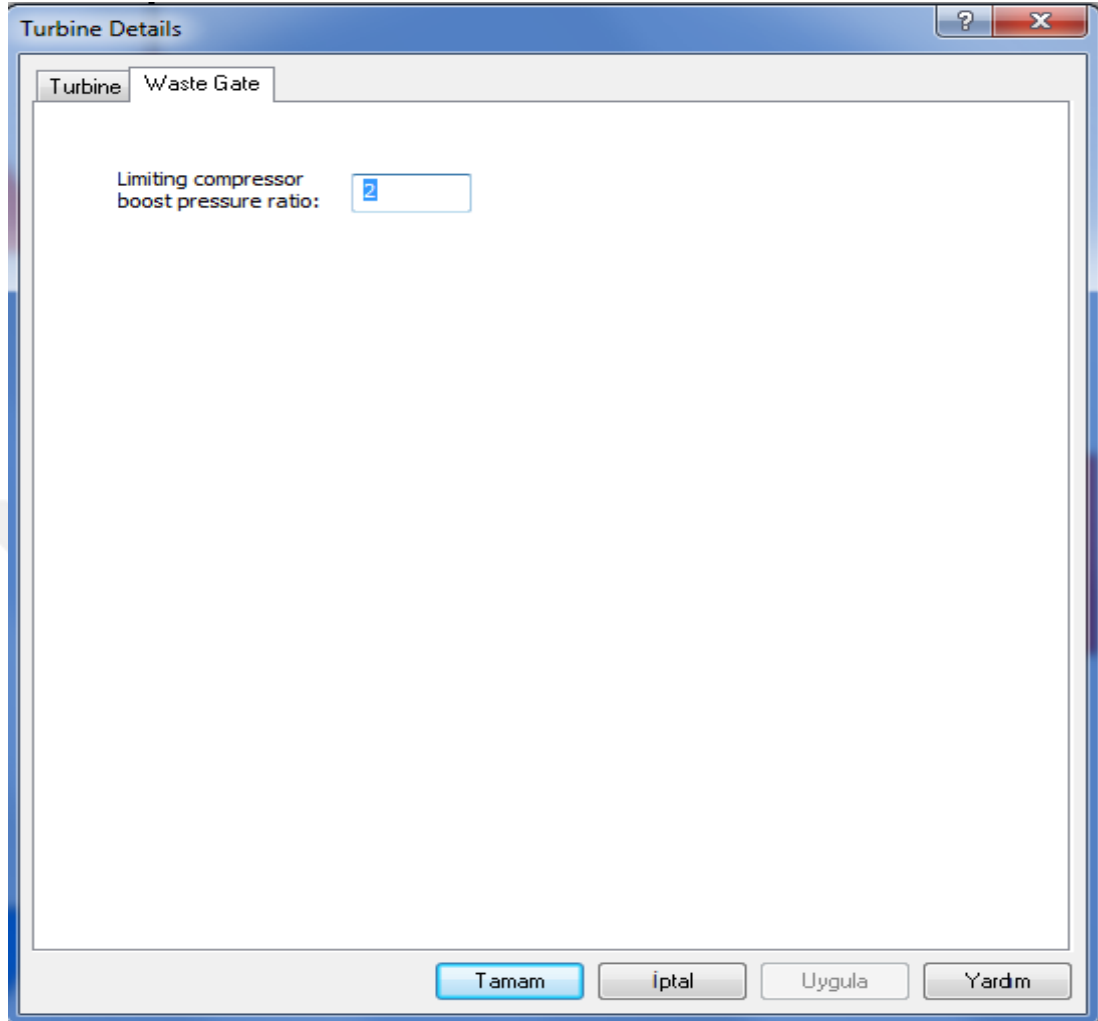
$Power_loss/Power_loss_ref=(RPM/RPM_ref)^n$

