

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ MOTOR İÇİN TURBOŞARJ SEÇİMİ VE EGZOZ MANİFOLDU
TASARIMI VE İMALATI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gani Can ÖZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Malzeme ve İmalat Programı

HAZİRAN 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ MOTOR İÇİN TURBOŞARJ SEÇİMİ VE EGZOZ MANİFOLDU
TASARIMI VE İMALATI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Gani Can ÖZ
(503101305)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Malzeme ve İmalat Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Metin ERGENEMAN

HAZİRAN 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101305 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Gani Can ÖZ**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**AĞIR TİCARİ MOTOR İÇİN TURBOŞARJ SEÇİMİ VE EGZOZ MANİFOLDU TASARIMI VE İMALATI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Metin ERGENEMAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Metin ERGENEMAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Cem SORUŞBAY
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Muammer Özkan
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **30 Nisan 2013**
Savunma Tarihi : **05 Haziran 2013**

Beş kişilik büyük Öz ailesine ve Bilecik şehrine,

ÖNSÖZ

Çalışmalarım boyunca benden hiç bir türlü yardımı esirgemeyen, tecrübelerini ve bilgilerini benimle paylaşan çok değerli bilim insanı Sayın Prof. Dr. Metin ERGENEMAN'a ve ülkemizin en değerli ve köklü mühendis mektebi olan İstanbul Teknik Üniversitesi'nin başta Makine Fakültesi olmak üzere bütün çok değerli hocalarına sonsuz şükranlarımı sunarım.

Bitmek bilmeyen destekleri ile sürekli yanımda olduğunu hissettiğim Ford Otosan ARGE Merkezi, Turboşarj sistemi ve Egzoz Manifold Sistemleri Ekip Lideri Makine Mühendisi Sayın Ahmet ERGAN'a ve ekip üyesi Yüksek Makine Mühendisi Sayın Serkan DAĞLAR'a, Yüksek Makine Mühendisi Berç ULUK'a ve de Türkiye'nin nadide kurumlarından olan ve ülkemizi sürekli olarak bir adım öteye adım atmasında büyük katkıları olan Ford Otosan Otomotiv A.Ş.'ne katkılarından dolayı teşekkürü borç bilirim.

Bütün bu süreç boyunca varlıkları ile bana manevi güç veren çok sevgili aile üyelerim Hayati ÖZ'e, Nurten ÖZ'e, Mertcan ÖZ'e ve ailemize gayri resmi olarak uzun süre önce üye olan ve önümüzdeki günlerde de üyeliğini resmiyete dökcek olan Mine Çetin'e yardımlarından dolayı minnet duygularımı iletir, sevgi, saygı ve aşk ile kucaklarım.

Ayrıca bu çalışmanın tamamlanmasında emeği geçen bütün kişi ve kurumlara, arkadaşlarıma ve meslektaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2013

Gani Can Öz
(Makine Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ.....	1
2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR.....	5
2.1 Pistonlu Motorlarda Termodinamik Çevrimler.....	5
2.2 Pistonlu Motorların Yapısı.....	9
3. AĞIR TİCARİ ARAÇLAR VE MOTORLARI.....	13
4. ÇALIŞILACAK OLAN MOTORLA İLGİLİ GENEL BİLGİ.....	21
5. TURBOŞARJ SİSTEMİ NEDİR?	25
5.1 Turboşarj Sisteminin Esasları	26
5.2 Turboşarj Sistemi Teknolojileri	29
5.3 Türbin	34
5.4 Kompresör.....	38
5.5 Piyasadaki Turboşarj Sistemleri ve İmalatçılar.....	44
5.6 İleri Teknoloji Çalışmaları ve Turboşarj Sisteminin Geleceği	47
6. EGZOZ MANİFOLDU	49
6.1 Egzoz Manifoldu Esasları	49
6.2 Malzeme ve İmalat Teknolojileri	51
6.3 Çok Parçalı Egzoz Manifoldu	57
6.4 Çok Parçalı Egzoz Manifoldlarında Bağlantı Stratejileri	59
7. 12.7 L 460PS MOTOR İÇİN TURBOŞARJ SİSTEMİ SEÇİMİ VE İMALATI	61
7.1 Turboşarj Sistemi Seçimindeki Hedefler Ve Kısıtlamalar	63
7.2 Motor Datası İle İlk Seçim.....	64
7.3 Motorun GT Power Programında Modellenmesi.....	71
7.4 GT Power Yardımı İle Detaylı Seçim İşlemi.....	76
7.5 Turboşarj Sisteminin İmalat Safhaları	80
7.5.1 Şaft imalatı	82
7.5.2 Türbin çarkının imalatı	83
7.5.3 Şaftın türbin çarkına bağlanması.....	86
7.5.4 Kompresör çarkının imalatı	89
7.5.5 Yataklama elemanları	96
7.5.6 Yatak ve türbin muhafazanın imalatı	100
7.5.7 Kompresör muhafazanın imalatı.....	104

7.5.8	Kanatçıkların ve kanatçık tahrik sisteminin imalatı	105
7.5.9	Montaj safhası.....	106
8. 12.7	L 460PS MOTOR İÇİN EGZOZ MANİFOLDU TASARIM VE İMALATI	107
8.1	Konsept Ve Teknoloji Seçimi.....	108
8.2	Islak Yüzeyin Tasarımı	109
8.3	Dış Yüzeyin Tasarımı.....	111
8.4	Silindir Kafası Ve Turboşarj Sistemi Flanşlarının Tasarımı	112
8.5	Sızdırmazlık Elemanları Ve Bağlantı Elemanları.....	114
8.6	Analitik Analizlerin Koşulması	119
8.7	Üretim İçin Hazırlık Ve Tasarım	125
8.8	Üretim Simülasyonlarının Yapılması.....	127
8.9	Üretim.....	128
9.	SİSTEMİN DOĞRULAMASI VE DOĞRULAMA PLANI.....	131
10.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	135
	KAYNAKLAR.....	139
	ÖZGEÇMİŞ.....	143

KISALTMALAR

1D	: Tek Boyutlu
A/R	: Area/Radius
AFR	: Air Fuel Ratio
AÖN	: Alt Ölü Nokta
BMEP	: Brake Mean Effective Pressure
BMTS	: Bosch Mahle Turbo Systems
BSFC	: Brake Specific Fuel Consumption
BWTS	: Borg Warner Turbo Systems
CAN	: Controller Area Network
CEEQ	: Equivalent Creep Strain
CFD	: Computational Fluid Dynamics
CGI	: Compacted Graphite Iron
CMM	: Coordinate Measuring Machine
CNC	: Computer Numerical Control
CTT	: Cummins Turbo Technologies
DOC	: Diesel Oxidation Catalyst
DPF	: Diesel Partical Filter
EBW	: Electron Beam Welding
EGR	: Exhaust Gas Recirculation
ELR	: European Transient Cycle
ESC	: European Load Response
FGT	: Fixed Geometry Turbine
HIP	: Hot Isostatic Pressing
IHI	: Ishikawajima Harima Heavy Industries
MHI	: Mitsubishi Heavy Industries
NVH	: Noise, Vibration, Harshness
P	: Basınç
PEEQ	: Equivalent Plastic Strain
s	: Entropi
SAE	: Society of Automotive Engineers
SCR	: Selective Catalyst Reduction
T	: Sıcaklık
TMF	: Thermo Mechanical Fatigue
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
V	: Hacim
VGT	: Variable Geometry Turbine
WG	: Waste-Gate
WHSC	: World Harmonized Stationary Cycle
WHTC	: World Harmonized Transient Cycle

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1: Euro emisyonlarının sabit çevrimde salım limitleri.....	17
Çizelge 3.2: Euro emisyonlarının değişken çevrimde salım limitleri	17
Çizelge 3.3: Euro emisyon seviyelerinin dayanım seviyesi.	18
Çizelge 3.4: WHSC Çevrimi.....	20
Çizelge 4.1: Vermiküler grafitli dökme demirin mekanik özellikleri.	22
Çizelge 4.2: Piyasada kullanılan CGI malzemeli motorlar ve komponentleri.....	23
Çizelge 6.1: Egzoz manifoldu malzemelerinin tasarım sıcaklık limitleri.....	52
Çizelge 6.2: Çeşitli Si ve Mo oranlarındaki malzemenin termo mekanik yorulma karşılaştırması	56
Çizelge 7.1: 3 farkı nokta için hesaplanan motor parametreleri.	67
Çizelge 7.2: Borg Warner imalatçısına ait turboşarj sistemi sınıflandırması.	68
Çizelge 7.3: SAE J2582 Grade sınıflandırması.....	103
Çizelge 8.1: Bağlantı elemanları malzemesi ve çalışma sıcaklıkları (DIN EN 10269).....	115

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Alfred Buchi' nin portresi ve aldığı turboşarj sistemi patent şeması.....	1
Şekil 1.2 : Samuel Moray tarafından geliştirilmiş içten yanmalı motor.....	2
Şekil 2.1 : Otto çevriminin piston şeması.....	6
Şekil 2.2 : İdeal Otto çevrimi P-V ve T-s diyagramları.....	6
Şekil 2.3 : Otto çevrimi indikatör diyagramı.	7
Şekil 2.4 : Dizel çevriminin piston şeması	7
Şekil 2.5 : İdeal Dizel çevrimi P-V ve T-s diyagramları.	8
Şekil 2.6 : İdeal karma çevrim P-V ve T-s diyagramları.	8
Şekil 2.7 : Otto, Dizel ve Karma çevrim diyagram karşılaştırması.....	9
Şekil 2.8 : Otto, Dizel ve Karma çevrim verim karşılaştırması	9
Şekil 2.9 : 4 zamanlı bir motorun piston & silindir yapısı.....	10
Şekil 2.10: Otto çevrimli motorda piston hareketleri.	11
Şekil 2.11: Dizel çevrimli motorda piston hareketleri.....	11
Şekil 2.12: 4 zamanlı motorda zaman strokları.....	11
Şekil 2.13: 2 zamanlı motorda piston kesiti.....	12
Şekil 2.14: 2 zamanlı motorda zaman strokları.....	12
Şekil 3.1 : Şasi türüne göre araç sınıflandırma.	14
Şekil 3.2 : Kabin türüne göre araç sınıflandırması.....	15
Şekil 3.3 : 9 l Ford Otosan (sol) ve 10,3 l FPT motoru (sağ).....	16
Şekil 3.4 : Emisyon regülasyonlarının ülkelere ve tarihlere göre geçiş takvimi.....	16
Şekil 3.5 : Euro emisyon limitlerinin grafiksel gösterimi.....	18
Şekil 3.6 : ESC çevrimi.	19
Şekil 3.7 : ELR Test Çevrimi.	19
Şekil 3.8 : WHTC Çevrimi.	19
Şekil 4.1 : Sonradan egzoz iyileştirme sisteminin şeması.	23
Şekil 5.1 : Radyal, karma ve eksenel akışlı türbin.	26
Şekil 5.2 : Turboşarj sistemi ve motor hava akışı şeması.....	27
Şekil 5.3 : Turboşarj sistemli motorun egzoz emisyonlarına etkisi	28
Şekil 5.4 : Turboşarj sistemli motor ile doğal emişli motorun rakım performans karşılaştırması.....	29
Şekil 5.5 : Turboşarj sistemi gaz giriş çıkış yönleri.	30
Şekil 5.6 : a) FGT, b) WG, c) VGT turboşarj ünitesi örnekleri	31
Şekil 5.7 : Seri bağlı çift turboşarj sistemli motor yapısı	32
Şekil 5.8 : Paralel bağlı çift turboşarj sisteminin motor yapısı	33
Şekil 5.9 : Piston ve turboşarj sistemi yerleşim opsiyonları.	33
Şekil 5.10: Türbin kesiti	34
Şekil 5.11: Sabit Geometrilili Türbin hartiası.	34
Şekil 5.12: Değişken geometrilili türbin hız haritası.....	35
Şekil 5.13: Değişken geometrilili türbin verim haritası.....	36
Şekil 5.14: Türbin muhafaza kesit görünüşü	36

Şekil 5.15: Türbin içerisindeki gazın T-s diyagramı	37
Şekil 5.16: Türbin parametreleri	37
Şekil 5.17: Kompresör kesiti.	38
Şekil 5.18: Kompresör İş Diyagramı	39
Şekil 5.19: Kompresör haritası ve haritanın bölgeleri	39
Şekil 5.20: Surge çevriminin kompresör haritası üzerindeki gösterimi	40
Şekil 5.21: Kompresör muhafaza kesit görünüşü.	41
Şekil 5.22: Kompresör içinden geçen gazın P-V diyagramı.	42
Şekil 5.23: Kompresör içinden geçen gazın T-s diyagramı	42
Şekil 5.24: Kompresör parametreleri	43
Şekil 5.25: A/R oranı.....	43
Şekil 5.26: Kayar bilezikli değişken türbin	44
Şekil 5.27: Kanatçık yapılı değişken türbinin tahrik mekanizması.	45
Şekil 5.28: Kanatçık yapılı değişken geometrilili türbin.....	45
Şekil 5.29: Turboşarj sistemi imalatçıların yetenek bazlı değerlendirmesi.	46
Şekil 5.30: Turboşarj sistemi imalatçıların genel değerlendirmesi.....	47
Şekil 6.1 : Döküm ve sac metal egzoz manifold örnekleri.....	49
Şekil 6.2 : SiMo küresel dökme demirin mikroyapısı.....	53
Şekil 6.3 : Küresel dökme demirin mikroyapısı	54
Şekil 6.4 : SiMo malzemede Molibden oranının dayanıma etkisi	54
Şekil 6.5 : SiMo malzemede Silisyum oranının dayanıma etkisi	55
Şekil 6.6 : Küresel dökme demir ve SiMo malzemenin oksidasyon direnç karşılaştırması	55
Şekil 6.7 : Farklı soğuma hızlarına sahip mikro yapıların karşılaştırılması, (a) soğuma hızı (b) mikroyapısına, (c) soğuma hızı (d) mikroyapısına aittir	57
Şekil 6.8 : Çok parçalı egzoz manifoldu örnekleri.....	58
Şekil 6.9 : Çok parçalı egzoz manifoldlarında farklı bağlantı stratejileri.	59
Şekil 7.1 : Turboşarj sistemi seçim süreç algoritması.....	61
Şekil 7.2 : Turboşarj sisteminin motor datası ile eşleştirilme diyagramı	62
Şekil 7.3 : Seçim yapılacak motorun güç ve tork eğrisi.....	64
Şekil 7.4 : Motor üzerinde hesaplamalarda kullanılacak basınç noktaları.	66
Şekil 7.5 : Cummins imalatçısına ait turboşarj sistemi sınıflandırması	68
Şekil 7.6 : Trim oranının türbin çalışma karakteristiğine etkisi	69
Şekil 7.7 : Eşleştirilen türbin verim haritası.	69
Şekil 7.8 : Eşleştirilen kompresör haritası (Yeşil: 84 mm çap - %75 trim, Siyah: 84 mm çap - %73 triö, Kırmızı: 83 mm çap - %71 trim).	70
Şekil 7.9 : GT Power yazılımındaki motor görüntüsü.	73
Şekil 7.10: GT Power yazılımında turboşarj sistemi görüntüsü.....	75
Şekil 7.11: Motorun ölçüm diyagramı.	75
Şekil 7.12: GT Power analizinden elde edilen temiz hava debisi grafiği.	76
Şekil 7.13: GT Power analizinden elde edilen AFR grafiği.	76
Şekil 7.14: GT Power analizinden elde edilen yakıt tüketimi grafiği.	77
Şekil 7.15: GT Power analizinden elde edilen kanatçık pozisyonu grafiği.....	77
Şekil 7.16: GT Power analizinden elde edilen kompresör grafiği.	77
Şekil 7.17: GT Power analizinden elde edilen türbin verim grafiği.	78
Şekil 7.18: Seçilen kompresör haritası ve motor çalışma noktaları.	78
Şekil 7.19: Alternatif (küçük trim oranlı) kompresör haritası ve motor çalışma noktaları.	79

Şekil 7.20: Alternatif (büyük trim oranlı) kompresör haritası ve motor çalışma noktaları.	79
Şekil 7.21: Turboşarj sisteminin maruz kaldığı zorlanmalar.	80
Şekil 7.22: Kesit görünüşte turboşarj sisteminin maruz kaldığı zorlanmaların mertebeleri.....	81
Şekil 7.23: Turboşarj sistemi kesit görünüşü ve alt komponentlerin üretiminde kullanılan malzemeler	82
Şekil 7.24: Hassas döküm kalıcı model oluşturulması	84
Şekil 7.25: Hassas döküm geçici kalıp oluşturulması.	85
Şekil 7.26: Hassas döküm işlemi ve kalıp kırılması.....	86
Şekil 7.27: Türbin çarkı ve şaftın kaynama bölgesi	87
Şekil 7.28: Türbin çarkı ve şaftın kaynak makinesindeki son hali.....	87
Şekil 7.29: Türbin çarkı – şaft sürtünme kaynağında oluşan çapaklar.	88
Şekil 7.30: Sürtünme kaynağı ile EBW sonrası oluşan çapakların karşılaştırılması	89
Şekil 7.31: Alüminyum alaşımlarının dayanımları	89
Şekil 7.32: Karmaşık kompresör geometrileri	90
Şekil 7.33: Gips kalıba dökümde ana modeli, ana kalıp ve kauşuk model	91
Şekil 7.34: Gips kalıbın oluşturulması	92
Şekil 7.35: Gips kalıba döküm ve salkım elde edilmesi.....	92
Şekil 7.36: Ağırlıklı döküm ve zıt ağırlıklı döküm	93
Şekil 7.37: Sıcak izostatik presleme işlemi	93
Şekil 7.38: Yaşlandırma işlem kademeleri	95
Şekil 7.39: Alüminyum alaşımında yapay yaşlandırma süresinin sertlik ve dayanıma etkisi.....	95
Şekil 7.40: Yatak muhafazanın kesit görünüşü.....	96
Şekil 7.41: Radyal ve eksenel yataklar.	97
Şekil 7.42: Toz metalin elde edilme yöntemleri.	98
Şekil 7.43: Toz metalin preslenmesi.	99
Şekil 7.44: Kalıcı kalıba döküm prosesi.	100
Şekil 7.45: Kalıcı kalıba dökülmüş arka plaka ve kesit görünüşleri.	100
Şekil 7.46: Yatak muhafaza dış kabuk modeli.....	101
Şekil 7.47: Yatak muhafaza maça modeli.	102
Şekil 7.48: Yatak muhafaza.	102
Şekil 7.49: Türbin muhafaza dış kabuk modeli ve iç maça kalıbı.	103
Şekil 7.50: Türbin muhafaza ham döküm ve nihayi hali.....	104
Şekil 7.51: Kompresör muhafaza dış kabuk modeli ve iç maça kalıbı.	105
Şekil 7.52: Turboşarj sistemi montaj safhaları.....	106
Şekil 8.1 : Egzoz manifoldu tasarım ve üretim safhaları.....	107
Şekil 8.2 : Egzoz manifoldu – silindir kafası portlarının oryantasyonu	110
Şekil 8.3 : Egzoz manifoldu kesit değişimi.	110
Şekil 8.4 : Egzoz manifoldu ıslak yüzeyi.	111
Şekil 8.5 : Egzoz manifoldu et kalınlıkları.	112
Şekil 8.6 : Egzoz manifoldu ham döküm modeli.	113
Şekil 8.7 : Egzoz manifoldu – turboşarj sistemi bağlantısı alet erişim kontrolü. ...	113
Şekil 8.8 : Egzoz manifoldu – silindir kafası bağlantısı alet erişim kontrolü.....	114
Şekil 8.9 : Egzoz manifoldu port bağlantısı.....	115
Şekil 8.10: Egzoz manifoldu bağlantı stratejisi.	116
Şekil 8.11: Egzoz manifold ve turboşarj sistemi contası hat profilleri.....	117
Şekil 8.12: Egzoz manifoldunun son hali.	118
Şekil 8.13: Egzoz manifoldu bağlantı stratejisi.	118

Şekil 8.14: Egzoz manifoldu eksen kesitindeki gaz hızları (2. ve 6. silindir ateşlemesi).	120
Şekil 8.15: Egzoz manifoldu eksen kesitindeki gaz hızları (1. ve 5. silindir ateşlemesi).	120
Şekil 8.16: Egzoz manifoldu basınçları (1. ve 6. silindir ateşlemesi).	121
Şekil 8.17: Orta egzoz manifoldu ve türbin muhafaza gaz akış hızları ve akış çizgileri.	121
Şekil 8.18: Orta egzoz manifoldu ve türbin muhafaza kesitindeki akış hızları.	121
Şekil 8.19: Egzoz manifoldunda yüzey sıcaklığı dağılımı.	122
Şekil 8.20: Egzoz manifoldunda TMF analizi sonucunda görülen kritik gerinim bölgeleri.	122
Şekil 8.21: Egzoz manifoldunda TMF analizi sonucunda görülen kritik sürünme bölgeleri.	123
Şekil 8.22: Yarım hat egzoz manifold contasının hat eğrisi.	124
Şekil 8.23: Egzoz manifoldu ve tuboşarj contası için yapılan fuji film test sonuçlarının bilgisayar yardımı ile işlenmiş hali.	124
Şekil 8.24: Kum kalıp derecelerinin ayırma çizgisi.	125
Şekil 8.25: Maça kalıbının ayırma çizgisi ve yönleri.	126
Şekil 8.26: Döküm sandığı figür yerleşim planı.	126
Şekil 8.27: Egzoz manifoldlarının işleme fikstürleri.	127
Şekil 8.28: Katılaşma analizinde tespit edilen kritik bölgeler.	128
Şekil 9.1 : Turboşarj sistemi destek braketi.	132
Şekil 9.2 : Turboşarj sistemi ve egzoz manifold sisteminin titreşim analizi sonucunda elde edilen yer değiştirme büyüklükleri.	132

AĞIR TİCARİ BİR MOTOR İÇİN TURBOŞARJ SİSTEMİ SEÇİMİ, EGZOZ MANİFOLDU TASARIMI VE İMALATI

ÖZET

Günümüzde her geçen gün artan ihtiyaçlar otomotiv sektöründe de ihtiyaçların ve talep çeşitliliğinin artmasına sebep olmaktadır. Buna bağlı olarak sektörel bazda gelişen bu talebi karşılayacak olan arz artışı da yaşanmaktadır. Bu arz artışı aynı zamanda araştırma – geliştirme alanlarındaki çalışmaların da artmasına ön ayak olmaktadır. Çünkü her geçen gün otomotiv sektörünü zorlayan rekabet, maliyet, regülasyonlar, homologasyonlar ve müşteri kısıtlamaları artış göstermektedir. Bir yandan da çevresel etmenler sektörü bu yönde zorlamaktadır. Ancak artan zorluklara rağmen artan talep de sektör tarafından karşılanmalıdır. Bu yüzden sektördeki süreçlerin hatasız ve mükemmel şekilde sürekli olarak devam ettirilmesi gerekmektedir.

Son yıllarda artış gösteren sektörel taleplerden biri de daha verimli, daha dayanıklı ve daha konforlu ağır ticari araç talebidir. Bu talep de doğal olarak daha verimli, daha az yakıt tüketimi ile daha çok iş kapasitesi ve konfor sunan, daha dayanıklı ve daha güçlü ağır ticari motorların talebini doğurmaktadır. Bu ağır ticari motor için beklentilerin karşılanması ise muhakkak ki bahsedilen parametreleri yakından ilgilendiren motor komponentlerinin tasarımında ve üretimindeki iyileştirmeler ile mümkün olacaktır.

Performansı, yakıt tüketimini, motor güç ve kullanım konforunu yakından ilgilendiren ve maruz kaldıkları zorlanmaların büyüklüğünden dolayı dayanım açısından en kritik olan motor parçalarından önemli iki tanesi turboşarj sistemi ve egzoz manifold sistemidir.

Bu tez kapsamında bu iki önemli motor parçası için uygulanması gereken tasarım, üretim ve doğrulama adımlarından bahsedilecektir. Bir motor üreticisi ve parça tedarikçisi gözünden bakıldığında bu parçaların ne gibi tasarım süreçlerinden geçmeli, hangi üretim yöntemleriyle imal edilmeli ve hangi doğrulama yöntemleri ile validasyonu yapılmalı sorularının cevabı bu tez çalışması içinde verilecektir.

Daha da detaya inmek gerekirse, bir turboşarj sisteminin daha önceden silindir hacmi, güç eğrisi ve tork eğrisi belirlenmiş olan bir motora analitik yöntemle ve 1D motor performans simülasyon yazılımıyla nasıl eşleştirildiği, eşleştirilen turboşarjın tasarım parametrelerinin performansa etkileri, turboşarj sistemi alt parçalarının malzeme ve üretim türlerinin neler olduğu ve ne gibi etmenlere göre seçildiği ve turboşarj sistemi kompleksinin nasıl motora takılacak hale getirildiği bu tezin detay konularının ilk bölümü olarak gösterilebilir.

Detay konuların ikinci bölümü ise aynen turboşarj sisteminde olduğu gibi egzoz manifoldu komponenti için düzenlenecektir. Egzoz manifoldunun alt komponentleri turboşarj sistemi kadar çok olmadığı için geometrik tasarım ve malzeme seçimi

konusunda bu komponent bazında daha detaylı bilgiler aşağıdaki bölümlerde bulunabilecektir. Genel olarak egzoz manifoldunun silindir kafası ile olan ara yüzünden yola çıkılarak topyekûn bir manifold sisteminin oluşturulması ve bu süreçte dikkat edilmesi gerekenler tezin kapsamı içinde işlenecektir.

Tez kapsamındaki son bölüm ise daha önceden detaylı bir şekilde tasarım ve üretim süreçleri anlatılan turboşarj sistemi ve egzoz manifoldu sistemlerinin doğrulama ve validasyon aşamalarından, analitik ve fiziki kontrollerin planlanmasından bahsedilecektir.

Bu tez çalışmasına bir bütün olarak bakıldığında bir turboşarj sistemi ve bir egzoz manifoldundan oluşan sıcak taraf sisteminin ağır ticari motor için ilk başlangıcından itibaren doğrulanmış bir parça haline gelmesine kadar geçen sürede yapılması gerekenlerin hepsi işlenecektir. Bu sayede bu sistemlerin ağır ticari motor için olan geliştirme ve üretim süreçlerine dair bir rehber literatüre kazandırılmış olacaktır. Böylece sektörün ihtiyacı olan hatasız ve mükemmel süreçlerin elde edilmesi sağlanacak ve her türlü kazanç elde edilecektir.

TURBOCHARGER MATCHING, EXHAUST MANIFOLD DESIGN AND MANUFACTURING FOR A HEAVY DUTY ENGINE

SUMMARY

Human beings have requirements and amount and versatility of those requirements are increasing day by day in everywhere in regular life. It is same for the requirements that are about transportation, mobility and automotive which is a part of big automotive industry. With the increase of requirements also leads to increase in demand in automotive industry and this demand is being replaced by the members of automotive industry which leads to increase of activities in research and development. Meanwhile, automotive industry is already being pushed by high-level competition of industry, increasing costs of products, regulations & homologations and publicly and environmentally. However, in any case, automotive industry should provide the supply of required by the market demand. To do that, all processes in all departments of automotive industry should be finalized with no problem and every process should be flawless.

One of those demand increase in automotive industry is demand of heavy-duty vehicles that is more efficient, more durable and more comfortable. Moreover, as it is waited, this demand will generate the demand of more efficient, more durable, more powerful heavy-duty engines that can be implement to the vehicles that is being demanded by customers. This means it needs that the directly related components with performance, durability and efficiency need to be designed and manufactured perfectly and the processes of designing and manufacturing those components should be treated to provide the problem free and flawless finalization of that processes. It will make possible to supply engines of heavy-duty segment, as they are demanded.

Because of relationship between the components of turbocharger & exhaust manifold and engine performance, fuel consumption and fuel economy phenomenon, engine usage comfort, turbochargers and exhaust manifolds are very critical parts in heavy-duty engines and heavy duty vehicles. Furthermore, due to the static, dynamic and thermal stresses and strains, those components become the very critical components of heavy duty engines and heavy duty vehicles in the field of durability. Because heavy duty vehicles run in very harsh conditions like long working conditions, high loads on extra ordinary landscapes and maybe the most importantly they are used by commercial operators, their durability gets more and more important. Plus, human being is trying to make harder jobs in harder conditions everyday like in very hot or very cold ambient conditions, very big masses in very high altitudes and all those actions happen during long durations.

There is also reliability concern of the all vehicle and engine manufacturers. This issue is caused by high competition of the such a big market. All vehicle and engine manufacturers are in the race of create customer satisfaction and customer loyalty as well. To do that, have customers as a vehicle or engine manufacturer or as a brand of engine or vehicle leads the stationary power in the market and this power that is the

power of the sales, brand value, loyal customers and high production volume capacity are the reason of the being in first place in the market. Gaining the first place and generating the high valued brands is possible with the production that has extremely high reliability. So that, reliability is the very important phenomena in the community of engine manufacturers.

In that thesis project, there will be discussions about the designing, manufacturing and validation of the components of turbocharger, exhaust manifold and the system of hot side of engine that includes both components. Questions of which design processes should be applied to components, which manufacturing methods should be used in production and which validation tests and checks should be done in validation phase will be answered with the perspective of engine manufacturer and component supplier. The scope of this thesis project covers all phases and process that need to be done in job of generation of those two components.

In details, all required process will be assessed in the matching of turbocharger to an engine that has cylinder volume, power and torque curve. Also the vehicle application which the engine will be implement to should be determined before to start of matching and designing process of turbocharger since the application of vehicle is the main parameter that can be very important in the phase of generation of power and torque curves and also turbocharger matching process. As a start of turbocharger matching process, there will be analytical matching of turbocharger with the basic data of engine like maximum power, maximum torque, engine working speed range, air mass flow requirement, boost pressure requirement etc. This preliminary matching process will give an idea as a start and shorten the next phases of matching process that is 1D performance analysis. It also provides to reduce the amount of turbocharger combinations that is tried in 1D analysis. After getting an idea about the matching process of turbocharger to heavy-duty engine with analytical calculation based preliminary matching, the next process is 1D analysis of engine with determined turbocharger combinations in analytical matching process as it is waited. In this matching process, an engine model in engine performance simulation software, it is GT Power for that thesis project, is generated with the all components via library of GT Power software. After all systems have been generated, also a turbocharger section is generated with a turbine, compressor and the shaft that connects each other's. In addition, there is an orifice just inlet of the turbine side to simulate the variable geometry of turbine (VGT) side. As a next step, maps of wheels that can be obtained by turbocharger suppliers is implemented to turbocharger model and then all engine model run with that turbocharger at the point of full load and some critical points in terms of fuel economy and emission control. Moreover, this process is repeated with other turbine and compressor combinations, in other words it is repeated with different turbochargers. In the end of that process, all parameters like power, torques, fuel economy, emission controllability, surge and choke margins, turbocharger over speed and high altitude margins are assessed with different turbochargers and the best one of current options is determined as a best-matched turbocharger to engine.

After that, turbocharger manufacturing processes will be the topic of thesis project. Manufacturing method and material selection of all sub components of turbochargers will be handled in the section of turbocharger component. There will be also the assessment of threading factors to the component naturally to determine the manufacturing method and material selection processes. This part is highly important because turbocharger is the component that called as "black box" which means it is

developed, designed and manufactured by the suppliers of automotive manufacturers. It should be noted that there is no automotive manufacturer that also has any small process on turbochargers expect that assembling to the engine. When turbocharger is compared with engine block, cylinder head, crank shaft, cam shaft, oil pump, water pump and etc., it is obviously recognized that turbocharger is kind of component that automotive manufacturers are not familiar to. Since of that, understanding the turbocharger sub components, working principles and all other things that are happened in the turbocharger is highly important. This part will be performed in detail to provide the essential know-how about the turbocharger sub components and all the actions that happen inside of the turbocharger to all readers. By this means, turbocharger will be understood from the aspect of a turbocharger core supplier.

Next topic will be about the exhaust manifold component that is more basic than turbochargers in terms of sub component complexity. Because of that simplicity of exhaust manifold system, detailed designing of exhaust manifold will be the scope of next section in thesis project. Especially threats of systems, error states and failure modes of system will be assessed because exhaust manifold system is the one of systems that has high numbers of repair per 1000 thousand (R/1000) vehicles.

After exhaust manifold designing issue is completed, there will be some information about its manufacturing and assembly to engine. Casting information and machining strategy of exhaust manifold will be discussed. In addition, fastener strategies, sealing strategies and handling of thermal expansion will be the side topics of that section.

After giving information about designing, system threats, solutions against threats, tips that gives durability and performance benefits, cost reductive design and manufacturing considerations, manufacturing methods and materials, the main topics designing and manufacturing thesis will be completed.

Last main topic of this thesis project will be the validation phase of the system that contains matched and designed turbocharger and designed exhaust manifold. In that section, some analytical validation ways will be discussed firstly and secondly, there will be some information about physical test as validation plan of turbocharger & exhaust manifold systems. In addition, it will find that which tests can be run as further validation of the system in the validation section of thesis project.

After all sections are completed, there will be a final paragraph about further investigations and probability of further studies.

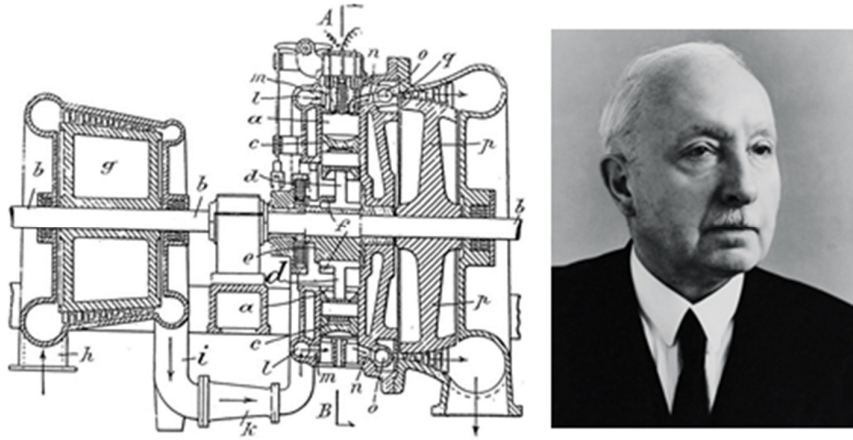
As a result of the thesis project study, there will be a such a guide that can confirm to help to generate an efficient, durable and high performance system of turbocharger and exhaust manifold for a heavy duty engine which is 12.7L 460PS for that thesis project.

It should be always reminded generating a design and determining manufacturing method and validation of that design is very hard from beginning without any guidance of experience or document. This document will be very helpful guide for such process. In that way, it will be possible to design a system which can work very well on the engine and can be delivered on time which is enormously important phenomenon in automotive industry because the thesis project will be helpful to reduce the time of whole process. In the other hand, it is such an efficient document to help to create a durable system and correct validation plan that occur the cost gain from warranty side. As it can be imagined, high volumes and harsh working

conditions are the main reasons that make the warranty issue as very important automotive industry parameter as an expenditure item. To get rid of high cost of warranty and provide customer satisfaction that leads to increase in sales of products, perfectness of the design, manufacturing and validation processes of the components in automotive industry, just like turbocharger and exhaust manifold, have to be done very well. This thesis project will help to that aim.

1. GİRİŞ

Geçmişten beri dizel motorlardan alınan gücün arttırılmasına dayalı çalışmalar günümüze kadar artarak devam etmiştir. 1885 yılında Gottlieb Daimler tarafından Alman patent ofisine dizel motorların gücünün arttırılmasına yarayan harici fan, pompa veya kompresörlü bir sistem için patent başvurusu yapılmıştır. Daimler'in yaptığı bu çalışma motora daha fazla hava basılmasını sağlayan sistemlerine atılan ilk adım olmuştur ve bu tarihten beri farklı aşırı doldurma sistemleri geliştirilmiştir. Çift vidalı pompa sistemi, santrifüj kompresörü gibi bir çok farklı aşırı doldurma sistemi farklı kişiler tarafından geliştirilmiştir. 1909 yılında ise ilk kez egzoz gazının enerjisi kullanılarak tahrik edilen aşırı doldurma sistemi İsviçreli Alfred Buchi tarafından geliştirilmiştir. Turboşarj sisteminin mucidi olarak bilinen Buchi'nin bir portresi ve geliştirdiği turboşarj sistemine ait patentte yer alan turboşarj sistemi şeması aşağıda görülmektedir.



Şekil 1.1 : Alfred Buchi'nin portresi ve aldığı turboşarj sistemi patent şeması.

İlk kez General Electric fabrikasında 1900'lü yılların başlarında havacılık sektörü için seri üretimi yapılan turboşarj sistemi üzerine yapılan çalışmalar ve üretim adetleri ikinci dünya savaşı münasebetiyle 1940'lı yıllarda oldukça artmıştır. Turboşarj sisteminin havacılık ve denizcilik sektöründeki yaygın kullanımının ardından otomotiv teknolojilerinin gelişmesiyle otomotiv motorlarına da

entegrasyonu hızla artmıştır ve günümüzün motor teknolojisine yön veren önemli bir motor komponenti halini almıştır.

Alfred Buchi'nin geliştirdiği ilk turboşarj sistemi entegre edildiği motorda %40'lık bir güç artışına sebep olmuştur. Bugün ise bu oran gelişen malzeme ve imalat yöntemleri sayesinde daha da üst mertebelere çekilebilmektedir.

Egzoz manifoldu ise içten yanmalı motorların geliştirildiği ilk günden itibaren motorun olmazsa olmaz bir parçası olmuştur. İlk motorun geliştirilmesiyle birlikte egzoz manifoldu da tasarlanıp motorla birlikte geliştirilmiş ve üretilmiştir. İçten yanmalı motorun ilk kez patentini alan Amerikalı Samuel Morey tarafından geliştirilen motorun aşağıda yer alan resminden de gözlemlenebileceği gibi egzoz manifoldu bir içten yanmalı motorun en önemli parçalarından biridir.



Şekil 1.2 : Samuel Moray tarafından geliştirilmiş içten yanmalı motor.

Yanma odasından çıkan yüksek sıcaklık ve basınca sahip egzoz gazlarının motorun sağlığı için motordan güvenle uzaklaştırılması gerekliliği içten yanmalı motorların ilk kullanıldığı gün itibariyle ortaya çıkmıştır. Sadece motorun değil, motora sürekli olarak yakın konuşlanan insanın da güvenliği için egzoz gazlarının güvenle motorun dışına ve insan için güvenli bir bölgeye tahliyesi zaruridir. Aksi taktirde hem motorun sağlıklı çalışması hem de insan sağlığı tehlike altına girmiş olacaktır.

İçten yanmalı motorlarda bu denli iki komponentin günümüz şartlarında tasarımı ve imalatı oldukça gelişmiştir. Bu tez çalışması dahilinde bu iki komponentin tasarımı ve imalatı konusunda genel bilgi verilecek ve ağır ticari bir motor olan 12,7 l silindir hacimli motor için hem egzoz manifoldu hem de turboşarj sistemi tasarlanacak ve her iki parçanın da imalatı programlanacaktır.

Ayrıca, ağır ticari araç için uygun turboşarj sistemi teknolojisi belirlenecek ve en iyi turboşarj sistemi konfigürasyonu seçilecektir. Seçilen turboşarj sisteminin alt komponentlerinin tasarımı ve imalatı hususunda bilgiler verilecektir.

Aynı şekilde yine aynı motor için egzoz manifold tasarımı bu tez dahilinde gerçekleştirilecek, doğru imalat yöntemi ve detayları belirlenecektir.

İlk bölümlerde içten yanmalı motorlar ve üzerinde çalışılacak motor hakkında genel bilgiler verilecektir. 5'inci bölümde ise turboşarj sistemi ve egzoz manifoldu komponentleri ile ilgili detaylı bilgiler yer alacaktır. Bu bölümde komponentleri genel yapısı, mevcut ve gerekli mekanik ve aerodinamik özellikleri, motor performansına olan etkileri, günümüzdeki kullanım türleri ve teknolojileri, piyasada yaygın olarak kullanılan markalar ve bu markaların imalatçıları gibi bilgiler verilecektir.

6'ncı bölümde ise spesifik olarak konu alınan ağır ticari araç için turboşarj sisteminin seçimi, gerekli tasarım konularının işlenmesi ve imalat safhalarından bahsedilecektir. Hem basit analitik yöntemle turboşarj sistemi seçimi hem de bilgisayar destekli tek boyutlu akışkan analiz programı olan GT Power ile turboşarj sistemi seçimi konusunda detaylı bilgilerden söz edilecektir. Ayrıca bu bölüm turboşarj sisteminin tipik hata modlarını ve bu hata modlarına alınan önlemlerin tasarıma ve imalata nasıl yansıdığı işlenecektir.

7'inci bölüm ise 6'ncı bölümde turboşarj sistemi için işlenen konuşarın aynısının egzoz manifoldu parçası için işlenmesinden oluşacaktır. Daha çok tasarım ve imalat safhalarından bahsedilip sızdırmazlıkla ilgili önemli hususlardan bahsedilecektir.

8'inci bölüm ise seçimi, tasarımı ve imalatı biten her iki komponentin doğrulanması için gereken validasyon planı hakkında olacaktır. Bilgisayar destekli yapılan analitik validasyon yöntemlerinin sonuçları ve gerçek test öngörülerini burada işlenecek ve parçalar için validasyon planı çıkartılacaktır.

Son bölümde ise parçaların geçtiği süreçler değerlendirilecek, validasyon sonuçları yargılanacak ve alternatif tasarım ve imalat yöntemleri hakkındaki düşüncelerden bahsedilecektir. Bu bölüm ayrıca her iki komponent için gelecekte çalışılması beklenen yeni teknolojiler hakkında bilgiler içerecek ve okuyucunun gelecek hakkındaki perspektifini genişletecektir.

2. İÇTEN YANMALI MOTORLAR

İçten yanmalı motor, yakıtların oksidasyonu ile gerçekleşen yanma reaksiyonu sonucunda orataya çıkan yüksek sıcaklık ve yüksek basınçlı gazların enerjilerinin mekanik bir parçaya uygulanması suretiyle hareket enerjisine dönüştürüldüğü bir araçtır. Yakıt olarak genellikle fosil yakıtlar kullanılır. Oksidasyon için ise temiz hava ideal araçtır. Yüksek basınca ve yüksek sıcaklığa sahip yanma reaksiyonun ürünleri bir piston-silindir-krank mekanizması, veya türbin-lüle sisteminden geçirelerek kullanılabilir mekanik enerji elde edilir.

İçten yanmalı motorlar genellikle mobil olarak kullanılabildikleri için otomobil, uçak, helikopteri, gemi gibi ulaşım araçlarında yaygın olarak kullanılır. Bunun yanında elektrik jenaretörü, akışkan pompalama gibi uygulamalarda da içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır.

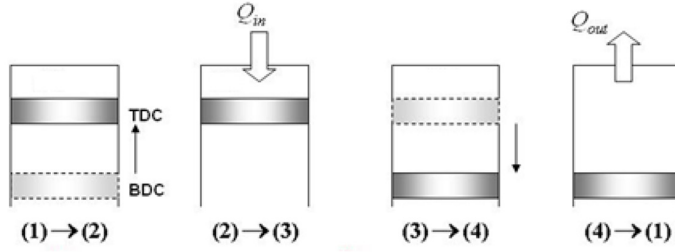
İçten yanmalı motorlar bir çok farklı özelliklerine göre sınırlandırılabilir. Ancak tez çalışmasının ışığında içten yanmalı motorları iki ana grupta toplanabilir. Bu grupların ilkinin 2 zamanlı ve 4 zamanlı pistonlu motorlar ve bu motorların değişik türler ve Wankel gibi rotatif motorlar oluşturur. İkinci grup ise gaz türbinleri, jet motorları ve roket motorlarını kapsar. İkinci grup motorların spesifik güçleri oldukça yüksektir ve yanma sürekli olarak devam eder. İlk gruptaki motorlar ise tez konusu olan ve daha detaylı incelenecek olan motorlardır ve otomotiv sektöründe kullanılmaktadır. Şüphesiz ki günümüzün otomotiv sektöründe kullanılan ve kara araçları için özelleştirilen motorlar 4 zamanlı motorlardır.

2.1 Pistonlu Motorlarda Termodinamik Çevrimler

4 zamanlı motorlar farklı termodinamik çevrimlere göre çalışabilir. Bu çevrimle Otto (sabit hacimde ısı girişli çevrim), Dizel (sabit basınçta ısı girişli çevrim), bu iki çevrimden devşirilen karma çevrimleridir. Otto çevrimi günümüzün benzinli motorların sahip olduğu çevrimin yapılan bir takım termodinamik kabuller dahilindeki ideal çevrimidir. Kısaca bu kabuller şunlardır:

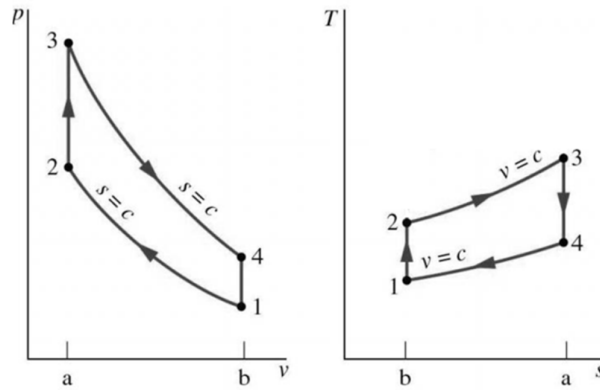
- Sisteme giriş yapan ısı sabit hacimde veya sabit basınçta veyahut da sabit hacmi müteakiben sabit basınçta giriş yapmalıdır.
- Sıkıştırma ve genişleme aksiyonları adyabatik olarak gerçekleşir.
- Sıkıştırma başlangıcındaki hava atmosferik şartlara sahiptir.
- Isı atılışı sabit hacimdedir.
- Dolgu değişimi sırasında basınç kaybı yoktur.
- Silindire giren gazlar ideal gaz halindedir.
- Çevrim boyunca iş fazında herhangi bir fiziksel ve kimyasal bir değişim yoktur.

Yapılan bu kabullere göre oluşan Otto çevrimi ve çevrime ait P-V diyagramı ve T-s diyagramları aşağıda gösterilmiştir.



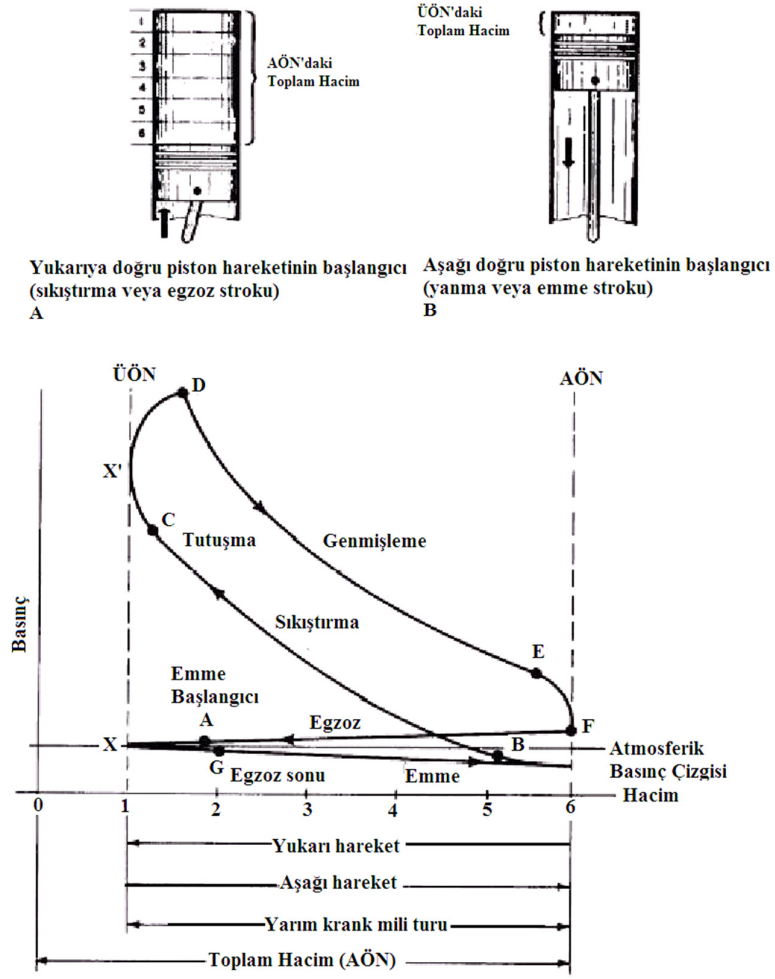
Şekil 2.1 : Otto çevriminin piston şeması [1].

- 1-2 → Adyabatik sıkıştırma
- 2-3 → Sabit hacimde ısı girişi
- 3-4 → Adyabatik genişleme
- 4-1 → Sabit hacimde ısı çıkışı



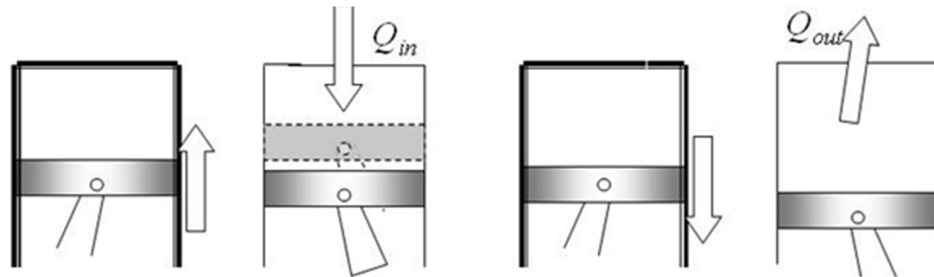
Şekil 2.2: İdeal Otto çevrimi P-V ve T-s diyagramları [1].

İdeal Otto çevriminin gerçek şekli ise aşağıdaki gibidir:



Şekil 2.3 : Otto çevrimi indikatör diyagramı.

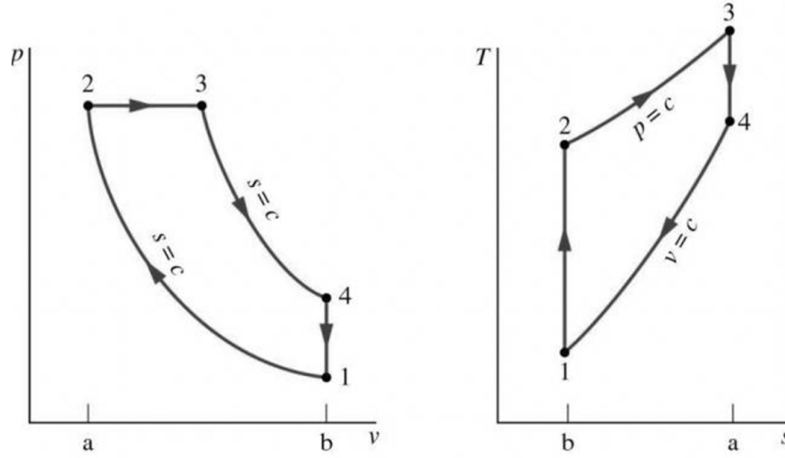
Dizel çevrimi ise aşağıdaki adımlardan oluşur ve P-V, T-s diyagramları aşağıda görülmektedir.



Şekil 2.4 : Dizel çevriminin piston şeması [1].

- 1-2 → Adyabatik sıkıştırma

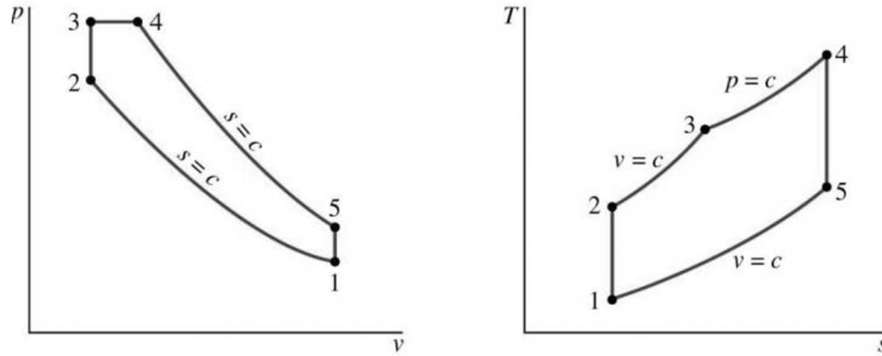
- 2-3 → Sabit basınçta ısı girişi
- 3-4 → Adyabatik genişleme
- 4-1 → Sabit hacimde ısı çıkışı



Şekil 2.5 : İdeal DizeL çevrimi P-V ve T-s diyagramları [1].

