



**DİZEL ARAÇLARDA ÇİFT KADEMELİ
TURBOŞARJIR TASARIMI VE ANALİZİ**

Haktan İbrahim YILMAZ

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Termodinamik Bilim Dalı
Prof. Dr. Kadir BİLEN**

2019

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**DİZEL ARAÇLARDA ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJIR
TASARIMI VE ANALİZİ**

Haktan İbrahim YILMAZ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Termodinamik Bilim Dalı

ERZURUM

2019



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü
TEZ ONAY FORMU



DİZEL ARAÇLARDA ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJIR TASARIMI VE ANALİZİ

Prof. Dr. Kadir Bilen danışmanlığında, Haktan İbrahim YILMAZ tarafından hazırlanan bu çalışma, 16/07/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı - Termodinamik Bilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak **oybirliği / oy çeldiği (3..3.)** ile kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. M. Zafer GÜL

İmza :

Üye : Prof. Dr. Kadir BİLEN

İmza :

Üye : Prof. Dr. Kadir BAKIRCI

İmza :

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu'nun **18.07/2019** tarih ve **.29...../..85.....** nolu kararı ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Mehmet KARAKAN
Enstitü Müdürü

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

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DİZEL ARAÇLARDA ÇİFT KADEMELİ TURBOŞARJIR TASARIMI VE ANALİZİ

Haktan İbrahim YILMAZ

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

Danışman: Prof. Dr. Kadir BİLEN

Otomotiv sektöründe, teknolojik gelişmeler ile birlikte düşük enerji kullanılarak yüksek verim elde etmek amaçlanmaktadır. Bu amaç için geliştirilen turboşarj sistemleri, aynı yakıt ile motorun gücünü artırmakta veya motor hacminin azaltılmasını sağlamaktadır. Bu turboşarj sistemleri, motor güç yoğunluğuna bağlı olarak tek kademe veya çift kademeli turbo şarj sistemleri kullanımına karar verilmektedir. Motor güç yoğunluğunda kullanılabilecek turboşarj sistem tipinin belirleyen esas değer 65-70 kw/L' den düşük veya yüksek olması durumuna göre karar verilir. Düşük motor gücünde tek kademeli, yüksek motor gücünde ise çift kademeli turboşarj sistemi kullanılmaktadır. Çift kademeli turboşarj sistemlerinin analizini amaçlayan bu çalışmada, analiz için Concept Nrec programı kullanılmıştır. Compal, Rital ve Turbomatch ve Axcent paket programları yardımı ile çift kademeli turboşarj tasarımı ve analizi yapılmıştır. Analiz raporlarına göre Waste gate oranı sabit tutularak, düşük ve yüksek motor devirlerinde (1100-3200 d/dk) turboşarj veriminin en düşük turboşarj verimi %40 iken en yüksek değeri ise %45 oranında verim elde edilmiş ve buna göre turboşarjır tasarım boyutları belirlenmiştir.

2019, 117 sayfa

Anahtar Kelimeler: Çift kademeli turboşarj, Waste-Gate, Axcent, Concept Nrec, Rital, Compal, Turbomatch

ABSTRACT

Ms Thesis

ANALYSIS AND DESIGN OF TWO-STAGE TURBOCHARGERS AT DIESEL ENGINE

Haktan İbrahim YILMAZ

Ataturk University, Institute of Science and Technology
Department of Machine Engineering
Thermodynamics Department

Advisor: Prof. Dr. Kadir BİLEN

In the automotive sector, it is aimed to obtain high efficiency by using low energy with technological developments. Turbocharging systems developed for this purpose increase the engine power or reduce the engine volume with the same fuel. It is decided to use single-stage or double-stage turbo charging systems depending on the engine power density. It is decided if the turbocharger system type that can be used at engine power density is less than or higher than 65-70 kw/L. If the engine power is low, it is used single-stage and if engine power is high-level, two-stage turbocharging system is used. In this study, which aims to analyze the two-stage turbocharging systems, Concept Nrec program is used for analysis. Compal, Rital and Turbomatch and Axcent package programs with the help of two-stage turbocharger design and analysis was made. According to the analysis reports, the waste gate ratio was kept constant, 40% of the turbocharging efficiency at the lowest and 45% at the highest turbocharging at low and high engine speeds (1100-3200 rpm).

Year: 2019, 117 pages

Keywords: Two-stage turbochargers, Waste-Gate, Axcent, Concept Nrec, Rital, Compal, Turbomatch

TEŞEKKÜR

Saygıdeğer hocam ve tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Kadir BİLEN' e lisans ve yüksek lisansım boyunca bana olan desteğinden dolayı teşekkür ederim. Bana kattığı değerler, sayesinde elde ettiğim bilgi ve kazanımları için kendisine müteşekkirim.

Bana her konuda yardımcılarımdan dolayı yardımlarını esirgemeyen sevgili ailem, annem Nazire YILMAZ, erkek kardeşim Seyit YILMAZ ve kız kardeşim Hüda YILMAZ'a bana destek ve her zaman yanımda oldukları için saygı ve sevgilerimi sunar, teşekkür ederim.

Ayrıca bu çalışmamın tamamlanmasında maddi ve manevi katkısı bulunan tüm meslektaşlarıma ve bana ayrıca yardımcı olan Muhammed Taha Topcu'a teşekkür ederim.

Haktan İbrahim YILMAZ

Temmuz, 2019

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	1
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür taraması	2
2. KURAMSAL TEMELLER.....	6
2.1. Motorlarda Aşırı Doldurma.....	8
2.2. Turboşarj	10
2.2.1. Kompresör kısmı.....	12
2.2.2. Türbin kısmı.....	17
2.3. Turboşarjır çeşitleri	26
2.3.1. Tek kademeli turboşarjır	26
2.3.2. Çift kademeli Turboşarj sistemleri.....	30
3. MATERİYAL ve YÖNTEM.....	35
3.1. Turboşarjırın Çalışma Haritaları	36
3.1.1. Kompresör Haritası ve Çalışma Noktaları	36
3.1.2. Türbin Haritası ve Çalışma Noktaları	37
3.1.3. Yük – Akım haritası.....	39
3.1.4. Hız – verim haritası.....	39
3.1.5. Turboşarj ve motorun analitik seçim prosesi	40
3.1.6. CONCEPTS NREC	47
3.1.7. TURBOMACTH PACKAGE.....	47
3.1.8. COMPAL	48
3.1.9. RITAL	48
3.1.10. AXCENT	49

3.1.11. CAD TRANSLATOR.....	50
3.1.12. PUSHBUTTON CFD	50
4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	51
4.1. Özel Bir Motor Tanıtılması ve Turboşarj Tasarımı.....	51
4.2. Bir boyutlu (1D) tasarım	53
4.2.1. TURBOMATCH ayarları	53
4.2.2. Layout kısmı	53
4.2.3. Birim kısmı	54
4.2.4. Mode kısmı	55
4.2.5. Motora alınan hava.....	56
4.2.6. Motor parametreleri	58
4.2.7. EGR kısmı.....	59
4.2.8. Waste gate kısmı	60
4.2.9. Düşük basınç turboşarjır mil kısmı	60
4.2.10. Yüksek basınç turboşarjır mil kısmı	61
4.2.11. Düşük basınç turboşarjır Kompresör kısmı	61
4.2.12. Yüksek basınç turboşarjır Kompresör kısmı.....	62
4.2.13. Yüksek basınç turboşarjır türbin kısmı	63
4.2.14. Düşük basınç turboşarjır türbin kısmı.....	64
4.2.15. Egzozdan atmosfere atılan hava.....	65
4.2.16. TURBOMATCH programının çalışması	66
4.2.17. TURBOMATCH programının sonuçları	68
4.2.18. COMPAL paket programı.....	70
4.2.19. RITAL paket programı.....	79
4.2.20. AXCENT paket programı	88
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	112
KAYNAKLAR	116
ÖZGEÇMİŞ	118

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

ε_g	Genişleme oranı
η_{TC}	Turboşarj verimi
η_m	Mekanik verim
$\eta_{s,TC,C}$	İzantropik kompresör verimi
$\eta_{s,TC,T}$	İzantropik türbin verimi
$\eta_{th-otto}$	Verim otto çevrim
$\emptyset$	Akım oranı
ψ	Yük oranı
C	Ses hızı
C _m	Mutlak hız meridyen bileşeni
CP	Sabit Basınçta özgül ısı
CV	Sabit hacimde özgül ısı
E	Enerji
H	Entalpi
HV	Yakıtın özgül yanma değeri
N	Devir sayısı
Q	Isı
Q _{HV}	Özgül ısı değeri
T	Sıcaklık
W _Ç	İş
β	Kanat çıkış açısı
ε	Sıkıştırma oranı
φ	Yük oranı

Kısaltmalar

AFR	Hava yakıt oranı
AÖN	Alt ölü nokta
BMEP	Ortalama efektif basınç
Compal	Kompresör çalışma alt programı
CONCEPTS NREC	Turbo için tasarlanmış paket program ticari markası
d/dk	Devir/Dakika
ECU	Elektronik kontrol ünitesi
EGR	Egzoz gazı resirkülasyonu
Er	Genişleme oranı
IMEP	Ortalama indike basınç
PR	Turboşarjda basınç oranı
Prc	Kompresör basınç oranı
Prt	Türbin basınç oranı
Rital	Türbin çalışma alt programı
ÜÖN	Üst ölü nokta
AÖN	Ast ölü nokta
VGT	Değişken geometrili türbin
WG	Waste-gateli turboşarj
LC	Düşük basınç kompresörü
HPC	Yüksek basınç kompresörü
LT	Düşük basınç türbini
HPT	Yüksek basınç türbini
TKTŞRJ	Tek kademeli turboşarjır
ÇKTŞRJ	Çift kademeli turboşarjır

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Dizel çevriminin P-v, T-s diyagramları	6
Şekil 2.2. Turboşarjır çevrimi	10
Şekil 2.3. Turboşarjır kesit görünümü	11
Şekil 2.4. Kompresör yapısının kesit resmi (Japikse, 1988)	11
Şekil 2.5. Kompresör salyangozu	11
Şekil 2.6. Tam kanat ve yarım kanatlar	13
Şekil 2.7. Kompresör h-s grafiği (Baines, 2005b)	13
Şekil 2.8. Hız üçgenleri.....	15
Şekil 2.9. Kompresörün hız üçgenler gösterimi (Baines, 2005)	16
Şekil 2.10. Turboşarjır akışkanın izlediği yol.....	16
Şekil 2.11. Türbinin kesit resmi (Moustapha <i>et al.</i> , 2003)	17
Şekil 2.12. Turboşarjır yatak kısmı (Porzig <i>et al.</i> , 2014).....	18
Şekil 2.13. Sırasıyla radyal, karma ve eksenel akışlı türbin tipleri.....	19
Şekil 2.14. Türbinde genişleme olayının h-s diyagram üzerinde çizgileri(Baines, 2005)	19
Şekil 2.15. Türbin girişinde akışkan hızının vektörel gösterimi(Moustapha <i>et al.</i> , 2003)	21
Şekil 2.16. Türbin kanatçığındaki çıkış gazların hız vektörel gösterimi (Moustapha <i>et al.</i> , 2003).....	23
Şekil 2.17. Turboşarj trım gösterimi	24
Şekil 2.18. Turboşarj iş geçişi (Baines 2005)	25
Şekil 2.19. Tek kademeli Turboşarjır (Anonim, 2019b).....	27
Şekil 2.20. Tahliye çıkışlı turboşarır kesit resmi (Wurms <i>et al.</i> , 2011).....	27
Şekil 2.21. Uyarıcının mekanizması	28
Şekil 2.22. Türbine giren egzoz gazının wastegate kontrollü turboşarırda izlediği yol (Anonim, 2019c)	28
Şekil 2.23. Değişken Kanatçıklı kontrol mekanizması (Anonim, 2019c)	29
Şekil 2.24. Türbin üzerinde A/R oranı.....	30

Şekil 2.25. Seri bağlı turboşarjır sisteminin düşük ve yüksek devirlerde çalışma prensibi	31
Şekil 2.26. Paralel bağlı turboşarjır sistemi motor düşük ve yüksek devirlerde çalışma prensibi	32
Şekil 2.27. Tek turboşarjır çalışma prensibi	32
Şekil 2.28. Turboşarjırda geçiş modu	33
Şekil 2.29. İkili turbo modu	34
Şekil 3.1. Kompresör performans haritası (Baines, 2005).....	35
Şekil 3.2. Kompresör stall (dalga) olayı	37
Şekil 3.3. Kompresör kanatçığı üzerinde boğulma olayı	37
Şekil 3.4. Radyal türbin için farklı verimlerde yük oranının akım ile değişimi	38
Şekil 3.5. Akım ve yük oranları radyal türbinlerde(Baines, 2005).....	38
Şekil 3.6. İzantropik verimin hız oranı ile değişimi	40
Şekil 3.7. Motor-turboşarj sisteminin genel şematiği	41
Şekil 3.8. Performans haritası üzerinde kompresörün verim tahmini(Baines, 2005)	42
Şekil 3.9. Egzozda atılan enerji eğrisi(Baines, 2005)	45
Şekil 3.10. Harita üzerinde türbin verimin belirlenmesi(Baines, 2005)	45
Şekil 3.11. Turboşarjın tasarım aşamaları	46
Şekil 3.12. Turbomatch programda set edilen turboşarjır ve elamanları görünüşü	47
Şekil 3.13. Compal programında analizler sonucunda kompresör görünümü ve boyutları	48
Şekil 3.14. Rital programında analizler sonucunda türbin görünümü ve boyutları	48
Şekil 3.15. Axcent programının analizler sonucunda türbin tasarımı.....	49
Şekil 3.16. Axcent programında analizler sonucunda kompresör tasarımı	49
Şekil 4.1. TURBOMATCH paket programında seçilen turboşarjır elemanları.....	53
Şekil 4.2. TURBOMATCH layout kısmı	54
Şekil 4.3. TURBOMATCH birimlerin tanımlandığı kısım	54
Şekil 4.4. TURBOMATCH programında 'Mode' seçenekleri	55
Şekil 4.5. Turboşarjır giriş parametreler	56
Şekil 4.6. Düşük basınç kompresöründe ara soğutucu kısmı	57
Şekil 4.7. Yüksek basınç kompresöründe ara soğutucu kısmı.....	57
Şekil 4.8. Motor özelliklerin girildiği kısım	58

Şekil 4.9. Motor yakıtının ısı değeri ve hava-yakıt oranının girilmesi.....	59
Şekil 4.10. EGR sistemine ait özelliklerinin girilmesi.....	59
Şekil 4.11. Waste gate sistemine ait basınç oranının girilmesi.....	60
Şekil 4.12. Düşük basınç kompresörünün mil kısmı	61
Şekil 4.13. Yüksek basınç kompresörünün mil kısmı	61
Şekil 4.14. Düşük basınç turboşarjının kompresör kısmı.....	62
Şekil 4.15. Yüksek basınç turboşarjının kompresör kısmı	63
Şekil 4.16. Yüksek basınç turboşarjının türbin kısmı.....	64
Şekil 4.17. Yüksek basınç turboşarjının türbin kısmı.....	65
Şekil 4.18. Turboşarjırdan atmosfere atılan havanın özellikleri	66
Şekil 4.19. TURBOMATCH programında iterasyon işlemi	67
Şekil 4.20. Turbomatch programının raporu.....	68
Şekil 4.21. Turbomatch programının raporu (devamı)	69
Şekil 4.22. Compal analizleri sonucunda LP kompresör yapısı ve boyutları	71
Şekil 4.23. Compal analizleri sonucunda LP kompresörün orta hızdaki (RMS) giriş hız üçgeni	72
Şekil 4.24. LP kompresörünün orta hızdaki (RMS) giriş hız üçgeni.....	72
Şekil 4.25. Compal analizleri sonucunda elde edilen LP kompresör haritası.....	73
Şekil 4.26. . Compal analizleri sonucunda elde edilen LP kompresör grafikleri.....	74
Şekil 4.27. Hp kompresör yapısı.....	74
Şekil 4.28. Compal analizleri sonucunda Hp kompresörünün orta hızdaki (RMS) giriş hız üçgeni	75
Şekil 4.29. Hp kompresörünün orta hızdaki (RMS) çıkış hız üçgeni	75
Şekil 4.30. Compal analizleri sonucunda elde edilen HP kompresör haritası	76
Şekil 4.31. Compal analizleri sonucunda elde edilen HP kompresör grafikleri	77
Şekil 4.32. Compal analizleri sonucunda elde edilen LP kompresör verim değerleri	78
Şekil 4.33. HP türbin 2D görünümü ve boyutları	79
Şekil 4.34. HP türbinin salyongoz değerleri	80
Şekil 4.35. HP türbinin kanat giriş çıkış değerleri	81
Şekil 4.36. Hp türbinin giriş hız üçgeni	82
Şekil 4.37. Hp türbinin çıkış hız üçgeni.....	82
Şekil 4.38. Hp türbinin haritası	83

Şekil 4.39. LP türbin 2D görünümü.....	83
Şekil 4.40. HP türbinin salyangoz değerleri	84
Şekil 4.41. LP türbinin kanat giriş çıkış değerleri	85
Şekil 4.42. LP türbinin giriş hız üçgeni	86
Şekil 4.43. LP türbinin çıkış hız üçgeni.....	86
Şekil 4.44. LP kompresör haritasında N= 52 099 d/dk için mflow'a göre stage basıncının oranının gösterimi	87
Şekil 4.45. Grid yapısının ayar kısmı.....	89
Şekil 4.46. LP kompresörü grid yapısı (yarım ve tam kanat)	89
Şekil 4.47. LP kompresörü grid yapısı (toplam sistem).....	90
Şekil 4.48. LP kompresörü grid yapısı.....	90
Şekil 4.49. LP kompresörü grid yapısı.....	90
Şekil 4.50. Çözücü ayarları.....	91
Şekil 4.51. Çözücü ayarları.....	92
Şekil 4.52. Çözücü ayarları.....	93
Şekil 4.53. Rel Mach sayısı (2 boyutlu gösterimi).....	94
Şekil 4.54. Rel Mach sayısı (3 boyutlu gösterimi).....	94
Şekil 4.55. Statik Basınç (3D gösterimi)	95
Şekil 4.56. LP kompresörüne ait şekil ve grafikler.....	96
Şekil 4.57. LP Türbüne ait şekil ve grafikler	97
Şekil 4.58. LP Türbüne ait ağ yapısı.....	97
Şekil 4.59. LP Türbüne ait şekil ve grafikler	98
Şekil 4.60. HP Kompresörüne ait rel mach sayısı	98
Şekil 4.61. HP Kompresörüne ait static basınç.....	99
Şekil 4.62. HP Kompresörüne ait şekil ve grafikler	99
Şekil 4.63. Hp Türbününe ait rel mach sayısı (2D)	100
Şekil 4.64. HP Türbününe ait şekil ve grafikler (3D)	100
Şekil 4.65. Analizler sonucunda HP türbn için elde edilen toplu grafikler (3D).....	101
Şekil 4.66. Çift kademeli turboşarjır.....	102
Şekil 4.67. Tek kademeli turboşarjır.....	102
Şekil 4.68. Çift ve tek kademeli turboşarjır karşılaştırılması.....	106
Şekil 4.69. Tek kademeli turboşarjır farklı Waste gate oranlarındaki kütleli debisi ..	106

Şekil 4.70. Çift kademeli turboşarjırın BMEP	107
Şekil 4.71. Tek kademeli turboşarjırın BMEP değerinin motor devri ile değişimi	107
Şekil 4.72. Tek kademeli ve farklı waste gate basınç oranlarında BMEP nin motor devri ile değişimi	108
Şekil 4.73. Motor gücünün motor devri ile değişimi	108
Şekil 4.74. Egzoz kısmı kütleli debinin motor devri ile değişimi	109
Şekil 4.75. Egzoz kısmında kütleli debinin waste gate oranına göre değişimi.....	110
Şekil 4.76. Turboşarjır genel verimin motor devri ile değişimi.....	110
Şekil 4.77. Farklı Waste Gate oranlarında Turboşarj verimi.....	111

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Seri bağlı ve paralel bağlı turboşarjlırların karşılaştırılması.....	34
Çizelge 4.1. Çalışılan motorun tasarım parametreleri	51
Çizelge 4.2. Turboşarjır parametreleri	52
Çizelge 4.3. Çalışmada yapılan turboşarj kabulleri	52
Çizelge 4.4. Çift kademeli turboşarjırın farklı motor devirlerdeki değerleri.....	103
Çizelge 4.5. Tek kademeli turboşarjırın farklı motor devirlerdeki değerleri.....	104
Çizelge 4.6. Tek kademeli turboşarjırın farklı tahliye basınç oranındaki değerleri.....	105

1. GİRİŞ

19. Yüzyıldan itibaren gelişen teknoloji ile birlikte birçok farklı tasarıma sahip içten yanmalı motorlar üretilmiştir. İçten yanmalı motorlarda mekanik sistemlerin yanısıra güvenlik sistemleri, yakıt tasarruf sistemleri ve talebe uygun olarak sistemler geliştirilmektedir. Ekonomiklik parametresine bağlı kalarak minimum yakıt maksimum verim elde etmek için yeni sistemler geliştirmiştir. Bu sistemlerden biride motor gücünü artıran turboşarjır sistemleridir. Bu sistemler genellikle daha yüksek güç ve verim elde etmek için yanma odasına daha fazla sıkıştırılmış hava basılarak kullanılan sistemlerdir.

Turboşarj sistemleri sıklıkla dizel yakıt kullanan içten yanmalı motorlarda kullanılmaktadır. Turboşarjlar, piyasada rekabet beklentileri ve artan yasal düzenlemeler yüzünden genellikle emisyon değerlerinde bir zorunluluk olarak görülmektedir. Kullanılan ağır vasıtalarda talep edilen yüksek çekiş gücü ve düşük yakıt tüketimi gibi iki temel problem vardır, seçilecek olan turboşarjla oldukça ilgilidir. Bu sebepten ötürü turboşarj seçiminde kullanılacak olan motor ve araç tipine bağlı olarak turboşarjır seçilir. Bu tür sistemlere aşırı doldurmalı turboşarjır denir. Aşırı doldurma ile anlatılmak istenen motorun silindir hacmine fazla hava ile doldurmaktır. Bu işlem için ise iki farklı sistem kullanılabilir; birincisi egzoz türbününü kullanan turboşarjlar, ikincisi ise mekanik güç tüketen süperşarjlardır. Çalışma şekillerinde ki temel fark aşırı doldurmaya sağlayan kompresör kısmının tahrik edildiği mekanizmadır. Turboşarjlarda kompresör kısmının dönmesi, motorun egzoz manifoldundan çıkan egzoz gazının enerjisi ile türbin sayesinde olurken, süperşarjlarda ise kompresör kısmının dönmesi ise motor volanından alınan enerji sayesinde. Bundan dolayı turboşarj sistemine egzoz türbini ile aşırı doldurma, süperşarj ise mekanik aşırı doldurma olarak adlandırılmaktadır (Dağlar 2012).

Motor güç yoğunluğu esas alınarak tek veya çift kademeli turboşarj sistemleri karar verilmektedir. 65-70 kw/L' den daha düşük güç yoğunluğuna sahip olan motorlarda tek kademeli turboşarj sistemi kullanılırken, 65-70 kw/L'den yüksek güç yoğunluğuna sahip olan motorlar için ise çeşitli boyutlarda çift kademeli turboşarj sistemi kullanılması gerekmektedir. Bu çalışma kapsamında çift kademeli turboşarjırın, Concept Nrec

programına ait Turbomatch, Compal ve Rital paket programlar kullanılarak analizleri yapılmıştır. Analizler ile turbo basıncı sabit tutularak farklı motor devirlerinde (1100-3200 d/dk) turboşarj verimliliği %40-45 seviyelerine çıktığı tespit edilmiştir.

1.1. Literatür taraması

Deneysel çalışmada değişken geometrili turboşarjır (VGT) ın yeni tasarımı göz önünde bulundurarak, iki kesitli kanatsız (vaneless) türbin salyangozu, VGT sayesinde tek kesitli kanatlı türbin salyangozuna dönüştürülmüştür. V tipi motora özel tasarım olarak ayarlanabilir şekilde VGT kısmı montaj edilmiştir. Değişken geometrili turboşarjır, motorsuz test düzeneğinde türbinin çalışma karakteristiğine geniş bir gaz debi aralığında analiz edilmiştir. Ayarlanma sırasında sadece küçük dalgalanmalar meydana gelip, türbin verimliğinde yüksek performans elde edilmiştir. VGT kullanıldığında motor parametrelerinde iyileşme imkanı sağlanmıştır (Samoilenko *et al.*, 2017) .

Egzoz basıncı, motor hacimsel verimi ve EGR akışını hesaplamak için kullanılır. Yapılan çalışmada türbin haritasını VGT ile tahmin edilmektedir. İçten yanmalı motorlarda basınç sensörleri ile, kümülatif toplam algoritması ve yapay sinir ağlarına dayalı sensörleri kontrol eder. Bu sensörler farklı hataları algılayabilme yeteğine sahiptir. Bu sayede gerçekte karşılaşılan turboşarj arızaları için uygulanabilir. (Wang and Haskara, 2010).

Düzenlenmiş iki kademeli bir turboşarj sisteminin özelliklerini anlamak için, Bir motorun yüksek irtifada güç kazanma potansiyeli incelenmiştir. Bu çalışmanın amacı, İçten yanmalı motorlarda İrtifa düzenlemesinin iki kademeli turbo şarj sisteminin performanslarına etkisini anlamaktır. Çalışmada perspektif olarak mevcut olan akış enerjisi açısından değerlendirilmiştir. Çalışılan rakım aralığı 0-4,5 km ye kadar analitik ve deneysel yöntemlerle dizel tipi motor kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, rakımın turboşarjıra akış enerjisi üzerindeki önemli etkilerini göstermektedir. İki türbin arasında bölünmüş sistem ve enerji: sisteme emilen akış enerji irtifanın artması ile egzoz sıcaklığı ve basınç oranında artma meydana gelir, İki aşamalı bir turboşarj sisteminin

optimize edilmiş düzenleme yönteminin yeni yönleri farklı irtifada motor performansı araştırılmıştır (Yang *et al.*, 2018).

Bu çalışmada ağır sanayi araçlarında kullanılan motor için turboşarjda türbin seçimi ele alınmıştır. Altı silindirli twin-scroll turboşarjır kullanılmıştır. Bu sayede egzoz manifoldunda yüksek titreşimlerden kaçınılmaktadır. Burada kullanılan türbin genellikle endüstriyel uygulamalarda radyal türbin seçilmiştir. Düşük motor devirlerinde hava-yakıt oranı ve motor simülasyonunu bağlı olarak türbin haritası oluşturulmuş ve yüksek türbin verimine ulaşılmıştır (Anton *et al.*, 2018).

Uzun dayanımlı yüksek irtifa (HALE) aracı, insansız hava araçları için kullanılır. İki kademeli turboşarj Minimum yakıt tüketimi ile hızlı uçuş imkanı sağlayan ve deniz seviyesinde motor gücünü yüksek irtifalarda korumak için gereklidir. Bu çalışmada HALE için yüksek irtifalarda iki kademeli turboşarjın analizleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, minimum motor gücünün rakıma bağlı olarak arttığını göstermektedir. Sonuç olarak sınırlamaların değerlendirilmesi ve analizlerin kontrolü için temel bir algoritmaya bağlı olarak yüksek irtifalarda çalışan iki kademeli turboşarjlı İHA motorları önerilmektedir (Fass and Tartakovsky, 2018).

Turboşarjlılarda yüksek devirlerde kullanılan santrifüj kompresörler; küçük gaz türbin motorları, tipik roketler, helikopter ve yardımcı güç birimlerinde kullanılır. Bundan dolayı santrifüj kompresörler, eksenel kompresörlere rağmen daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu santrifüj kompresörlerde verimlilik rakıma bağlı olarak 0-5km yükselir. Ayrıca dizel motorlarda kullanılan daha geniş kompresör haritası elde edilebilir. Bu çalışmada kullanılan yaklaşımlar difüzör giriş bölgesi ve pinch veya without pinch (kompresör muhafaza örtüsü) üzerinde çalışılmıştır. Çalışma çeşitli geometrik parametreler kullanılarak gerçekleştirilmiş ve çalışma sonucunda daha düşük toplam basınç kaybı ve daha iyi difüzör geri basıncı kazanımı sağlanmıştır (Chandramohan *et al.*, 2017).

Turboşarjlar, motor çıkış gücünü artırmak için kullanılır. Turboşarj kullanımı motor gücü değişmeden motor boyutları azaltılabilir, bundan dolayı araç yakıt tüketiminde azalma meydana gelir. Motor tüm çalışma devri boyunca yüksek verim gösterebilmesi için turboşarjın kontrolü gereklidir. Kontrol işlemi türbin üzerine yerleştirilen bir aktüatör ile yapılmaktadır. Sistem içinde basınç dengesinin kurulması önemlidir. Bu dengenin kurulması ise turboşarjra eklenen uyarıcı ve tahliye çıkışlı (wastegate) sistemleri ile sağlanabilmektedir. Bu çalışmada turboşarj çıkış basıncı ve tahliye çıkışı konusu araştırılmıştır. Tahliye kapağı, pompalama kayıplarını azaltarak yakıt tüketimini azaltmak için tahliye çıkış sisteminin çok fazla miktarda açılmasına olanak sağlar (Eriksson *et al.*, 2002) .

Turboşarj ile motor sisteminin uygunluğu önemli bir aşamadır. turboşarjı meydana getiren türbin ve kompresör için farklı tip modeller oluşturulabilir. Bu çalışmada, termodinamiğin korunum yasalarına dayanarak türbin ve kompresör için oluşturulan bu modeller belirlenir. Turboşarjın ve motordan elde edilen güç performansın simülasyonu, kütle akışına, motor dönüş hızına ve motorun gücüne bağlıdır. türbin ve kompresördeki ısı kayıpları ve ısı transferi göz önüne alınmaktadır. motorun çalışma şartlarına uygun turboşarjır tasarımı yapılarak çalışma sonuçlandırılmıştır (Hagelstein *et al.*, 2002).

Yapılan bu makalede çift kademeli turboşarj sistemlerinin performansları üzerine çalışmalar yapılmıştır. Turboşarjırların performanslarını ölçmek için yeni bir method uygulanmıştır. Eşdeğer haritaların yüksek ve düşük basınçlı turboşarjların karşılaştırılması ve tek kademe haritaların kombinasyonları ile gerçekleştirilir. Bu çalışmada iki kademeli turboşarjır basitleştirilmiş harita tabanlı değişkenler temelinde hesaplanmıştır. Turboşarjır iki kademeli için ısı transferinin etkilerini ölçmek için, ısı düzeltmeli haritalar uygulanmıştır. Sonuç olarak iki kademeli turboşarjırlar, tek kademeli turboşarjır haritalarına göre düşük basınç oranı ve yüksek verimliliği öngörülmüştür. Türbin net verimliliği yaklaşık %10 oranında düzeltilmiştir (Avola *et al.*, 2017).

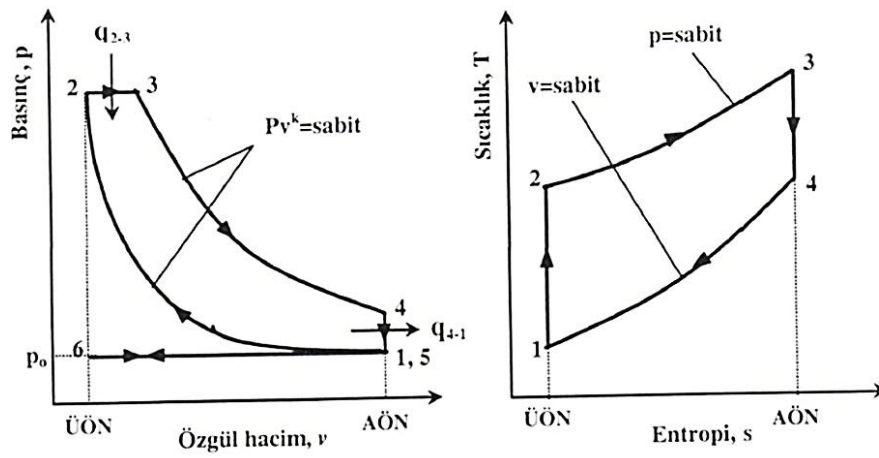
Giderek daha da karmaşık bir hal alan hava yolu ulaşım motorları, araç dinamiklerini geliştirmektedir. Gelişen teknoloji ile tek kademeli yüksek basınç turboşarjları, iki kademeli turboşarjıra dönüştürerek yüksek ve düşük basınçlı bir benzinli motora dönüştürülerek İki kademeli turboşarjır için kontrol ünitesi araştırılmış ve bunlar kompresör kayıpları ve geçici motor tepkileri üzerine analizler edilmiştir. Bu analizlere dayanarak, optimizasyon tabanlı bir kontrol algoritması geliştirilmiştir (Albin *et al.*, 2016).

Turboşarjlı büyük dizel motorlarda sürekli olarak, turboşarj verimi ve basınç oranlarında iyileştirme yapılması gerekmektedir. Bu gereksinimlere karşılamak için iki kademeli elektrikli turboşarjırlar kullanılmaktadır. Bu çalışmada tasarım ve deneysel performansları incelenmiştir. İki kademeli turboşarjırın motor şaftından aldığı güç ile elektrikle çalışan sistemlerinde yapılan çalışmada iki kademeli turboşarjın tek şaftı elektrikle çalışmasında toplam genel verimde %2.5 luk bir artış gözlenmiştir. 1200kW dizel motor tek kademeli turboşarjır yerine, 1200 kW iki kademeli elektrik motor kullanılarak motor veriminde iyileşme meydana gelmiştir (Grönman *et al.*, 2016).

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. İdeal dizel çevrimi

İdeal dizel çevrimlerinde genişleme sıkıştırma sırasında sistem adyabatik olarak ele alınır. Sabit hacimde ısı atılır ve sabit hacimde ısı girişi meydana gelir.



Şekil 2.1. Dizel çevriminin P-v, T-s diyagramları

- İzantropik sıkıştırma (1-2)
- Sabit basınçta ısı girişi (2-3)
- İzantropik genişleme (3-4)
- Sabit hacimde ısı atımı (4-1)

(1-2) İzantropik sıkıştırma işlemi:

$$T_2 = T_1(V_1/V_2)^{k-1} = T_1(V_1/V_2)^{k-1} = T_1(\epsilon)^{k-1} \quad (2.1)$$

$$P_2 = P_1(V_1/V_2)^k = P_1(V_1/V_2)^k = P_1(\epsilon)^k \quad (2.2)$$

$$V_2 = V_{AÖN} \quad (2.3)$$

$$Q_{1-2} = 0 \quad (2.4)$$

$$w_{1-2} = \left(\frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{k-1} \right) = R \quad \left(\frac{T_2 - T_1}{1-k} \right) = u_2 - u_1 = C_v(T_1 - T_2) \quad (2.5)$$

(2.32)

(2-3) Sabit basınçta ısı girişi

$$Q_{2-3} = m C_p (T_3 - T_2) \quad (2.6)$$

$$r = V_3/V_2 = v_2/v_1 = T_3/T_2 \quad (2.7)$$

r = Ön genişleme oranı

(3-4) İzantropik genişleme zamanı:

$$q_{3-4} = 0 \quad (2.8)$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} \quad (2.9)$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} \quad (2.10)$$

$$w_{3-4} \left(\frac{P_4 v_4 - P_3 v_3}{1-k} \right) = R \left(\frac{T_4 - T_3}{1-k} \right) = (u_3 - u_4) = C_v(T_3 - T_4) \quad (2.11)$$

(4-1) Sabit hacimde ısı atımı:

$$Q_{4-1} = mc_v(T_4 - T_1) \quad (2.12)$$

Dizel çevrimi ısı verimi;

$$\eta_{\text{dizel}} = w_{\text{net}}/q_{\text{giren}} = 1 - \left(\frac{q_{\text{çıkan}}}{q_{\text{giren}}} \right) \quad (2.13)$$

$$= 1 - \left[\frac{c_v}{c_p} \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right) \right] \quad (2.14)$$

$$= 1 - \left[\frac{1}{k} \left(\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \right) \right] \quad (2.15)$$

Denklem düzenirse;

$$\eta_{\text{dizel}} = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{k-1} \left[\frac{(r^k - 1)}{(k(r-1))} \right] \quad (2.16)$$

2.2. Motorlarda Aşırı Doldurma

İçten yanmalı motorlarda hava emilerek bir kompresör tarafından sıkıştırılır ve motora gönderilir. Hava kompresör tarafından sıkıştırılırsa bu sıkıştırma işlemine aşırı doldurmalı motorlar denir. Emme manifolduna alınan hava kompresör tarafından sıkıştırılır ve motora gönderilir. Motorda yanma işlemleri gerçekleştikten sonra türbine alınan egzoz gazları mekanik enerjiye dönüşür. Buda motora giren havanın basınc ve yoğunluğunu artığından motor çıkış gücünü artırır, ayrıca motor hacmi düşürülebilir.

Motordan çıkan egzoz gazları türbin sayesinde kinetik enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülür. Elde edilen mekanik enerji kompresörde kullanılarak daha fazla hava sıkıştırılarak motora gönderilir, böylece motorun genel verimi artar. Turbo-kompresörlerde genel verim verimlerin çarpımına eşittir (Öz vd., 2003).

$$\eta_a = \eta_c \cdot \eta_m \cdot \eta_t \quad (2.17)$$

η_m = mekanik verim

η_t = türbin verimi

η_c = kompresör verimi

Aşırı doldurma (turboşarjır) avantajları:

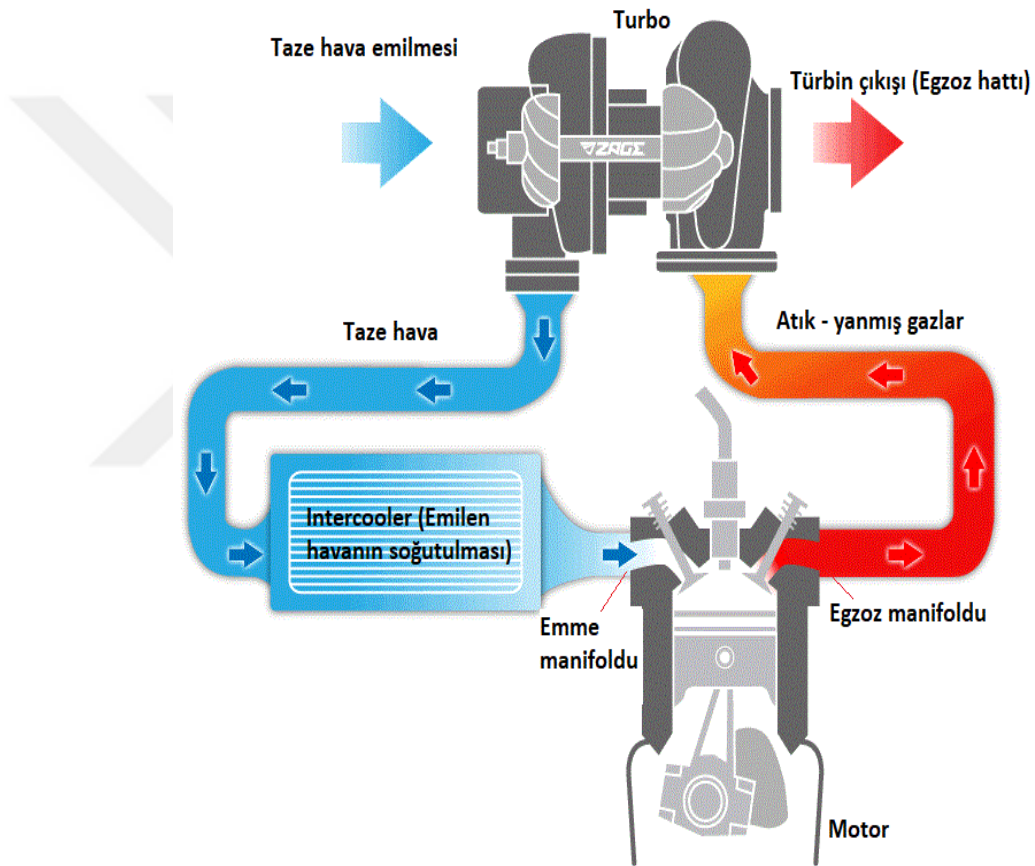
- Turboşarjır kullanıldığı zman mekanik verimde artış meydana gelir
- Turboşarjıra sahip küçük motor hacmi ile
- Turboşarjırsız büyük motorla elde edilen güç, turboşarjır kullanılarak daha küçük bir motor hacminde aynısı elde edilebilir.
- Motor daha hafif olduğundan motorun gücünde ve yoğunluğunda artış söz konusu olur.
- Yanmamış egzoz gazları aşırı doldurma ile yüksek sıcaklıklara çıktığı için gazların yanması ile emisyon değerleri azaltır.
- Motor hacmi küçüldüğü zman egzoz gürültüsü de bir nevi azalmış olur.