OK Cancel

Şekil 4.22. Turboşarja ait yatak ayarları

12. Tahliye çıkış (wastegate) elemanının tanıtımı

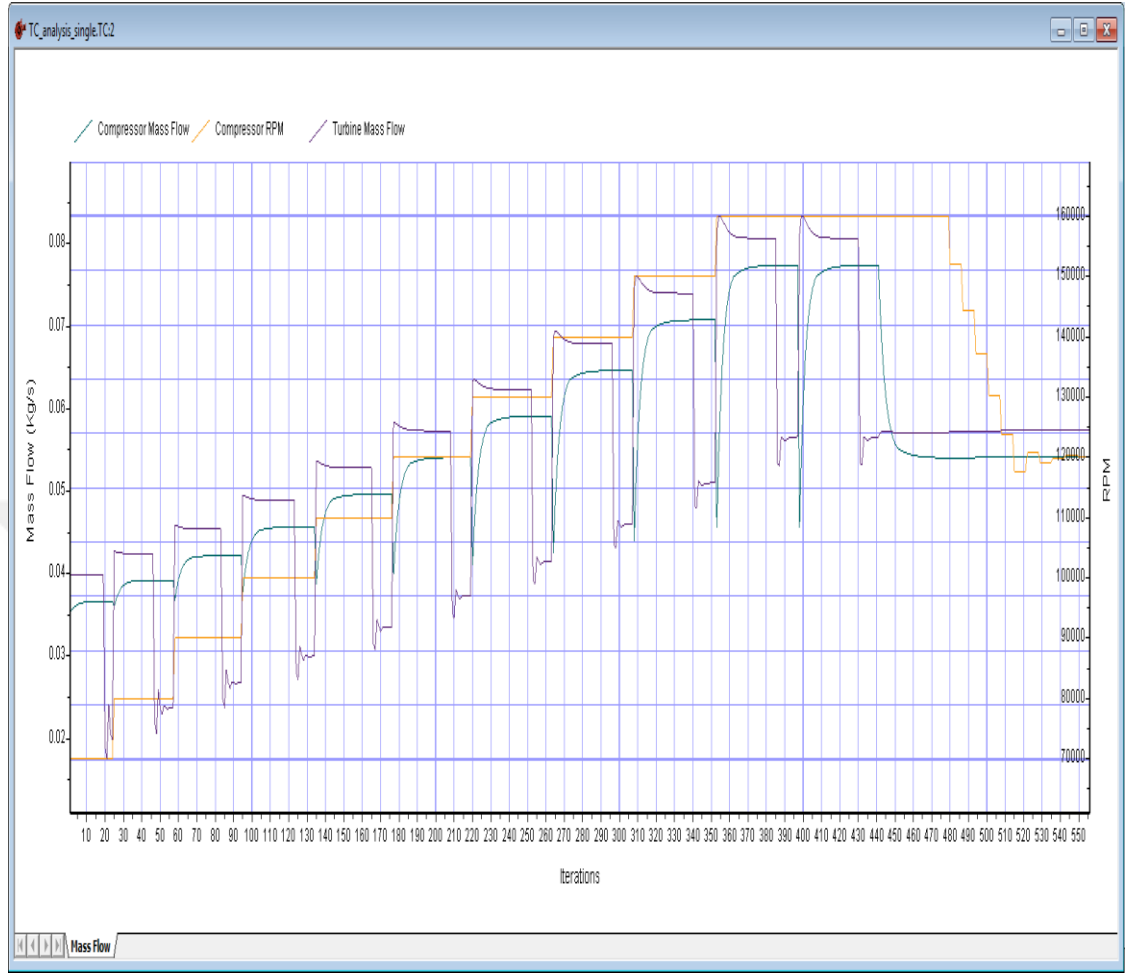
Tahliye çıkış elemanı turboşarja eklenen bir parçadır. Bir valf görevi görür ve fazla gelen egzoz gazlarını türbine girmeden dışarıya atar. CONCEPTS NREC programında da bu parçanın modellenmesi de yapılmaktadır.



Şekil 4.23. Turboşarjda türbinin tahliye çıkış ayarları

13. TURBOMATCH programının çalışması

Turboşarj tasarımı için yukarıda belirtilen ayarların yapılmasının hemen ardından program çalıştırılır. Program bir sonuca ulaşıncaya kadar iterasyona devam edilir.



Şekil 4.24. TURBOMATCH programında iterasyon işlemi

14. Sonuçlar

TURBOMATCH programının çalışması sonucunda programdan bir rapor talep edilir. Motorun ve turboşarjın tüm parçalarına raporda değinilmektedir. Rapordan istenen değerler elde edilmediyse tasarım işlemleri yapılmalıdır.