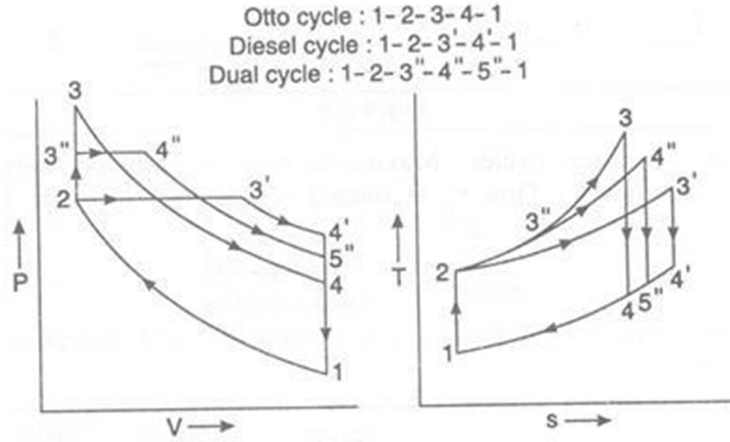
Karma çevrimi ise Otto çevriminin ve DizeL çevriminin birleştirilmiş ve modifiye edilmiş hali olarak tanımlanabilir:

- 1-2 → Adyabatik sıkıştırma
- 2-3 → Sabit hacimde ısı girişi
- 3-4 → Sabit basınçta ısı girişi
- 4-5 → Adyabatik genişleme
- 5-1 → Sabit hacimde ısı çıkışı



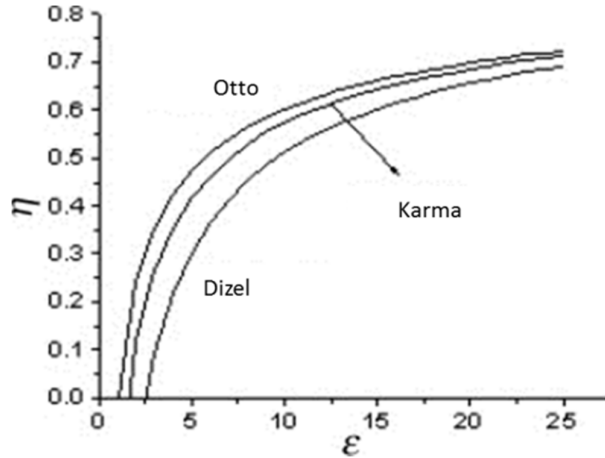
Şekil 2.6 : İdeal karma çevrim P-V ve T-s diyagramları [1].

Aşağıda, bu üç çevrimin daha doğru bir karşılaştırılması yapılabilmesi için çevrimlerin çalışma eğrileri aynı grafikte üzerinde gösterilmiştir (Karma Çevrim = “Dual cycle” = Seiliger Çevrimi)



Şekil 2.7 : Otto, Dize ve Karma çevrim diyagram karşılaştırması.

Yukarıdaki çevrimlerin sıkıştırma oranlarına göre verim karşılaştırması incelendiğine aşağıdaki gibi bir tablo ortaya çıkmaktadır. Grafikten de anlaşılacağı gibi aynı sıkıştırma oranında Otto çevrimi en verimli çevrimdir. En düşük verimli çevrim ise bu 3 çevrim arasında Dize çevrimidir. Ancak Otto çevrimli motorlar, vuruntulu (anormal) yanma tehlikesi nedeni ile daha düşük sıkıştırma oranına (8-11) sahiptir. Dize çevrimli motorlar ise daha yüksek sıkıştırma oranına (16-18) sahip oldukları için verimleri daha yüksek, yakıt tüketimleri daha düşüktür.

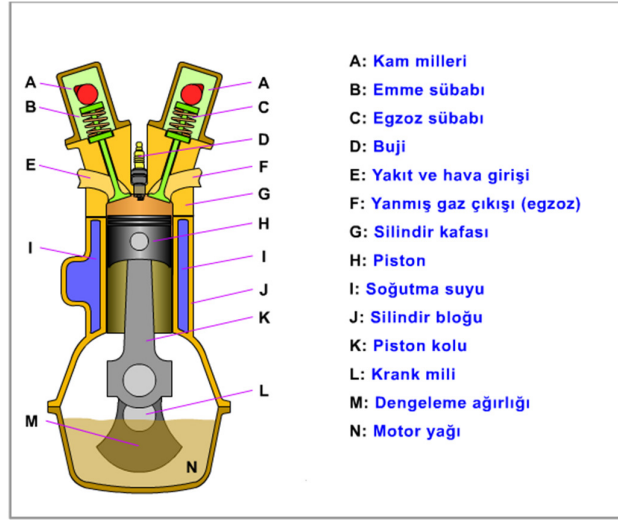


Şekil 2.8 : Otto, Dize ve Karma çevrim verim karşılaştırması.

2.2 Pistonlu Motorların Yapısı

Pistonlu motorlar daha önceki bölümlerde de belirtildiği üzere 4 zamanlı veya 2 zamanlı olarak çalışır. Otomotiv uygulamalarında daha çok kullanılan 4 zamanlı

motorun kesit görünüşü ve yukarıda bahsedilen çevrimlere göre çalışma zamanları şu şekildedir:



Şekil 2.9 : 4 zamanlı bir motorun piston & silindir yapısı.

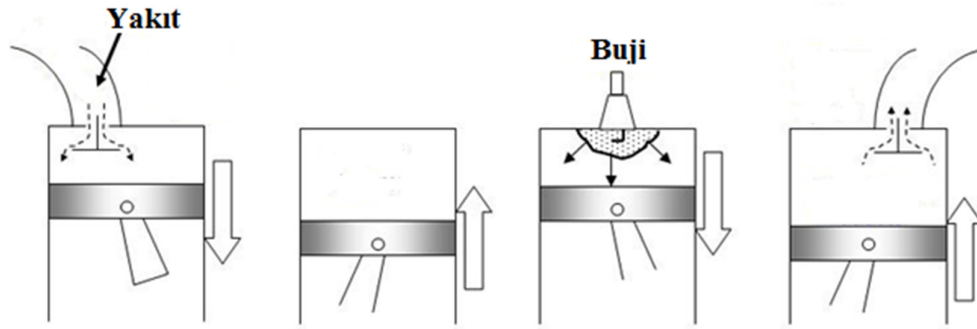
Emme zamanı: Bu zamanda yakıt -hava karışımı silindir içine emilir. Bu zamanın başında piston Üst Ölü Nokta olarak bilinen pozisyonundadır. Yani silindir içinde pistonun üst kısmında minimum boşluk vardır. Piston aşağı inerken (veya bir an önce) emme supapları açılır ve yakıt hava karışımı silindire dolar. Adından da anlaşılacağı gibi, emme zamanı yakıt hava karışımının yanmanın gerçekleşeceği silindire emildiği zamanı belirtir ve dört zamanlı içten yanmalı motorların çevriminin başlangıcıdır.

Sıkıştırma Zamanı: Piston alt ölü nokta olarak tabir edilen en dip noktaya ulaştığında emme biter. Piston tekrar yukarı doğru harekete başlar. Bu sırada emme subapları kapanmıştır ve emilen yakıt hava karışımının hacmi azalmaya başlar. Hacim azaldıkça basınç ve sıcaklıkta yükselme meydana gelir. Silindir içindeki hacim sıkıştırma zamanında benzinli motorlarda yaklaşık olarak 8 - 12 , dizel motorlarda ise 16 – 18 kat küçülür.

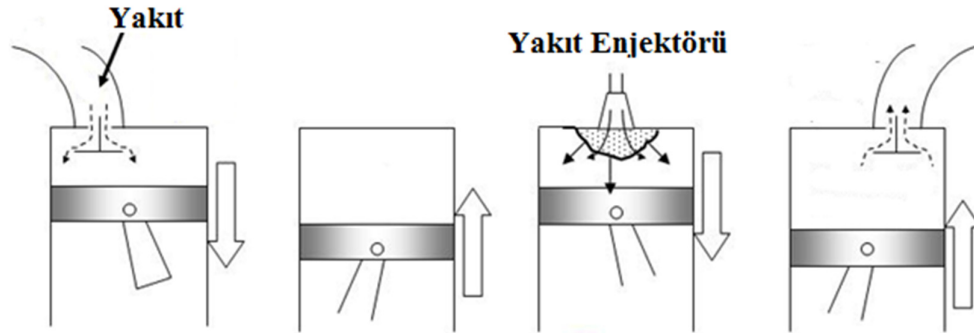
Genleşme (ve Yanma) Zamanı : Benzinli motorlarda silindir üst ölü noktaya geldiğinde, yani maksimum sıkıştırma olduğunda bujiler ile ateşleme yapılarak karışım tutuşturulur. Yanma oldukça hızlı gelişir ve açığa çıkan enerji nedeniyle aniden yükselen basınç pistonu aşağı doğru inmeye zorlar. Gazlar genişlerken yanma sonucu oluşan enerjinin büyük bir kısmını pistonu aşağı itmek için harcarlar ve araç da bu sayede yol alır. Dizel motorlarda piston üst ölü noktaya ulaşmadan hemen

önceki sıcaklık yükselişinden dolayı yakıt hava karışımı kendiliğinden tutuşur. Yanma benzinli motorlara göre daha yavaştır ve genleşme süresinin belli bir kısmı boyunca devam eder.

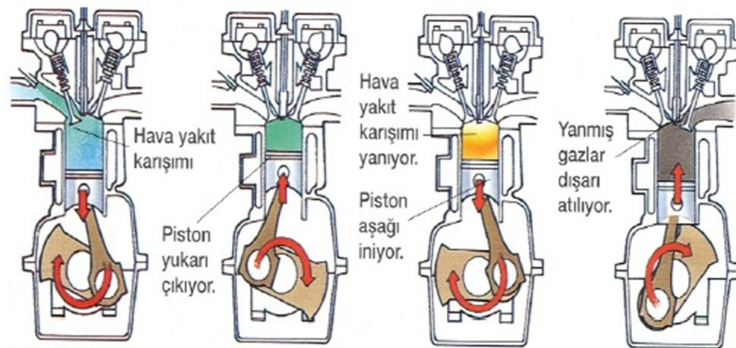
Egzoz Zamanı: Genleşme sonucu alt ölü noktaya ulaşan piston tekrar yukarı doğru hareket eder. Bu sırada egzoz subapları açılır ve yanmış gazlar dışarı atılır. Bu zamanın sonunda üstte kalan ölü hacimde bir miktar egzoz gazı kalacaktır. Zamanın sonunda egzoz subapları kapanırken emme subapları açılır ve motor tekrar emme zamanına başlar.



Şekil 2.10: Otto çevrimli motorda piston hareketleri [2].

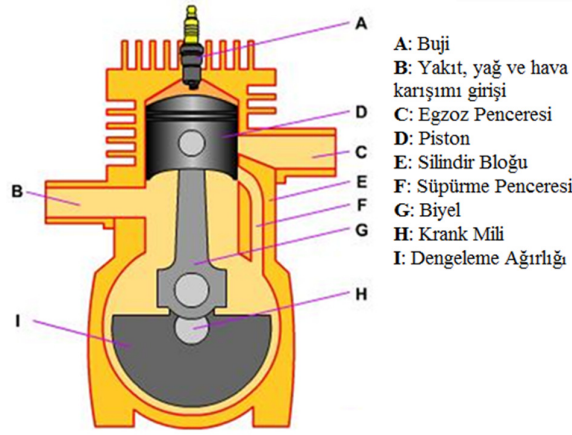


Şekil 2.11: Dizel çevrimli motorda piston hareketleri [1].



Şekil 2.12: 4 zamanlı motorda zaman strokları.

Daha çok motorsiklet uygulamalarında kullanılan karterden süpürmeli 2 zamanlı motorun zamanları ise şu şekildedir:

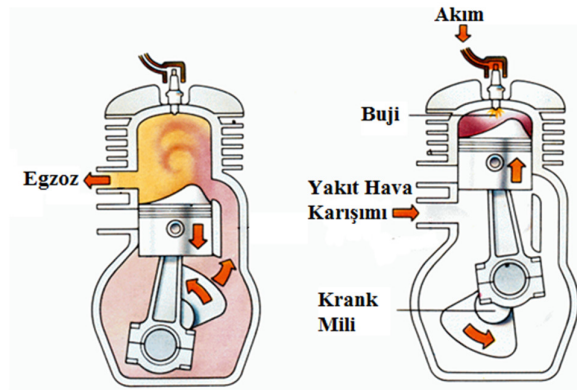


Şekil 2.13: 2 zamanlı motorda piston kesiti.

Emme-Sıkıştırma: Silindire yakıt-hava karışımının alınması ve sıkıştırılması.

Ateşleme-Egzoz: Sıkıştırılan hava-yakıt karışımının ateşlenmesi ve artık gazların dışarıya atılması. İki zamanlı motorlarda emme ve egzoz supapları yoktur. Supapların yerine, silindir duvarında açılmış emme ve egzoz çıkışları (pencereler) vardır. Pistonun Ü.Ö.N. ile A.Ö.N. arasında iki kez hareketi (bir dönme içinde) ile emme, sıkıştırma, ateşleme, egzoz zamanları meydana gelir. Böylece her devirde bir iş elde edilmiş olur.

Genellikle motosiklet motorları ve küçük su motorları bulunur veya çok büyük gemi motorları olarak kullanılırlar.



Şekil 2.14: 2 zamanlı motorda zaman strokları.

3. AĞIR TİCARİ ARAÇLAR VE MOTORLARI

Standartlarda yapılan araç sınıflandırmalarına göre aşağıdaki gibi gruplar ortaya çıkmıştır:

- Otomobil
- Kamyon
- Römork
- Yük motosikleti
- Minibüs Otobüs Yarı römork
- Kamyonet
- Çekici
- Hafif römork

Yolcu ve yük taşıyan araçlarda ana sınıflandırmanın bir alt kırılımı olarak aşağıdaki harflendirme sınıflandırılması yapılmıştır. Bu tezde incelenen motor bir kamyon motoru olduğundan motorun hangi sınıf araçlara entegre edilebileceği konusunda fikir sahibi edinilebilmesi için yük taşımacılığı yapan araçlarının sınıflandırılmasının daha detaylı bir şekilde incelemesi şu şekildedir:

Bu sınıflandırma “A” ile başlayıp “H” harfine kadar devam etmektedir. A sınıfı araçlar azami yükü 2 ton olan araçlardır. H sınıfı araçlar ise ağır arazi, şantiye ve inşaat şartlarına ve yol dışı koşullara uygunluk gösteren büyük sınıf araçlardır.

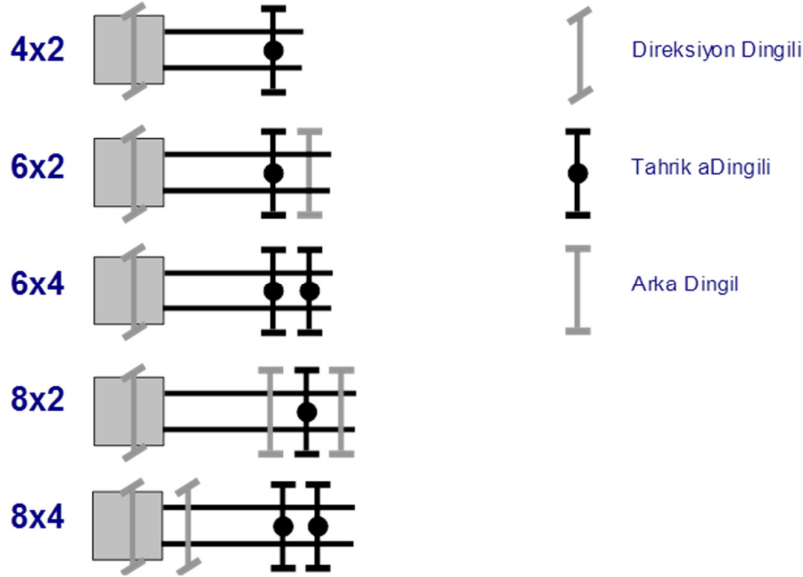
"A" SINIFI: Yukarıda da bahsedildiği gibi bu sınıftaki araçların azami yükü 2 tondur. Ufak kamyonetler, üç tekerlekli taşıyıcılar, tek hacim araçlar ve minivanlar bu gruba girmektedir. Bu araçlar genelede otomobillerden türetilme araçlar oldukları için normal otomobillerle aynı platformlarda, aynı üretim bantlarında ve aynı fabrikalarda üretililmektedirler. Küçük ölçülerine nazaran yüksek yük taşıma kapasitelerine sahiptirler.

“B” SINIFI: Orta sınıf dağıtım araçlarıdır ve yük taşıma kapasiteleri 2 ile 2,8 ton arasındadır. Dar olan yol geçişleri için ideal olan bu sınıftaki yük taşıma araçlarının müşteriketi küçük çaptaki nakliyeciler, kurye şirketleri, tesisatçı ve tamircilerdir.

“C” SINIFI: Azami yük ağırlığı 2,8 ile 3,5 ton arasındaki araçlardır ve orta sınıf dağıtım araçları olarak kullanılır. Şehiriçi taşımada kullanılabilen, konforlu ve dar geçişleri için ideal araçlardır. Bu sınıfa gire pikap ve panelvan tipi araçların yan ve arka taraflarında cam olduğunda trafiğe giriş saatleri uygulamasından muaf olurlar. Bu da bu sınıf araçlara olan talebi arttırmaktadır.

"D" SINIFI: Azami yüklü ağırlığı 3.5 ile 12 ton arasında olan hafif kamyon sınıfı araçlardır. Bu sınıf kamyonların başladığı ilk sınıf olarak gösterilir. Bu sınıf araçların trafiğe giriş çıkış saatleri ile ilgili kısıtlamaları mevcuttur. Frigorifik kasalardan ufak damperlere kadar farklı üstyapı seçenekleri ile bir çok farklı sektörde kullanılan araç sınıfıdır.

"E" SINIFI: Orta sınıf kanyonlar olarak tanımlanır ve azami yük aralı 12 tondan 18 tona kadar değişmektedir. Kısa ve orta mesafeli taşımacılık amaçlı kullanılmaktadırlar ve çift dingilli olan çeşitleri en çok tercih edilen türleridir.



Şekil 3.1: Şasi türüne göre araç sınıflandırma.

"F" SINIFI: Ağır kamyon ve nakliye taşıtlarından oluşan sınıftır. Bu sınıfın azami yük ağırlığı 18 ton ile 32 ton arasındadır. Orta ve uzun mesafeli dağıtım aracı olarak kullanılan bu sınıftaki kamyonların kabinleri genellikle yataklı uyku kabinidir. Bu tez

çerçevesinde incelenen motor bu sınıftaki araçlar için tasarlanmıştır. Genellikle 200 PS ile 520 PS arasında değişen motor güçleri bu sınıftaki araçların motorları için idealdir. Çoğunlukla 6x2 şeklinde (3 akslı, tek akstan tahrikli) ve 4x2 (4 akslı, tek akstan tahrikli) olarak üretilirler.

"G" SINIFI: Azami yük ağırlığının 40 ton ile 44 ton aralığında olan kamyon veya çekici tipi uzun yol araçlarıdır. Yükleme hacimleri 120 m³'e kadar çıkabilen bu araçların römork çeken türleri yaygın olarak kullanılır. Bu sınıf yük araçlarına konulan motorların güçleri 720 PS'e kadar çıkabilmektedir. Oldukça büyük ve konforlu tasarlanmış kabinleri uzun yol için idealdir.

Çekici sınıf araçlar üst yapı çeşitliliğine getirilmiş iyi bir çözümdür. Sınır üst yapı çözümleri yerine bir çekici ve bu çekiciye uyum sağlayan amaca yönelik römorkların kullanılması yük taşımacılığında yeni bir trend olarak göze çarpmaktadır.

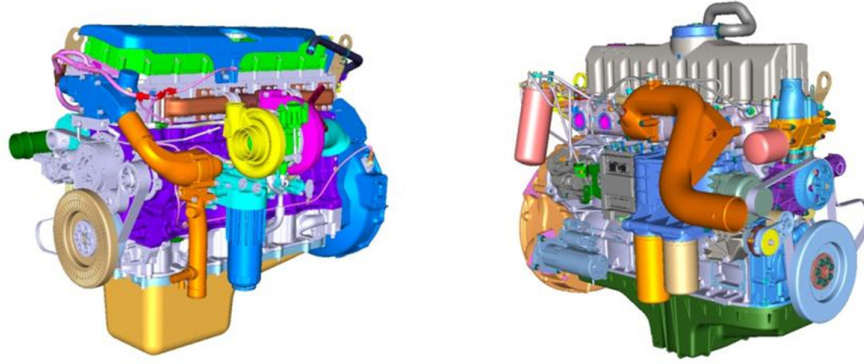


Şekil 3.2: Kabin türüne göre araç sınıflandırması.

Yukarıda bahsedilen araç tipleri için ise günümüzde kullanılan motor tipi yüksek hacimli dizel çevrimli motorlardır. Genelde 7 l ile 15 l arasındaki motorlar yük taşımacılığında kullanılan motor hacimleridir. 10 l – 15 l hacim aralığındaki motorlar ise F ve G sınıfı yük taşıyıcı araçlarda, yani ağır ticari araçlarda kullanılan motorlardır. Yakıt olarak dizel yakıtı yaygın olarak bu motorlarda kullanılmaktadır ancak kullanıldıkları übölge ve ülke koşullarına bağlı olarak yakıt çeşiti doğal gaz, LPG, biodizel veya alkol olarak da değişebilmektedir.

Yüksek hacimli ağır ticari araç motorlarının en önemli özelliklerinden biri de yüksek tork seviyelerine sahip olmalarıdır. F ve G sınıfı için tercih edilen yüksek hacimli

motorların tork değerleri 1600 Nm ile 3000 Nm arasında değişmektedir. Bu motorların rölanti motor devirleri 550 rpm ile 700 rpm arasındandır. Azami motor devirleri ise yaklaşık 1900 rpm ile 2100 rpm arasında olan yüksek hacimli ağır ticari araç motorlarında bir diğer önemli parametre ise emisyon seviyesidir. Bütün sınıflardaki araçlar için önemli bir kısıtlama olan emisyon seviyesi bahsi geçen yüksek hacimli motorlar için de önemli bir kısıtlamadır.



Şekil 3.3: 9.1 Ford Otosan (sol) ve 10,3 l FPT motoru (sağ).

Dünyanın birçok ülkesinde farklı emisyon standartları motor üreticilerine dikte edilmektedir. Bu emisyon seviyeleri üretilen araçların kullanıldığı yol şartlarını temsil eden standart bir çevrim boyunca salınan egzoz gazlarının ölçülmesi ile belirlenmekte ve belirli bir limiti geçmemesi istenmektedir. Bu maddeler CO, HC, NOx, partikül ve duman gibi doğaya ve insan sağlığına zararları olan maddeleridir. Avrupa’da Euro standartları, Amerika’da US standartları, Çin’de China ve Hindistan’da Bharat Stage emisyon standardı kullanılmakta olup dünyanın farklı ülkeleri de genel olarak bu standartlara tabidir. Aşağıdaki tabloda ağır ticari araçlar için uygulanan standartlar ve bu standartların önemli kamyon pazarlarına sahip ülkelerde yürürlüğe girdiği ve gireceği tarihler görülmektedir.

	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
Brazil	P-4 (Euro II)			PROCONVE 5 (Euro III)				PROCONVE 7 (Euro V)		
Canada ^b	US 2004			US 2007				US 2010		
China	China II			China III				China IV ^c		
China - Beijing	China II	China III					China IV			
China - Guangzhou	China II		China III				China IV ^d			
China - Shanghai	China II		China III			China IV ^e				
Europe		Euro IV				Euro V				Euro VI
India			Bharat II					Bharat III		
India - 13 Cities*			Bharat III					Bharat IV		
India - 7 Cities**			Bharat II			Bharat III		Bharat IV		
Japan			New Short Term Standards				Post New Long Term Emission Regulation			
Mexico ^f	US 1998 / Euro III						US 2004 / Euro IV			
Russia	Euro I	Euro II		Euro III			Euro IV			Euro V
S. Korea		Euro III					Euro V			
Thailand				Euro III					Euro IV	
United States	US 2004			US 2007				US 2010		

Şekil 3.4: Emisyon regülasyonlarının ülkelere ve tarihlere göre geçiş takvimi.

Ülkemiz de Avrupa gibi Euro standartını kullanmaktadır. Avrupa ağır ticari araçlar için Euro 6 emisyon seviyesine 1 Ocak 2013 itibariyle geçecektir. Ancak Türkiye’de Euro 6 emisyon seviyesi için öngörülen tarih 1 Ocak 2016 tarihidir. Bu zamana kadar Euro 5 emisyon seviyesindeki araçların satışı ve kullanımı yasaldır.

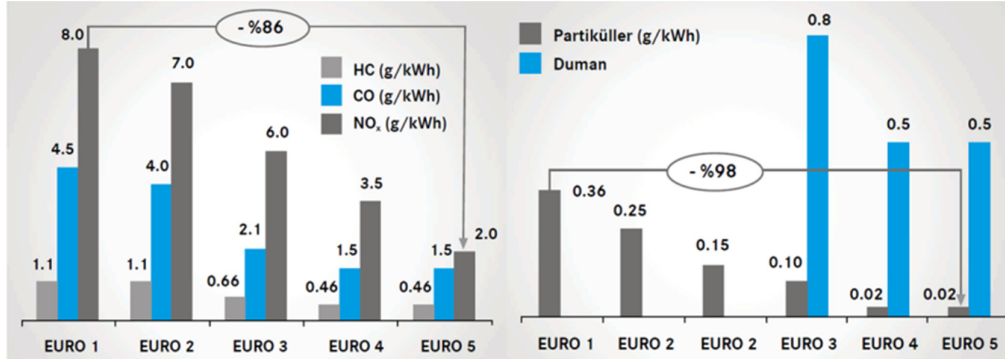
Euro emisyon standartlarına daha yakından bakılacak olursa Euro 1 emisyon seviyesinden beridir ciddi gelişmelerin gösterildiği kolayca anlaşılmaktadır. Aşağıdaki tabloda Euro 1’den itibarenki Euro emisyon seviyelerinin sabit (steady) ve dinamik (transient) çalışma şartlarındaki salım değer kısıtlımları ve Euro 1 ile Euro 5 emisyon seviyelerinin gelişimini gösteren grafiksel imaj bulunmaktadır.

Çizelge 3.1: Euro emisyonlarının sabit çevrimde salım limitleri [3].

Standart	Tarih (Avrupa)	Test Çevrimleri	CO g/kWh	HC g/kWh	NO _x g/kWh	PM (Partikül) g/kWh	Duman
Euro I	1992, < 85 kW	R-49	4,5	1,1	8,0	0,612	
	1992, > 85 kW		4,5	1,1	8,0	0,36	
Euro II	Ekim 96		4,0	1,1	7,0	0,25	
	Ekim 98		4,0	1,1	7,0	0,15	
Euro III	Ekim 99	ESC&ELR	1,0	0,25	2,0	0,02	0,15
	Ekim 00	ESC&ELR	2,1	0,66	5,0	0,10 0,13	0,8
Euro IV	Ekim 05		1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
Euro V	Ekim 08		1,5	0,46	2,0	0,02	0,5
Euro VI	Ocak 13	WHTC	1,5	0,13	0,4	0,01	

Çizelge 3.2: Euro emisyonlarının değişken çevrimde salım limitleri [4]

Standart	Tarih	Çevrim	CO	NMHC	CH ₄	NO _x	PM (Partikül)
Euro III	Ekim 99	ETC	3,00	0,40	0,65	2,00	0,02
	Ekim 00	ETC	5,45	0,78	1,60	5,00	0,16 0,21
Euro IV	Ekim 05		4,00	0,55	1,10	3,50	0,03
Euro V	Ekim 08		4,00	0,55	1,10	2,00	0,03
Euro VI	Ocak 13	WHTC	4,00	0,16	0,50	0,46	0,01



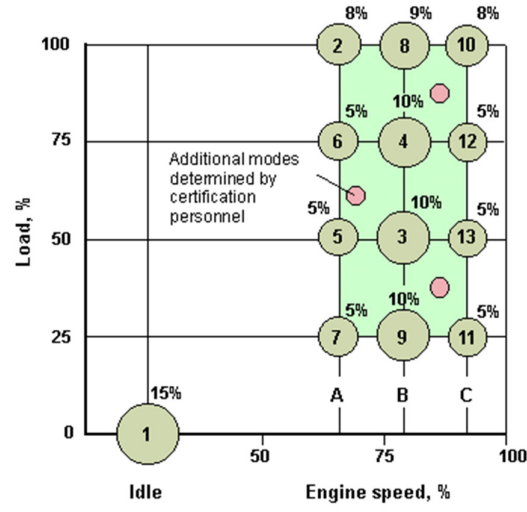
Şekil 3.5: Euro emisyon limitlerinin grafiksel gösterimi.

Emisyon seviyelerini sağlayan araçların bu emisyon seviyelerine hangi süre ile sadık kalması gerektiği ile ilgili olarak “emisyon seviyesi dayanımı” terimi oluşturulmuştur. Bu dayanım süresi ile aracın emisyon seviyesini ne kadar süre (km veya yıl olarak) sağlaması gerektiği belirtilmektedir. Aşağıdaki tabloda yük taşımacılığı yapılan N sınıfı araçlar(N1 < 3,5 ton < N2 < 12 ton < N3) için gerekli emisyon seviyesi dayanım süreleri bulunmaktadır [3].

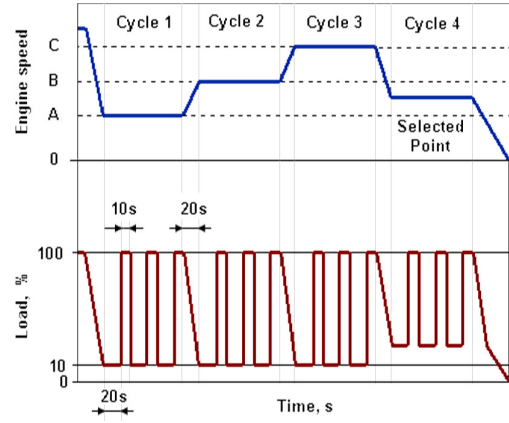
Çizelge 3.3: Euro emisyon seviyelerinin dayanım seviyesi [3].

Araç Kategorisi	Dayanım Periyodu	
	Euro IV-V	Euro VI
N1	100 000 km / 5 years	160 000 km / 5 years
N2	200 000 km / 6 years	300 000 km / 6 years
N3 > 16 ton	500 000 km / 7 years	700 000 km / 7 years

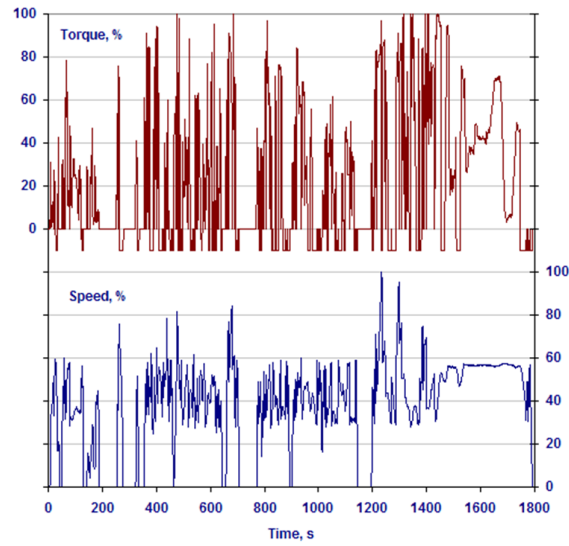
Euro emisyon normlarının ölçümleri sırasında kullanılan motor çevrimleri de aşağıda gösterilmiştir. Euro 5 emisyon ölçümlerinde ESC (Directive 1999/96/EC) ve ELR (Directive 99/96/EC) motor çevrimleri kullanılmaktadır. Euro 6 emisyon ölçümlerinde ise uluslararası olarak kullanımına başlanacak olan WHSC (World Harmonized Stationary Cycle) ve WHTC (The World Harmonized Transient Cycle) çevrimleriyle kontrol edilecektir [5]. Bu çevrimlerin motor çalışma noktaları aşağıda gösterildiği gibidir.



Şekil 3.6: ESC çevrimi [3].



Şekil 3.7: ELR Test Çevrimi [3].



Şekil 3.8: WHTC Çevrimi [3].

Çizelge 3.4: WHSC Çevrimi [3].

Mod	Devir	Yük	Ağırlık Faktörü	Süre
-	%	%	-	s
0	Motoring	-	0,24	-
1	0	0	0,17/2	210
2	55	100	0,02	50
3	55	25	0,1	250
4	55	70	0,03	75
5	35	100	0,02	50
6	25	25	0,08	200
7	45	70	0,03	75
8	45	25	0,06	150
9	55	50	0,05	125
10	75	100	0,02	50
11	35	50	0,08	200
12	35	25	0,1	250
13	0	0	0,17/2	210
Toplam			1	1895

4. ÇALIŞILACAK OLAN MOTORLA İLGİLİ GENEL BİLGİ

Bu tez kapsamında çalışılacak olan motor, bir önceki bölümde de belirtildiği gibi ağır ticari araç motorudur. Bu motor F ve G sınıfı araçlara takılabilir bir motor olarak tasarlanmaktadır. Bu yüzden çalışması yapılacak olan motorun silindir hacmi 12,7 l olarak belirlenmiştir. Azami güç olarak F ve G sınıfı araçların talebini karşılayabilecek olan 460 PS, tork olarak ise diğer motorlara göre beklenen torkdan daha fazla bir tork olan 2240 Nm uygun görülmüştür. Motorun emisyon seviyesi ise Euro 6 olarak seçilmiştir.

Bu değerleri sağlayacak olan motor sıralı 6 silindirli olarak tasarlanacaktır. Toplam motor hacmi 6 silindire bölündüğünde gereken silindir başına hacim 2,117 L'dir. Bu hacmi sağlamak için, en uygun piston çapı ve stroku olarak 130mm / 160mm belirlenmiştir. Motorun çalışma devir aralığı 650 d/d ile 1900 d/d arasında olacaktır. Bu aralık göze önüne alınarak azami tork devri 1100 d/d ile 1400 d/d, azami güç başlangıç devri ise 1400 d/d olarak tercih edilmiştir. Sıkıştırma oranı 17 olarak seçilen motorun piston malzemesi olarak ise çelik seçilmiştir ve buna bağlı olarak azami yanma odası basıncı 215 bar olarak hedeflenmiştir.

Silindir bloğu ve silindir kafasının vermiküler grafitli dökme demir (CGI) malzemeden dökülmesi öngörülmüştür. Vermiküler grafitli dökme demirlerin grafitlerinin içerisinde hiç lamel grafit olmayan %20 oranında küresel grafit ve %80 oranında vermiküler grafitli bir mikroyapıya sahiptir. Vermiküler grafitler lamel grafitlere göre daha kalındırlar ve lamel uçlarındaki radiuslar daha büyüktür [6].

Vermiküler grafitli dökme demirin malzeme özellikleri ve gri dökme demirle ve Alüminyum ile olan karşılaştırması aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Vermiküler Grafitli Dökme Demirlerin otomotiv endüstrisinde son 10 yıldan beri çok yaygın olarak kullanılmaktadır. İlk olarak fren diskleri imalatında denenen bu malzeme daha sonra ise külbütör kapağı ve motor bloğu gibi büyük parçaların yapımında oldukça fazla seçilen bir malzeme olmuştur. Üstün mukavemet özelliklerine sahip bu malzeme, gri dökme demirle karşılaştırıldığında, yüksek

basıncılı yanma odalarının imalatına daha elverişli olup daha yüksek verim ve düşük emisyon değerleri elde edilmesine olanak sağlamaktadır. Dökülebilirliğin daha iyi olması sayesinde de daha ince et kalınlıklarında parça dökülmek mümkündür. Böylelikle önemli bir kütle azaltılmış olup daha hafif bir motor imalatı gerçekleştirilebilir.

Çizelge 4.1: Vermiküler grafitli dökme demirin mekanik özellikleri [7].

		Gri Dökme Demir	Vermiküler Dökme Demir			Alüminyum
	Birim	ASTM 40	GJV 450	GJV 250	GJV 300	A 390.0
Çekme Gerilmesi	MPa	276	450	250	300	275
Elastiklik Modülü	GPa	124	145	105	115	80
Uzama	%	1	1-2	0	0	1
Yorulma Dayanımı (20 °C)	MPa	138	210	110	125	100
Yorulma Dayanımı (225 °C)	MPa	-	205	100	120	35
Isı İletkenliği	W/mK	53,3	36	46	39	130
Isıl Genleşme	µm m K	9	12	12	12	18
Yoğunluk	g/cc	7,15	7,1	7,1	7,1	2,7
Sertlik	BHN	180 - 302	215 - 255	190 - 225	215 - 255	110 - 150

Aşağıdaki tabloda CGI malzemenin bugüne kadar kullanıldığı ve sahada başarıyla koşan bir kaç motor ve CGI malzeme olarak kullanılan komponent gösterilmiştir.

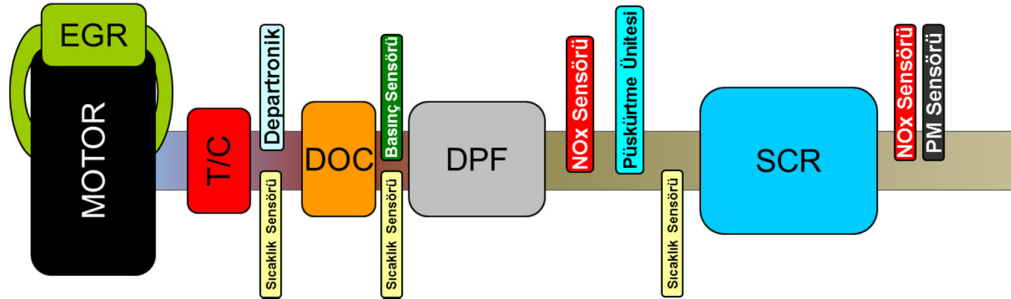
Euro 6 emisyon seviyelerinin altında kalınması için motora elektronik kontrollü egzoz gazı resürkilasyonu (EGR) sistemi konulacaktır. Bu sistem özellikle NO_x salımı için oldukça faydalı ve işe yarar bir sistemdir. Motora takılması öngörülen turboşaj sistemi teknolojisi değişken geometrili turboşarj sistemidir. Bu aşırı doldurma sistemi düşük devirde daha yüksek torklara çıkılmasını sağlayacaktır.

Turboşarj sistemi münasebetiyle ısınan emme havasının soğutulması için ise geleneksel olan hava soğutmalı eşanjör yerine su soğutmalı eşanjör kullanılacaktır. Yakıt sistemi olarak ise 2500 bar basınçlı raylı sistem, manyetik kavramalı çift hız kademeli su pompası, elmas benzeri karbon kaplamalı piston pimi, manyetik kavramalı hava kompresörü gibi teknolojiler bu motor için belirlenen diğer sistemlerdir.

Çizelge 4.2: Piyasada kullanılan CGI malzemeli motorlar ve komponentleri [7].

Üretici	Motor Hacmi	Silindir Düzeni	CGI Parçalar
Audi	3	V6	Blok
Audi	4,2	V8	Blok
Audi	6	V12	Blok
Caterpillar	HD	-	Gömlek
DAF	12,6	I-6	Blok
DAF	12,9	I-6	Blok & Kafa
Ford - PSA	2,7	V6	Blok
Ford	3,6	V8	Blok
Ford Otosan	9	I-6	Blok & Kafa
Hyundai	3	V6	Blok
Hyundai	3,9	I-4	Blok
Hyundai	5,9	I-6	Blok
International	11	I-6	Blok
International	13	I-6	Blok
John Deere	9	I-6	Gömlek
MAN	10,5	I-6	Blok
MAN	12,4	I-6	Blok
Mercedes	12	V6	Blok
Mercedes	16	V8	Blok
Renault	3	V6	Blok
Volvo	HD	-	Blok

Motorun Euro 6 emisyon seviyelerini tutturabilmesi için sonradan egzoz iyileştirme sistemleri de bu motor sonrasındaki ek sistemler olarak düşünülmüştür. NOx salımı N_2 ve H_2O şeklindeki zararsız salıma çeviren aktif Seçici Katalitik İndirgeme (SCR: Selective Catalytic Reduction), partikül ve kurum salımını engelleyen aktif rejenerasyonlu Dizel Partikül Filtresi (DPF: Diesel Particulate Filter) bu motora konuşması düşünülen sornadan egzoz gazı iyileştirme sistemleridir. Bu sistemlerin motor sonrasına yerleştirilme şeması aşağıdaki gibidir.



Şekil 4.1: Sonradan egzoz iyileştirme sisteminin şeması.

5. TURBOŞARJ SİSTEMİ NEDİR?

İçten yanmalı bir motordan alınan güç aşağıdaki formül ile tanımlanır:

$$P = P_m \times d^2 \times s \times z \times n \quad (5.1)$$

Bu formülde P motor gücü, P_m ortalama efektif basınç (Brake Mean Effective Pressure: BMEP), d piston çapı, s stroke boyu, z silindir sayısı ve n motor devridir. Bu parametrelerden herhangi birinin arttırılması sonucu motordan alınan güç de artacaktır. Ancak piston çapı, piston stroku, silindir sayısı ve motor devri motorun mekanik tasarımından dolayı değiştirilimeyen parametrelerdir. Ancak BMEP değeri tam olarak değiştirilemez değildir.

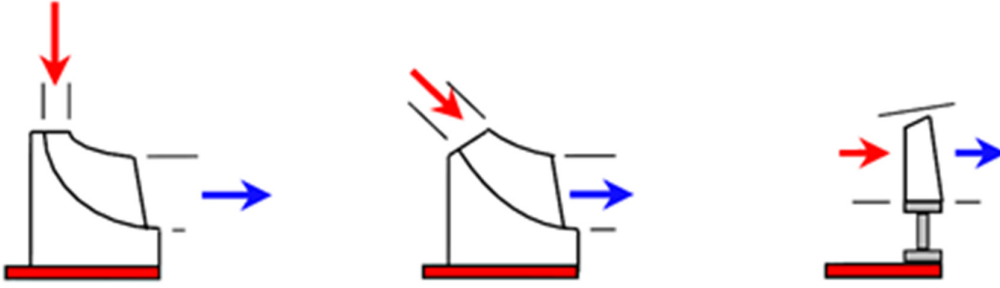
Ortalama efektif basınç (BMEP) tüm çevrimin strok hacmine indirgenmiş ortalama basıncıdır. Yanma basıncının artmasıyla birlikte bu değer de artar [8]. Her ne kadar yüksek silindir içi basınçları ve sıcaklıkları piston ve silindirlerin daha çok mekanik termik zorlanmaya maruz kalmasına ve artan sıcaklıkla birlikte daha fazla NO_x salımına sebep olsa da diğer parametrelerin yerine BMEP değerinin arttırılması daha fazla güç elde etmek için en yapılabilir olanıdır [9].

BMEP'in arttırılması için temel olarak yanma odasında gerçekleşen reaksiyonunun arttırılması gerekmektedir. Daha basit olarak silindir içine gönderilen yakıtın arttırılması, daha yüksek BMEP değerlerine ulaşılması anlamına gelmektedir. Ancak daha fazla yakıtın yanması için aynı zamanda daha fazla temiz havanın da silindirin içine gönderilmesi gerekecektir. Aksi taktirde düşük hava oranı yanma reaksiyonu için bir kısıtlama teşkil edecek ve yüksek BMEP değerlerine ulaşılması için gereken kadar enerji açığa çıkartılamayacaktır. Silindirin içine daha fazla hava gönderilmesine doldurma denebilir.

Turboşarj sistemi de bir aşırı doldurma komponentidir ve silindirin içine daha yüksek yoğunluğa ve basınca sahip temiz hava basılmasını sağlar.

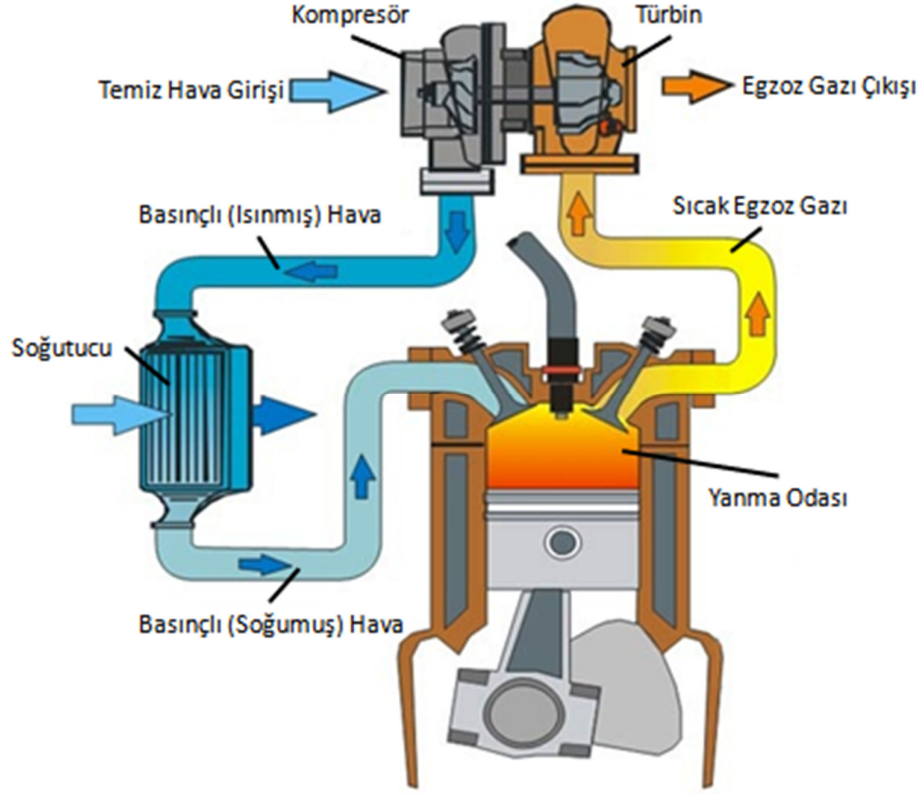
5.1 Turboşarj Sisteminin Esasları

Turboşarj sistemi, aşırı doldurmayı bir kompresör çarkı yardımı ile yapmaktadır. Kompresör çarkın dış bir kuvvet ile tahrik edilmesi suretiyle taze hava yanma odasına basınçlı şekilde gönderilir. Kompresör çarkının tahriğini sağlayan dış kuvvet ise kompresör çarkına müşterek bir şaft ile monte edilmiş türbin çarkıdır. Türbin çarkları radyal, aksel ve karma olarak farklı geometrilere sahip olabilirler. Ancak otomotiv sektöründeki türbinler daha çok radyal geometrili türbinlerdir ve bu tez çalışmasının devam eden kısmında sadece radyal türbinlerden bahsedilecektir. Aşağıda farklı türbinlerin geometrilerini gösteren şekil bulunmaktadır.



Şekil 5.1: Radyal, karma ve aksel akışlı türbin.

Türbin yanma odasındaki patlamadan sonra yüksek basınca ve sıcaklığa sahip egzoz gazlarının entalpisini kullanmaktadır ve içten yanmalı motorun egzoz tarafında yer alır (genellikle egzoz manifoldundan hemen sonra motora monte edilir). Yanma odasındaki yanma reaksiyonu sonucunda oluşan egzoz gazlarının sıcaklığı ve basıncından dolayı sahip olduğu entalpisi, türbin çarkında dönme hareketi şeklindeki hareket enerjisine dönüştürülür. Bu hareket enerjisi de yukarıda da belirtilen müşterek bir şaft aracılığıyla kompresör çarkına iletilir ve atmosfer basıncına sahip temiz hava yanma odasına basınçlandırılarak gönderilir. Böylelikle motor artık doğal emişli bir motor yerine aşırı doldurmalı bir motor haline gelmektedir. Bu gaz akışı süreçleri aşağıdaki şemada gözlemlenebilmektedir. Şemada yukarıda bahsedilenlerin yanında bir de ara soğutucu (intercooler) bulunmaktadır. Bu soğutucunun görevi kompresörde basınçlandırılan temiz havanın artan sıcaklığını yanma odasına girmeden önce düşürmek ve yoğunluğunu arttırmaktır. Böylelikle yanma odasına giren hava kütlesi artırılmış olacaktır.



Şekil 5.2: Turboşarj sistemi ve motor hava akışı şeması.

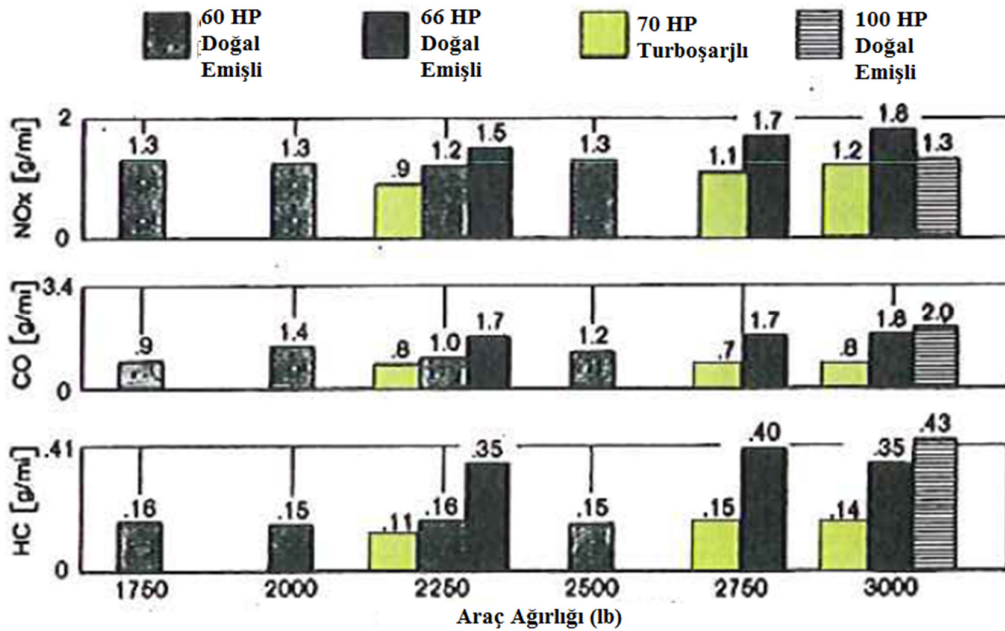
Turboşarj sistemi motoru doğal emişli sistemden aşırı doldurmalı sisteme dönüşmesini sağlar ve bu sayede motorun performansının artmasına sebep olur. Dolayısıyla turboşarj sisteminin motor üzerindeki en önemli etkisi performans ve yakıt tüketimine olan olumlu etkisidir. Turboşarj sistemli bir motor ile doğal emişli bir motoru karşılaştırdığımızda aşağıda yer alan temel farkları görebiliriz:

Motor ağırlığı: Aynı güce ve tork değerine sahip turboşarj sistemli bir motor ile doğal emişli bir motor arasında ciddi bir ağırlık farkı vardır. Turboşarj sisteminin getirdiği performans farkını doğal emişli bir motor ile yakalayabilmek için doğal emişli motor hacminin artırılması, dolayısı ile de motor ağırlığının artırılması gerekmektedir. Örneğin 4,3 L hacme, 210 kg ağırlığa sahip doğal emişli bir motorun verdiği performans değerlerinin aynısı 1.9 L hacme, 90 kg ağırlığa sahip turboşarj sistemi vasıtasıyla aşırı doldurmaya sahip bir motordan alınabilmektedir [10]. Özetle turboşarj sistemi motorun güç yoğunluğunu arttırmaktadır.

Yakıt Tüketimi: Motor hacminin azalması ile motordan sürtünmeye giden enerji de azalmaktadır. Ek olarak doğal emişli motorlarda egzoz gazı ile dışarı atılan egzoz enerjisi türbinden geçirilerek sisteme geri kazandırılır. Bu da ilave bir verim artışı

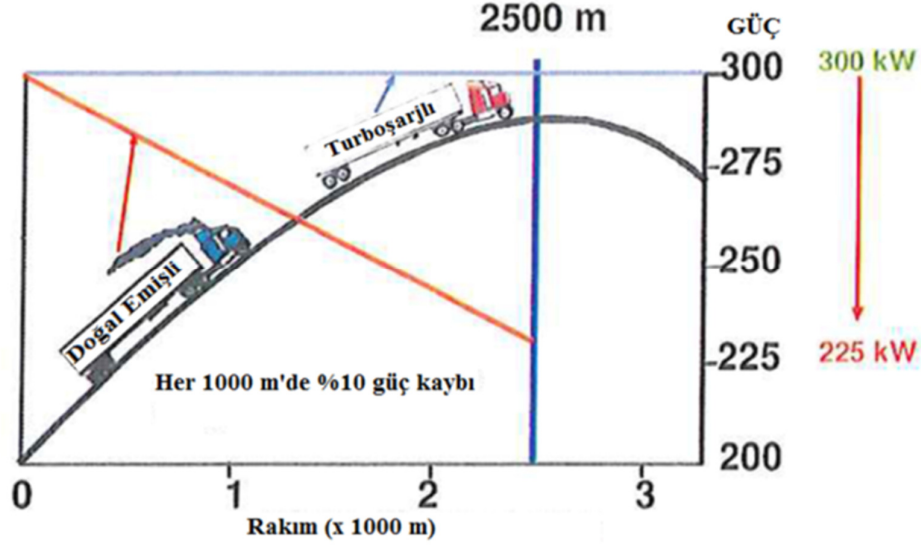
getirir. Bunun yanında yanma odasına gönderilen temiz havanın kütleli olarak da doğal emişli sistemlere göre daha fazla olmasının garanti edilmesi, yanmanın verimini azami seviyeye çekmektedir. Yanma verimindeki bu artış da yakıt ekonomisine direkt olarak olumlu yönde etki etmektedir.

Egzoz Emisyonu: Yanma veriminin artmış olması, daha küçük hacimli motorlardan daha fazla güç elde edilmesi sayesinde egzoz gazlarının emisyon seviyelerinin de (g/kWsaat veya g/km olarak) azalmasına sebep olmaktadır. Aşağıdaki grafikte 50 Beygir gücündeki doğal emişli, 66 Beygir gücündeki doğal emişli ve 70 Beygir gücündeki turboşarj sistemli motorlardan farklı araç ağırlıklarında alınan egzoz emisyon seviyeleri görülmektedir. NO_x, CO ve HC salımlarının hepsinde turboşarj sistemli motor diğer iki motora göre daha az emisyonu sahip olarak gözlenmiştir [10].



Şekil 5.3: Turboşarj sistemli motorun egzoz emisyonlarına etkisi.