Aşırı doldurmanın dezavantajları:

- Aşırı doldurma ile motorda yüksek sıcaklıklara ulaşıldığı için bu durumda motoru istenilen sıcaklıkta tutmak için soğutma sistemi kullanılması gerekir. Buda verimin azalmasına sebep olur.
- Aşırı doldurma ile motorda yüksek çalışma sıcaklığından dolayı NO_x gazları artar. Buda istenmeyen bir durumdur.
- Motorda basınç ve sıcaklıklar arttığı zman sistemde mekanik ve termik zorlanmalar artar. Bundan dolayı pistonun ve egzoz supabının soğutulması gerekebilir. Buda maliyeti artırır ve verimin düşmesine sebep olur.
- Dizel taşıt motorlarında çoğunda egzoz kısmında türbini kısmında tahrik (Waste gate)sistemi kullanılır. Buda maliyeti artırır.

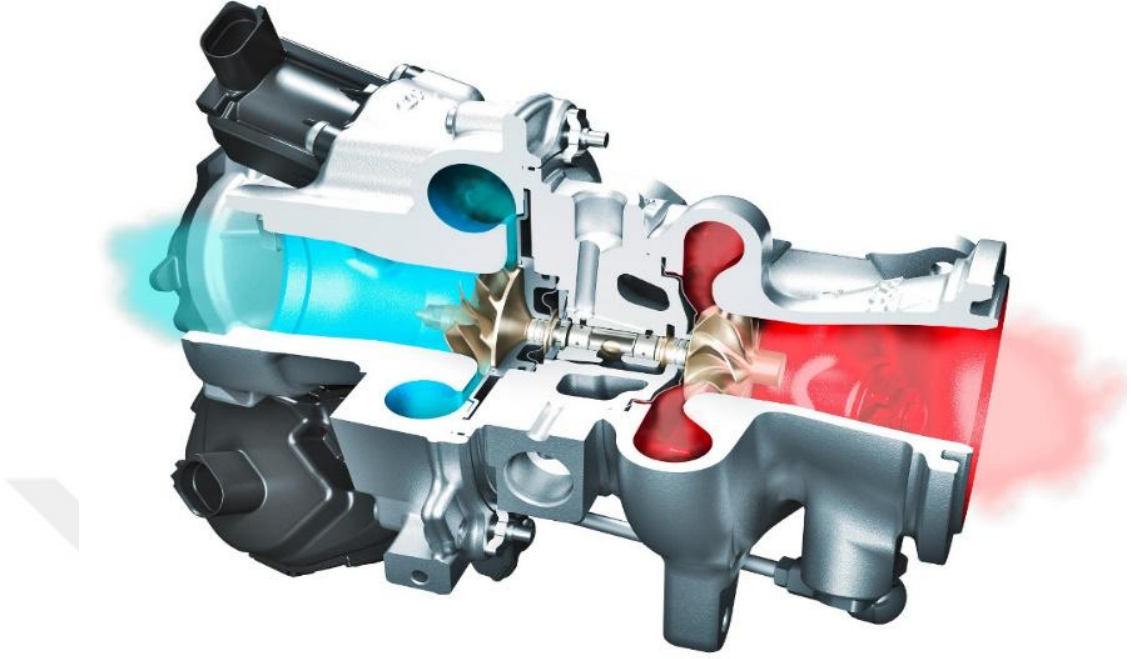
2.3. Turboşarj

Turboşarj içten yanmalı motorlarda genellikle dizel araçlarda motordan daha fazla güç, tork ve yakıt tasarrufu elde edebilmek için kullanılan bir çeşit aşırı doldurma sistemi veya motor hacmi küçültülerek aynı eşdeğer güç elde edilebilir. Bu sayede yakıt tasarrufu sağlanır. Bir turboşarj ve motor sistemi şekil 2.2.'de gösterilmiştir.

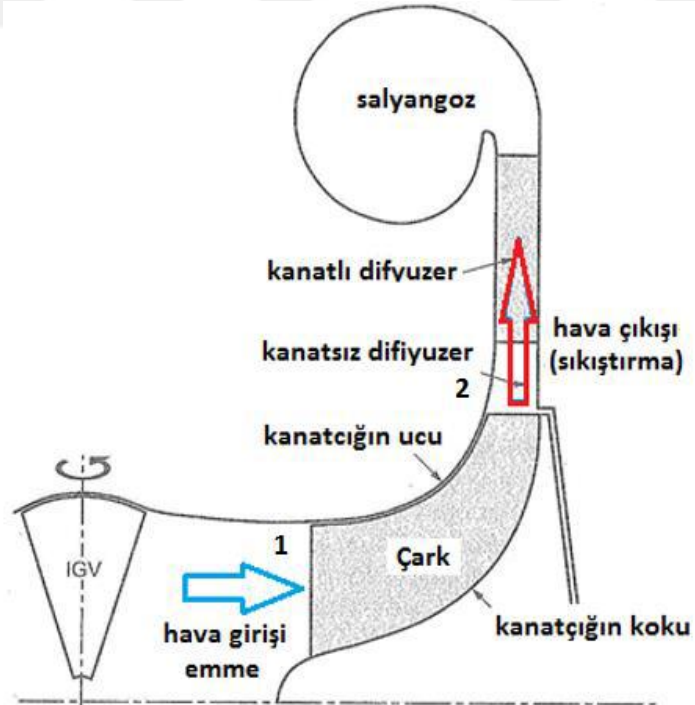


Şekil 2.2. Turboşarjır çevrimi

Çalışma prensibi; Egzoz gazlarının kinetic enerjisinin türbin vasıtasıyla mekanik enerjiye çevrilmesidir. Ve türbinin bağlı olduğu milin diğer ucundaki kompresöre mekanik hareket sağlanmış olur. Bu sayede motora daha yoğun bir şekilde hava yollanarak daha fazla yanma gerçekleştirilmiş olur, böylece sistemin genel verimi artırılmış olur. Turboşarjır 3 ana temel parçadan oluşur. Bunlar kompresör, türbin ve bunları bir arada tutan yatak kısmıdır (Şekil 2.3).



Şekil 2.3. Turboşarjır kesit görünümü



Şekil 2.4. Kompresör kesit resmi (Japikse, 1988)

2.3.1. Kompresör kısmı

İçten yanmalı dizel motorlarda emme manifolduna gelen hava filtreden geçerek kompresöre ulaşır. Kompresöre ulaşan hava aksel yönde girer sıcaklık ve basıncı arttıktan sonra kompresörü radyal yönde terk eder. Kompresör aldığı hava debisine göre kanat yapıları farklılık gösterebilir.

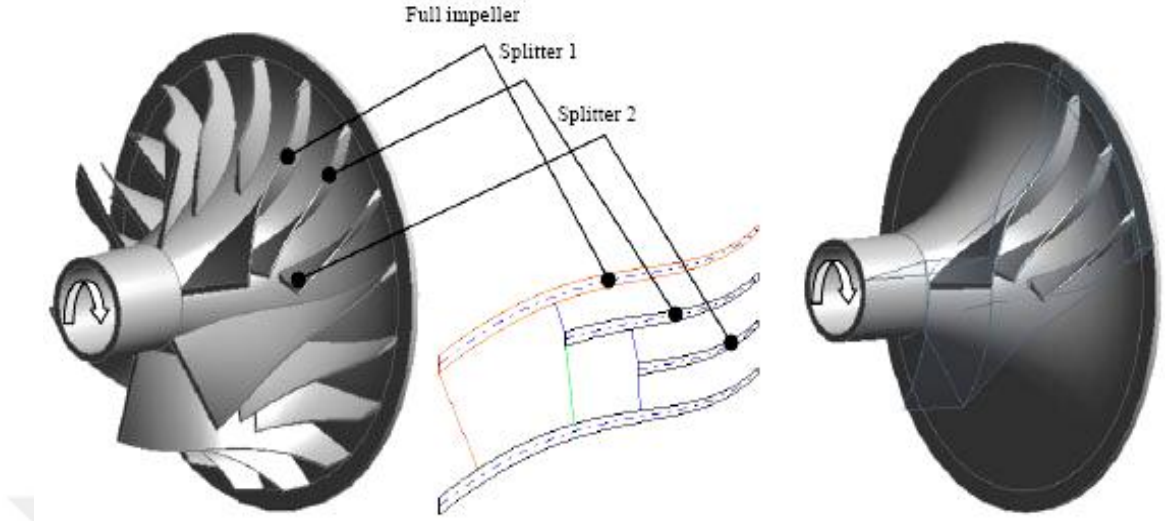
Kompresör malzemesi, kanatlar yüksek sıcaklıklara maruz kalmadığından alüminyum tercih edilir. Ve kompresör kanatçıklarının üst muhafazası ve akışa yön veren emme salyangozu da alüminyum malzemeden üretilir.



Şekil 2.5. Kompresör salyangozu

2.3.1.a. Kompresör kanat yapısı

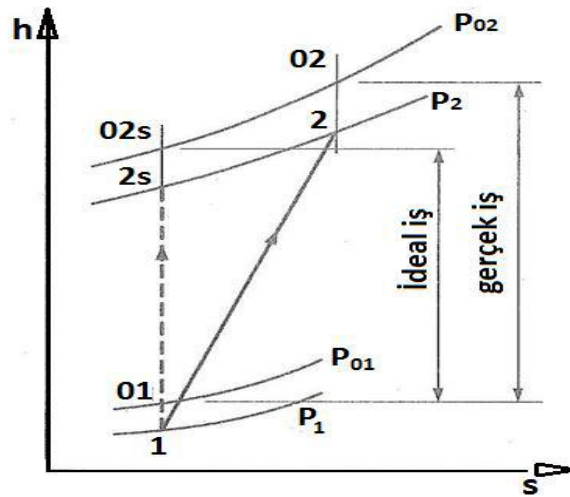
Kompresörlerde, çark kanatları girişte aksel ve çıkışta radyal doğrultuda tasarlandığı gibi, radyal ve aksel doğrultu ile belli bir açiya sahip şekilde de (eğik kanat) yapılabilir. Düz kanatlarda ise kanat uçlarında oluşan şok dalgaları verimi düşürür. Kanatların girişindeki eğim açıları, kompresöre giren havanın giriş açısıyla aynı tutularak havanın çarka girişteki giriş kayıpları ve kanat uçlarında oluşan şok dalgaları azaltılabilir. Kompresörde ilaveten boğulmayı ‘blockage’ önlemek için ise kanatçıklara ilaveten yarım kanat ‘sliptter’ eklenir.



Şekil 2.6. Tam kanat ve yarım kanatlar

2.3.1.b Kompresörün çalışma karakteristiği

Kompresör emme manifolduna aldığı havayı sıkıştırarak ve sıcaklık artırarak motora gönderir. Bu gönderme işleminde yapılan ideal ve gerçek hesaplamalar şekil 2.7’de gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Kompresör h-s grafiği (Baines, 2005b)

Kompresör verimi;

$$\eta_{c,tt} = \frac{\text{ideal iş}}{\text{gerçek iş}} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (2.18)$$

Şeklinde ifade edilir.

Kompresörün sıkıştırma oranından faydalanarak ve gelen havanın sıcaklığı ve basıncı ile çıkıştaki ideal (adyabatik) sıcaklık bulunabilir.

$$T_{02s} = T_{01} \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{((k-1)/k)} \quad (2.19)$$

Denklem 2.61 yerine koyulursa;

$$\eta_{c,tt} = \frac{c_{pa}(T_{02} - T_{01})}{c_{pa}(T_{02s} - T_{01})} = \frac{T_{01} \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1 \right)}{T_{01} \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right)} \quad (2.20)$$

İfade yeniden düzenlenirse;

$$\eta_{c,tt} = \frac{(P_{02}/P_{01})^{(k-1)/k} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1} \quad (2.21)$$

Kompresör tarafından harcanan iş:

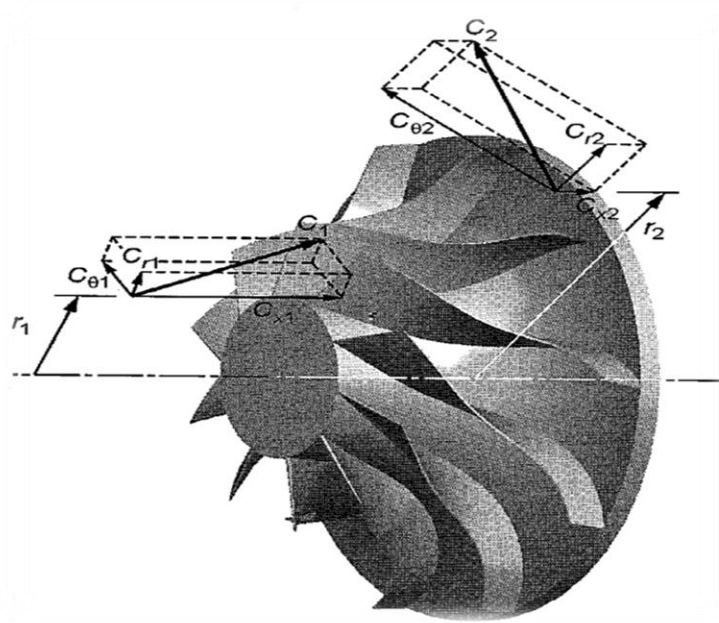
$$P_c = m_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{02} - T_{01}) = m_a \cdot C_{pa} \cdot T_{01} \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right) \quad (2.22)$$

$$= \frac{m_a \cdot C_{pa} \cdot T_{01}}{\eta_{c,tt}} \left(\left((P_{02}/P_{01})^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right) \right) \quad (2.23)$$

2.3.1.c. Kompresör hız üçgenleri

Turboşarjır tarafından elde edilen güç, tork ve açısal hızın çarpımı olduğundan, giriş ve çıkıştaki açısal momentum akış hızı, milin dönme hızı ile güç arasında bir ilişki elde edilir. Bu ilişkiye, Euler turbo eşitliği denir.

Açısal momentum genellikle akışkanın mutlak hızı cinsinden ifade edilir. Buradan, mutlak hız ‘C’ ve kanat hızı ‘C_x’ ile hız üçgeni oluşturulur (Şekil 2.8).



Şekil 2.8. Hız üçgenleri

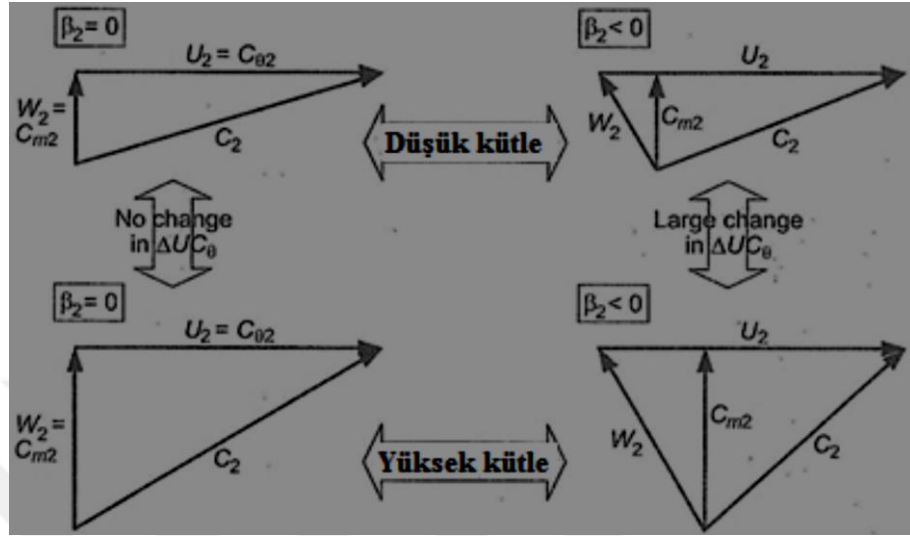
$$\tau = \frac{d(m.r.C_\theta)}{dt}, \quad \tau = m(r_1 C_{\theta 1} - r_2 C_{\theta 2}) \quad (2.24)$$

Tork 0 ise $r \cdot C_\theta = \text{sabit}$ olur.

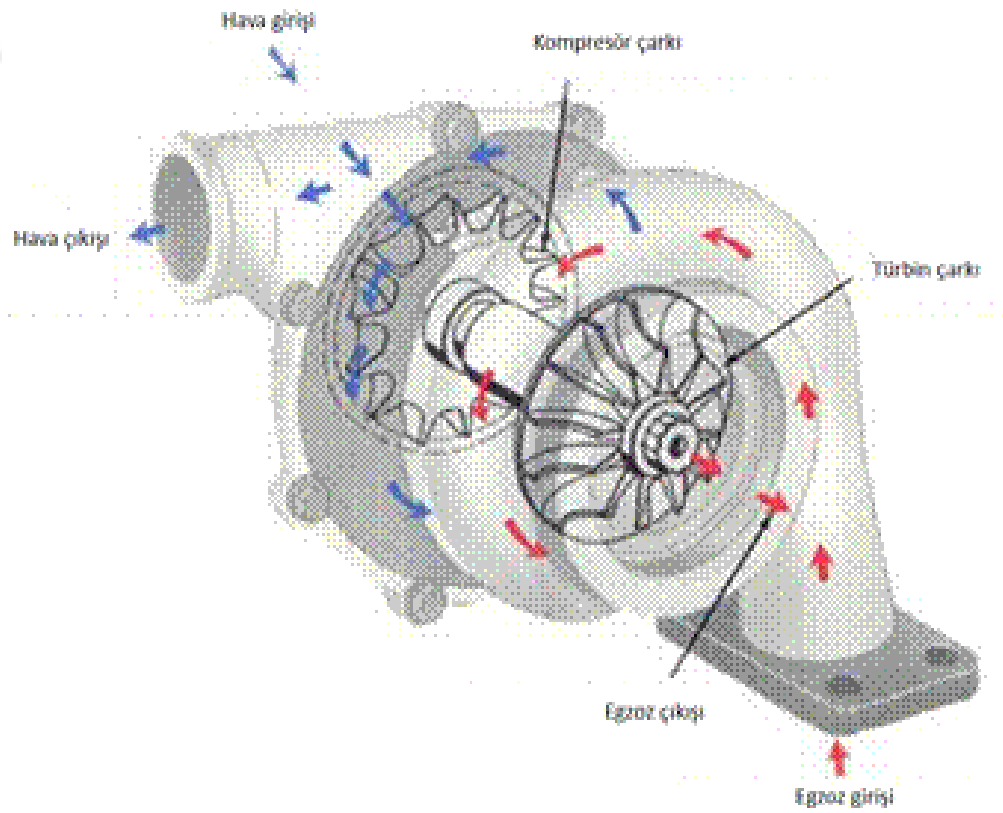
Kompresör veya türbinde rotor olduğunda iş aktarımı (transferi) olur.

$$W_x = \tau \omega / m = U_1 C_{\theta 1} - U_2 C_{\theta 2} \quad (2.25)$$

Bu Euler turbomachine eşitliğidir (Baines, 2005).



Şekil 2.9. Kompresörde hız üçgenler gösterimi (Baines, 2005)



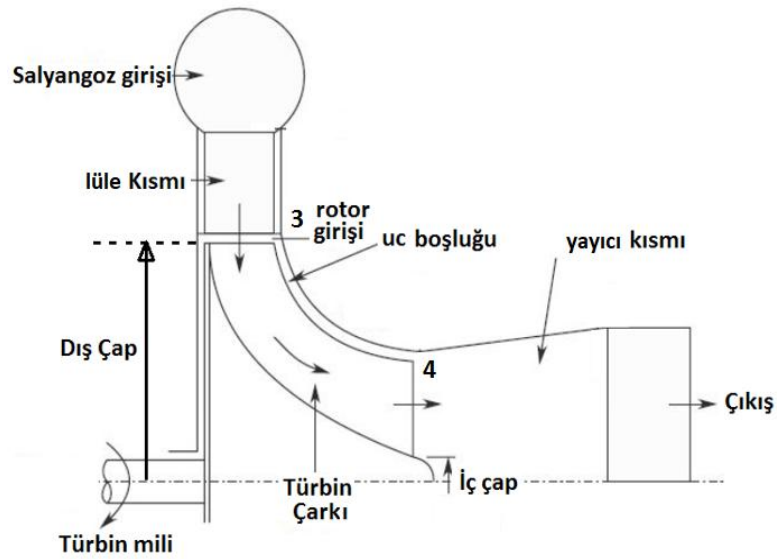
Şekil 2.10. Turboşarjırdaki akışkanın izlediği yol

2.3.2. Türbin kısmı

Türbin kısmı, egzoz gazlarının kullanıldığı kısımdır. Motor egzoz manifoldtan çıkan gazlar türbinin salyangoz kısmına girerek türbin çarkını döndürür. Şekil 2.11'de gösterilmiştir. Egzoz gazları türbin kanadına çarparak enerjisini türbin çarkına aktarır. Böylece mekanik enerjiye dönüşmüş olur. Enerjisini aktarırken basınç ve sıcaklık düşererek atmosfere bırakır.

2.3.2.a. Türbin yapısı

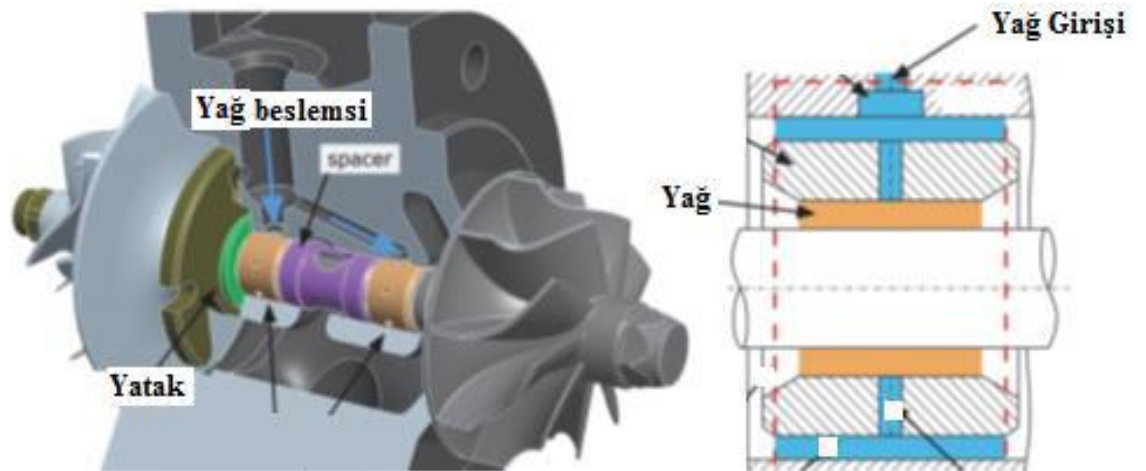
Egzoz gazları türbine salyangoza vasıtasıyla radyal yönde girer ve aksel ter eder. Bu işlem sırasında egzoz gazları kinetik enerjisinin bir kısmı türbin milini döndürür.



Şekil 2.11. Türbinin kesit resmi (Moustapha *et al.*, 2003)

Turboşarjır Yatak kısmı

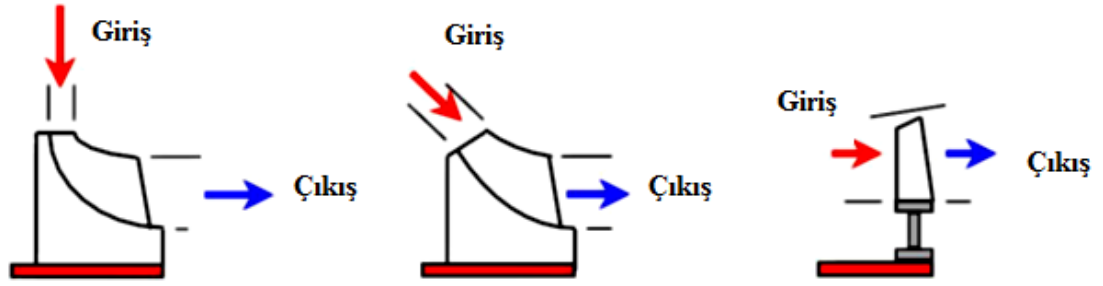
Yatak kısmı, türbin ve kompresörü bir arada tutan milin yatakları ve sürekli bu milin yağlandığı kısımdır. Turboşarjır mili 300 000 d/d gibi yüksek devirlere çıkabilir. Yatak kısmında yağ delikleri vardır, bu delikler sayesinde hem yatak yağlanır hemde yatak kısmı soğutulur sıcaklık düşürülür. Turboşarjırın göbek kısmından giren basınçlı yağ yataklarda gerekli yağlama ve basıncı sağladıktan sonra tahliye hortumuyla kartere ulaşır. Pompa vasıtasıyla yağ sürekli olarak devir daim olur. En yaygın kullanılan yatak çeşidi kaymalı yataklardır. Bu yataklar özellikle türbin ve kompresördeki aksel yükleri karşılamak için kullanılır (Şekil 2.12).



Şekil 2.12. Turboşarjır yatak kısmı (Porzig *et al.*, 2014)

2.3.2.b. Türbin çeşitleri

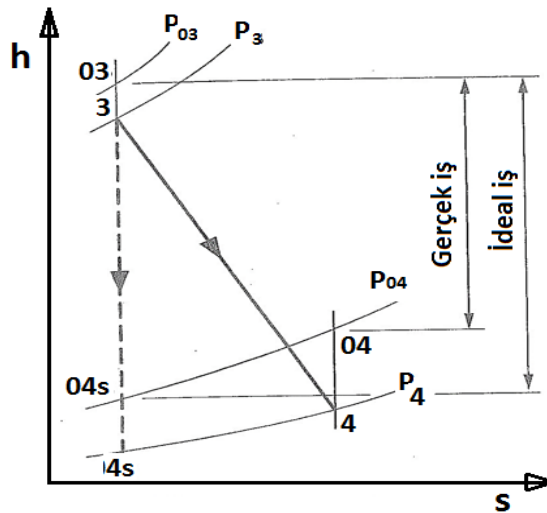
Türbinler kullanım amacına göre farklılıklar gösterebilir. Eğer türbin çapı 150 mm den az ise radyal türbinler tercih edilir. Türbin çapı 150-300 mm arası ise karma türbin kullanılır. Aksel türbin ise çapı 300 mm den büyük türbinlerdir (Şekil 2.13).



Şekil 2.13. Sırasıyla radyal, karma ve eksenel akışlı türbin tipleri

2.3.2.c. Türbin çalışma prensibi

Egzoz gazları tarafından türbinde üretilen güç, kompresör ve mekanik kayıplar tarafından harcanır. Türbinde gazların genişlemesi ile iş elde edilir. Bu genişleme iki farklı sonuçta gerçekleşir. Birisi gerçek diğeri izantropik genişlemedir (Şekil 2.14).



Şekil 2.14. Türbinde genişleme olayının h-s diyagramı üzerinde çizgileri (Baines, 2005)

Türbin verimi:

$$\eta_{T,tt} = \frac{\text{gerçek iş}}{\text{ideal iş}} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} \quad (2.26)$$

Denklem sıcaklıklar cinsinde yazılırsa:

$$\eta_{T,tt} = \frac{Cp(T_{03}-T_{04})}{Cp(T_{03}-T_{04s})} = \frac{T_{03}(1-T_{04}/T_{03})}{T_{03}(1-T_{04s}/T_{03})} \quad (2.27)$$

Eşitlik düzenlenirse:

$$T_{04s}/T_{03} = (P_{04}/P_{03})^{(k_e-1)/k_e} \quad (2.28)$$

Son durumda verim sıcaklıklar cinsinde şöyle olur:

$$\eta_{T,tt} = \frac{1-T_{04}/T_{03}}{1-(P_{04}/P_{03})^{(k_e-1)/k_e}} \quad (2.72)$$

Türbin tarafından elde edilen iş:

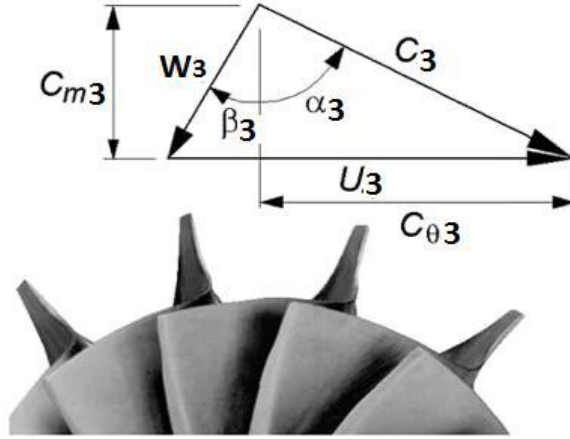
$$\dot{W}_T = m_e C_{pe} (T_{03} - T_{04}) = m_e C_{pe} T_{03} \left(1 - \frac{T_{04}}{T_{03}}\right) \quad (2.29)$$

$$m_e C_{pe} T_{03} \eta_{T,tt} (1 - (P_{04}/P_{03})^{(k_e-1)/k_e}) \quad (2.30)$$

Kütle korunumundan:

$$m_e = m_a + m_f, \quad \frac{m_e}{m_a} = 1 + \frac{m_f}{m_a} = 1 + \frac{1}{AFR} \quad (2.31)$$

AFR (Air Fuel Ratio): hava yakıt oranı



Şekil 2.15. Türbin girişinde akışkan hızının vektörel gösterimi (Moustapha et al., 2003)

2.3.2.d. Türbin giriş ve çıkış hız üçgenleri

Türbine giren ve çıkan egzoz gazları, kanatçıklar vasıtasıyla bir hız üçgeni oluşturur (Şekil 2.16). Türbin girişinde kanat doğrultusunda çevresel hızı, diğer ikisi ise bağıl hız ve mutlak hızdır. Türbin çıkış üçgeninde giriş hızlarının simetriğidir.

Euler turbomachinery eşitliğinden yola çıkarsak:

$$C_{\theta 3} \approx \Psi U_3 \quad (2.32)$$

$$\Psi = \text{Akış katsayısı} \quad (2.33)$$

Hız üçgeninden:

$$C_{m3} = \xi \varnothing U_3 \quad (2.34)$$

ξ = kanat giriş ve çıkışındaki meridyonel hız oranları

$$\xi = C_{m3}/C_{m4} \quad (2.35)$$

$$C_3 = (C_{m3}/C_{Q3})^{1/2} \quad (2.36)$$

$$\alpha_3 = \tan^{-1} (C_{Q3}/C_{m3}) \quad (2.37)$$

α = mutlak hız ile eksenel yön arasındaki açı

$$\beta_3 = \tan^{-1} ((C_{Q3}-U_3)/C_{m3}) \quad (2.38)$$

$$\beta = \text{hızın ve eksenel yön arasındaki açı} \quad (2.39)$$

Kanat geliş açısı:

$$i_3 = \beta_3 - \beta_{b3} \quad (2.40)$$

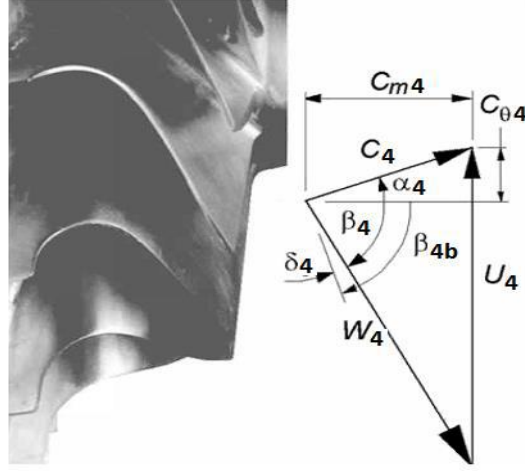
Kanat girişindeki statik sıcaklık ve basınç:

$$T_3 = T_{03} - c_3^2 / 2C_p \quad (2.41)$$

$$P_3 = P_{03} (T_3/T_{03})^{k/(k-1)} \quad (2.42)$$

Türbin giriş alanı:

$$A_3 = mRT_3/P_3C_{m3} \quad (2.43)$$



Şekil 2.16. Türbin kanatçığındaki çıkış gazların hız vektörel gösterimi (Moustapha et al., 2003)

Türbin statik ve durgun sıcaklığı:

$$h_4 = h_{04} - V^2/2 \quad (2.44)$$

$$T_4 = T_{04} - C_4^2/2C_p \quad (2.45)$$

Türbin çıkış basıncı:

$$\frac{P_4}{P_{01}} = 1 - 1/\eta_{T,ts} \left(1 - \frac{T_{06}}{T_{01}}\right)^{k/(k-1)} \quad (2.46)$$

Türbin çıkış alanı:

$$A_3 = mRT_3/P_3C_{m3} \quad (2.47)$$

$$B_4 = \tan^{-1} ((C_{Q4} - U_4)/C_{m4}) \quad (2.48)$$

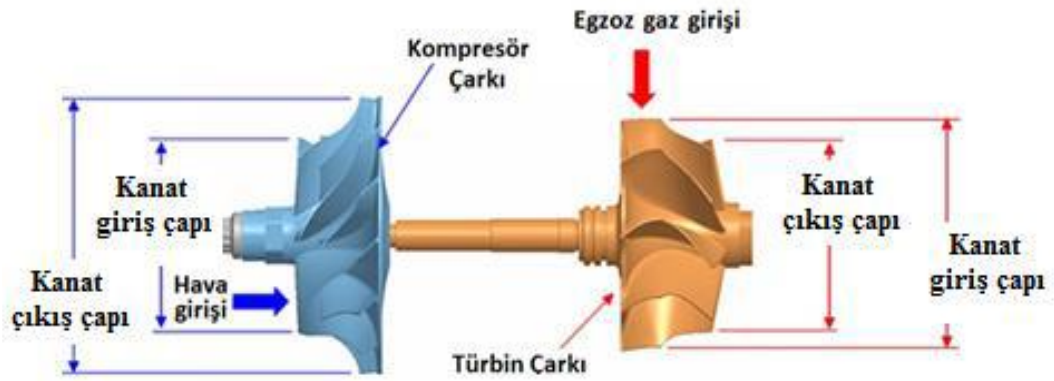
Şeklinde hesaplanır.

2.3.2.e. Turboşarjır Trim oranı

Turboşarjırda trim çarklardan geçen gazların miktarını ifade eder. Türbin veya kompresör çarkının iç çapların dış çaplarının oranının karesi olarak ifade edilir. Trim oranı artıkça yüzeyde tutulan gaz miktarı da artacağından mekanik güç artar ve böylece turboşarjır verimi artar (Şekil 2.17).

$$\text{Trim} = \left(\frac{D_{iç}}{D_{dış}} \right)^2 \cdot 100 \quad (2.49)$$

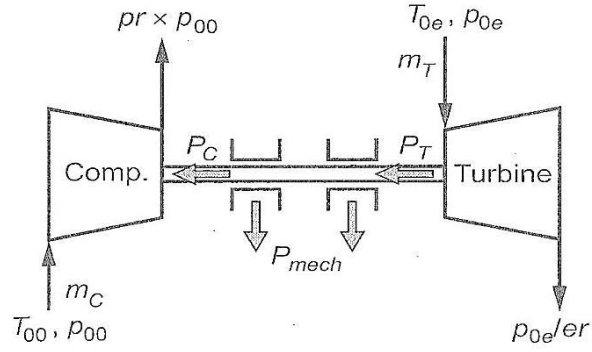
Olarak ifade edilir.



Şekil 2.17. Turboşarjır trim gösterimi

2.3.3. Turboşarjır tarafından yapılan iş

Egzoz gazları tarafından oluşturulan mekanik enerjinin bir kısmı yataklarda ve ısı şeklinde bir kısmını kaybolur. Buna yataklarda mekanik kayıp enerji adı verilir (Şekil 2.18).



Şekil 2.18. Turboşarj iş geçişi (Baines 2005)

Şekil 2.18'i denklem olarak yazarsak:

$$P_T - P_C - P_{mek} = (I_C + I_T) \frac{2\pi dN}{60} \quad (2.48)$$

I_C =ve kompresörün momenti

I_T = Türbinin momenti

Türbinde üretilen iş:

$$P_T = m_e \cdot C_p \cdot T_{0e} \eta_{T,tt} \left(1 - (1/er)^{(k_e-1)/k_e} \right) \quad (2.49)$$

Kompresörde harcanan enerji:

$$P_C = m_a \cdot C_{pa} \cdot T_{OT} \cdot (T_{02} - T_{01}) = \frac{m_a C_{pa} T_{01}}{\eta_{C,ts}} \left((P_2/P_{01})^{(k_a-1)/k_a} - 1 \right) \quad (2.50)$$

Enerji korunumundan:

$$(P_2/P_{01})^{(k_a-1)/k_a} - 1 = \left(1 - (P_4/P_{03})^{(k_e-1)/k_e} \right) \left(1 + \frac{1}{AFR} \right) \frac{C_{pe} T_{03}}{C_{pa} T_{01}} \eta_{TC} \quad (2.51)$$

η_{TC} = Turboşarjır verimi

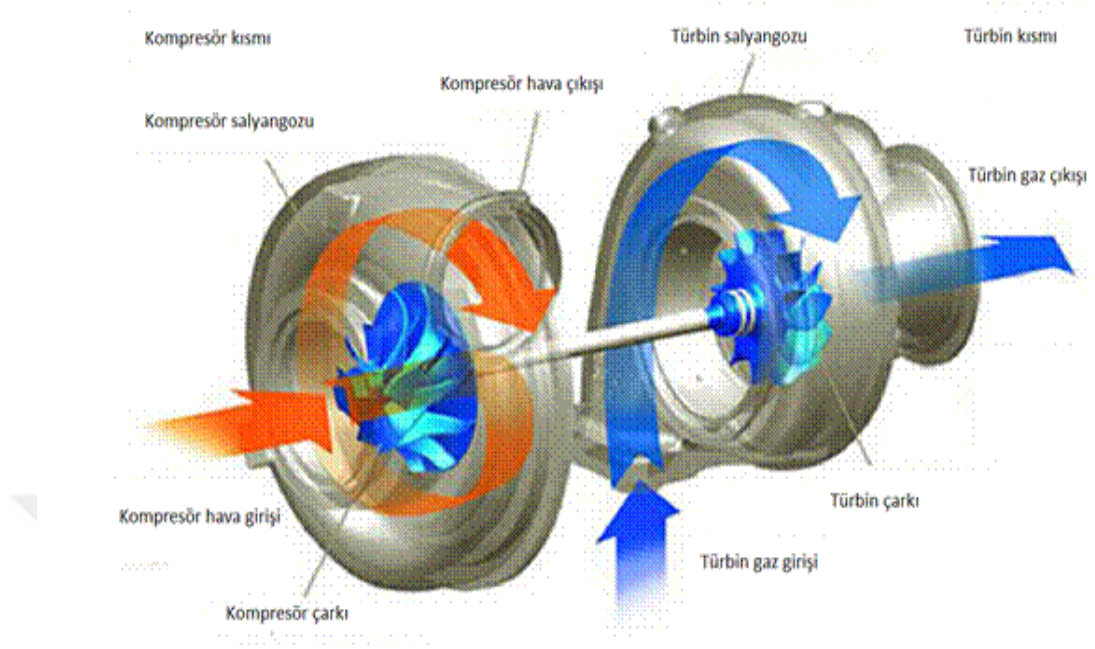
$$\eta_{TC} = \eta_c \cdot \eta_T \cdot \eta_{mek} \quad (2.52)$$

2.4. Turboşarjır çeşitleri

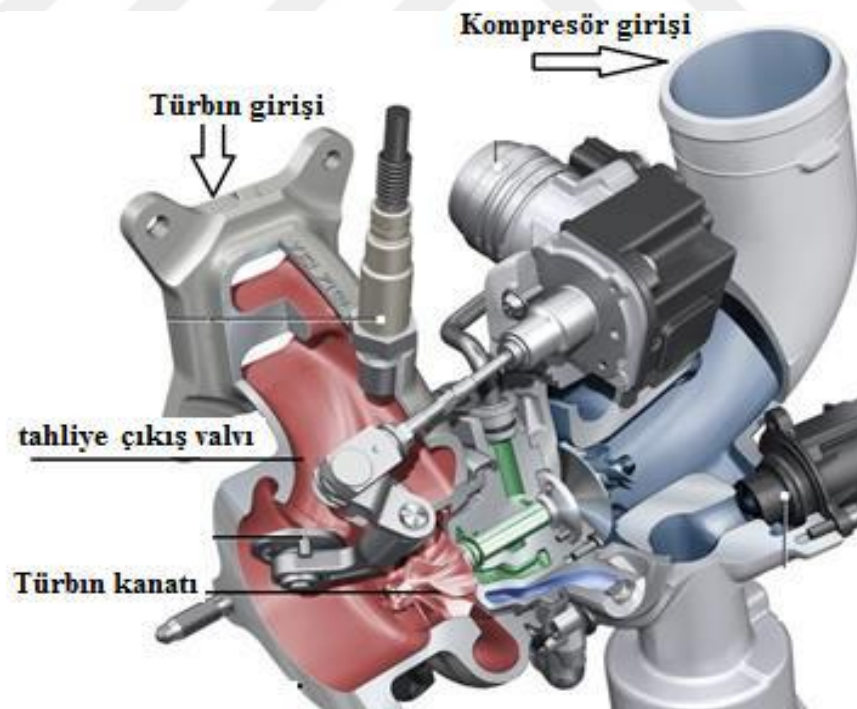
2.4.1. Tek kademeli turboşarjır

2.4.1.a. Sabit geometrili turboşarjır

Tek kademeli turboşarjır üç ana kısımdan oluşur, bunlar türbin, kompresör ve yatak kısmıdır. Atmosfer havası kompresör tarafından sıkıştırılarak motora gönderilir. Motorda yanma döndürür böylece mekanik dönme hareketi elde edilir (Şekil 2.19). Milin diğer ucundaki kompresörde aynı anda döndmeye başlar ve böylece turboşarjırın verimi artar. Konvansiyonel turboşarjırların kullanılmasıyla birlikte bazı dezavantajlar da ortaya çıkmıştır. Bu dezavantajlarından en önemlisi turbo gecikmesidir (turbo lag). Motor düşük devirlerde kompresör çarkını döndürebilmesi için turboşarjın atalet momentini yenmesi gerekir. Bunun için kompresör malzemesi hafif seçilerek ataletin yenmesi sağlanır (Westin, 2005).