TurboMatch 8.3.10 Tue Jun 06 11:38:05 2017
 File: D:\carl\TC_analysis_single.TC

* GENERAL SETTINGS *

Solver Mode: Analysis

Layout:

-Intake

-Compressor

+Intercooler

-Engine

-Turbine

+Waste Gate

-Exhaust

Unit System: Metric

-Length: mm

-Temperature: K

-Flow: Kg/s

-Pressure: KPa

-Power: kW

-Volume: liters

* COMPONENT-BY-COMPONENT OUTPUTS *

Intake

T00 = 298.15 P00 = 101.30 deltaP = 0.210

T01 = 298.15 P01 = 101.09 massflow= 0.054

Compressor

Compal model: D:\cagla\project\drawings\3D tarama\turbocharger 1110-hakan\compressor analyse mode.GEO

k = 1.40 Rgas = 287.06 Cp = 1004.70

N = 120129.49 Speed_param = 6957.16

m = 0.05 Flow_param = 0.01

PR = 2.00 Power_in = 4.45 EtaC = 0.80

T02 = 379.84 P02 = 202.18

Intercooler

Tcool = 383.15 Cool eff. = 0.60 deltaP = 0.09

T03 = 381.83 P03 = 202.10

Engine

N = 1500.00 Vsw = 2.80 eta_vol = 0.84

ma = 0.05 mf = 0.00 massflow = 0.06
 FER = 0.45 ER = 17511.32 heatLoss = 0.13
 delP34 = 47.89 eta_th = 0.42 Work_out = 56.98
 P03 = 202.10 T03 = 381.83 RHO3 = 1.84
 P04 = 154.20 T04 = 1300.00
 BSFC = 2.00e+002 BMEP = 1628.01

Fuel

AFR = 17.13 Qf = 42600.00 Fuel rate= 0.00

Turbine

Rital model: D:\cagla\project\drawings\3D tarama\turbocharger 1110-
 hakan\turbine analays single point.GEO
 k = 1.36 Rgas = 287.00 Cp = 1084.22
 N = 120129.49 Speed_param = 3331.79
 m = 0.04 Flow_param = 0.01
 PR = 1.52 Power_out = 5.12 EtaT = 0.77
 T5 = 1194.73 P5 = 101.44

Waste

Gate

PRBoostLimit= 2.00 bypassFlow= 0.01

Mechanical loss

PowerLoss_ref= 0.50 RPM_ref = 100000.00 exponent= 1.60
 PowerLoss_mech= 0.67 RPM = 120129.49

Exhaust

Pamb = 101.30 deltaP = 0.14 massflow = 0.04

* OVERALL PERFORMANCE SUMMARY *

Overall turbocharger efficiency: 0.536

Mechanical efficiency: 0.869

Engine pressure drop(P3-P4): 47.894

Engine thermo efficiency: 0.423

Compressor flow param: 0.009

Compressor speed param: 6957.164

Compressor pressure ratio: 2.000

Compressor efficiency (T-T): 0.799

Turbine flow param: 0.010

Turbine speed param: 3331.793

Turbine pressure ratio: 1.520

Turbine efficiency (T-S): 0.771

Şekil 4.25. TURBOMATCH programının raporu

15. Yorum

Bu raporda dikkat edilmesi gerekli olan birkaç husus vardır. Bunlar:

1. İlk olarak kompresör ve türbin aynı mil üzerinde çalıştıkları için devir sayıları eşit olmalıdır. TURBOMATCH programından elde ettiğimiz sonuçta $N_T=120129.46$ $N_C=120129.49$ bulunmuştur. Bu sonuç bizim hesaplamamızda herhangi bir yanlış olmadığını gösterir.
2. Türbin kısmında üretilen iş, kompresörün harcadığı iş ve yataktaki kayıpların toplamına eşittir. TURBOMATCH programında türbin kısmında üretilen iş=5.12 kompresör kısmında harcanan iş=4.45 yatak kayıpları ise 0.67 bulunmuştur.
3. Motor kısmında ise tork ve güç miktarları beklenen değerleri karşılamalıdır.
4. Motor üzerinde giriş çıkış basınç farkı her zaman pozitif olmalıdır. Hesaplama motor giriş çıkış basınç kaybı (P_3-P_4) 47.894 bulunmuştur.
5. Normal şartlarda türbin ve kompresörün verimleri %70'den fazla olmalıdırlar. Bu durumda turboşarj verimi %50'den fazla çıkmalıdır. TURBOMATCH programı sonucunda $\eta_T=0.77$ $\eta_C=0.80$ bulunmuştur hesaplanan turboşarj verimi ise 0.536 dır.
6. Motorun çalışma çizgisi kompresör performans haritası üzerinde incelenmelidir. Bu çizgi kompresörün kritik bölgelerine girmemelidir.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Turboşarjın özel bir motora göre tasarlanması CONCEPTS NREC programları ile gerçekleştirilmektedir. Bu program ile turboşarj tasarlanması termodinamik ve akışkanlar yasalarına ve deneysel modellere dayanarak yapıldığında iyi sonuçlar elde edilebilmektedir. Mevcut motor ve daha önce üç boyutlu tarayıcıyla taratılıp programa aktarılan turboşarj programın analiz modunda incelenmiştir. Bu program aracılığıyla turboşarjı üretmeden önce verimliliği hesaplanabilmektedir. Bizde CONCEPTS NREC programı içinde yer alan TURBOMATCH paket programı ile turboşarj verimini hesapladık ve turboşarjın verimini 0.536 bulduk bu değer verimi %50 üzerinde olması gereken turboşarjlar için iyi bir değerdir. Ayrıca bu program yardımı ile türbin ve kompresörün devir sayıları bulunmuştur bulunan değer 120129.49 dur. Ayrıca bu program ile günümüzde çok kullanılan düşük devirlerde de etkisi olan değişken geometrili (VGT) turboşarjlar da kolaylıkla tasarlanabilmekte ve kullanılacağı motora göre analizi yapılabilmektedir. CONCEPTS NREC paket programı bizlere akış ve gerilme analizi yapma imkanı sağlayan bir programdır ileriki aşamalarda bu analizlerde yapılabilmektedir.

KAYNAKLAR

- Arslan, A., 2006. Applying Turbocharger To A Naturel Charged Diesel Engine. master of science, Istanbul Technical university.
- Baines, N. and Fredriksson C., 2010. The Mixed Flow Forward Swept Turbine for Next Generation Turbocharged Downsized Automotive Engines. ASME Turbo Expo, GT2010-23366, 1-5.
- Baines, N., 2005. Fundamentals of turbocharging. USA, CONCEPTS NREC, Edwards Brothers Incorporated.
- Benson, R. S., 1979. Internal Combustion Engines. Robert Maxwell Pub., London, 137-139.
- Campbell, T., Yang J., and Ren Z., 1996. Computer aided design and development in engine technology. Computers and Their Applications - Proceedings of the Isca 11th International Conference, 122-126.
- Carlos, A., and Estrada M., 2007. New Technology used in Gas Turbine Blade Materials. XIII Science and Technology.
- Cummins Inc., 2010. Engine performance Curve. <http://www.cummins.com> (05.06.2017)
- Dağlar, S., 2012. Turbocharger Matching For Heavy Duty Engines In Comparison With Single Stage Variable Gometry And Two Stage Turbocharger Systems. Master of science thesis, Istanbul Technical university.
- Deniz, O., 2008. Internal Combustion Engines. Lectures Notes, Istanbul, turkey, 1-247.
- Eriksson, L., Frei S., Onder C. and Guzzella L., 2002. Control and optimization of turbo charged spark ignited engines. IFAC World Congress. Barcelona, Spain.
- Fredriksson, C., and Baines N., 2010. The Mixed Flow Forward Swept Turbine for Next Generation Turbocharged Downsized Automotive Engines. Proceedings of the Asme Turbo Expo 2010, Vol 5, 559-563.
- Frese, F., Einzinger J., and Will J., 2014. Design optimisation of an impeller with CFD and Meta-Model of optimal Prognosis. 10 th International Conference on turbocharhgers and turbocharching, London.
- Guzzella, L., Wenger U., and Martin R., 2000. IC-engine Downsizing and Pressure-Wave Supercharging for Fuel Economy. SAE Technical Paper.
- Hagelstein, D., Beyer B., Seume J., Rautenberg M., and Hasemann H., 2002. Heuristical view on the non-adiabatic coupling system of combustion engine and turbocharger. Turbochargers and Turbocharging 2002(1), 349-360.
- Japikse, D., 1996. Centrifugal compressor design and performance. USA, CONCEPTS ETI. Thomson-Shore, Inc.
- Japikse, D., 2009. Turbomachinery Performance Modeling. CONCEPTSs NREC(Permanent Rights Granted to SAE) 2009-01-0307.
- Karnik, A. Y., Buckland J. H., and Freudenberg J. S., 2005. Electronic throttle and wastegate control for turbocharged gasoline engines. ACC: Proceedings of the 2005 American Control Conference, 1(7), 4434-4439.
- Krivitzky, E. M., 2012. The Quest for Wider-range, Higher-efficiency Automotive Turbocharger Compressors. Automotive Engineering online international CONCEPTSs NREC.