Yüksek Rakım Performansı: Doğal emişli motorlar yüksek irtifalarda atmosfer basıncının azalmasından dolayı performans kaybına maruz kalırlar. Bu durum turboşarj sistemli motorlar için tam geçerli değildir. Çünkü hava miktarı azaldıkça egzoz gazı sıcaklıkları (enerjisi) artacağından türbin gücü de artar ve azalan hava miktarı bu şekilde yeniden arttırılır. Aşağıdaki grafikte bu iki motorun yüksek rakımdaki güç karşılaştırılması görülebilir [10].

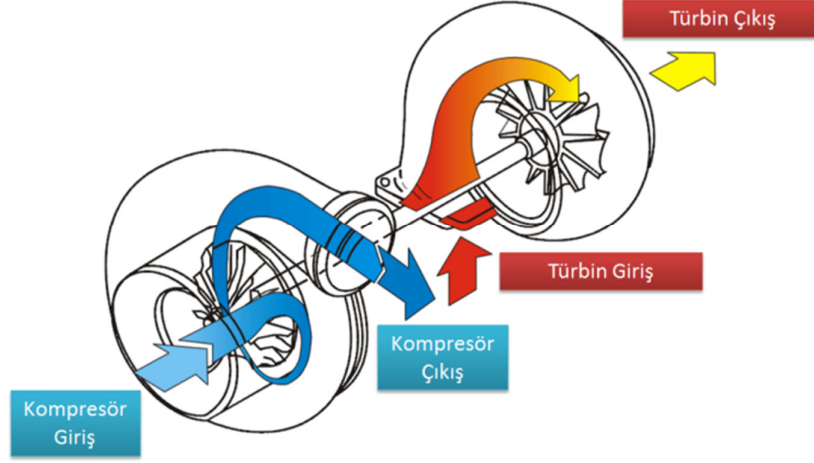


Şekil 5.4: Turboşarj sistemli motor ile doğal emişli motorun rakım performans karşılaştırması.

Gürültü: Turboşarj sistemli motorların doğal emişli motorlara göre daha küçük olması motorun daha az gürültülü çalışmasına sebep olur. Küçük motordaki ses kaynaklarının yüzeyleri daha büyük bir motora göre daha azdır. Bunun yanında turboşarj sistemi egzoz patikasında susturucu olarak da görev görmektedir [10].

5.2 Turboşarj Sistemi Teknolojileri

Günümüzde içten yanmalı motorlar için üretilen turboşarj sistemlerinin neredeyse hepsi radyal türbin ve kompresör çiftinden oluşur. Bu yüzden turboşarj ünitesinin genel yapısı radyal türbin ve kompresörü barındıracak şekilde oluşturulmuştur. Aşağıdaki resimde [2] yaygın kullanılan radyal türbin ve kompresöre ait bir turboşarj sisteminin resmi ve akış yönleri gösterilmiştir. Resimde de görüldüğü üzere türbin ve kompresör çarklarını muhafaza eden gövdeler bulunmaktadır. Yine iki çarkın bir birine güç aktarımını sağlayan shaftın ve bu shaftı yataklama sistemini muhafaza eden bir yataklama gövdesi bulunmaktadır. Bu sistem radyal kompresör ve türbinden oluşan en basit turboşarj sistemidir ve bütün turboşarj sistemlerinin temel ve vazgeçilmez alt komponentleridir. Bunlara ek olarak güvenlik vanası, türbin geometrisinin (giriş kesiti) değişmesini sağlayan kanatçıklar ve bunların tahrik sistemleri, vana kontrol üniteleri gibi ek donanımlar da günümüz turboşarj sistemlerinde kullanılmaktadır. Bu donanımların varlığına göre turboşarj sisteminin verimliliği ve dayanımı artmaktadır.



Şekil 5.5: Turboşarj sistemi gaz giriş çıkış yönleri.

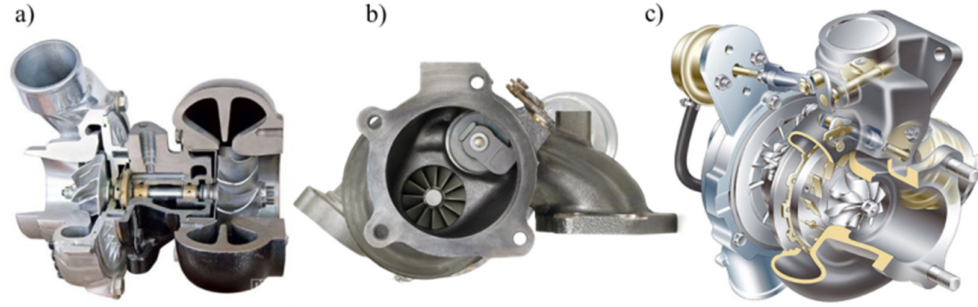
Bunların yanında bir motorda birden fazla turboşarj sisteminin kullanılması ve bu turboşarj sistemlerinin motora bağlantı yöntemleri de turboşarj sistemlerinde çeşitliliklere yol açmıştır. Piyasadaki turboşarj sistemleri üzerlerindeki donanımları, kullanım yöntemleri ve bağlantı çeşitlerine göre incelendiğinde aşağıdaki temel turboşarj sistemi çeşitliklerine rastlanır:

Sabit Geometrilili Turboşarj sistemi (FGT): Sabit geometrilili turboşarj sistemi, şimdiye kadar anlatıldığı üzere kompresör, türbin ve yataklama bölümlerinden oluşur ve yanma odasından çıkan bütün egzoz gazı türbinden geçmektedir. Bu durum bazen turboşarj sistemi şaftının aşırı hızlarda dönmesine ve hasar görmesine sebep olabilmektedir.

Tahliye Vanalı Turboşarj sistemi (WG): Sabit geometrilili turboşarj sisteminin kritik handikapı olan şaft hızı limiti sorununu gidermek için tahliye vanalı turboşarj sistemi geliştirilmiştir. Turboşarj sisteminin türbin tarafına, egzoz gazının türbin çarkına girmeden direk olarak türbin çıkışına yönelten bir vana konuşlandırılmıştır. Bu vana aşırı egzoz gazının yanma odasından turboşarj sistemine gelmesi esnasından açılır ve egzoz gazının bir kısmı türbin çarkından geçirilmeden egzoz sistemine tahliye edilir. Bu sayede türbin çarkı ve turbo şaftı aşırı hızlı dönme hareketinden sakınılmış olur.

Değişken Türbin Geometrilili Turboşarj sistemi (VGT): Değişken türbin geometrilili turboşarj sistemi sabit geometrilili ve tahliye vanalı turboşarj sistemlerine göre çok daha verimlidir. Bu teknoloji egzoz gazlarının geçtiği türbin gövdesinin türbin çarkından önceki kesit alanının bir bilezik ve kanatçık takımı ile değiştirilmesi

temeline kuruludur. Kesit alanın değişmesi ile piston tarafından itilen egzoz gazlarının türbin çarkına girmeden önce basınçları istenildiği gibi ayarlanabilmektedir. Bu da egzoz gazlarının düşük debilerdeki enerjisini arttırmaktadır. Bir başka deyişle, Bir başka deyişle, egzoz gazının az olduğu düşük devirlerde kesit alanı daraltılır ve egzoz gazları basınçları (ve sonuçta hızları) arttırılarak türbin gücünün muhafazası sağlanır. Türbin giriş kesiti değiştirilerek şaft devir hızının mekanik limit değerin altında kalması da sağlanır.



Şekil 5.6: a) FGT, b) WG, c) VGT turboşarj ünitesi örnekleri.

Seri Bağlı Turboşarj Sistemleri: Bir motordan birden fazla turboşarj sistemi kullanılması mümkündür ve bunun örneğini oluşturan motorlar günümüzde üretilmektedir. Birden fazla turboşarj bir motora monte edilerek performans artışı sağlanabilir. Birden fazla turboşarj sisteminin seri bağlanması en çok görülen çoklu turboşarj sistemleri yapısıdır. Genelde bir adet küçük değişken türbin geometrili, bir adet diğerine göre nispeten daha büyük olan sabit geometrili veya tahliye vanalı iki turboşarj sistemi seri şekilde bağlanır ve her iki turboşarj sistemi ünitesi de sürekli olarak çalışır vaziyettedir. Küçük olan turboşarj sisteminin görevi düşük devirlerdeki ve daha önemlisi hızlanmalardaki gerekli emme basıncını sisteme sağlamaktır. Büyük olan turboşarj sistemi ise daha yüksek devirlerde verimli şekilde çalışır ve azami güç noktasında yüksek temiz hava basma kapasitesi sayesinde gerekli emme basıncını sisteme kazandırır. Bu sistemde bir de küçük olan turboşarj sistemi bypass eden bir vana vardır. Bu vana yüksek motor devirlerinde açılarak küçük turboşarj sistemi by-pass edilir ve yüksek şaft hızına maruz kalmadan turboşarj sistemi koruma altına alınmış olur.

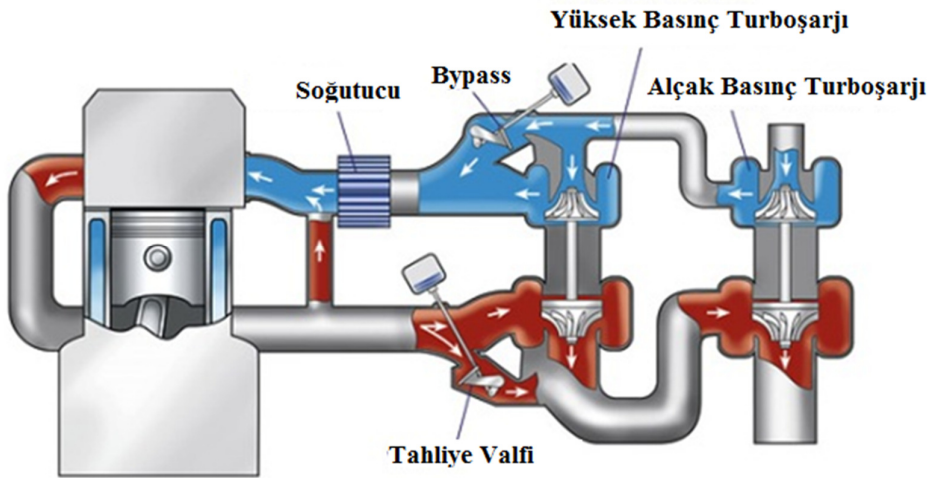
Seri bağlı turboşarj sistemlerinin en büyük problemleri hava patikasında yer alan birden fazla türbin kompresör çifti, ara bağlandı boruları ve ekstra vanalar dolayısı ile oluşam basınç kayıplarıdır. Bunun yanında donanımsal olarak daha karmaşık ve

motor paketine entegrasyonu daha zor bir yapı karşımıza çıkmaktadır. Bir diğer handikap ise fiyattır.

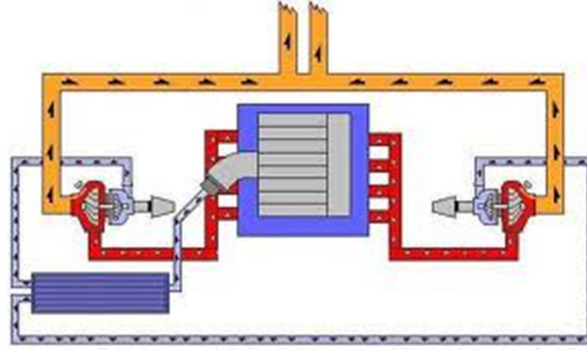
Paralel Bağlı Turboşarj Sistemleri: Paralel bağlı turboşarj sistemleri ise birden fazla turboşarjın paralel şekilde bağlanması ile oluşur. Buradaki turboşarj sistemlerinin türbin geometrileri sabit veya değişken olabilir. Paralel bağlı turboşarj sisteminde turboşarj sistemlerinden biri sürekli çalışırken diğeri tespit edilmiş bir motor devrinin üzerine çıkıldığında devreye girmektedir ve bu turboşarj sisteminin devreye alınması bir adet vana ile sağlanmaktadır. Belirlenen devrin üzerinde ikincil turboşarj sisteminin de devreye girmesi ile turboşarj sistemleri birlikte çalışır ve hava basma kapasiteleri artar. Bu sayede yüksek devirlerde istenile emme manifoldu basınçlarına ulaşılır.

Turboşarj sistemlerinin paralel bağlı olduğu aşırı doldurma sistemleri genelde “V” motorlara her iki tarafa birer adet olması suretiyle entegre edilmektedir. Yine birden fazla turboşarj sistemi ve ara bağlantı boruları ve de tahrik vanalarının varlığı paralel yapıya sahip turboşarj sistemlerinin seri bağlı sistemlerdekine benzer şekilde yüksek basınç kayıplarına sahip olmasına sebep olmaktadır. Ancak bir turboşarj sisteminin sürekli olarak çalışmıyor olması bu basınç kayıplarının seri bağlantılı sistemlere nazaran daha az olmasına yol açar.

Aşağıdaki şemada her iki bağlantı sisteminin görselleri görülebilir:



Şekil 5.7: Seri bağlı çift turboşarj sistemli motor yapısı [11].



Şekil 5.8: Paralel bağlı çift turboşarj sisteminin motor yapısı.

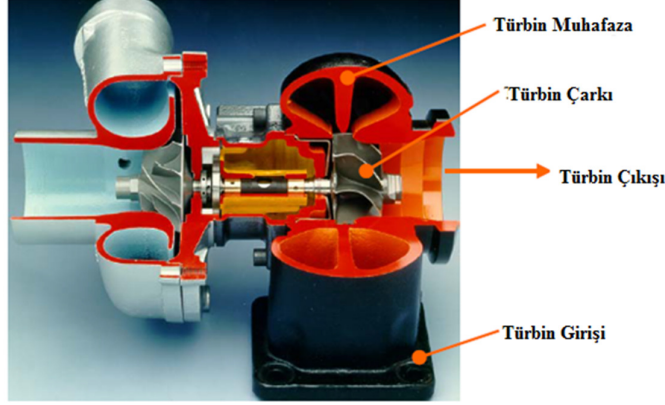
Bir turboşarj sistemi türbini ise motor tipine göre farklı şekillerde, farklı silindirlerden beslenecek şekilde motora konuşlandırılabilir. Bir türbinin motora konuşlandırılmasıyla ilgili bir kaç örnek aşağıdaki görselde gösterilmektedir.

Silindir Sayısı	Ateşleme Sırası	Yerleşim Şeması
I-4	1-3-4-2	
I-5	1-2-4-5-3	
I-6	1-5-3-6-2-4	
V6	A1-B1-B2-A2-A3-B3	
V8	A1-B4-A3-B2-A4-B1-A2-B3	
V12	A1-B5-A6-B2-A3-B4-A6-B1-A2-B6-A4-B3	
V16	A1-B8-A5-B4-A7-B2-A3-B6-A8-B1-A4-B5-A2-B7-A6-B3	

Şekil 5.9: Piston ve turboşarj sistemi yerleşim opsiyonları.

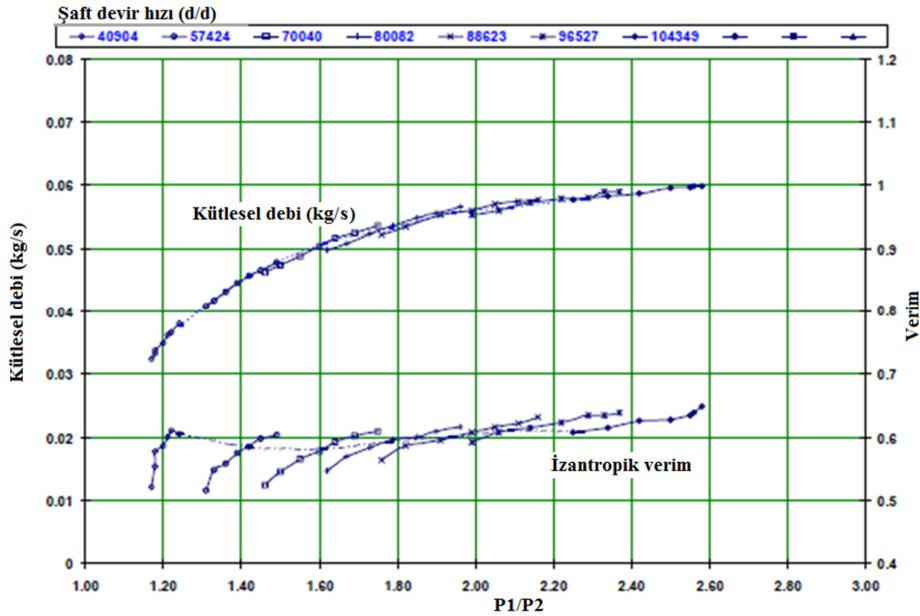
5.3 Türbin

Bir turboşarj sisteminin türbin tarafının kesiti aşağıda görülmektedir. Türbin tarafı kesitte görülebileceği gibi temek olarak türbin çarkı, türbin muhafaza (tek veya bölünmüş şekilde 2 kanallı olabilir), egzoz gazlarının egzoz manifoldu tarafındaki giriş pasajı ve enerjisi kullanılan egzoz gazlarının egzoz sistemine aktarıldığı çıkış pasajından oluşur.



Şekil 5.10: Türbin kesiti [2].

Turboşarj sisteminin türbin tarafında performansı etkileyen 4 temel parametre bulunmaktadır. Bunlar genişleme oranı, izantropik verim, tashih edilmiş egzoz debisi ve tashih edilmiş şaft hızıdır.

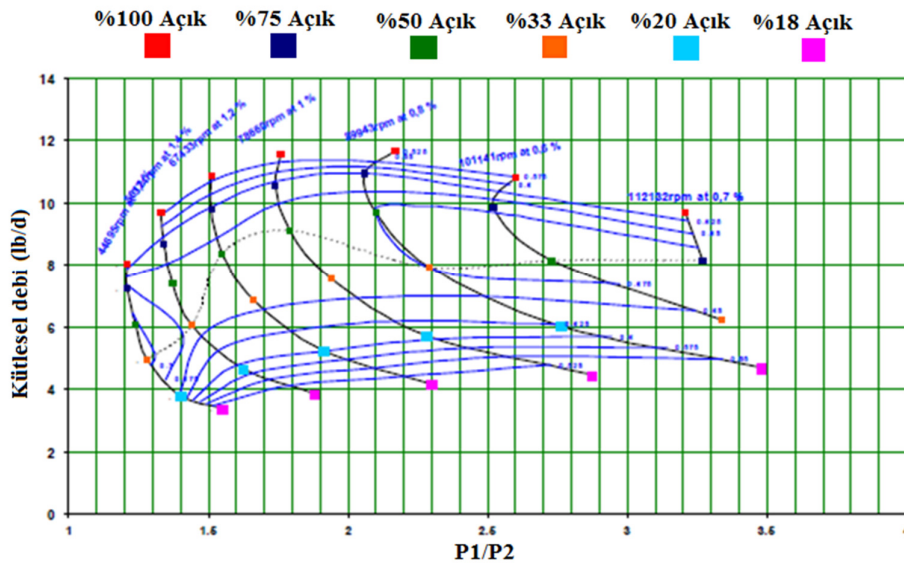


Şekil 5.11: Sabit Geometrilili Türbin hartiası [2].

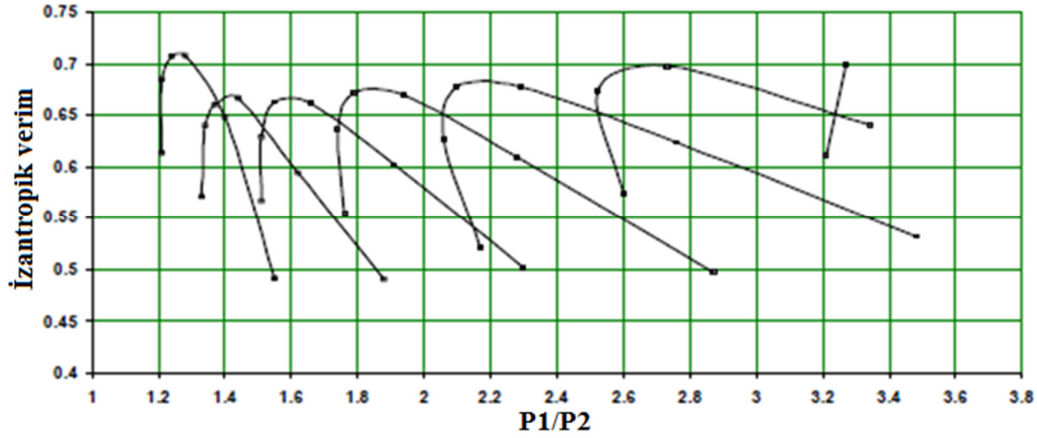
Türbin tarafının performansı 3 ana parametre ile belirlenir. Bunlardan biri tashih edilmiş egzoz debisi, diğeri genişleme oranı, sonuncusu ise izantropik verimdir. Aşağıda görseli bulunan türbin haritasından türbin performansını belirleyen bütün parametrelerin kontrolü yapılabilir. Türbin haritasındaki egzoz debisi veri seti türbinin süpürme kapasitesi olarak da algılanabilir. İzantropik verim eğrilerinin bir diğeri adı ise şekillerinin benzemesinden dolayı verilen kaş eğrileridir [2].

Yukarıdaki diyagram sabit geometrili bir türbin için geçerli olup değişken geometrili türbinde gaz debisi ve verim ayrı diyagramlarda 2 grafilendirilmektedir. Bunun sebebi bir diğeri değişken olan türbin geometrisini ayarlayan kanatçıkların (veya türbin geometrisinin değiştirmeye yarayan herhangi bir komponentin) pozisyonun da bir parametre olarak verilmesi mecburiyetidir. Bir parametrenin daha bu haritaya beslenmesi haritanın karmaşıklığını arttıracak için 2 veri seti değişken geometrili türbinler için ayrılabilir.

Değişken geometrili türbinin davranışı her kanatçık pozisyonuna dolayısıyla da her türbin volüt açıklığına bağlı olarak değişmektedir. Bu da türbin haritasının çıkarılması için sonsuz adet eğri gerektiği anlamına gelir. Bu durumun üstesinden gelmek için ise türbin geometrisinin belli kanatçık pozisyonlarında sabit tutulup gerekli harita doğruluğuna ulaşacak kadar az sayıda eğri elde edip bunların birleştirilmesiyle türbin haritası oluşturulur. Aşağıda bu yöntem ile oluşturulmuş 2 veri setinin eğrileri, yani türbin haritası bulunmaktadır.

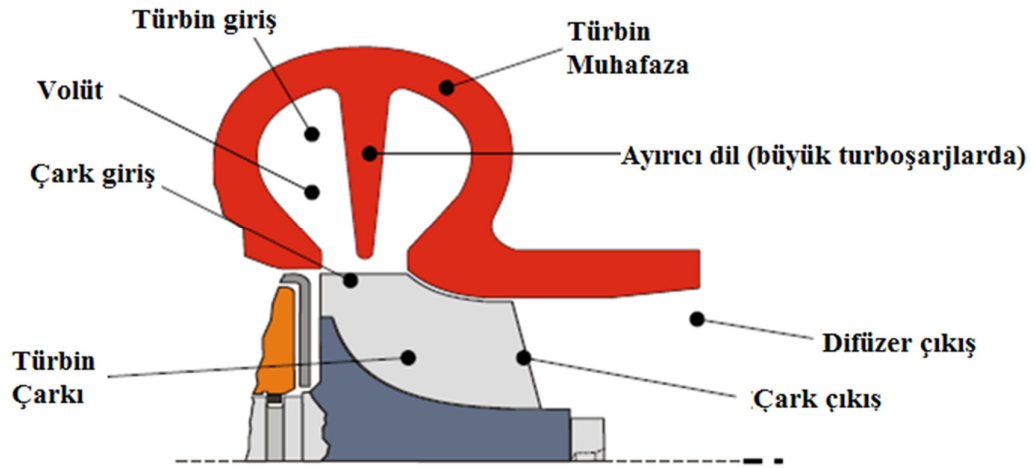


Şekil 5.12: Değişken geometrili türbin hız haritası [2].

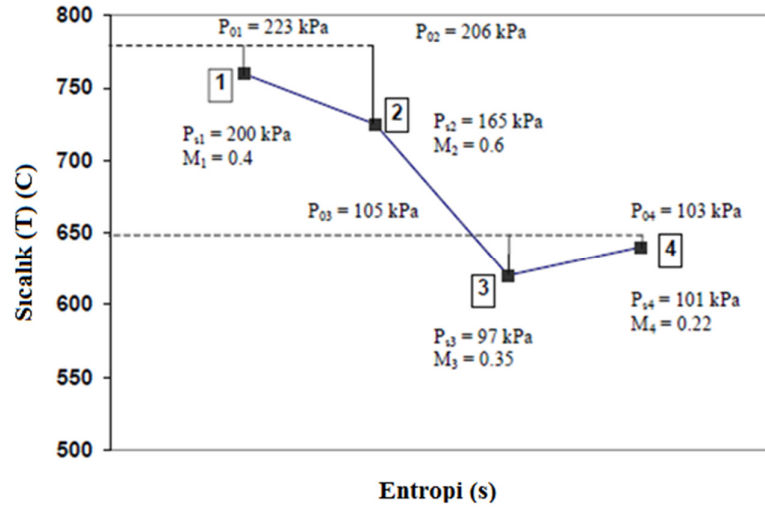


Şekil 5.13: Değişken geometrili türbin verim haritası [2].

Türbinin aerodinamiğini anlamak için ise daha detaylı bir kesit görünüşü ve bu kesit görünüşte gösterilen noktalarındaki entropi – sıcaklık değerleri aşağıda gösterilmiştir. Beklenildiği gibi 1 numaralı bölge sıcaklığın ve basıncının en yüksek olduğu bölgedir. Burada egzoz manifoldundan gelen yüksek sıcaklıktaki basınçlı gazlar bulunur ve 2 numaralı bölgede bu gazların sıcaklıkları ve basınçları azalmış olur. 2 numaralı bölge gazların türbin çarkına girmeden önceki son durumu göstermektedir ve Mach sayısında artış gözlemlenir. 3 numaralı bölge ise gaz sıcaklığının ve basıncının düştüğü ve türbin çarkında hareket enerjisinin elde edildiği bölgedir ve bu bölgede gaz sıcaklığı ve basıncı oldukça azalır. 4 numaralı bölge ise gazın en düşük Mach sayısına sahip olduğu ancak 3 numaralı bölgeye göre artan basıncı ile sıcaklığının yükseldiği bölgedir.



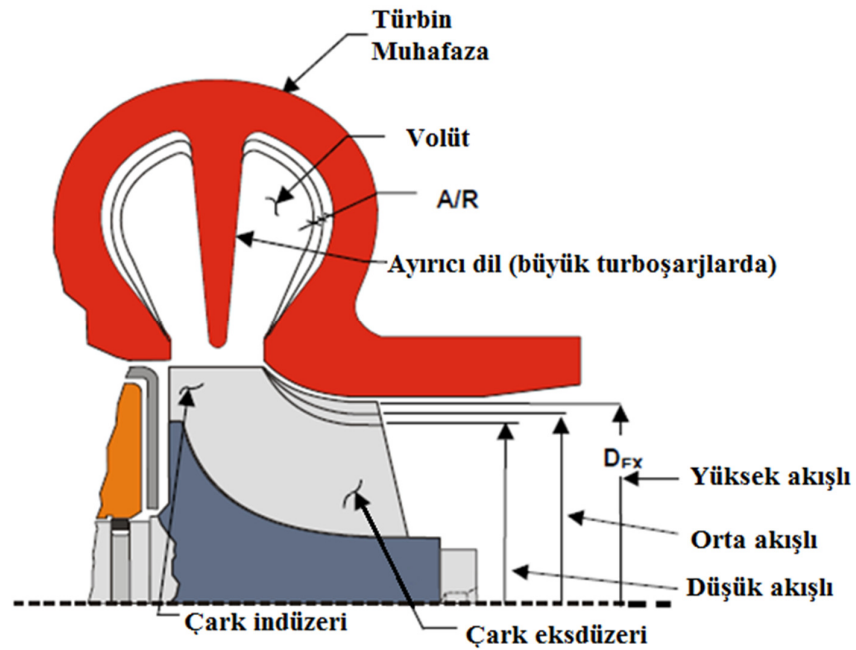
Şekil 5.14: Türbin muhafaza kesit görünüşü [2].



Şekil 5.15: Türbin içerisindeki gazın T-s diyagramı [2].

Bir turboşarj sistemi türbinin performansını etkileyen geometrik parametreler aşağıdaki kesit şemasında gösterilmektedir ve şunlardır:

- Çark dış çapı (D_{tip})
- Eksdüzler çapı (D_{exd})
- Trim Oranı $(D_{exd}/D_{tip})^2 \cdot 100$
- A/R oranı (Volüt kesit alanı / Volüt çapı)

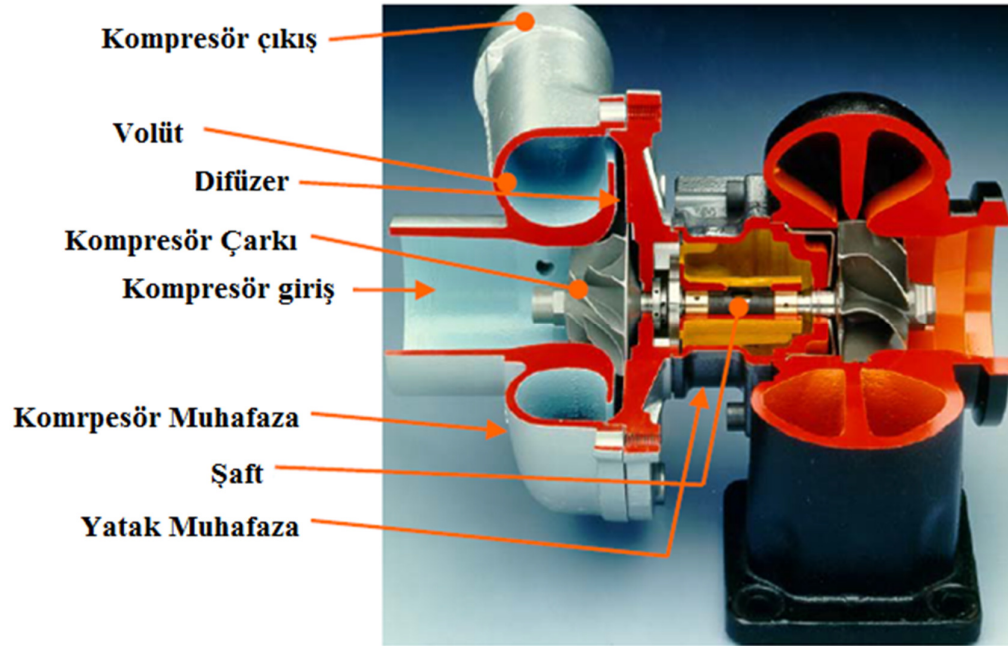


Şekil 5.16: Türbin parametreleri [2].

Bu geometrik parametrelerin türbin performansı ile ilişkisi ise şu şekildedir: Hava debisi ve hız çark dış çapının fonksiyonudur. Hava debisi ayrıca eksdüzler çapının da fonksiyonudur. En yüksek trim oranı aynı dış çapa sahip türbin çarkları için en fazla hava debisini verir. Verimlilik ise A/R oranına ve eksdüzler açıklığına bağlıdır. Bu iki parametre ayrıca türbinin çalışma aralığını etkiler.

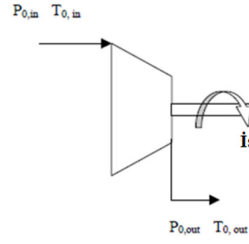
5.4 Kompresör

Aşağıdaki kesit görünüşte tipik bir radyal kompresör görünmektedir. Turboşarj sisteminin kompresör tarafında temel olarak kompresör çarkı, kompresör muhafaza ve bu muhafazanın geometrik tasarımından gelen akış kesiti, giriş ve çıkış pasajları, akışın ilave olarak sıkıştırıldığı difüzör gözlemlenebilir. Yine resimde kompresöre monte edilmiş bir şaft ve şaftın yataklama sistemi ve de bu yataklama sistemini barındıran yatak muhafaza parçası görülebilir.



Şekil 5.17: Kompresör kesiti [2].

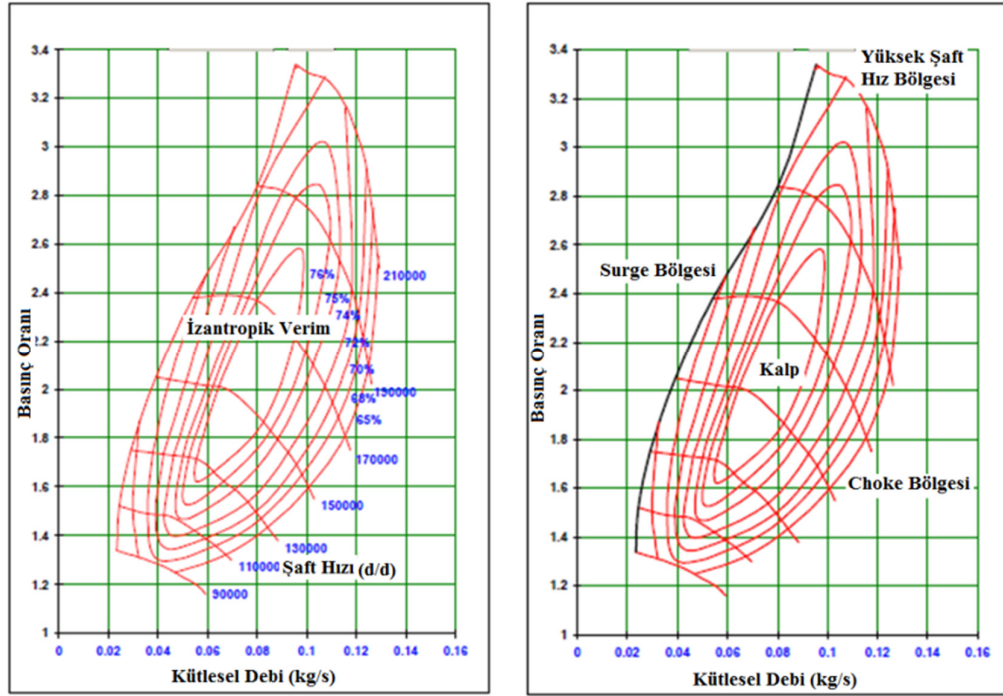
Bir kompresörün performansını belirleyen 4 adet ana parametre mevcuttur. Bunlar, sıkıştırma oranı, izantropik verim, tashih edilmiş akış debisi ve tashih edilmiş şaft hızıdır. Aşağıda bir kompresörün şematiği bulunmaktadır.



Şekil 5.18: Kompresör İş Diyagramı [2].

Tahmin edilebileceği gibi sıkıştırma oranı kompresöre giren ve burada basınçlandırılıp motoran gönderilen havanın basınçlarının oranıdır. İzentropik verim, ısı alışverişsiz durum için çark verimidir. Akış debisi kompresöre giren debi, şaft hızı ise müşterek şaftın devir sayısıdır.

Her kompresör bütün bu parametreleri içeren ve kompresörün karakteristiğini belirleyen bir kompresör haritasına sahiptir. Aşağıda bu kompresör haritasının bir örneği ve haritanın önemli bölgelerini gösteren diğer bir harita yan yana görülebilir.

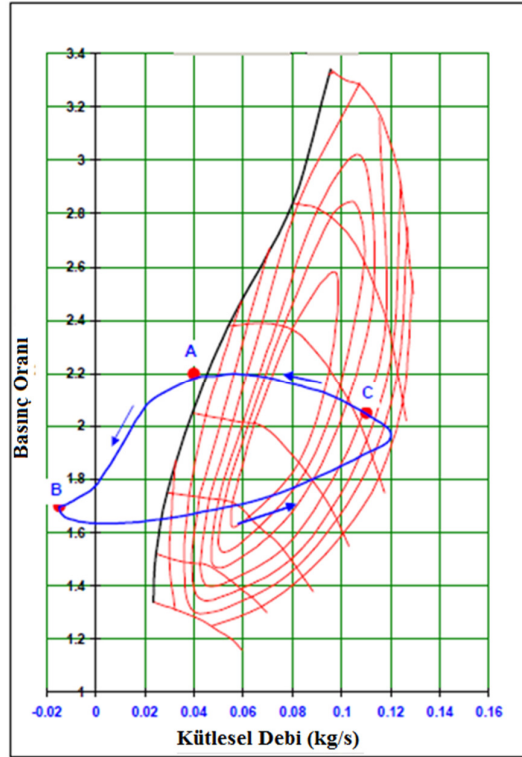


Şekil 5.19: Kompresör haritası ve haritanın bölgeleri [2].

Haritanın X eksenini tashih edilmiş hava debisini, Y eksenini ise sıkıştırma oranını gösterir. Haritanın içinde ise yataya yakın sabit şaft hızı çizgileri ve izantropik verim yumurta eğrileri bulunmaktadır. Harita 4 ana bölgeden oluşur: kararsız çalışma

(surge) bölgesi, kısılma (choke) bölgesi, yüksek şaft hızı bölgesi ve kalp (yüksek verim) bölgesi.

Kararsız çalışma bölgesi kompresörün dayanımını kötü yönde etkileyen en önemli bölgedir. Kompresörün olabildiğince bu bölgeden uzakta çalışması istenir. Haritadan da anlaşılacağı gibi dalgalanma bölgesi düşük hava debisi, yüksek sıkıştırma oranı bölgesine denk gelir. Bu alanda çalıştırılmak istenilen bir kompresörde ciddi hava debisi ve basınç dalgalanmaları oluşacaktır ve kompresör hiç de istenilmeyen bir döngüye girecektir [2]. Bu döngü aşağıdaki harita üzerinde gösterilmiştir. A noktasında yani düşük hava debisi ancak yüksek sıkıştırma oranı bölgesinde çalıştırılmak istenen kompresörün hızı, akış ayrılmaları nedeniyle meydana gelen yüksek kayıplar nedeniyle düşecek ve çalışma noktası A noktasından B noktasına doğru kayacaktır. Burada düşen kompresör hızı sayesinde yeniden stabil bir akış oluşacak ve çalışma noktası C noktasına doğru kayacaktır. Ancak motordan gelen düşük hava debisi ancak yüksek sıkıştırma oranı talebi kompresörü tekrar başladığı nokta olan A noktasında çalışmaya zorlayacak ve hem performans hem de mekanik olarak oldukça sakıncalı olan bir çevrime sokacaktır. Bu yüzden kompresörün çalışma noktaları dalgalanma bölgesinden belli bir emniyetle uzağında olmalıdır.

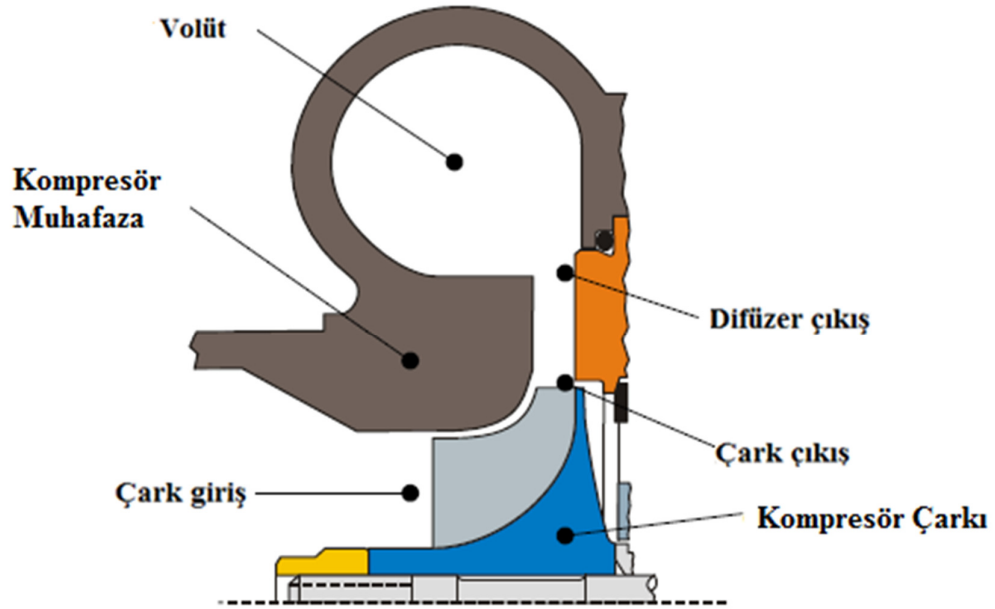


Şekil 5.20: Surge çevriminin kompresör haritası üzerindeki gösterimi [2].

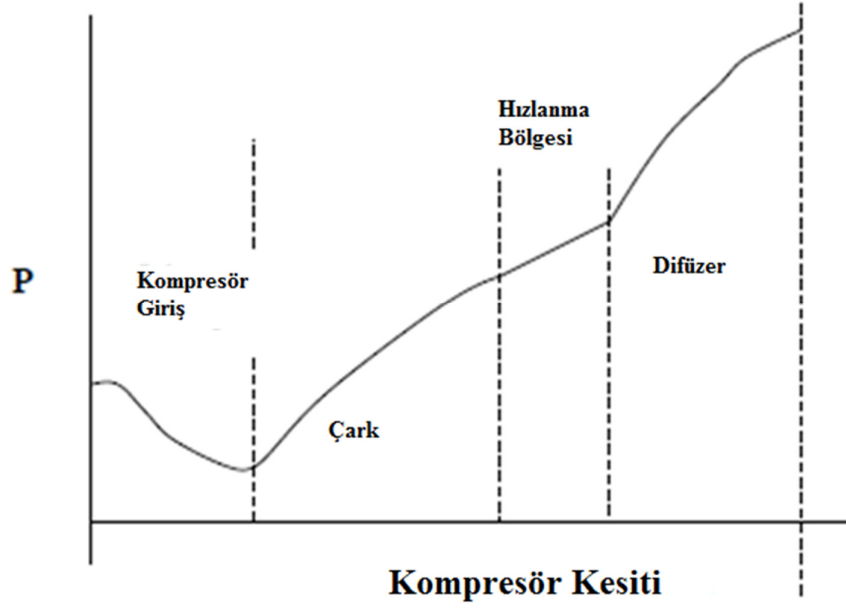
Kısılma bölgesi ise motorun kompresörden yüksek hava debisinde çalışmasını istediği bölgeye denk gelmektedir. Mekanik zorlanma anlamında bu bölgeden çalışmanın tek bir sakıncası yüksek şaft hızlarına çıkılmasıdır. Bu bölgede kompresöre giren hava debisi artık daha fazla sıkıştırılmadan, yani azami olarak sıkıştırılarak motora gönderilir. Yüksek şaft hızı bölgesi ve boğulma bölgesini genellikle birbirine yakın ve girişmiş bölgelerdir. Yüksek şaft hızı bölgesi turboşarj sistemi şaftının müsaade edilen azami devrini gösterir ve bu limit mekanik sınırlamalardan dolayı oluşmuş bir limittir ve turboşarj sisteminin bu üst şaft hızı limitine uzak kalması istenilir. Özellikle yüksek rakımlarda çalışan motorlarda dikkat edilmesi ve emniyetli kalınması gereken bir bölgedir.

Kalp bölgesi ise kompresörün izantropik olarak en verimli olacağı bölgedir. Kompresörün çalışma eğrisinin olabildiğince bu bölgeye yakın olması istenmektedir. Bu sayede performans ve verimlilikte artış sağlanmış olacaktır.

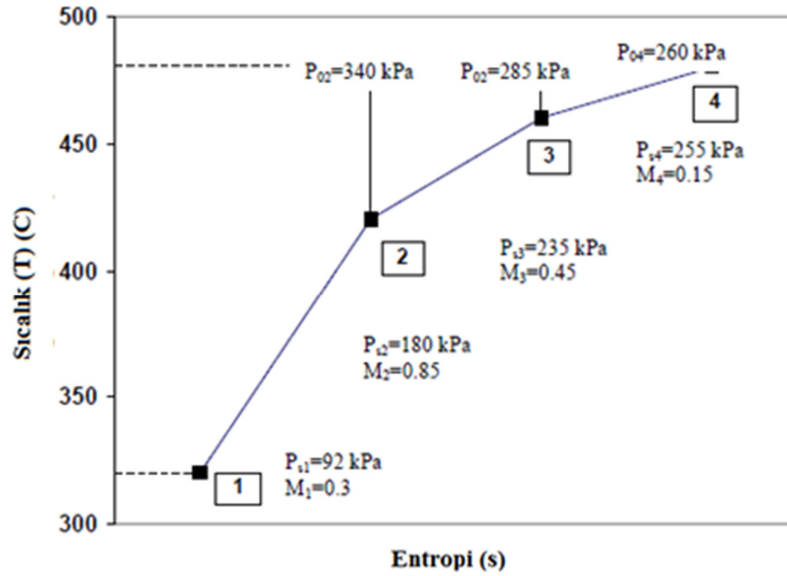
Kompresör çarkı ve kompresör muhafazası çiftine daha yakından bakılacak olursa bu bölgedeki aerodinamik yapı daha iyi anlaşılabilir. Aşağıda bu yapının detaylı kesti görünüşü görülmektedir:



Şekil 5.21: Kompresör muhafaza kesit görünüşü [2].



Şekil 5.22: Kompresör içinden geçen gazın P-V diyagramı [2].



Şekil 5.23: Kompresör içinden geçen gazın T-s diyagramı [2].

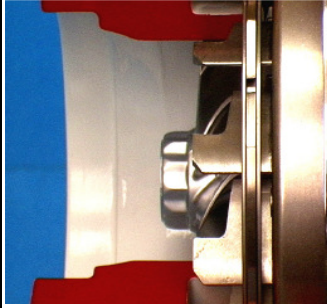
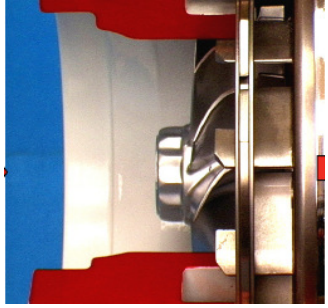
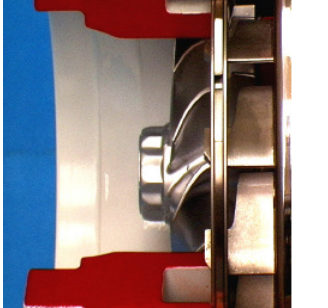
Kompresörün performansı bir çok geometrik değişkene bağlıdır. Bu değişkenler aşağıdaki görünüşlerde gösterilmiştir ve şunlardır:

- Çark dış çapı (D_{tip})
- İndüzer çapı (D_{ind})
- Difüzer aralığı (W_d)
- Trim Oranı $(D_{ind}/D_{tip})^2 \cdot 100$
- A/R oranı (Volüt kesit alanı / Volüt çapı)

5.5 Piyasadaki Turboşarj Sistemleri ve İmalatçılar

Günümüzde sahada koşan araçlarda kullanılan turboşarj sistemlerinin tamamı motorun takılı olduğu aracın amacına yönelik olarak seçilmiştir ve motora entegrasyonu sağlanmıştır. Bu seçim yapılırken dikkate alınan performans getirisi, yakıt ekonomisi, sağlamlık, fiyat gibi parametreler dikkate alınır. Bazı motorlarda sabit geometrili, tahliye vanasız turboşarj sistemleri kullanılırken (Ford Otosan Ecotorq 9 1 320PS motor) bazı motorlarda da 3 adet seri bağlı değişken ve sabit türbin geometrili turboşarj sistemleri (BMW N57S 3L 318 PS) kullanılmaktadır. Piyasasındaki bu denli geniş bir yelpazeyi besleyen imalatçılar ise kendi alanlarında diğerlerine üstünlük kurmuş olmalarına rağmen gelişen piyasa ve kolaylaşan bilgi aktarımı sayesinde bir çok imalatçı her alana hizmet vermeye başlamıştır. Aşağıda piyasada hakimiyet gösteren belli başlı turboşarj sistemi imalatçıları ve kısa bilgileri bulunmaktadır.

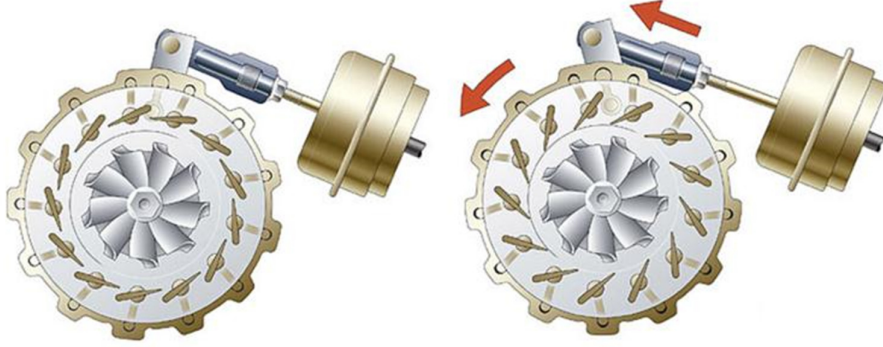
Cummins Turbo Technologies (CTT): Amerikan menşeli Cummins firmasının turboşarj sistemi kolu olan CTT firması, köklü ve eski İngiliz turboşarj sistemi imalatçısı Holset firmasının satın alınması ile piyasaya girmiştir. Ticari araçlara üretilen büyük boyutlu turboşarj sistemleri ile bilinmektedir. Hem FGT hem VGT turboşarj sistemi üretimi yapan firmanın VGT için geliştirdiği patentli bir mekanizması vardır. Bu mekanizmanın şeması aşağıda görülmektedir:

Kayar Yüzük Kapalı	Kayar Yüzük Yarı Açık	Kayar Yüzük Açık
Minimum türbin salyangozu çıkış alanı	Türbin salyangoz çıkış alanında artış	Maksimum türbin salyangozu çıkış alanı
Maksimum egzoz manifoldu basıncı	Egzoz gazı basıncında düşüş	Minimum egzoz manifoldu basıncı
Maksimum egzoz gazı hızı (türbin çarkında)	Egzoz gaz hızında düşüş (türbin çarkında)	Minimum egzoz gazı hızı (türbin çarkında)
Maksimum şaft hızı	Şaft hızında düşüş	Minimum şaft hızı
Maksimum turbo itkisi	Turbo itkisinde düşüş	Minimum turbo itkisi
		

Şekil 5.26: Kayar bilezikli değişken türbin [12].

Borg Warner Turbo System (BWTS): BW firması hem ticari hem de binek araçlara üretim yapan, Almanya kökenli bir firmadır. Firma binek araç piyasasında market liderliğini elinde bulundurur ve bir Alman otomobil üreticisine turboşarj sistemi

imalatı sağlamaktadır. Seri bağlı turboşarj sistemleri üzerine diğer imalatçılara nazaran daha ileridedir ve bu konuda bir çok patenti elinde bulundurur. VGT imalatında geleneksel mekanizmayı tercih eden BW aynı zamandan ticari taşıtlara da VGT turbo üretimine başlamıştır. Aşağıda geleneksel VGT yöntemi ve çalışması ile ilgili görseller görülmektedir:



Şekil 5.27: Kanatçık yapılı değişken türbinin tahrik mekanizması.

Kanatçıklar Açık	Kanatçıklar Kapalı
Çalışma aralığı: Düşük devirler	Çalışma aralığı: Yüksek devirler
Tanjantsal giriş açısı türbin gücünü artırmaktadır. Böylece düşük devirde yüksek tork elde edilir.	Radyal giriş açısı türbin gücünü azaltmaktadır. Böylece yüksek devirde yüksek güç elde edilir.

Şekil 5.28: Kanatçık yapılı değişken geometrili türbin [13].

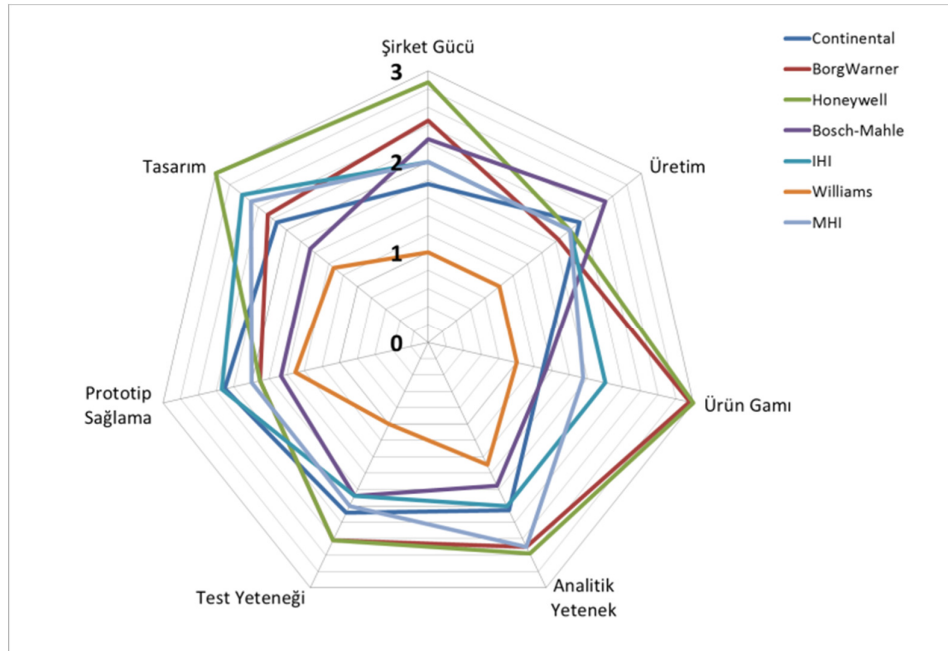
Honeywell Turbo Technologies (HTT): Garrett markasını satın alan Honeywell gruba bağlı HTT İngiliz kökenli bir imalatçıdır. En küçük motordan 6L hacimli motorlara kadar uygun turboşarj sistemi imalatı yapmaktadır. Binek araç ağırlıklı çalışan firma ticari araç piyasasına girmek için üretilen turboşarj sistemlerinin boyutlarını büyültme çalışmaları yapmaktadır. Ağırlıklı olarak İngiliz ve Amerikan otomobil üreticilerine turboşarj sistemi imalatı yapmaktadır.