Şekil 2.19. Tek kademeli Turboşarjır (Anonim, 2019b)



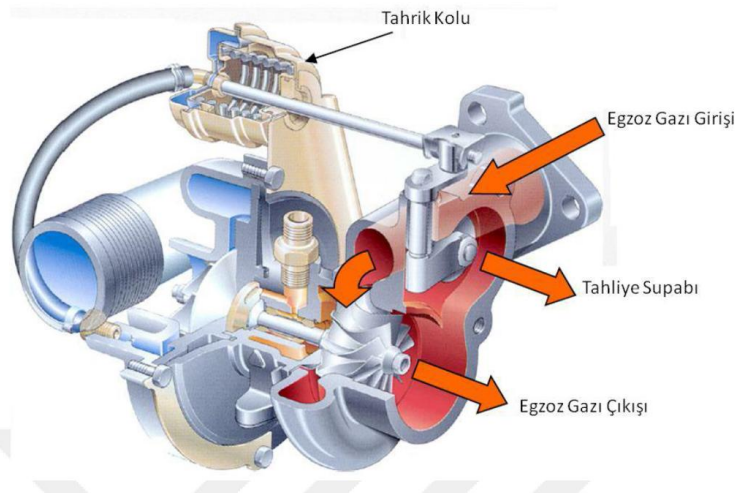
Şekil 2.20. Tahliye çıkışlı turboşarj kesit resmi (Wurms *et al.*, 2011)

2.4.1.b. Tahliye subaplı turboşarjır (Wastegate – WG)

Motor yüksek devirlerinde kompresör basınç oranı artar ve belli bir değerden sonra kompresör için tehlikeli bir durum oluşturur. Bu problemin üstesinden gelebilmek için egzoz gazlarının türbin çarkına uğramadan atmosfere bir tahliye subabıyla atılması gerekir. Böylece istenilen basınç aralığı kontrol edilmiş olur. Tahliye subabının bir diğer avantajı ise araç yüksek devirlerde iken ani fren yaptığında tahliye subapı açılarak egzoz gazı türbin çarkını döndürmeden atmosfere atılmış olur (Şekil 2.22).



Şekil 2.21. Uyarıcı mekanizması



Şekil 2.22. Türbine giren egzoz gazının wastegate kontrollü turboşarjda izlediği yol (Anonim, 2019c)

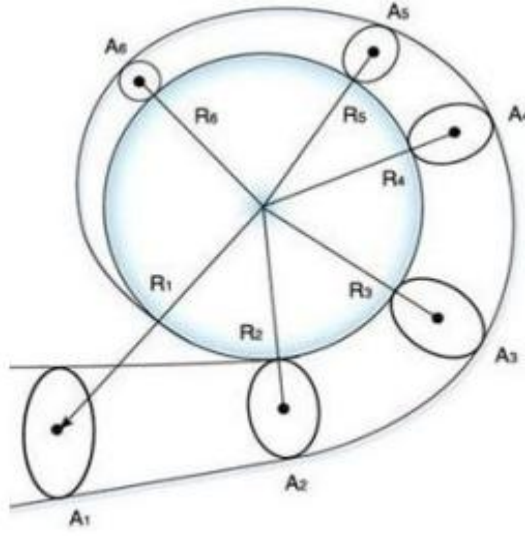
2.4.1.c. Değişken geometrili turboşarjır (VGT)

Değişken geometrili turboşarjırlar hem turbo gecikmesini hem de yüksek devirlerde yüksek basıncın engellenmesini sağlayan sistemlerdir. Düşük egzoz gazında bile türbin basıncı içerisinde yüksek devir sayılarına ulaşılabilir. Yüksek devirlerde ise türbin tarafında yer alan kontrol ünitesi yardımıyla yönlendirme kanatçıkları tarafından kesit daraltılır. Değişken olan kısım türbin çarkı dışında, akışa yön veren ve hareket edebilen kanatçık mekanizmasıdır. Kesitin daraltılmasıyla akış hızlandırılır, böylece türbin daha hızlı dönmeye başlar. Düşük motor devirlerinde bile gerekli doldurma basıncı elde edilir (Şekil 2.23).

Değişken kanatçıklı turboşarjır sistemlerinde kontrol, motor kontrol ünitesi vasıtasıyla yani motor tarafından yapılır. Değişken kanatçıklı mekanizmada hareketi oluşturmak için farklı mekanizmalar geliştirilmiş olsa da temel prensip çarka girecek olan havanın yönlendirilerek A/R oranının değiştirilmesidir. Bu oran türbin salyangozundan geçen gaz kesit alanının o kesit merkezi noktasından türbinin merkezine olan uzaklıktır (Şekil 2.24).



Şekil 2.23. Değişken Kanatçıklı kontrol mekanizması (Anonim, 2019c)



Şekil 2.24. Türbin kesitinde üzerinde A/R oranları

A/R oranı azaldıkça türbine giren gaz teğetsel yönde hızlanarak turboşarjının düşük devirlerinde daha fazla tork ve güç üretimi sağlar. Giren havanın teğet yönde yüksek hız değeri geriye doğru basınç artımına sebep olur. Bu etki özellikle yüksek devirlerde hissedilmektedir. Otomobillerde genellikle düşük A/R oranına sahip motorlarda tercih edilir.

Değişken geometrili türbin ile sabit geometrili türbinin arasındaki farklar; Değişken geometrili turboşarjlıların (VGT), sabit geometrili ve Waste gate li turboşarjlıların verimlerinden daha yüksektir. Değişken geometrili turboşarjlılarda egzoz gazları türbine gelmeden önce kesit alanının değişmesiyle egzoz gaz basıncını ayarlanabilmektedir. Bundan dolayı motor düşük devirlerinde diğer tiplere göre daha yüksek verimli çalışırlar.

2.4.2. Çift kademeli Turboşarj sistemleri

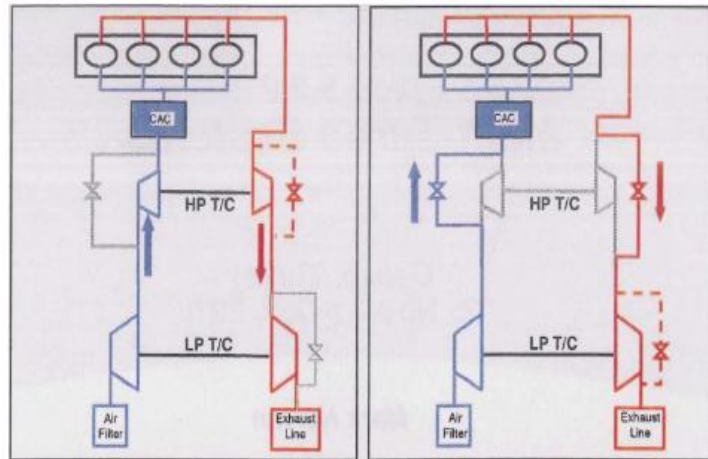
Gelişen otomobil teknolojilerinde tek kademeli turbo şarjın belli bir güçten sonra yetersiz kaldığı için çift kademeli turboşarjlar geliştirilmiştir.

Çift kademeli turboşarjır ihtiyaç duyulan motor güç yoğunluğuna bakılarak ölçülebilir. 65-70kW/L kadar değişken geometrili turboşarjır kullanılabilir. Bu motor güç yoğunluğundan sonra ise çift kademeli turboşarjır tercih edilir. Bunlardan birisi paralel bağlı, diğeri ise seri bağlı turboşarjırlardır. Otomotiv sektöründe genellikle paralel bağlı turboşarjır kullanılır. Çünkü düşük devirlerde gerekli havaya bunda erişilir. Ve yüksek devirlerde ise büyük turboşarjır devreye girerek istenilen hava miktarına erişilir.

2.4.2.a. Seri Bağlı Turboşarjır

Bir adet değişken geometrili küçük boyutlu turboşarj ile sabit geometrili ve ya Waste gate bir turboşarjın seri bağlanmasıyla çift kademeli turboşarj sistemi oluşturulur. Küçük olan turboşarj düşük basınç kompresörünü ve düşük basınç türbinini (LP), büyük olan turboşarjır ise yüksek basınç kompresör ve basıncını (HP) oluşturur.

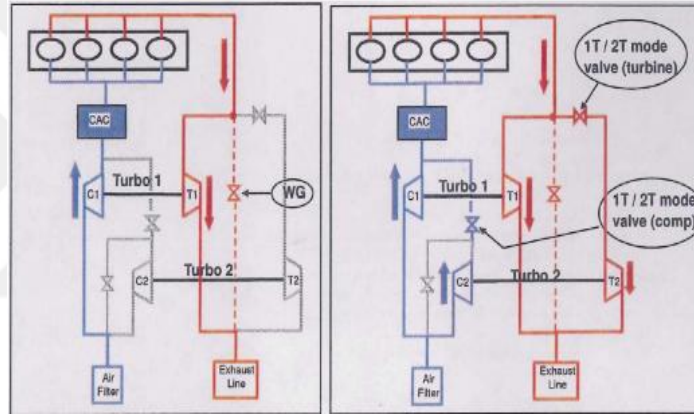
Seri bağlı turboşarjırlarda motor düşük devirlerde iken iki turboşarjır da çalışmaktadır. Ancak işin büyük kısmını küçük turboşarjır yapar. Yüksek motor devirlerinde ise genellikle 2400-2500d/d dan sonra küçük turboşarjır devre dışı bırakılarak gerekli basınç büyük turboşarjırdan elde edilir. Yüksek motor hızlarında küçük turboşarjır devre dışı bırakılarak motor ihtiyacı olan doldurma basıncı sadece düşük basınç turboşarjır sistemi tarafından sağlanır.



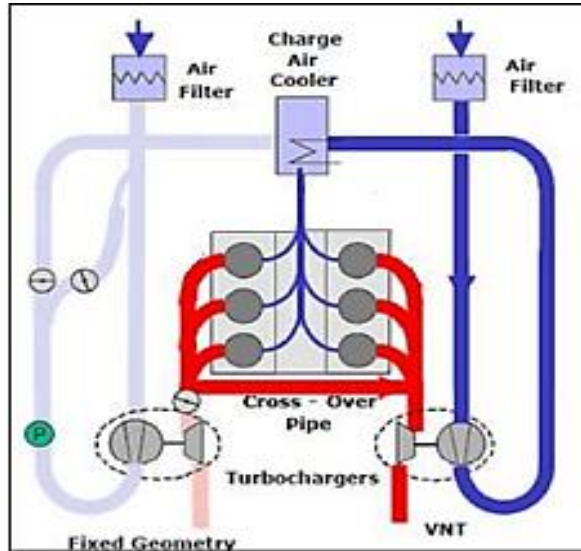
Şekil 2.25. Seri bağlı turboşarjır sisteminin düşük ve yüksek devirlerde çalışma prensibi

2.4.2.b. Paralel bağılı turboşarj sistemi

Paralel bağılı turboşarj sistemleri iki turboşarjın paralel şekilde bağlanması ile meydana gelir. Paralel bağılı turboşarjlar genellikle V tipi motorlarda tercih edilir. Sistemde kullanılan turboşarj sabit geometrili ve ya değişken geometrili turboşarj olabilir. Paralel bağılı turboşarjlar da motor düşük devirlerde küçük turboşarj çalışırken yüksek basınç turboşarjı kapalı durumdadır. Motor devri 2400d/d olduğunda büyük basınç turboşarjı devreye girerek doldurma basıncını artırmakta böylece gerekli havayı motora göndermektedir.



Şekil 2.26. Paralel bağılı turboşarj sisteminde düşük ve yüksek motor devirlerinde çalışması prensibi



Şekil 2.27. Tek turboşarj çalışma prensibi

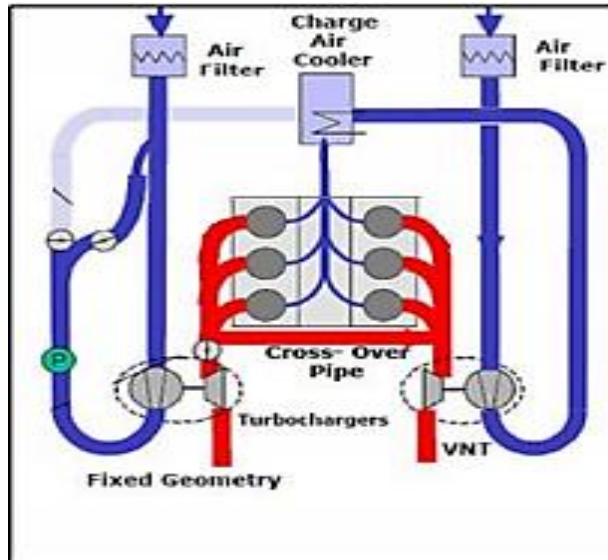
Çift kademeli turboşarjlar da geçiş sistemleri;

Düşük devir aralığında;

Çift kademeli turboşarjlar da devir aralığı 1000-2500d/d paralel yapıda tek turboşarjır aktiftir. Bu devir aralığına kadar seri bağlı Turboşarjırd a türbin üzerindeki valf kapalıdır. Motordan çıkan egzoz gazları cross-over pipe aracılığıyla küçük turboşarj ın türbinine ulaşır. Düşük motor parametrelerinde turbo gecikmesi türbin kanatçıklarıyla giderilebilir. Tek turbo modunda çalışma prensibi şekilde gösterilmiştir.

Geçiş modu

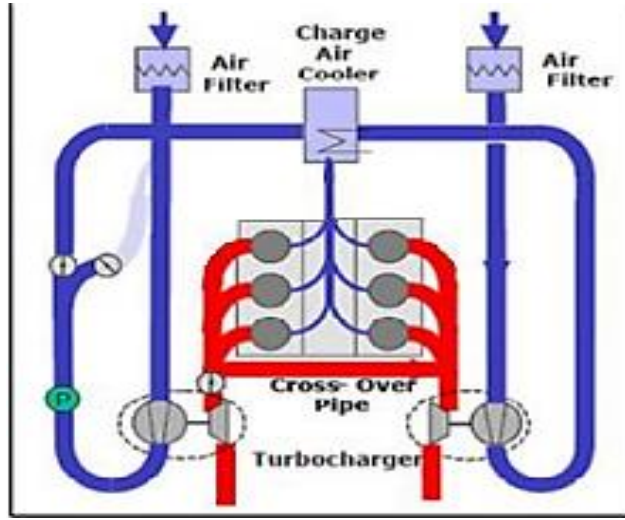
Motor hız ı belirtilen devre (2400 d/dk) ulaştıktan sonra ikincil turboşarj sistemi devreye girer ve iki Turboşarj ırd a birlikte çalışmaya başlar. Birinci ve ikinci turboşarj sistemine geçişte problem olmaması için 0,15 saniye geçiş süresi vardır. Bu süre zarfında istenilen basınca kolaylıkla ulaşılmaktadır. Bu süreç şu şekilde olur: İkincil türbin üzerindeki valf açılarak sol taraftaki manifolddan çıkan egzoz gaz ı ikincil türbini döndürmeye başlar.



Şekil 2.28. Turboşarj ırd a geçiş modu

İkili çalışma modu

Motor devri 2500 d/d sonra Bu andan itibaren iki turboşarj sistemi de devrededir ve silindire giren doldurma basıncını beraber üretirler. İkili turbo modunun çalışma prensibi şekil 2.29’da sembolize edilmiştir.



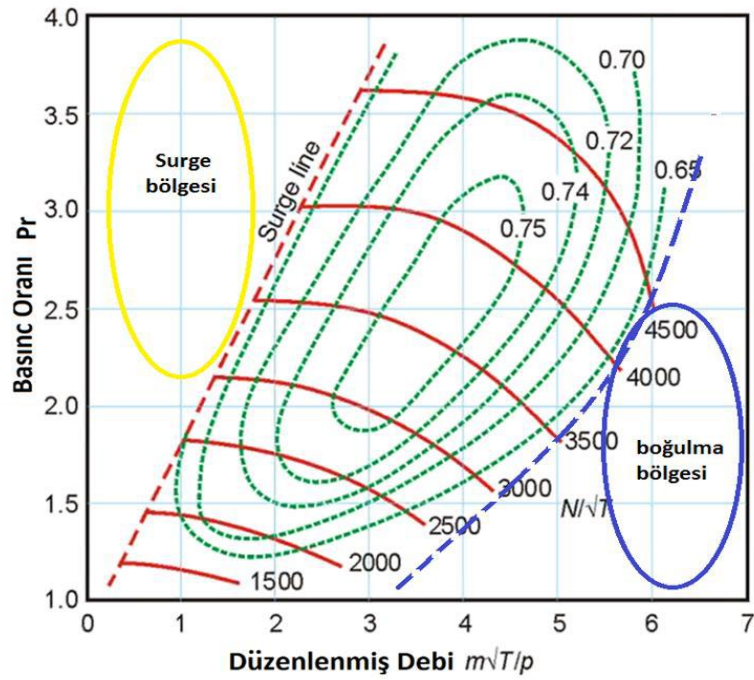
Şekil 2.29. İkili turbo modu

Çizelge 2.1. Seri ve paralel bağlı turboşarjlıların karşılaştırılması

İki Kademeli Turboşarjlıların Karşılaştırılması		
	SERİ BAĞLI ÇİFT KADEME	PARALEL BAĞLI ÇİFT KADEME
ÇALIŞMA ARALIĞI	> 70 kW/L	65-70 kW/L arasında
ÇALIŞMA PRENSİBİ	düşük motor devrinde iki turboşarjı aktif yüksek motor devrinde tek turbo	Düşük motor devirlerinde tek turbo aktif yüksek motor devrinde iki turbo aktif
TURBOŞARJ ÇEŞİDİ	WG+WG VGT+WG	VGT + Konvansiyonel turboşarjlar
VALF	Türbin by-pass, Kompresör by-pass	kompresör yeniden dolaşım valfi kompresör kapatma valfi
ÇİFT KADEMEYE GEÇİŞ	doldurma basınçlarında kayıp yok	doldurma basınçlarında kayıp var
SIRALI MOTORDA PAKETLEME	kolay	zor

3. MATERLYAL ve YÖNTEM

Yapılan araştırmalarda içten yanmalı motorlar, otto, dizel çevrimleri, turboşarjır çalışması, türbin ve kompresör prensipleri açıklandı. Turboşarjır kısmının dizayn ve analizleri oldukça hassastır. Kompresörün çalışma basıncı, türbinin motor uyumu ve turboşarjırın motorla uyum içinde olması lazımdır. Bunun dolayı kompresör olsun türbin olsun bunları tasarlarken motorun çalışma prensibi, türbin ve kompresör haritalarını son derece iyi anlamak ve yorumlamak gerekir. Bu çalışmada bilgisayar programı olarak piyasada ticari olarak mevcut olan CONCEPTS NREC isimli ticari markası olan turboşarjır programı kullanılmaktadır. Bu program ile turboşarjır üretimi, dizayn, analizler, bir boyutlu ve üç boyutlu tasarımlar yapılabilmektedir.



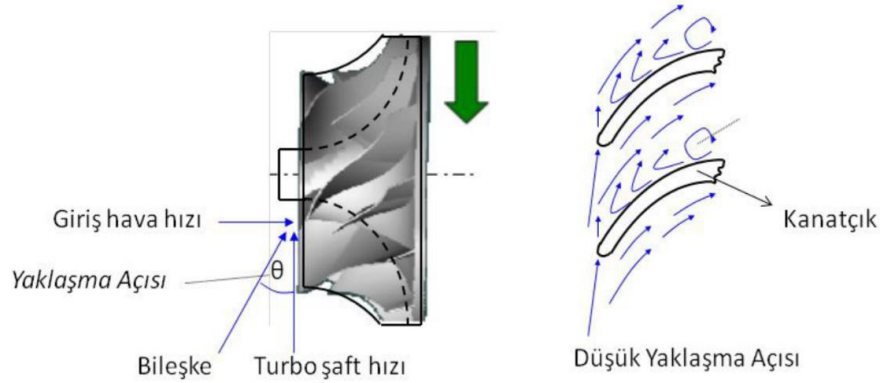
Şekil 3.1. Kompresör performans haritası (Baines, 2005)

3.1. Turboşarjın Çalışma Haritaları

3.1.1. Kompresör Haritası ve Çalışma Noktaları

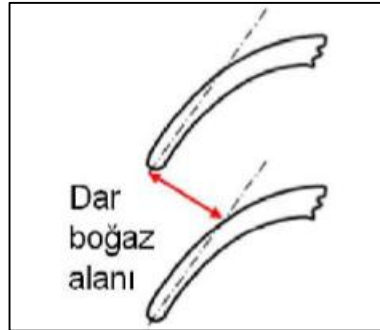
Kompresör, türbinden elde edilen işe bağlı olarak emme manifolduna alınan havayı sıkıştırarak silindire göndermektedir. Motora ulaşan hava yanma sonucu motorun aldığı hava-yakıt miktarına bağlı olarak, motor basınç ve sıcaklıkları farklı çalışma koşulları sunar. Bu koşullarda motorun uygun olup olmadığı kompresör ve türbin haritalarına bakılarak karar verilir. Kompresör parametreleri; kompresör verimi, kompresör basınç oranı, kompresör devri gibi parametreler motor haritalarında yer almaktadır. Kompresör tasarım ve analizinde bu haritalardan gerekli incelemeler yapılmaktadır. Şekil 3.1’de gösterilen kompresör haritası üç ana bölgeden oluşur. Bunlar; kalp(heart) bölgesi, kararsız bölge (surge line) ve boğulma (choke) bölgesidir. Kompresör haritasında kalp denilen bölge surge line - choke arasında kalan ve turboşarjın çalıştığı yerdir ve bu bölge istenilen çalışma bölgesidir. Kalp bölgesinin sol tarafından kesikli çizgilerle gösterilen bölgeye ise surge line denir. Burda yeterli hava debisiyle turboşarjın devreye girdiği veya devreden çıktığı kısımdır. Bu bölgede kompresör kararsız çalışır kompresör gerekli hava debisine ulaşamaz ise kompresör dalgalanmaya ve giderek titreşim ve gürültü artar ve motor yeterli devire çıkamaz. Eğer bu bölgeden çıkılmaz ve fazla kalınırsa kompresör ve motorda kalıcı hasar meydana gelir.

Diğer bir değişle kompresör çalışma sınırları Surge limit çizgisi, kompresörün kanadının kararlı bir şekilde dönebilmesi için gereken en az hava akışdır. Alınan hava debisinin altına düşerse stall dediğimiz bozunmalar meydana gelir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Kompresör stall (dalga) olayı

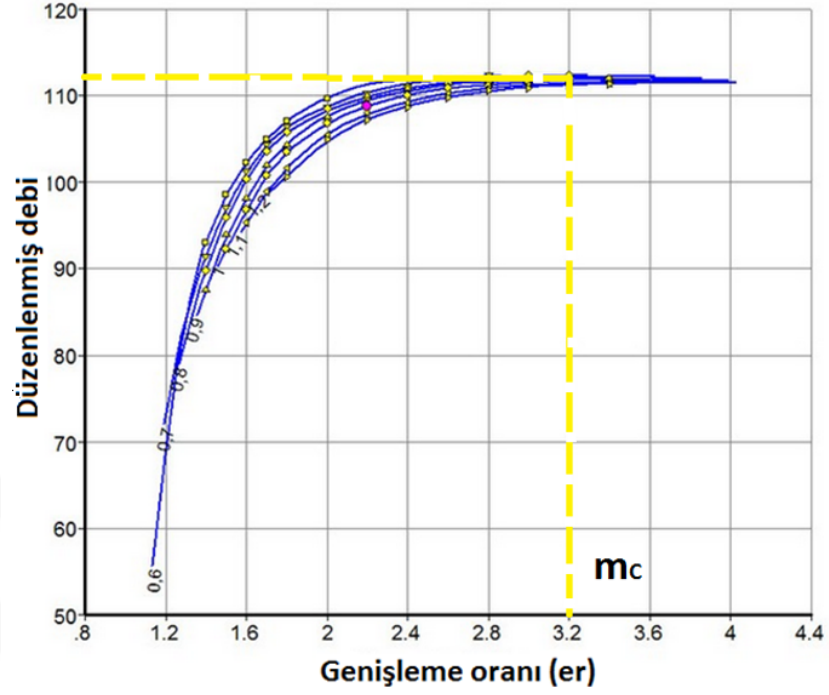
Kompresör haritasının sağ tarafında boğulma (choke) bölgesi diye adlandırılır. Ve sistemde çalışırken bu bölgeden kaçınmak gerekir. Choke bölgesinde kompresöre gelen akış hızı sonik hıza ulaşır. Bu bölgede kompresör veriminde ani bir düşüş görülür. Akışkan hızı turboşarjır milinin hızını artırmasından dolayı kompresör kanadında mekanik gerilmeler artar.



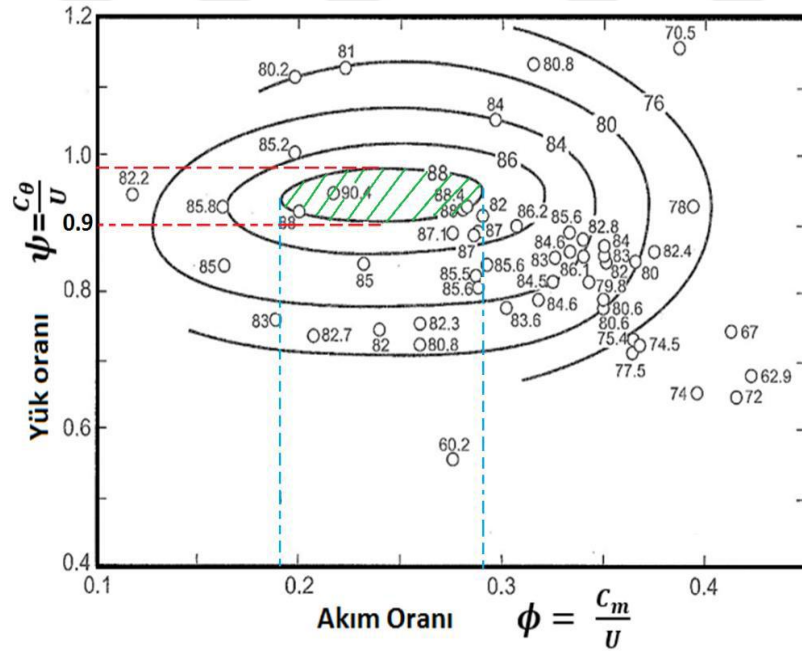
Şekil 3.3. Kompresör kanatçığı üzerinde boğulma olayı

3.1.2. Türbin Haritası ve Çalışma Noktaları

Turboşarjırda işin üretildiği kısım türbindir. Turboşarjır ve motor veriminin iyileştiği bölgedir. Yanma sonucu çıkan egzoz gazları radyal olarak türbine girmekte ve eksenel olarak türbini terk etmektedir. Egzoz gazlarının basınç, sıcaklık ve debisi mildeki işin miktarını değiştirmektedir. Türbin haritası parametreleri, dizayn ve analiz işlemlerini daha basit bir hale getirilmektedir (Şekil 3.4, Şekil 3.5).



Şekil 3.4. Radyal türbin için düzenlenmiş debinin genişleme oranı ile değişimi



Şekil 3.5. Radyal türbin için farklı verimlerde yük oranının akım oranı ile değişimi (Baines, 2005)

3.1.3. Yük – Akım haritası

Türbinin tasarım aşamasında iki boyutsuz parametre olan akım (Φ) ve yük (Ψ) oranı, grafiğinde kullanılmaktadır. Bu boyutsuz iki ifadenin belli aralıklarında verim değerlerini ifade eder. Tercih edilen verim türbinler için aşağıda verilen çizgi üzerinde akım ve yük oranlarının $0,2 < \Phi < 0,3$ ve $0,9 < \Psi < 1$ olması gerekmektedir. Şekil 3.5’de yüksek verimli alanı belirtilmektedir. Akım oranı türbin kanatçığının çapı ve yüksekliği ile, yük oranı ise türbinin malzemesi ile alakalıdır. Akım oranı ne kadar büyük olursa türbin boyutu o kadar küçülmektedir. Boyut küçülürse turboşarj devri artmakta ve verim düşmektedir.

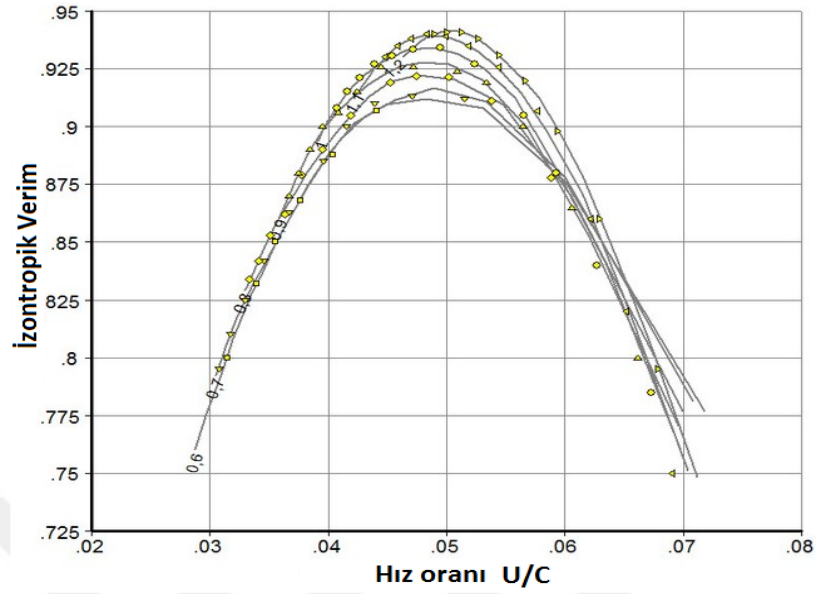
3.1.4. Hız – verim haritası

Türbin analizi ve dizaynda kullanılan başka bir harita ise hız-verim haritalarıdır. Türbin dizaynındaki amaç; en yüksek verimi, uzun ömrü, sıcaklığa dayanaklılığını, düşük üretim maliyetini ve en iyi şekilde motor uyumluluğudur. Hız-verim haritası bu amaca ulaşmak için yararlanılmaktadır. Hız oranı, kanatçığın uç hızının izotropik hıza bölünmesinden elde edilir (U/C). Bu ifade denklem şeklinde ifade edilirse:

$$P = \frac{1}{2} m C^2 \xrightarrow{\eta=100\%} C = \sqrt{\frac{2P}{m}} = \sqrt{2C_p T_0 \left[1 - \left(\frac{1}{er} \right)^{k-1/k} \right]} \quad (3.1)$$

Şeklinde ifade edilir.

Normalde tipik bir radyal türbinde en yüksek verim, hız oranının 0,7 değerinde bulunmaktadır. Ancak motorun farkı çalışma şartlarına göre bu miktar biraz küçük veya fazla olabilir. Sonuçta hız oranının motorla uyumlu olması ön görülmektedir.



Şekil 3.6. İzantropik verimim hız oranı ile değişimi

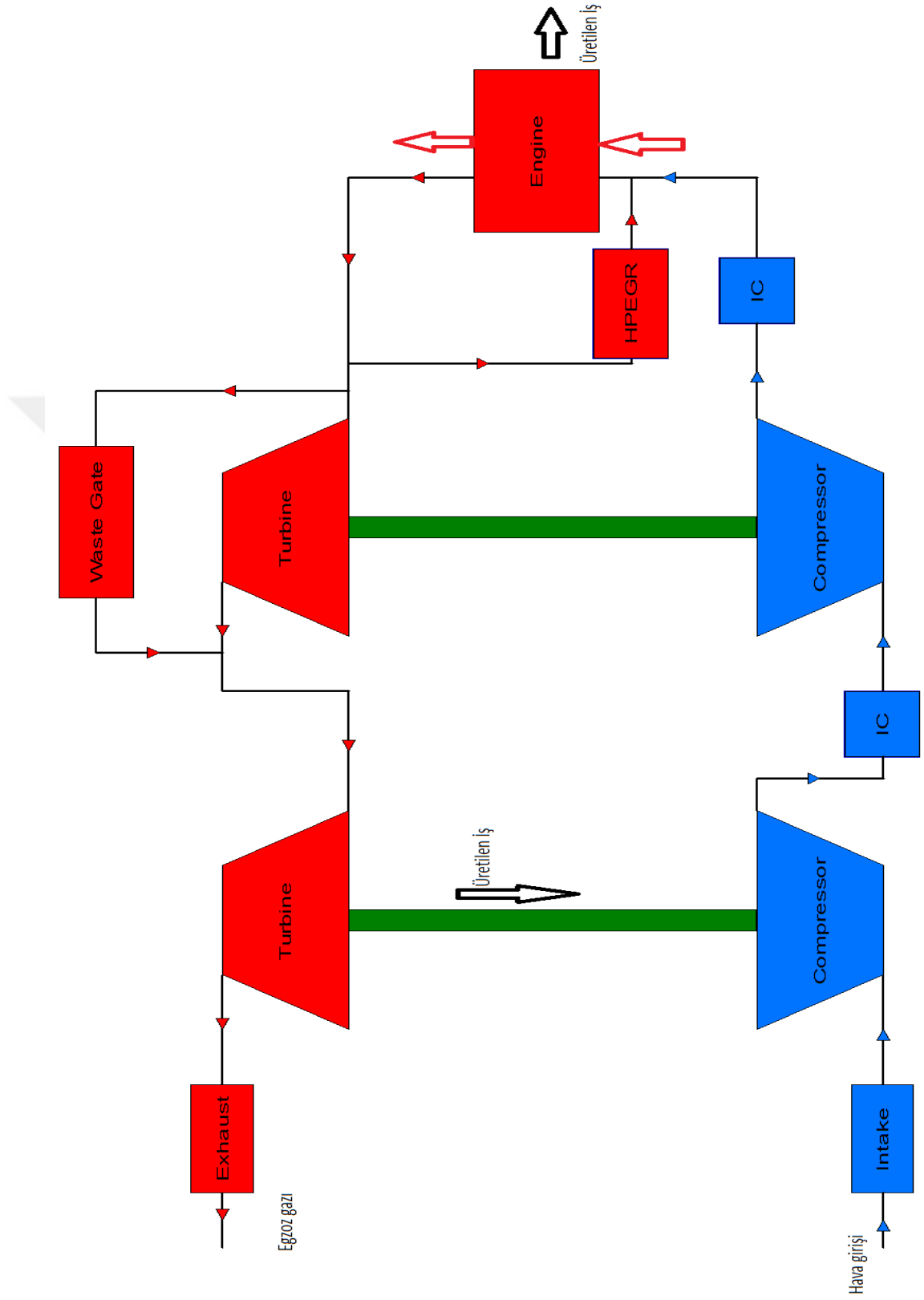
3.1.5. Turboşarj ve motorun analitik seçim prosesi

Turboşarjır sistemlerinde motor uygunluğu için analitik yöntemlere başvurulur. Farklı kısımlardan oluşan turboşarjırın için her bir ünitesi için ayrı hesaplamalar yapılmaktadır. Bu çalışmada Şekil 3.7’de çift kademeli turboşarjır şematiği incelenmektedir.

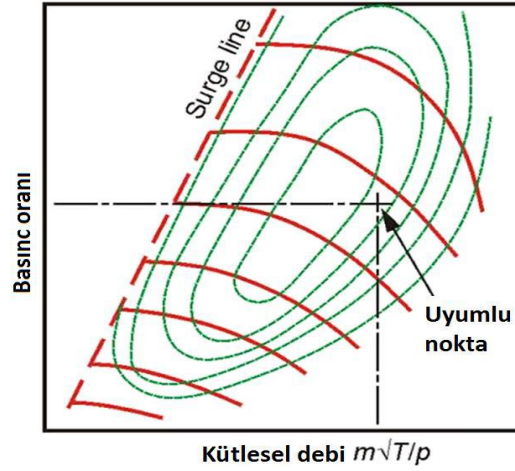
Emme manifolduna alınan hava ilk olarak hava filtresinden geçirilir. Burada motora ve ya kompresöre zarar verebilecek katı partiküller filtrede tutulur. Çok az bir basınç düşüşüne sebep olur. Oluşan basınç kaybı denklemi şu şekildedir:

$$P_{01} = P_{Atm} - (\Delta P)_{filter} \quad (3.2)$$

Filtreden gecen hava akışı kompresöre doğru devam eder. Kompresöre gelmeden önce havanın sıcaklığı ve basıncı bilindiği ve kompresörün ön kabulle (tahmin) kompresör çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncı bulunabilir. Kompresör verimi tahmin edilirken yüksek seçilmesi uygun görülür. Bu kompresör verimi tahmin edilirken, kompresör haritasına bakılarak diğer kriterlere göre de seçim yapılır. Motorun gerekli basınç ve sıcaklığı için belirli bir aralık seçilir.



Şekil 3.7. Motor-turboşarj sisteminin genel şematığı



Şekil 3.8. Performans haritası üzerinde kompresörün verim tahmini (Baines, 2005)

Kompresörün verimi ve kompresör basınç oranı belirlendikten sonra kompresör çıkış sıcaklığı değeri izantropik genişleme kabulü ile hesaplanabilir.

$$T_{02} = T_{01} \left(\left(1 + \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(k_a - 1/k_a)} - 1 \right) \quad (3.3)$$

Şeklinde hesaplanır.

Kompresör çıkış parametreleri bilindikten sonra sıkıştırılan hava ve sıcaklığı yükselen hava motora gitmeden önce motora daha fazla havanın gitmesi için soğutulması gerekir. Bunun için intercooler (ara soğutucu) dan geçirilir. Ara soğutucuya giren akışkan intercooler ın verimine bağlı olarak soğutulur. İntercooler ın verimi $\mathcal{E}_c$ ile ve intercooler ın sıcaklığı da T_c ile gösterilirse: Inter cooler sıcaklığı enerji dengeliğinden elde edilir. Inter cooler çıkış basıncı ve sıcaklığı ise;

$$P_{03} = P_{02} - (\Delta P_0)_{\text{cooler}}, T_{03} = T_{02} (1 - \mathcal{E}_c) + T_c \mathcal{E}_c \quad (3.4)$$

Motora giren giriş sıcaklığı ve giriş basıncı bulunmuş olur. İntercooler ın verimi 60-80% aralığında değiştiği Kabul edilmektedir.

Motor giriş debisi ise akışkanın yoğunluğu motor devir sayısı, motor silindir hacmi ve motor volumetrik verimine bağlı olarak denklem (3.5, 3.6) gibi hesaplanır:

$$m_{air} = (N/2)\rho_3 V_{silindir} \eta_{vol} \quad (3.5)$$

Burada

$$\rho_3 = P_{03} / RT_{03} \quad (3.6)$$

dır.