- Lee, B., Jung D., Assanis D., and Filipi Z., 2008. Dual-stage turbocharger matching and boost control options. Proceedings of the Spring Technical Conference of the Asme Internal Combustion Engine Division, 267-277.
- Matthew, J. D. D., and James D. S., 2002. A Technical Guide Superalloys.
- Miller, R. A., 1997. Thermal Barrier Coating of Aircraft Engines. Journal of Thermal Spray Technology, 35-42.
- Moustapha, H., Zelesky M. F., Baines N. C., and Japikse D., 2003. Axial and Radial Turbines. USA, CONCEPTS NREC. Edwards Brothers Incorporated.
- Muller, M., 2008. Estimation and Control of Turbocharged Engines. SAE World Congress.
- Niemi, S., 1992. On The Possibilities To Increase Power Output And Reduce Exhaust Emissions Of A Spark-Assisted Direct-Injection Ethanol Engine.
- Petitjean, D., Bernardini L., Middlemass C., Shahed S. M., and Hurley R. G., 2004. Advanced gasoline engine turbocharging technology for fuel economy improvements. SAE Technical Paper.
- Porzing, D., Raetz H., Schwarze H., and Seume J. R., 2014. Thermal analysis of small high-speed floating-ring journal bearings. 11 th International Conference on turbocharhgers and turbocharching, London.
- Safarian, E., 2015. Analyzing and Optimization Of The Turbocharging System In The Engines. Ph.D. Thesis, Atatürk University.
- Schwarz, J. B., and Andrew D. N., 2014. consideration for gas stand measurment of turbocharger performance. 11 th International Conference on turbocharhgers and turbocharching, London.
- Taylor, C. F., 1994. Internal Combustion Engine Teory And Practice , London, The M. I. T. Pres.
- Taylor, C. F., 1994. Internal Combustion Engine-Combustion-Fuels Materials-Desing The M. I. T. Pres, London V. 2, 139-141.
- VanDyne, E. A., and Riley M. B., 2008. An advanced turbocharging system for improved fuel efficiency. Proceedings of the 2007 Fall Technical Conference of the Asme Internal Combustion Engine Division, 21-28.
- Wakeman, R. J., and Wright D. O., 1986. Closed Loop Turbocharger Control with Transient Wastegate Functions, SAE Technical Paper 860487.
- Wallace, F. J., Howard D. R., and Anderson U., 1986. Variable Geometry Turbocharging Of A Large Truck Diesel Engine. SAE Paper, 860452, Warrendale, 23-27.
- Wang, Y., and Haskara I., 2010. Exhaust Pressure Estimation and Its Application to Variable Geometry Turbine and Wastegate Diagnostics. 2010 American Control Conference, 658-663.

ÖZGEÇMİŞ

1991 yılında Erzurum'un Pasinler ilçesinde doğdu, ilk ve orta öğretimini burada lise öğrenimini ise Erzurum'da tamamladı. 2009'da başladığı Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendislik Bölümünden 2014 yılında mezun oldu. 2014 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik Bilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. 2017 yılında Erzincan Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliğinde araştırma görevlisi olarak göreve başladı.