Mitsubishi Heavy Industries (MHI): Turboşarj sistemi piyasasının Uzak Doğu'daki en önemli oyuncusu olan MHI sadece binek araçlara turboşarj sistemi imalatı yapmaktadır. Ağırlıklı müşterileri ise tahmin edileceği gibi Uzak Doğu'lu otomobil imalatçıları ve Fransız otomobil imalatçılarıdır.

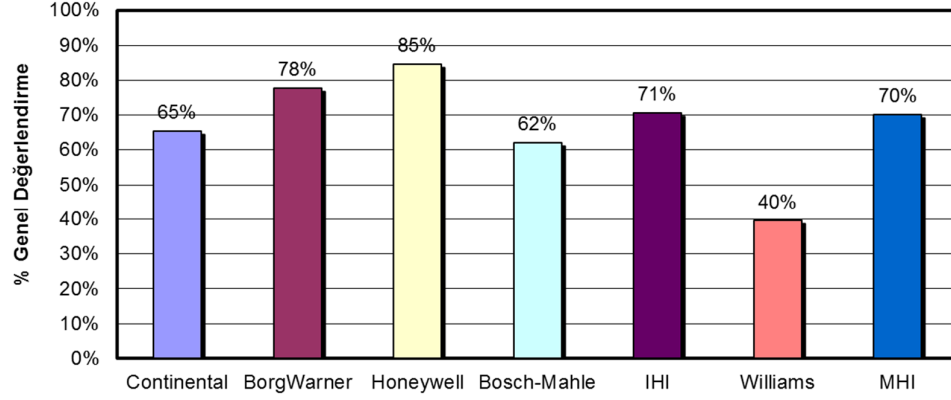
Bosch Mahle Turbo Systems (BMTS): Bosch ve Mahle firmalarının bir araya gelerek kurduğu Alman kökenli bir turboşarj sistemi imalatçısıdır. Piyasa yeni adım atan BM bazı Alman otomobil imalatçılarının Turboşarj sistemi piyasasındaki rekabeti artırılması için desteğini almıştır.

Ishikawajima Harima Heavy Industries (IHI): Japonya kökenli turbo imalatçısı binek araç sınıfına ürün imal etmektedir. Uzak Doğu ve Fransız imalatçılara turboşarj sistemi imalatı yapmaktadır.

Yukarıdakilerin dışında Alman Continental, Avusturyalı MAN, İngiliz Williams, Çinli F-Diesel, Japon Komatsu ve daha bir çok turboşarj sistemi imalatçısı mevcuttur. Aşağıdaki grafikte en önemli turboşarj sistemi imalatçıların Ford Motor Company Dunton Technical Center tarafından yapılmış bir karşılaştırma tablosu bulunmaktadır. Bu tablo imalatçılar konusunda genel bir fikir vermektedir.



Şekil 5.29: Turboşarj sistemi imalatçıların yetenek bazlı değerlendirilmesi.



Şekil 5.30: Turboşarj sistemi imalatçılarının genel değerlendirmesi.

5.6 İleri Teknoloji Çalışmaları ve Turboşarj Sisteminin Geleceği

Turboşarj sistemlerinin teknolojik gelişimi için yapılan çalışmalar günümüzde de azami hızda devam etmektedir. Çalışmaların merkezinde türbinde kullanılan egzoz gazının enerjisini daha da verimli şekilde kullanılması yönündedir. Türbin çıkışına düşünülen ekstra sistemler üzerine çalışmalar yapılmaktadır (Turbocompound, Waste-heat recovery vb).

Bunun yanında türbin ve kompresör çarklarının aerodinamik olarak daha verimli şekilde çalışılması için farklı tasarımlar ve üretim yöntemleri denenmektedir. Amaca yönelik aerodinamik çark tasarımı daha da önem kazanmaktadır. Performans çarkları ile yakıt ekonomisi çarkları birbirinden ayrılarak kendi alanlarında daha da iyi rakamlara sahip olmaya başlamıştır. Radyal ile eksenel çarkların birleştirilmesi ile elde edilen “mixed flow” çarklar ileri teknoloji çalışmalarının çarklar alanındaki son ürünüdür.

Diğer bir gelişim alanı olarak ise yataklama sistemleri belirlenmiştir. Hem mekanik yorulma, hem termal yorulmaya daha dayanıklı yataklama sistemleri çalışmaları devam etmektedir. Bu alandaki en önemli çalışma bilyalı yatak çalışmasıdır. Noktasal temas teorisi sayesinde sürtünme kayıplarının asgariye indirilmesi bilyalı yataklar ile mümkün olmasına karşın gürültü, titreşim, dayanıklılık ve yatağa beslenen yatağın filtrelmesi ile ilgili bazı problemler hala aşılamıştır.

Türbin ve kompresör muhafaza parçalarının da dayanımlarının artırılması yönünde çalışmalar devam etmektedir. Daha yüksek sıcaklıklara dayanıklı türbin muhafaza

malzemeleri denenmekte olup bu malzemelerin yorulma modellemeleri üzerine çalışmaktadır. Kompresör muhafaza alanında ise plastik malzemeler denenmektedir. Bu sayede üretim yöntemi kolaylaşmış ve maliyet azaltılmış olacaktır. Ancak plastik kompresör muhafaza çalışmalarının önündeki engel beklenenin aksine sıcaklık değil çark inflakına karşı olan güvenlik zaaflarıdır.

6. EGZOZ MANİFOLDU

6.1 Egzoz Manifoldu Esasları

Egzoz manifoldu motorun yanma odasından egzoz stroku esnasında çıkan egzoz gazlarını toplayan ve bir sonraki sisteme - ki genelde bu sistem aşırı doldurma sistemleri veya egzoz sistemleridir – aktarılması görevini yapan ara parçadır. Diğer bir deyişle egzoz gazlarının bir galeride toplanıp sıradaki sisteme geri verilmesini sağlayan gaz adaptörüne egzoz manifoldu denir. Aşağıda 2 adet farklı üretim yöntemine ve malzemesine sahip egzoz manifoldu görülebilir.



Şekil 6.1: Döküm ve sac metal egzoz manifold örnekleri.

Egzoz manifoldları motorda bulundukları konum gereği ve işlevleri gereği giriş ve çıkış portlarının birleşmesinden oluşur. Daha doğru bir tabir ile belirtmek gerekirse, çok sayıda gaz giriş portunun ve az sayıda gaz tahliye portunun birleştirilmesi ile oluşur. Bu da geometrik olarak parçanın karmaşık ve üretimi zor bir halde tasarlanmasına sebep olmaktadır.

Egzoz manifoldları tasarımı üç ana kısma bölünebilir. Bunlardan birincisi, egzoz gazının geçeceği yol olarak adlandırılan ıslak yüzeylerin tasarımıdır. Islak yüzeylerin tasarımında en önemli parametre motorun gereksinim duyduğu hava debisine ve yakıt miktarına bağlı olarak değişen egzoz gazı miktarıdır. Islak yüzeyin kesit alanları motordan dışarı atılacak olan egzoz gazını her daim bir sonraki sisteme taşıyabilecek büyüklükte olmalıdır. Yine ıslak yüzeyin tasarımında dikkat edilecek bir diğer etken de egzoz gazının akış kalitesidir. Egzoz gazının akışı olabildiğince

pürüzsüz olmalı, herhangi bir basınç kaybına olabildiğince engel olunmalıdır. Islak yüzey tasarımı da yine üretim yöntemine göre iç maça açıları, büküm çapları gibi detaylara da dikkat edilmelidir.

İkinci adım olarak tasarlanan ıslak yüzeyin üzerine gerekli et kalınlığının sağlanması suretiyle dış yüzeyin tasarlanmasıdır. Bu adımda dikkat edilmesi gereken en önemli husus her bölgede nominal et kalınlıklarını yakalayabilmektir. Bu sayede daha homojen ve ısıl genleşmelere dayanıklı bir tasarım elde edilecektir.

Son adımda ise egzoz manifoldunun diğer komponentlerle olan arayüzlerinin tasarımı, bağlantı elemanları için gereken boyutlar ve işleme detayları, yüzey işlemleri, montaj gereksinimleri gibi detaylar dikkate alınarak tasarım bitirilebilir.

Bütün tasarım süreci boyunca egzoz manifoldunun yüksek sıcaklığa, statik yüklere, titreşime ve yüksek kurumlu gazla temas halinde çalışmaya maruz kalan bir parça olduğu unutulmamalıdır. Bu tarz zorlanmalara kalan egzoz manifoldunun olası hata kodları ise beklenildiği üzere termal yorulma, titreşim kaynaklı metal yorulması, geometrik distorsiyon ve buna bağlı egzoz gaz kaçaklarıdır. Tasarım süresince parça üzere eklenen her figürün bu detaylar düşünülerek süzgeçten geçirilmesi gerekmektedir.

Tasarım aşamсында üzerinden geçilmesi gereken önemli karakteristikler ve bu karakteristiklerin beslediği etken gruplarını şöyle sıralayabiliriz:

Paketleme:

- Egzoz manifoldunun yeri, geometrik sınırları, kollarının konfigürasyonları ve montaj koşulları belirlenmelidir.
- Manifoldun montajı sırasında problem çıkmaması için montaj aletlerinin manifolda ulaşılabilirliği sağlanmalıdır.
- Çevre komponentlere olan mesafeler kontrol edilmelidir. Bu aşama egzoz manifoldunun çok sıcak bir parça olmasından dolayı oldukça önemlidir. Ayrıca üretim yönteminden dolayı ortaya çıkacak toleransların bu mesafelerde hesaba katılması gerekmektedir.

Çalışma sıcaklığı:

- Egzoz manifoldu dış yüzey sıcaklıklarının analiz veya benzer özellikteki motorlardan ölçüm yöntemiyle tespit edilmelidir.
- Kabin altı sıcaklıklarının egzoz manifoldu üzerine olan etkisi değerlendirilmelidir.
- Isı kalkanı gereksinimi sorgulanmalıdır.

Akış karakteristiği:

- Egzoz manifoldunun silindir kafasındaki her porta giden kolunun egzoz gazının akışını bozmamasına, diğer kollarla dengeli ve akış debilerinin yakın olmasına dikkat edilmelidir.

Bağlantı elemanları:

- Sızdırmazlığın sağlanması için gereken asgari sıkıştırma kuvvetinin üstünde kalınmasına dikkat edilmelidir.
- Aynı zamanda sıkıştırma kuvveti egzoz manifoldu üzerinde herhangi bir çatlağa sebep olmaması için çok fazla da olmamalıdır.

Malzeme seçimi:

- Malzemenin ısı genleşmesi,
- Değişken sıcaklıklardaki mekanik özellikler,
- Sürünme karakteristiği,
- Oksidasyon direnci,
- Titreşim, gürültü ve akustik performansı,
- Öz ağırlığına,
- Maliyetine dikkat edilmelidir.

6.2 Malzeme ve İmalat Teknolojileri

Egzoz manifoldl parçalarında iki ana üretim yöntemi bulunmaktadır. İlki ve daha çok kullanılanı döküm yöntemidir. Özellikle egzoz gazlarının benzinli motorlara nazaran daha düşük olan dizel motorların egzoz manifoldları döküm yöntemi ile üretilmektedir [14]. Bu yöntemde en çok kullanılan malzemeler küresel grafitli dökme demir (TSE TS 526 / EN 1563 / DIN 1563 Standardı), yüksek Silisyum ve Molibden'li küresel grafitli dökme demir (DIN EN 16124 / SAE J2582) malzemelerdir. Genellikle bu malzemeler için kabaca belirlenmiş azami sıcaklıklara

bakılarak malzeme seçimi yapılmaktadır. Otomotiv sektöründe sıkça kullanılan bu yöntem için hazırlanmış bir azami tasarım sıcaklığına bağlı malzeme tablosu aşağıda görülmektedir.

Çizelge 6.1: Egzoz manifoldu malzemelerinin tasarım sıcaklık limitleri [15].

Malzeme	Azami Tasarım Sıcaklığı (°C)
Gri Dökme Demir	540
Vermiküler Dökme Demir	650
Feritik Küresel Dökme Demir	760
SiMo Küresel Dökme Demir	870
Ni Alaşımlı Küresel Dökme Demir	925
Feritik Paslanmaz Çelik	955
Östenitik Paslanmaz Çelik	1050

Listeden de anlaşılacağı gibi artan azami sıcaklık değeriyle birlikte malzemeler de değişmektedir. En nihayetinde azami sıcaklık değerleri 950 °C civarına ulaştığında malzeme olarak dökme demir yerine paslanmaz çelik kullanılmaya başlanmaktadır. Bu durum da paslanmaz çeliğin sac metal ara maddesinden şekillendirme yöntemiyle üretimine ön ayak olmaktadır. Ancak bu üretim yöntemine ve malzemelere daha çok benzinli motorlarda rastlanmaktadır. Çünkü yanma sıcaklıklarına bağlı olan egzoz gaz sıcaklıkları benzinli motorlarda dizel motorlara nazaran daha yüksektir. Gelişen motor teknolojileri sayesinde benzinli motrrolara turboşarj sistemi komponentini entegrasyonu mümkün hale gelmiştir ve entegrasyon sayesinde entegre edilen turboşarj sistemi yanma odasına daha fazla oksijen basabilip yanma kalitesinin arttırmaya olanak sağlamıştır. Yüksek verimli yanma da egzoz gazlarının sıcaklıklarının daha da artmasına sebep olmuştur. Bu etmenlerden dolayı aşırı doldurma sistemleri ile donatılmış benzinli motorlarda artık dökme demir egzoz manifoldu kullanılmamaktadır.

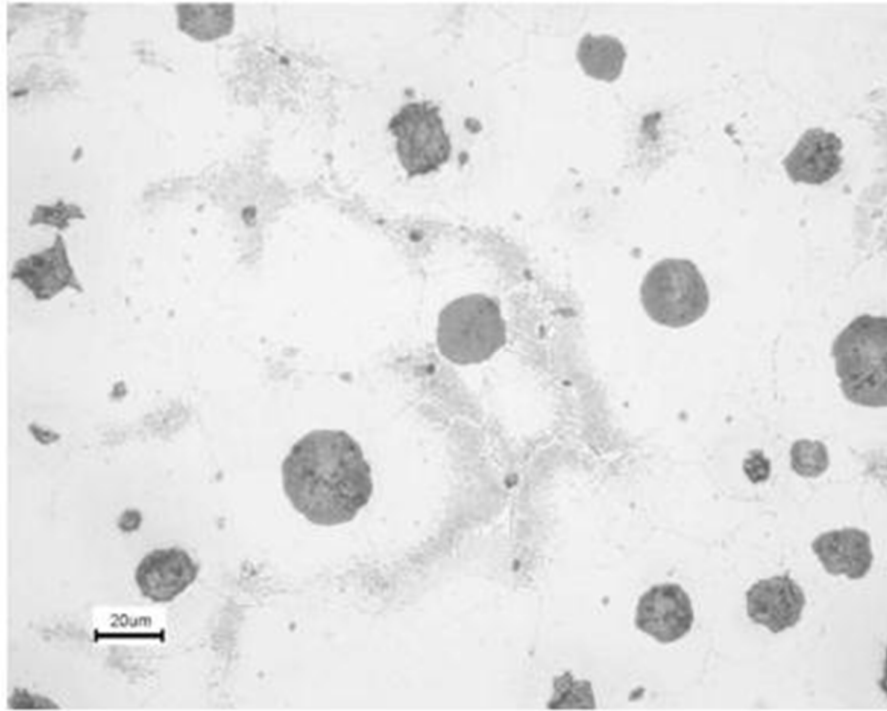
Dökme demir olarak ise kullanılan malzeme son yıllarda yüksek silisyum ve Molibdenli küresel dökme demirlerdir (SiMo). Bunun sebebi sıradan küresel dökme demirin % 3,5 ile % 6 oranında silisyum ve % 0 ile % 2 oranında Molibden ilavesiyle sıradan haline göre daha iyi sıcaklık dayanımına sahip bir malzeme haline gelmesidir. Özellikle yüksek sıcaklıklarda farkını belli eden SiMo malzemenin artan dayanımı ile ilgili grafikler aşağıda gösterilmiştir. Artan dayanımların yanında SiMo

malzemenin yüksek sıcaklık oksidasyonuna dayanımı da sıradan küresel dökme demire göre daha fazladır.

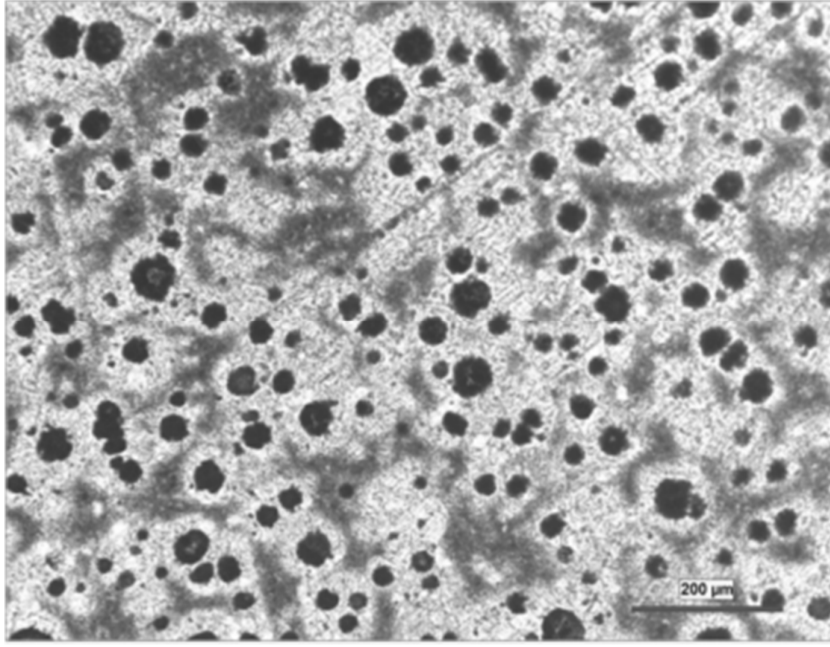
Eklenen silisyum ve Molibdenin etkilerine özel olarak bakıldığında şu gözlemler yapılır:

Silisyum maddesi, ferritik yapının stabilizasyonu sayesinde malzemenin değişken sıcaklıklardaki dayanımını artırır. Ferritik yapıdan östenitik yapıya geçişin gerçekleştiği kritik sıcaklık, silisyum eklenmesiyle yukarılara ve bu sayede faz değişimin beklenen sıcaklıkta gerçekleşmesine engel olunur. Ayrıca ferritik yapının gerginliğinin silisyum tarafından arttırılmasıyla perlit ve karbür oluşumunu da engellenerek mevcut stabil yapının korunmasına yardımcı olunur. Malzemenin dış yüzeyinde biriken silisyum açısından zengin tabaka ise yüzeyden oluşabilecek oksidasyonları geciktirmektedir.

Molibden ise, dökme demirdeki karbonun toplanarak kütle hâline gelmesini önler ve grafitin ince parçacıklar hâlinde şekillenmesini sağlar. Bu sayede dökme demirin dayanımını ve sertliğini artmış olur. Bunun yanında Molibdenin sürünme dayanımını da arttırdığı bilinmektedir. Aşağıda Molibden eklenmiş ve eklenmemiş küresel dökme demirlerin mikroyapıları görülmektedir.

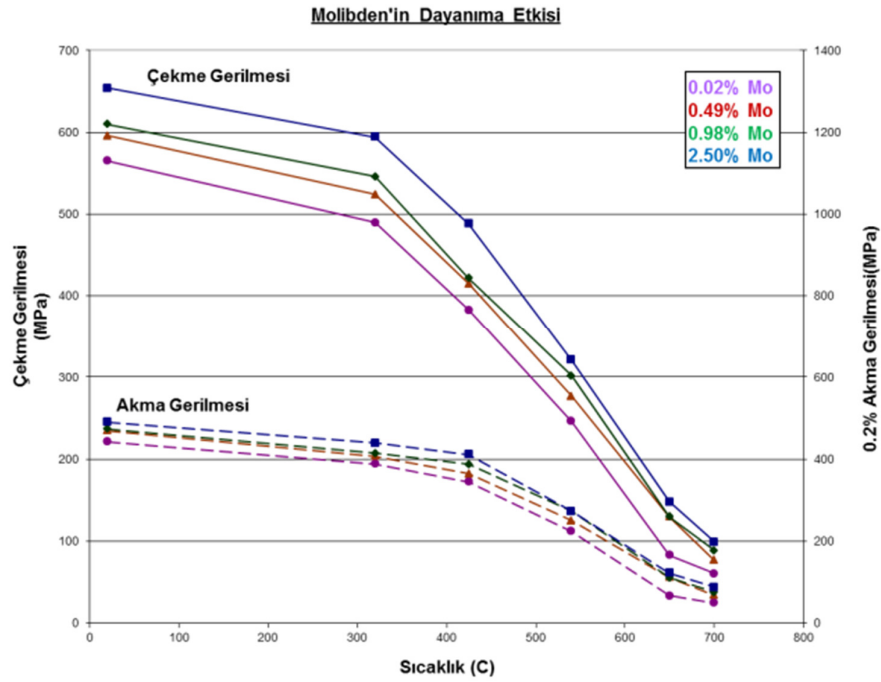


Şekil 6.2: SiMo küresel dökme demirin mikroyapısı [16].

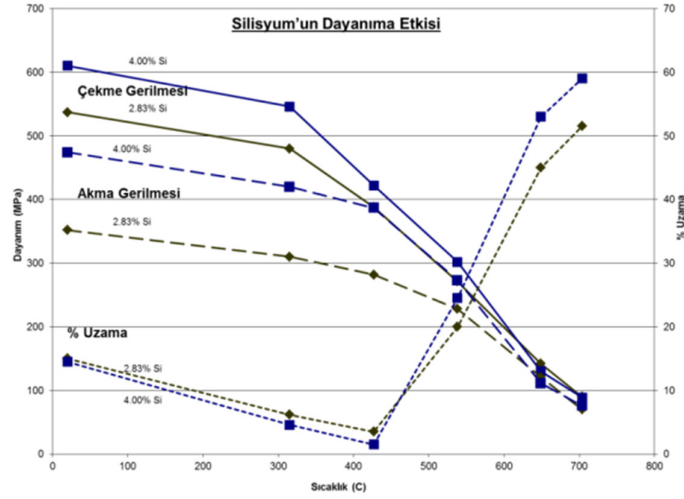


Şekil 6.3: Küresel dökme demirin mikroyapısı [17].

Molibdenin ve Silisyumun ilavelerinin akma ve çekme gerilmelerine olan etkilerini gösteren grafikler aşağıda gösterilmiştir. Ayrıca bu grafiklerde yüksek sıcaklıklardaki etkilerde gözlenmektedir ve anlaşılacağı gibi her iki ilave maddesinin de dayanıma olumlu yönde katkısı bulunmaktadır.

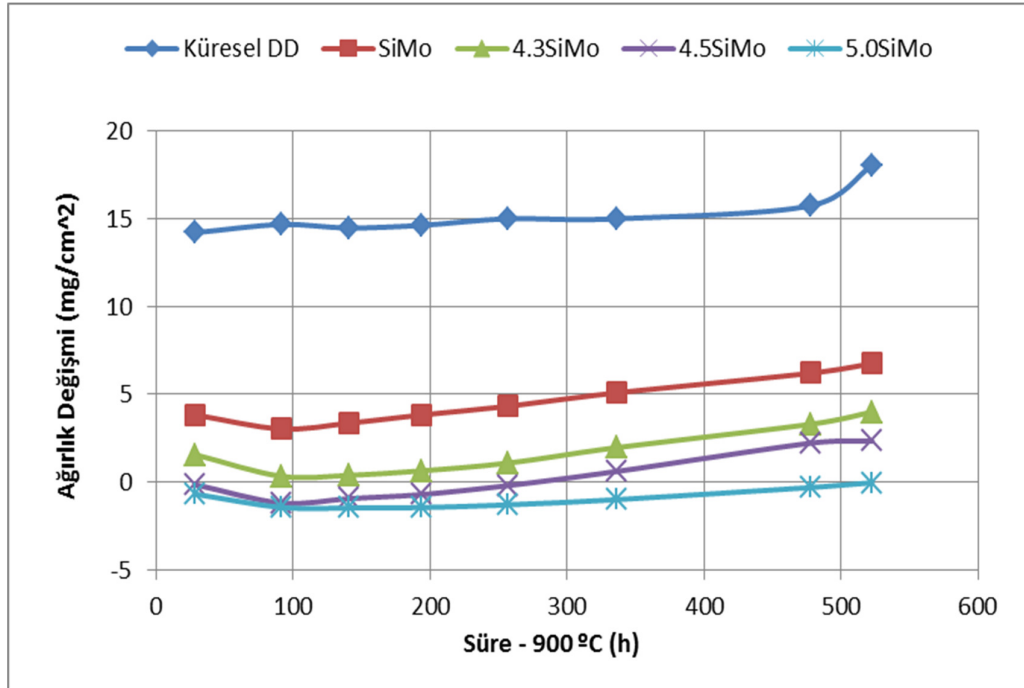


Şekil 6.4: SiMo malzemede Molibden oranının dayanıma etkisi [18].



Şekil 6.5: SiMo malzemede Silisyum oranının dayanıma etkisi [18].

Molibden ve Silisyumun ilavelerinin küresel dökme demire getirdiği bir başka olumlu özellik de malzemenin yüksek sıcaklık oksidasyon dayanımını arttırmasıdır. Aşağıdaki grafikte gösterilen bu dayanım artışı ilave edilen Molibden ve Silisyum oranına göre de artmaktadır. Grafikte yer alan eğriler DIN standartlarındaki SiMo küresel dökme demir datalarıdır.



Şekil 6.6: Küresel dökme demir ve SiMo malzemenin oksidasyon direnci karşılaştırması [18].

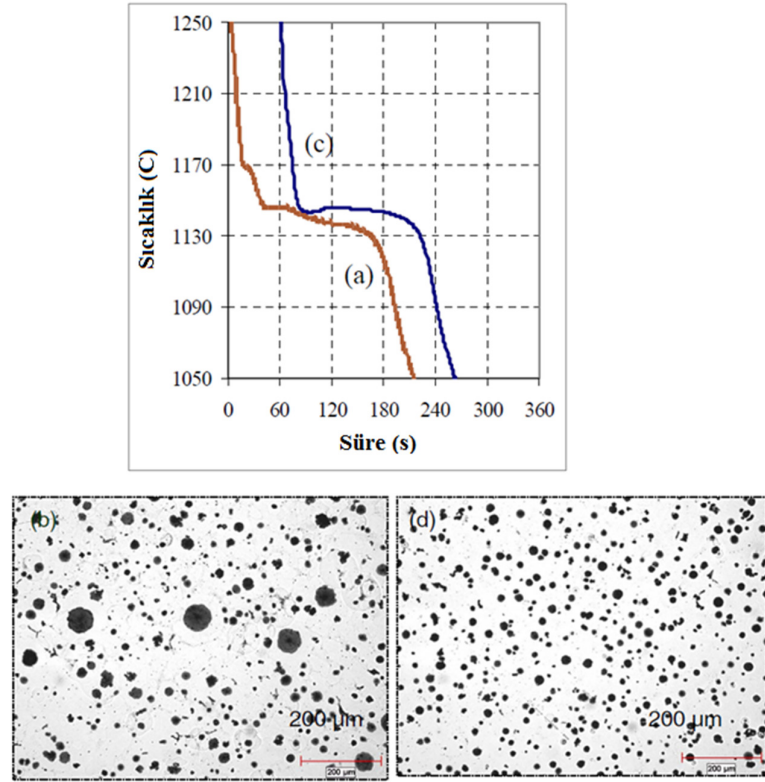
Egzoz manifoldu olarak tercih edilen SiMo malzemenin egzoz manifoldu olarak vücut bulup motora takılmasından sonra maruz kalacağı zorlanmaların en başında

termal zorlanma gelecektir. Motorun çalışmaya başlaması ve yüke bindirilmesiyle egzoz gazlarının ve de egzoz manifoldunun ısınmasına müteakip motorun rölantiye alınması, bayır aşağı giderken veya egzoz freni kullanılırken yakıt enjeksiyonunun durdurulması ile silindir içindeki yanmanın durması veya motorun kapatılması münasebetiyle egzoz manifoldunun soğuması gerçekleşecek ve ısınma – soğuma şeklinde bir termal çevrim ortaya çıkmış olacaktır. Bu çevrim dolayısıyla ortaya çıkacak olan termal genleşme ve bu genleşmenin parça üzerindeki bölgelerde farklılıklar göstermesi (parçanın farklı bölgelerinde oluşan farklı sıcaklık değerleri), motorun diğer komponentlerinden dolayı oluşan statik zorlanmalar ve içten yanmalı motorlarda bir fenomen halini almış olan titreşim yüklerinden dolayı egzoz manifoldunda farklı zorlanmalara sebep olacaktır. SiMo malzemenin bu zorlanmalardan birincil ve hasara en çok yol açan zorlanma türü olan termal zorlanmaya ve termal yorulmaya olan direnci de sıradan küresel dökme demire göre daha fazladır. Bu direnç malzemeye eklenen Molibden ve Silisyum miktarına göre de artış göstermektedir. Aşağıda deneylerle elde edilmiş bu dayanım farkını gösteren bir tablo bulunmaktadır.

Çizelge 6.2: Çeşitli Si ve Mo oranlarındaki malzemenin termo mekanik yorulma karşılaştırması [18].

	Termal Çevrim Aralığı (C)	Hasara Kadar Geçen Çevrim Sayısı
2.1% Si	200 - 650	80
3.6% Si	200 - 650	173
3.6% Si 0.4% Mo	200 - 650	375
4.4% Si 0.2% Mo	200 - 650	209
4.4% Si 0.5% Mo	200 - 650	493

Küresel dökme demire eklenen Molibden ve Silisyumun gerilmelere ve termal yorulmaya karşı olan olumlu etkilerinin yanında üretilebilirliğe getirdiği olumsuz etkiler de mevcuttur. Bu iki elementin küresel dökme demire eklenmesiyle malzemenin döküm prosesini etkileyecek olan soğuma hızı problemleri ortaya çıkacaktır. Aşağıdaki grafikte küresel dökme demire eklenen Molibden'in sebep olduğu daha küçük grafit nodlarını barındıran dökme demirle ile normal grafit nodların barındıran dökme demirin aynı döküm şartları altındaki soğuma hızları görülmektedir. Bu durum Molibden eklenmiş küresel dökme demir parçada geç soğumaların, çekintilerin ve döküm hatalarının oluşma riskini arttırmaktadır.



Şekil 6.7: Farklı soğuma hızlarına sahip mikro yapıların karşılaştırılması, (a) soğuma hızı (b) mikroyapısına, (c) soğuma hızı (d) mikroyapısına aittir [19].

Yukarıda da belirtildiği gibi egzoz manifoldları motor üzerinde en çok ısıl zorlanmaya maruz kalan parçalardır. Yüksek teknoloji ile maliyet kaygısı olmadan üretilen motorların bazılarında bu ısıl zorlanmalara karşı soğutmalı egzoz manifoldu tasarımı yapılmaktadır. Manifoldun gaz galerisine temas halinde bir soğutucu galerisi eklenerek egzoz manifoldu metali soğutulabilir. Bunun dışında, özellikle egzoz sistemindeki emisyon iyileştirici sistemlerin daha verimli çalışabilmesi amacıyla bazı manifoldlarda yine fazladan bir galeri mevcuttur ve bu galeri hava ile doldurulur. Hava galerisi sıcak egzoz gazlarının geçtiği galeriyi çepeçevre sarar ve bir izolasyon tabakası görevini görür. Bu sayede egzoz gazlarının dış yüzey kaynaklı etmenlerden dolayı soğuması azaltılır ve emisyon iyileştirme sistemlerine daha sıcak gazlar aktarılmış olur. Bu da sonradan iyileştirme sisteminin verimini artırır.

6.3 Çok Parçalı Egzoz Manifoldu

Daha önce bahsedilenlere ek olarak bu tezde konu alındığı üzere büyük hacimli ağır ticari motorları için tasarlanan egzoz manifoldlarında ise çok parçalı egzoz

manifoldları kullanılmaktadır. Bunun sebebi büyük hacimli motorların büyük silindir çaplarına bağlı olarak daha büyük silindir bloklarına sahip olması dolayısıyla daha büyük egzoz manifoldu boyutlarına ihtiyaç duyulmasıdır. Yüksek sıcaklığa maruz kalan büyük egzoz manifoldlarının üretimi küçük boyutlu egzoz manifoldlarına göre daha zordur ve termal genleşmeleri kontrol altında tutmak neredeyse imkansızdır. Kontrolsüz termal genleşme de parçaya uygulanan termal yükleri artırır ve bunun sonucunda da parçanın şekil değişimi riskini artırır ve termal yorulmaya karşı ömrünü azaltır. Parçanın şekil değiştirmesi de egzoz gazı kaçağı, parçanın çatlaması, akustik ve emisyon seviyelerinde tutarsızlık gibi sonuçlara yol açacaktır. Bütün bu sebeplerden dolayı büyük motorlarda egzoz manifoldları çok parçalı halde üretilmektedir. Aşağıda bir kaç adet çok parçalı egzoz manifold örnekleri görülebilir.



Şekil 6.8: Çok parçalı egzoz manifoldu örnekleri.

Büyük ve yekpare egzoz manifoldlarının bir diğer sıkıntısı da parçaların talaşlı imalat işleminden sonra istenilen kaliteyi yakalanmasındaki zorluktur. Uzun ve büyük işleme yüzeylerine sahip egzoz manifoldlarının şleme tezgahına sığdırılması, fikstürlerin konulandırılması ve sızdırmazlığın kritik olduğu yüzeylerde istenilen işleme kalitelerinin yakalanması oldukça zordur. Çok parçalı egzoz manifoldu sayesinde ise parçaların geometrik olarak talaşlı imalata uygunluğu artırılmış olur. Bu da parçanın maruz kaldığı imalat safhalarından çıkan son ürünün kalitesini arttırmaktadır.

6.4 Çok Parçalı Egzoz Manifoldlarında Bağlantı Stratejileri

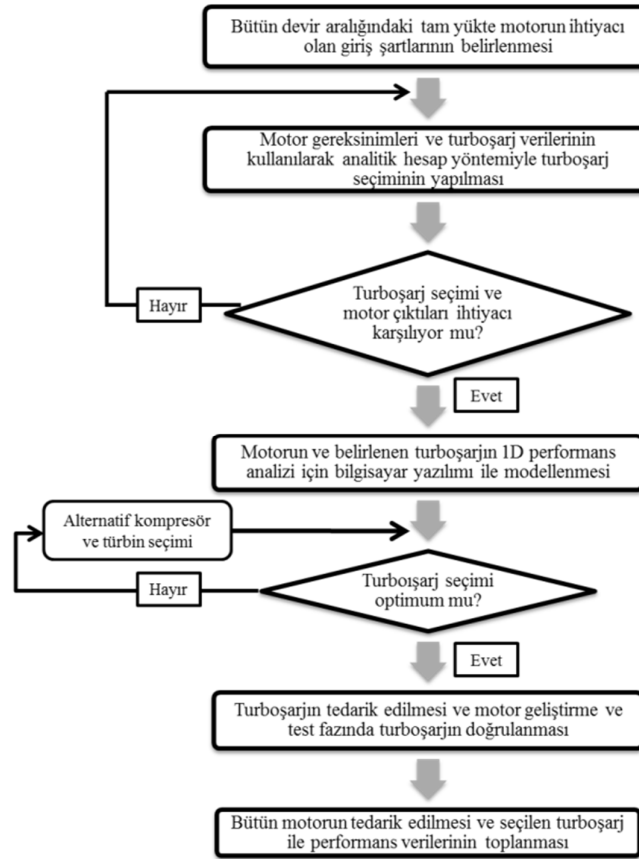
Çok parçalı egzoz manifoldları getirdikleri faydaların yanında bir takım handikaplara da sahiptirler. Bunların en önemlisi egzoz gazının manifold parçalarının arasında sızması ve buna bağlı olarak geliştirilen bağlantı yöntemlerinin montaj karmaşıklıklarıdır. Piyasada bir çok farklı tasarım uygulanmaktadır. Bunlardan bazıları aşağıdaki resimlerde görülmektedir. Bu tezin kapsamında kullanılan bağlantı yöntemi salmastıralı tasarım olarak adlandırılmıştır ve sonraki bölümlerde detaylı olarak anlatılacaktır.



Şekil 6.9: Çok parçalı egzoz manifoldlarında farklı bağlantı stratejileri.

7. 12.7 L 460PS MOTOR İÇİN TURBOŞARJ SİSTEMİ SEÇİMİ VE İMALATI

Bir motora turboşarj seçimi sırasında iki temel basamak vardır. Bunlar turboşarj sisteminin analitik yöntemlerle ve varsayımlarla seçilmesi veya tek boyutlu performans yazılımları üzerinde motorun modellenmesi ile yapılabilecek yüksek karmaşık düzeyindeki analizler yöntemi ile seçilmesidir. Bu tez çalışması boyunca her iki metoda da değinilecektir ve hem basit analitik yöntemle hem de tek boyutlu performans analiz yazılımı (GT Power) ile turboşarj sistemi seçimi yapılacaktır. Bu seçim işlemi boyunca ise izelencek yol aşağıdaki diyagramdaki gibi olacaktır. Bu diyagramdan da anlaşılacağı gibi öncelikle basit analitik yöntemle turboşarj sistemi seçimi yapılacak ve akabinde bilgisayar destekli çalışma sürdürülecektir.

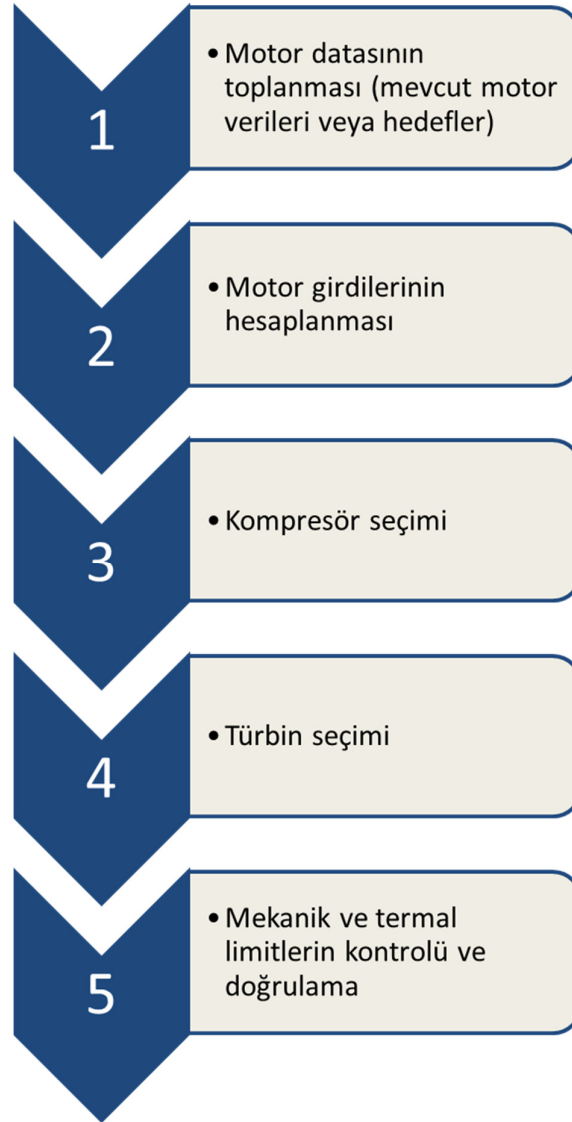


Şekil 7.1: Turboşarj sistemi seçim süreç algoritması [2].

Basit analitik yöntemle turboşarj sistemi seçimi tahmin edilebileceği gibi bir çok ampirik formül ve varsayım içermektedir. Ancak bu ampirik formüller ve varsayımlar seçim işlemini oldukça hızlandırır ve turboşarj sistemi seçimi konusunda ilk fikre sahip olmayı sağlar.

Bilgisayar destekli 1 boyutta performans analizi ise basit analitik seçim işlemine göre çok daha ağır ve uzun hesaplama süreçlerine sahiptir. Ancak malum olduğu üzere basit analitik seçime göre çok daha kesin ve doğruluğu yüksek sonuçlar bu performans analizi yöntemi ile mümkün hale gelir.

Diyagramda yer alan turboşarj sistemi seçimleri ve temel turboşarj sistemi seçimin ana hatları ise aşağıdaki gibi bir diyagramla özetlenebilir:



Şekil 7.2: Turboşarj sisteminin motor datası ile eşleştirilme diyagramı [2].

7.1 Turboşarj Sistemi Seçimindeki Hedefler Ve Kısıtlamalar

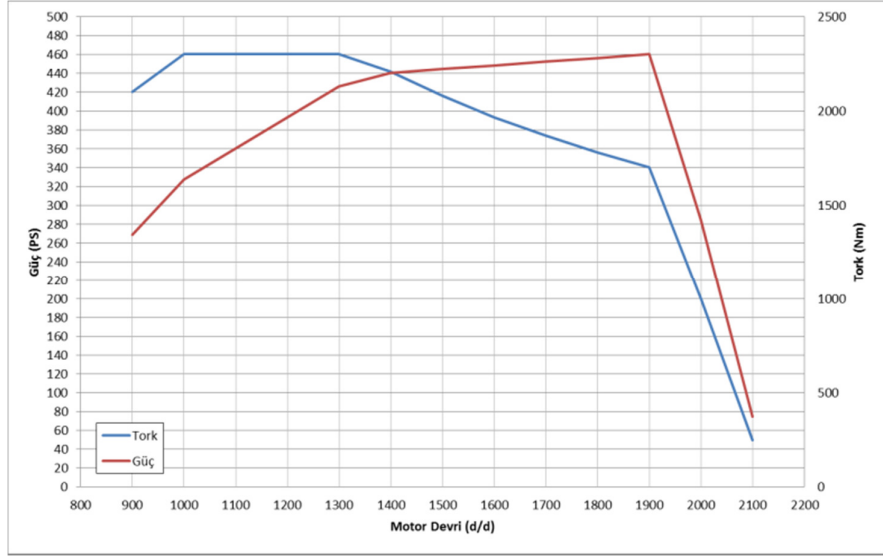
Turboşarj sistemlerinin motorlarla eşleştirilmesi işlemine başlanabilmesi için turboşarj sistemi seçilecek olan motorun öncelikle motor hacmi, güç ve tork değerleri belli olmalıdır. Bu değerlerin varlığı motorun çalışma karakteristiğini, kullanılma alanını ve güç yoğunluğunu belirlemiş olacaktır. Örneğin, turboşarj sistemi seçimi yapılacak motor yüksek hacimli bir yol kamyonu motoru olabilir ve yüksek tork gereksinimini düşük yakıt tüketimiyle sağlamalıdır. Veyahut orta motor hacimli bir çöp arabası motoru da ele alınabilir ve bu tarz bir motor sürekli olarak dur – kalk şeklinde ve çoğunlukla düşük viteslerde ve düşük motor devirlerinde çalışmaya gerek duyacaktır. Bu gibi detayların ortaya çıkması ile kullanılacak olan motora en uygun turboşarj sistemi seçimi için ilk yorum yapılabilir. Kısacası bir motora seçilecek olan turboşarj sisteminin o motorun entegre edileceği araç uygulamasına göre yapılır.

Bir motora turboşarj sistemi seçimi, zorlanmalar göz önüne alındığında, o motorun tam yük eğrilerine göre yapılmalıdır. Bunun sebebi ise motorun tam yükteki çalışma noktalarının turboşarj sistemi için en zorlayıcı noktalar olmasıdır. Kısmi yüklerdeki çalışma noktalarındaki güç ve tork değerleri, tam yükteki değerler sağlandığı takdirde garanti altına alınmış olunacaktır. Bu noktalar için yapılması gereken çalışmalarla ilgili olarak ise daha sonraki bölümlerde açıklamalar yapılacaktır.

Bu tez çalışmasında konu alınan motor daha önceki bölümlerde de belirtildiği gibi 12.7L silindir hacmine sahiptir ve motordan alınacak olan gücün 460 PS olması hedeflenmektedir. Motorun hedeflenen azami tork değeri ise 1900 d/d'da 2300 Nm olacak şekilde belirlenmiştir. Aşağıdaki grafikte motor için hedeflenen tam yükteki güç ve tork eğrileri görülmektedir. Bu eğrinin çıkartılması piyasa talebi, pazarlama, rekabet ve teknik fizibilite çalışmaları sonrasında belirlenmiştir ve bu motor programı için hedef eğriler olarak kabul edilir. Bu noktadan sonra yapılan bütün çalışmalar bu güç ve tork eğrilerine göre yapılacaktır.

Hedef değerlerin belirlenmesinden sonra turboşarj sistemi seçimini etkileyen diğer değerler belirlenir. Bu değerler genel olarak turboşarj sistemi seçiminde etkili olan kısıtlamalardır. Motorun regülasyonlar gereği güç kesmeden çalışması gereken yükseklik, çarkların ve turboşarj sistemi şaftının mekanik hız limiti, turboşarj sistemi malzemelerinin sıcaklık tasarım limitleri, karter ventilasyon sisteminin kompresör

girişine beslediği blow-by gazlarının içindeki yağ buharının kompresör girişinde aşırı sıcaklıktan dolayı pişmesine sebep olmasından dolayı ortaya çıkan azami kompresör çıkış sıcaklığı, turboşarj sistemi sızdırmalığının emniyeti için turbin giriş, türbin çıkış ve egzoz geri basınç limitleri gibi değerler turboşarj sistemi seçimini etkileyen kısıtlamalar olarak gösterilebilir.



Şekil 7.3: Seçim yapılacak motorun güç ve tork eğrisi.

Bir diğer parametre grubu ise seçimi boyunca sürekli olarak iyileştirilmesi gereken marjinal faydalı parametrelerdir. Yakıt tüketimi, kompresör ve türbin çarklarının verimleri, egzoz gazı resürkilasyonu yeteneği, kompresör dalgalanma ve boğulma limitleri gibi değerler de seçim süresince turboşarj sistemi belirlenmesini etkileyen ve iyileştirilmesi gereken parametreler içinde sayılmalıdır.

7.2 Motor Datası İle İlk Seçim

Basit analitik yöntemle turboşarj sistemi seçiminde izlenen iteratif yol şu şekildedir:

1. Motora gereken temiz hava basıncının tahmin edilmesinden yola çıkılarak kompresörde yakalanması gereken basınç oranı (P_2/P_1) belirlenir. Bu tahmin için motordan istenen güce göre matematiksel hesaplamalar yapılabileceği gibi mevcuttaki bir motorun temiz hava değerlerinden de yaklaşım yapılabilir. Mevcut motorlardan yapılacak yaklaşımda yaklaşım yapılacak motorun silindir hacmi ve motor azami devir noktası gibi değerlere dikkat edip gerekli tashihlerin yapılmasına özen gösterilmelidir.

2. Turboşarj sisteminin kompresör tarafının verimi ($\eta_c = 0,7 / 0,78$) tahmin edilir ve buna göre kompresör çıkış sıcaklığı aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$T_2 = T_1 + \frac{c_{pa} T_1}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \right)} - 1 \right] \quad (7.1)$$

3. Kompresör çıkışına konumlandırılmış olan ve basınçlı temiz havayı soğutmaya yarayan eşanjörün verimi ($\sim 0,72$) tahmin edilerek emme manifoldu hava giriş sıcaklığı şu formül yardımıyla hesaplanır:

$$T_3 = T_2(1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w \quad (7.2)$$

4. Bu sıcaklığın hesaplanmasından sonra emme manifoldundaki havanın yoğunluğuna geçiş aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} \quad (7.3)$$

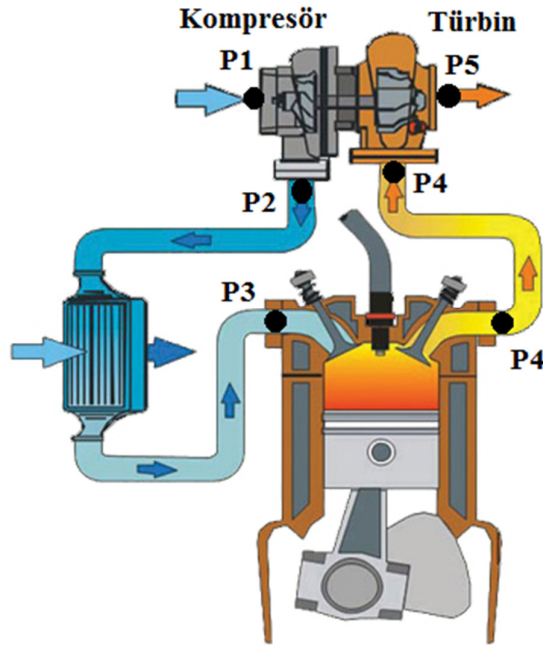
5. Emme manifoldundaki temiz havanın hesaplanan değerlerine göre motorun volümetrik verimi ($\sim 0,9$) tahmin edilir ve buradan da motorun ihtiyacı olan temiz havanın kütle debisi bulunur:

$$\dot{m}_a = \left(\frac{N}{2} \right) \rho_2 V_{sw} \mu_{vol} \quad (7.4)$$

6. Daha sonra ise silindire giren hava-yakıt oranı (AFR) tahmin edilir ve mevcut motorlardan yola çıkılarak silindirin yanma odasında ne kadarlık bir gaz sıcaklığı artışı ($T_4 - T_3$) olacağı belirlenir.
7. Türbin verimliliği ($\eta_t = 0,68 / 0,75$) tahmin edilir ve türbin giriş basıncı (P_4) aşağıdaki enerji denge denkleminde göre hesaplanır. Türbin çıkış basıncı (P_5) ise atmosfer basıncının biraz üzerinde kabul edilir.

$$T_1 c_{pa} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \right)} - 1 \right] = T_4 c_{pa} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\left(\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a} \right)} \right] \left(1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) \eta_c \eta_t \eta_m \quad (7.4)$$

8. Motorun emme manifoldundaki basıncın turboşarj sisteminin türbin girişindeki basınca oranının (P_3/P_4) tahmini yapılır. Burada bulunan basınç oranının gaz girişi – çıkışı esnasında yeterli pompalama işini gerçekleştirebiliyor olduğundan emin olunmalıdır.
9. Bundan sonra türbin kütle akış parametresi olan $\dot{m}_e\sqrt{T_4/P_4}$ hesaplanır. Buradaki egzoz gazının kütle debisi ise şu şekildedir: $\dot{m}_e = \dot{m}_a + \dot{m}_f$ Türbin giriş – çıkış basınç oranı (P_4/P_5) ve kütle akış parametresi ($\dot{m}_e\sqrt{T_4/P_4}$) kullanılarak bu noktada verimli çalışsan bir türbin haritası seçilir.
10. Kompresör kısmında da aynı boyutsuz kütle akış parametresi hesaplanır: $\dot{m}_a\sqrt{T_1/P_1}$. En başta belirlediğimiz kompresör basınç oranı (P_2/P_1) ve kütle akış parametresine ($\dot{m}_a\sqrt{T_1/P_1}$) göre bir kompresör haritası seçilir.
11. Seçilen haritalar üzerinde istediğimiz değerleri veren noktalara denk gelen verim değerleri enerji dengesi denklemi tekrar beslenerek hesaplama tekrarlanır ve harita üzerinde belirlenen noktalara bir kaç iterasyon sonunda yakın değerler elde edilmiş olur [2].



Şekil 7.4: Motor üzerinde hesaplamalarda kullanılacak basınç noktaları.

Unutulmamalıdır ki burada sıralanan adımlardaki hesaplamalar turboşarj sistemi seçiminin ilk adımı için bize fikir vermektedir. Zira yukarıdaki formüller oldukça fazla kabul içermektedir. Hesaplamalar boyunca örneğin turboşarj sistemindeki basınç değişimleri, türbin giriş hızları ve egzoz manifoldundaki gaz basıncı dalgalanmaları önemsenmemiştir.

Bu adımların bu teze konu olan motor için uygulanışı motorun üç farklı çalışma noktası için yapılmıştır ve yapılan hesaplamalar sonucunda aşağıdaki tablo ortaya çıkmıştır:

Çizelge 7.1: 3 farklı nokta için hesaplanan motor parametreleri [2].