Motor giriş parametreleri belirlendikten sonra motorda yanma olayı gerçekleşir. Yanma olayında motor silindir; içine yakıt püskürtülür ve sis damlacıkları ısınır, silindir hacminin üst yüzeylerinde yakıt buharlaşmaya başlar. Isınan damlacıklar havadaki oksijenle reaksiyona girerek yanma başlar. Yanma bu şekilde genişleyerek devam eder.

Yanma sonucu açığa çıkan egzoz gazlarının sıcaklıkları tahmin edilerek Türbin giriş koşulları bulunmuş olur. Egzoz gaz sıcaklığını tahmin etmeden önce;

$$-Q_L - W_p - H_v = (m_a + m_f) c_{pe} T_{04} - m_a c_{pa} T_{03} \quad (3.7)$$

Q_L = ısı kayıpları (kW)

W_p = Piston tarafından yapılan iş(kW)

H_v = Yakıtın özgül yanma ısısı (kJ / kg)

Reaksiyon ısısı;

$$Q_f = - H_v . m_f \quad (3.8)$$

Olup, motorun ısı verimi;

$$\eta_{th} = - W_p / H_v \quad (3.9)$$

Egzoz yakıt enerjisi;

$$\xi_E = 1 - \xi_L - \eta_{th} \quad (3.10)$$

Elde edilir.

Isı kayıp oranı (kayıp ısının verilen ısıya oranıdır);

$$\xi_L = - Q_L / H_v \quad (3.11)$$

Denklem (3.7) yeniden düzenlenirse:

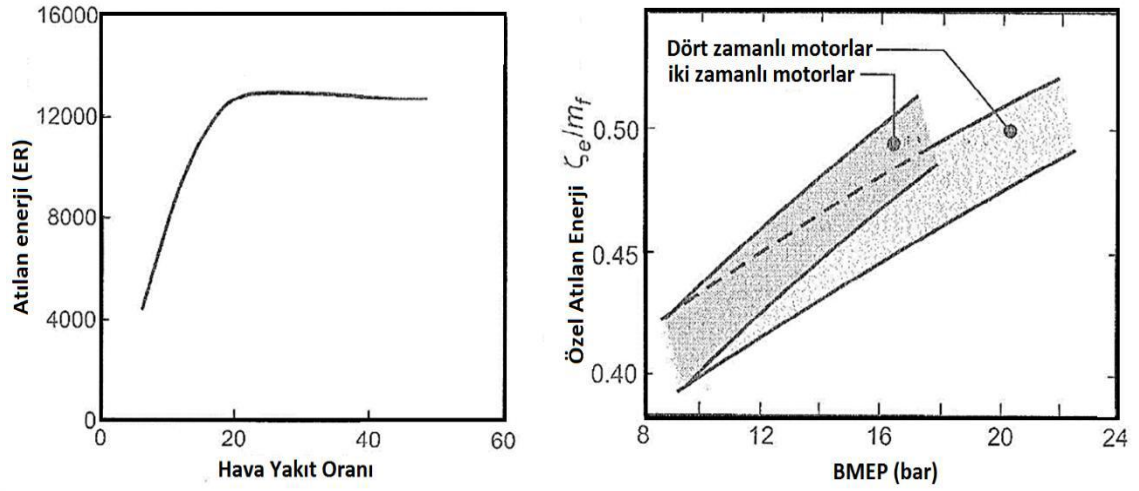
$$\frac{1}{\frac{m_a}{m_f+1}} \left(\frac{Q_f}{c_{pe}} \right) \xi_e = T_{04} - \left[\frac{\frac{m_a}{m_f}}{\frac{m_a}{m_f}+1} \right] \left(\frac{c_{pa}}{c_{pe}} \right) T_{03} \quad (3.12)$$

elde edilir. Motor çıkış sıcaklığı (T_{04}) şu şekilde elde edilir;

$$T_{04} = T_{03} + \frac{ER}{1 + \left(\frac{m_a}{m_f} \right)} \quad (3.13)$$

ER = Genişleme oranı

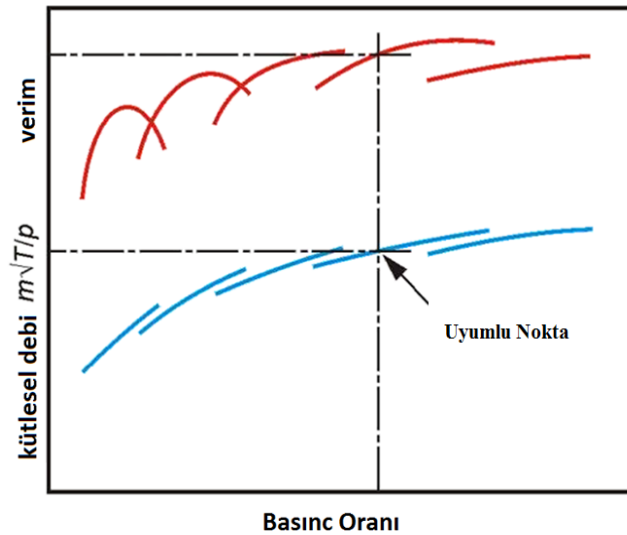
$$ER = \left(\frac{Q_f}{c_{pe}} \right) \xi_e \quad (3.14)$$



Şekil 3.9. Egzozda atılan enerji eğrisi (Baines, 2005)

Şekil 3.9’da gösterilen egzoz gazı enerjisi hava yakıt oranına bağlı olarak artmaktadır. Bunun sebebi hava yakıt oranındaki oksijenin artmasıdır.

Türbin veriminin bulunması için Şekil 3.10’ da verilen çalışma aralığında verimin olması gerekir.



Şekil 3.10. Türbin haritası üzerinde verimin belirlenmesi (Baines, 2005)

Turboşarjın genel verimi (η_{TC}) ise tüm verimlerin çarpılmasıyla yani mekanik verim, kompresör verimi ve türbin veriminin çarpılmasıyla bulunur.

$$\eta_{TC} = \eta_C \cdot \eta_T \cdot \eta_{mek} \quad (3.15)$$

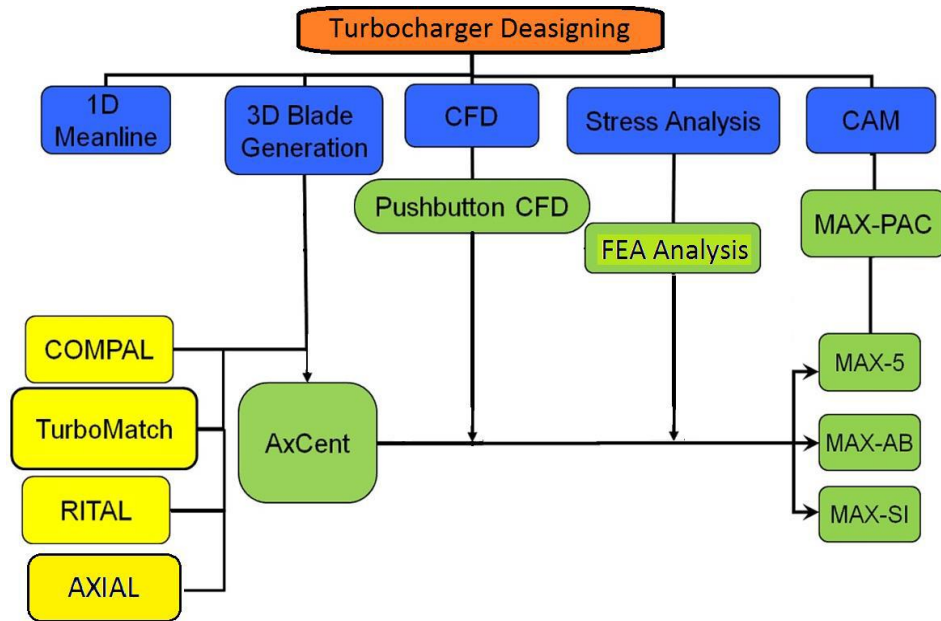
Egzoz gazları türbinden geçtikten sonra çıkış tarafında basınç bir miktar düşmüştür. Egzoz çıkış basıncı aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$P_5 = P_{atm} + (\Delta P_0)_{egzoz} \quad (3.16)$$

Turboşarjır seçimi veya analizi yapılırken bazı önemli noktalar vardır bunların sağlanması gerekir aksi takdirde sonuçlar doğru olmaz bunlar;

- Tasarımda oluşan türbin milinin devir sayısı kompresör devir sayısına eşit olmalıdır ($N_C = N_T$).
- Motor giriş basıncı her zaman motor çıkış basıncından yüksek olmalıdır.

$$P_{03} - P_{04} > 0 \quad (3.17)$$



Şekil 3.11. Turboşarjın tasarım aşamaları

3.1.5.a. Turboşarjır analizini ticari olan program ile modelleme yapmak

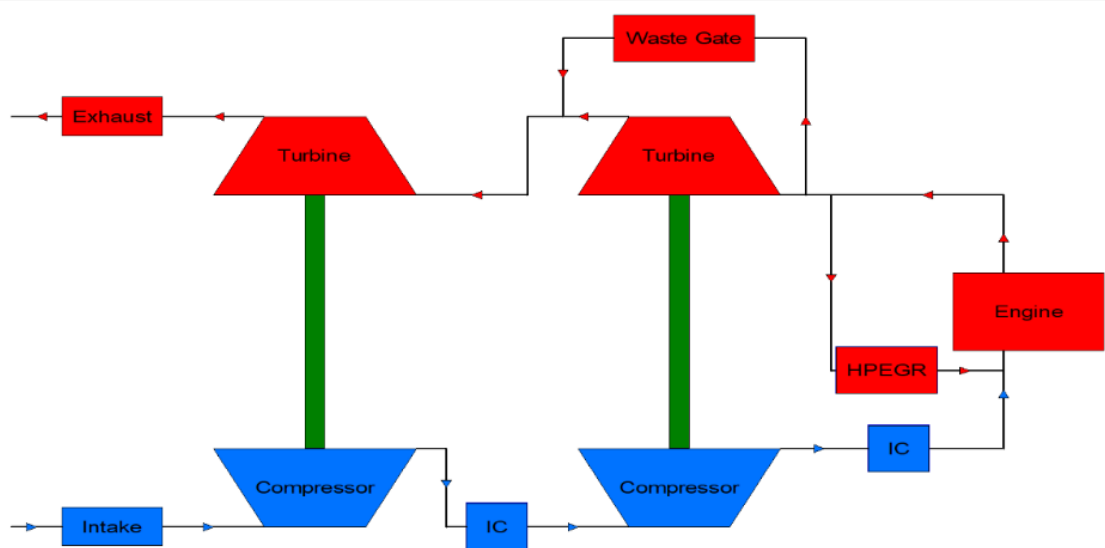
Turboşarjır tasarımı için kolaylık ve hızlı çözümler sunan birkaç farklı bilgisayara programı piyasada mevcuttur. Bu tez kapsamında okulumuzda lisansı olan CONCEPTS NREC program kullanılmıştır. Bu programla yapılan akış şeması Şekil 3.12’de gösterilmiştir.

3.1.6. CONCEPTS NREC

Kullandığımız turboşarjır programı olan NREC CONCEPTS içinde barındırdığı birkaç herbiri ayrı ek paket programından oluşmaktadır.

3.1.7. TURBOMATCH PACKAGE

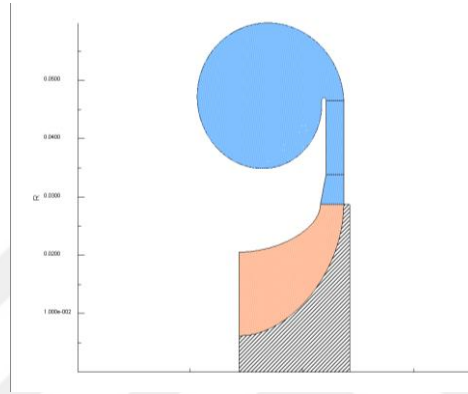
Turbomatch paket programı ile türbin kompresör ve motor için, turboşarjır analizi ve verimi hesaplanabilir. Gerekli girdi değerleri verildikten sonar bir boyutlu (1D) analizleri çıktı olarak oluşturulur. Ayrııcı program çalıştıktan sonra RITAL ve COMPAL olan ek programlarda çalışmaya başlar.



Şekil 3.12. Turbomatch programında set edilen turboşarjır ve elemanları görünüşü

3.1.8. COMPAL

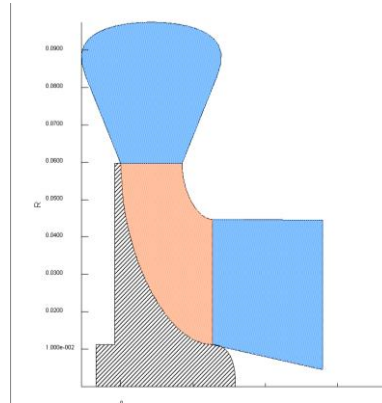
Turbomatch programı çalışması bittikten sonra oluşan compal programı yada kompresör dizaynı olarak çalıştırılan bir programdır. Bu program bize turboşarjır kompresörünün çeşitli özelliklerini çıktı olarak vermektedir.



Şekil 3.13. Compal programında analizler sonucunda kompresör görünümü ve boyutları

3.1.9. RITAL

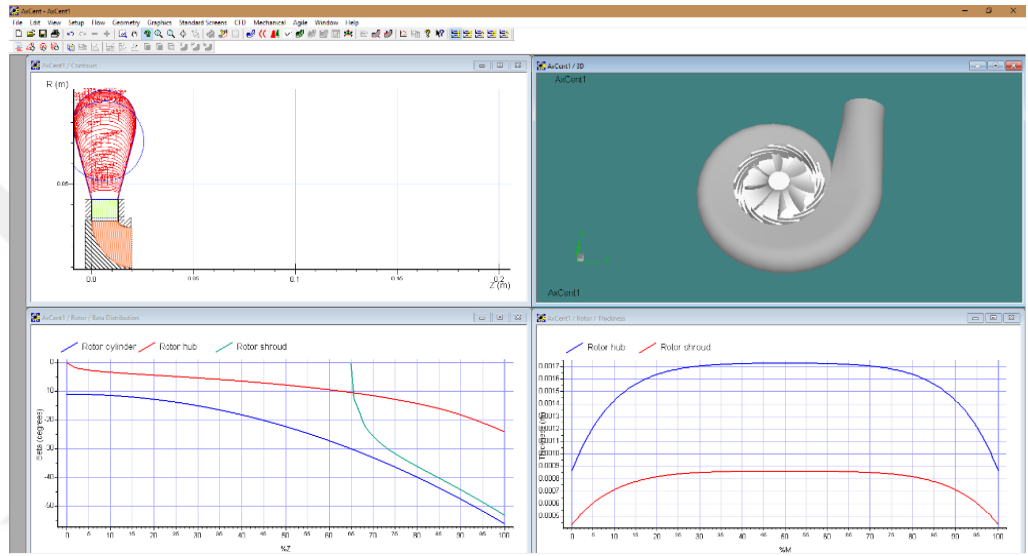
Turbomatch programı çalışması bittikten sonra oluşan RITAL programı yada türbin dizaynı olarak çalıştırılan bir programdır. Bu program bize turboşarjır türbin kısmının çeşitli özelliklerini çıktı olarak sunar.



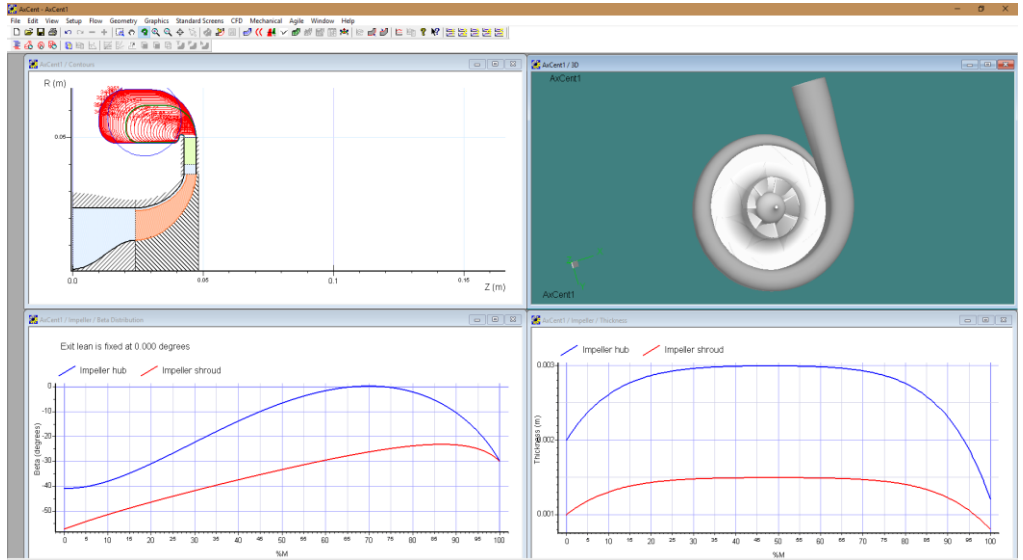
Şekil 3.14. Rital programında analizler sonucunda türbin görünümü ve boyutları

3.1.10. AXCENT

Axcent programı 3D analizler için geliştirilmiş paket bir programdır. Türbin veya kompresör mekanik ve akış analizleri için çözüm sunar. RITAL ve COMPAL dan alınan veriler doğrultusunda 3D tasarım veya analizleri yapılır.



Şekil 3.15. Axcent programının analizler sonucunda türbin tasarımı



Şekil 3.16. Axcent programında analizler sonucunda kompresör tasarımı

3.1.11. CAD TRANSLATOR

Axcent programında oluşan modelleri başka bir formata veya doğrudan dönüştürerek aktaran bir programdır.

3.1.12. PUSHBUTTON CFD

Oluşan turboşarjının akış analizlerini ve katı modellerin mesh yapısını inceleyen programdır.



4. ARAŞTIRMA BULGULARI

CONCEPTS NREC programı ile turboşarjır tasarımı oluşturulabilmektedir. Kullanılan CONCEPTS NREC programı beş farklı paket program birbirleriyle kordineli olarak bir ve üç boyutlu (1D ve 3D) için çözüm yapmaktadır. Bu programla yapılan çalışmalar bazı tecrübe ve kabullere bağlı yapılmaktadır. Yapılan çalışmada çift kademeli turboşarjırın aynı motor özelliklerine sahip tek kademeli turboşarjırlar karşılaştırılmıştır.

4.1. Özel Bir Motor Tanıtılması ve Turboşarj Tasarımı

Yapılan bu çalışmada motor özellikleri CONCEPTS NREC programına girilerek yeni bir turboşarjır tasarımı dizayn edilmiştir (Çizelge 4.1).

Çizelge 4.1. Bu çalışmada incelenen çift kademeli turboşarjıra ait motora tasarım parametreleri

Motor hacmi	6,5 litre
Volumetrik verimi	86%
Hava yakıt oranı	18 (rölanti devri için)
Isıl verimi	%42
Motorun rölanti devri	1000 rpm
Motorun maksimum devri	3200 rpm
Isı kayıp oranı	%20
Dışarıya atılan enerji kayıp oranı	%40
EGR resirkiyolasyonu	%15
Maksimum güç @ 3200 rpm	598,61 kW

Çizelge 4.2. Mevcut çalışmada kullanılan çift kademeli turboşarjır parametreleri

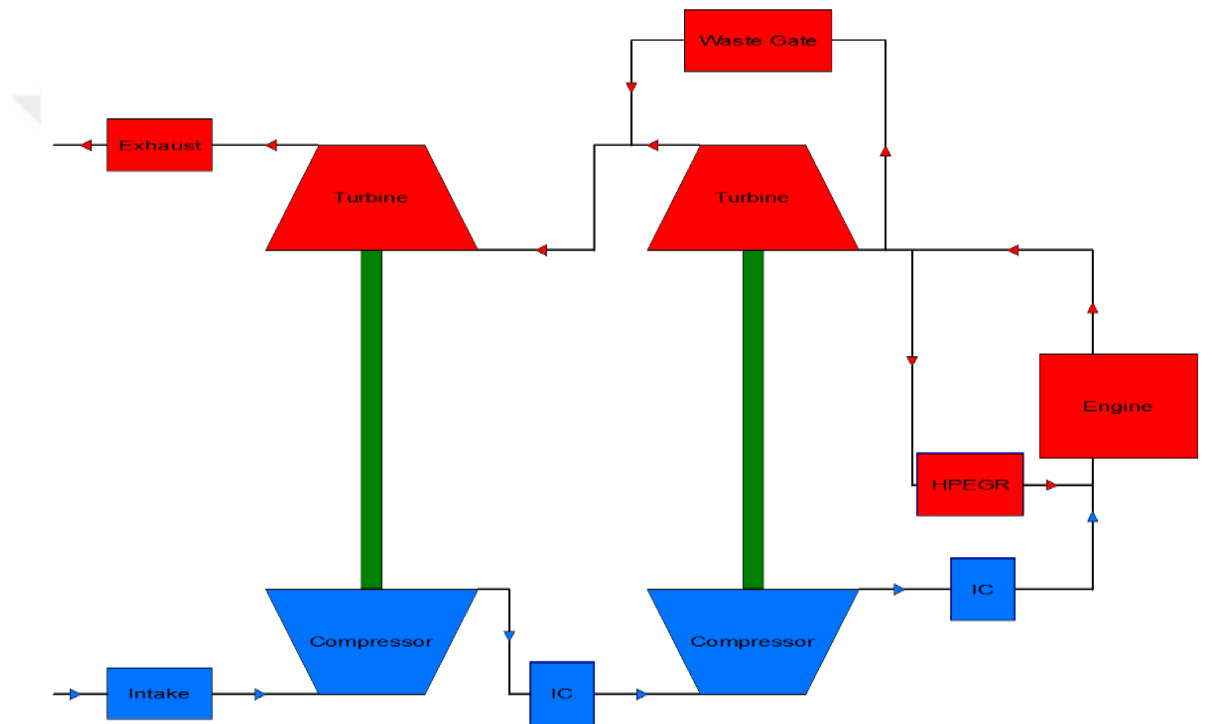
Turboşarj devir sayısı	LP = 100 000 d/dk, HP = 170 000 d/dk
Kompresör basınç oranı	LP = 1,25-2,92; HP = 1,95-4,43
Kompresörün ilk tahmin devir sayısı	100000
Ara soğutucu akış sıcaklığı	400 K
Ara soğutucu verimi	70%
EGR soğutucu akış sıcaklığı	400 K
EGR verimi	60%
Kompresör giriş kısmındaki hacimsel debi referansı	0,1 m ³ /s
Türbin çıkış kısmındaki hacimsel debi referansı	0,1 m ³ /s
Tahliye çıkışın boost basınç oranı	2,8
Yatakların kaybı için referans devir sayısı	100 000 d/dk
Yataklardaki güç kayıp referansı	1 kw

Çizelge 4.3. Mevcut çalışmada yapılan turboşarjır kabulleri

Atmosfer basıncı	100,13 kPa
Atmosfer sıcaklığı	293,15 K
Kompresörün filtre giriş basınç kaybı	0,2 ΔP
Türbin egzoz çıkış basınç kaybı	0,2 ΔP
Ara soğutucu basınç kaybı	0,1 ΔP
Yakıtın ısı değeri	42600 kJ/kg

4.2. Bir boyutlu (1D) tasarım

Yukarıda Çizelge 4.1, 4.2 ve 4.3’de yapılan kabuller ve parametreler kullanılarak ile programda tasarıma başlanabilir. İlk başta TURBOMATCH paket programında motor verileri ile motora uygun turboşarjır seçim ve analizi yapılır. TURBOMATCH programının aşağıdaki Şekil 4.1’de gösterilmiştir.

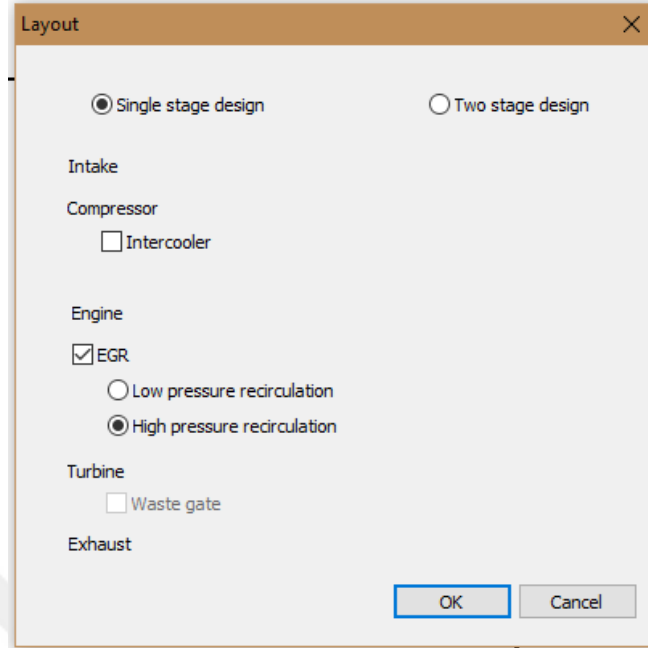


Şekil 4.1. TURBOMATCH paket programında seçilen turboşarjır elamanları

4.2.1. TURBOMATCH ayarları

4.2.2. Layout kısmı

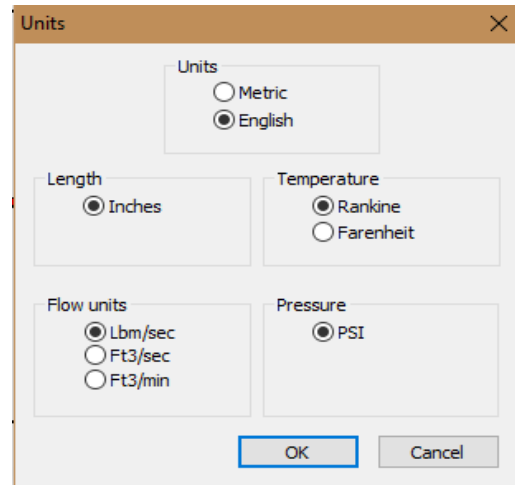
Layout kısmında sistemin parçaları tanımlanır, yani sisteminin tek kademeli mi yoksa çift kademeli mi olduğu, ara soğutucunun kullanıp kullanılmadığı, emisyonu düşürmek için EGR sisteminin olup olmadığı, türbin tahliye kapağı olan Waste Gate elamanının olup olmadığı girilir.



Şekil 4.2. TURBOMATCH layout kısmı

4.2.3. Birim kısmı

Bu kısımda turboşarjır analizlerinde kullanılan birimlerin tanımlandığı kısımdır. Uzunluk, sıcaklık, kullanılan akışkan debisinin ve basıncın hangi birimde olacağını tanımladığımız kısımdır.



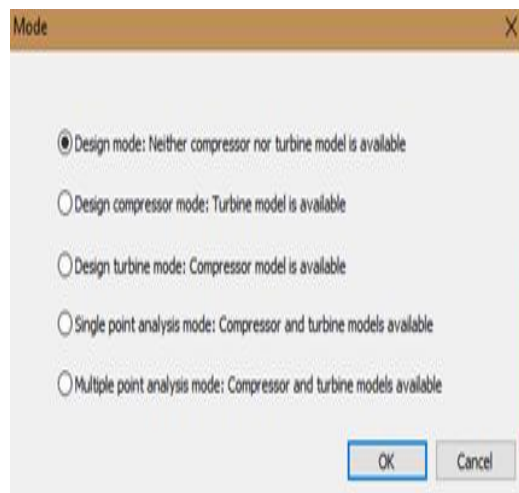
Şekil 4.3. TURBOMATCH birimlerin tanımlandığı kısım

4.2.4. Mode kısmı

Turboşarjırdaki yeni bir model veya var olan turboşarjının değişimini ile ilgili bize seçenek sunan kısımdır. Eğer yeni bir turboşarjır tasarımı yapacaksa 'Design' kısmı seçilir. Eğer var olana turboşarjır üzerinde düzenlemeler yapılacaksa o zamanda 'Analysis' modu seçilir.

Aşağıda gösterilen şekilde beş farklı mode tipinde isteğe uygun mode seçilir.

- Design mode: Elimizde hem türbin hemde kompresör ile ilgili veri yok ise
- Design compressor mode: Elimizde sadece türbin modeli var ise
- Design turbine mode: Elimizde sadece kompresör modeli var ise
- Single point analysis mode: Elimizde tek bir noktada hem türbin hem de kompresör modeli var ise
- Multiple point analysis mode: Çoklu nokta üzerinde çalışacaksa elimizde hem türbin hem de kompresör modeli var ise

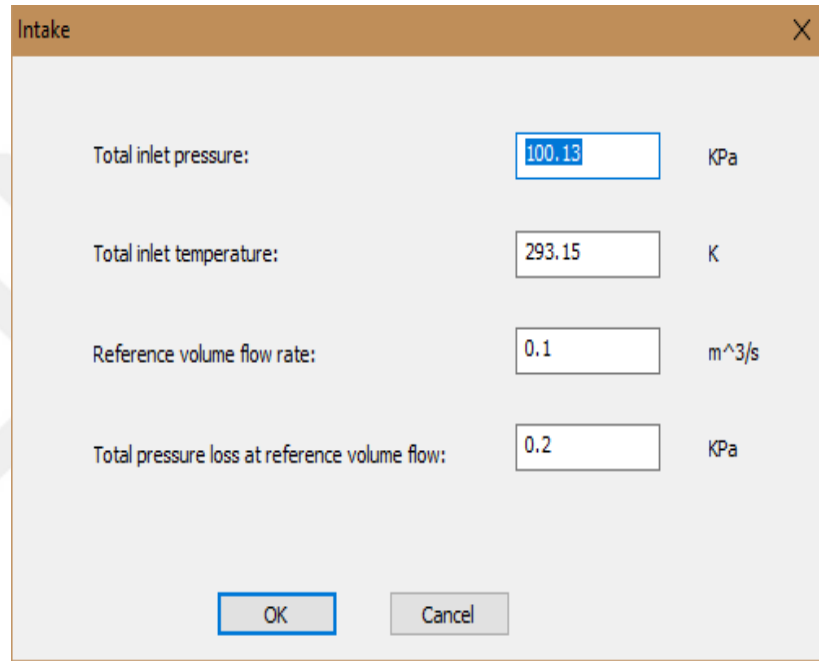


Şekil 4.4. TURBOMATCH programında 'Mode' seçenekleri

Genel ayarlar bittikten sonra turboşarjır ve motor parametreleri tek tek sırayla girilir.

4.2.5. Motora alınan hava

Dışarıdan alınan atmosfer havası bu kısımda kompresöre girmeden önce hava filtresinden geçirilir. Şekil 4.5’de verilen intake kısmında yapılan çalışmaya göre gerekli parametreler girilir.



The screenshot shows a dialog box titled 'Intake' with a close button (X) in the top right corner. The dialog contains four input fields with their respective units:

Parameter	Value	Unit
Total inlet pressure:	100.13	KPa
Total inlet temperature:	293.15	K
Reference volume flow rate:	0.1	m ³ /s
Total pressure loss at reference volume flow:	0.2	KPa

At the bottom of the dialog, there are two buttons: 'OK' and 'Cancel'.

Şekil 4.5. Turboşarjır giriş parametreleri

4.2.5.a. LP intercooler (Düşük basınç ara soğutucusu)

Hava düşük basınç kompresöründen sonra, yüksek basınç kompresörüne gitmeden önce ara soğutucuya girer bu kısımda hava sıcaklığı düşürülerek daha yoğun bir şekilde yüksek basınç kompresörüne daha fazla gönderilir.

Şekil 4.6. Düşük basınç kompresöründe ara soğutucu kısmı

4.2.5.b. HP intercooler (Yüksek basınç ara soğutucusu)

Hava yüksek basınç kompresöründen sonra, motora uğramadan ara soğutucuya girer bu kısımda hava sıcaklığı düşürülerek daha yoğun bir şekilde daha fazla hava motora gönderilir.

Şekil 4.7. Yüksek basınç kompresöründe ara soğutucu kısmı

4.2.6. Motor parametreleri

Ara soğutucudan çıkan hava emme monifoltu kısmından motora alınır. Bu kısımda motor için gerekli parametreler, pistonun süpürdüğü hacim, motor devri, volumetrik verim, ısı verim, motor çıkış sıcaklığı (eğer biliniyorsa) ve stroke sayısı Şekil 4.8’de gösterildiği gibi veriler girilir.

Şekil 4.8. Motor özelliklerin girildiği kısım

4.2.6.a. Hava-yakıt oranı ve yakıt ısı değeri

Hava yakıt oranı ve dizel araçlar için uygun görülen yakıt ısı değeri genellikle 42 000-44000 kJ/kg arasında değişmektedir. Çalışmada kullanılan parametreler girdisi Şekil 4.9’da gibi girilmiştir.

Engine

Fuel

Fuel heating value(Qf): 42600.0 KJ/Kg

☒ Air fuel ratio (AFR): 18.0

☐ Fuel rate: 0 Kg/s

Tamam İptal Uygula Yardı

Şekil 4.9. Motor yakıtının ısı değeri ve hava-yakıt oranının girilmesi

4.2.7. EGR kısmı

Motordan çıkan egzoz gazları yanmamış ve doğaya zarar verebilecek gazlar NO_x , HC, HO içerebilir. Bu gazlar doğaya atılmadan önce egzoz manifolddan çıkan ve yanmamış gazlar içeren egzoz gazlarının bir kısmı EGR hava gaz sirkülasyonu vasıtasıyla tekrardan motora gönderilir (Şekil 4.10).

EGR

Recirculation fraction: 0.15

Coolant

Temperature: 370.0 K

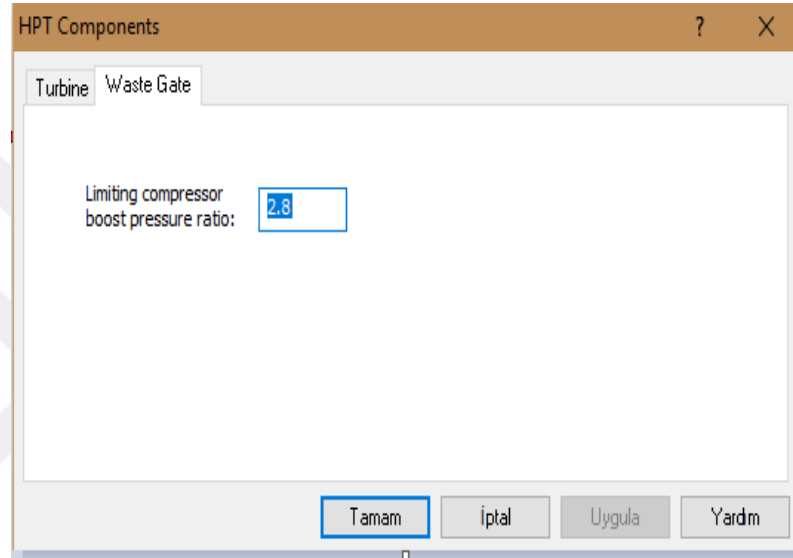
Effectiveness: 0.6

OK Cancel

Şekil 4.10. EGR sistemine ait özelliklerin girilmesi

4.2.8. Waste gate kısmı

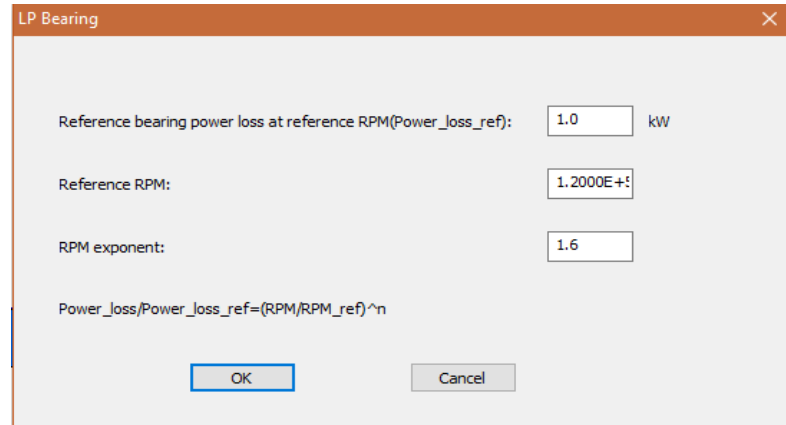
Egzoz gazlarının basıncın kontrol edildiği kısımdır. Aşağıdaki Şekil 4.11’de basınç oranı girilerek turboşarjın istenmeyen yüksek basınçlara çıkması engellenmiş olur(bu değer kompresördeki sıkıştırma basınç oranıdır.(boost pressure)).



Şekil 4.11. Waste gate sistemine ait basınç oranının girilmesi

4.2.9. Düşük basınç turboşarjır mil kısmı

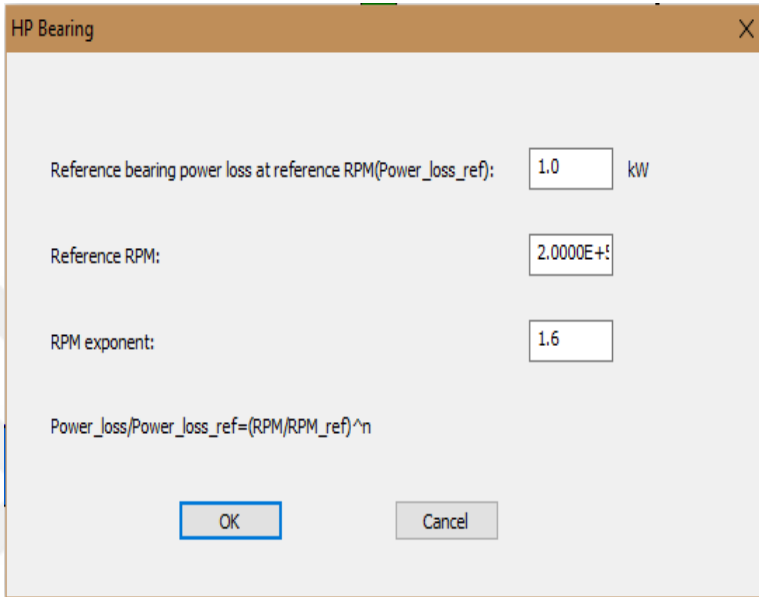
Aşağıda gösterilen Şekil 4.12’de gerekli mil devri ve kayıplar girilir.



Şekil 4.12. Düşük basınç kompresörün mil kısmı

4.2.10. Yüksek basınç turboşarjır mil kısmı

Aşağıda gösterilen Şekil 4.13’de gerekli mil devri ve kayıplar girilir.



HP Bearing

Reference bearing power loss at reference RPM(Power_loss_ref): 1.0 kW

Reference RPM: 2.0000E+5

RPM exponent: 1.6

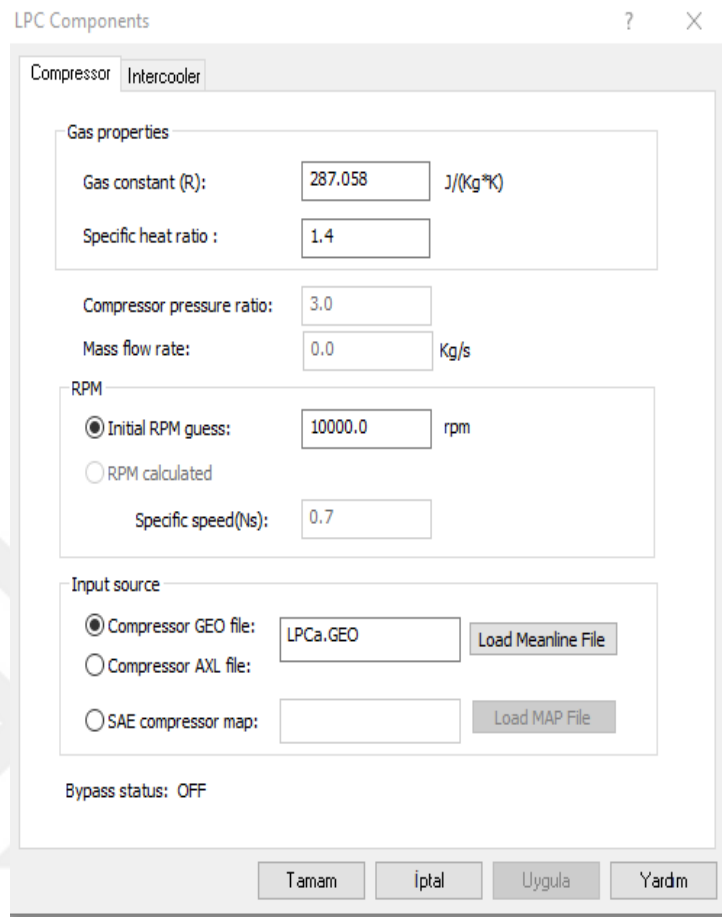
Power_loss/Power_loss_ref=(RPM/RPM_ref)^n

OK Cancel

Şekil 4.13. Yüksek basınç kompresörün mil kısmı

4.2.11. Düşük basınç turboşarjır Kompresör kısmı

Filtereden geçen hava akışı kompresör tarafından sıkıştırılarak çevrime devam eder. Kompresörde gaz sabiti, özgül ısı oranı, akışın debisi, tahmini kompresör başlangıç devrinin girildiği kısım ve eğer elimizde kompresör haritası hazır var ise sisteme çağırıldığı kısımdır. Mevcut çalışmada girilen parametreler aşağıdaki Şekil 4.14’de gösterilmiştir.