Adım		Birim	900 d/d Tam Yük	1000 d/d Maks Tork	1900 d/d Maks Güç
1	(P_2/P_1)	-	2,8	3	2,6
2	$T_2 = T_1 + \frac{c_{pa} T_1}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right]$	°C	161	172	150
3	$T_3 = T_2(1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w$	°C	81	69	55
4	$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3}$	-	0	0	0
5	$\dot{m}_a = \left(\frac{N}{2} \right) \rho_2 V_{sw} \mu_{vol}$	kg/h	881	982	1479
6	$(T_4 - T_3)$		481	477	501
7	$T_1 c_{pa} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] = T_4 c_{pa} \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \right] \left(1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) \eta_c \eta_t \eta_m$	°C	401	395	443
8	(P_3/P_4)	kg/s/√K/Pa	0,967	0,968	0,869
9.1	$\dot{m}_e \sqrt{T_4/P_4}$	kg/s	0,0244	0,0266	0,0407
9.2	(P_4/P_5)	-	2,80	2,92	2,52
10.1	$\dot{m}_a \sqrt{T_1/P_1}$	kg/s/√K/Pa	0,042	0,047	0,070
10.2	(P_2/P_1)	-	2,8	3	2,6
10.3	Düzeltilmiş Hava Debisi	kg/s	0,245	0,273	0,411

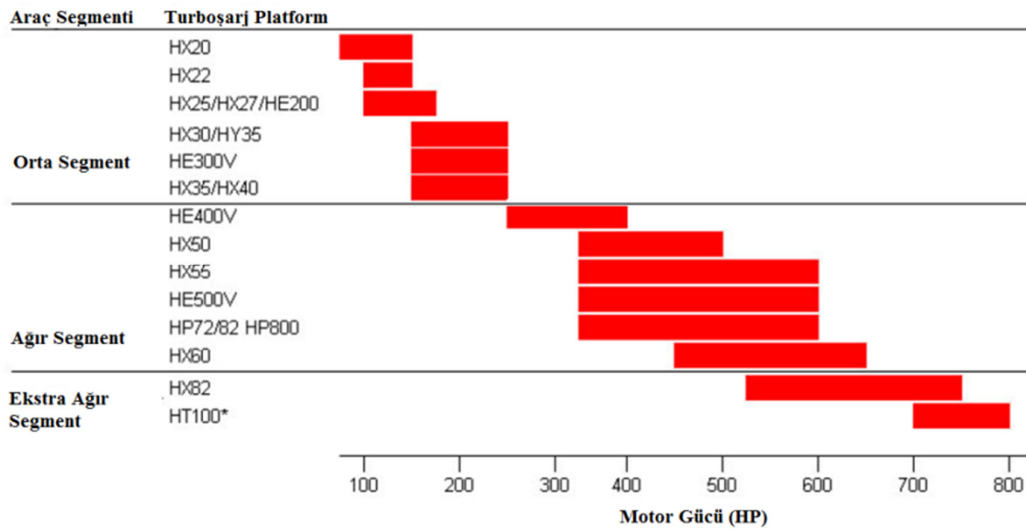
Yapılan hesaplamaların ardından elde edilen kütle akış parametreleri ve basınç oranları sayesinde kompresör ve türbin seçimi yapılabilir. Bu seçim piyasadaki imalatçıların gaz stantlarında çıkarttıkları kompresör ve türbin haritalarına göre yapılır.

Türbin seçimi genelde kompresöre göre daha kolaydır. Çünkü her imalatçının belirli motor hacim aralıklarına göre önerdikleri türbinler vardır. Ayrıca türbin seçimi turboşarj sisteminin “frame size” olarak adlandırılan kasa büyüklüğünün de belirlenmiş olması anlamına gelmektedir. Çünkü turboşarj sistemlerinin yatak muhafaza platformları türbin boylarına göre değişiklik göstermektedir. Dolayısıyla

piyasadaki turboşarj sistemi üreticileri seçim yapılacak olan motorun hacmine göre portfolyolarındaki turboşarj sistemlerini müşterilerine sunar. Aşağıda Cummins ve Borg Warner firmasının bu konudaki tabloları görülmektedir.

Çizelge 7.2: Borg Warner imalatçısına ait turboşarj sistemi sınıflandırması [13].

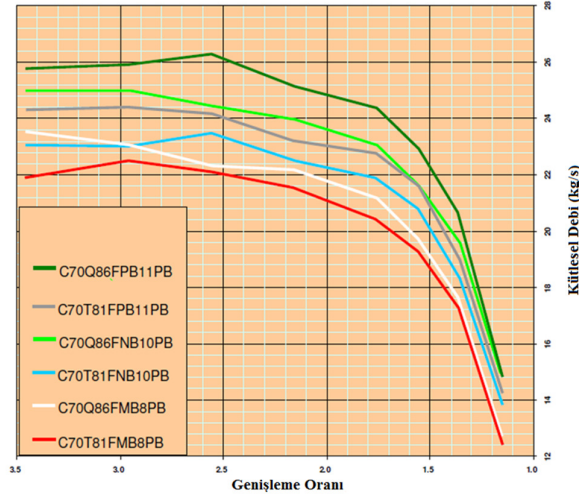
Turboşarj sistemi Model	Türbin Çap Sınıfı (mm)	Uygun Motor Hacmi (L)
BV47	47	2,0 - 3,5
BV55LF	55 (Düşük Trim Oranı)	3,0 - 4,0
BV55	55	4,0 - 5,0
BV63	63	6,0 - 9,0
BV70LF	70 (Düşük Trim Oranı)	7,0 - 9,0
BV70	70	9,0 - 11,0
BV70HF	70 (Yüksek Trim Oranı)	11,0 - 13,0
BV80	80	12,0 - 14,0
BV86	86	14,0 - 16,0



Şekil 7.5: Cummins imalatçısına ait turboşarj sistemi sınıflandırması [12].

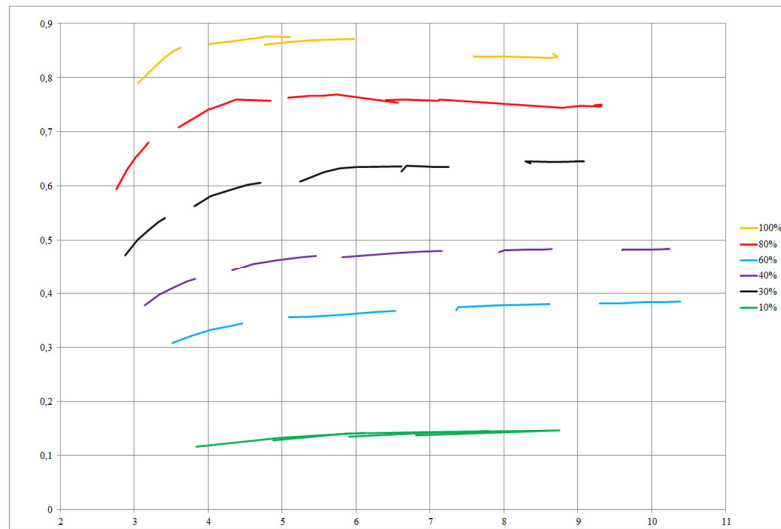
Bu tablolara bakıldığına Borg Warner firmasının BV70HF ve Cummins firmasının HE500V değişken geometrili turboşarj sistemlerinin seçim yapılan motora uygun olduğu gözlemlenir. Bu iki turboşarj sisteminin fiziksel olarak çalışma mantıkları her ne kadar aynı olsa da Borg Warner firmasının BV70HF turboşarj sistemi kanatçık yapılı değişken geometrili turboşarj sistemi olduğu için, bilezikli değişken geometrili Cummins HE500V turboşarj sistemininden daha verimli olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla bu noktadan sonra turbo seçimine Borg Warner firmasının BV70HF turboşarj sistemini ile devam edilecektir.

BV70HF turboşarj sisteminin çalıştığı türbin çapı frame size kısıtlamasından dolayı 70 mm dış çapa sahiptir. Başka bir deyişle bu frame size turboşarj sisteminde 70 mm dış çapındaki türbin seçilecektir. Türbinin çarkının dış çapının yanında ise çarkın trim oranı, türbinin ekdüzer çapı, ve A/R oranı parametrelerinin de belirlenmesi gerekmektedir. Aşağıda bu parametrelerden en önemlisi olan trim oranının türbin çalışma karakteristiğine etkisi görülmektedir.



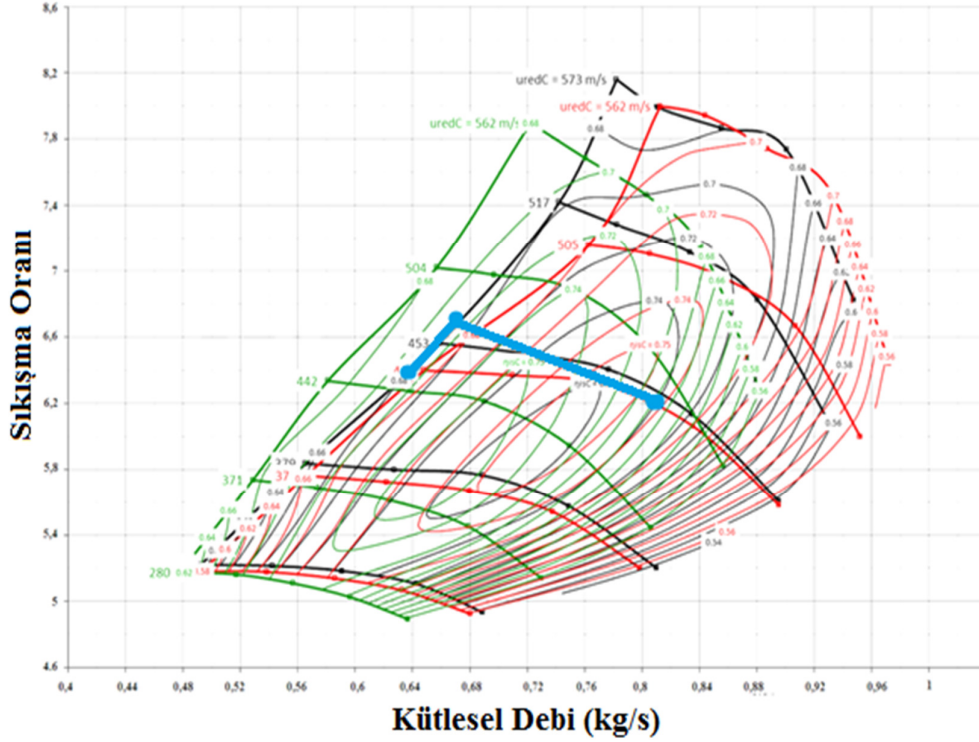
Şekil 7.6: Trim oranının türbin çalışma karakteristiğine etkisi [12].

Bu bilgiler ışığında türbin olarak 70 mm dış çapındaki, % 90 trim oranına sahip ve A/R oranı ise 35,7 olan bir türbin seçilmiştir. Aşağıda seçilen türbinin farklı kanatçık pozisyonlarındaki basınç oranları ve verim haritası görülmektedir.



Şekil 7.7: Eşleştirilen türbin verim haritası.

Türbinin seçilmesinden sonra ise kompresör seçimine geçilir. Yukarıdaki hesaplamalardan elde edilen kompresör kütle debi parametresi ve sıkıştırma oranları aynı eksenlerde çizilmiş olan üç muhtemel kompresör haritasının üzerine yerleştirilir ve tam yük eğrisi tahmini yapılır.



Şekil 7.8: Eşleştirilen kompresör haritası (Yeşil: 84 mm çap - %75 trim, Siyah: 84 mm çap - %73 trim, Kırmızı: 83 mm çap - %71 trim).

Haritalardan da gözlemleneceği gibi, mavi çizgi tam güç eğrisinin bir tahminidir. Bu güç eğrisine 84 mm dış çapında ve %75’lik trime sahip kompresör (yeşil harita) büyük gelmektedir. Çünkü düşük devirlerde motor surge bölgesinde çalışmaktadır.

Bir küçük tirimli (%73) ve aynı dış çapına sahip (84 mm) kompresör (siyah harita) ise surge bölgesinde çalışmamasına rağmen bu bölgeye çok yakın noktalarda çalışmaktadır. Azami şaft hızı ve choke bölgesine olan uzaklıklar ise rakım emniyeti açısından idealdir.

En küçük kompresör olan 83 mm dış çapında %71 trim oranındaki kompresörün (kırmızı harita) ise surge bölgesine olan uzaklığı ideal olmasına rağmen azami şaft hızı ve choke bölgesine olan uzaklıkları tehlike arz etmektedir. Bu bölgelerdeki emniyet aracın yüksek rakımlarda çalışmasını etkileyebilir.

Bu üç kompresörden en uygunu 84 mm çapındaki %73 trim oranlı olan kompresördür. Bu kompresörün surge bölgesine olan yakınlığından dolayı düşük devirlerde hava debisini arttıracak önlemler alınarak giderilebilir. Ayrıca bu tehlike GT Power motor modeli kurularak daha iyi şekilde anlaşılacaktır.

7.3 Motorun GT Power Programında Modellenmesi

GT Power yazılımı içten yanmalı motorların performans hesaplarının yapıldığı bir yazılımdır. Yazılımın içine içten yanmalı motorlardaki komponentler eklenmiştir ve bu komponentler için gerekli olan hesaplama adımları tanımlanmıştır. Her komponent GT Power yazılımının kütüphanesinde bulunur ve hızlı bir şekilde modellenenebilir. Böylece sanal bir motor elde edilmiş olup istenilen çalışma noktalarında veriler öngörülebilir. Yanma reaksiyon simülasyonu, termal analiz simülasyonu, subap zamanlama simülasyonu, motor ve araç performans tespiti, akustik analiz, emisyon kontrol analizi gibi birçok içten yanmalı motor fenomeni GT Power yazılımı ile yüksek doğrulukta çözümlenebilir.

GT Power yazılımı tek boyutlu bir performans simülasyon programı olmasına rağmen 3 boyutlu akışkanlar analizi çıktılarını işleyebilmekte ve motor modeline etkisini verilere yansıtabilmektedir. Ayrıca ısı dağılımı, yüzey pürüzlülükleri, genleşmeden dolayı kesit alan değişimleri, ortam ve çevresel faktörler, basınç ve sıcaklık dalgalanmaları gibi bir çok farklı değişken bu yazılıma beslenebilmektedir [20].

GT Power yazılımında motor modellemesi modüler olarak piston silindir çiftlerinin, yanma elementlerinin, subapların ve yakıt enjeksiyon sistemlerinin modellenmesi ile başlar. Daha sonrasında bu silindirler çoğaltılarak motorun krank mili, kam mili, dişli sistemleri, kasnak sistemleri modellenir. Son olarak ise emme ve egzoz tarafları, soğutma ve yağlama hatları, aşırı doldurma sistemleri ve diğer marjinal komponentler modele eklenir.

Bu tezin konusu olan motorun modellemesi de bu şekilde yapılmıştır. Silindir modellenmesi için ilk olarak emme koşullarının programa beslenmesi gerekmektedir. Bunun yanında emme tarafındaki basınç kaybı ve sürtünme katsayılarının belirlenmesi de silindir modellemesinden önceki adımlardır. Bu değerler daha önceden modellenmiş olan aynı tür bir motor olan 9 l hacmindeki 6 silindirli 380PS

güç, 1600Nm torka sahip motordan alınmıştır. Bu katsayılar 9 l'lik motorun geliştirilme sürecinde doğrulanmıştır ve gerçek hayatla tutarlılığı yüksektir. Atmosfer şartları için 300 K temiz hava sıcaklığı ve 1 bar temiz hava basıncı programa girilmiştir. Emme kanalı için verilen değer ise silindir çapının 0,55 katı büyüklüğündedir ve dizel motorların yanma modeli için belirlenmiş ampirik bir değerdir.

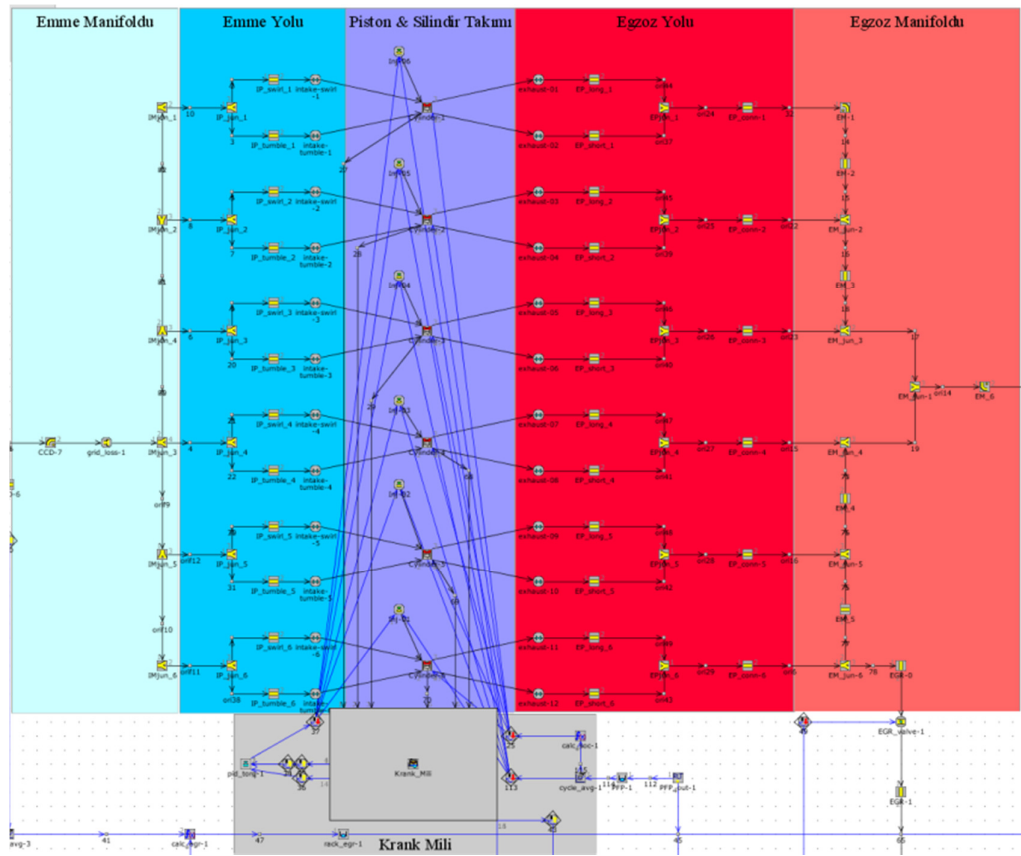
Silindirin modellenmesine silindir elementlerinin sıcaklıklarının girilmesi, ısı transferi modellenmesi ve yanma modellenmesi ile devam edilir. Buarada silindir elementlerinin sıcaklıkları olarak silindir kafası sıcaklığı 950K, piston sıcaklığı 900K ve silindir sıcaklığı 850K olarak öngörülmüştür. Bu öngörü daha önceden elde edilen azami egzoz gazı sıcaklıklarına dayandırılmıştır.

Güünümüzde içten yanmalı motorların ısı transferi modellemelerinde en çok Woschni, Assanis ve Hohanberg ısı transfer modelleri kullanılmaktadır. GT Power yazılımında ısı transferi modellemesi için ise Woschni'nin ısı trasfer modeli kullanılmaktadır. Bu model akışın tam türbilanslı akış olarak varsayar ve ısı transfer katsayısını Nusselt sayısı ile oranlar [20].

Yanma modeli olarak ise Wiebe yanma modeli GT Power tarafından seçilen modeldir. Bu model Wiebe fonksiyonunu temel almaktadır ve Wiebe fonksiyonu, krank açısı esnasında yayılan ısıнын yanma sonunda yayılan toplam ısıya olan oranını, yani ısı açığa çıkış hızını ifade etmektedir. Daha sonrasında yakıt enjeksiyon sistemi ve zamanlamaları girilir ve yakıt türü parametreleri modele beslenir. Burada standart değerler kullanılmıştır. Hava yakıt oranı için (A/F, AFR) için ise alt limit belirlenmiştir. Bu alt limitin üzerinde kalacak şekilde üst limit atanmamıştır. Son olarak ise egzoz tarafı eklenir ve egzoz yolu sıcaklık değerleri girilir. Bu değerler egzoz portu çıkışında 900K, egzoz yolunda ise 850K olarak belirlenmiştir. Silindir modellemesi böyle bitirilmiştir.

Silindirler çoğaltılmıştır ve 6 silindirli bir yapı oluşturulmuştur. Bu yapıya krank milinin entegre edilmesi sıradaki adım olacaktır. Burada en önemli parametrelerden biri olan sıkıştırma oranı olarak 17 seçilmiştir. Buna göre piston boyu ve biyel boyu değerleri belirlenir. Akabinde ise krank mili modele beslenir. Silindirlerin ateşleme sıralamasına göre krank mili ile silindirler arasında bağlantılar oluşturulur.

Sonraki adım ise emme manifoldu, egzoz manifoldu ve eşanjörün modele eklenmesidir. Emme manifoldu daha önceden belirlenen ve silindirlerle birlikte çoğaltılan emme yollarının bir galeride birleştirilmesi suretiyle oluşmaktadır. Burada önemli olan parametreler manifoldun boyutları, yüzey pürüzlülükleri ve dış yüzey sıcaklıklarıdır. Emme manifoldundan öncesine ise bir eşanjör eklenir. Bu eşanjör verileri piyasadaki eşanjör üreticilerinin sağladığı verilerdir. Motor modeline ise eşanjörün soğutma kapasitesi ve basınç düşüşü eklenir. Bu veriler hava kütle debisine göre değişkenlik gösterir ve bir grafik yardımıyla bu veri motor modeline eklenir. Bu motor için öngörülen değerler 1800 kg/h hava debisi için 10 kPa'lık basınç düşüşü ve 135 °C (180°C – 45 °C) sıcaklık düşüşüdür. Bu değerlerin girilmesinden sonra eşanjörün emme manifolduna olan bağlantı borularının boyutları ve yüzey pürüzlülükleri modele beslenir. Emme manifoldundan sonrasına ise gaz pedal valfini simüle eden bir adet orifis GT Power kütüphanesinden seçilir ve eklenir.



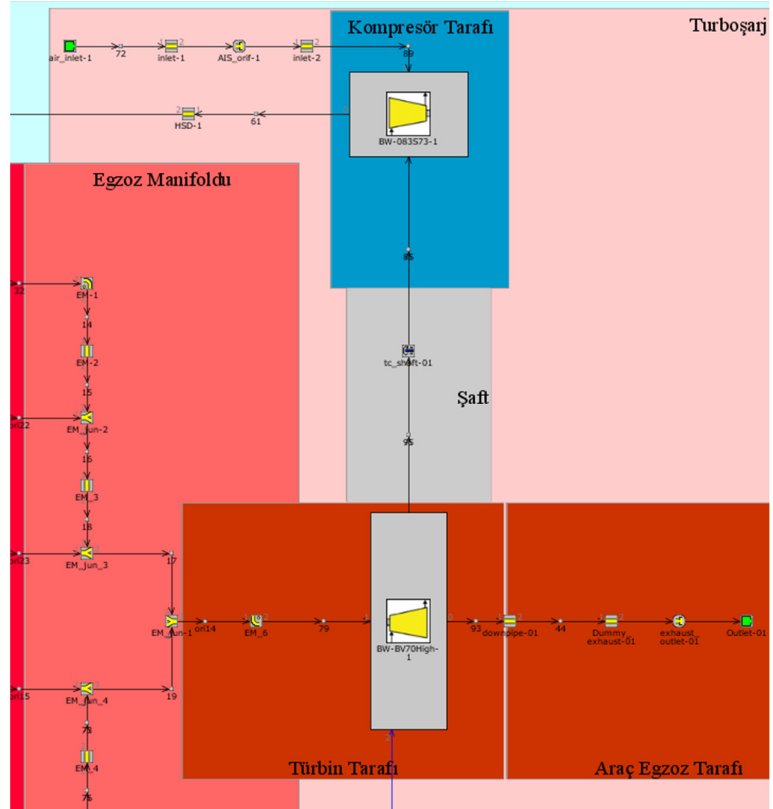
Şekil 7.9: GT Power yazılımındaki motor görüntüsü.

Egzoz manifoldu ise çoğaltılan 6 silindirin egzoz yollarının birleştirilmesi ile oluşturulur. Egzoz yolundan sonra çıkan gazların açılı bir boru ile bir galeride toplanacağı varsayılır ve bu varsayıma göre boru açıları, uzunlukları, yüzey pürüzlülükleri vb. değerler girilir. Buradaki önemli noktalardan bir tanesi EGR portunun egzoz manifolduna eklenmesidir. EGR portu 7. bir port olarak motora eklenir ve borulama sistemi ile EGR sistemine bağlanır.

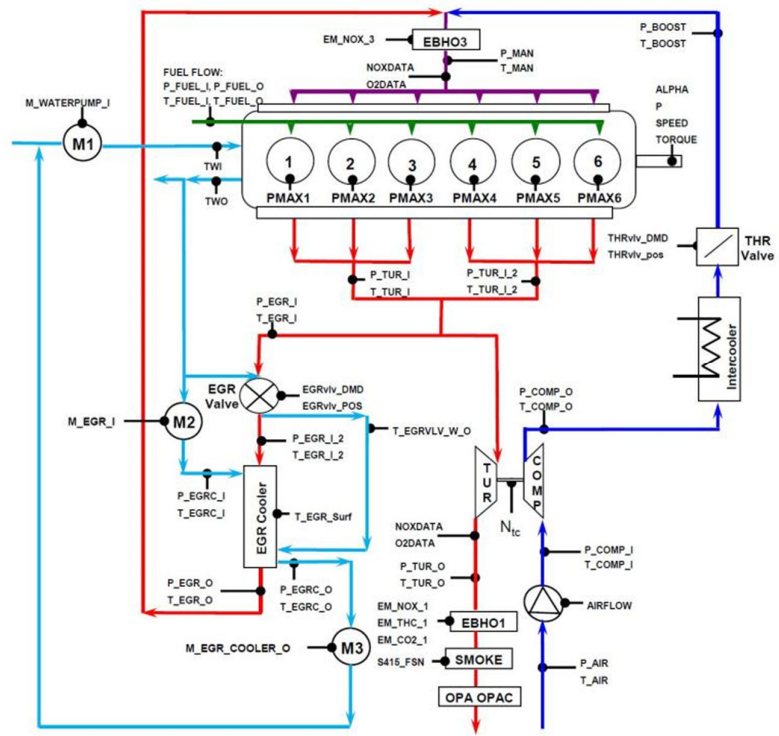
EGR sistemi ise bir adet valf ve bir adet eşanjörün seri bağlanmasından oluşur. Bu nedenle egzoz manifoldundaki EGR portunun çıkışına bir adet orifis modellenir. Sonrasına ise EGR eşanjörü eklenir ve değerleri (1,45 kPa basınç düşüşü, 550 °C sıcaklık düşüşü) girilir. Eşanjör çıkışına ise emme manifolduna bağlanan bir boru modellenir.

Bütün bunlardan sonra motorun modellenmesinin tamamlanması için bir tek turboşarj sisteminin eklenmesi kalır. Turboşarj sistemi GT Power yazılımının kütüphanesinde bulunan türbin ve kompresörlerin yardımıyla motor modeline eklenmektedir. Öncelikle egzoz manifoldu sonrasına kütüphaneden çağrılan bir türbin eklenir. Bu türbin değişken geometriye olduğu için kanatçık pozisyonlarının farklı açıklıklardaki çalışma noktaları imalatçı firmalardan sağlanır ve türbin girdisi olarak motora eklenir. Bu açıklıklar bu model için %10, %30, %40, %60, %80 ve %100 olarak seçilmiştir. Burada genel amaç kanatçık aralıklarını olabildiğince motorun çalışacağı noktalara yakın olarak sıklaştırmak ve her bölgeyi kapsamaktır. GT Power bu veri ile geri kalan açıklık yüzdelerini kendi oluşturacağı eğrilerden hesaplayabilecektir. Türbin girişi ile egzoz uygun şekilde birleştirilip, türbin çıkışı serbest bırakılır.

Daha sonra ise kütüphaneden bir kompresör çağrılır ve kompresör çalışma haritası modele girilir. Bu harita imalatçı tarafından sağlanır. Daha sonra ise kompresör girişi için sınır şartları ve boru geometrisi girilir. Kompresör çıkışı ise motor eşanjörüne bağlanılarak gerekli veriler girilir. Son adım olarak ise türbin ile kompresör arasında bir mil bağlantısı oluşturulur ve motor modeli analiz koşulları için hazır hale gelir.



Şekil 7.10: GT Power yazılımında turboşarj sistemi görüntüsü.

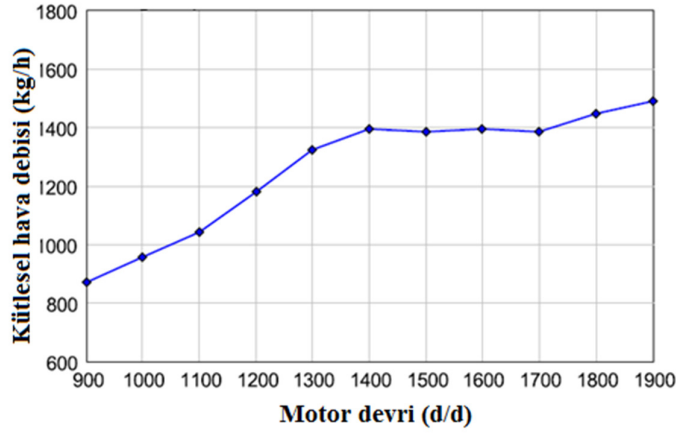


Şekil 7.11: Motorun ölçüm diyagramı.

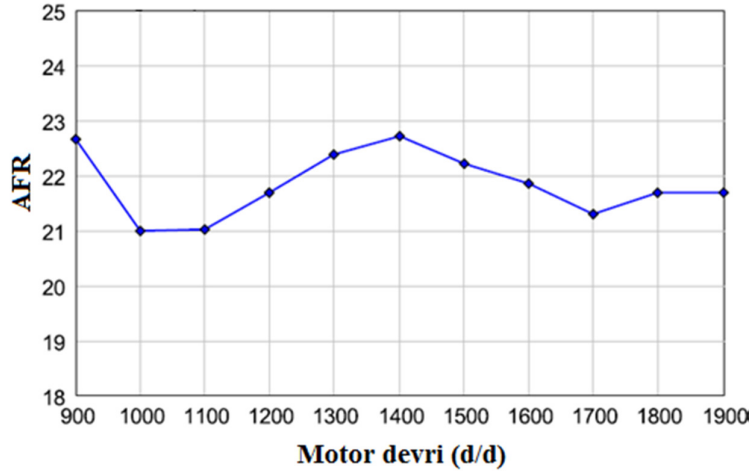
7.4 GT Power Yardımı İle Detaylı Seçim İşlemi

GT Power yazılımında analiz koşulması için yazılımın model üzerinde değiştirebileceği veya değiştiremeyeceği parametreler belirlenir. Örneğin her çalışma noktası için hedeflenen güç ve tork değerleri, yakıt tüketimi değerleri, AFR alt sınırı, kompresör çıkış sıcaklığı, azami silindir içi basınçları (PFP), türbin shaft hızı, EGR oranları, NOx salımı gibi hem program bazlı hem de mekanik limit bazlı sınırlamalar yazılıma beslenir. Bir de yazılımın hedef değerlere belirlenen sınır şartları dahilinde yaklaşabilmesi için değiştirebileceği parametreler mevcuttur. Bunlar yakıt miktarları, soğutma performansı vb parametrelerdir.

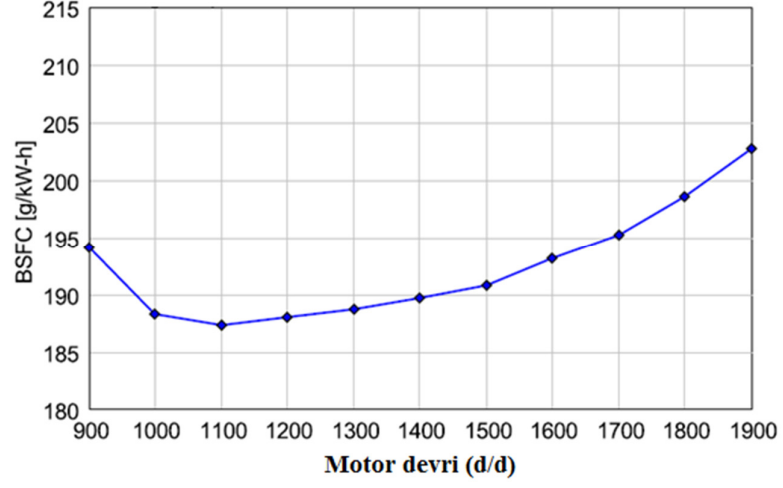
Bu şartlar altında daha önceden seçilen türbin ve kompresör çifti için analizler koşulmuştur ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:



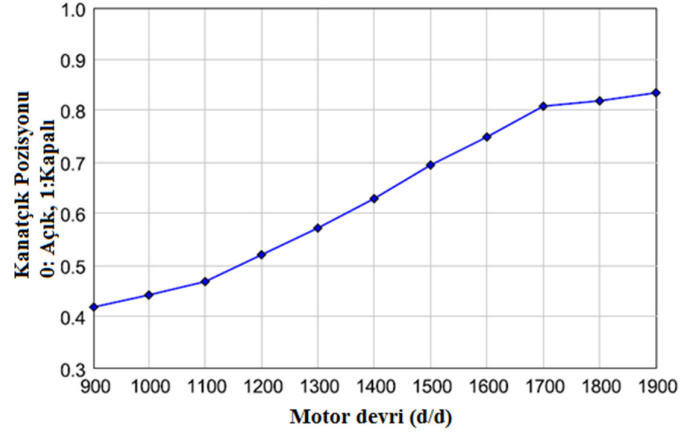
Şekil 7.12: GT Power analizinden elde edilen temiz hava debisi grafiği.



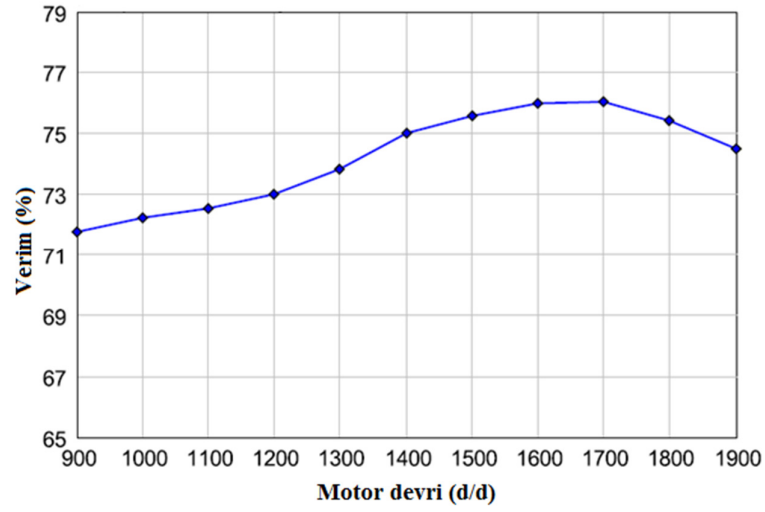
Şekil 7.13: GT Power analizinden elde edilen AFR grafiği.



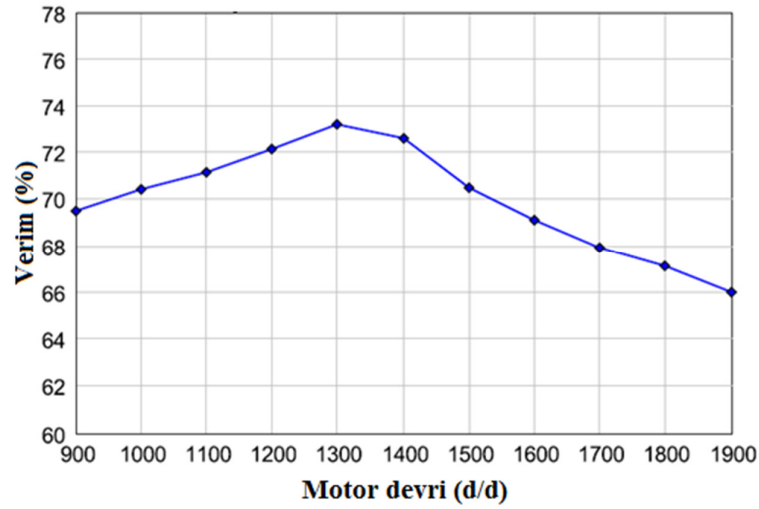
Şekil 7.14: GT Power analizinden elde edilen yakıt tüketimi grafiği.



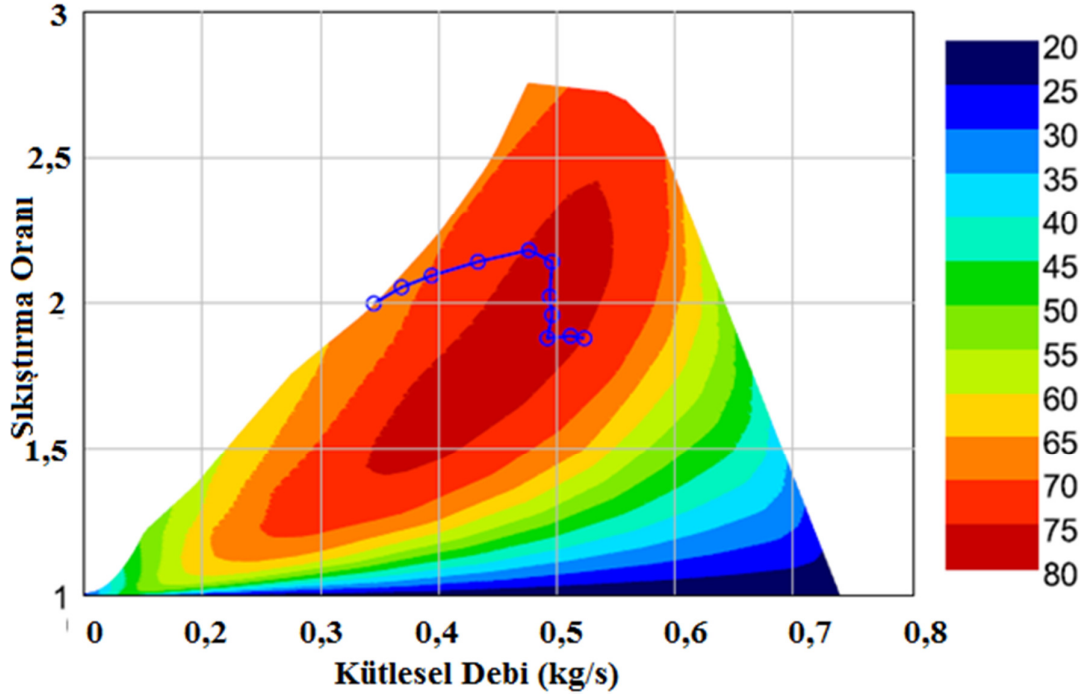
Şekil 7.15: GT Power analizinden elde edilen kanaçık pozisyonu grafiği.



Şekil 7.16: GT Power analizinden elde edilen kompresör grafiği.



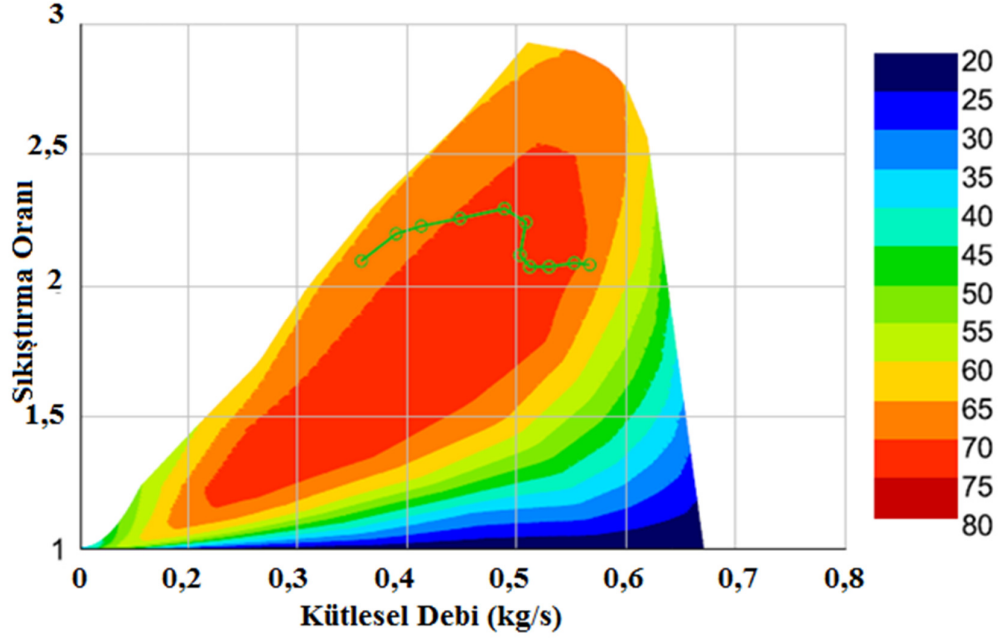
Şekil 7.17: GT Power analizinden elde edilen türbin verim grafiği.



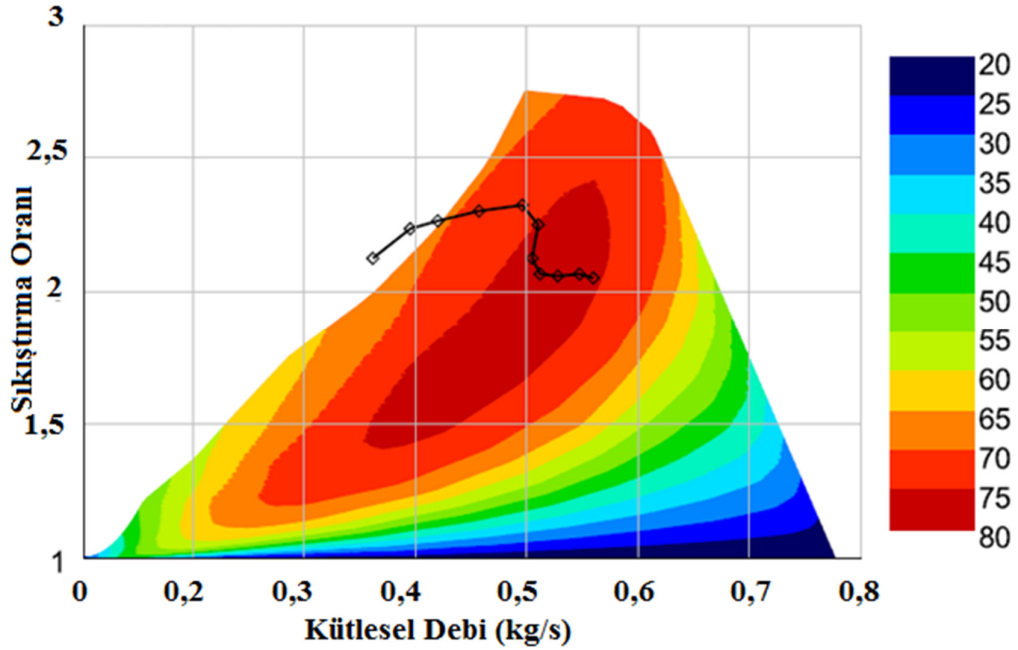
Şekil 7.18: Seçilen kompresör haritası ve motor çalışma noktaları.

Analiz sonuçları sonrasında grafiklere bakılarak analitik yöntemle yapılan turboşarj sistemi seçiminin oldukça yerinde olduğu görülmektedir. Sadece düşük devirlerde kompresörün surge bölgesinde çalışma riski bulunmaktadır ancak bu durum düşük devirdeki hava debisinin artırılmasıyla ve az bir miktar yakıt tüketimi artışının göze alınmasıyla veya o noktadaki tork azaltmayla çözülebilecek bir problemdir.

Analitik çözümde yapıldığı gibi analiz sonucunda da alternatif kompresörler denenmiştir. Ancak aynı analitik çözümde olduğu gibi GT Power yardımıyla yapılan 1 boyutlu performans analizi sonuçlarında da benzer sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 7.19: Alternatif (küçük trim oranlı) kompresör haritası ve motor çalışma noktaları.



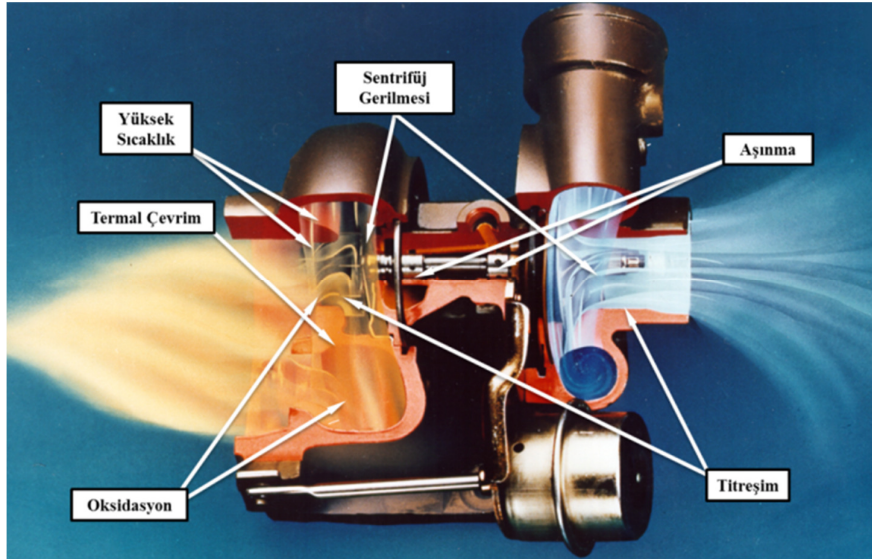
Şekil 7.20: Alternatif (büyük trim oranlı) kompresör haritası ve motor çalışma noktaları.

7.5 Turboşarj Sisteminin İmalat Safhaları

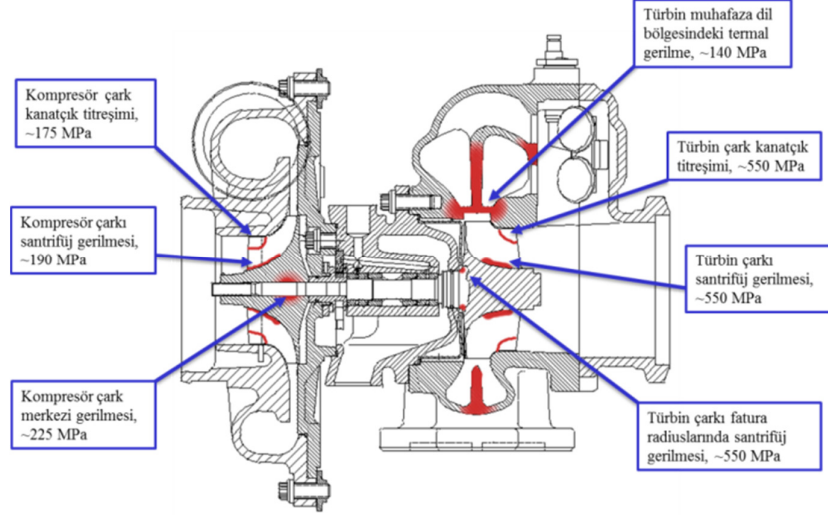
Şeçilen turboşarj sisteminin arkasından turboşarj sisteminin üretimi ve tedarığı için gereken adımlar bu bölümde işlenecektir. Tahmin edilebileceğı gibi turboşarj sistemi komponenti bir çok parçanın montajı ile bir araya gelen yüksek imalat teknolojisinin kullanıldığı, düşük tolerans aralıkları ile çalışılan, bir çok farklı hata moduyla hasara uğrayabilen masraflı bir komponenttir.

Turboşarj sisteminin imalatı çarkların ve şaft sistemi ile başlar ve bu parçaların bir araya toplanabilmesi için yatak muhafazanın imalatı ile devam eder. Daha sonrasında değışken geometriyi sağlayan kanatçıkların ve kartuşun tedarığı ve türbin muhafazanın üretimi yapılır. Daha sonrasında kinematik hesaplamalar sonucunda elde edilen kanatçık tahrik kolu üretilir ve CAN kontrollü bir elektrik motoru bu sistemi tahrik edebilmek için tedarik edilir.

Turboşarj sisteminin imalatı sürecinde şeçilen malzemelerin ve üretim yöntemlerinin sağladığı avantajlar turboşarj sistemi komponentinin çalışma esnasında maruz kalacağı zorlanmalara karşı dayanım gösterebilmesi için optimize edilmiştir. Bir turboşarj sistemine bakıldığında temel olarak düşük çevrimli titreşim yorulması (Low Cycle Fatigue, LCF), yüksek çevrimli titreşim yorulması (High Cycle Fatigue, HCF), termo mekanik yorulma (Thermo Mechanical Fatigue TMF), yüksek sıcaklık, sentrifüj gerilmeleri, oksidasyon ve aşınmaya maruz kalmaktadır.



Şekil 7.21: Turboşarj sisteminin maruz kaldığı zorlanmalar [10].



Şekil 7.22: Kesit görünüşte turboşarj sisteminin maruz kaldığı zorlanmaların mertebeleri [10].

Bu zorlanımlara altında çalışacak olan turboşarj sisteminin tasarımı ve üretimi esnasında aşağıda belirtilen özellikleri iyi derecede barındırmasına dikkat edilmelidir.

Türbin muhafaza:

- Oksidasyon dayanımı
- Çatlak direnci
- Darbeye karşı direnç
- Yüksek sıcaklıklardaki dayanım ve süneklik
- Termal stabilite

Kompresör muhafaza:

- Yüksek kalitede yüzey bitirme
- Darbeye karşı dayanım
- Termal stabilite
- Yatak muhafaza:
- Yüksek kalitede yüzey bitirme
- Yüksek işlenebilirlik

Türbin çarkı:

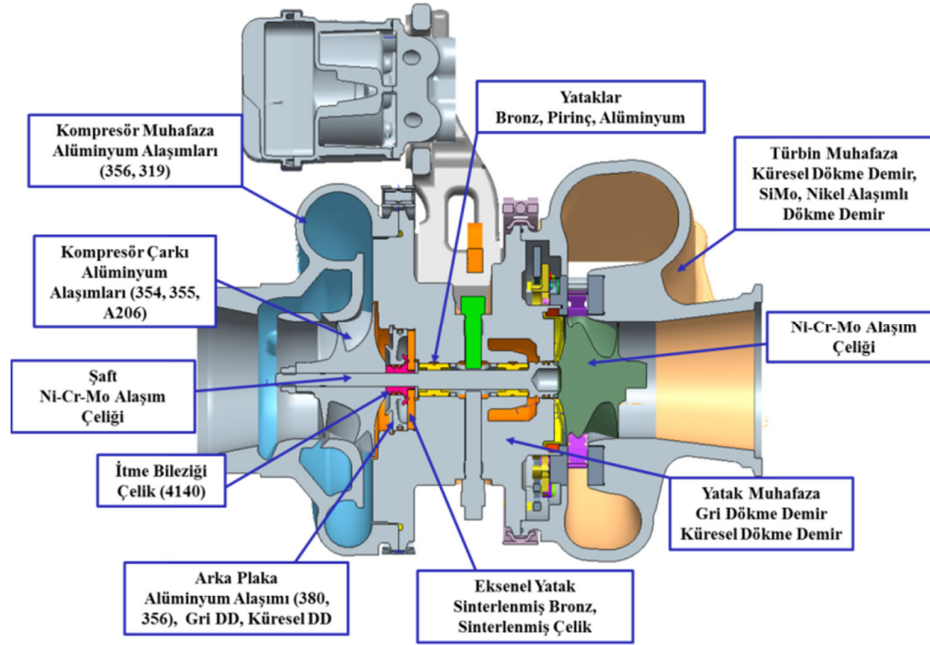
- Yüksek sıcaklık dayanımı
- Oksidasyon direnci
- Yüksek kalitede yüzey bitirme
- Yorulma dayanımı

- Sürünme direnci

Kompresör çarkı:

- Dayanım
- Yorulma dayanımı
- Yüksek kalitede yüzey bitirme

Bu gereksinimlere göre turboşarj sisteminin alt komponentlerinin malzemeleri imalat yöntemleri seçilir. Bu tezde seçilen turboşarj sistemi için belirlenen alt komponentler için uygun malzeme sınıfları aşağıdaki figürde gösterilmiştir.



Şekil 7.23: Turboşarj sistemi kesit görünüşü ve alt komponentlerin üretiminde kullanılan malzemeler [13].

7.5.1 Şaft imalatı

Turboşarj sistemlerinin şaftları yüksek hızlarda dönmektedir. Öyleki bu hız değeri BV70HF turbosu için 120000 d/d mertebesine kadar çıkmaktadır. Bu yüksek hızda dönüş bir yağ filmi içinde gerçekleşir. Şaftın her iki tarafına bağlanmış farklı ağırlıktaki çarklar da yüksek dönme hızlarında rotasyonel balansın bozulmasına ön ayak olmaktadır. Ayrıca bu bölgede sıcaklığın yüksek olması hem şaft malzemesinin hasarına hem de yataklarla şaft arasında oluşan yağ filminin yağın yanması ve kurum oluşturması suretiyle oluşamamasına sebep olabilir. Yağın yanması ve yataklara yapışması yüzünden doğru şekilde oluşamayan yağ filminin yokluğundan dolayı şaft

malzemesinde ve yataklarda aşınma ortaya çıkabilir. Bütün bu etmenler düşünüldüğünde turboşarj sistemi şaftının yüksek sıcaklığa dayanabilen, yüksek kalitede yüzey bitirmesine ve aşınmaya engel olabilmek için yüksek sertliğe sahip olması gerektiği tespit edilir.

Bu etmenlerden dolayı turboşarj sisteminin şaftı için seçilen malzeme Nikel, Krom ve Molibden katkılı alaşım çeliğidir. Bu çeliklerden 8740 malzemesi turboşarj sistemi şaftı için uygun malzeme olarak seçilmiştir. Bu malzemenin tavllanmış halinin sertlik değeri 27 HRC civarındadır. Sıcak dövme veya soğuk dövme yöntemiyle üretilen turboşarj sistemi şaftı malzemenin sertliğini arttırmak amacıyla dövme işleminden sonra ısıl işleme sokulur. Burada önce 830 °C'den su verme, sonrasında ise 540 °C'de temperleme ile malzemenin sertlik değeri 39 HRC'ye kadar çıkartılabilir. Bu sertlik değeri aşınmayı engellemek için yeterli bir sertlik değeridir [21].

7.5.2 Türbin çarkının imalatı

Türbin çarkının malzemesi aynı turboşarj sistemi şaftında olduğu gibi yüksek sıcaklık dayanımına, sürünme ve sentrifüj gerilmelerine karşı dayanımına, değişken sıcaklıklarda oksidasyon direnci ve süneklik gibi özellikler gerekir. Bu özellikleri sağlamak için yine Nikel, Krom, Molibden alaşımlı çelik kullanılır. Bir çok turbo imalatçısının kendi oluşturdukları Nikel – Krom – Molibden alaşımlı çelik kontentleri vardır ve kontentteki malzemeler türbin çarkı olarak denenmiş ve validasyon testlerini geçmişlerdir.