LPC Components

Compressor Intercooler

Gas properties

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

Specific heat ratio : 1.4

Compressor pressure ratio: 3.0

Mass flow rate: 0.0 Kg/s

RPM

☒ Initial RPM guess: 10000.0 rpm

☐ RPM calculated

Specific speed(Ns): 0.7

Input source

☒ Compressor GEO file: LPCa.GEO Load Meanline File

☐ Compressor AXI file:

☐ SAE compressor map: Load MAP File

Bypass status: OFF

Tamam İptal Uygula Yardım

Şekil 4.14. Düşük basınç turboşarjır kompresör kısmı

4.2.12. Yüksek basınç turboşarjır Kompresör kısmı

Ara soğutucudan geçen hava akışı kompresör tarafından sıkıştırılarak çevrime devam eder. Kompresörde gaz sabiti, özgül ısı oranı, akışın debisi, tahmini kompresör başlangıç devrinin girildiği kısımdır. Ve eğer bulunan kompresör haritası mevcut ise sisteme çağrıldığı kısımdır. Şekil 4.15’de yapılan çalışmada girilen parametreler gösterilmiştir.

HPC Components ? X

Compressor Intercooler

Gas properties

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

Specific heat ratio : 1.4

Compressor pressure ratio: 3.0

Mass flow rate: 0.099019 Kg/s

RPM

☒ Initial RPM guess: 1.7000E+5 rpm

☐ RPM calculated

Specific speed(Ns): 0.6

Input source

☒ Compressor GEO file: HPCa.GEO Load Meanline File

☐ Compressor AXL file:

☐ SAE compressor map: Load MAP File

Bypass status: OFF

Tamam İptal Uygula Yardım

Şekil 4.15. Yüksek basınç turboşarjır kompresör kısmı

4.2.13. Yüksek basınç turboşarjır türbin kısmı

Motordan çıkan egzoz gazı önce yüksek basınç türbine uğrar. Programda kullanılan parametreler sisteme aşağıdaki gibi girilerek çevrim devam eder.

HPT Components

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: HPTa.geo 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 4.16. Yüksek basınç turboşarjır türbin kısmı

4.2.14. Düşük basınç turboşarjır türbin kısmı

Yüksek basınç türbininden çıkan egzoz gazı daha sonar düşük basınç türbine uğrar. Programda kullanılan parametreler sisteme aşağıdaki gibi girilerek çevrim devam eder.

LPT Components ? X

Turbine

Gas properties

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

Specific heat ratio:

Inlet conditions

Total pressure: KPa

Total temperature: K

Mass flow: Kg/s

Input source

☒ Turbine GEO file:

☐ Turbine AXL file:

☐ SAE turbine map:

☐ Multiple SAE map for variable geometry turbine

☐ Variable geometry turbine Turn-down ratio:

Şekil 4.17. Yüksek basınç turboşarjının türbin kısmı

4.2.15. Egzozdan atmosfere atılan hava

Egzoz gazları atmosfere atılırken gazın özellikleri aşağıdaki şekil 4.18’de gösterildiği gibi girilir.

Exhaust

Ambient pressure: 101.0 KPa

Ambient temperature: 300.0 K

Reference volume flow rate: 0.1 m³/s

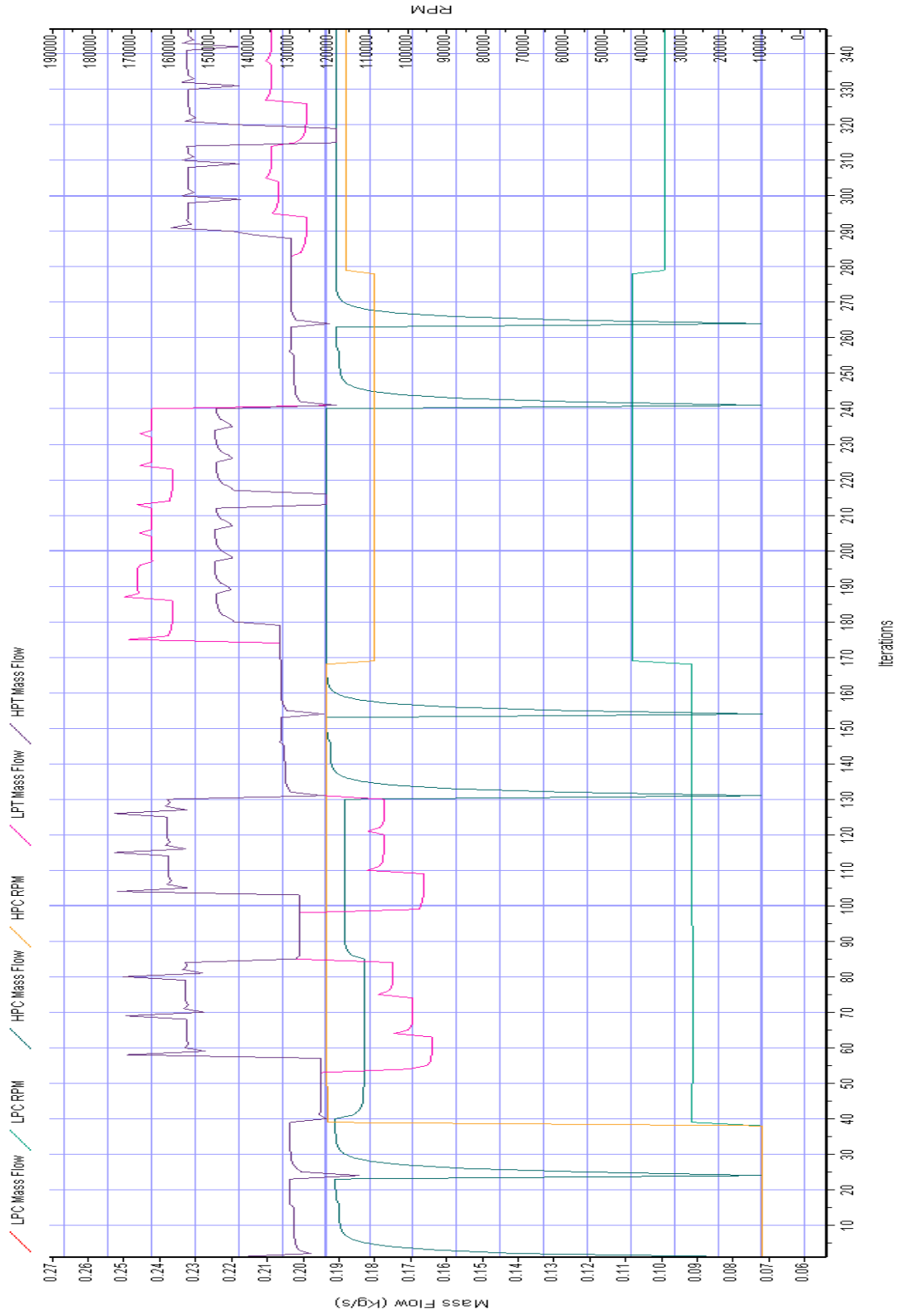
Pressure loss at reference volume flow: 0.2 KPa

OK Cancel

Şekil 4.18. Turboşarjırdan atmosfere atılan havanın özellikleri

4.2.16. TURBOMATCH programının çalışması

TURBOMATCH programında gerekli parametreler girildikten sonra program çalıştırılır. Parametrelerde istenilen (gerekten) yakınsama kriterleri yakalanıncaya kadar iterasyon devam eder. Şekil 4.19’da gösterilen çalışmada turboşarjının iterasyonu gösterilmiştir.



Şekil 4.19. TURBOMATCH programında iterasyon işlemleri

4.2.17. TURBOMATCH programının sonuçları

İterasyon bittikten sonra program sonunda bize bir rapor çıktısı verilir. Yapılan çalışmada eğer yanlışlık varsa bu raporda görülerek amaçlanan değerlere ulaşmak için tekrardan program analizler tekrar edilir.

```

*****
*      GENERAL SETTINGS      *
*****
Solver Mode:      Analysis
Layout:
  -Intake
  -LPC
  +Intercooler
  -HPC
  +Intercooler
  -Engine
  -High Pressure EGR
  -HPT
  +Waste Gate
  -LPT
  -Exhaust
Unit System:      Metric
  -Length:        m
  -Temperature:   K
  -Flow:          Kg/s
  -Pressure:      KPa
  -Power:         kW
  -Volume:        liters
*****
*      COMPONENT-BY-COMPONENT OUTPUTS      *
*****

```

Intake			
T00	= 293.15	P00	= 100.13
T01	= 293.15	P01	= 99.62
		deltaP	= 0.514
		massflow	= 0.191

LP Compressor			
Compal model: LPCa.GEO			
k	= 1.40	Rgas	= 287.06
N	= 34732.90	Speed_param	= 2028.60
m	= 0.19	Flow_param	= 0.03
PR	= 1.36	Power_in	= 8.12
T02	= 335.49	P02	= 135.24
		EtaC	= 0.63
		Cp	= 1004.70

Intercooler			
Tcool	= 400.00	Cool eff.	= 0.70
T03	= 380.65	P03	= 135.19
		deltaP	= 0.05

HP Compressor			
Compal model: HPCa.GEO			
k	= 1.40	Rgas	= 287.06
N	= 115487.37	Speed_param	= 5919.34
m	= 0.19	Flow_param	= 0.03
PR	= 4.07	Power_in	= 60.06
T02	= 693.98	P02	= 550.73
		EtaC	= 0.60
		Cp	= 1004.70

Intercooler			
Tcool	= 400.00	Cool eff.	= 0.70
T03	= 488.19	P03	= 550.72
		deltaP	= 0.01

Engine			
N	= 1300.00	Vsw	= 6.50
ma	= 0.23	mf	= 0.01
FER	= 0.29	ER	= 11400.80
delP34	= 198.42	eta_th	= 0.42
P03	= 550.72	T03	= 512.55
P04	= 486.58	T04	= 1050.00
BSFC	= 2.00e+002	BMEP	= 3220.74
		eta_vol	= 0.86
		massflow	= 0.24
		heatLoss	= 0.29
		Work_out	= 226.79
		RHO3	= 3.74

Şekil 4.20. Turbomatch programının raporu

AFR	= 18.00	Qf	= 42600.00	Fuel rate= 0.00	
					HPECR
Tcool	= 370.00	Cool coeff.=	0.60		
Rec. frac	= 0.15	Rec. flow	= 0.04		
POexit	= 550.72	TOexit	= 642.00	POin-POexit=	-64.12
Warning: Negative pressure drop across EGR!					HP Turbine
Rital model: HPTa.geo					
k	= 1.36	Rgas	= 287.00	Cp	= 1084.22
N	= 115487.37	Speed_param	= 3564.02		
m	= 0.23	Flow_param	= 0.02		
PR	= 3.86	Power_out	= 60.48	EtaT	= 0.76
T5	= 779.99	P5	= 125.93		
					Waste Gate
PRBoostLimit=	2.80	bypassFlow=	-0.03		
					LP Turbine
Rital model: LPTa.GEO					
k	= 1.36	Rgas	= 287.00	Cp	= 1084.22
N	= 34732.90	Speed_param	= 1243.65		
m	= 0.21	Flow_param	= 0.05		
PR	= 1.25	Power_out	= 8.18	EtaT	= 0.82
T5	= 744.33	P5	= 101.00		
					Mechanical loss (LP Bearing)
PowerLoss_ref=	1.00	RPM_ref	= 120000.00	exponent=	1.60
PowerLoss_mech=	0.06	RPM	= 0.00		
					Mechanical loss (HP Bearing)
PowerLoss_ref=	1.00	RPM_ref	= 200000.00	exponent=	1.60
PowerLoss_mech=	0.42	RPM	= 115487.37		
					Exhaust
Pamb	= 101.00	deltaP	= 0.00	massflow	= 0.00

* OVERALL PERFORMANCE SUMMARY *					

Overall turbocharger efficiency:	0.453				
Mechanical efficiency:	0.993				
Engine pressure drop(P3-P4):	198.425				
Engine thermo efficiency:	0.423				
HPCompressor flow param:	0.028				
HPCompressor speed param:	5919.344				
HPCompressor pressure ratio:	4.074				
HPCompressor efficiency (T-T):	0.600				
HPTurbine flow param:	0.015				
HPTurbine speed param:	3564.018				
HPTurbine pressure ratio:	3.864				
HPTurbine efficiency (T-S):	0.760				
LPCompressor flow param:	0.033				
LPCompressor speed param:	2028.598				
LPCompressor pressure ratio:	1.358				
LPCompressor efficiency (T-T):	0.632				
LPTurbine flow param:	0.046				
LPTurbine speed param:	1243.647				
LPTurbine pressure ratio:	1.247				
LPTurbine efficiency (T-S):	0.816				

Şekil 4.21. Turbomatch programının raporu (devamı)

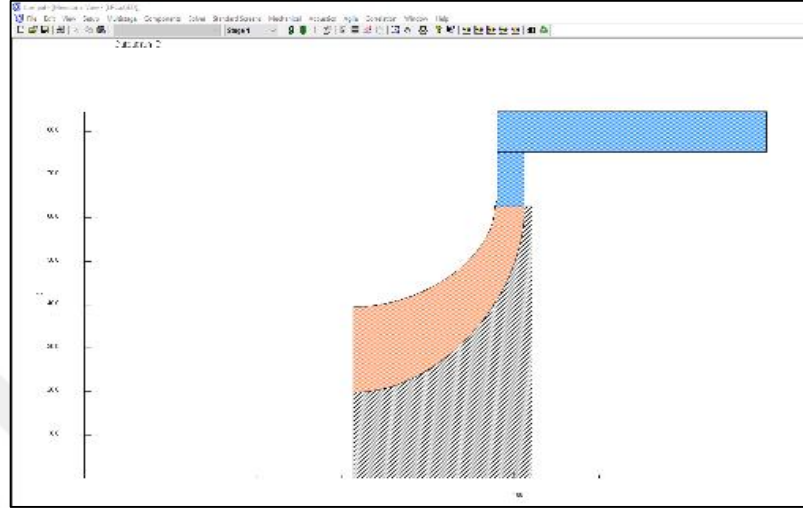
Yapılan çalışmada çift kademeli turboşarjıra ait olan ve motor devir sayısı 1300 d/dk olarak seçilmiştir. Bu işlemler motorun 1100-3200 d/dk devir sayısı aralığında tekrarlanıp her devre karşılık gelen uygun parametreler sisteme girilerek herbir devir sayısı için analizler tekrar edilmiştir. Yukarıdaki sonuçlara göre rapor çıktılar;

- LP düşük basınç turboşarjırında kompresör ve türbin devir sayıları eşit çıkmıştır. Buda istenilen bir durumdur. ($N_C = 34\ 732\ \text{d/dk}$), ($N_t = 34\ 732\ \text{d/dk}$)
- Aynı şekli HP yüksek basınç türbini ve kompresörünün devir sayıları eşit çıkmıştır. ($N_C = 115\ 487\ \text{d/dk}$), ($N_t = 115\ 487\ \text{d/dk}$)
- Türbin tarafından oluşturulan iş, kompresör ve yatak milindeki kayıpların toplamına eşittir. $W_T = 8.18\ \text{kW}$, $W_C = 8.12\ \text{kW}$, $W_{Mil} = 0.06\ \text{kW}$
- Motor basınç farkı P3-P4 pozitif olmak zorundadır. (198.425 kW)
- Sistemin toplam verimi yüksek basınç turboşarjır üzerinden hesaplanarak bulunur. Rapor çıktısında da görüldüğü gibi türbinin verimi, kompresörün verimi ve mekanik etkisinin çarpımına eşit olur. ($\eta_{Turbo} = 0.453$, $\eta_{türbin} = 0.76$, $\eta_c = 0.63$, $\eta_{mek} = 0.993$)
- Yapılan çalışmada ulaşılan turboşarjır veriminin çift kademeli turboşarjır için uygun bir değer elde edilmiştir. ($\eta_{Turbo} = 0.453$)

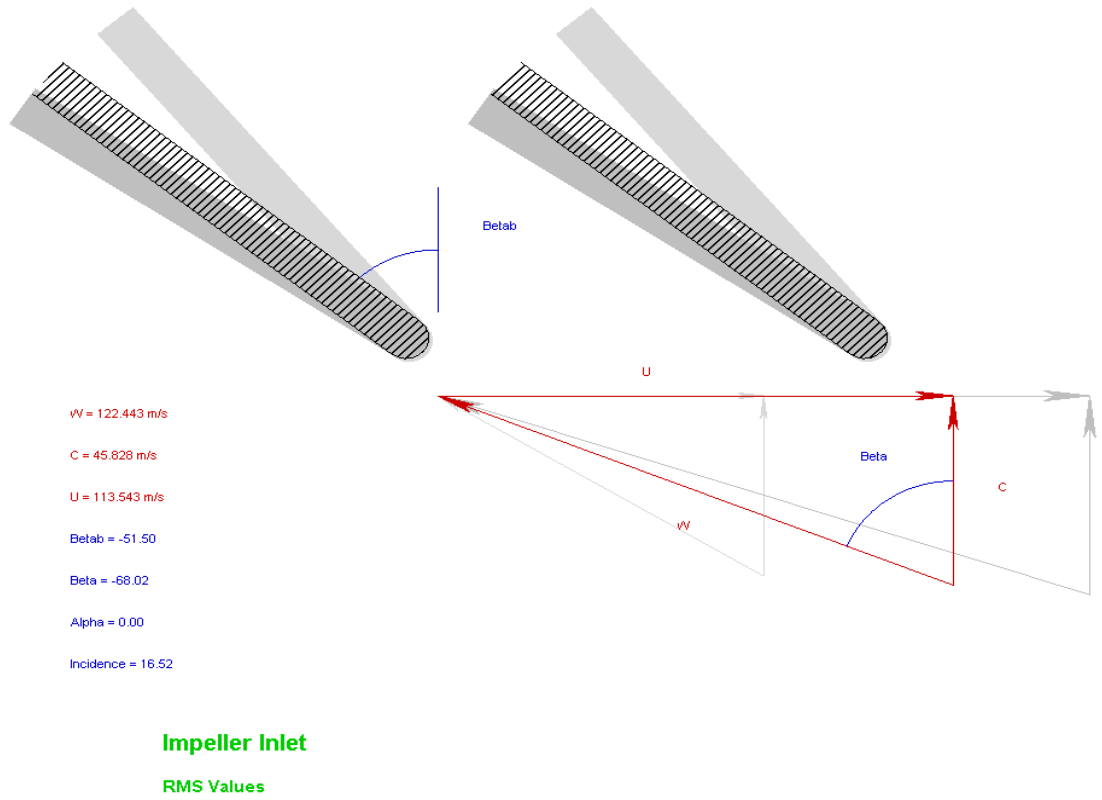
4.2.18. COMPAL (KOMPRESÖR) PAKET PROGRAMI

TURBOMATCH programından sonra compal (kompresör) programı açılır ve çalıştırılır. Compal paket programı çalışması sonucunda bize iki boyutlu (2D) analizleri kompresör kanat yapısı, emme salyangoz boyutları, hız üçgenleri ve kompresör haritası gibi birçok veri ve analizleri bize verir. Yapılan bu çalışmada çift kademeli kompresörün düşük basınç kompresörü ve yüksek basınç kompresörünün görselleri ve sonuçları Şekil 4.22'de gösterilmiştir. Şekilde RMS değeri: kanat dibi ve üstündeki ortalama çap ortalamasıdır.

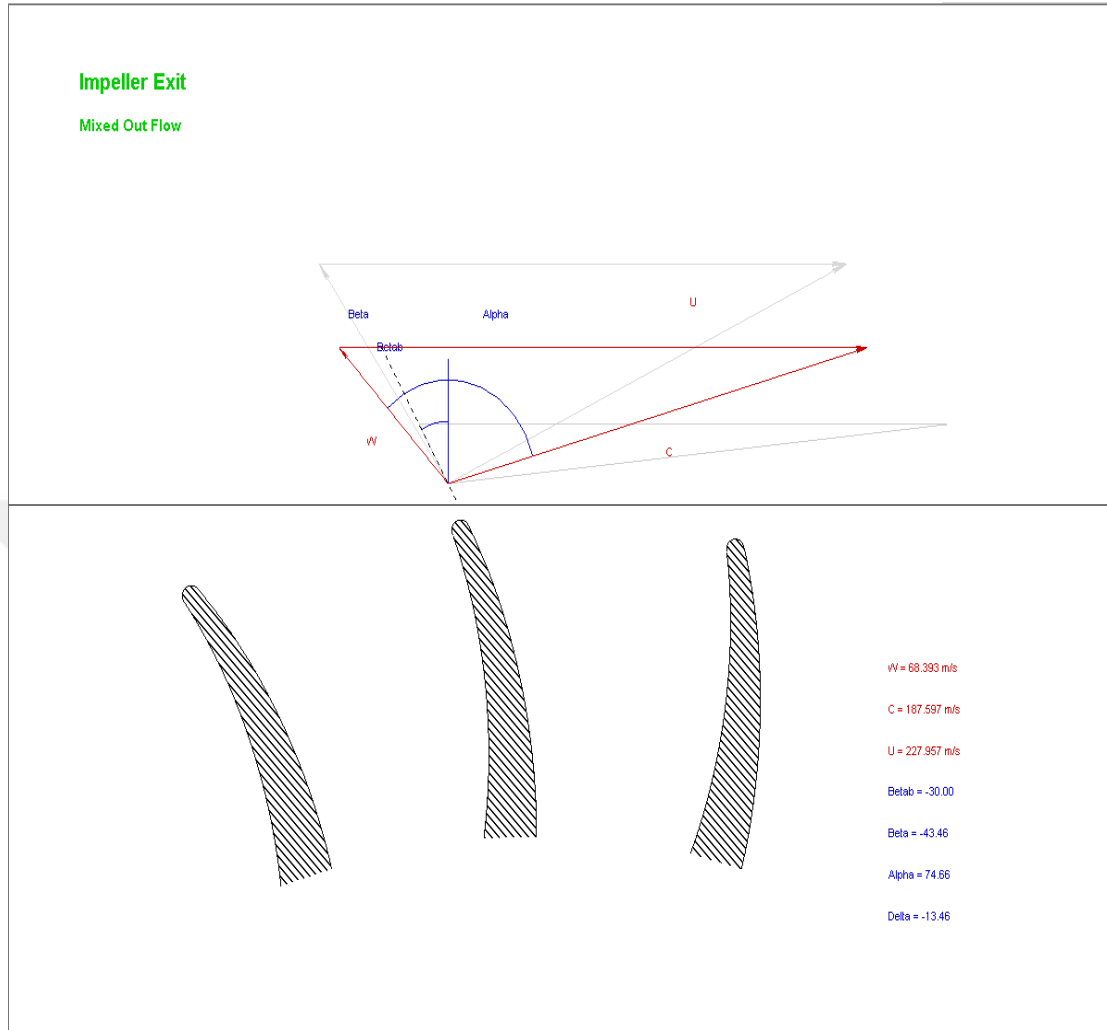
4.2.18.a. LP Compal (Düşük basınç kompresörü)



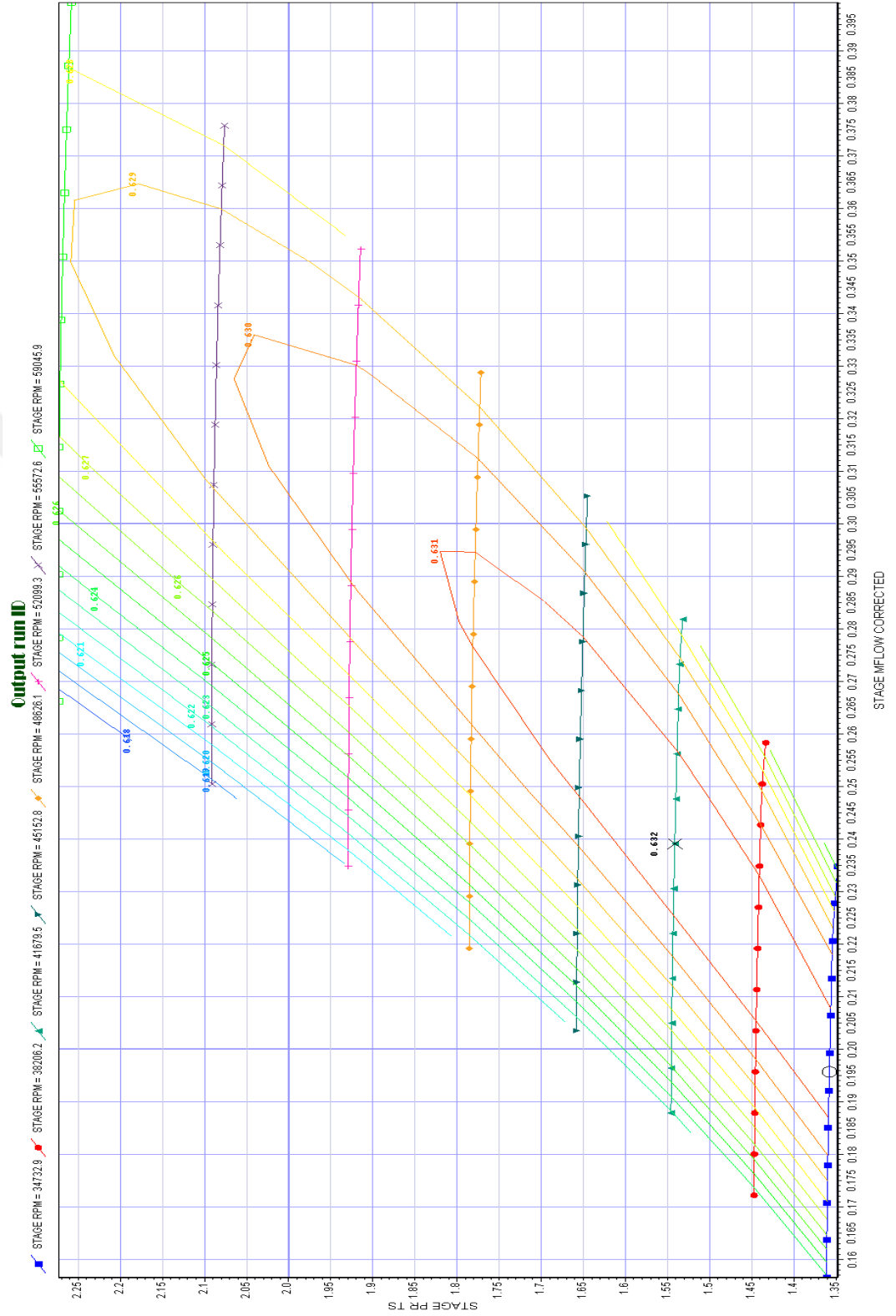
Şekil 4.22. Compal analizleri sonucunda LP kompresör yapısı ve boyutları



Şekil 4.23. Compal analizleri sonucunda LP kompresörün orta hızdaki (RMS) giriş hız üçgeni

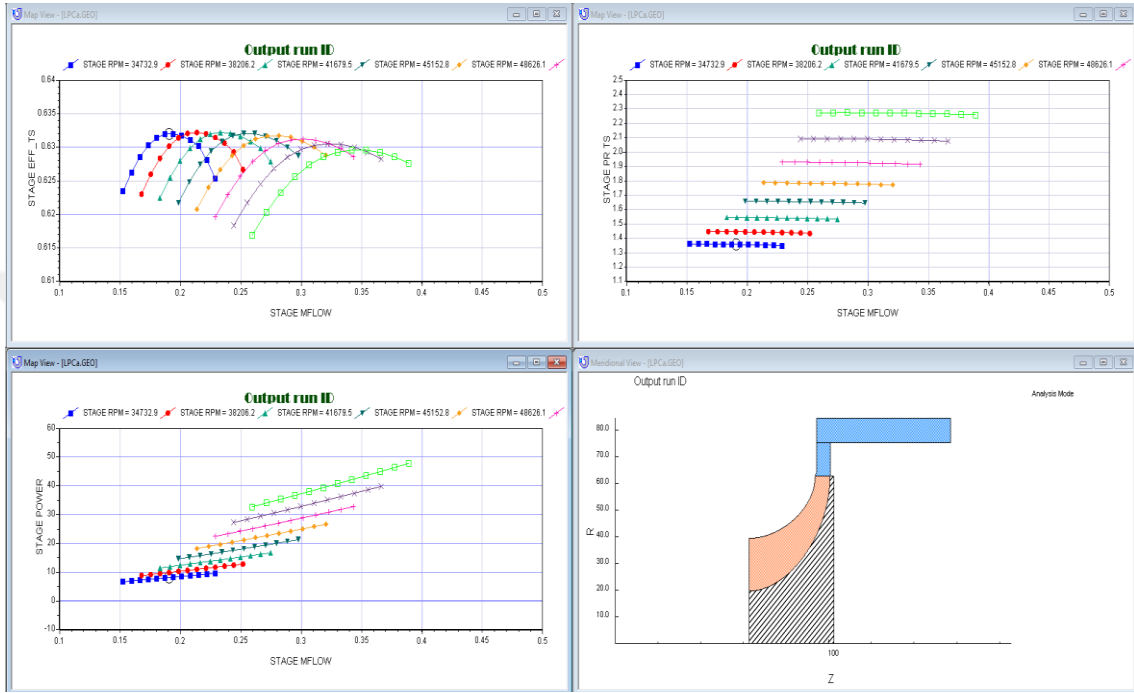


Şekil 4.24. Compal analizleri sonucunda LP kompresörünün orta hızdaki (RMS) giriş hız üçgeni



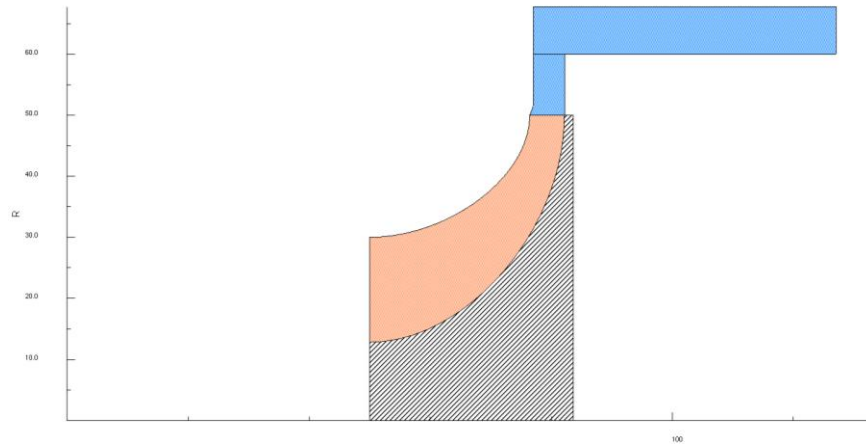
Şekil 4.25. Compal analizleri sonucunda elde edilen LP kompresör haritası

Şekil 4.25 incelendiğinde, turboşarjının devir sayısı arttıkça, basınç ve düzenlenmiş kütleli debide artmaktadır. Yapılan çalışmada $N= 40000$ - 45000 devir aralığında kompresör veriminin en yüksek değeri olan %63,2 lik bir verim değerinde görülmüştür.

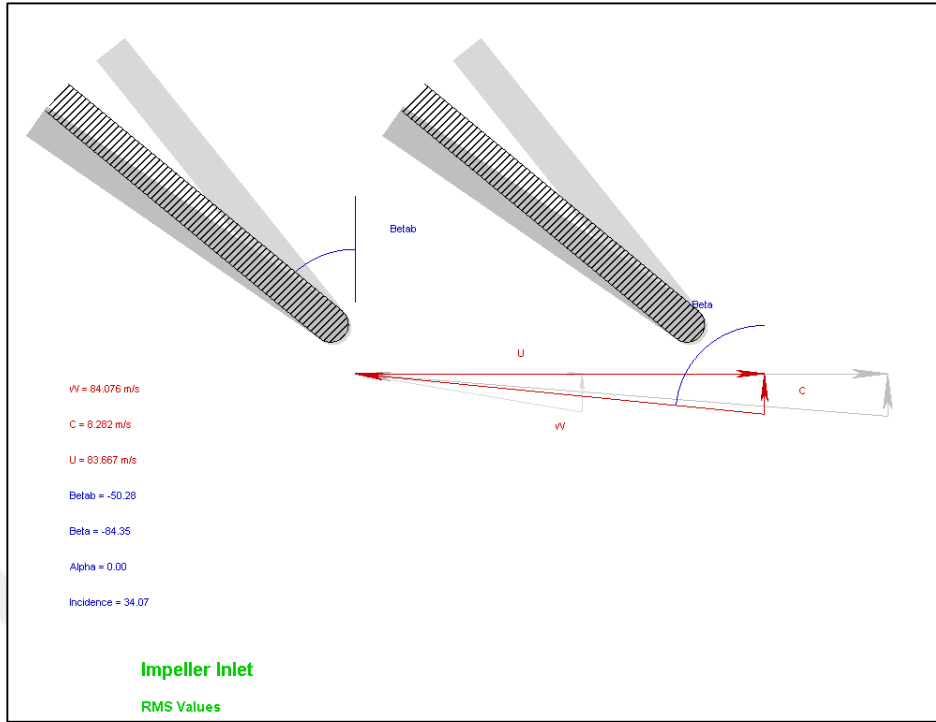


Şekil 4.26. Compal analizleri sonucunda elde edilen LP kompresör grafikleri

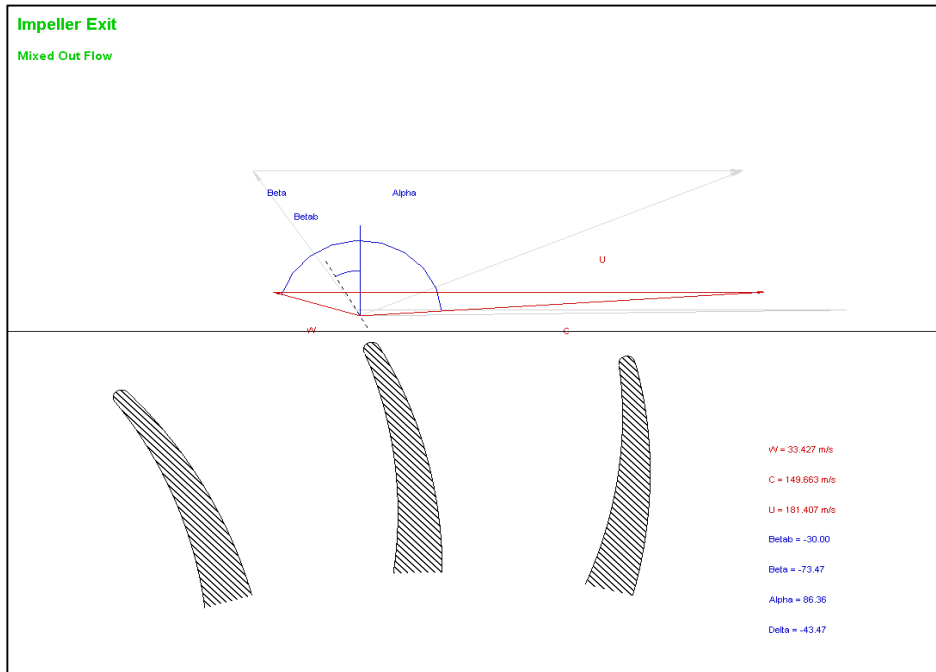
4.2.18.b. HP compal



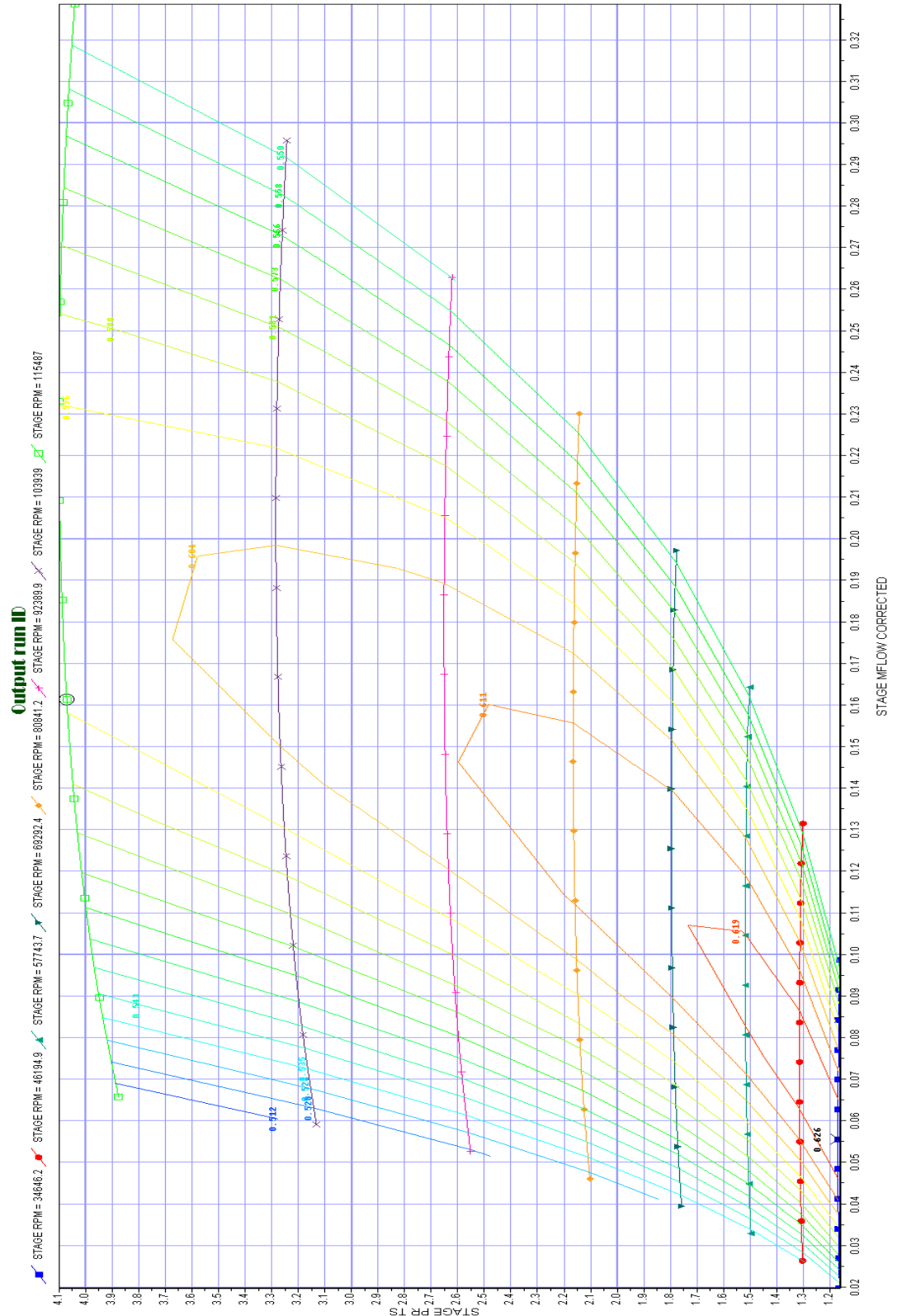
Şekil 4.27. Compal analizleri sonucunda Hp kompresör yapısı



Şekil 4.28. Compal analizleri sonucunda Hp kompresörünün orta hızdaki (RMS) giriş hız üçgeni

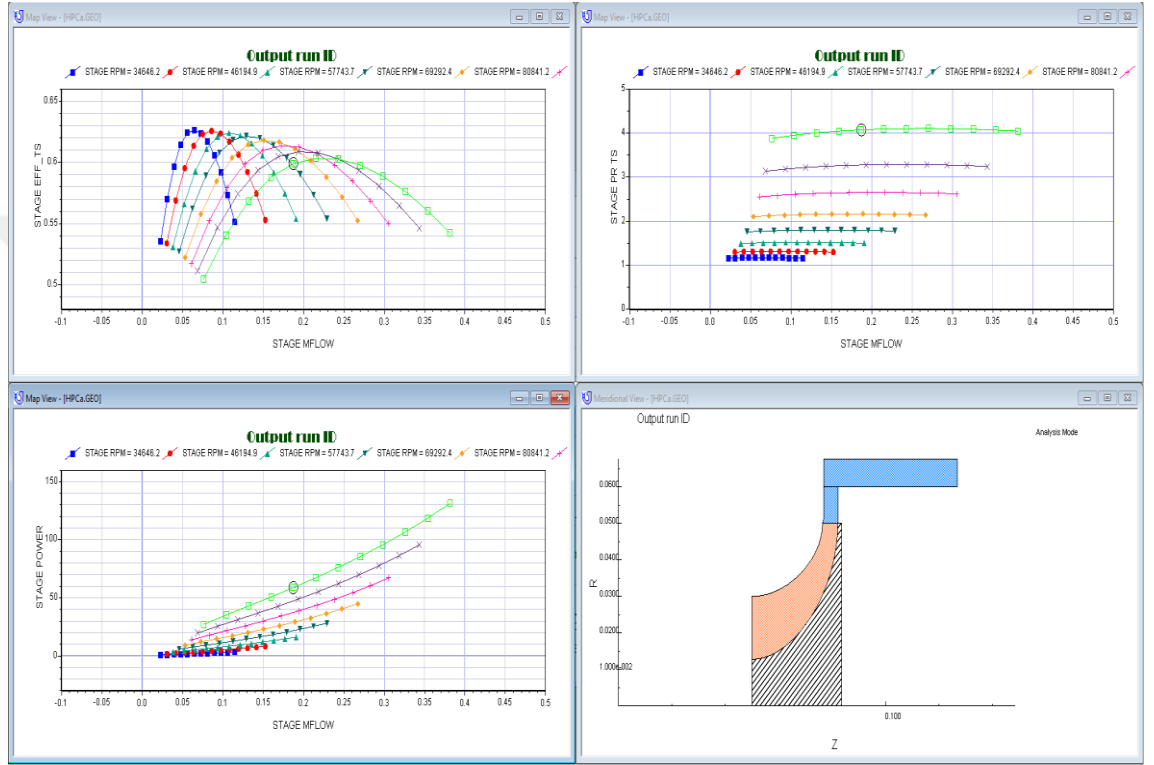


Şekil 4.29. Hp kompresörünün orta hızdaki (RMS) çıkış hız üçgeni

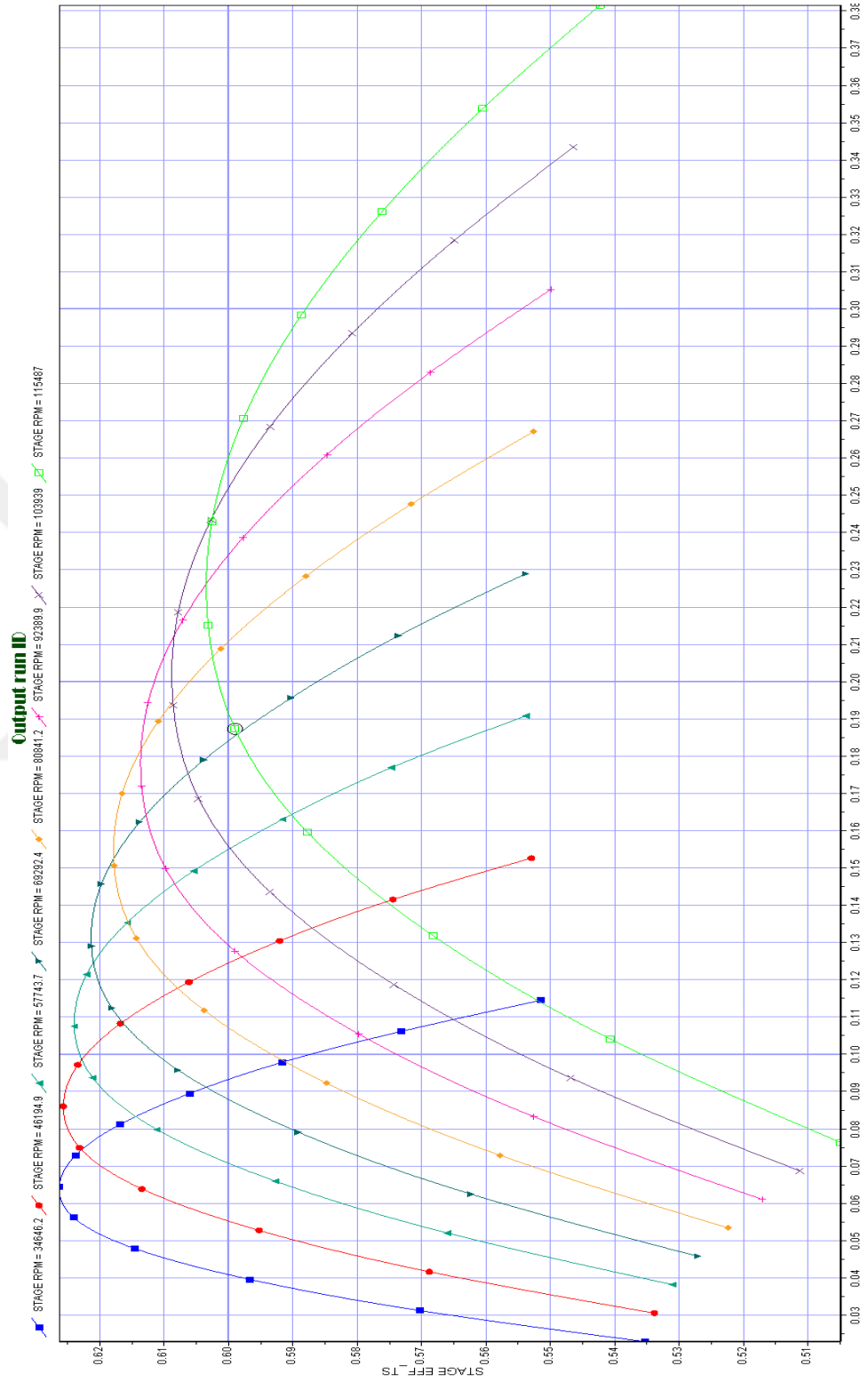


Şekil 4.30. Compal analizleri sonucunda elde edilen HP kompresör haritası

Şekil 4.30 incelendiğinde, turboşarjının devir sayısı arttıkça, basınç ve düzenltiilmiş kütleel debide artmaktadır. Yapılan çalışmada $N= 50000\text{-}60000$ devir aralığında kompresör veriminin en yüksek değeri olan %61.9 lik bir verim değerine sahip olduğu görülmüştür.



Şekil 4.31. Compal analizleri sonucunda elde edilen HP kompresör grafikleri



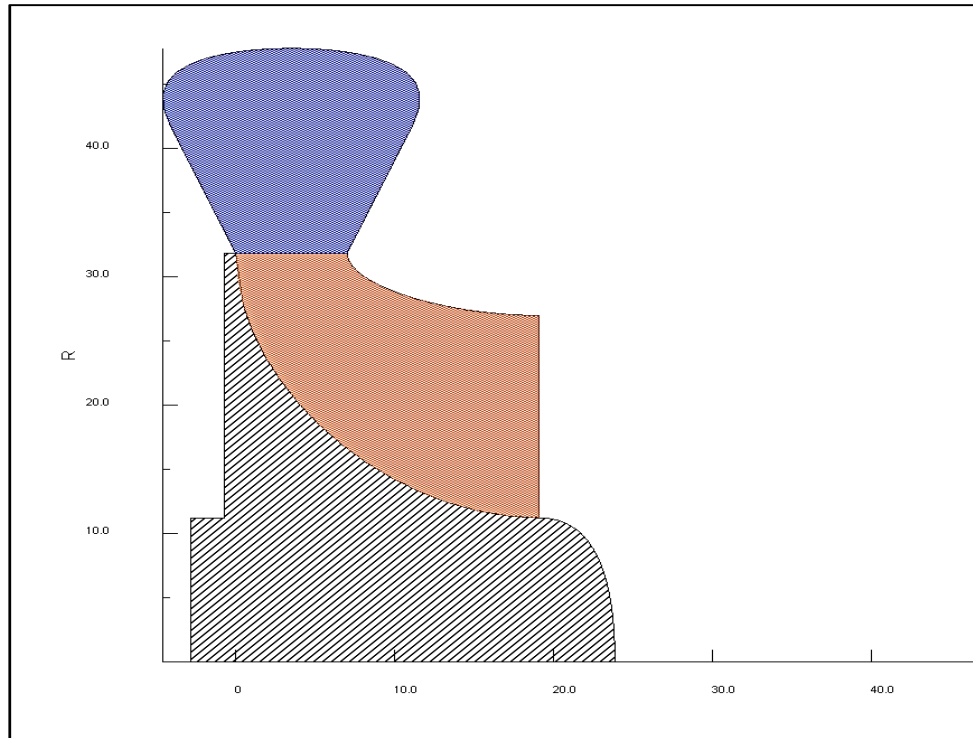
Şekil 4.32. Compal analizleri sonucunda elde edilen LP kompresör verim değerleri

Yukarıdaki şekil 4.32’de görülen kompresör verimi ve kompresör akış debisi ait grafik elde edilmiştir. Kompresör devir sayısının artması ve buna olarak artan kütleli debinin artması ile verimin düşmektedir. Çünkü artan kompresör devir sayısı ile ilgili olarak mekanik sürtünmeler, hıza bağlı akışkanın sürtüne kayıpları da artmaktadır.

4.2.19. RITAL PAKET PROGRAMI

RITAL programı, TURBOMATCH programından sonra açılan veya tasarım için doğrudan çalıştırılan paket programıdır. Açılan RITAL paket programında bize sunulan 2D analizleri türbin kanat yapısı, egzoz salyangozu, hız üçgenleri ve türbin haritası gibi birçok veri ve analizinin sonucu elimize geçer. Yapılan çalışmada aşağıdaki Şekil 4.33’de çift kademeli turboşarjörün düşük basınç türbini ile yüksek basınç türbini görselleri ve sonuçları verilmiştir.

4.2.19.a. HP RİTAL



Şekil 4.33. HP türbin 2D görünümü ve boyutları

Şekil 4.33’ de yüksek basınç türbini gösterilmiştir. Şekilde en üstte (mavi renk) gözüken alan türbin salyangozu, orta bölge (turuncu) türbin çarkı ve kanatları ve en altta çizgili görünen kısım ise türbinin kanat olmayan gövde kısmını göstermektedir. Salyangoz kısmının seçiminde salyangoz tipi (saga veya sola yaslı, simetrik vs gibi), salyangoz çapı, twin scroll (çift kanallı), boğaz alanı gibi veriler girilir. Şekil 4.34’de gösterildiği gibi kanat kısmı, kanat yapısı gibi ilgili veriler programa girilir.

Volute

Geometry Properties

Volute type

☐ Overhung (left) ☐ Symmetric (15 deg) ☐ Asymmetric

☐ Overhung (right) ☒ Symmetric (22.5 deg) ☐ Advanced

Mode

☒ Use flow angle ☐ Use area

☐ Twin entry volute

First entry

Total temperature: 0.0 K

Total pressure: 0.0 KPa

Throat radius: 49.506 mm

Throat area: 400.0 mm²

Exit area fraction: 1.0

Second entry

Total temperature: 0.0 K

Total pressure: 0.0 KPa

Throat radius: 0.0 mm

Throat area: 0.0 mm²

Exit area fraction: 0.0

Splitter tip radius: 0 mm

Exit flow angle: 74.359 Deg

Tamam İptal Uygula Yardım

Şekil 4.34. HP türbinin salyangoz giriş değerleri

Rotor ? X

Geometry Properties Options Loss Coefficient Multiplier

Rotor inlet

Inlet radius: 31.799 mm

Inlet blade height: 7.0 mm

Inlet inclination angle: -90.0 Deg

Inlet blade angle: 38.503 Deg

Tip line slope at inlet: 0.0 Deg

Hub line slope at inlet: 0.0 Deg

Max radius of radial section of inlet hub contour: 0.0 mm

Rotor exit

Exit tip radius: 26.953 mm

Exit hub radius: 11.206 mm

Exit inclination angle: 0.0 Deg

Axial length: 19.079 mm

Exit blade angle: -45.0 Deg

Tip line slope at exit: 0.0 Deg

Hub line slope at exit: 0.0 Deg

Max radius of radial section of exit hub contour: 0.0 mm

Blade TE normal thickness: 0.636 mm

Rotor throat

☒ Rotor throat area multiplier 1.0 ☐ User specified throat area 0.0 mm²

Number of blades: 9

Number of splitters: 0

Suction surface blade thickness at throat location: 0.0 mm

Axial clearance: 0.112 mm

Radial clearance: 0.112 mm

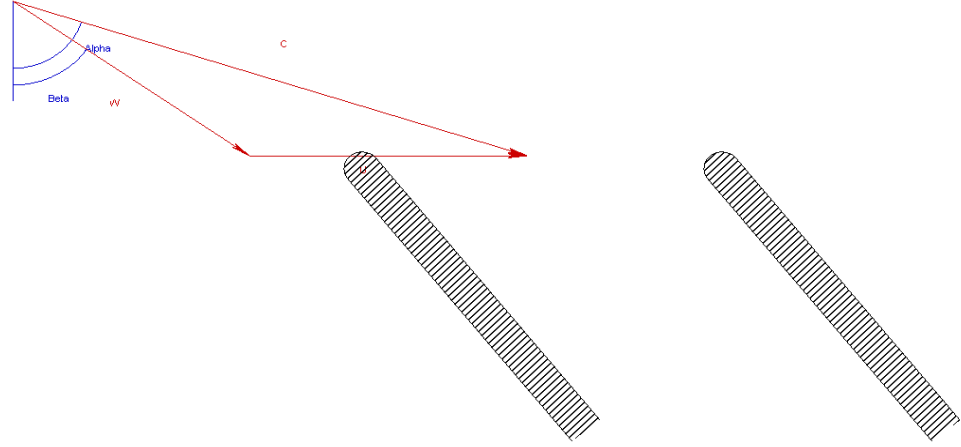
Back face clearance: 0.0 mm

Tamam İptal Uygula Yardım

Şekil 4.35. HP türbinin kanat giriş ve çıkış değerleri

$w = 400.124 \text{ m/s}$
 $C = 748.249 \text{ m/s}$
 $U = 384.571 \text{ m/s}$
 $\text{Beta} = 38.50$
 $\text{Beta} = 54.93$
 $\text{Alpha} = 72.11$
 $\text{Incidence} = 16.43$

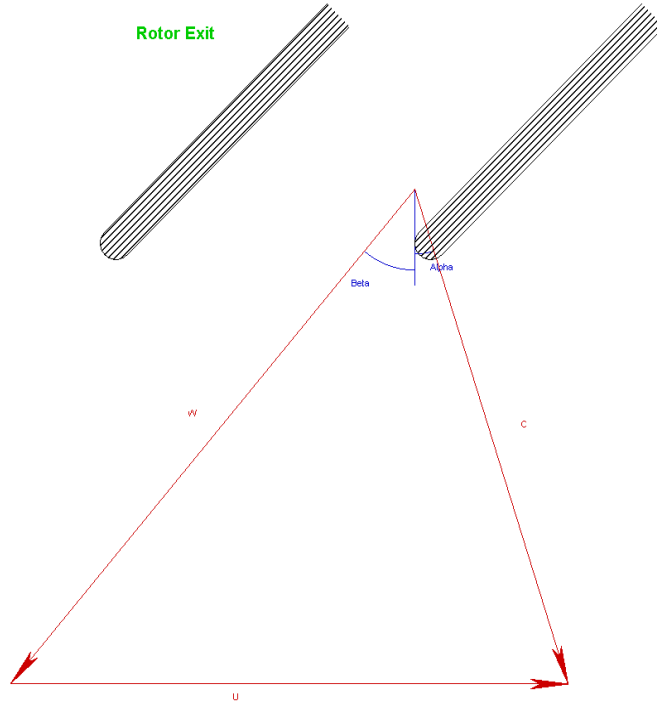
Rotor Inlet



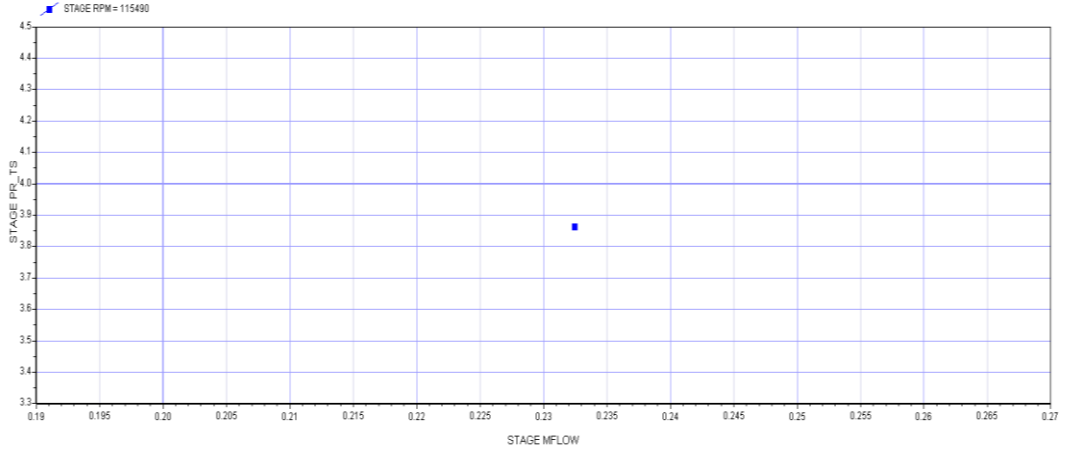
Şekil 4.36. Hp türbinin giriş hız üçgeni

$w = 281.621 \text{ m/s}$
 $C = 226.378 \text{ m/s}$
 $U = 249.619 \text{ m/s}$
 $\text{Beta} = -45.00$
 $\text{Beta} = -40.00$
 $\text{Alpha} = 17.64$
 $\text{Delta} = 5.00$

Rotor Exit



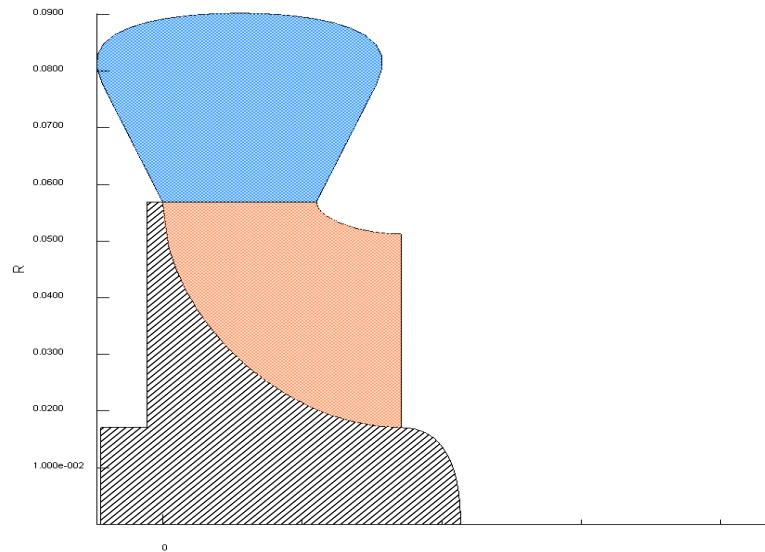
Şekil 4.37. Hp türbinin çıkış hız üçgeni



Şekil 4.38. Hp türbinin haritasında $N= 115\,487$ d/d için çalışma noktasının yeri

Şekil 4.38’ de 1D türbin haritasının analiz sonucu gösterilmektedir. Y eksenine bizi kademe basınç oranı ve buna karşılık x ekseninde kademe debisini göstermektedir. Kademe basınç oranı 115 000 devirde çalışma noktası görülmektedir. Aynı işlemler diğer turboşarjır kısımlarında yapıp aşağıdaki şekillerde görülmektedir.

4.2.19.b. LP RİTAL



Şekil 4.39. LP türbin 2D görünümü ve boyutları

Volute

Geometry Properties

Volute type

☐ Overhung (left)
 ☐ Symmetric (15 deg)
 ☐ Asymmetric
 ☐ Overhung (right)
 ☒ Symmetric (22.5 deg)
 ☐ Advanced

Mode

☒ Use flow angle
 ☐ Use area

☐ Twin entry volute

First entry	Second entry
Total temperature: 0.0 K	Total temperature: 0.0 K
Total pressure: 0.0 KPa	Total pressure: 0.0 KPa
Throat radius: 9.3878E+1 mm	Throat radius: 0.0 mm
Throat area: 2.5401E+3 mm ²	Throat area: 0.0 mm ²
Exit area fraction: 1.0	Exit area fraction: 0.0

Splitter tip radius: 0 mm

Exit flow angle: 7.5526E+1 Deg

Tamam İptal Uygula Yardım

Şekil 4.40. LP türbinin salyangoz değerleri

Rotor ? X

Geometry Properties Options Loss Coefficient Multiplier

Rotor inlet

Inlet radius: 5.6940E+1 mm

Inlet blade height: 2.2044E+1 mm

Inlet inclination angle: -90.0 Deg

Inlet blade angle: 3.8130E+1 Deg

Tip line slope at inlet: 0.0 Deg

Hub line slope at inlet: 0.0 Deg

Max radius of radial section of inlet hub contour: 0.0 mm

Rotor exit

Exit tip radius: 48.41147 mm

Exit hub radius: 1.9916E+1 mm

Exit inclination angle: 0.0 Deg

Axial length: 3.4164E+1 mm

Exit blade angle: -4.500E+1 Deg

Tip line slope at exit: 0.0 Deg

Hub line slope at exit: 0.0 Deg

Max radius of radial section of exit hub contour: 0.0 mm

Blade TE normal thickness: 1.138796 mm

Rotor throat

☒ Rotor throat area multiplier 1.0 ☐ User specified throat area 0.0 mm²

Number of blades: 7

Number of splitters: 0

Suction surface blade thickness at throat location: 0.0 mm

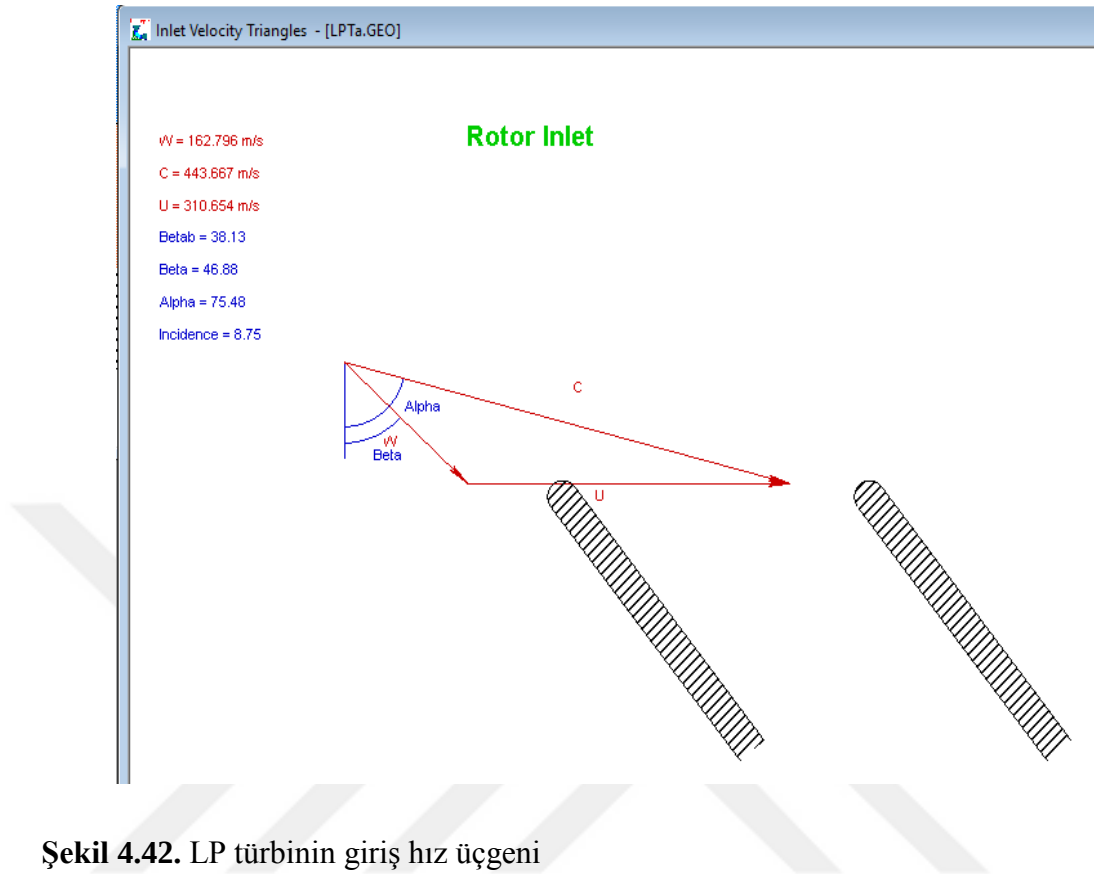
Axial clearance: 0.264299 mm

Radial clearance: 0.264299 mm

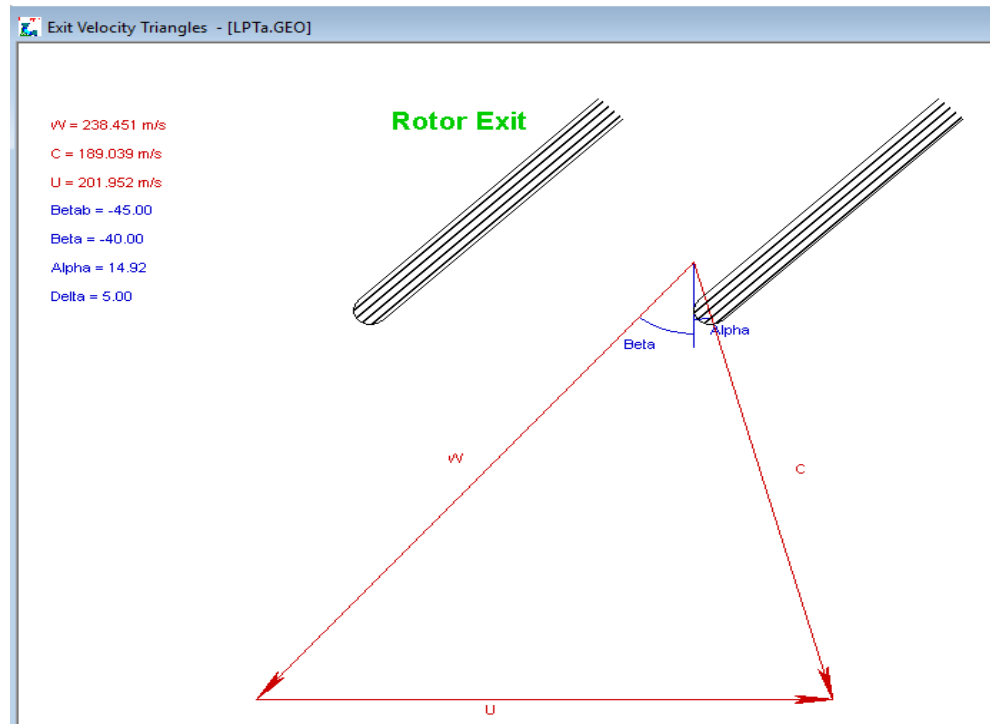
Back face clearance: 0.0 mm

Tamam İptal Uygula Yardım

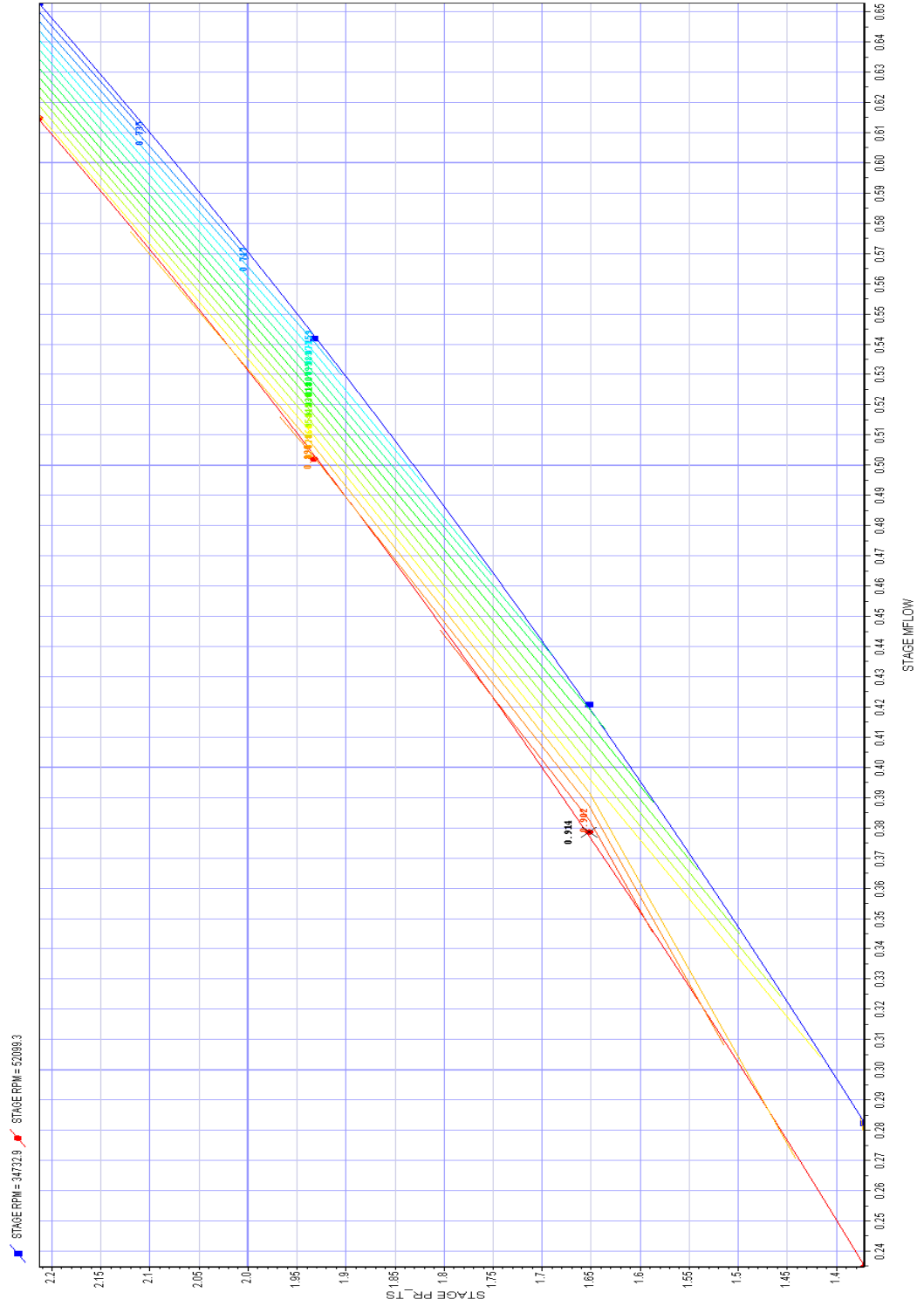
Şekil 4.41. LP türbinin kanat giriş çıkış değerleri



Şekil 4.42. LP türbinin giriş hız üçgeni



Şekil 4.43. LPTürbinin çıkış hız üçgeni



Şekil 4.44. LP kompresör haritasında $N=52\,099$ d/dk için mflow'a göre stage basıncının oranının gösterimi

Şekil 4.44’de görülen türbin verimi ve türbin akış debisi ait grafik elde edilmiştir. Türbin devir sayısının artması ve buna olarak artan kütleli debinin artmasıyla verim değeri düşmüştür. Çünkü artan türbin devir sayısına bağlı olarak mekanik sürtünmeler, artan akışkan hızı ile, akış kayıpları artmaktadır.

4.2.20. AXCENT PAKET PROGRAMI

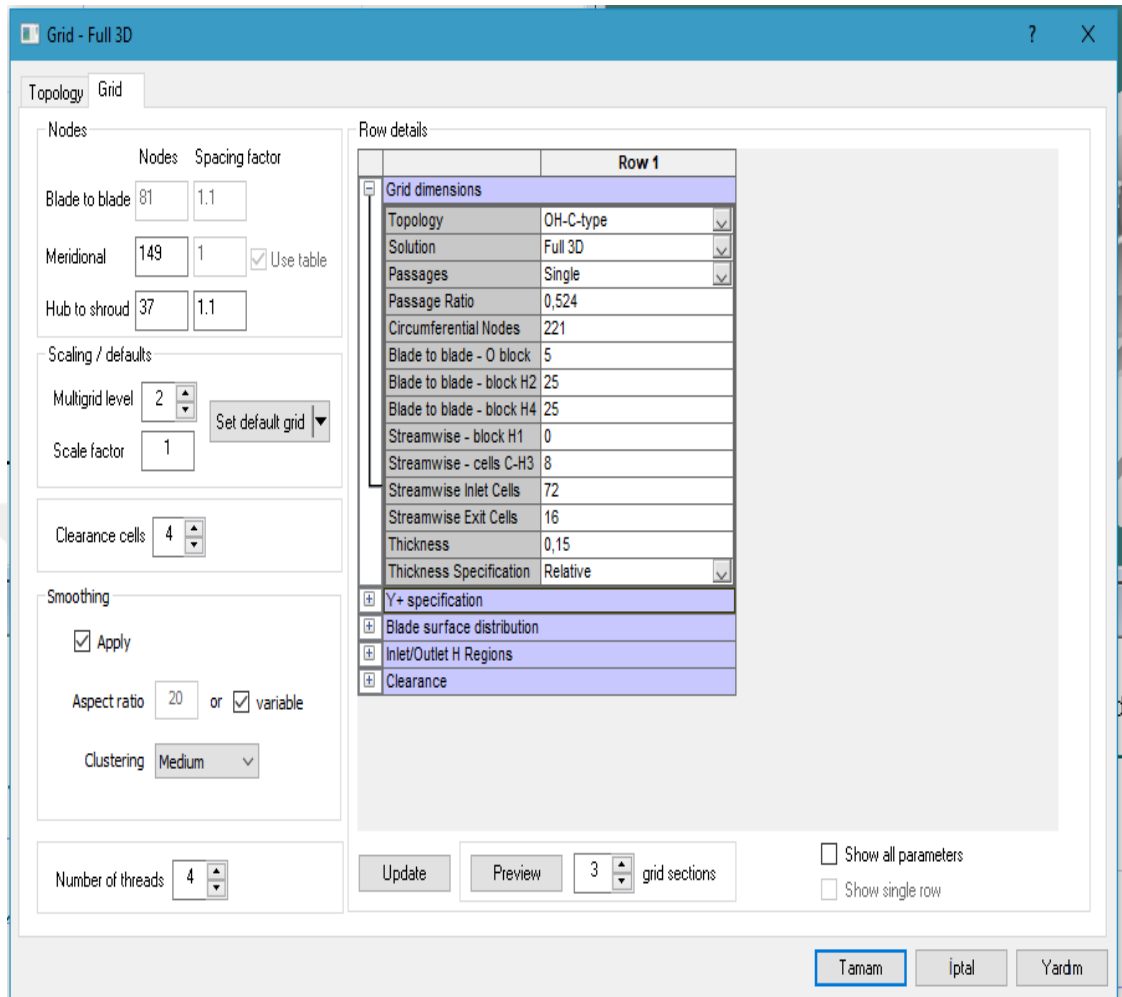
4.2.20.a. LP kompresör

Akış analizi

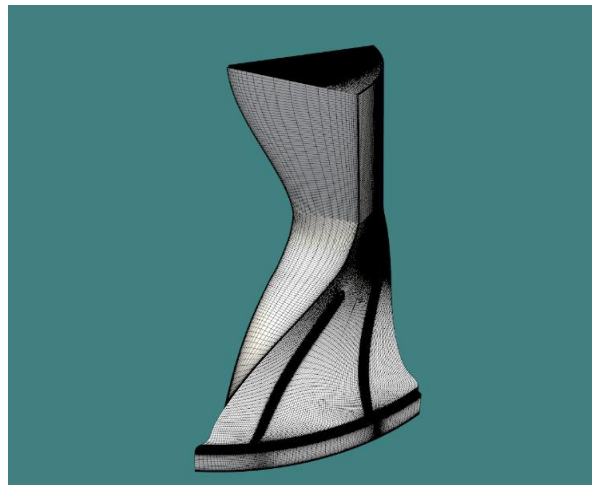
Turboşarjırdan geçen akışkanın akış analizi yapılması gerekmektedir. Kompresör tarafından sıkıştırma olayında meydana gelen kritik çalışma noktaları akış analizi ile gerçekleştirilir. Türbinde ise motordan çıkan basınçlı ve yüksek sıcaklıklı egzoz gazların aynı şekilde analizlerinin yapılması edilmesi gerekmektedir. Kanatçıklar arasından geçen akışkanın kanat üzerinde sınır tabakalar ve oluşan sürtünme kuvvetleri gibi durumlar açıklanacaktır.

Grid (ağ yapısı üç boyutlu (3D))

CFD akış analizi yapmak için sisteminin ağ yapısı oluşturularak düğüm noktaları oluşturulur. Bu sayede artan yapılan noktalardaki çözümler daha hassas sonuçlar vermektedir. Diğer bir deyişle grid sayısının artması yapacağımız analizlerin doğruluğu artırılmaktadır.

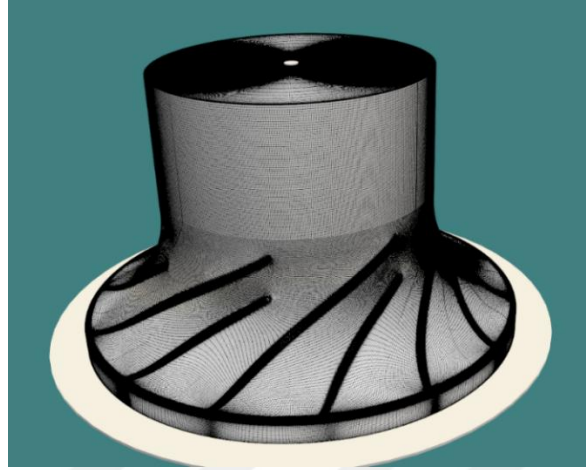


Şekil 4.45. Grid yapısının ayar kısmı

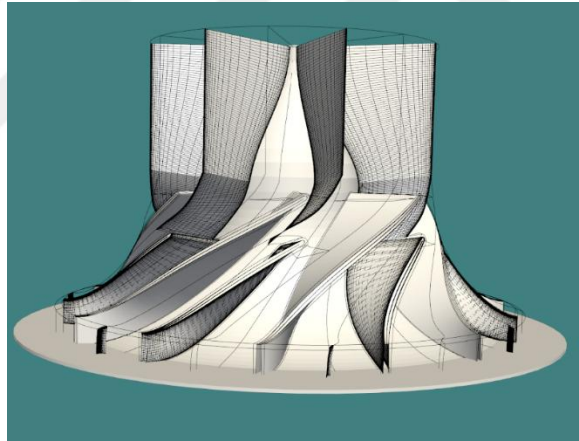


Şekil 4.46. LP kompresörü grid yapısı (yarım ve tam kanat)

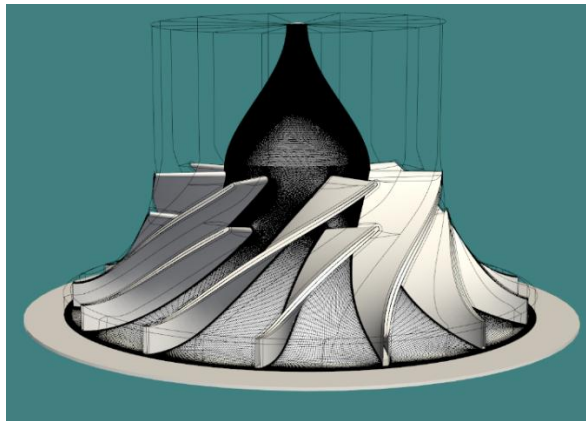
Şekil 4.46' da gösterilen ağ yapısı AXCENT programında CDF kısmıyla oluşturulmuştur.