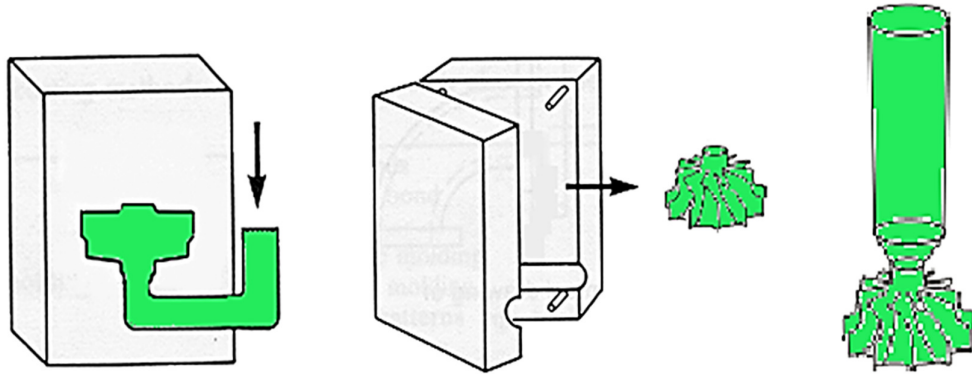
BV70HF turboşarj sisteminin türbininde de şaft ile aynı malzemenin kullanılması planlanmıştır. Ancak üretim yöntemi olarak dövme yerine döküm olmasına karar verilmiştir. Zira türbin çarkı gibi geometrik karmaşıklığı yüksek olan bir parçada dövme yöntemi uygulanması mümkün değildir. Türbin çarkları için en uygun üretim yöntemi döküm veya doludan işlemedir.

Geometrik olarak karmaşık olan çarkın işlenmesi de oldukça zordur. Bu işlemede bilgisayar destekli işleme makineleri (CNC) kullanılmaktadır. Ancak geometrik boyutlarda ve yüzey işlemlerinde oldukça yüksek kalitede sonuçlar elde edilen bu işlem hem uzun sürmektedir hem de yüksek maliyet ile karşı karşıya kalınmaktadır. Bu yüzden piyasada çok da tercih edilen bir yöntem değildir.

Türbin çarkının üretiminde kullanılan döküm yöntemi ise en çok kullanılan türbin çarkı üretim yöntemidir. Ancak normal döküm ile gerekli geometrik toleranslarda hassasiyet ve istenilen seviyede yüzey kalitesi elde edilemeyeceği için türbin çarklarının üretiminde hassas döküm yöntemi kullanılır. Aekasından aerodinamik olarak turboşarj sistemi üzerinde oldukça etkisi olan dış çap ve trim oranının da istenilen hassasiyeti yakalayabilmek işçin çarka özel araçla taşlama işlemi yapılır.

Hassas döküm işleminde öncelikle bir mum ile dökülecek olan karmaşık parçanın model kalıbı hazırlanır. Bu model kalıba mum enjeksiyonu yapılarak türbin çarkının mumdaki modeli elde edilir. Enjekte edilen maddenin endüstriyel adı mum olmasına rağmen içinde farklı maddeleri içeren bir karışımdır. Ana maddeler olarak parafin mum ve mikrokristalin mum, karışımın güçlü, gevrek ve viskoz olmasını sağlayan reçine, süneklik sağlayan polimer ve mekanik özellikleri geliştiren dolgu maddesi mumsu yapının içeriğini oluşturur [22]. Bu maddelerin karışım oranlarına göre farklı özelliklere sahip mumlar elde edilebilir. Bu sayede modeli hazırlanacak olan parçaya göre gerekli özellikler sağlanmış olur.

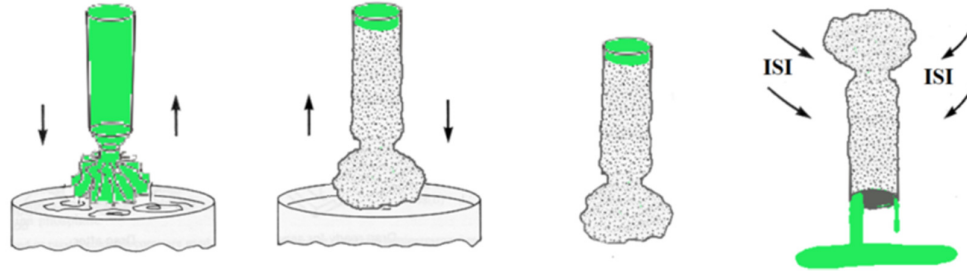
Üretim işlemi 5 eksenli CNC tezgahında mum için hazırlanmış kalıcı kalıbın işlenmesiyle başlar. Bu kalıp genellikle Alüminyumdan üretilir ve mum gibi yumuşak bir malzeme kalıplanmasında kullanıldığı için uzun yıllar boyunca zarar görmeden kullanılabilir. Bu kalıbın üretilmesi esnasında dikkat edilecek en önemli konu boyutların ve yüzey kalitelerinin oldukça iyi olmasını sağlamaktır. Zira kalıcı kalıp bütün prosesin başlangıç noktasıdır ve burada yakalanan boyutsal ve yüzey kalite, bir sonraki proseslerde gelecek kümülatif etkilerin son parçaya olan toplam etkisini direkt olarak etkileyecektir.



Şekil 7.24: Hassas döküm kalıcı model oluşturulması [21].

Kalıcı kalıbın üretilmesinden sonra istenilen mekanik özelliklere göre mum oluşturulur. Türbin çarklarında ince et kalınlıkları olduğundan, akışkanın dar kesitlerden akması gerekmektedir. Bu sebeple kalıcı kalıpta oluşturulacak olan model için kullanılacak olan mumun akışkanlığının yüksek olması, ince et kalınlığına sahip bölgelerin ileriki safhalarda hasar görmemesi için dayanımının yüksek olması gerekir. Bu yüzden mum karışımında reçine seviyesi çok yüksek tutulmamalı, reçine ile sağlanması beklenen dayanım artışının dolgu maddesi ile kompanse edilebilmesi için dolgu maddesi miktarının artırılması gerekmektedir [23].

Elde edilen mum kalıcı kalıba enjekte edilerek son ürünle aynı geometriye sahip mumdun bir türbin çarkı elde edilmiş olur. Daha sonra bu çark ileride yolluk olarak davranacak olan bir sütun ile birleştirilir ve geçici kalıp için mum model elde edilmiş olur. Endüstride yukarıda bulunan görsellerin aksine bir seferde bir türbin çarkı yerine birden fazla türbin çarkı üretilmebilmesi için bir çok çark modeli birleştirilerek bir salkım oluşturulur ve geçici kalıp yapımına bu salkım modelle devam edilir.

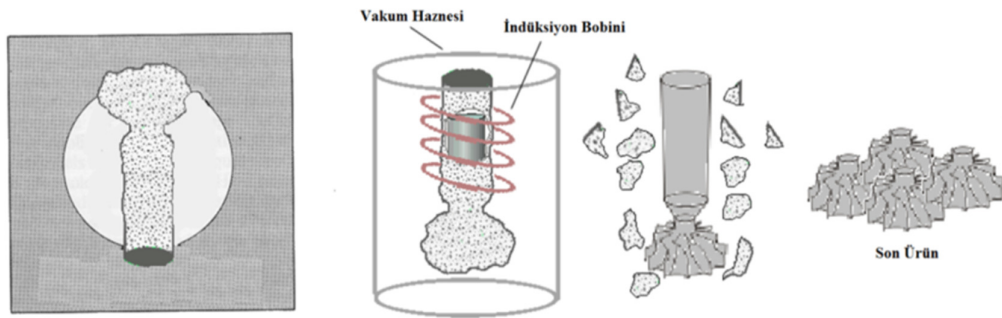


Şekil 7.25: Hassas döküm geçici kalıp oluşturulması [21].

Sonraki adım ise geçici kalıbın oluşturulmasıdır. Elde edilen mum model önce temizleyici yapıştırıcı etkiye sahip olan su ağırlıklı karışıma daldırılıp çıkartılır. Hemen arkasından ise model seramik esaslı, yüksek sıcaklığa dayanabilen ve geçici kalıp maddesi olabilecek olan ustuka karışımına daldırılıp çıkarılır ve model yüzeyinin bu ustuka karışımı ile sarılması sağlanır. Geçici kalıbın hazır olması için son iki adımdan ilki içerideki mum modelin dış yüzeyden ısı verilmesi suretiyle eritilip kalıp içinden tahliye edilmesidir. İkinci ve son adım ise modelin sıcak bir odada pişirilmesi ve bu sayede gerekli dayanıma sahip geçici seramik kalıbın elde edilmesidir.

Bundan sonraki adım ise geçici kalıba türbin çarkı malzemesinin dökülerek ürün elde edilmesidir. Geçici kalıp seramik esaslı ustuka malzemeden olmasından dolayı yüksek gevrekliğe sahiptir. Bu yüzden Ni – Cr – Mo çelik alaşımının eriyik halde

direk kalıba dökülmesi, kalıba zarar verebilmektedir. Bunu engellemek için kalıbın içine katı halde metal konur ve bir indüksiyon bobini yardımıyla içerideki katı metal dışarıdan eritilerek sıvılaştırılır ve kalıbın içine yayılmasını sağlar. Bu sayede hem gevrek kalıp korunmuş olur, hem de metalin eriyik haldeki süresi uzun tutularak kalıbın içine tam bir yayılma sağlanır. Son olarak ise metalin soğumasından sonra geçici ustuka kalıp içerideki metale zarar vermeden kırılır. Bu kalıp kırma işlemi metal püskütme veya titreşim yöntemleri ile yapılmaktadır. Kalıbın kırılmasından sonra ise salkımdaki yolluk ve besleyici kısımları kesilip geri dönüşüme gönderilirken türbin çarkı modelleri elde edilmiş olur.



Şekil 7.26: Hassas döküm işlemi ve kalıp kırılması [21].

Bu yöntemin prosesleri ve maliyeti biraz fazladır. Her bir türbin çarkı için bir kalıp yapılır ve bu kalıp bir daha kullanılamaz. Bunun yanında işlemlerin uzunluğu üretim süresini de uzatmaktadır. Süreç boyunca yaşanan en önemli problemlerden biri de işlem adımlarında otomasyonun yapılamayacağı adımların olmasıdır. Bu adımlarda insan gücü gerekmektedir. Bu da hem üretim süresini hem parça maliyetini hem de üretim hata riskini arttırmaktadır.

Türbin çarklarından başka olarak türbin geometrisini değiştirmeye yarayan kanatçıkları bu yöntemle üretilmektedir.

7.5.3 Şaftın türbin çarkına bağlanması

Türbin shaft ile türbin çarkının üretilmesinden sonra bu iki parçanın birbirine bağlanması işlemine geçilir. Burada kullanılan yöntem her iki parçanın da malzemesinin aynı veya çok yakın olmasından dolayı kaynaklama yöntemidir. Kaynak yöntemlerinden ise en çok kullanılan yöntem sürtünme kaynağıdır. Nadir olarak ise elektron demet kaynağı (Electron Beam Welding: EBW) kullanılmaktadır.

Sürtünme kaynağı birbirine kaynaklanacak parçaların kaynak noktalarının yüksek hızlarla birbirlerine sürtünerek sürtünme bölgesinde yüksen ısılarla çıkılması ve mevcut parçalara ait metallerin eriyik oluşturup birleşmesiyle olmaktadır. Kaynak bölgesine ekstrasdan bir metal beslemesi yapılmaz. Turboşarj sistemi şaft ve türbin çarkı için ise aşağıdaki resimde gözlemlenebileceği şekilde türbinin sabit tutulup şaft yüksek dönme hızlarında türbin çarkına sürtünmesiyle birbirine kaynak olması sağlanır.



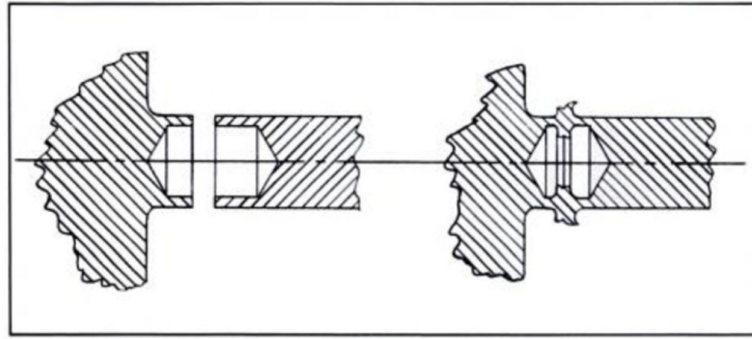
Şekil 7.27: Türbin çarkı ve şaftın kaynama bölgesi [24].



Şekil 7.28: Türbin çarkı ve şaftın kaynak makinesindeki son hali [24].

Türbin çarkının şafta montajı esnasında türbin şaftı yaklaşık olarak 3 mm'e kadar kısalmaktadır. Şaft üretiminde bu etki göz önünde bulundurulmalıdır. Kaynak işleminin en iyi şekilde yapılması için de şaft ile çarkın kaynak noktalarında eriyik metal için bir iç galeri vardır. Bu galeri kaynak esnasında eriyik haldeki metalin akmasını ve burada kalmasını sağlar. Böylece kaynak işleminde etkisi olmayan eriyik metal bu haznede saklanmış olur. Ayrıca kaynak prosesinin doğası gereği

birleştirilen yerde kaynak çapakları oluşur. Bu çapaklar iç hazne tarafına ve dışarı doğru oluşabilir. Kaynak işleminden sonra bu çapaklar işlenerek temizlenir. Ayrıca dövme işlemi ile elde edilemeyen ancak yataklarla şaft arasında gerekli toleranslarda şaft çapı ve daireselliği CNC tezgahındaki bu işleme safhasında elde edilir. Bu işlem oldukça önemlidir çünkü en ufak bir çapak artışı türbin çarkı & şaft çiftinin yüksek hızlardaki dönme dengelerini bozabilmektedir. Ayrıca bu işleme sırasında yapılan bir diğer işlem de ileriki safhalarda takılacak olan sızdırmazlık bilezikleri için yuvaların açılması ve somunlu bağlantı ile şafta bağlanacak olan kompresör çarkının eksenel stabilitesi için şaftın faturalanma işlemi bu safhada yapılır.



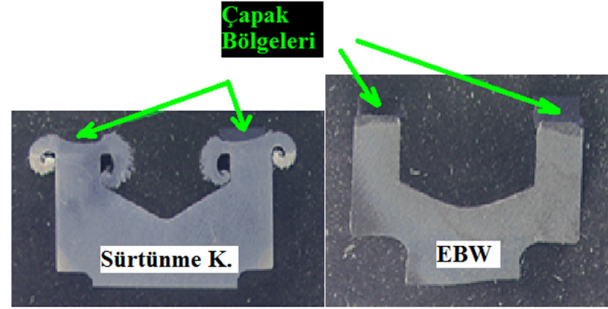
Şekil 7.29: Türbin çarkı – şaft sürtünme kaynağında oluşan çapaklar.

Birbirine kaynaklanan çark ve şaftın çapakları da alındıktan sonra türbin çarkına taşlama işlemi yapılır. Bu taşlama işlemi türbin çarkının kanatçık profillinin istenilen ölçüde olmasını sağlamak içindir. Böylece hassas dökümde elde edilemeyecek kalitede türbin dış çapı ve trim oranı elde edilmiş olunacaktır.

Son olarak ise türbin çarkı ve şaftın balans ayarı yüksek hızlı balanslama makinelerinde yapılır. Balanslama sırasında türbin çarkının arka tabakasından veya şaftın dönmes esnasında yataklarla ve sızdırmazlık bilezikleri ile çalışmayan bölgesinden malzeme kaldırılması ile türbin çarkı & şaft çiftinin balansı istenilen limitlerin altına indirilir. Bu limitler ise daha önceki deneyimlerden, çarkların dış çaplarından, malzemelerinden, turboşarj sisteminin kullanılacağı mototrun gürültü, titreşim ve akustik gereksinimlerinden ve turboşarj sisteminin öngörülen azami devir hızından belirlenmektedir.

EBW yöntemiyle kaynak ise sürtünme kaynağına göre daha teknolojik ve daha kaliteli bir kaynaklama türüdür. Bu kaynak yönteminde şaft ile türbin çarkının birleşim yerine yüksek hızlarda elektron püskürtülmesi ve elektronların kinetik

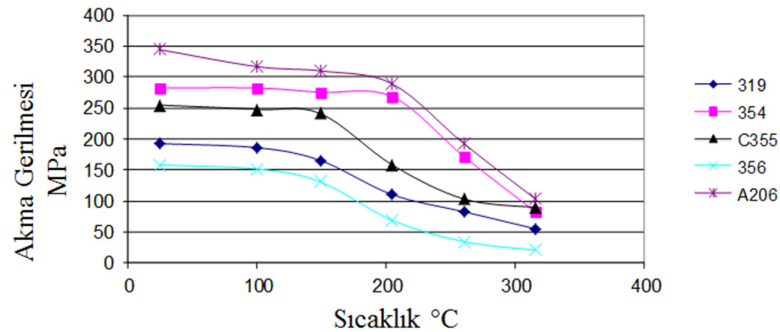
enerjilerinin ısı enerjisine dönüp yüksek sıcaklıklara çıkılmasıyla iki parçanın birbirine kaynaması sağlanır. Elektron demetinin istenilen hassasiyette kaynatılacak bölgeye püskürtülmesi için bu prosesin bir vakum haznede yapılması gerekmektedir. Ayrıca EBW yöntemiyle kaynatılan türbin çarkı ve şaftta sürtünme kaynağına göre çok daha az çapak oluşmaktadır. Bu yüzden bu yöntemle kaynatılan türbin & şaft çiftlerinin çapak temizleme işlemi yoktur.



Şekil 7.30: Sürtünme kaynağı ile EBW sonrası oluşan çapakların karşılaştırılması [25].

7.5.4 Kompresör çarkının imalatı

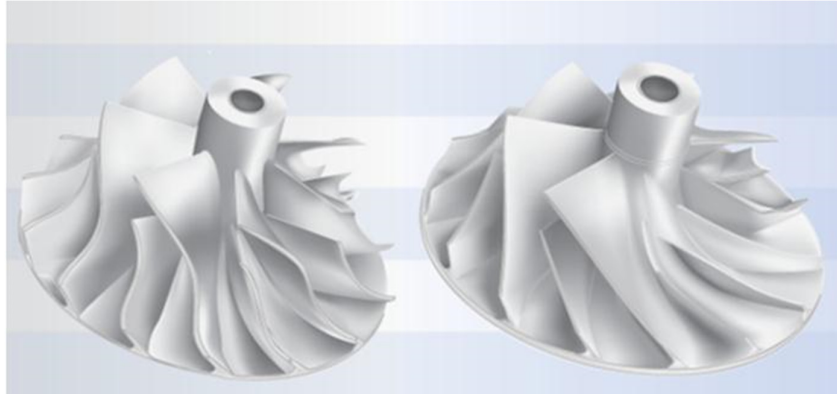
Kompresör çarkı için seçilen malzeme Alüminyum alaşımıdır. Turboşarj sisteminin üretilecek olan yerin lokal olanaklarına göre farklı türlerde Alüminyum alaşımı kullanılabilir. Mevzu bahis olan turboşarj sistemi için ise seçilebilecek Alüminyum alaşımları 319, 354, 356, C355 veya A206 olarak belirlenmiştir. Azami kompresör sıcaklıklarının 185 °C civarında olacağı tahmin edilmektedir [26]. Bu tahmin göz önünde bulundurulduğunda, bahsedilen bütün Alüminyum alaşımlarının sıcaklığa karşı dayanımının yeterli olduğu gözlemlenecektir. Aşağıdaki grafikte bahsi geçen Alüminyum alaşımlarının artan sıcaklıkla birlikte değişen akma gerilmeleri görülmektedir.



Şekil 7.31: Alüminyum alaşımlarının dayanımları [26].

Bir diğ er malzeme alternatifi ise Al uminyum alaşımına Titanyum katılması elde edilen ve ensd tride Ti – Al alaşımı kompresör çark malzemesi olarak bilinen malzemedir. Ancak bu malzeme Titanyum’un yüksek birim fiyatından dolayı zorunlu haller olmadıkça tercih edilmemektedir. Bu alaşımın kullanılmasındaki zorunluluk ise yüksek kompresör çıkış sıcaklıkları veya yarış motorları aplikasyonları gibi çok yüksek performans gereksinimlerinden doğabilmektedir. Bu tez projesinde işlenen motor için ise yukarıda bahsedilen Al uminyum alaşımlarından herhangi biri optimum malzeme olacaktır [21].

Kompresör  arkı için seçilen malzemenin bel oirlenmesinden sonra hangi üretim yöntemiyle  reteleceği konusunda bir bir yol aranmalıdır. Aşağıda iki adet kompresör çarkı resmi bulunmaktadır. Bu resimden rahatça anlaşılabileceği gibi kompresör çarkları geometrik olarak oldukça karışık parçalardır. Bunun yanında parçanın dar tolerans ve yüksek kalite yüzey bitirme gereksinimlerinden dolayı da üretim olarak zorlayıcı bir parça olduğu aşıktır. Bu parçanın üretimi için iki adet yöntem verimli şekilde kullanılmaktadır. Bunlardan ilki 5 boyutlu CNC tezgahlarında doludan işleme yöntemiyle kompresör çarkının üretilmesidir. Ancak bu işlem her bir kompresör çarkı için hem uzun hem de maliyetli bir üretim yöntemidir.



şekil 7.32: Karmaşık kompresör geomterileri [13].

Bir diğ er yöntem ve daha çok kullanılan yöntem ise kauçuk modelle hazırlanmış gips kalıba Al uminyum alaşımının dökülmesidir. Bu motor için tasarlanan turboşarj sisteminin üretim yöntemi de bu şekilde olacaktır.

Bu yönteme ilk olarak aynı doludan işleme yöntemiyle üretilen kompresör çarkı gibi bir çark, 5 boyutlu CNC tezgahında işlenir ve işlenen bu model ana model olarak kullanılır. Sonrasında model kalıp oluşturulabilmesi için kalın bir Bakır tabaka ile

kaplanır ve bu kaplamadan sonra Bakır kaplamanın içinde kalan Alüminyum alaşımı kimyasal yöntemlerle çözündürülür. Bu sayede istenilen çark geometrisine sahip olan Bakır kaplama kalır ve artık bu kaplama bu kompresör çarkı için ana kalıp olarak kullanılabilir. Bu kalıp artık kauçuktan oluşturulacak olan modeller için kalıptır ve uzun süreler boyunca kullanılabilir. İşlem bu kalıba kauçuk malzemenin enjeksiyonu ile üretilen kauçuk modelin elde edilmesiyle devam eder. Burada kauçuk kullanılmasının sebebi çark kanatçıklarının arasındaki mesafelerin elastik olmayan bir malzemeden çıkartılamayacak kadar dar olması ve kalıbın çekme yöntemi kanatların üst üste gelip ters açı oluşturmalarıdır. Bu ters açı ve dar aralıkların modellenmesi ancak elastik bir malzemeden üretilen model ile mümkündür. Elde edilen kauçuklar bir salkımda gerekli yolluk ve besleme ayarlarıyla toplanır ve döküm için gereken salkım modeli oluşturulmasında kullanılır.

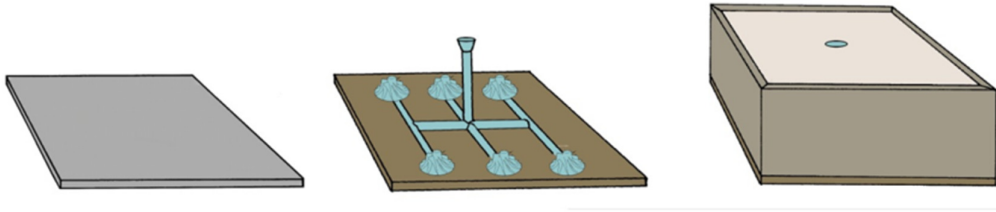


Şekil 7.33: Gips kalıba dökümde ana modeli, ana kalıp ve kauçuk model [21].

Sıradaki adım ise elde edilen kauçuk salkım modelinin döküm için kalıpmalının yapılmasındaki kullanımıdır. Salkım model geçici olarak kullanılacak olan bir alt tabakaya civatalar ile sabitlenir. Bu tabaka kalıp oluşturulma sırasında geçici olarak alt tabanı oluşturacaktır.

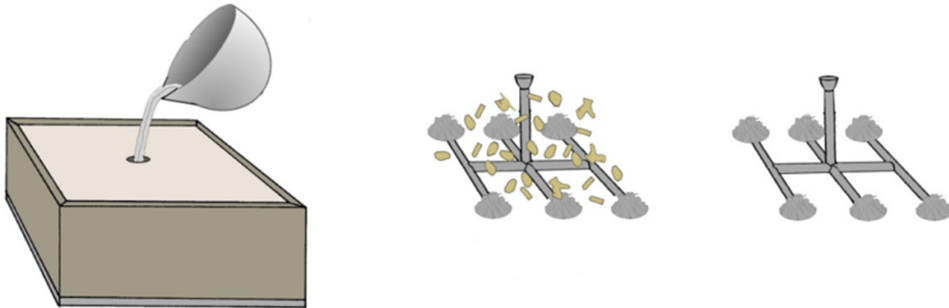
Salkım modelin tabakaya sabitlenmesinden sonra tabakanın üzerine kalıp sandığı konur ve kalıbın oluşturulması için gips malzemesi kalıp malzemesi olarak kalıp sandığının içine dökülür. Gips malzemesi ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) çok yumuşak bir Sülfat mineralidir ve piyasada badana olarak bilinmektedir. Plastik duvar boyalarının temel maddesi olarak da kullanılan gips, bu döküm prosesinde kalıp malzemesi olarak kullanılmaktadır. Kalıp sandığının içine dökülen gips katılaştıktan sonra alt tabaka ile salkım model sandıktan demonte edilerek ayırılır. Onun yerine ise bir soğutucu ile sürekli olarak soğutulan ve üzerinde salkım model bulunmayan yeni bir alt tabaka döküm sandığına monte edilir. Burada döküm işlemi sırasında sürekli olarak tabakanın soğutulmasına dikkat edilmelidir. Çünkü kauçuk modelden oluşturan

döküm boşlukları ve Alüminyum alaşımının akacağı kısım çoğunlukla altı kısımdadır ve alt tabaka ile temas halindedir.



Şekil 7.34: Gips kalıbın oluşturulması [21].

Bu işlemlerden sonra döküm için kalıp elde edilmiş olur. Sonrasında ise elde edilen bu kalıba Alüminyum alaşımı ile dökümün yapılmasıdır. Döküm işlemi Alüminyum alaşımının hazırlanan gips ve susoğutmalı alt tabakadan oluşan döküm sandığına dökülmesi ile devam eder. Sonrasında ise döküm sandığı açılır ve gips kalıp titreşim yöntemiyle kırılır. Bütün gips döküm parçanın üzerinden temizlendikten sonra geriye Alüminyum alaşımından elde edilmiş bir salkım bulunmaktadır. Bu salkımdaki kompresör çarkları geleneksel yöntemlerle yolluklardan ve besleyiciden ayrılır. Çarklar bir tarafta toplanır ve geri kalan kısımlar geri dönüşüme gönderilir.



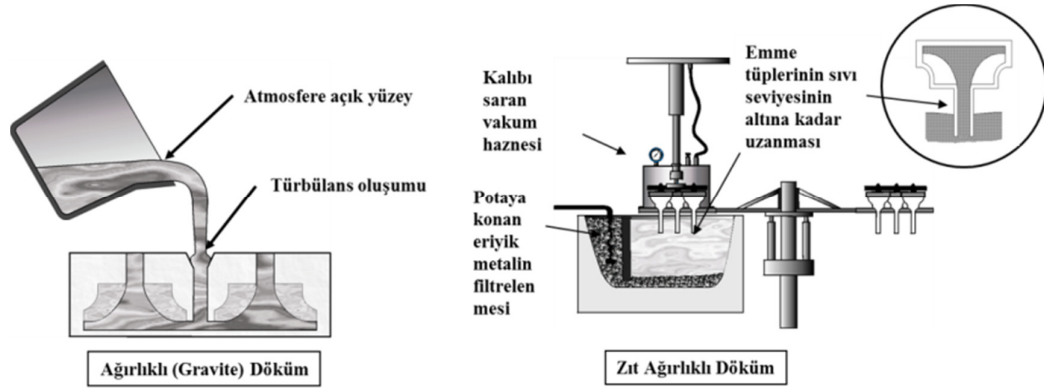
Şekil 7.35: Gips kalıba döküm ve salkım elde edilmesi [21].

Bu döküm işlemi kum kalıba döküm işlemine göre çok daha dar toleranslarda ve yüksek yüzey kalitelerinde parçaların elde edilmesinde başarı ile kullanılmaktadır. Ancak oksit partikülleri ve filmleri ile mikroporozite bu yöntem için önemli tehditler olarak sayılmaktadır. Bu tehditlerin parça üretimi engellmemesi için ise farklı yöntemler geliştirilmiştir.

Oksit partikül ve filmlerini bu döküm prosesinde gidermek için metalin gips kalıba dökülürkenki türbülanslarının engellenmesi gerekmektedir. Ayrıca dökülen metalin döküm potasında atmosfere açık olan kısımları olabildiğince azaltılmalıdır. Çünkü bu

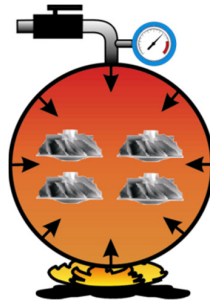
alanlar oksitlerin sıvıya karışması için ideal alanlardır. Bir diğer önlem olarak ise sıvı metalin oksit partikül tutan filtrelerden geçirilerek gips kalıba dökülmesidir. Ancak alınan bu önlemler hala istenilen sonuca ulaşılması için yeterli değildir.

Oksitlerin engellenmesi için daha sağlıklı ve verimli bir metod olarak ise zıt ağırlıklı döküm prosesi geliştirilmiştir. Bu methodda filtrelenmiş sıvı metal bir vakum kuvveti sayesinde yer çekimi kuvvetinin tersi yönde emme tüpleri münasebetiyle gips kalıba doldurulur ve döküm işlemi bu yöntemle istenilen kalitede gerçekleştirilmiş olur.



Şekil 7.36: Ağırlıklı döküm ve zıt ağırlıklı döküm [21].

Mikroporosite tehditi için uygulanan çözüm ise dökümü yapılan çarklara döküm sonrası proses uygulanmasıdır. Dökümden elde edilen çarklar sıcak izostatik presleme (Hot Isostatically Pressed: HIP) işlemine tabi tutulurlar. Bu işlem inert gazla dolu bir kapta, sabit sıcaklıkta ve sabit basınçta döküm kompresör çarklarının bekletilmesi işlemidir. Kompresör çarkı için HIP parametreleri yaklaşık olarak 527 °C ve 103 MPa sabit sıcaklık ve basınç değerlerinde 2 saat olarak belirlenmiştir. Bu proses, döküm işleminden dolayı oluşan mikro boşlukların yüksek basınç ve sıcaklıkta yok olması ile sonuçlanır ve mikroporosite tehditi böylece giderilmiş olur [27].



Şekil 7.37: Sıcak izostatik presleme işlemi.

Oksit partikül, oksit film tabakası ve mikroporosite tehditleri kompresör çarklarının uzun ömür dayanımları ve kısa ömür dayanımları için oldukça önemli tehditlerdir. Yukarıda yapılan işlemler ile bu tehditler bertaraf edilebilmektedir.

Kompresör çarklarının gerekli dayanımlara sahip olması için gereken son işlem ise çarkların ısıl iyileştirme işlemine tabi tutulmasıdır. Çarkların HIP prosesinden sonra çökelme sertleşmesi ısıl işlemi ile gerekli dayanıma sahip olması sağlanır. Bu sertleştirme yöntemi Alüminyum alaşımları başta olmak üzere demir esaslı olmayan metal alaşımlarında sıkça kullanılmaktadır [28].

Çökelme sertleşmesi üç adımdan oluşmaktadır [29]. Bu adımlar:

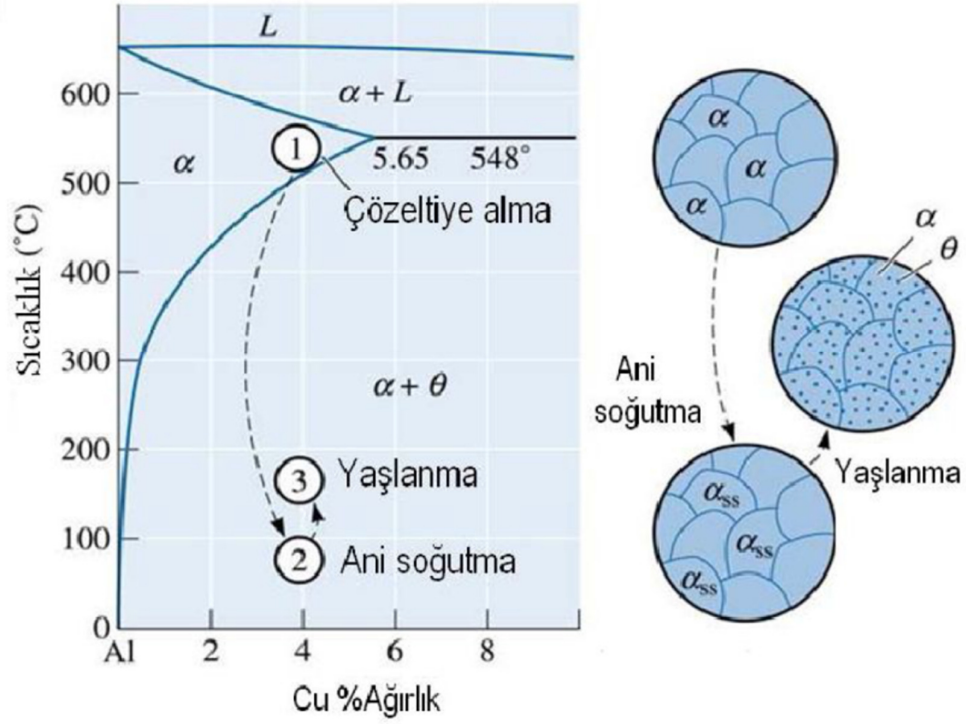
1. Çözeltiye alma işlemi
2. Ani soğutma ve aşırı doymuş yapı elde etme
3. Yaşlandırma işlemi

Çözeltiye alma işlemi malzemenin solvüs sıcaklığının üzerinde bir sıcaklığa çıkartılmasıdır. Böylece alaşım içindeki elementler çözünmüş şekilde katı eriyik elde edilecektir. Kompresör çarkı için elde edilecek çözeltinin içinde CuAl_2 ve Mg_2Si yapılar çözünmüş halde bulunur. Bahsi geçen solvüs sıcaklığının üzerindeki ısıtma sıcaklığı sıcaklık 510°C civarındadır. Çözeltiye alma işlemi 3 fazdan oluşmaktadır. İlk fazda alaşımdaki ikincil elementlerin çözünmesi ve zengin Alüminyum matriks fazının oluşmasıdır. İkinci faz ise çözünmeyen bileşenlerin nodülerleşmesi ve sonfaz da mikroyapının homojenleşmesidir.

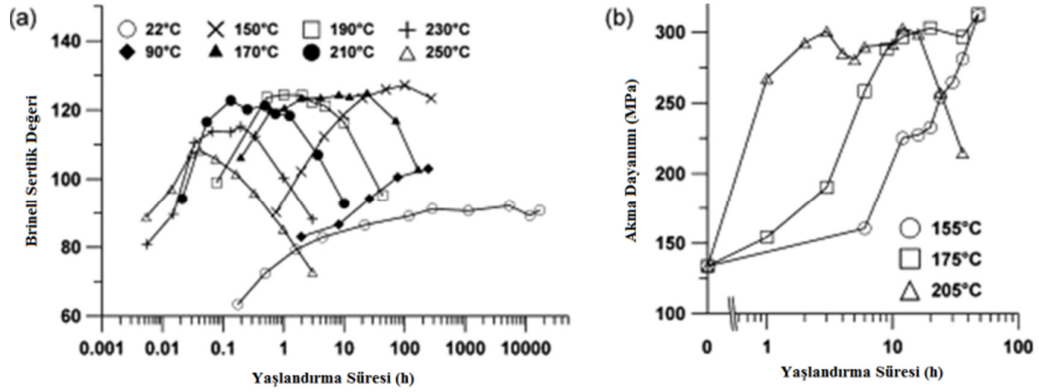
Daha sonra su verme işlemi sayesinde ani soğuma gerçekleşir ve aşırı doymuş katı eriyik yapısı elde edilir. Bu işlem sayesinde çözünen elementler çözeltide kalırlar ve kristal yapıda dislokasyonların hareketi engelleyen yapı halini alırlar. Burada dikkat edilmesi gereken husus çözeltiye alınan malzemenin bu işlemin hemen sonrasında su verme işlemine tabi tutulması gerektiğidir [29].

Kristal yapıda dislokasyon hareketlerini kısıtlayan çökeltilerin daha da verimli olarak bu işi yapabilmesi için yaşlandırma işlemi ile prosese devam edilir. Yaşlandırma işlemi sabit sıcaklıkta çökeltilerin bekletilmesi ve çökeltiyi oluşturan elementlerin sertleşmesi işlemidir. Yaşlandırma işlemi oda sıcaklığında doğal yöntem ile veyahut yapay olarak oda sıcaklığından daha yüksek sıcaklıklarda da yapılabilir. Ancak oda sıcaklığında yapılan doğal yaşlandırma işlemindeki bekleme süresi yapay yaşlandırma işlemindekine göre oldukça uzun sürmektedir. Seri üretim şartlarında

uzun bekleme süreleri istenmediği için kompresör çarklarının yaşlandırma işlemleri yapay yaşlandırma işlemleridir. Proje kapsamındaki kompresör çarkı için belirlenen yapay yaşlandırma sıcaklığı 170 - 175 °C olarak belirlenmiştir. Süre ise 5 ila 7 saat olarak uygulanmaktadır.



Şekil 7.38: Yaşlandırma işlem kademeleri [30].



Şekil 7.39: Alüminyum alaşımında yapay yaşlandırma süresinin sertlik ve dayanıma etkisi [31].

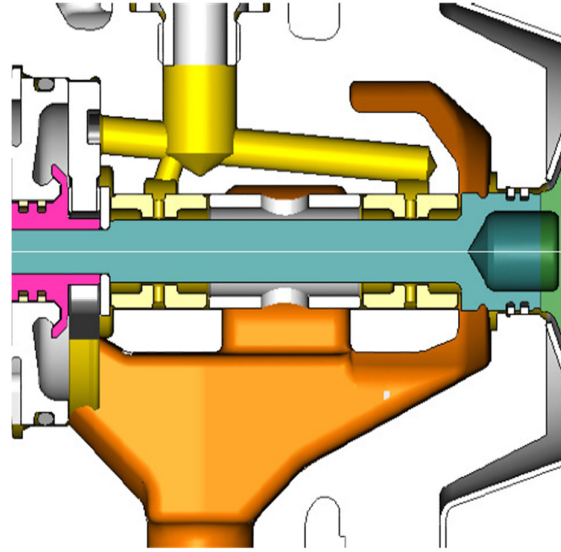
Bu yaşlandırma işleminden sonra çökelti oluşturan elementler kristal yapının içerisinde iyice sertleşir ve dislokasyon hareketleri oldukça çok kısıtlanmış olur. Ancak yaşlandırma sıcaklığının ve süresinin bu aşamada parçaya özenle uygulanması gerekmektedir. Yapay yaşlandırmalarda her bir sıcaklık değeri için malzeme

sertliğinin sabit sıcaklıkta bekletilen süre ile alakalı olarak ulaştığı azami bir nokta vardır. Yaşlandırma süresi belirlenen bu noktaya çıkacak bekletilme süresini geçtiği takdirde malzemenin sertlik ve dayanımı düşüşe geçecektir ve aşırı yaşlandırma denilen olay yaşanacaktır. Bu da malum olduğu üzere dayanım artışı için yapılan ısıtıl işlemde istenilen dayanımı elde edilememesi anlamına gelmektedir. Bu hususa ısıtıl işlem prosesinde oldukça dikkat edilmelidir.

Isıl işlemin de bitirilmesinin ardından kompresör çarklarının üretimi de tamamlanmıştır. Kompresör çarkının türbin çarkı & şaft çiftine birleştirilmesinden montaj safhasında bahsedilecektir.

7.5.5 Yataklama elemanları

Turboşarj sisteminin yataklama sistemi 2 adet radyal yatak, 1 adet eksenel yatak, 1 adet itme bileziği, 1 adet burç, 1 adet arka plaka ve her iki tarafta 2'şer adet olmak üzere toplam 4 adet sızdırmazlık bileziği bulunmaktadır. Bu parçalar aşağıdaki detay resimde gösterilmiştir.



Şekil 7.40: Yatak muhafazanın kesit görüntüsü [13].

Bu bölgedeki yataklama parçaları farklı malzemelerden, farklı üretim yöntemleri ile üretilmektedirler. Parçaların geometrik zorlukları çok yüksek olmadığı için üretim yöntemlerinde geleneksel yöntemler kolayca uygulanabilmektedir. Her bir parçanın malzemesi ve üretim yöntemi konusunda kısaca bahsedilmesi gerekirse:

Radyal yataklar ve burç: Bu yataklar bronz malzemenin dökülmesi yöntemiyle veya pirinç malzemenin ekstrüzyon yöntemiyle şekil verilmesi suretiyle üretilmektedir. Bu üretim yöntemlerinde kullanılan bronz ve pirinç malzemeler kurşunlanmış olarak da kullanılabilirler.



Şekil 7.41: Radyal ve aksel yataklar.

Eksenel yatak: Eksenel yatak bronz sac metalin veya şerit metalin kalıp kesme yöntemiyle kesilmesi ile üretilmektedir. Bu yöntemin kullanılmasının sebebi parçanın üzerinde bulunması gereken yağ galerinin oluşturulması prosesinin parçanın yüksek dayanıma sahip olmasını sağlayacak bir üretim yöntemiyle yapılması gerekliliğidir. Bir diğer yöntem ise bu parçanın demir veya bakır malzemeden toz metal teknikleri ile üretilmesidir. Buradaki tek sakınca bakır malzemenin turboşarj sistemine giren yağdaki yüksek Sülfür içeren katkı maddeleri ile kimyasal olarak reaksiyona girme riskidir.

Toz metalden yatak üretimi prosesi ise kısaca şöyle açıklanabilir:

Toz metal farklı yöntemlerle elde edilebilir. Örneğin Alüminyum alaşımları mekanik öğütme yöntemi ile elde edilir. Bu yöntemde Alüminyum alaşımı metal kapalı bir haznede kendisinden daha sert bilyalar ile karıştırılır. Daha çok gevrek metaller için kullanılan bir yöntemdir. Sünük metaller için uygulandığında ise soğuk kaynamayı engellemek için ayrıştırıcı yağların kullanılması gerekmektedir.

Bakır, Magnezyum ve Krom alaşımları ise en çok elektroliz yöntemi ile toz haline getirilir. Kimyasal bileşimi uygun seçilmiş bir elektrolit ile doğru akım ve sıcaklık

değerlerinde düzeneğin katot kısmında rahatça toz metal biriktirilebilmektedir. Bu toz metallerin saflığı oldukça yüksektir.

Demir tozu elde edilmesinde ise kimyasal indirgeme ve atomizasyon yöntemleri kullanılmaktadır. Kimyasal indirgeme yönteminde demir cevheri ve kok kömürü karıştırılıp seramik tüplerle yüksek sıcaklıktaki fırınlardan uzun süre geçirilir (~68 saat). Sonrasında elde edilen karışım öğütülür ve elenir ve son olarak yapılan tavlama ile sünger demir tozu elde edilmiş olur.

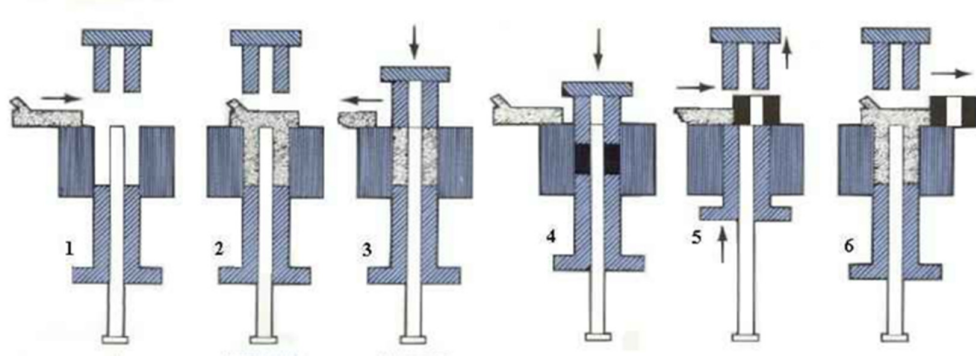
Atomizasyon yönteminde ise ergitilen çelik hurdası ırtilerek damlatılırken damlacıkların hiç bir yere teması olmadan soğutulup metalin tekrar bu halde katılaştırılması ile mümkün olur. Bu soğutma işleminde damlayan metale soğuk gaz veya çarptırılması yöntemi kullanılır. Daha sonra ise kurutma, eleme ve tavlama işlemi ile toz metal elde edilmiş olur.



Şekil 7.42: Toz metalin elde ediliş yöntemleri [32].

Yukarıda bahsedildiği gibi farklı yöntemlerle elde edilmiş olan toz metal alt ve üst kalıbın arasında işlem sonunda alması istenen geometriye sahip bir boşluğa doldurulur (adım 1,2). Sonrasında yüksek presleme basınçları ile üst kalıp toz metali alt kalıba doğru sıkıştırır (adım3,4) ve oluşan yüksek yoğunluklu parça alt kalıbın

yukarı doğru hareketi ile iki kalıp arasından dışarıya atılır ve yeni parçanın üretimi için tekrar toz metal ilavesi sisteme yapılır.



Şekil 7.43: Toz metalin preslenmesi [33].

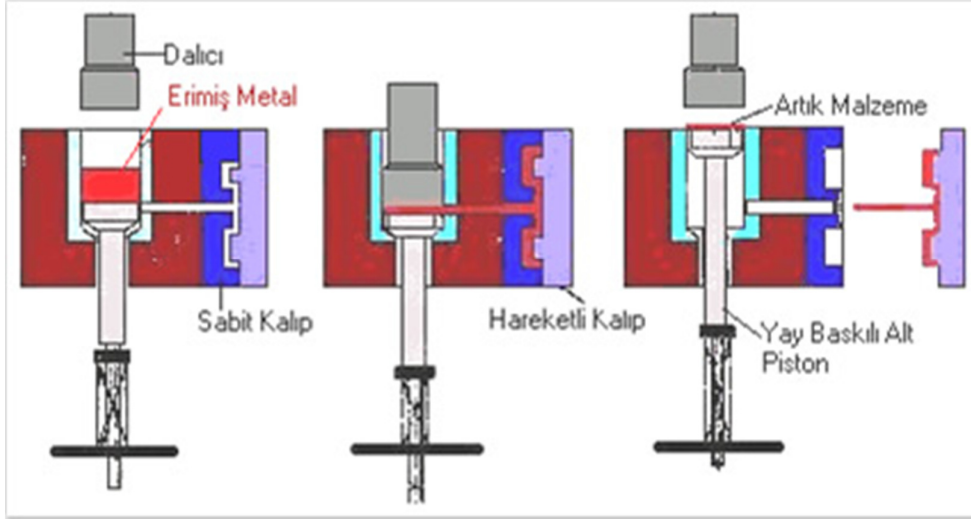
Bu yöntemle üretilen parçalarda son işlemten sonra elde edilen boyutsal kalite ve yüzey pürüzlülükleri çok yüksektir. Ayrıca kalıbın üretilmesinden sonraki parça maliyetleri döküm ve işleme yöntemlerine göre çok daha düşüktür. Ayrıca fazladan bir işleme prosesine gerek yoktur. Handikap olarak ise parçanın homojenitesinin düşük olmasıdır. Parçanın farklı lokasyonlarında farklı yoğunluklara rastlanabilir.

Eksenel yataklar turboşarj sistemine gelen eksenel yüklere karşı direç gösterecekleri için bu parçaların üretiminde son adım olarak ısıtıl işlem yer alır. Isıtıl işlemlerle parçaların sertliğinin 40 – 47 HRC sertlik değerlerine çekilmesi gerekmektedir.

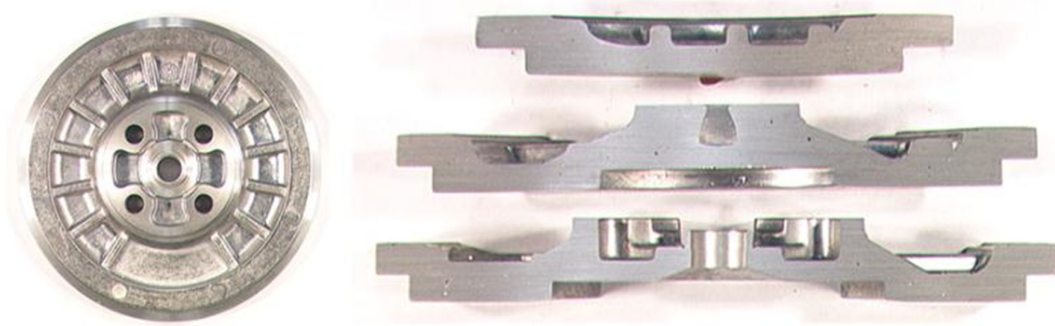
İtme bileziği: İtme bileziği yatakalama sisteminde kompresör çarkının olduğu tarafta yer alan fonksiyonel bir parçadır ve üzerinde sızdırmazlık bileziklerinin ve eksenel yatağun oturduğu faturalama sistemini bulundurur. Dolayısıyla oldukça dar boyutsal toleranslara izin verilen bir çarçadır ve bu yüzden CNC tezgahlarda işlenerek üretilmektedir. Malzeme olarak ise düşük karbonlu çelikler kullanılmaktadır. Ancak istenilen sertlik değerlerinin yakalanması için işlenen parçanın ısıtıl işlem ile iyileştirilmesi ve sertliğinin ve dayanımının artırılması gerekmektedir. Bunun sebebi de parçanın eksenel itmeye karşı olan direncini arttırmaktır. Aynen eksenel yatakta olduğu gibi burada da istenilen sertlik değeri 40 HRC seviyelerindedir.

Arka plaka: Kompresör çarkının hemen arkasında yer alan arka plaka Alüminyum alaşımlarından üretilmektedir. Genellikle A380 malzemedan üretilen plakanın üretim yöntemi ise kalıcı kalıba basınçlı dökümdür. Bu döküm işleminde parçada oluşan poroziteleri gidermek için ısıtıl işlem uygulaması bu parçaya uygulanamamaktadır. Bunun sebebi kalıcı kalıpta oluşan porozitelerin ısıtıl işlem

sırasında yüzeylerde toplanıp büyümesidir. Bu ısıtım işlemi ancak gaz geçirgenliği olan kum kalıplarda uygulanabilmektedir. Dolayısıyla daha yüksek dayanımların ihtiyaç duyulduğu arka plakalar kum kalıplara dökülüp ısıtım işleminden geçirilir [21].



Şekil 7.44: Kalıcı kalıba döküm prosesi.



Şekil 7.45: Kalıcı kalıba dökülmüş arka plaka ve kesit görünüşleri.

7.5.6 Yatak ve türbin muhafazanın imalatı

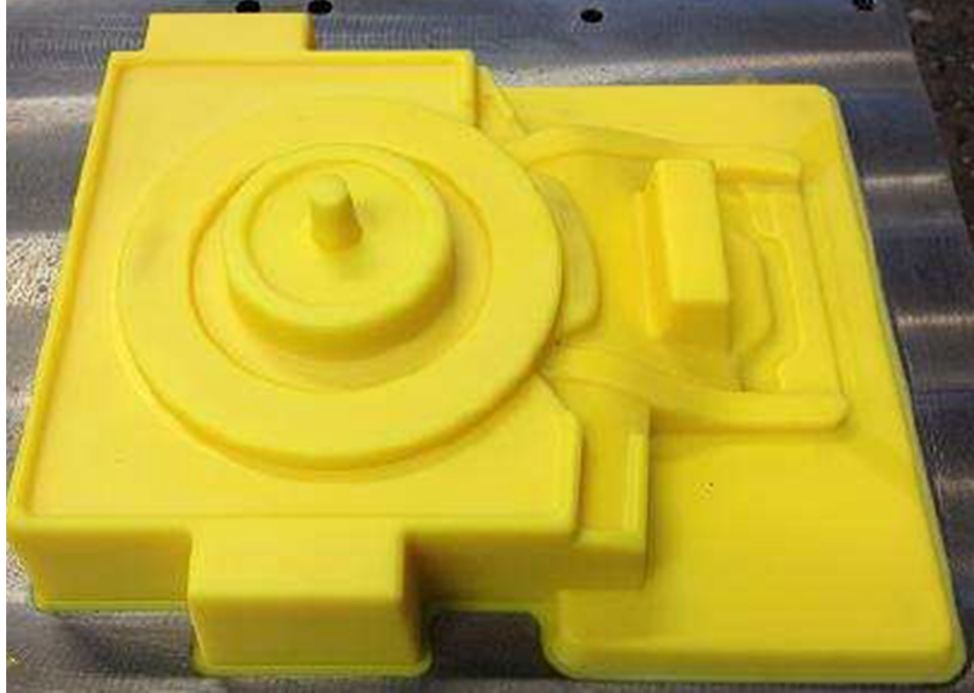
Yatak muhafaza ve türbin muhafaza parçaları yüksek sıcaklıklara maruz kalan, türbin çarkı ve yataklama sistemlerini içinde barındıran, egzoz gazı ve yağlayıcı akışkanlarının galerilerini bulunduran kompleks yapıdaki büyük parçalardır. Bu parçaların malzemeleri ve üretim imalatları ise oldukça genel ve her yerde aynı şekilde yapılmaktadır.

Yatak muhafaza parçasının üretim yöntemi kum kalıba dökümdür ve bu dökümde kullanılan malzeme küresel dökme demirdir. Yatak muhafaza parçasının türbin muhafaza parçasına yakın olmasından dolayı sıcaklık yatak muhafaza parçası için

önemli bir tehdittir. Bunun yanında parçanın kompresör muhafaza ile olan bağlantısı ve yatak sistemini içinde barındırması parçanın karmaşıklığını arttırmaktadır. Ayrıca yatak sistemini barındırmasından dolayı muhafaza parçası titreşime maruz kalmaktadır. Bütün bunlar göz önüne alındığında daha önceki bölümlerde belirtilen SiMo katkılı küresel dökme demir yatak muhafaza parçasının üretimi için ideal hale gelmektedir. Parçanın kompleks yapısı da üretim yöntemi olarak döküm üretim yönteminin seçilmesini zaruri kılmaktadır.

Bu proje kapsamında işlenen turboşarj sistemine uygulanacak olan yatak muhafaza parçası için geleneksel yöntem olan kum kalıba döküm işlemini uygulanacaktır. Malzeme olarak ise SAE J2582 standartlarında yer alan SiMo Grade 1 ve üzeri malzemeler uygun malzeme olarak belirlenmiştir.

Bu döküm süreci adet olduğu üzere ilk olarak dış kabuğa göre modelin işleme yöntemiyle üretilmesiyle başlar. Bu model yollukların, beslemelerin ve ara bağlantı kanallarının döküm sandığına konumlandırılmış haldeki dış kabuğu modele işlenir.



Şekil 7.46: Yatak muhafaza dış kabuk modeli.

Daha sonra dış kabuktan oluşturulacak olan kum modele yerleştirilecek maçaların üretilmesi için maça kalıbı üretimi yapılır. Bu kalıp dikey işleme tezgahında işlenerek maça kalıplama hattında kullanılır.



Şekil 7.47: Yatak muhafaza maça modeli.

Daha sonra yapılan dış kabuk modelinden kum kalıplama, maça kalıbından ise bu kum kalıba oturacak olan ve iç galerilerin dökümden çıkmasını sağlayacak olan maça üretimi yapılır ve geleneksel döküm işlemi devam eder. İşlem sonunda elde edilen döküm parça yolluklardan ve besleyiciden ayrılır ve taşlamı işlemi ile çapak alınır. Böylece ham döküm parça elde edilmiş olur.



Şekil 7.48: Yatak muhafaza.

Bundan sonraki adım ise yatak muhafazanın türbin muhafaza ve kompresör muhafaza ile olan arayüzlerinin işlenmesi, yağ besleme ve yağ geri dönün borularının bağlantı yerlerindeki gerekli arayüzlerin işlenmesi için tezgaha bağlanır.

Aynı tezgahta yatak muhafazadan dışarıya doğru uzanan bir kol ile turboşarj sistemine bağlanacak olan kanatçık tahrik sisteminin elektrik motoru için gereken flanş işlemleri de yapılır. Bütün bu işlemlerden sonra yatak muhafaza parçası montaj için hazır hale gelmektedir.

Türbin muhafaza parçası ise yatak muhafaza parçası ile aynı üretim yöntemine sahiptir. Ancak yatak muhafaza parçasına göre daha yüksek sıcaklıklarda çalışma şartlarına sahip olan türbin muhafaza için tespit edilen üretim malzemesi SAE J2582 standartına göre SiMo Grade 3 olarak belirlenmiştir. Bu standartlardaki malzemelerin Grade değerleri ise aşağıdaki tablodaki kimyasal bileşim ve dayanım değerlerine göre belirlenir.

Çizelge 7.3: SAE J2582 Grade sınıflandırması.

Grade	Sertlik	Silisyum Oranı	Molibden Oranı	Çekme Dayanımı	Akma Dayanımı	Uzama	Elastiklik Modülü
	HB	%	%	Mpa	Mpa	%	Gpa
1	187 - 241	3,5 - 4,5	0 - 0,5	450	275	8	152
2	187 - 241	3,5 - 4,5	0,51 - 0,7	185	380	6	152
3	196 - 269	3,5 - 4,5	0,71 - 1	515	415	4	152

Türbin muhafazanın üretiminde izlenen yollar yatak muhafaza parçasının üretimde izlenen yollar ile birebir aynıdır. İşlem dış kabuk yüzeye göre modelin üretilmesi, maça üretimi için maça kalıbının üretilmesi ve döküm işleminin yapılması şeklinde gerçekleşir.



Şekil 7.49: Türbin muhafaza dış kabuk modeli ve iç maça kalıbı.

Döküm işleminden sonra adet olduğu üzere yollukların ve besleyicilerin ayrılması ve çapak alma işlemi yapılır. Akabinde türbin muhafaza parçası işleme tezgahına alınır ve ilk olarak türbin çarkı için gereken iç profil işlenir. Bu profildeki işleme türbin çarkı ile türbin öuhafazanın arasındaki mesafenin istenilen seviyede ayarlanabilmesi

için hassas olmalıdır. Daha sonras ise egzoz manifoldu ile bağlantısını sağlayan flanş, türbin çıkış bağlantısı olan V kelepçe profili, destek braketinin bağlanması için kullanılacak olan flanş ve ısı kalkanı bağlantısında kullanılacak olan flanş işlenir ve parça montaja hazır hale getirilir.



Şekil 7.50: Türbin muhafaza ham döküm ve nihayi hali.

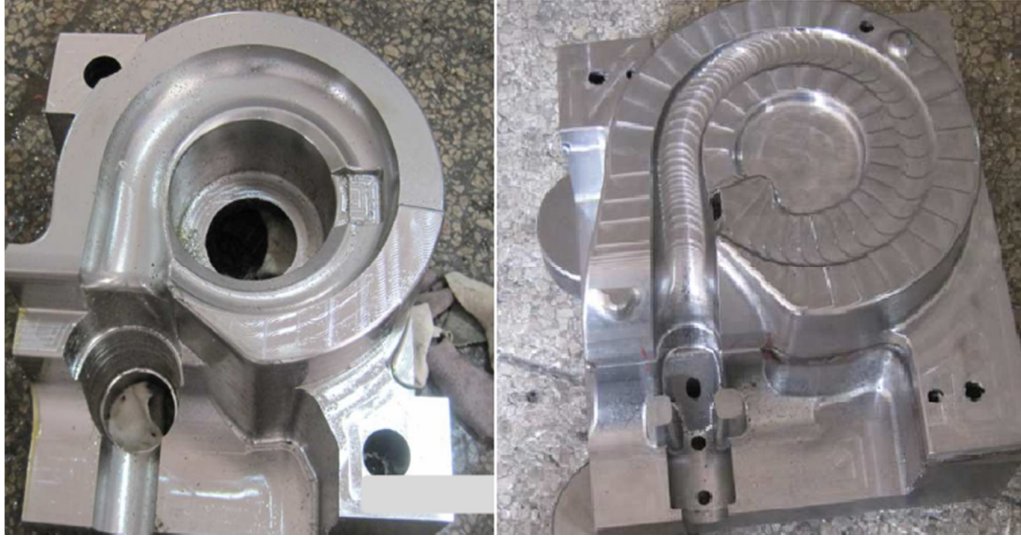
7.5.7 Kompresör muhafazanın imalatı

Kompresör muhafaza parçasının geometrisi türbin muhafazaya benzemektedir. Ancak maruz kaldığı zorlanmalara bakıldığında kompresör muhafaza parçasının türbin muhafaza gibi yüksek sıcaklıklardaki egzoz gazı ile temas halinde olmadığı için sıcaklık tehditine maruz kalmadığı görülür. Bu yüzden dökme demir kullanılma zorunluluğu yoktur. Kompresör muhafazanın malzeme seçiminde sıcaklık yerine dikkat edilmesi gereken en önemli unsur kompresör çarkının infilak etmesi durumunda kompresör muhafazanın çark parçalarını muhafaza edebilme kapasitesidir. Bu da malzemenin sünek olmasını gerektirmektedir. Bu etmenler göz önüne alındığında kompresör muhafazanın üretiminde dökme demir yerine daha hafif olan ve farklı üretim yöntemleri ile üretilebilecek olan Alüminyum alaşımları tercih edilir. 354, 355 ve A206 alaşımları kompresör muhafaza parçası için uygun malzemeler olarak belirlenmiştir.

Üretim yöntemi olarak ise türbin muhafazadakinden farklı olarak kalıca kalıba döküm uygulanır. Bu döküm işlemi ekstra basınç yardımıyla veya yerçekimi kuvvetiyle yapılabilir. Kalıcı kalıba basınçlı döküm prosesinde dökülecek olan parçaya uygun bir kalıp yapılır ve bu kalıp kompresör muhafaza parçasının malzemesi olan alaşımlardan yüksek erime sıcaklığına sahip malzemelerden üretilir.

Dayanımı yüksek olan bir malzemeden üretilmesi kalıbın daha uzun süre kullanılmasını sağlayacaktır.

Basınçlı döküm yöntemi arka plaka parçasının üretimi ile aynı şekildedir. Ancak arka plakanın üretimine ek olarak sisteme bir de maça eklenir ve iç boşlukların üretilmesi bu yolla sağlanır. Burada kullanılacak maça Yer çekimi ile dökümde ise kum kalıba dökümdekine benzer şekilde metal eriyiğinin kalıba dökülmesi sağlanır ancak metalin döküldüğü kalıp kum değil kalıcı kalıptır.



Şekil 7.51: Kompresör muhafaza dış kabuk modeli ve iç maça kalıbı.

Kalıcı kalıba döküm yöntemleriyle üretilen kompresör muhafaza parçasında mükemmel yakın boyutsal kalite ve yüzey kalitesi elde edilir. Ayrıca işleme safhası oldukça kısaltılır. İlk kalıp masrafından sonraki maliyetler kum kalıba döküme göre daha düşüktür ve aynı kalıp ile düşük erime sıcaklığına sahip farklı malzemelerden parça dökülebilmektedir [34].

7.5.8 Kanatçıkların ve kanatçık tahrik sisteminin imalatı

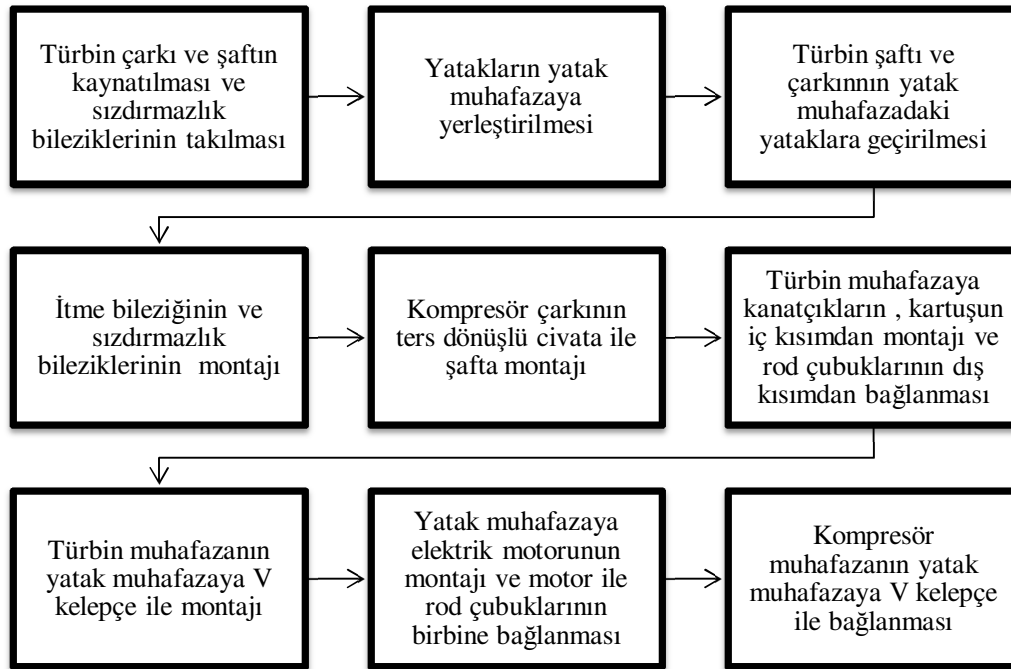
Kanatçık tahrik sisteminde temel olarak 3 parça bulunmaktadır. Bunlar egzoz gaz akışını yönlendiren kanatçıklar, bu kanatçıkların muhafazasını ve oryantasyonunu sağlayan kartuş ve bu kartuşun hareket etmesini sağlayan ve tahrik enerjisinin kaynağı olan elektrik motoru ile bağlantını sağlayan rot çubuklarıdır.

Kanatçıklar aynen türbin çarklarında olduğu gibi Ni-Cr-Mo alaşımından hassas döküm yöntemiyle üretilmektedir. Kartuş parçası ise sac levhadan kesilerek üretilir ve üretiminde düşük kanatçıkların üretiminde kullanılan malzemenin aynısı

kullanılır. Rod çubukları ise dövme yöntemiyle üretilir ve Ni-Cr alaşımından üretilmektedir. Bu parçalar üretilecek olan turboşarj sisteminin uygulanacağı aplikasyondan bağımsız olarak üretilir ve yakın büyüklükteki turboşarj sistemleri için standart parçalardır.

7.5.9 Montaj Safhası

Bütün parçaların üretiminden sonra ise turboşarj sistemi montaj hattında toplanmaya başlanır. Bütün bir turboşarj sisteminin montajı ise aşağıdaki diyagrama göre yapılır:



Şekil 7.52: Turboşarj sistemi montaj safhaları.

8. 12.7 L 460PS MOTOR İÇİN EGZOZ MANİFOLDU TASARIM VE İMALATI

Tez konusu olan 12,7 L hacimli dizel ağır ticari motorun turboşarj sisteminin sonu bu turboşarj sistemini performans ve dayanım anlamında oldukça yakından ilgilendiren ve motorun ilk üretildiği günden beri en önemli parçalarından biri olan egzoz manifoldunun tasarımı ve üretimi süreçlerine değinilecektir.

Egzoz manifoldunun üretim safhası tasarım safhasından daha kolaydır ve asıl dikkat edilmesi gereken tasarım sürecidir. Tasarım yapılırken de üretim yöntemi muhakkak ki hesaba katılarak tasarıma devam edilmelidir. Bütün tasarım ve üretim süreci aşağıdaki diyagrama göre yapılır:



Şekil 8.1: Egzoz manifoldu tasarım ve üretim safhaları.

8.1 Konsept Ve Teknoloji Seçimi

Egzoz manifoldlarının ilk konseptlerinin belirlenmesinde dikkat edilen bir kaç unsur vardır. Bunlar parçanın boyutları, maruz kalacağı termal zorlanmanın büyüklüğü, üretilebilirliği ve maliyeti gibi temel unsurlardır. Bu unsurlar değerlendirilerek parçanın konsepti belirlenir.

Daha önceki bölümlerde de belirtildiği gibi ağır ticari araçlara takılacak olan motorlar sıralı silindir yapısına sahip ise oldukça uzun olmaktadır. Bu değer bahsi geçen 12,7 l motor için yaklaşık olarak 940 mm'dir. Dolayısıyla silindir kafasını egzoz portlarıyla arayüzü olan egzoz manifoldu ğarçası da yakın uzunluğa sahip olacaktır. Bu boyda bir egzoz manifoldunun ise oda sıcaklığından maksimum sıcaklığa çıkıştaki termal genleşmeden dolayı uzaması ~11 mm civarında olacaktır ki bu uzamam miktarı oldukça fazladır. Bir çok farklı lokasyonundan civatalar ile kafaya bağlanarak mesnetlenen egzoz manifoldunun 11 mm'lik uzama sonucunda maruz kalacağı gerilemler çok yükse olacaktır. Bu yüzden egzoz manifoldunun termal genleşmesine izin verilmelidir ki bu da çok parçalı egzoz manifoldu konseptini doğurmuştur.

Çok parçalı egzoz manifoldunda manifold küçük parçalardan oluşur ve bu küçük parçaların termal genleşmeleri kontrol altına alınabilir. Genleşmeleri kontrol altına alma işlemi uygun bağlama elemanları stratejileri ve manifold parçalarının birbirine bağlanma stratejileri ile sağlanabilmektedir.

Çok parçalı manifoldların parçalarının birbiri ile olan bağlantılarındaki en önemli problem bağlantı noktalarındaki gaz kaçaklarıdır. Bu kaçaklar farklı sızdırmazlık tasarımları ile bertaraf edilebilmektedir.

Yine maksimum sıcaklıklar ve basınçlar düşünüldüğünde daha az maliyetli ve seri üretime uygun olan kum kalıba döküm imalat yöntemi bu tarz büyük bir motorun egzoz manifoldu için uygulanabilecek en uygun üretim yöntemidir. Üretim yönteminin kolay ve her piyasada ulaşılabilir olması da bu parçanın döküm yöntemiyle üretilmesi için diğer sebeplerdir.

Malzeme olarak ise döküm işlemine uygun, yüksek sıcaklık dayanımı yüksek, oksidasyon direnci olan ve maliyeti düşük bir malzeme seçilmelidir. Geçmişte tecrübe edilen egzoz manifold mevzuları ve birikimleri azami sıcaklık olarak 700

°C'lere çıkılması durumunda tavsiye edilen malzeme olarak SiMo alaşımlı küresel dökme demirdir.

Sonuç olarak egzoz manifoldunun konsepti çok (3 adet) parçalı SiMo küresel dökme demirden üretilmesi şeklinde belirlenmiştir. Egzoz manifoldu parçalarının birbiri ile olan bağlantısındaki sızdırma problemi ise grafit bazlı bir keçenin sızdırmazlık elemanı olarak kullanılması ile çözülecektir.

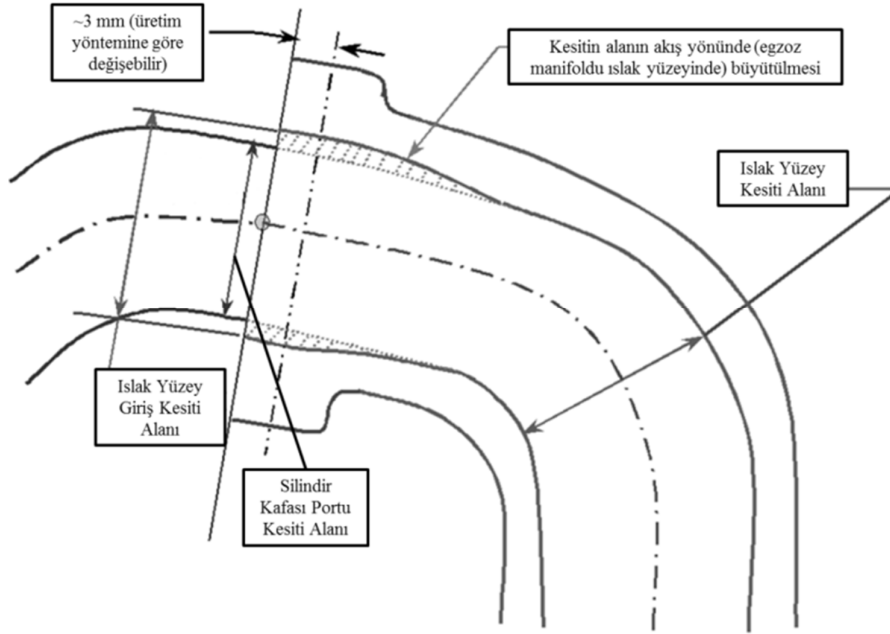
8.2 Islak Yüzeyin Tasarımı

Egzoz manifoldlarının tasarımına, egzoz manifoldlarının ilk görevi olan egzoz gazının turboşarj sistemine transferi için en önemli bölge olan gaz pasajının tasarımı ile başlanır. Gas pasajı egzoz gazının geçeceği yoldur ve bu yolu çevreyelen yüzeye ıslak yüzey edı verilir. Islak yüzey tasarımı egzoz manifoldunun ilk adımı olarak tanımlanabilir.

Islak yüzeyin tasarımında dikkat edilmesi gereken bir kaç önemli nokta vardır. Bunların en başında ıslak yüzeyin kesit alanı ve bu kesit alanın egzoz debisini istenilen basınç ve hızlarda barındırabilecek olmasıdır. Ayrıca kesit geometrilerinin değişimini de dikkat edilmelidir. Çünkü silindir kafasının egzoz port çıkış kesitleri ile turboşarj sistemi giriş kesitleri farklıdır. Buna ek olarak egzoz manifold parçalarının birbirine bağlanacağı yerlerdeki kesit de bağlantı yöntemine uygun olmalıdır.

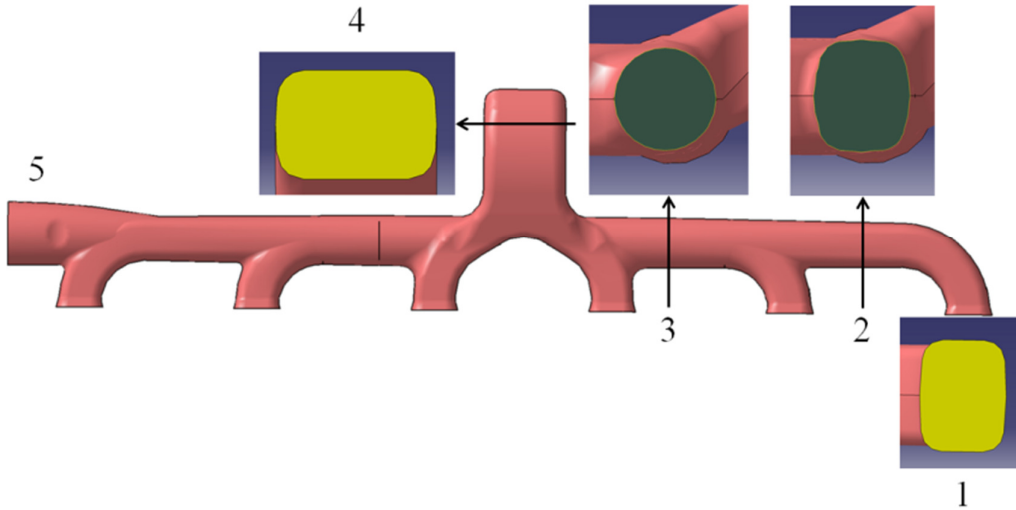
Islak yüzey motor paketi elverdiğince keskin hatlardan kaçınılarak tasarlanmalıdır. Bir ana volüte akış yönünde bağlanan silindir dalları olmalıdır ve bu dallar uygun dönüş açıları ile yönlendirilmelidir. Bu dönüşlerdeki radiuslar olabildiğince büyük olmalıdır ve egzoz gaz akışı olabildiğince bozulmadan yönlendirilmelidir.

Islak yüzey tasarımı egzoz manifoldu yekpareymiş gibi tasarlanmaya başlanır. Başlangıç noktası malum olduğu üzere silindir kafası egzoz çıkış portlarıdır. Her port bir egzoz manifoldu dalıyla birleştirilir. Burada dikkat edilmesi gereken konu egzoz manifoldunun ıslak yüzey kesitinin silindir kafası egzoz çıkış port kesitinden bir miktar büyük olması gerekliliğidir. Bu kural bütün gaz yolunda akış yönündeki kesitlerin parça değişiminde artırılması şeklinde genellenebilir. Aşağıdaki resimde bu geçişin bir örneği bulunmaktadır.



Şekil 8.2: Egzoz manifoldu – silindir kafası portlarının oryantasyonu [15].

Silindir kafası egzoz portlarından alınan ilk kesit geometrisi boyunca manifold dalları ana pasaja uzatılır ve ana pasajın kesit geometrisine geçiş yapılır. Bütün egzoz gazı boyunca kesit değişimleri şu şekilde olmaktadır:

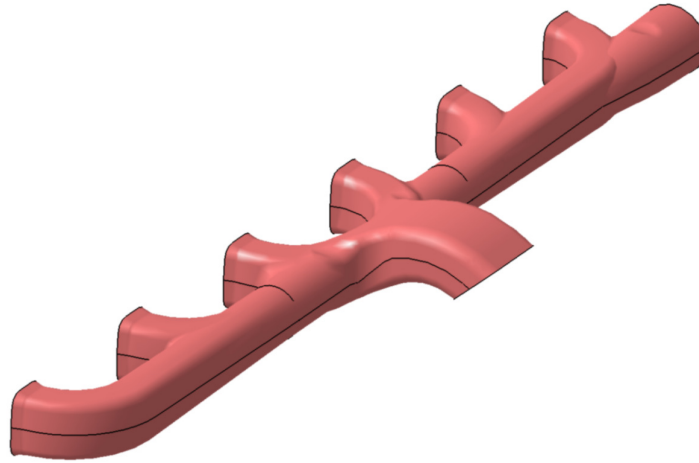


Şekil 8.3: Egzoz manifoldu kesit değişimi.

Yukarıdaki model resminde de anlaşılabileceği gibi egzoz manifoldunun 6 adet silindir, 1 adet (4 numaralı çıkış) turboşarj sistemi ve bir adet (5 numaralı çıkış) EGR çıkışı mevcuttur. Silindir kafasından köşeleri yumuşatılmış dikdörtgen şeklinde olan kesit

geometrisi 2 numaralı bölgede yanlara doğru bombe yapmaktadır. Bunun sebebi 3 numaralı bölgede ulaşılmak istenen dairesel kesit geometrisidir. Buradaki dairesel kesit geometrisi sayesinde çok parçalı egzoz manifoldunun parçaları birleştirilebilecektir. 4 numaralı kesit görüntüsü ise turboşarj sistemi çıkışının kesit geometrisini göstermektedir ve buradaki kesit alanı egzoz manifoldunun her iki tarafından gelen gazların tamamını içinden geçirebilecek kapasitededir ve yaklaşık olarak silindir egzoz port çıkış kesit alanlarının 2 katıdır. Bunun sebebi silindirlerin patlama sıralamasının turboşarj sistemi çıkışının her iki tarafındaki silindir gruplarından olacak şekilde ayarlanmasından dolayıdır. EGR çıkışının kesit geometrisi ise EGR valfinin klepe çapına göre belirlenen dairesel kesittir.

Bütün ıslak yüzey tasarımında, turboşarj sistemi ve EGR valf çıkışlarında ve kesit değişimlerinde basınç kayıpları ve akış homojenitesine azami dikkat edilmeli ve ona göre tasarlanmalıdır. Bahsi geçen motor için tasarlanmış ıslak yüzey aşağıdaki resimde gösterilmiştir.



Şekil 8.4: Egzoz manifoldu ıslak yüzeyi.

8.3 Dış Yüzeyin Tasarımı

Dış yüzeyin tasarımı ıslak yüzeyin tasarımından sonra gelen adımdır. Temel olarak ıslak yüzeyden dışarıya doğru et kalınlığı verilmesiyle elde edilir. Et kalınlığının verilmesinden sonra düşük radiuslu bölgelerdeki radiusların artırılması, et kalınlığı varyasyonlarının asgariye indirilmesi, et kalınlığı gradyenlerinin boylarının kısaltılması ve olabildiğince yok edilmesi, dayanım olarak kritik görülen lokasyonlara malzeme yığılması ve döküm işlemi için engel teşkil edebilecek olan

ters açılardan yok edilmesi ve kalıp açılarının eklenmesi gibi detay işlemleri yapılır. Bu işlemlerin yapılmasından sonra elde edilen tasarım egzoz manifoldunun dış kabuğunu oluşturmuş olur.



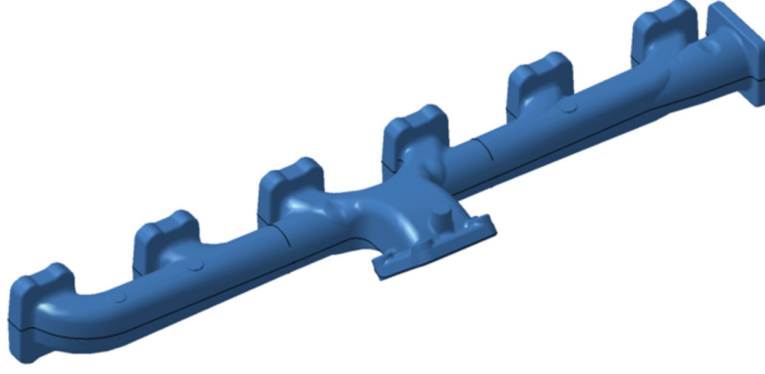
Şekil 8.5: Egzoz manifoldu et kalınlıkları.

Elde edilen dış kabuk için ilk olarak yapılacak olan kontrol dış kabuğun motordaki yerine model üzerinde yerleştirilip diğer parçalara olan uzaklığıdır. Dış kabuğun sıcaklığının 700 °C mertebelerine ulaşacağı düşünüldüğünde egzoz manifoldunun diğer motor parçalarına olan uzaklıkları konusunda gerekli kontrollerin yapılması zaruretinin gerekliliği kolayca anlaşılmaktadır. Bu kontrollerden sonra elde edilen uzun dış kabuk parçasına flanşların eklenmesi işlemine geçilecektir.

8.4 Silindir Kafası Ve Turboşarj Sistemi Flanşlarının Tasarımı

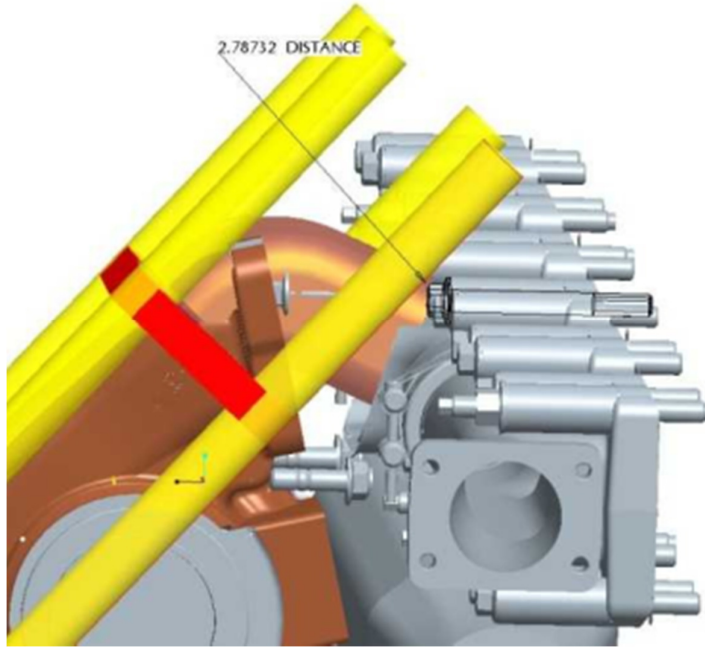
Dış kabuğun elde edilmesinden sonra sıra flanşların tasarlanmasındadır. İlk olarak egzoz manifoldunun silindir kafası portları ile birleşme yerlerindeki flanşlar tasarlanır.

Silindir kafası flanşlarının büyüklüğü silindir kafa yüksekliği ile birebir alakalıdır. Flanşın yüksekliği silindir kafası yüksekliğinden daha fazla olamaz. Dolayısıyla flanşın yüksekliği silindir kafasının yüksekliğine göre seçilir. Genelde silindir kafasının alt ve üst sınırlarından 8 mm – 10mm civarında küçültülerek flanş boyu elde edilir. Daha sonra kafa çıkış portlarının geometrisinin ofseti olacak şekilde bir geometriyle, daha önceden belirlenen flanş boyuna gelene kadar flanş büyütülür silindir kafası flanşlarının dış geometrisi belirlenir. Flanş kalınlığı olarak ise egzoz manifolduna asılacak diğer motor parçalarının ağırlıklarından yaklaşım yapılarak bir değer belirlenir. Mevzu bahsi geçen ağır ticari motorlar için bu değer 15mm ile 20 mm arasında değişmektedir. Bu motorda ise silindir kafası flanş kalınlığı olarak 18 mm seçilmiştir. Bağlantı elemanlarının sayısı olarak ise port flanşı başına 4 adet olması kararı alınmıştır. Bu 4 bağlantı elemanının oturması için flanş üzerinde gerekli çıkıntılar döküm egzoz manifold modeline eklenmiştir.

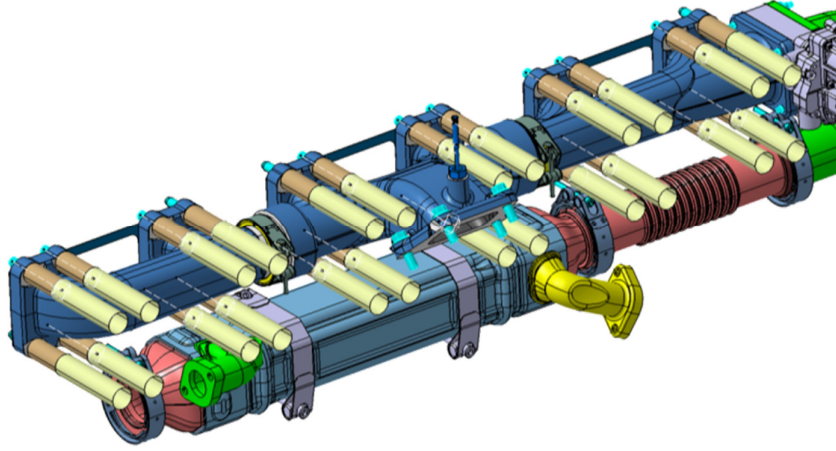


Şekil 8.6: Egzoz manifoldu ham döküm modeli.

Turboşarj sistemi flanşının tasarımındaki en önemli unsur ise turboşarj sistemi gibi geometrik açıdan karmaşık bir komponentin motor paketine istenilen şekilde montajının sağlanabilmesine bağlı olarak gerek duyulacak gereksinimlerin uygun flanş tasarımı ile giderilmesidir. Bu yüzden turboşarj sistemi flanşının geometrisini belirleyen şey turboşarj sisteminin motor üzerindeki konumu ve montaj sürecidir. Flanşın kalınlığı olarak silindir port flanşlarında olduğu gibi 18 mm kalınlık seçilmiştir. Turboşarj sisteminin egzoz manifoldu ile bağlantısını sağlamak için ise 4 adet bağlantı elemanının yeterli olacağı tespit edilmiştir ve seri üretim sürecinde montaj hattında kullanılacak olan sıkma aletlerinin ulaşabileceği şekilde flanş lokasyonu ve bağlantı elemanlarının flanş üzerindeki yerleri belirlenmiştir.



Şekil 8.7: Egzoz manifoldu – turboşarj sistemi bağlantısı alet erişim kontrolü.



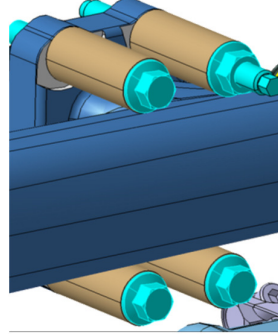
Şekil 8.8: Egzoz manifoldu – silindir kafası bağlantısı alet erişim kontrolü.

8.5 Sızdırmazlık Elemanları Ve Bağlantı Elemanları

Flanşların tasarlanmasından ve alet kontrollerinin yapılmasından sonraki adım ise flanşlarda kullanılacak olan bağlantı elemanlarının ve sızdırmazlık elemanlarının seçilmesi ve kontrollerinin yapılmasıdır.

Silindir kafa portlarının flanşlarında daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi her portta 4 adet bağlantı elemanı kullanılacaktır. Bu 4 adet bağlantı elemanından 3 tanesi civata 1 tanesi ise saplama ve somun çifti olacaktır. Bunun sebebi çok parçalı egzoz manifoldunun paraçaları arası bağlantının motora takılmadan önce yapılması ve 3 parçanın birbirine montajı yapılmış halde ve aynı anda motora takılmasından dolayı doğan montaj zorluğunu gidermek ve silindir kafa port flanşları ile silindir kafası arasında egzoz gazının sızdırmazlığı için kullanılacak olan egzoz manifold contalarının montaj esnasında asılabilmesini sağlamaktır. Port başına kullanılacak olan 3 civata M10x90 yarım diş olarak seçilmiştir. Aynı zamanda saplama da M10x100 olarak seçilmiştir. Flanş kalınlığının 18 mm olduğu bir durum için bu kadar uzun bağlantı elemanlarının seçilmesinin sebebi, yüksek sıcaklıklara maruz kalacak olan bu bağlantı elemanlarının yük altına elastik uzamalarında ve termal genleşmelerden dolayı gerçekleşecek olan uzamalarında parçanın plastik şekil değiştirmeden elastik bölgede kalmasını sağlamaktır. Zira oalsı bir plastik şekil değişimi civatanın veya saplama somun çiftinin sağladığı sıkıştırma kuvvetinin yok olmasına sebep olacaktır. Bu yüzden kullanılması planlanan uzun bağlantı elemanlarının montaj edilebilmesi için flanşların üzerine burç parçaları

tasarlanmıştır. Bu burçlar bağlantı elemanlarına geçirilerek flanşların üzerine oturturulması suretiyle motora monte edilir. Saplama boyunun civata boyundan uzun olmasının sebebi ise saplamanın üzerine yapılacak olan somunun montajıdır.



Şekil 8.9: Egzoz manifoldu port bağlantısı.

Bu civataların mukavemet hesaplamalarında statik yükler, titreşim yükleri ve termal zorlanmalar hesaba katılmıştır ve kullanılacak olan civataların dayanım sınıfları bu hesaba göre seçilmiştir. Ancak çalışma sıcaklıklarının çok yüksek olmasından dolayı standart civata sınıflarından bir seçim yapılamamıştır. Bunun yerine yüksek sıcaklık civata malzemeleri olarak bilinen malzemelerden seçim yapılmıştır. Bu seçime göre silindir kafası bağlantı elemanları DIN EN 10 269 standartındaki X6NiCrTiMoVB 25-15-2 (A286) malzemesi bağlantı elemanlarının malzemesi olarak belirlenmiştir. Bu malzemelerin en önemli avantajı artan sıcaklıkla birlikte dayanımlarındaki düşüşün standart malzemelere göre daha az olmasıdır. Seçilen malzeme ile gerekli hesaplamalar yapıldığında civataların ve somun için sıkma torklarının 50 Nm olarak uygulanması uygun görülmüştür. Bu tork değeri ile her bir bağlantı elemanından 22320 kN sıkıştırma kuvveti elde edilecektir

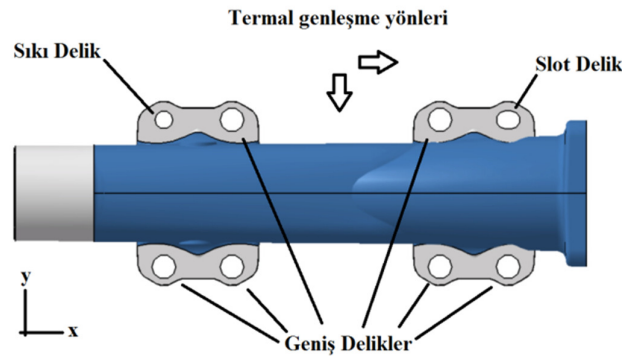
Çizelge 8.1: Bağlantı elemanları malzemesi ve çalışma sıcaklıkları (DIN EN 10 269).

Malzeme	Çekme Dayanımı (MPa)	Azami Çalışma Sıcaklığı (°C)
40 CrMoV 4-7	1040 - 1200	500
21 CrMoV 5-7	800 - 1000	540
X 22 CrMoV 12-1	800 - 1050	580
X6NiCrTiMoVB-15-2 (A286)	900 - 1150	650
Nimonic 80 A	1000 - 1300	700

Bu baskı kuvvetinin artan sıcaklıkla birlikte değişimi ise burç malzemesi ile birebir alakalıdır. Burç malzemesinin termal genleşmesi bağlantı elemanlarının genleşmesi ile çok yakın olmalıdır. Ayrıca burçlar da yüksek sıcaklığa maruz kalacaklardır ve

civata kafası için aynı zamanda bir ısı bariyeri olarak çalışacaklardır. Bu yüzden burç malzemesi olarak aynı standart malzeme sınıfından civata ve somun malzemesine göre nispeten daha ucuz olan 21CrMoV 5-7 malzemesi seçilmiştir. Bu seçimden sonra yapılan hesaplamalarda bağlantı elemanlarından sağlanan sıkıştırma kuvvetinin artan sıcaklıkla birlikte arttığı belirlenmiştir. Azami egzoz manifoldu sıcaklıklarında tespit edilen sıkıştırma kuvveti bağlantı elemanı başına 25162 kN'dur. Şüphesiz ki bu artışın sebebi 18 mm'lik SiMo malzemedan yapılmış flanşın termal genişlemesinin burç ve bağlantı elemanına nazaran daha yüksek olmasıdır. Burada yapılması gereken son kontrol ise daha yüksek sıcaklık şartlarında civatanın dayanımının kontrolüdür. Bu kontrol ise emniyetli olması açısından 705 °C yapılmıştır ve bu sıcaklıkta civataya uygulanacak olan eksenel çekme gerilmesinin 431 MPa olduğu hesaplanmıştır. Bağlantı elemanlarının 705 °C'deki akma dayanımı ise ~472MPa'dır. Bu karşılaştırma sonucunda da civatanın azami egzoz gaz sıcaklığı mertebelerinde bile güvenli bölgede kaldığı kanısına varılmıştır.

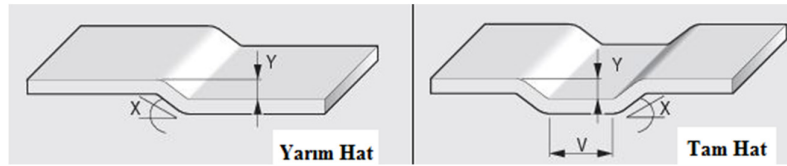
Kafa civata ve saplamaları ile sıkılan burçların flanş yüzeylerine oturma işlemleri ve bağlantı elemanlarının delikleri ise termal genişmeyi güvenli şekilde yönlendirmek için oryante edilmiştir. Her bir manifold parçası termal genişmeden doğacak olan zorlanmaların giderilmesi için mesnet görevi bir adet sıkı delik içerir. Bu sıkı delik termal genişmenin olması istenilmeyen tarafataki flanşta, en uca konumlandırılır. Sıkı deliğin en uzağındaki ancak aynı eksen üzerindeki deliğe ise eksen boyunca uzamaya izin verecek olan slot delik delinir ve diğer bütün delikler geniş delik olarak işlenir. Her bir manifold parçası bu sayede istenilen yönde termal olarak genişleyecektir ve termal genişmelerden dolayı doğabilecek olan gerilmeler bertaraf edilecektir. Bu uygulamanın EGR çıkışlı manifold parçası için olan örneği aşağıdaki resimde görülmektedir.



Şekil 8.10: Egzoz manifoldu bağlantı stratejisi.

Turboşarj sistemi flanşında da aynı malzemeden yapılmış olan M10x40'lık civataların kullanılmasına ve aynı sıkma torklarının civatalara uygulanmasına karar verilmiştir. Silindir kafa flanşları için yapılan hesapların hepsi bu bağlantı için de yapılmıştır ve aynen kafa civata ve kafa saplamalarında olduğu gibi güvenli sonuçlar elde edilmiştir. Silindir kafa flanş bağlantı elemanlarından farklı olarak ise bu flanşta termal genleşme yönlendirilmesi yapılmasına gerek yoktur. Çünkü turboşarj sistemi çıkışının boyutları gereği bu bölgelerdeki termal genleşmeler manifold üzerinde bir tehdit yaratmamaktadır.

Egzoz manifoldunda kullanılması düşünülen sızdırmazlık elemanları ise üç bölgede kullanılacaktır. Bunlardan ilki silindir kafa port flanşları ile silindir kafasının birleşim yüzeyleridir. Bu bölgelerdeki sıcaklıktan dolayı seçilecek olan conta malzemesi çeliktir. Artan sıcaklıkların doğuracağı flanş yüzeyleri arasındaki boşluk artışının çok olmasının beklenmesinden dolayı bu bölgede kullanılacak olan contanın 3 katlı olmasına karar verilmiştir. Seçilen malzemenin yaylanma kabiliyeti kullanılacak contanın hat yapısının belirlenmesinde önemli etkiye sahiptir. Bu bölgedeki conta için seçilen malzeme EN 10088/2(95) standartına göre olan 301 paslanmaz çeliğidir. Bu malzeme ile uygulanabilecek olan hat yapısı ise yarım hat (half bead) olarak belirlenmiştir. Yarım hat ve tam hattın geometrik yapısı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.

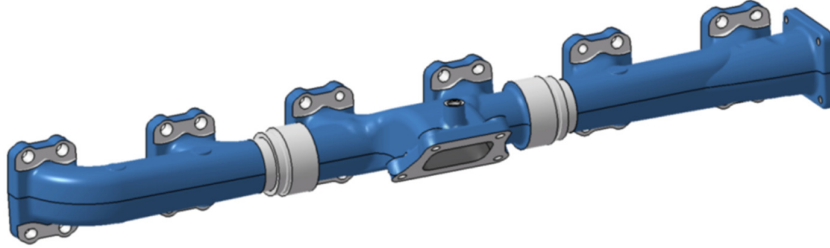


Şekil 8.11: Egzoz manifold ve turboşarj sistemi contası hat profilleri.

Sızdırmazlığın sağlanması gereken bir diğer bölge olan turboşarj sistemi flanşında ise beklenen daha yüksek sıcaklıklar için seçilen malzeme aynı standarta göre 309 paslanmaz çeliğidir. Bu malzemenin 301 paslanmaz çeliği ile karşılaştırıldığında yaylanma kapasitesinin daha az olduğu bilinmektedir. Bu yüzden bu bölgedeki hat yapısı yarım hat yerine tam hat olarak seçilmiştir.

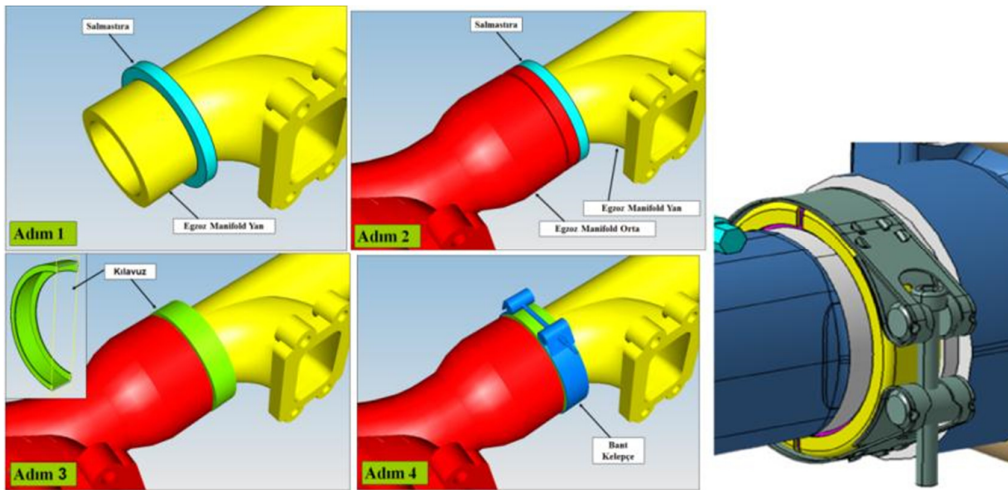
Sızdırmazlığın sağlanması gereken son bölge olan ve çok parçalı manifold uygulamalarındaki ana problemin cereyan ettiği bölge olan egzoz manifold parçalarının birbiri ile olan bağlantı bölgeleridir. Bu bölgedeki bağlantı dairesel işlenmiş iki yüzeyin birbiri içine geçmesi ile sağlanacaktır ve bunun için daha

önceden elde edilen döküm modelde bu yapının oluşturulmasına uygun olacak şekilde parçalandırma işlemi yapılır. Dairesel kesitin yakalandığı bölgelerde yapılan kesim işlemi ve çap değişikliğinin sağlandığı modifiye işlemi ile çok parçalı manifold elde edilmiş olur.



Şekil 8.12: Egzoz manifoldunun son hali.

Bu çok parçalı egzoz manifoldlarının dairesel birleşim yerleri işleme tezgahında yapılan faturalama işlemleri ve bu faturalama işleminden oluşacak olan yapıya grafit kaplı örgü malzemeden üretilmiş olan ve yüksek sıcaklık dayanımına sahip olan radyal bir sızdırmazlık elemanı olarak salmastıranın eklenmesi ile parçalar arası sızdırmazlık sağlanmaktadır. Bu salmastıra, üzerine geçirilen sac metal bir kılavuz sayesinde eksenel yönde sızdırmazlık yüzeyleri oluşturulacak şekilde sıkıştırılarak şişmesini sağlayacak bir kelepçe ile birlikte kullanılır. Malzemenin yapısı gereği sıkıştırılabilir olan salmastıra radyal yönde kelepçenin kendisini sıkıştırması ile eksenel yönde şişme yapar ve bu yöndeki hareketi sızdırmazlık yüzeyleri ile kısıtlandığından dolayı bu sızdırmazlık yüzeylerine kuvvet uygulayıp sızıntıyı engelleyecek şekilde yüzeye yapışır.



Şekil 8.13: Egzoz manifoldu bağlantı stratejisi.

Bu sızdırmazlık tasarımı sayesinde egzoz manifoldu hem sıcak halde, hem de soğuk halde sürekli olarak sızdırmaz olacak ve termal genişmeden dolayı yaşanacak olan şekil değişimlerinden salmastranın malzeme yapısı sayesinde etkilenmeyecektir.

8.6 Analitik Analizlerin Koşulması

Egzoz manifoldlarının tasarımının bitmesinin ardından üretim sürecine geçilmeden önce yapılan tasarımın maruz kalacağı zorlanmalara karşı dayanımının yeterli olup olmadığı analitik yöntemlerle valide edilmelidir. Yapılan analitik kontrollerde olası bir problemin tespiti yapıldığı takdirde gerekli tasarım değişikliklerinin yapılması gerekmektedir. Bu yapılan tasarım değişiklikleri tespit edilen problemleri giderecek yönde olmalıdır ve problemi giderip gidermeyeceğinin değerlendirmesi değişikliğin tasarıma uygulanmasından sonra tekrar analitik yöntemle yapılmalıdır. Özetle, analitik yöntemlerle validasyonu yapılmamış olan egzoz manifold modelinin üretimi için bir çalışma yapılmamalıdır.

Tasarımı yapılan 12,7 L motorun egzoz manifoldu için ise analitik olarak yapılacak olan kontrollerinin bazıları tasarım sürecinde tasarıma fikir verme amaçlı olarak paralelde, bazıları ise tasarımın bitirilmesinden sonra yapılmaktadır. Analitik olarak egzoz manifoldunun doğrulanması için aşağıdaki testler bilgisayar ortamında koşulur.

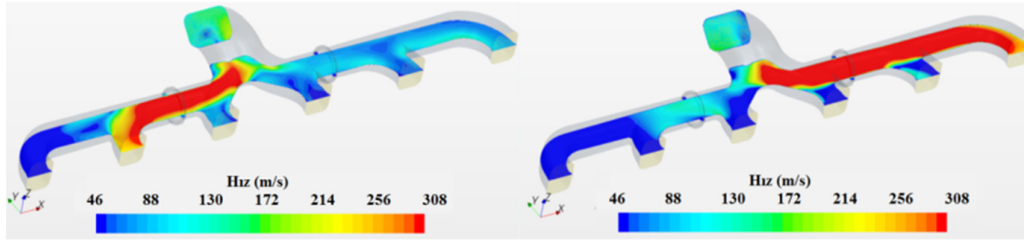
- Kalıp ayırma çizgisi ve döküm üretime uygunluk
- Montaj sıralama kontrolü ve alet ulaşım kontrolleri
- Motor paket kontrolü ve diğer parçalara olan mesafelerin ayarlanması
- Islak yüzey datası ile 3D akışkanlar mekaniği analizi
- Isı transferi, sıcaklık dağılımı ve azami sıcaklık değerlerinin belirlenmesi
- Dış kabuk datası ile termo mekanik yorulma analizi
- Sızdırmazlık elemanlarının performans kontrolü

Malum olduğu üzere ilk üç analiz olan döküm üretime uygunluk, montaj ve alet kontrolü, motor paketi ve mesafe kontrolü analizleri egzoz manifoldunun geometrik olarak şekillenmesi sırasında sürekli olarak paralelde yapılmıştır ve elde edilen tasarım bu analizlerle doğrulanmış olarak bitirilmiş olan geometrik yapıyı içermektedir.

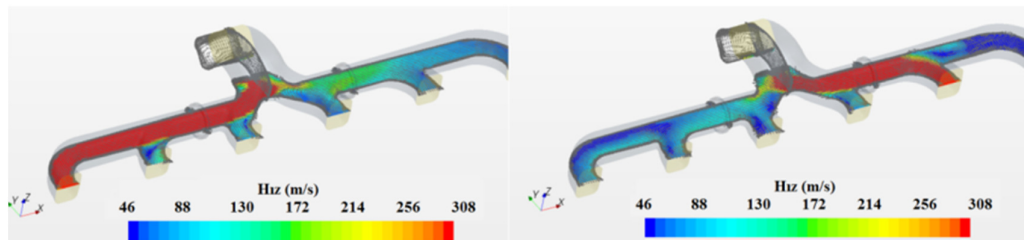
Bir sonraki analiz ise 3 boyutlu akışkanla mekaniği analizidir. Bu analizde egzoz gazının akışının kalitesi, akış hızları, basınçlar ve gaz sıcaklıkların sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilerek kontrol edilir. Ayrıca bu analizlere motor silindirlerinin patlama sırası, turboşarj sisteminin türbin girişi ve çarka kadar olan kısmın etkisi ve azami silindir içi basınçları ve yanma sonrasındaki parametreler de eklenir.