Şekil 4.47. LP kompresörü grid yapısı (toplam sistem)

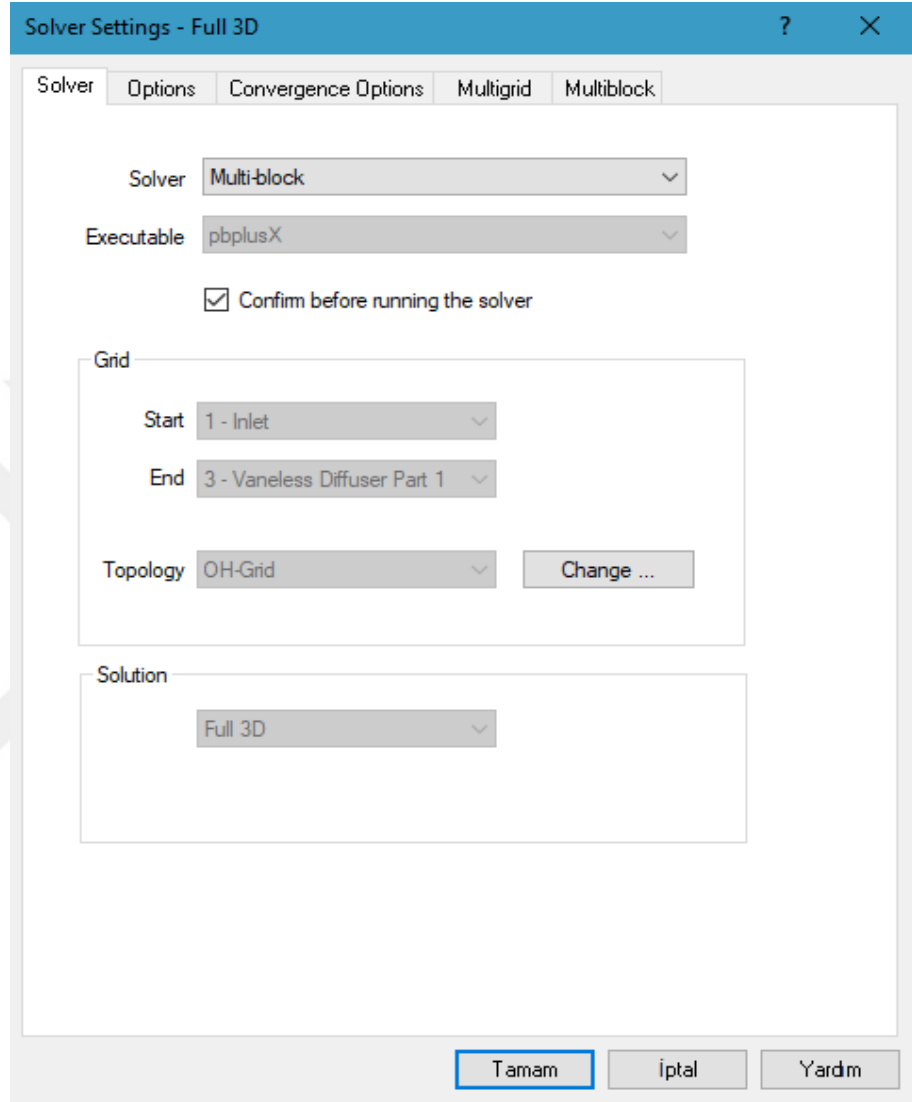


Şekil 4.48. LP kompresörü grid yapısı

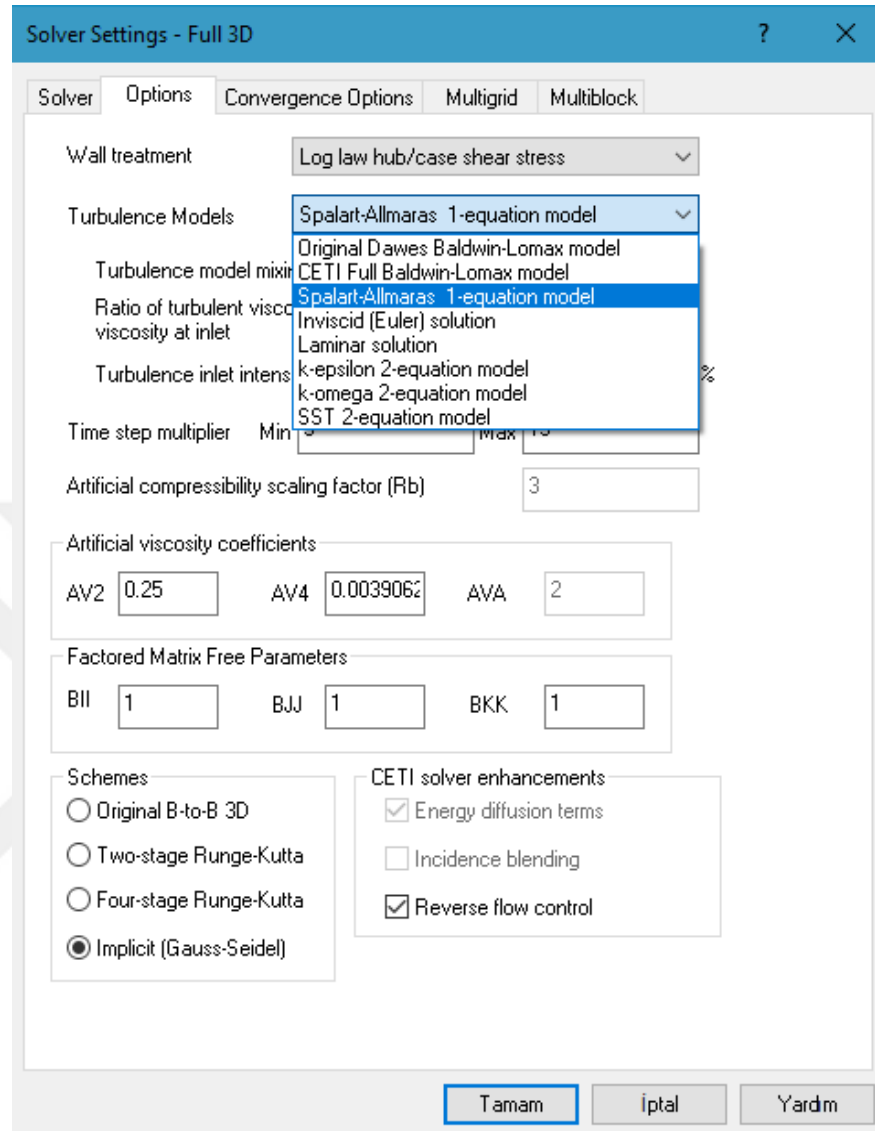


Şekil 4.49. LP kompresörü grid yapısı (uç kısmı dahil)

Çözücü Ayarları



Şekil 4.50. Çözücü ayarları (üç boyutlu, 3D)



Şekil 4.51. Çözücü ayarları (üç boyutlu, 3D)

Solver Settings - Full 3D ? X

Solver Options Convergence Options Multigrid **Multiblock**

Multiblock scheme

☐ Central Differencing
 ☒ Compressible (recommended)
 ☐ Incompressible

☒ 3rd Order Upwinding (AUSM)
 ☐ 1st Order Upwinding (AUSM)

Start run in 1st order for iterations

☐ Use table-based thermodynamic functions

☐ Merkle Preconditioning
 ☐ User-specified parameters

Cut-off Mach number (Merkle)

 Cut-off Mach number (AUSM)

☐ Global residual smoothing

Iterations
 Epsilon

Solver Precision

 Intermediate Solutions Every Iterations

 Update Viscous Stress Every Iterations

 Match Throughflow Solver Loss Every

Grid generation and initialization

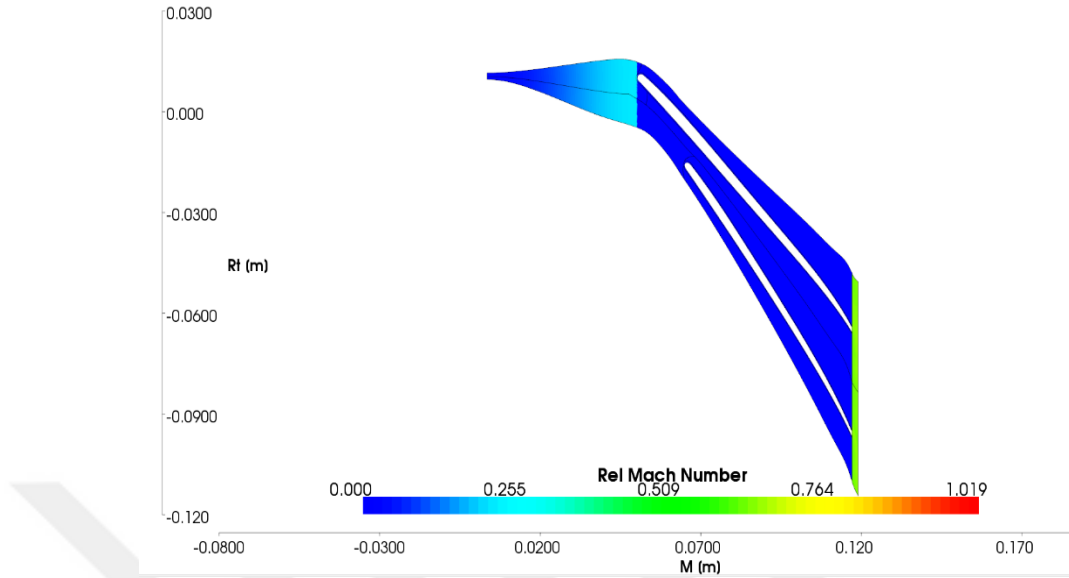
☒ Use Dawes Style Initialization by AxCent

☐ Use Optimized Initialization (one zone model, tangential loading)

☐ Use Non-optimized AxCent results

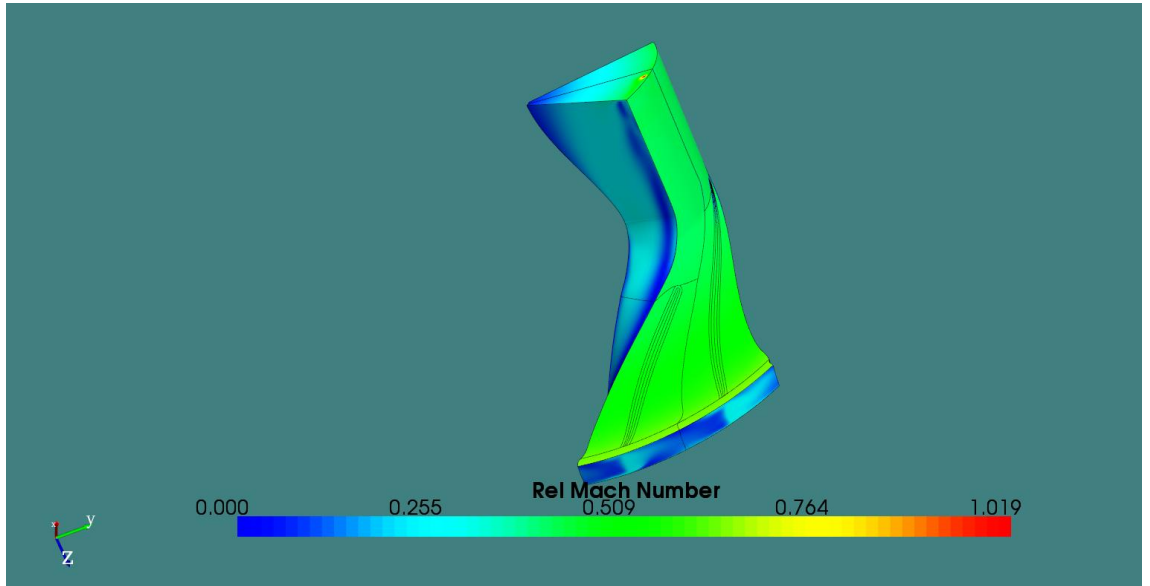
Tamam İptal Yardım

Şekil 4.52. Çözücü ayarları (üç boyutlu, 3D)

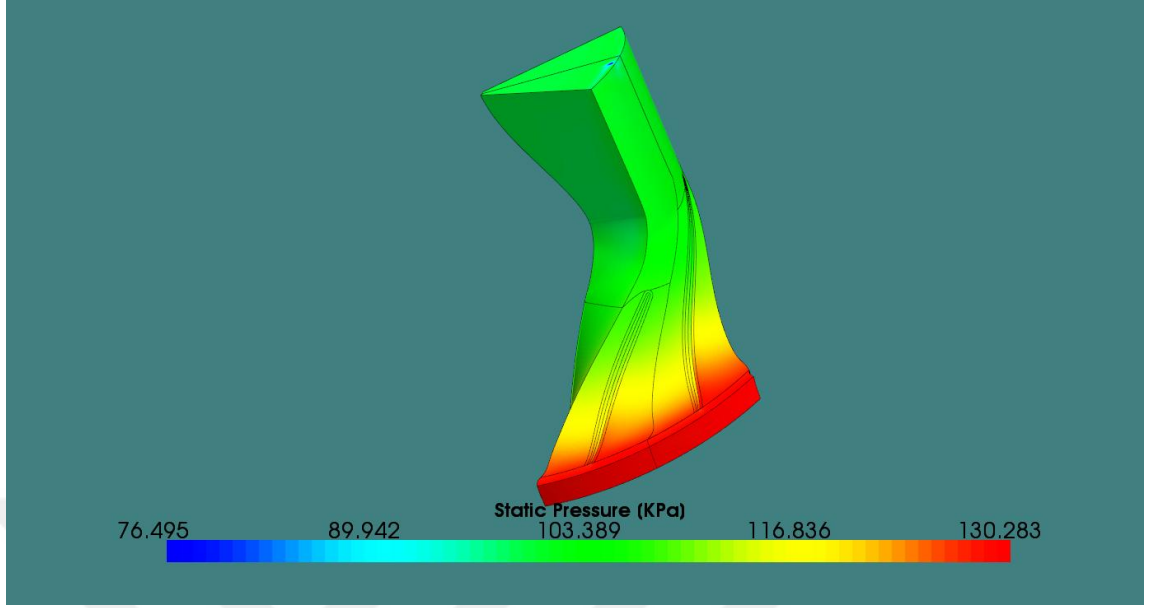


Şekil 4.53. Rel Mach sayısı (2 boyutlu gösterim)

Şekil 4.53' de gösterilen düşük basınç kompresörün rel mach sayısı 2 boyutlu olarak gösterilmektedir.

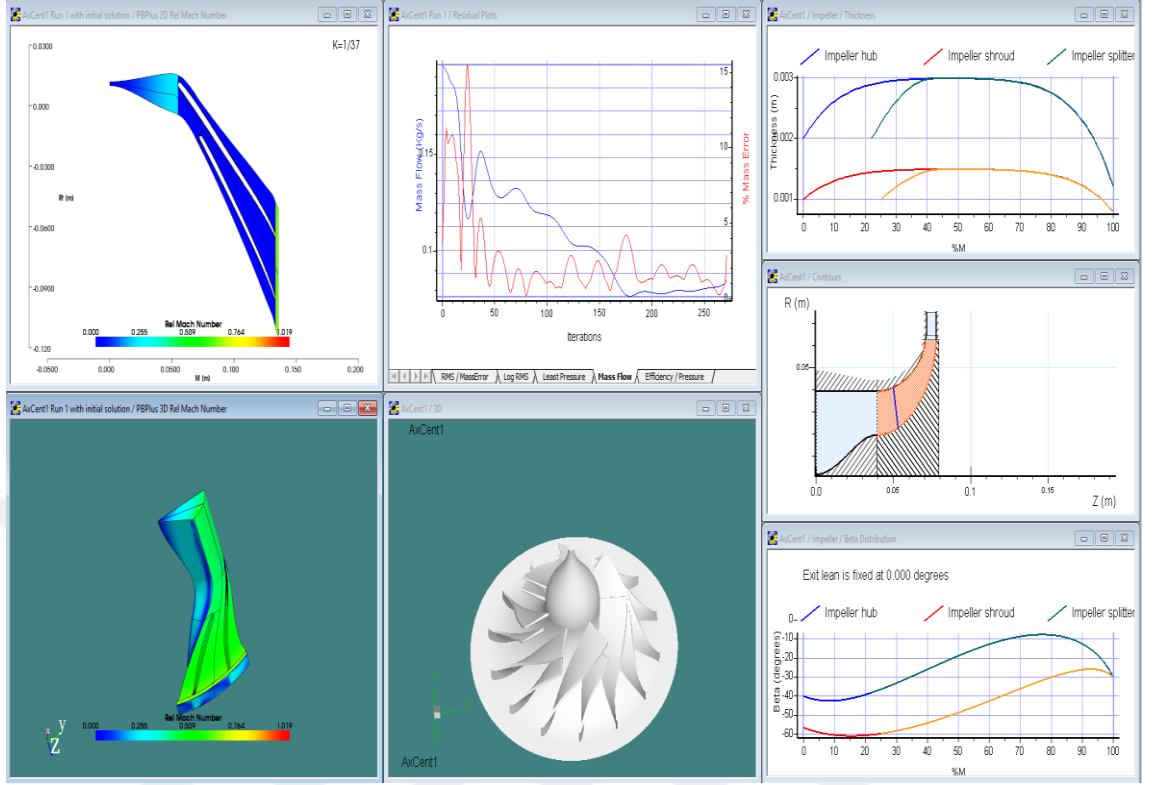


Şekil 4.54. Rel Mach sayısı (3 boyutlu gösterimi)



Şekil 4.55. Statik Basınç (3D gösterimi)

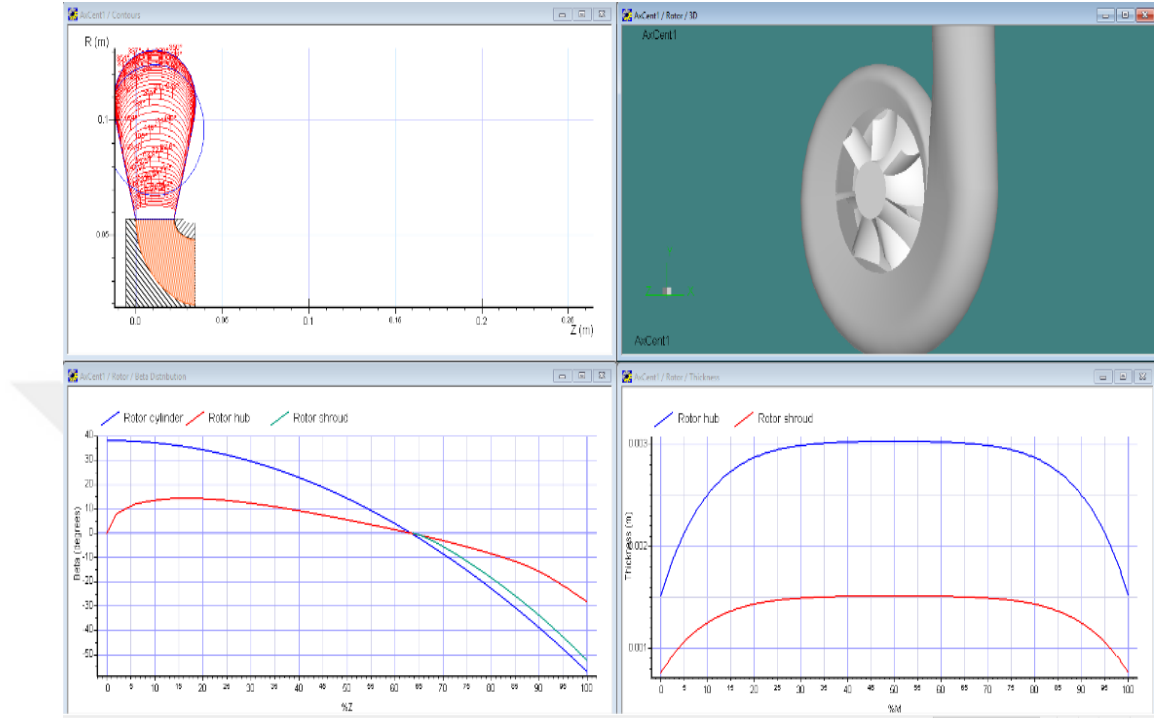
Şekil 4.55’de düşük basınç kompresörünün static basıncı gösterilmektedir. Basınç kompresörün çıkışına doğru artma görülmektedir. Buda öngörülen bir durumdur.



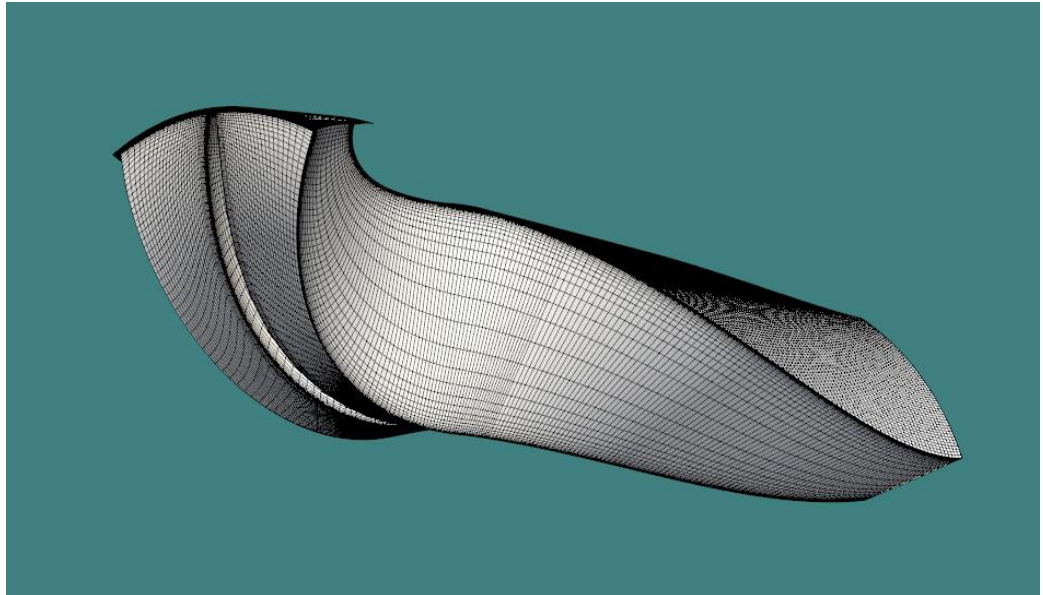
Şekil 4.56. LP kompresörüne ait şekil ve grafikler

Şekil 4.56’da AXCENT programına ait LP kompresörünün toplam şekil ve grafikler gösterilmektedir. Turboşarjın diğer kısımları içinde aynı işlemler aşağıda yapılmıştır.

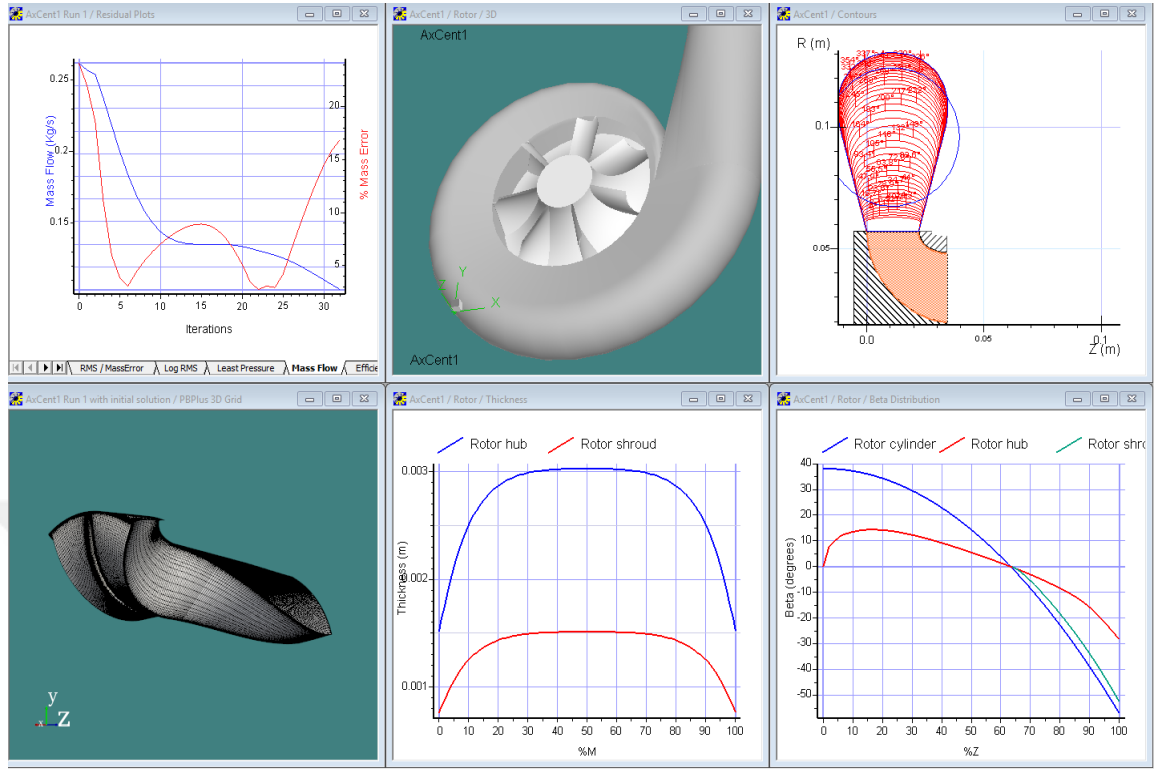
4.2.20.b. LP türbin



Şekil 4.57. Analizler sonucunda LP Türbünü için elde edilen toplu grafikler (3D)

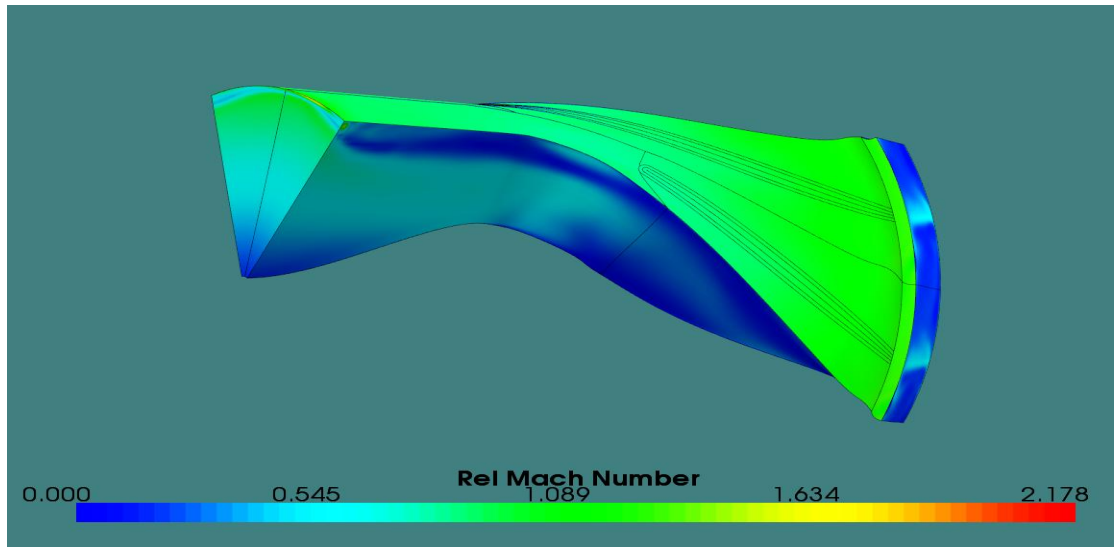


Şekil 4.58. LP Türbüne ait ağ yapısı

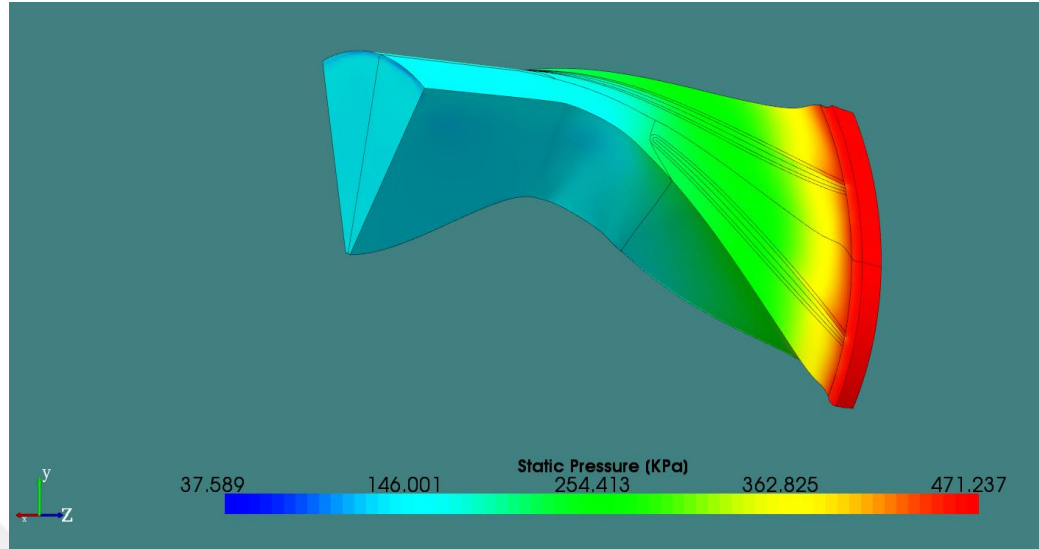


Şekil 4.59. Analizler sonucunda LP Türbünü için elde edilen toplu grafikler (3D)

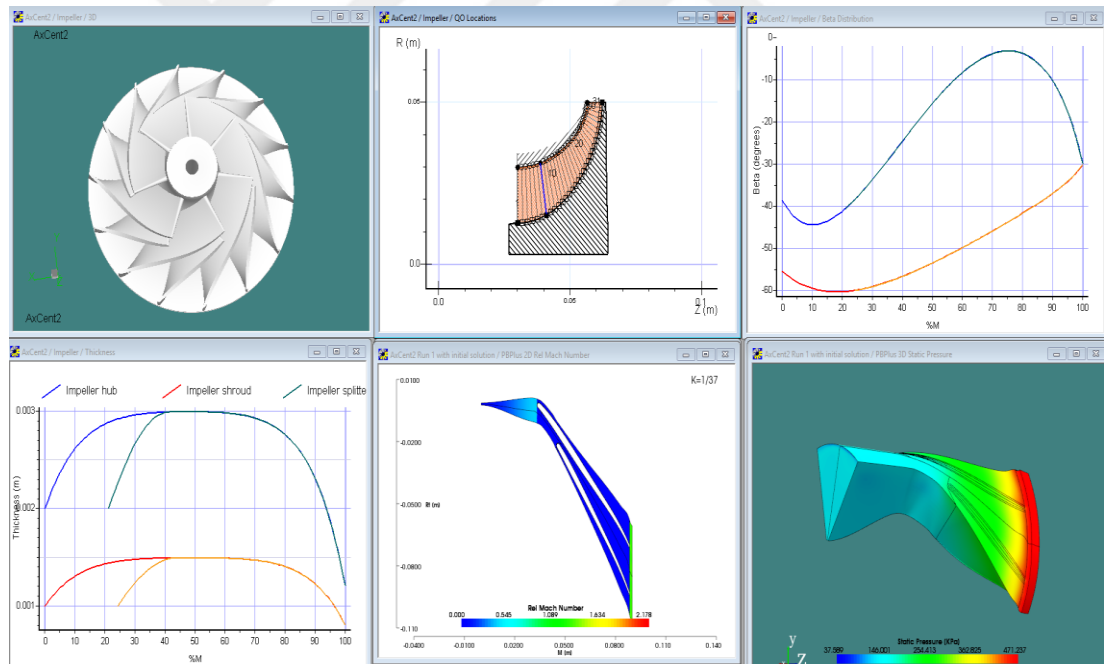
4.2.20.b. HP kompresör



Şekil 4.60. HP Kompresörüne ait Rel Mach sayısı

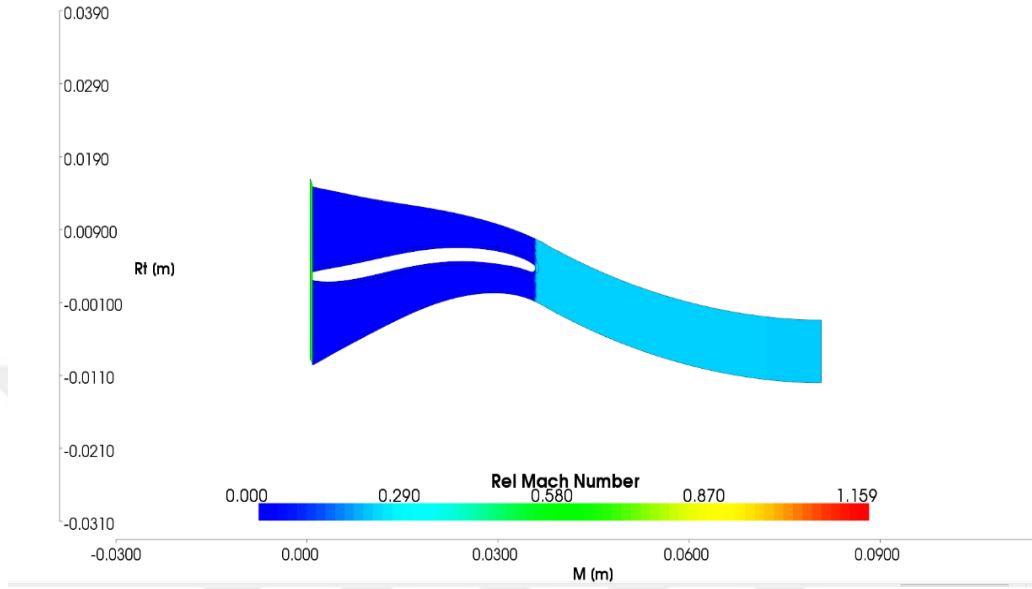


Şekil 4.61. HP kompresörüne ait static basınç

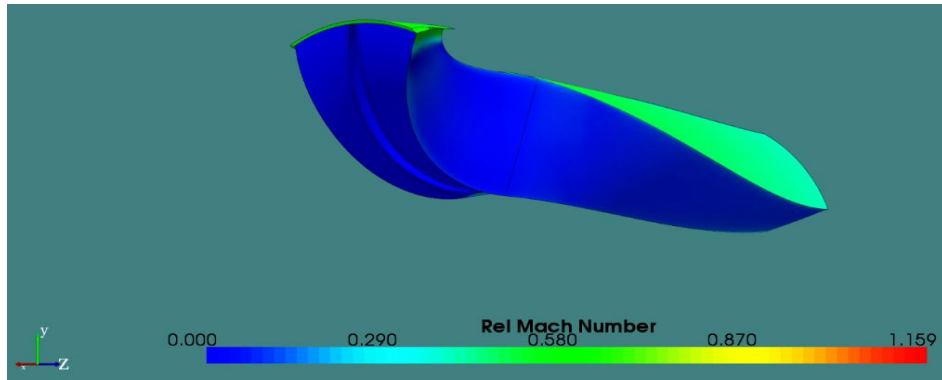


Şekil 4.62. Analizler sonucunda HP kompresör için elde edilen toplu grafikler (3D)

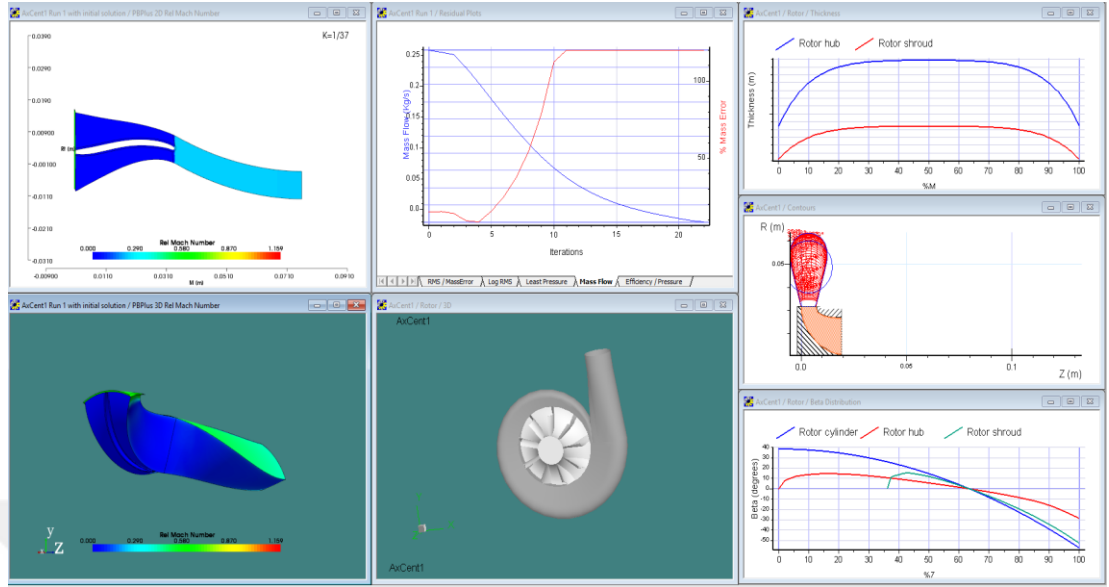
4.2.20.c. HP türbin



Şekil 4.63. Hp Türbününe ait Rel Mach sayısı (2D)



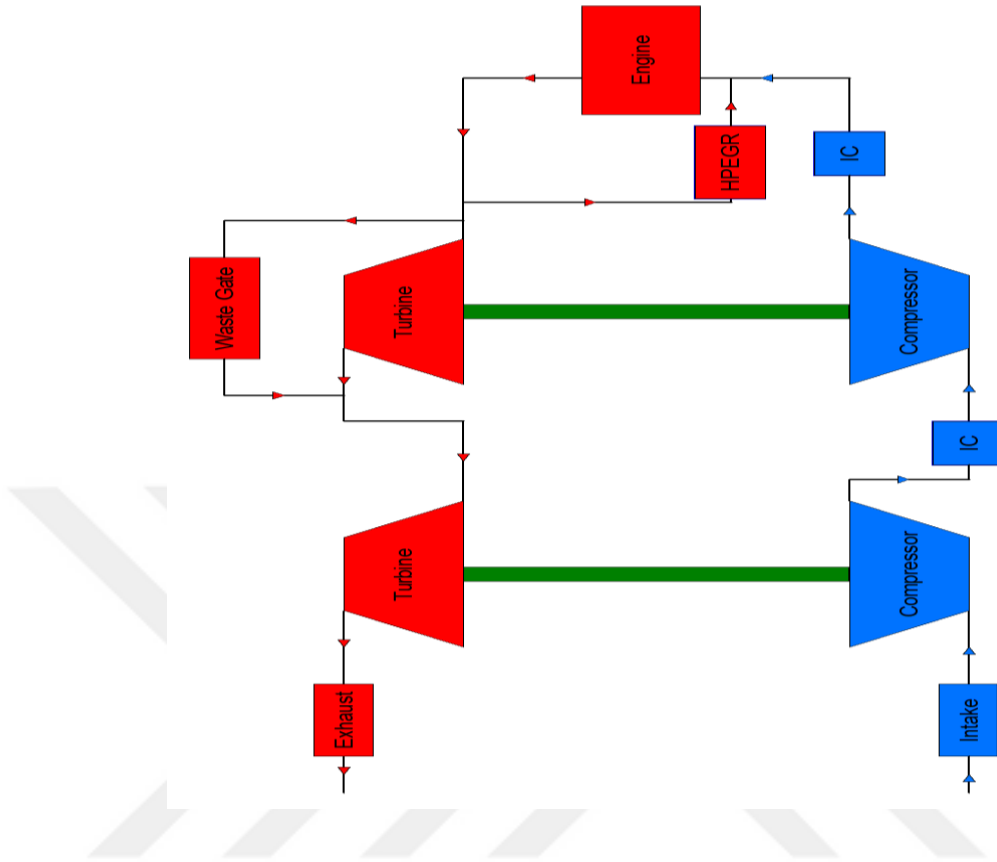
Şekil 4.64. HP Türbününe ait şekil ve grafikler (3D)



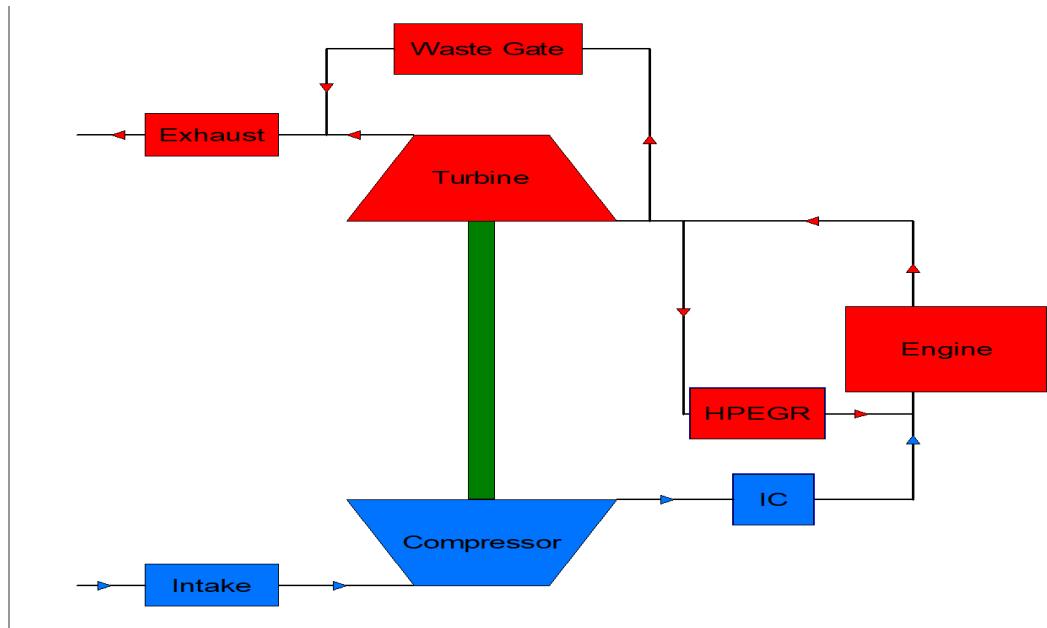
Şekil 4.65. Analizler sonucunda HP türbn için elde edilen toplu grafikler (3D)

Turboşarjır karşılaştırmaları

Yapılan çalışmada aynı motor özellikleri ait farklı turboşarjır modelleri kullanıp CONCEPT NREC programında analiz edilmiştir. Yukarıda yapılmış olan analizler çift kademeli turboşarjır ait olmaktadır. Bunun yanı sıra çift kademeli turboşarjırı tek kademeye düşürüp Waste gate ekleyerek ve diğer sistem olan, turboşarjır ise tek kademeli olup Waste oranının değiştirilmesi karşılaştırılmıştır. Bu üç turboşarjırın karşılaştırılması yapılmıştır. Çift kademeli turboşarjır ve diğer turboşarjırın CONCEPT NREC çıktıları Şekil 4.66 - 4.67’de verilmiştir.



Şekil 4.66. Çift kademeli turboşarjır elemanları



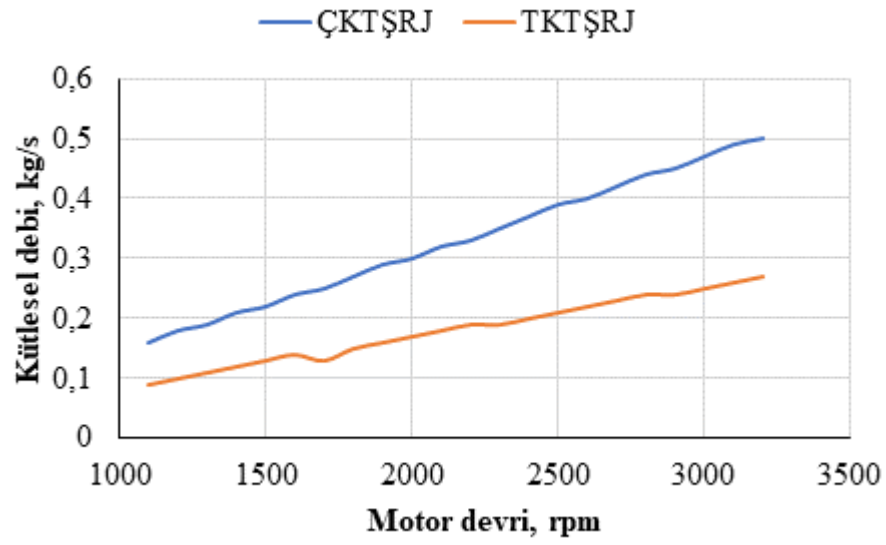
Şekil 4.67. Tek kademeli turboşarjır elemanları

Çizelge 4.4. Çift kademeli turboşarjörün farklı motor devirlerdeki değerleri

	rpm	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800	2900	3000	3100	3200
	ma	0.16	0.18	0.19	0.21	0.22	0.24	0.25	0.27	0.29	0.3	0.32	0.33	0.35	0.37	0.39	0.4	0.42	0.44	0.45	0.47	0.49	0.5
LOW	comp rpm	29263.38	32174.81	34732.9	36880.74	39100.85	40921.02	42604.97	45227.46	46970.89	49611.86	51002.68	52734.82	54608.21	56553.37	59993.35	60001	61644.68	64212.98	64988.22	66609	68122.84	69669.6
LOW	PR C	1.25	1.3	1.36	1.41	1.47	1.52	1.57	1.63	1.71	1.82	1.87	1.95	2.03	2.13	2.31	2.31	2.4	2.57	2.61	2.72	2.82	2.92
LOW	ETA C	0.63	0.65	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63
LOW	COMP Wc	4.82	6.4	8.12	9.95	11.96	14.01	16.18	19.42	22.17	26.19	29.11	32.7	36.79	41.29	48.88	50.69	55.71	63.16	66.87	72.72	78.38	84.82
HIGH	comp rpm 2	119572.95	117461.9	115487.37	113663.28	111871.26	110288.66	108783.54	106315.89	104636.09	101938.24	100528.41	98704.16	96653.85	94476.68	92013.38	94427.38	89442.57	83886.81	84242.91	82257.92	80433.55	78688.95
HIGH	PR C 2	4.43	4.24	4.07	3.92	3.78	3.66	3.54	3.36	3.25	3.07	2.98	2.87	2.76	2.64	2.43	2.44	2.35	2.2	2.17	2.09	2.02	1.95
HIGH	ETA C 2	0.59	0.6	0.6	0.6	0.61	0.61	0.61	0.62	0.62	0.62	0.62	0.62	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.63	0.64	0.64
HIGH	COMP Wc 2	54.31	57.27	60.06	62.75	65.22	67.69	70.04	71.04	73.07	72.91	74.51	75.36	75.69	75.61	72.18	75.27	74.86	72.08	73.13	72.18	71.33	70.28
	BMEP	3187.29	3304.79	3220.74	3233.16	3248.97	3263.01	3272.23	3288.62	3301.4	3310.37	3328.86	3340.7	3353.65	3367	3391.7	3390.91	3402.21	3400.41	3425.07	3465.35	3444.53	3463.5
	ETA ENG	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86
	We	189.91	208.31	226.79	245.33	263.98	282.62	301.32	320.74	339.77	359.6	378.66	398.1	417.81	437.71	459.29	477.55	497.57	518.76	538.02	558.24	578.39	598.61
HIGH	turbin rpm	119572.95	117461.9	115487.37	113663.28	111871.26	110288.66	108783.54	106315.89	104636.09	101938.24	100528.41	98704.16	96653.85	94476.68	92013.38	94427.38	89442.57	83886.81	84242.91	82257.92	80433.55	78688.95
HIGH	PR turb	1.17	3.8	3.86	3.92	3.96	4	4.05	4	4.08	3.95	3.95	8.62	3.88	3.81	3.64	3.71	3.65	3.51	3.51	3.44	3.38	3.31
HIGH	ETA TURB	0.82	0.77	0.76	0.75	0.75	0.74	0.73	0.73	0.72	0.71	0.7	0.75	0.69	0.68	0.67	0.67	0.66	0.65	0.65	0.64	0.64	0.63
HIGH	Wt turb	54.81	57.61	60.48	63.15	65.62	68.08	70.36	71.4	73.07	73.25	74.94	75.36	76	75.91	72.46	75.48	75.14	72.33	73.38	72.42	71.57	70.51
LOW	turbin rpm 2	29263.38	32174.81	34732.9	36880.74	39100.85	40921.02	42604.97	45227.46	46970.89	49611.86	51002.68	52734.82	54608.21	56553.37	59993.35	60001	61644.68	64212.98	64988.22	66609	68122.84	69669.6
LOW	PR turb 2	1.17	1.21	1.25	1.28	1.32	1.36	1.39	1.44	1.49	1.54	1.58	1.6	1.69	1.74	1.84	1.86	1.92	2	2.05	2.11	2.18	2.25
LOW	ETA TURB 2	0.82	0.82	0.82	0.82	0.82	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.81	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.79	0.79	0.79
LOW	Wt turb 2	4.87	6.45	8.18	10.02	12.04	14.09	16.26	19.51	22.27	26.3	29.23	32.82	36.91	41.45	49.03	50.84	55.86	63.16	67.05	72.89	78.76	85
	me	0.19	0.19	0.21	0.23	0.24	0.26	0.27	0.29	0.31	0.33	0.34	0.33	0.38	0.39	0.42	0.43	0.45	0.47	0.48	0.5	0.52	0.54
	TURBO ETA	0.453	0.454	0.453	0.452	0.45	0.448	0.446	0.444	0.443	0.439	0.436	0.439	0.431	0.428	0.422	0.422	0.418	0.413	0.411	0.407	0.403	0.399

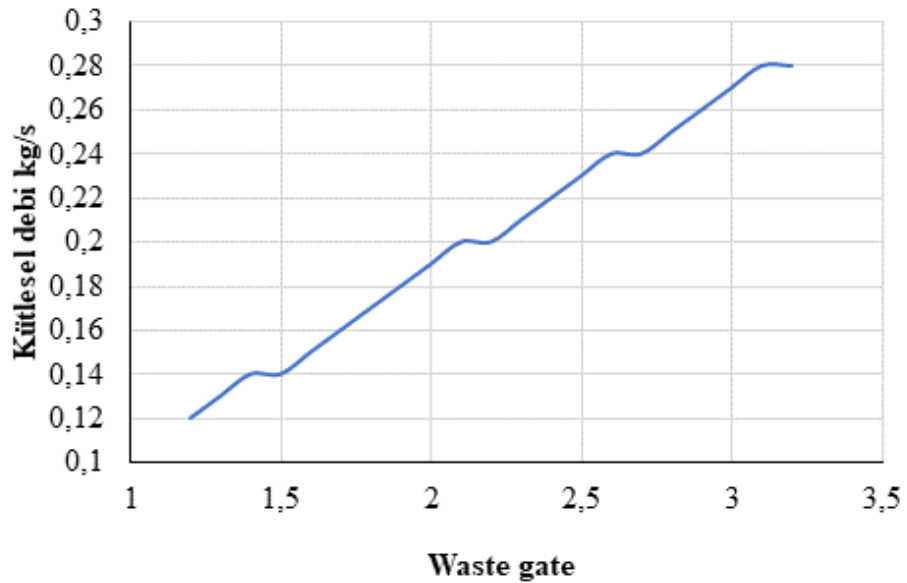
Çizelge 4.5. Tek kademeli turboşarjırın sabit waste gate oranına sahip ve farklı motor devirlerindeki değerleri

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--



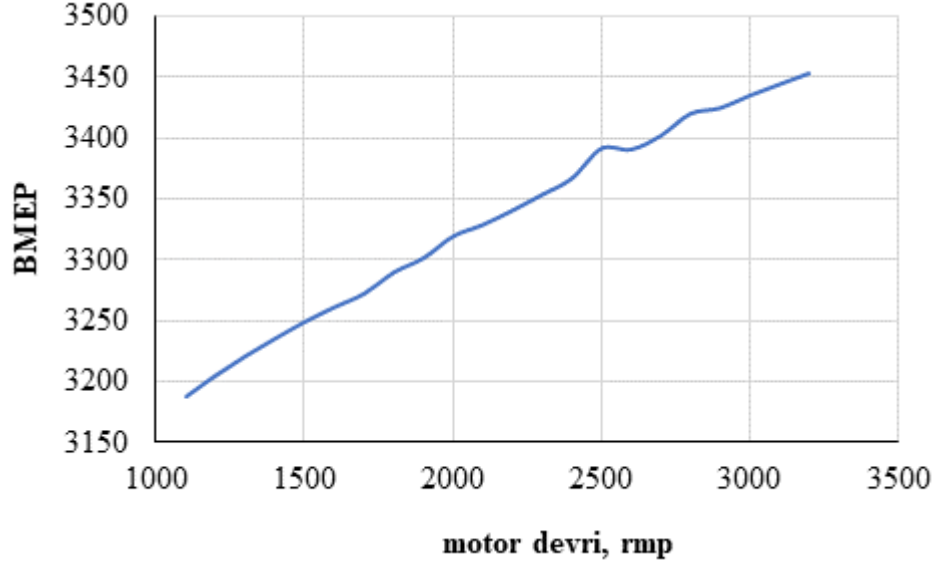
Şekil 4.68. Çift ve tek kademeli turboşarjırlarda kütleli debinin motor devri ile değişimi

Şekil 4.68’da yapılan çalışmada çift kademeli turboşarjının, tek kademeli turboşarja olarak motor devrinin artmasıyla daha fazla hava debisine ihtiyaç duyulduğu görülmektedir.



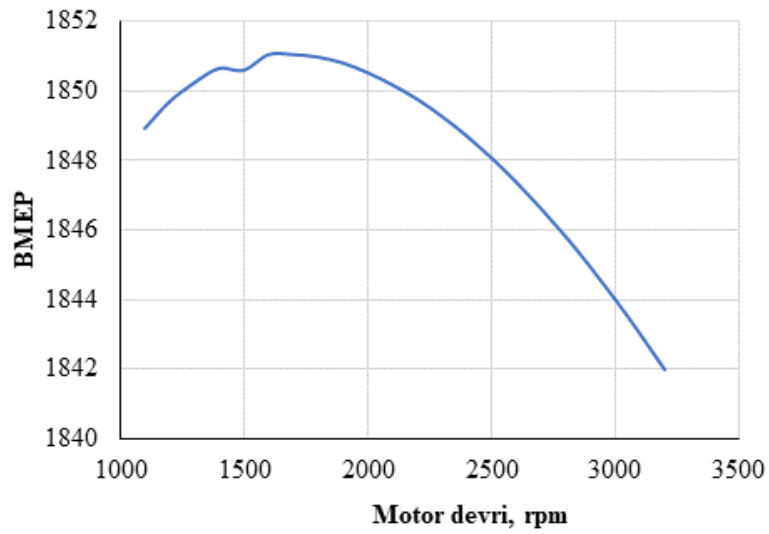
Şekil 4.69. Tek kademeli turboşarjının kütleli debinin farklı Waste gate basınç oranlarıyla değişimi

Şekil 4.69’ de görüldüğü üzeri waste gate oranının artmasıyla sistemin kütleli debisinin de buna bağlı olarak artmaktadır.



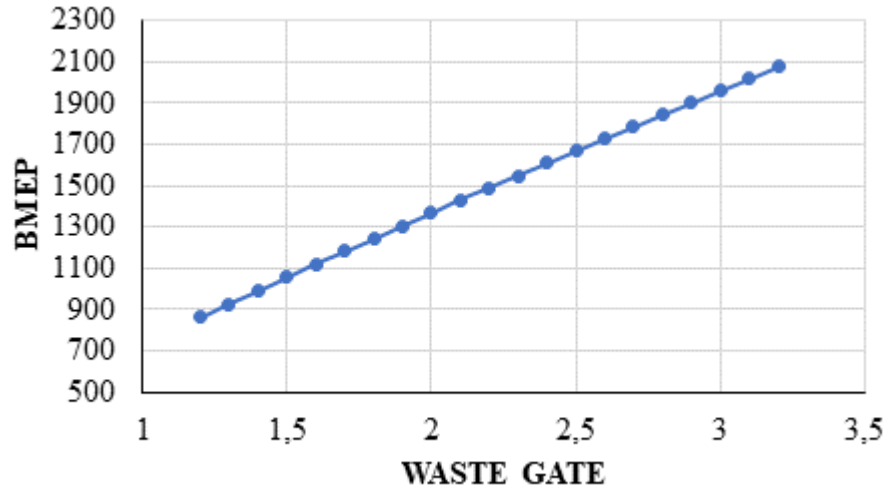
Şekil 4.70. Çift kademeli turboşarjının BMEP değerlerinin motor devri ile değişimi

Şekil 4.70’de görülen ortalama efektif basıncın motor devrinin artmasıyla artmaktadır. Bunun sebebi krankın sürekli çevrilmesini sağlayan motor torkunun artmasıdır.



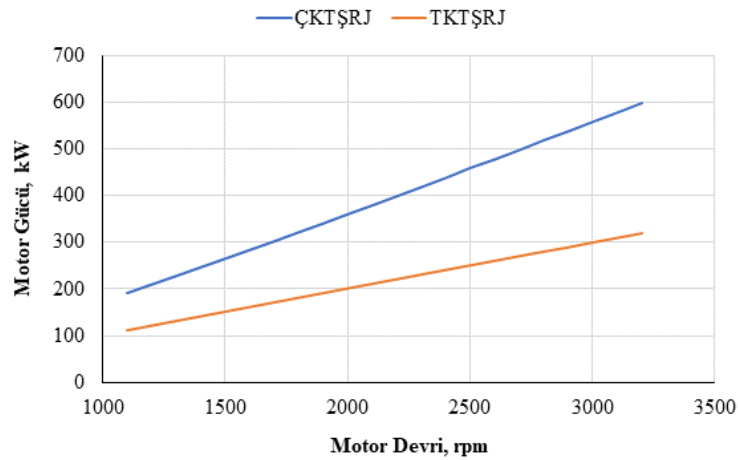
Şekil 4.71. Tek kademeli turboşarjının BMEP değerinin motor devri ile değişimi

Şekil 4.71’de görülen ortalama efektif basıncın motor devrinin artmasıyla artmakta ve limit sınırı ulaştıktan sonra düzenli olarak azalmaktadır. Bu azalma motorun yüksek devirlerinde tek kademeli turboşarjının gücünün yetersiz kalmasından oluşmaktadır.



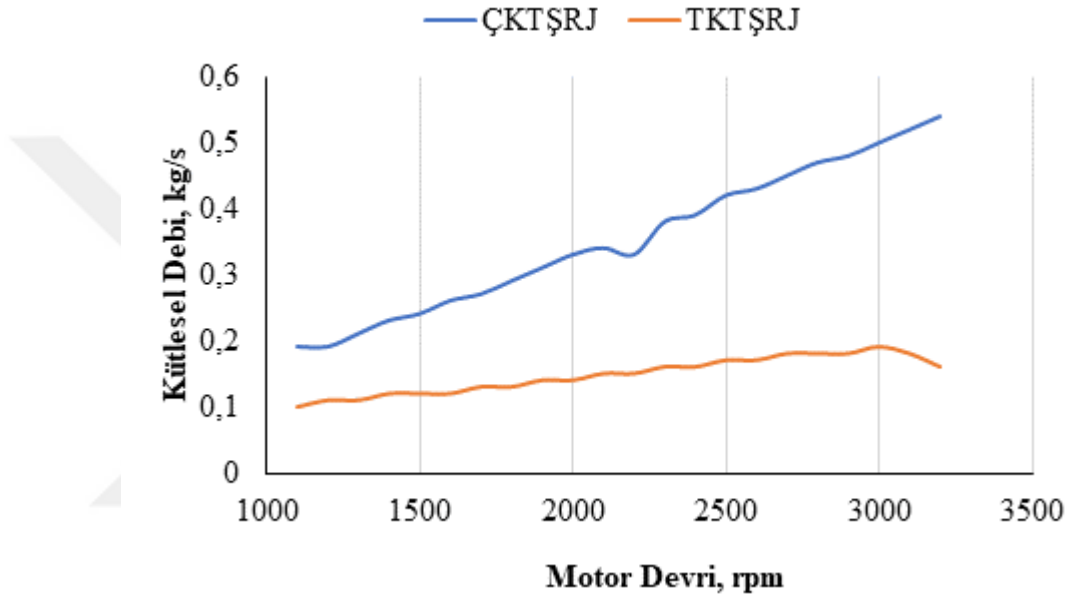
Şekil 4.72. Tek kademeli ve farklı waste gate basınç oranlarında BMEP nin motor devri ile değişimi

Şekil 4.72’de görülen grafikte waste gate oranının düzenli olarak artmasıyla ortalama efektif basıncın artmaktadır.



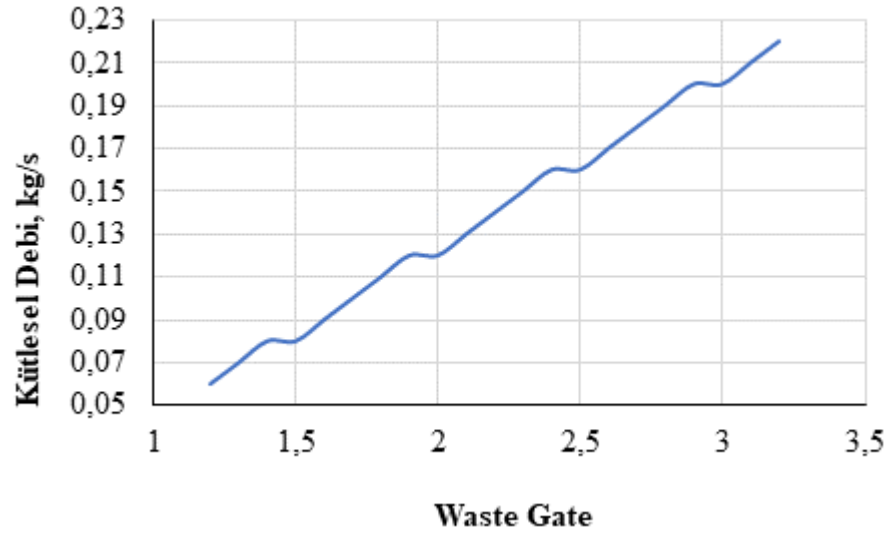
Şekil 4.73. Motor gücünün motor devri ile değişimi

Şekil 4.73’de belirtilen grafikte aynı koşullar altında çalışan iki farklı tip turboşarj gösterilmektedir. Tek kademeli turboşarjının, çift kademeli turboşarjıya göre motor gücünün az olduğu görülmektedir. Bunun sebebi motor hacmi ve turboşarjıya sistemine girilen verilerin çift kademeli turboşarjır için ideal olup, tek kademeli turboşarjır için karşılayamadığı görülmektedir.



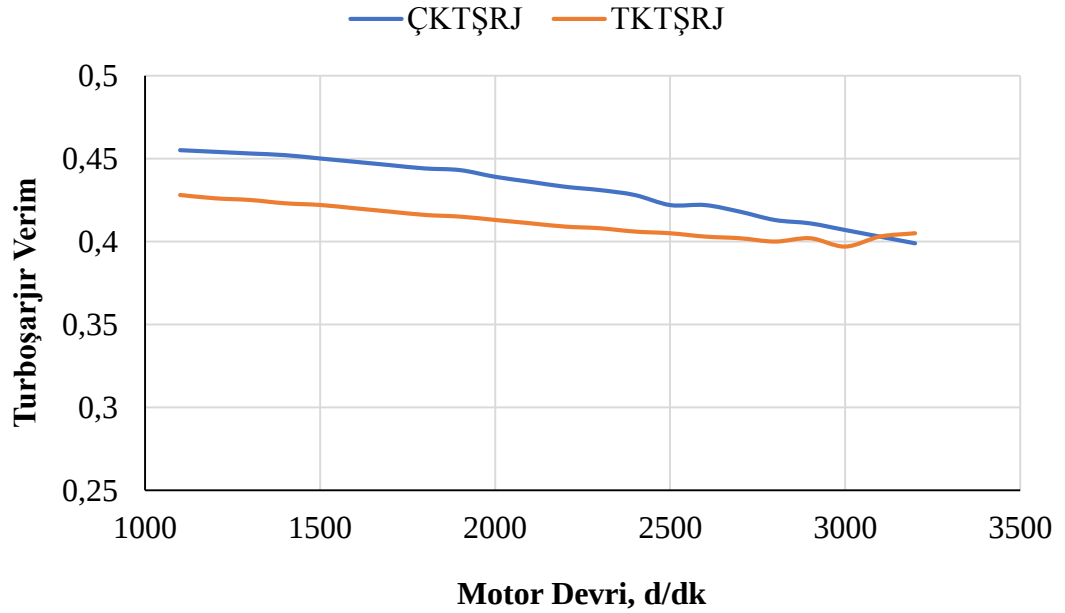
Şekil 4.74. Egzoz kısmı kütleli debinin motor devri ile değişimi

Şekil 4.74’de görülen grafikte motor devrinin artmasıyla atmosfere atılan egzoz gazının debisinde artış görülmektedir. Çift kademeli turboşarjının motora aldığı hava yakıt oranı tek kademeli turboşarjıya göre fazla olduğu için grafikte tek kademeli Turboşarjırdan fazladır.

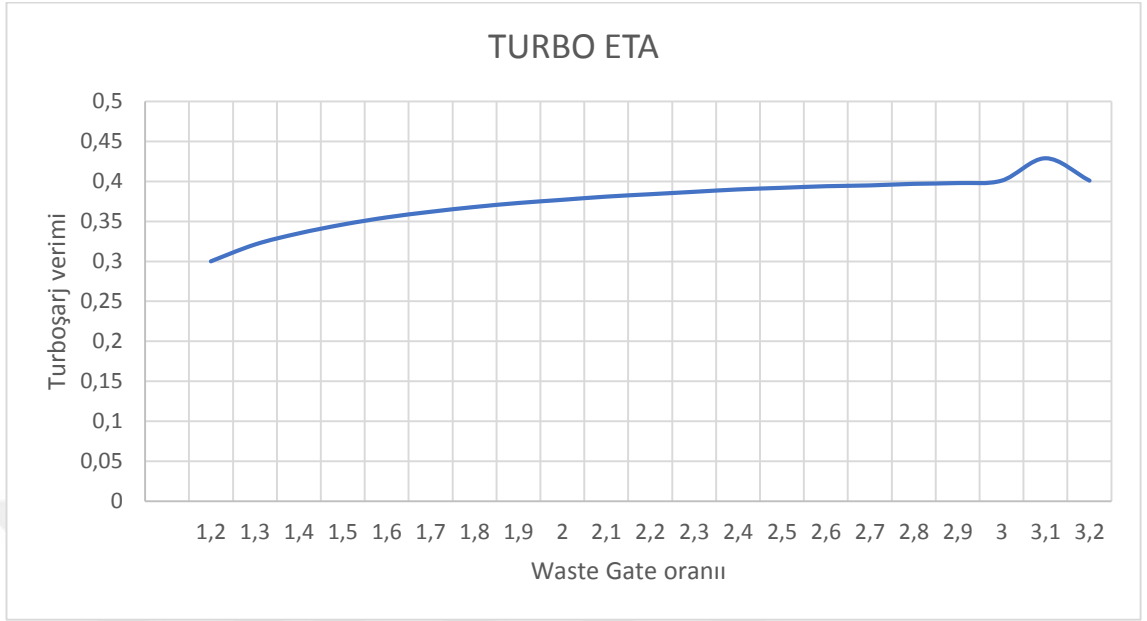


Şekil 4.75. Egzoz kısmında kütleli debinin waste gate oranına göre değişimi

Şekil 4.75’de görüldüğü üzere değişken waste e sahip turboşarjının waste gate oranı arttıkça atmosfere attığı egzoz gazı artmaktadır.



Şekil 4.76. Turboşarjır genel verimin motor devri ile değişimi



Şekil 4.77. Farklı Waste Gate oranlarında Turboşarj verimi

Şekil 4.76’de görülen grafikte üç farklı turboşarjının turboşarj verimleri görülmektedir. Çift kademeli turboşarjının verim aralığı 39-45% değişmektedir. Buna bağlı olarak diğer iki turboşarjın verimi motor rölanti devri ve düşük devirlerde istenilen verim aralığına yaklaşamamıştır.

Çift kademeli turboşarjının motor devrinin artmasıyla azalmaya başlamıştır. Çünkü sisteme alınan havanın akış hızı artmasıyla termik gerilmeler, sınır tabakalar, mekanik kayıplar gibi koşullardan dolayı turboşarj verimi azalmaktadır.

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında 6.5 lt hacminde dizel bir motora uygun turboşarj seçimi tasarlanarak Concept NREC paket programı kullanılarak turboşarj analiz ve tasarımları yapılmıştır. Çevre atmosfer havasının motora giriş yani emme monifolduna giriş değerleri 1 atm basınç ve 25°C de alınarak çift kademeli turboşarjır analiz ve tasarımı yapılmıştır. İkinci olarak buna ilaveten aynı motor için tek kademeli bir turboşarjır kullanılması durumunda waste gate sabit basınç oranı 2.8 için analizler yapılmıştır. En son üçüncü olarakta motor devri sabit=1300 d/dk için waste gate oranı 1.1-3.2 aralığında çeşitli analizler yapılarak bazı karşılaştırmalar yapılmıştır.

Concept Nrec programı kullanılarak yapılan çift kademeli turboşarj analizlerinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir,

- Turboşarjır analizlerinde ilk önce akışkan debisi kabul edilerek hesaplamalara başlanılmakta ve denklemlerin iterasyonla çözümlemelerinden sonra gerçek debi, kompresör ve türbin devir sayıları gibi birçok parametre için gerçek değerler bulunmaktadır. Concept Nrect programında analizler sonucunda bulunan değerlerin doğru ve geçerli olabilmesi için bazı önemli kriterler vardır bunlar;
Bir turboşarjırda hem kompresör hemde türbin yer almaktadır. Analizler yapılırken kompresör ve türbin için birbirinden ayrı iki farklı program Compal ve Rital programları kullanılarak bunlar için birbirinden bağımsız çözümler elde edilmektedir. Bunların çözümlerin kendi içinde doğruluğunun sağlanması için turboşarjırın içinde olan kompresör ve türbin aynı mil üzerinde döndüğünden hesaplamalar sonunda bunların devir sayılarının birbirine yakın veya eşit olması gerekmektedir. Bu çalışmada yapılan kontroller tüm motor devir sayıları için ayrı ayrı yapılmış, eşitlik sağlanınca diğer parametreler belirlenmiştir.
- Bu çalışmanın analizleri kompresör ve türbin devir sayıları çalışılan tüm motor devir sayıları (1100-3200 d/dk) için yapılarak karşılaştırılmıştır. Devir sayıları eşit elde edildikten sonra bu parametrelere bağlı turboşarjır boyutlandırılması yapılmıştır.

- Çift kademeli Turboşarj çalışma prensibinde düşük ve yüksek basınç türbin ve kompresörler aynı mile üzerinde dödüğünden yüksek ve düşük basınç turboşarjırdaki bunların devirlerinin ayrı ayrı birbirine yakın ya da eşit olması gerekmektedir.
- Buna göre çift kademeli turboşarj için her bir tüm motor devir aralığı için düşük basınç kompresör devir sayısı $N_{T,L} = 29\,263 - 69\,699$ d/dk aralığında bulunmuştur. Burada hem kompresör hemde türbin için her bir motor devir sayısı için birbirine yakın ya da yaklaşık eşit bulunmuştur (Çizelge 4.4).
- Çift kademeli turboşarjırdaki yüksek basınç kompresör devir sayısı $N_{T,H} = 119\,578 - 78\,688$ d/dk aralığında bulunmuştur. Burada hem kompresör hemde türbin için her bir motor devir sayısı için birbirine yakın ya da yaklaşık eşit bulunmuştur. Böylece analizler sonucunda hem yüksek basınç hemde düşük basınç turboşarj için kendi içinde doğrulama yapılmıştır (Çizelge 4.4).
- Çift kademeli turboşarjırlarda enerjinin korunumu prensibinden her bir turboşarjırdaki türbinde üretilen iş, mekanik kayıplar ve kompresör tarafından harcanana işin toplamına eşit olmalıdır. Bu durum her bir turboşarj için ayrı ayrı sağlanmıştır.
- Turboşarjırdaki analizler için doğruluğun yapıldığı diğer bir kriter ise kompresörün sıkıştırdığı havanın motorda yakıtla yanması sonucunda motordaki giriş ve çıkış basınç farkı daima pozitif olmalıdır. Aksitartirde sonuçların güvenilirliği olmamaktadır.
- Bu çalışmada çift kademeli Turboşarj durumunda motor basınç farkı $P_3 - P_4 = 198.425$ kPa yani istenildiği gibi pozitif bulunmuştur (Şekil 4.20).
- Analizler sonucunda Turbo şarj veriminin en yüksek bir değerde olması istenir. Buna göre örneğin kompresör ve türbinin izantropik verimlerinin herbiri %70 ve yataklardaki kayıpta %2 (=mil verimi %98) kabul edilirse buna göre turboşarjın genel verimi tüm verimlerin çarpımından %48 olur. Literatürde turboşarjın genel veriminin en iyi şartlarda %42-50 arasında olması ifade edilmektedir (Baines, N. C., 2005). Bu çalışmada analizler sonucunda tasarımı

yapılan turboşarjının genel verimi yaklaşık %45-civarında bulunmuştur. Buda literatürde ifade edilen iyi verim aralığına çok yakın bir değerdir.

- Buna göre bu çalışmanın sonucunda Turboşarjının genel verimleri yaklaşık %40-45 aralığında literatürde tavsiye edilen aralıklara yakın bulunmuştur.
- Turboşarjırların verimleri ayrı ayrı incelenirse bu çalışmada çift kademeli turboşarjır verimi %45,3 olarak hesaplanmıştır. Buda ön görülen verim aralığına yakın olduğu görülmüştür.
- Çalışılan devir sayılarında kompresör ve türbin haritalarında çalışma noktaları istenilen kalp bölgesi içinde yer almıştır.
- Rital ve compal paket programları sayesinde oluşturulan kanat profilleri, hız üçgenleri incelenerek turboşarjının üç boyutlu yorumlanmasına olanak sağlamıştır.
- Çift kademeli turboşarjının maksimum verim değeri %45,5 dir. Bu değer motor devri 1100 d/dk için bulunmuş ve bu motor devrinin artmasına bağlı olarak bu verim gitgide yavaşça azalmıştır (Çizelge 4.4).
- Turboşarjır verimininde kompresör ve türbin verimlerinin ön görülen değerleri ortalama %70 civarında olmaktadır. Yapılan bu çalışmada düşük basınç turboşarjın kompresör verimi %63 ve türbinin verimi ise %82 bulunmuştur. Ayrıca yüksek basınç Turboşarjırda ise kompresör verimi %60 ve türbin verimi ise %76 bulunmuştur.
- AXCENT programı ile kompresör ve türbin için akış analizleri yapılmış ve ağ yapısı uygun hale getirilerek çözümler elde edilmiştir. Bunun sonucunda basınç dağılımı ve iki ve üç boyutlu hız dağılımları elde edilerek diğer parametrelerin incelenmesi ve yorumlamasına bakış açısı getirmiştir.

Concept Nrec programı kullanılarak yapılan tek kademeli turboşarj ve waste gate oranları değişen tek kademeli turboşarjır analizlerinin sonuçlar aşağıda verilmiştir,

- Yapılan çalışmada TURBOMATCH programı ile bir boyutlu analizler yapılmıştır. Analizler sonucunda motora alınan akışkan (hava) debisi 0,09-0,28

kg/s arasında değiştiği bulunmuştur. Artan motor devri ve farklı Waste gate oranlarında grafikler gösterilmiştir.

- Tek kademeli turboşarjır için yapılan hesaplamalarda aynı mil üzerinde yer alan kompresör ve türbin devir sayıları yine yaklaşık birbirine yakın elde edilmiştir.
- Tek kademeli turboşarjırda motor g üretim değerleri 110-337 kW arasında elde edilmiş ve çift kademeli turboşarj için bulunan motor g üretim değerlerinden 189-598 kW daha düşük olduğu gözlenmiştir (izelge 4.4, izelge 4.5).
- Yapılan bu çalışma sonucunda çift kademeli turboşarj verimi, tek kademeli değişken Waste gate oranına sahip turboşarjırınkine göre yüksek çıkmıştır. Bu sonuca göre eğer motorda uygun hacim var ise tekli yerine çift kademeleri turboşarjır önerilir.
- Yapılan bu çalışmaların ileriye yönelik tamamlanması bakımından turboşarjır gövdesi ve çarklar için malzeme seçimleri yapılarak bunların gerilme analizlerinin yapılması önerilir.
- Yine turboşarj için mekanik analizler, ömür testi, üretimi aşaması gibi uygulamalar ve testleri yapılmalıdır.

KAYNAKLAR

- Albin, T., Ritter, D., Liberda, N. ve Abel, D., 2016. Boost pressure control strategy to account for transient behavior and pumping losses in a two-stage turbocharged air path concept. *Energies* 9(7), 530.
- Anonim, 2019a. <https://cellcode.us/quotes/engine-piston-cross-section.html>
- Anonim, 2019b. <https://patioyarddesign.com/>
- Anonim, 2019c. <https://www.bilgiustam.com/icten-yanmali-motorlarda-turbo-nedir-nasil-calisir/>
- Anton, N., Genrup, M., Fredriksson, C., Larsson, P.-I. ve Christiansen-Erlandsson, A., 2018. On the choice of turbine type for a twin-turbine heavy-duty turbocharger concept. *ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*,
- Avola, C., Copeland, C. D., Burke, R. D. ve Brace, C. J., 2017. Effect of inter-stage phenomena on the performance prediction of two-stage turbocharging systems. *Energy* 134, 743-756.
- Baines, N., 2005a. Radial turbines: An integrated design approach. *Proceedings of the 6th European Turbomachinery Conference-Fluid Dynamics and Thermodynamics*, Lille, France,
- Baines, N. C., 2005b. *Fundamentals of turbocharging*. 1.
- Chandramohan, K. K., Purushothaman, K., Pandurangi, V. ve Deshkulkarni, K. P., 2017. Experimental and Numerical Investigation of Operating Range Enhancement Techniques in Centrifugal Compressor for Turbochargers. *ASME 2017 Gas Turbine India Conference*,
- Dağlar, S., 2012. Ağır Vasıta Araç Motorları İçin Tek Kademeli Değişken Geometrilili Ve Çift Kademeli Turboşarj Karşılaştırması Ve Seçimi. *Fen Bilimleri Enstitüsü*,
- Eriksson, L., Frei, S., Onder, C. ve Guzzella, L., 2002. Control and optimization of turbocharged spark ignited engines. *IFAC Proceedings Volumes* 35(1), 283-288.
- Fass, Y. ve Tartakovsky, L., 2018. Limitations of Two-Stage Turbocharging at High Flight Altitudes. *SAE International Journal of Engines* 11(03-11-05-0034).
- Grönman, A., Sallinen, P., Honkatukia, J., Backman, J. ve Uusitalo, A., 2016. Design and experiments of two-stage intercooled electrically assisted turbocharger. *Energy Conversion and Management* 111, 115-124.
- Hagelstein, D., Beyer, B., Seume, J., Rautenberg, M., Hasemann, H., Imeche, Imeche ve Imeche, 2002. Heuristical view on the non-adiabatic coupling system of combustion engine and turbocharger. *Turbochargers and Turbocharging* 2002(1), 349-360.
- Japikse, D., 1988. *Centrifugal Compressor Design and Performance: Course Held at Wilder, Vermont, 19.9.-23.9. 1988*.
- Moustapha, H., Zelesky, M. F., Baines, N. C. ve Japikse, D., 2003. Axial and radial turbines. *Concepts NREC White River Junction, VT* 2.
- Öz, İ. H., Borat, O. ve Sürmen, A., 2003. İçten yanmalı motorlar.
- Porzig, D., Raetz, H., Schwarze, H. ve Seume, J., 2014. Thermal analysis of small high-speed floating-ring journal bearings. *IMEchE 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*, London, UK, May 13th–14th,

- Samoilenko, D., Marchenko, A. ve Cho, H., 2017. Improvement of torque and power characteristics of V-type diesel engine applying new design of Variable geometry turbocharger (VGT). *Journal of Mechanical Science and Technology* 31(10), 5021-5027.
- Wang, Y.-Y. ve Haskara, I., 2010. Exhaust pressure estimation and its application to variable geometry turbine and wastegate diagnostics. *Proceedings of the 2010 American Control Conference*,
- Westin, F., 2005. Simulation of turbocharged SI-engines-with focus on the turbine.
- Woehrle, W. J., 1995. A HISTORY OF THE PASSENGER CAR TIRE (II). *Automotive Engineering*.
- Wurms, R., Jung, M., Adam, S., Dengler, S., Heiduk, T. ve Eiser, A., 2011. Innovative technologies in current and future TFSI engines from Audi. *20th aachen colloquium automobile and engine technology*,
- Yang, M., Gu, Y., Deng, K., Yang, Z. ve Liu, S., 2018. Influence of altitude on two-stage turbocharging system in a heavy-duty diesel engine based on analysis of available flow energy. *Applied Thermal Engineering* 129, 12-21.

ÖZGEÇMİŞ

1992 yılı İstanbul'un Üsküdar ilçesinde doğdu, ilk ve orta öğretim ve liseyi İstanbul'da tamamladı. 20011'de başladığı Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendislik Bölümünden 2016 yılında mezun oldu. 2017 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Termodinamik Bilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı.