Tasarımı yapılan egzoz manifoldu için yapılan bu tasarımlarda egzoz gazının akışı ile ilgili olarak herhangi bir kalite problemine rastlanmamıştır. Basınç düşüşleri ve akış hızlarında beklenen değerler görülürken akışın iyileştirilmesi için egzoz manifoldunda yapılabilecek değişiklikler tespit edilmiştir. Bu değişikliklerin en önemlisi olarak ıslak yüzeyde dalların ana volüt ile birleşme yerlerindeki radiusların azaltılmasıdır. Ancak bu durum hem döküm işleminde hem de dayanım konusunda sakıncalı görüldüğü için kabul edilebilir değildir. Yapılan 3D akışkanlar mekaniği analizinden mevcut tasarımınla hiç bir değişiklik yapmadan devam edilebileceği sonucuna varılmıştır.

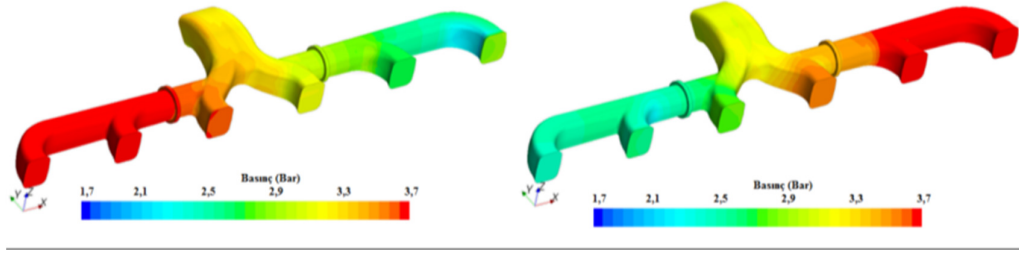
Farklı patlama esnalarında hesaplanan hız ve basınç değerleri ve akış graifkleri aşağıdaki resimlerde gösterilmiştir. Bu resimlerdeki azami hızlar ve basınçlar patlayan silindirin numarasına göre değişkenlik göstermektedir. Ancak hızların en yüksek olduğu değer 300 m/s mertebelerinde iken azami basınç olarak 4,5 bar seviyelerine ulaşıldığı analizlerde hesaplanmıştır.



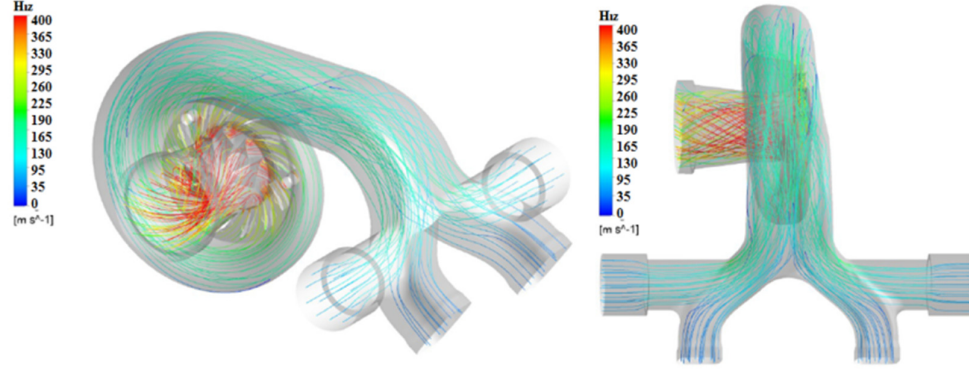
Şekil 8.14: Egzoz manifoldu eksen kesitindeki gaz hızları (2. ve 6. silindir ateşlemesi).



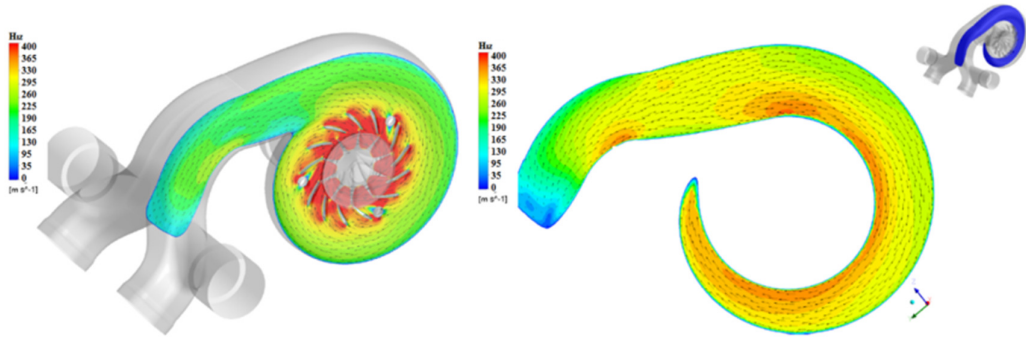
Şekil 8.15: Egzoz manifoldu eksen kesitindeki gaz hızları (1. ve 5. silindir ateşlemesi).



Şekil 8.16: Egzoz manifoldu basınçları (1. ve 6. silindir ateşlemesi).



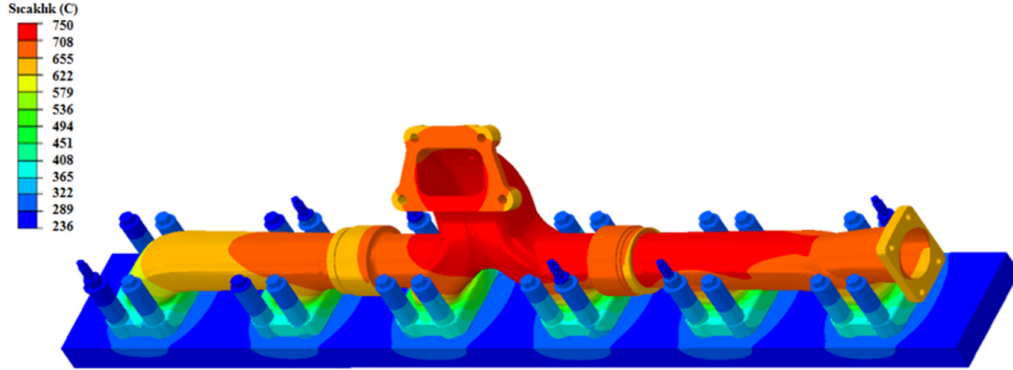
Şekil 8.17: Orta egzoz manifoldu ve türbin muhafaza gaz akış hızları ve akış çizgileri.



Şekil 8.18: Orta egzoz manifoldu ve türbin muhafaza kesitindeki akış hızları.

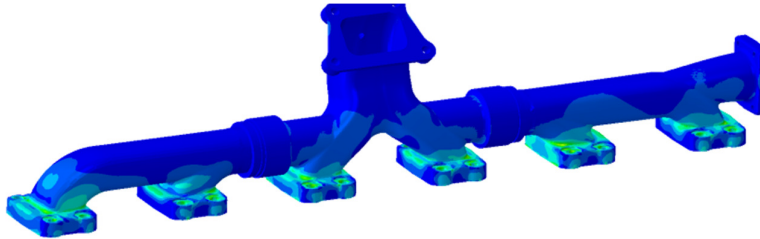
3D akışkanlar mekaniği analizlerinden sonraki analiz ise ısı transferi analizi ve bu analizin sonucunda elde edilecek olan sıcaklık dağılımıdır. Bu analize devam edebilmek için egzoz manifoldunun malzemesi belirlenmelidir ve malzemenin analiz boyunca gerekli olacak olan özgül değerlerine sahip olunmalıdır. Akışkanlar mekaniği analizinden elde edilen ıslak yüzeye vuran gazların sıcaklıkları bu analize beslenerek parça üzerindeki sıcaklık dağılımının haritası çıkartılabilir. Aşağıdaki görsellerde bu motor için elde edilmiş sıcaklık dağılım haritası görülmektedir. Bu

haritaya göre en sıcak bölge orta manifoldun turboşarj sistemi uzantısının EGR çıkış tarafına bakan duvarındadır ve bu değer 710 °C mertebesindedir.

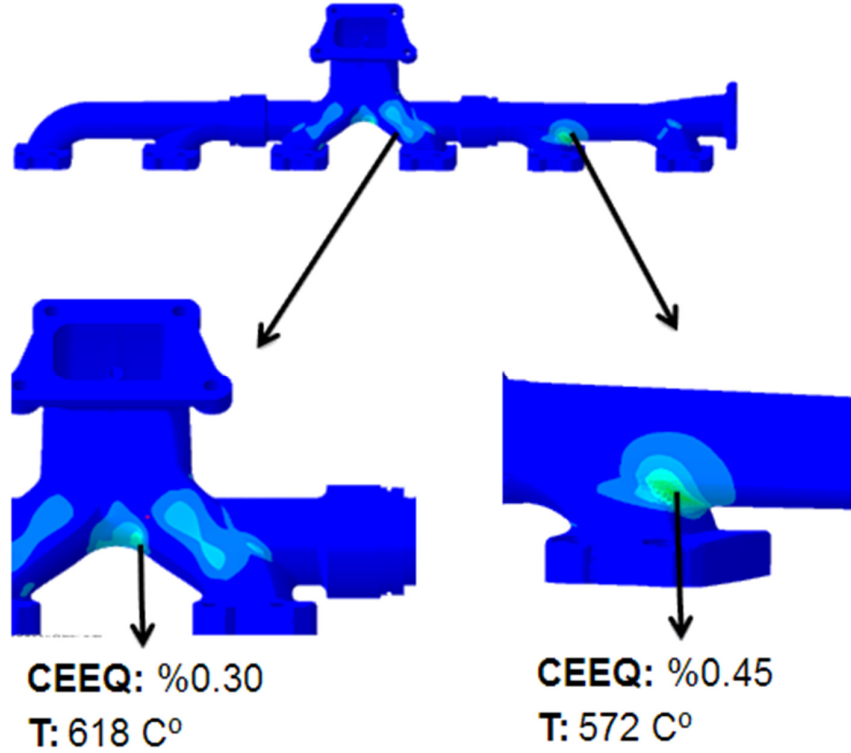


Şekil 8.19: Egzoz manifoldunda yüzey sıcaklığı dağılımı.

Son olarak ise elde edilen ısı dataları ve akışkan datalarından yola çıkılarak termo mekanik yorulma analizi yapılır. Bu analizde egzoz manifoldu en soğuk halinden sahip olabileceği azami sıcak haline kısa sürede çıkartılıp daha sonra tekrar en soğuk haline getirilmesi şeklinde elde edilen bir çevrime maruz bırakılır ve bu çevrim 4 kez egzoz manifolduna uygulanır. Bu çevrimin uygulanmasından sonra ise egzoz manifoldunun üzerindeki eşdeğer gerilmeler ve sürünmelerin %'lik değerleri çıkartılır. Bu değerlerin daha önceki projelerden kazanılan tecrübeler ışığında belirlenen bir eşik değerin altında olup olmadığının kontrolü yapılır. Bahsedilen eşik değer bir çok değişkene göre değişebilmektedir. Analizin koşulacağı şartlar, paraçaya uygulanacak olan ısı çevrim, bilgisayarın yazılımı, parçanın meshlenme metodu ve yazılımı, eşdeğer gerilme, gerilme ve sürünme değerlerinin hesaplanma yöntemi gibi bir çok farklı parametre eşik değerin belirlenmesini etkilemektedir. Bu değer bu motor için %4 olarak belirlenmiştir. Yapılan analizlerin sonucunda ise görülen azami eşdeğer gerilme %0,21 ve azami eşdeğer sürünme %0,45'tür Ayrıca Von Mises yöntemine göre gerilme kontrolü yapıldığında da parça üzerindeki azami gerilmenin 4. çevrimin ısınma sekansında görülmüştür ve 262 MPa olarak hesaplanmıştır.



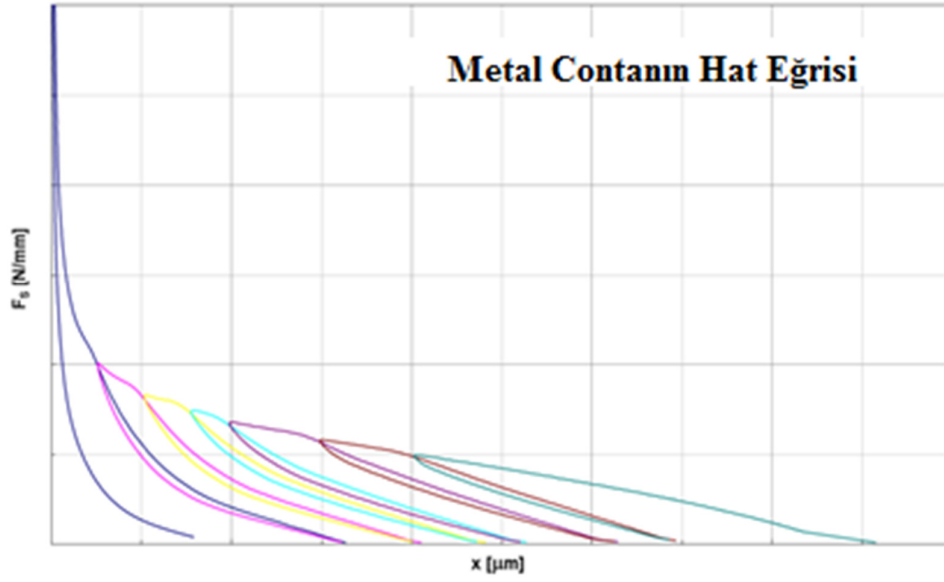
Şekil 8.20: Egzoz manifoldunda TMF analizi sonucunda görülen kritik gerilim bölgeleri.



Şekil 8.21: Egzoz manifoldunda TMF analizi sonucunda görülen kritik sürünme bölgeleri.

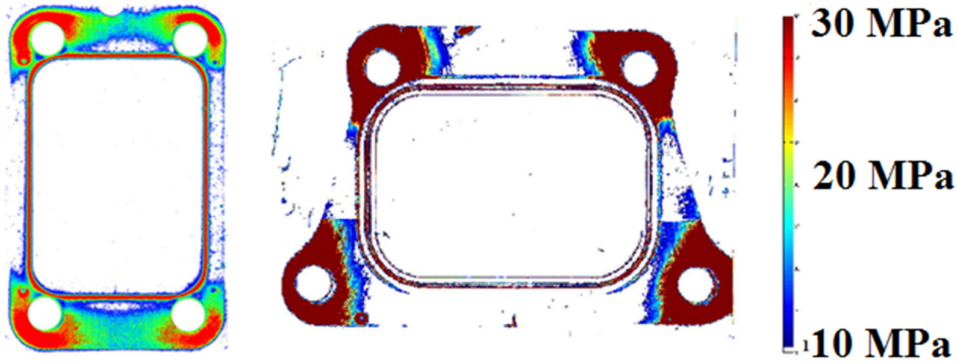
Yapılan analitik hesaplamaların son ayağı ise sızdırmazlık kontrolüdür. Sızdırmazlık kontrolü analizinde kullanılacak olan contanın hat yapısının daha önceden test edilmesi gerekmektedir ve bu test sonucunda elde edile hat eğrisinin analize beslenmesi gerekmektedir.

Hat eğrisi contada kullanılacak olan hattın daha önceki bir conta üzerinde kullanılması ve bu contanın deneye tabi olması sonucunda elde edilir. Bu deneyde conta iki adet uygun flanşın arasına yerleştirilir ve bu flanşların arasındaki mesafe hat yüksekliği kadardır. Daha sonra bu flanşlara birbirine doğru baskı kuvveti belirli bir mesafe boyunca uygulanır. Bu mesafeler genelde hat yüksekliğinin 5'te 1'i kadardır. Bu baskı kuvveti flanşlar ile aynen contaya iletili ve contaya yapılan baskı kuvvetine karşılık hat profilinin flanşlar üzerine yaptığı çizgisel basınç elde edilir. Bu baskı kuvveti boşaltılır ve tekrar yüklenir. İkinci yüklemede mesafe artırılır ve aynı çizgisel basınç değerleri tekrar ölçülür. Son boşaltıp yükleme çevrimi hat yüksekliği kadar mesafe boyunca yapılır ve bu çevrimden sonra çizgisel basınç azami değeri alır. Elde edilen çizgisel basınçlar X ekseninde uygulanan mesafe olacak şekilde bir eğriye oturtulup hat eğrisi elde edilir. Bu eğri contanın yaylanma kapasitesini ve sızdırmazlık yeteneğini gösterir.



Şekil 8.22: Yarım hat egzoz manifold contasının hat eğrisi.

Eğrinin analize beslenmesinden sonra ise egzoz manifolduna uygulanan ısıtma – soğutma çevrimi tekrar uygulanır. 4 çevrimin sonunda analizden çıkan hat basınçlarına bakılır. Bu basınçlar eğer 10 MPa üzerinde ise yeterli sızdırmazlık kalitesi yakalanmış olarak kabul edilir. Bu değer analizlerde her iki metal conta için de 50 MPa civarında çıkmıştır. İlk prototiplerin üretilmesinden ise fuji film testi yapılarak bu değerler valide edilebilir.



Şekil 8.23: Egzoz manifoldu ve tuuboşarj contası için yapılan fuji film test sonuçlarının bilgisayar yardımı ile işlenmiş hali.

Yapılan son analizle de egzoz manifoldu tamamıyla analitik olarak doğrulanmış sayılır ve mevcut tasarımda bir değişiklik öngörülmemiştir. Dolayısıyla şu anki tasarım korunarak üretim sürecine geçiş yapılır.

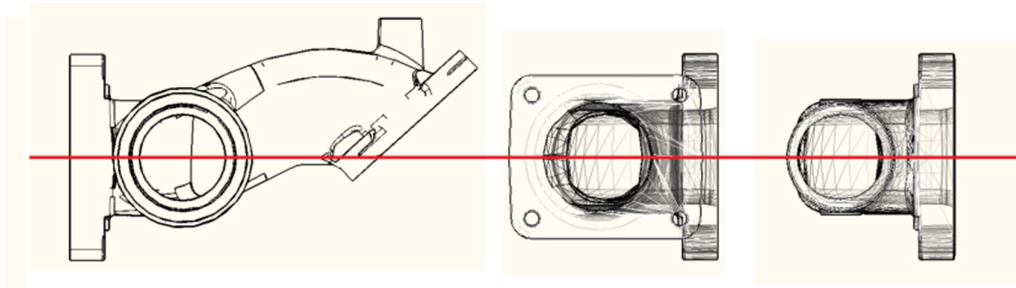
Bundan sonraki süreç egzoz manifoldunun üretimi için yapılacak olan çalışmalarla devam eder.

8.7 Üretim İçin Hazırlık Ve Tasarım

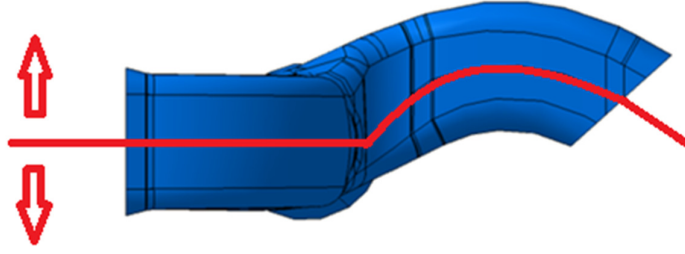
Egzoz manifoldunu üretimi malum olduğu üzere kum döküme döküm yöntemi ve bu döküm parçanın işlenmesi suretiyle yapılacaktır. Bunun için ilk olarak döküm modelinin tasarımı, maça kalıbının tasarımı, yolluk ve beslemenin sandığa yerleştirilmesi gibi detaylara çalışılacaktır.

Tasarım sürecinde döküm model zaten elde edilmişti. Bu model tasarlanırken kalıp ayırma çizgisi, kalıp açılma yönleri belirlenmişti. Buna göre bütün manifold parçalarının kalıp açılma yönleri manifoldun motordaki pozisyonunda durduğu halindeki yukarı aşağı yön olarak belirlenmiştir ve her manifold parçası için kalıp ayırma çizgisi sililindir kafa flanşlarının tam ortasından yere paralel olacak şekilde tasarlanmıştır.

Islak yüzeylerin döküm üretimden çıkması için ise malum olduğu üzere maça kullanılmaktadır. Maçaların hazırlanması için ise bir maça kalıbı gerekmektedir. Bu maça kalıbının yuva kısımları ıslak yüzey modeline göre işlenir. Islak yüzey modelinin daha önceden modellenmiş olmasının bir avantajı olarak maça modeli de büyük ölçüde hazır sayılır. Sadece maçanın kalıpta oturmasını sağlayacak maça ayakları maça kalıbında ıslak yüzey tasarımına eklenerek işlenir. Bunun dışında maçalar ıslak yüzey modeli ile aynıdır. Maça kalıbının ayırma çizgisi de aynen derecelerin ayırma çizgisi ile aynı olacak şekilde düşünülmüştür ancak ayırma hattı yere paralel bir yüzey değildir. Turboşarj sistemi uzantısının dış formu ile aynı olacak şekilde bir ayırma yüzeyi tespit edilmiş ve maça sandığı bu yüzeye göre işlenmiştir.

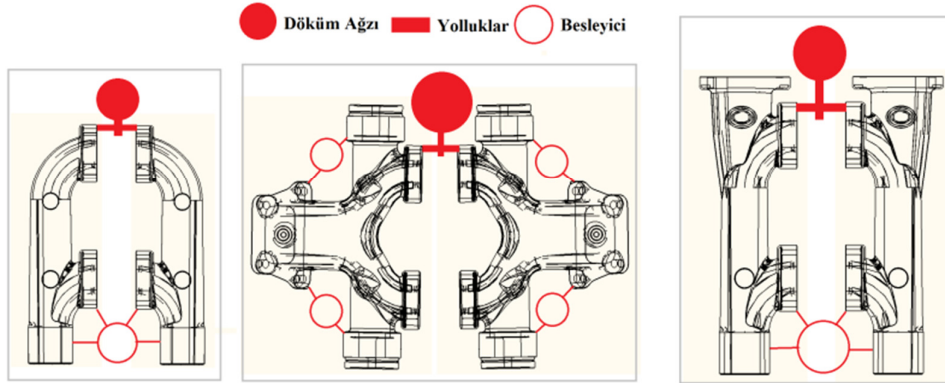


Şekil 8.24: Kum kalıp derecelerinin ayırma çizgisi.



Şekil 8.25: Maça kalıbının ayırma çizgisi ve yönleri.

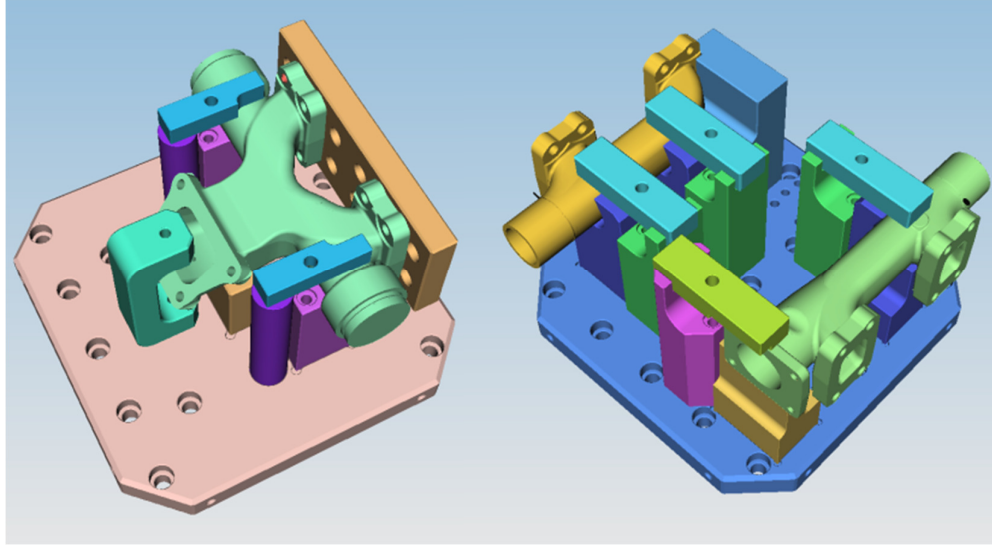
Her bir döküm kalıbına manifold parçalarından ters yönlü olacak şekilde ikişer adet figür koyulması ve bu figürlerin manifoldların silindir kafa port flanşları tarafından bir yolluk ile birleştirilmesi düşünülmüştür. Beslemelerin ise yan manifoldlarda uzak kalan flanş ve boğaz bölgesine, orta manifolda ise boğaz bölgelerine konuşmasına karar verilmiştir. Döküm figürleri ile ilgili şemalar aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 8.26: Döküm sandığı figür yerleşim planı.

İşleme tezgahındaki prosesler için ise işleme fikstür tasarımı ve işleme sırası hazırlığı yapılmıştır. Bu çalışmada orta manifoldun 2 fold parçalarına olan bağlamada, yan manifoldların 1 bağlamada işlenmesi düşünülmüştür. Orta manifoldun ilk bağlamasında silindir kafa port flanşları ve bağlantı elemanlarının deliklerinin delinmesi ve turboşarj sistemi flanşının işlenmesi ve deliklerin delinmesi, ikinci bağlanmasında ise diğer manifoldlar ile olan bağlantı bölgelerindeki dairesel işlemlerin yapılması tasarlanmıştır ve bu işleme sırasına göre fikstür modelleri oluşturulmuştur. Yan manifoldlar için ise tek bağlamada bütün işlemlerin yapılması

öngörülmüştür. İşlemeler boyunca flanş yüzeylerinin işlenmesi parmak freze, dairesel boğazların işlenmesi işleme toleransında istenilen hassasiyetten dolayı işleme çapına özel freze bıçağı ile ve burçların oturacağı yüzeylerin işlenmesi büyük çaplı alçak boylu freze bıçağı ile yapılacaktır. Aşağıdaki resimlerde manifoldları için düşünülmüş bağlama ve işleme stratejisine göre tasarlanmış fikstürler görülebilmektedir.

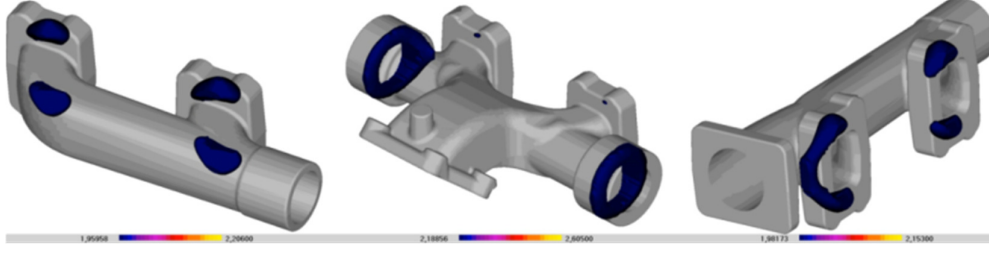


Şekil 8.27: Egzoz manifoldlarının işleme fikstürleri.

8.8 Üretim Simülasyonlarının Yapılması

Döküm ve işleme sıralamasıyla yapılan üretimde üretim öncesi simülasyon olarak yapılan simülasyonların en önemlisi döküm metalin kalıba akışı ve bu metalin katılaşma simülasyonlarıdır.

Metalin kalıba akış simülasyonunda herhangi bir aksi duruma rastlanmamıştır ancak katılaşma simülasyonunda aşağıda gösterilen bölgelerde geç katılaşmaların olabileceği henüz yolluk ve besleyicilerin tasarımı yapılamadan önce tespit edilmiştir. Bu duruma önlem amaçlı olarak ise döküm ağzı, yolluk ve besleyici tasarımı katılaşmanın geç olacağı bölgelere doğru metalin sürekli olarak beslenmesini sağlayacak şekilde yapılmıştır. Bu tasarım bir önceki bölümde gösterilmiştir.



Şekil 8.28: Katılma analizinde tespit edilen kritik bölgeler.

8.9 Üretim

Bütün hazırlıkların tamamlanmasından sonra artık egzoz manifoldunu üretimine geçilir ve üretimin gerçekleşmesi için bütün gerekli çalışmalar yapılmıştır.

Öncelikle Alüminyum alaşım malzemesinden döküm modelleri ve maça kalıpları CNC tezgahlarında üretilir. Bu üretilecek olan model ve kalıplarda tasarlanan besleme ve yollukların doğru şekilde parça modeline eklendiğinden emin olunmalıdır.

Hazırlanan modeller kum kalıplama hattında kullanılarak kalıp elde edilir. Kalıbın elde edilmesinden sonra, alt ve üst derecelerin birleştirilmesi suretiyle eriyik metalin dökümüne geçilebilecek kalıp hazırlanmış olur. Kalıp hazırlanırken manifold modelinin üzerine döküm potasının ve figür numarasının bulunduğu markalama işlemi yapılır.

SiMo malzemenin bu kalıp için belirlenen döküm sıcaklığı 1495 °C olarak belirlenmiştir ve bu sıcaklığa ulaşan eriyik döküm kalıplara boşaltılarak oda sıcaklığında soğumaya bırakılır. Son işlem olarak yollukların, besleyicilerin ana modelden ayrılması ve modellerin taşlanmasıdır ve bu işlemlerin sonunda egzoz manifoldları işleme tezgahı için hazır hale gelir.

Döküm sahasından işleme tezgahlarına alınan egzoz manifoldları tasarlanan fikstürlere yerleştirilir ve tezgahın ayarlanmasından sonra işlenerek paketlemeye hazır hale getirilir. İşleme talaşlarının temizlenmesi için yıkama havuzunda yıkanan işlenmiş parçalar kimyasal oksidasyona karşı koruyucu yağlama havuzuna daldırılıp paketlenir ve motor montaj sahsına doğru yola çıkartılır.

Döküm kalıp hazırlanması sürecinde yapılan markalama işlemi sayesinde kalite kontrol ölçümlerinin takibi mümkün edilmiş olur. Bu markalamalara göre döküm

işleminde sonra kimyasal içerik, mikroyapı, porozite kontrolü gibi kontroller yapılır ve kayıt altına alınır. Buna ek olarak belirli sıklıklarda çekme test, X-Ray film kontrolü ve kesit kontrolü yapılır. Döküm sonrası bu kontrollerden geçemeyen parçalar tekrar dökülmek üzere hurda sahasına gönderilir.

İşleme tezgahından indirilen egzoz manifoldları ise CMM ölçüm cihazına alınır ve burada kritik ölçülerin tamamı ölçülür ve montaj sırasında problem çıkartacağı düşünülen parçalar ıskarta edilir.

9. SİSTEMİN DOĞRULAMASI VE DOĞRULAMA PLANI

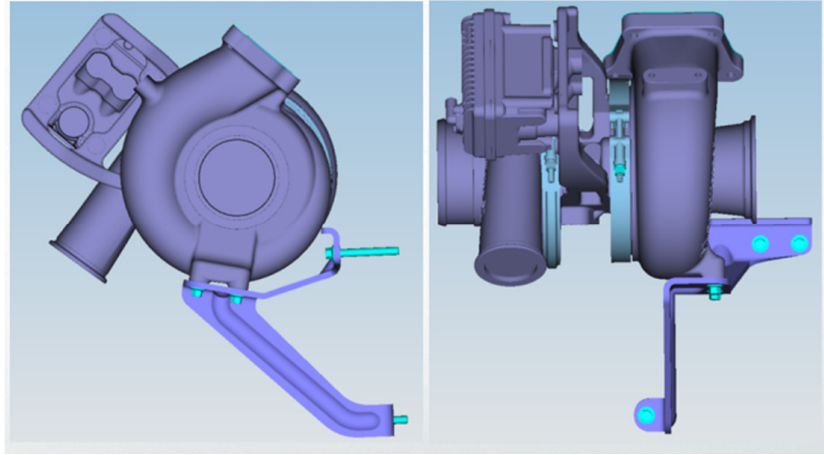
Tasarlanan turboşarj sistemi ve egzoz manifoldu sisteminin üretiminden sonra sahada koşacak olan motorlara takılıp takılamayacağını anlamak için sistemin bazı analitik ve fiziki testlerden geçmesi gerekmektedir. Bu testler sistemi tehdit eden zorlanma faktörleri ve etmenlerin tamamına karşı sistemin yeterli dayanımı olduğunu kanıtlayacak testler olmalıdır. Bunun için aşağıdaki gibi bir test planı hazırlanmıştır:

- Analitik testler
 - Sistem doğal frekans kontrolü
 - Sistem titreşim analizi
 - Sistem TMF analizi
- Fiziki testler
 - Performans testi
 - Termal çevrim testi
 - Titreşim testi
 - Yüksek sıcaklık testi
 - Yüksek rakım testi

Analitik testler: Analitik testlerin en başında tasarlanan sistemin doğal frekansının belirlenmesi gelir. Sistemin doğal frekansı belirlendikten sonra bu frekansın sistemin monte edileceği motorun çalışma frekansı aralığı içinde olup olmadığının kontrolü yapılır. Bu kontrol yapılırken de 1,3-1,4 aralığında bir emniyet katsayısı ile çalışılır. Eğer sistemin doğal frekansı motor çalışma frekans aralığı içinde ise sistemin doğal frekansını değiştirecek parçalar sisteme eklenebilir.

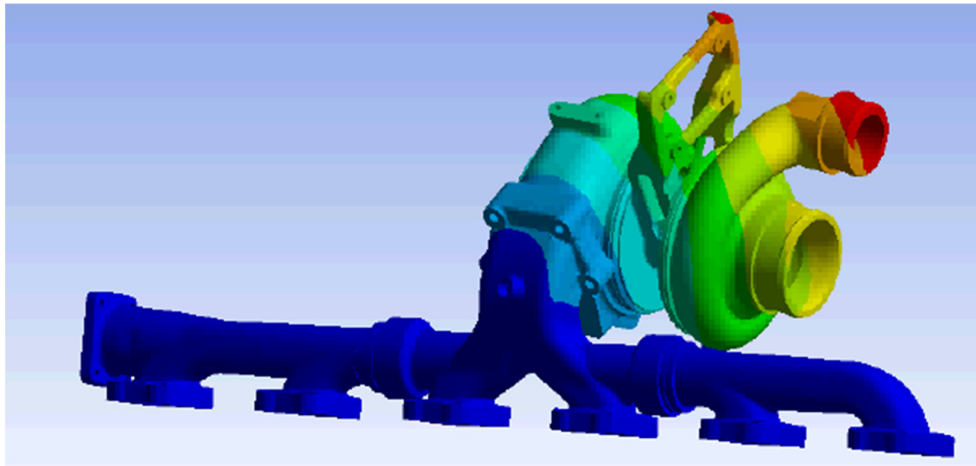
Tasarımı yapılan sistem ve sistemin monte edileceği motorun doğal frekans kontrolleri yapıldığında sistemin doğal frekansının motor çalışma frekans aralığından yeterli emniyet katsayısı uzaklığında olmadığı tespit edilmiştir. Bu yüzden turboşarj sistemi türbin muhafaza parçası ile silindir bloğu arasına bir braket parçası tasarlanması öngörülmüştür. Bunun için daha önceden türbin muhafazaya bu durumun olma ihtimaline karşılık konulmuş olan bağlantı noktaları kullanılabilir. Sac

metalın bükülmesi yöntemiyle üretilecek olan braketin tasarımı aşağıdaki gibi düşünülmüştür:



Şekil 9.1: Turboşarj sistemi destek braketı.

Tasarlanan braket ile yapılan ölçüm sonunda ise istenilen doğal frekans değerlerine ulaşılmıştır. Sistemin doğal frekansı analizler sonucunda 244 Hz olarak hesaplanmıştır ve aşağıdaki gibi bir deformasyon konturu elde edilir.



Şekil 9.2: Turboşarj sistemi ve egzoz manifold sisteminin titreşim analizi sonucunda elde edilen yer değiştirme büyüklükleri.

Sistemin titreşim analizinin yapılması için ise motorun çalışmasından dolayı kaynaklanan titreşimin sisteme yansıtılması gerekmektedir. Bunun için motorun silindir merkezlerini titreşim kaynağı olarak alınır ve bu noktalardan egzoz manifoldu ve turboşarj sistemi komponentlerine titreşim aktarımı olmaktadır. Bu şartlar altında analiz koşulduğunda ise sistemin maruz kalacağı azami titreşim şiddeti yatak muhafazanın yağ geri dönüş flanşı bölgesinde 20,7 G büyüklüğünde krank

eksenine paralel ekseninde olacağı hesaplanmıştır ve değerin daha önceki motor projelerindeki değerlerden daha düşük olduğu ve güvenli bir değer olduğu belirlenmiştir.

Analiz ile kontrol testlerinin son adımı ise sistemin termo mekanik yorulma analizidir. Bu analiz daha önceden egzoz manifolduna yapılmış olmasına rağmen bütün sistemin birbiri ile olan etkileşiminden dolayı sistem bazında bir kez daha tekrarlanması gerekmektedir. Burada daha önceden tasarlanmış braketin etkisi de oldukça yüksek olacağı için sisteme eklenen braketlerden sonra her seferinde sistem TMF analizi tekrarlanmalıdır.

Koşulan sistem TMF analizi sonucunda rastlanan azami eşdeğer gerinme %0,83, eşdeğer sürünme %0,3 olarak hesaplanmıştır ve bu değerler daha önceden de bahsedildiği gibi %4'ün altında olduğu için güvenli değerler olarak kabul edilir.

Fiziki testler: Turboşarj sistemi ve egzoz manifold parçalarının üretilmesinden sonra yapılması gereken ilk test turboşarj sistemi seçimini doğrulamak için yapılacak olan performans testleridir. Bu performans testlerinden motorun çalışma noktaları turboşarj sisteminin haritaları üzerine işlenerek şaft hızı, sıkıştırma ve genişleme oranları, surge ve choke emniyetleri kontrol edilir. Ayrıca çarkların verimlerinin kontrolleri yapılarak motorun yakıt tüketimi kontrol edilir. Son olarak ise kanatçık mekanizmasıyla ayarlanabilen egzoz geri basıncı sayesinde elde edilen EGR akış kapasitesi kontrol edilir ve istenilen emisyon seviyesinin sağlanıp sağlanmadığı belirlenir. Bu test fiziki testlerin en başında yapılan performans testidir. Bundan sonraki testler mukavemet testleridir.

Dayanıklılık testleri olarak ise sistemi tehdit eden termal çevrime karşı dayanıklılık testi ile başlanabilir. Bu testte sistemin sıcaklığı aynen analitik analizlerde olduğu gibi arttırılıp azaltılır ve termal bir çevrim elde edilir. Bu çevrim boyunca ısıtıp soğutma işlemi sürekli olarak tekrarlanır ve daha önceden belirlenmiş sayıda motora uygulanır. Sistem sonunda herhangi bir hasar, çatlak veya kaçak olmadığı takdirde sistemin termo mekanik yorulmaya karşı direnci doğrulanmış olur.

Bir sonraki doğrulama testi titreşim tehdidine karşı yapılan testtir. Bu testte motor yüksek titreşim büyüklüklerine sahip motor çalışma noktalarından uzun süre boyunca çalıştırılır. Test bitiminde titreşim kaynaklı çatlak başlangıcının kontrolü yapılır. Ayrıca turboşarj sistemi şaftının aksel boşluğunun ölçümü yapılır. Sistemin

titreşime karşı doğrulanması için çatlak veya limit dışı eksenel şaft oynaması olmamalıdır.

Bir diğer tehdit olan yüksek sıcaklık tehdidine karşı olan dayanıklılık ise yüksek sıcaklık testi ile valide edilebilir. Motor sürekli olarak sıcak şekilde çalıştırılır ve bu çalışma süresi oldukça uzun tutulur. Testin sonucunda yüksek sıcaklık kaynaklı deformasyon, malzemenin özellik değişimi ve yağ pışmesi gibi hata modları araştırılır. Eğer test bitiminde bu hata modlarına rastlanmazsa ve sistemin fonksiyonunda bir aksaklık yaşanmazsa test başarı ile tamamlanmış sayılır.

Son fiziki test olarak ise yüksek rakım testi yapılabilir. Yüksek rakım testinde motor bir araca monte edilip aracın yüksek rakımlarda koşması sağlanır ve bu manevra şartlarında motorun istenilen güç seviyesine çıkması için motor zorlanır. Zorlanan motorun özellikle turboşarj sistemi üzerinde bir hasara yol açıp açmayacağının kontrolü yapılır ve test sonucunda turboşarj sisteminin regülasyonlarda belirtilen rakım seviyelerinin üzerinde fonksiyonunu yitirmeden çalıştığının tespiti yapılırsa testin başarılı olduğu kanısına varılabilir.

Belirtilen testlerin dışında turboşarj sistemi içindeki yağ basınçlarının kontrolü, soğuk hava şartlarının kontrolü, müşteri araç kullanım alışkanlıklarının kontrolü, aracın motora monte edilmesinden dolayı yaşanabilecek termal zorlanmaların kontrolü, balans kontrolü, NVH kontrolü gibi birçok ekstra kontrol sistemin daha emniyetli olması için yapılabilir.

10. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bütün bir tez boyunca bahsedilen turboşarj sistemi ve egzoz manifoldu, doğrulama adımlarının da başarı ile bitirilmesinden sonra artık müşteriye satılabilecek birer sistem olarak tanımlanabilir ve bu sistemlerin seri üretimine geçilebilir. Yukarıda bahsedilen bütün adımların dikkatli bir şekilde uygulanması sayesinde elde edilecek olan turboşarj sistemi ve egzoz manifoldu sistemlerinin müşteriye satıldıktan sonraki süreçlerde güvenle araçlarda kullanılabilir olacaktır.

Bir ağır ticari araç motorundan beklenen şey, motorun ağır çalışma şartları ve yüksek derece zorlanmalar altında, yüksek güç ve tork değerlerinde çalışabilmesidir. Bir yandan da ticari bir amaca yönelik olarak çalışacak olan bu motorlar olabildiğince az yakıt tüketimi ve olabildiğince yüksek verimle çalışması gerekmektedir. Bütün bu hedeflerin tutturulabilmesi için turboşarj sistemi ve egzoz manifoldu komponentlerinin tasarımı ve üretimi süreçleri boyunca izlenmesi önerilen adımlar bu tez kapsamında işlenmiştir.

Daha önceki bölümler boyunca detaylı bir şekilde işlenen turboşarj sistemi ve egzoz manifoldu komponentlerinin tasarımı ve imalatı hakkında özetlenebilecek sonuçlar şu şekildedir:

Turboşarj sistemi komponentin seçiminde motor ve araç aplikasyonuna son derece dikkat edilmeli ve seçim işleminin girdileri olarak bu aplikasyonlara uygun girdiler yapılmalıdır. Turboşarj sisteminin türbin ve kompresör seçimlerinde çark haritaları, A/R oranı, motor çalışma noktaları, temiz hava kütle debisi gibi önemli değişkenler hakkındaki bilgilerin doğruluğu yüksek derecede olmalıdır. Çünkü bütün seçim süreci bu temel bilgilerin üzerine kurularak yapılmaktadır. Turboşarj sisteminin üretimi konusunda gelişen malzeme ve üretim teknolojilerinden yardım alınmalı ve karmaşık geometriye sahip turboşarj sistemi ve turboşarj alt parçalarının yüksek kalitede üretimlerine dikkat edilmelidir. Yataklama sistemleri, sızdırmazlık elemanları, kanatçık ve tahrik sistemleri, elektrik motoru gibi turboşarj sistemi alt parçalarının önemi iyice kavranmalı ve her bir parçanın maruz kalacağı zorlanmalara

karşı direncinin yüksek olması sağlanmalıdır. Üretilen turboşarj sistemi alt komponentlerinin dayanımlarının yanında üretim yöntemine göre motor performansına olan etkileri göz önünde bulundurulmalıdır.

Egzoz manifolduna gelindiğinde ise en önemli unsur manifoldun maruz kalacağı zorlanmalara karşı dayanımının yüksek olacağı bir malzemenin seçilebilmesidir. Aynı zamanda bu malzeme hem üretilebilirlik hem de maliyet konularında pazarla rekabeti sağlayabilecek ve gerçek hayatta uygulanabilecek bir malzeme olmalıdır. Egzoz manifoldunun tasarımında ıslak yüzey – dış kabuk – ara yüz flanşları sıralamasında bir tasarım yolu izlenmelidir. Hazırlanan CAD modelin önce döküm model olarak oluşturulması ve daha sonra bilgisayar ortamında parça üzerinden gerçek hayatta kullanılması düşünülen bıçak yapılarındaki geometrilerle paso kaldırılması suretiyle işlenmiş CAD datasını oluşturulması gerekmektedir. Bu sayede döküm parçadan işleme parçaya geçişte yaşanabilecek problemler bir nevi simüle edilmiş olacaktır. Döküm modelin hazırlanma sürecinde de sürekli olarak döküm üretim yöntemine uygunluk göz önünde bulundurulmalı ve parça üzerinden gereken yerlere döküme uygunluk modifikasyonu yapılmalıdır.

Sistem olarak son tasarım aşamasına gelindiğinde bu komponentlerin motora montajı, motor üzerindeki çalışma koşulları ve birbiri ile uyum içinde çalışması için gerekli önlemler alınmalıdır. Doğrulama fazında planlanan testlerin parçalar müşteri araçlarına takılıp sahada koşturmadan önce muhakkak bitirilmesi gerekmektedir. Gerektiği takdirde geriye dönerek parça modifikasyonu yapılmalıdır.

Bütün bu çalışmalar yapılırken de parçanın tasarlanıp sahada koşan motorlara takılmasına kadar geçen süre boyunca maliyet endişesi hissedilmelidir. Unutulmamalıdır ki herhangi bir mekanik parça çok yüksek maliyetlerle mükemmel yakın olarak tasarlanıp üretilebilmektedir. Ancak otomotiv sektörü gibi kar paylarının oldukça düşük olduğu, rekabetin had safhada olduğu ve parça maliyetlerinin en büyük gider kalemi olduğu bir sektör için maliyet endişesiyle tasarlanacak ve üretilecek olan ihtiyacı karşılayan bir komponent mükemmel seviyede üretilmiş bir komponentten daha değerlidir.

Buradan sonraki çalışmalar bu mantık çerçevesinde devam edip ileri seviyelere taşınabilir. Sıcaklığa dayanabilen ve kum kalıba dökme yöntemiyle üretime sokulabilen yeni bir malzeme, farklı mikro yapı, farklı döküm prosesi gibi yeni

fikirler bu parçalar için gelecekte uygulanabilecek çalışma konularının başında gelir. Farklı üretim yöntemleri, aerodinamik verimi daha yüksek tasarımlar, sürtünme ve ısı kayıplarını minimize edebilecek sistemler ilerideki çalışma alanları olarak vurgulanabilir.

Çift turboşarj sistemi veya üçlü turboşarj sistemleri, türbin çıkışındaki egzoz gazının değerlendirilmesi için kullanılabilecek sistemler, bilyalı, havalı veya manyetik turboşarj sistemi yatakları, farklı kanatçık mekanizmaları, aerodinamik verimi daha yüksek çark ve volüt tasarım ve varyasyonları, entegre soğutma sistemli kompresörler, elektrik beslemeli turboşarj sistemi, türbin muhafaza ile entegre edilmiş egzoz manifoldu, paslanmaz çelik sacın bükülmesiyle üretilen egzoz manifoldu, hava katmanlı manifold, kaynaklanabilir döküm malzeme ile üretilen egzoz manifoldu, yek pare egzoz manifoldu ve silindir kafasına entegre edilmiş egzoz manifoldu ve türbin muhafaza gibi konular ilk akla gelen çalışma fırsatlarıdır. Gelecekteki çalışmalar bu konularda veya bu konulara yakın paralel konular üzerinde devam edecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **London's Global University**, Gas Power Cycles, 14 Mayıs 2009 Adres: <https://wiki.ucl.ac.uk/display/MechEngThermodyn/Gas+Power+Cycles>. [alındığı tarih: 23 Nisan 2013].
- [2] **G. Capon**, Turbocharging the Automotive Diesel Engine, London, 2004.
- [3] **International Council on Clean Transportation**, Transportpolicy.net, 29 11 2012. Adres: <http://www.transportpolicy.net/>. [alındığı tarih: 22 Nisan 2013].
- [4] **Sakarya Üniversitesi**, *Emisyon Yönetmelikleri*, Sakarya, 2011.
- [5] **Delphi**, Worldwide Emission Standar, Michigan, 2011.
- [6] **A. Mavi ve İ. Korkut**, Vermiküler Grafitli Dökme Demirlerin İşlenmesinde Kesme Parametrelerinin Kesme Kuvvetleri ve Yüzey Pürüzlülüğüne Etkisinin Regresyon Analizi ile Modellenmesi, *Journal of Polytechnic*, cilt 13, no. 4, pp. 281 - 286, 2010.
- [7] **D. S. Dawson**, Compacted Graphite Iron – A Material Solution for Modern Diesel Engine Cylinder Blocks and Heads, *World Foundry Congress*, cilt 68, no. 7, pp. 93 - 99, 2008.
- [8] **M. Ergeneman, C. Soruşbay, B. Safgönül ve E. Arslan**, İçten Yanmalı Motorlar, İstanbul: Birsan Yayınevi, 2008.
- [9] **A. Kolchin ve V. Demidov**, Design of Automotive Engines, Moscow: MIR Publishers, 1984.
- [10] **M. Norton and B. Horner**, *Turbocharger Fundamentals*, Honeywell, 2010.
- [11] **Borg Warner Turbo System**, Regulated 2-Stage Turbocharging, Borg Warner Turbo System Adres: <http://www.turbos.bwauto.com/>. [alındığı tarih: 21 2013].
- [12] **Cummins Turbo Technologies**, Turbocharger Training, Dewas, 2009.
- [13] **Borg Warner Turbo Systems**, *Borg Warner VTG Product Overview*, Bradford, 2013.
- [14] **Robert Bosch GmbH**, Automotive Handbook, Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2011.
- [15] **G. Weber ve S. Dropps**, *Exhaust Manifold Materials*, London: Ford Motor Company, 2009.
- [16] **F. Szymka, L. Remy, H. Maitoumam, A. Köster ve M. Bourgeois**, New flow rules in elasto-viscoplastic constitutive models for spheroidal

- graphite cast-iron, *International Journal of Plasticity*, no. 26, pp. 905 - 924, 2009.
- [17] **Wikimedia Foundation, Inc.**, Ductile iron, 1 Aralık 2009. Adres: http://en.wikipedia.org/wiki/Ductile_iron. [alındığı arih: 18 Nisan 2013].
- [18] **Ford Motor Company**, *Exhaust Manifold Materials*.
- [19] **D. Li, R. Perrin, G. Burger, D. McFarlan, B. Black, R. Logan ve R. Williams**, Solidification Behavior, Microstructure, Mechanical Properties, Hot Oxidation and Thermal Fatigue Resistance of High Silicon SiMo Nodular Cast Irons, *SAE Technical Paper Series*, no. 792, 2004.
- [20] **Gamma Technologies**, GT Suite Engine Performance Tutorials, Westmont: Gamma Technologies, Inc., 2010.
- [21] **D. Woodward**, *Turbocharger Materials & Processes*, London: Honeywell Turbo Technologies, 2010.
- [22] **T. Wolff**, *Investment Casting Waxes: Influences Which Eliminate Wax Pattern Defects*, Michigan: M. Argueso & Co., Inc.
- [23] **R. Hirst**, *Composition, Control and Use of Investment Casting Wax*, Blayson Olefines Ltd.
- [24] **D. Wescott**, How do you make a shaft & wheel?, *Latest Turbo News HTi*, cilt 6, pp. 9 - 10.
- [25] **A. Waterweg**, How is a turbocharger shaft & turbine wheel manufactured?, Cabo Turbo Technologies, 2 Nisan 2012. Adres: <http://caboturbo.nl/frictie-lassen-as-turbinewiel>. [alındığı tarih: 19 Nisan 2013].
- [26] **A. Eker**, *Al ve Al Alaşımları*, 2008.
- [27] **M. Basaran, T. Z. Kattamis, R. Mehrabian ve M. Flemings**, The Effect Of Homogenization Treatment And Hot Isostatic Pressing On Microporosity In Cast Steel, *Metallurgical Transactions*, cilt 4, no. 10, pp. 2429 - 2434, 1973.
- [28] **E. Sjölander ve S. Seifeddine**, Artificial ageing of Al–Si–Cu–Mg casting alloys, *Materials Science and Engineering A*, no. 528, pp. 7402-7409, 2011.
- [29] **C. Demir, E. B. Menteşe ve M. A. Togay**, Alüminyum Isıl İşleminde Su Verme Uygulamaları Ve Kalınyı Gerilme Etkisi, Componenta Döküm, Manisa, 2010.
- [30] **Ondokuz Mayıs Üniversitesi**, Çökeltme Sertleşmesi Deneyi, Çanakkale.
- [31] **E. Sjölander ve S. Seifeddine**, The heat treatment of Al–Si–Cu–Mg casting alloys, *Journal of Materials Processing Technology*, cilt 210, pp. 1249-1259, 2009.

- [32] **TOBB Ekonomi Ve Teknoloji Üniversitesi**, Toz Metalurjisi Üretim Teknikleri, Adres: <http://www.turkishpm.etu.edu.tr/makale.htm>. [alındığı tarih: 16 Nisan 2013].
- [33] **Türk Toz Metalurjisi Derneği**, T/M Parçaların Üretimi Adres: <http://www.turkishpm.org/PowderMetallurgy-3.aspx>. [alındığı tarih: 16 Nisan 2013].
- [34] **J. A. Schey**, Introduction to Manufacturing Processes, Ontario: McGraw-Hill, 2000.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Gani Can Öz

Doğum Yeri ve Tarihi: Eskişehir – 24.11.1987

Adres: Acıbadem Mah. Yurtseven Sok. No:5 D:1 Üsküdar/İstanbul

E-Posta: ganicanoz@gmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi – Makine Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller: Ford Otosan Otomotiv AŞ (2011-)