



**TURBOŞARJ SİSTEMİ TÜRBİN ÇARKI
KANATLARINA DOĞRUDAN BASINÇLI HAVA
PÜSKÜRTÜLMESİNİN TURBO GECİKMESİ
ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

Murat CEYLAN

Doktora Tezi

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ

2024

Her hakkı saklıdır.



FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
DOKTORA TEZİ

**TURBOŞARJ SİSTEMİ TÜRBİN ÇARKI KANATLARINA DOĞRUDAN
BASINÇLI HAVA PÜSKÜRTÜLMESİNİN TURBO GECİKMESİ
ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

Murat CEYLAN

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ

Ana Bilim Dalı: Makine Mühendisliği

Erzurum

2024

Her hakkı saklıdır

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

Erzurum Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez içindeki tüm bilgilerin doğru ve tam olduğunu, bilgilerin üretilmesi aşamasında bilimsel etiğe uygun davrandığımı, yararlandığım bütün kaynakları atıf yaparak belirttiğimi beyan ederim.

19 / 08 / 2024

Murat CEYLAN

ÖZET

DOKTORA TEZİ

TURBOŞARJ SİSTEMİ TÜRBİN ÇARKI KANATLARINA DOĞRUDAN BASINÇLI HAVA PÜSKÜRTÜLMESİNİN TURBO GECİKMESİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Murat CEYLAN

Erzurum Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ

İçten yanmalı motorlarda optimum yakıt tüketimi ve egzoz emisyon standartlarının yakalanması amacıyla emme hattındaki hava basıncını artırmak suretiyle motor silindir hacimlerinin küçültülmesine olanak sağlayan turboşarj sistemleri günümüz araçlarının önemli bir unsuru haline gelmiştir. Ancak bu sistemlerin en önemli dezavantajı turbo gecikmesi olarak bilinen düşük devirlerde çalışan motorun yükünde meydana gelen anlık değişim esnasında turboşarj ve motor arasındaki enerji transferinin doğasından kaynaklanan uzun cevap sürelerine sahip olmasıdır. Bu çalışmada, turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatlarına doğrudan basınçlı hava püskürtülmesinin turbo gecikmesi üzerindeki etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmaları gerçekleştirmek için öncelikle değişken geometrili bir turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatları yakınında harici bir nozul oluşturulmuş, devamında turboşarj sisteminin çalışma parametrelerinin ölçülmesi ve kaydedilmesini sağlayan soğuk hava akışlı bir test ünitesi kurulmuştur. Deneyler sistemin önce sadece ana hava tankı ile çalıştırıldığı referans durum sonrasında ana ve yardımcı hava tanklarının birlikte çalıştırıldığı hava destekli durum şartlarında gerçekleştirilmiş ve elde edilen avantajlar ortaya konulmuştur. Çalışma kapsamında ayrıca turboşarj sisteminin türbin tarafındaki akış alanını görselleştirmek için ANSYS Fluent yardımıyla deneysel sınır şartları uygulanarak üç boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Türbin çarkının dönme hareketini simüle etmek için SST $k - \omega$ türbülans modeli ile dinamik mesh yöntemi kullanılmıştır. Sonuç olarak, hava destekli durumda turboşarj sisteminin kompresör kütledebisinin arttığı ve buna karşılık turbo gecikme süresinde bir azalmanın gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Geliştirilen sistemle, turbo gecikmesinin yüksek seviyelerde olduğu yükleme başlangıçlarında kompresör hava debisinde 8 kata kadar artış sağlanmıştır.

2024, 120 Sayfa

Anahtar Kelimeler: İçten yanmalı motorlar, Turboşarj sistemleri, Turbo gecikmesi, Üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Dinamik mesh yöntemi.

ABSTRACT

Ph.D Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF COMPRESSED AIR INJECTION DIRECTLY ONTO THE TURBINE WHEEL BLADES OF THE TURBOCHARGER SYSTEM ON TURBO LAG

Murat CEYLAN

Erzurum Technical University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ

In order to achieve optimum fuel consumption and exhaust emission standards in internal combustion engines, turbocharger systems, which allow engine cylinder volumes to be reduced by increasing the air pressure in the intake line, have become an important element of today's vehicles. However, the most important disadvantage of these systems is that they have long response times due to the nature of the energy transfer between the turbocharger and the engine during the instantaneous change in the load of the engine running at low speeds, known as turbo lag. In this study, the effects of direct compressed air supply onto the turbine wheel blades of the turbocharger system on turbo lag are investigated experimentally and numerically. In order to carry out the experimental studies, firstly, an external nozzle was created near the turbine wheel blades of a variable geometry turbocharger system, and then a cold air flow test rig was set up to measure and record the operating parameters of the turbocharger system. The experiments were carried out in the reference case where the system was operated with only the main air tank and then in the air assisted case where the main and auxiliary air tanks were operated together and the advantages obtained were demonstrated. Within the scope of the study, three-dimensional computational fluid dynamics (CFD) simulations were also performed using ANSYS Fluent to visualize the flow field inside the turbine side of the turbocharger system by applying experimental boundary conditions. The dynamic mesh method with the SST $k - \omega$ turbulence model was used to simulate the rotational motion of the turbine wheel. As a result, it was observed that the compressor mass flow rate of the turbocharger system increases in the air-assisted case and a corresponding decrease in the turbo lag time is realized. With the developed system, an increase of up to 8 times in the compressor air flow rate was achieved at the beginning of loading when the turbo lag is at high levels.

2024, 120 page

Keywords: Internal combustion engines, Turbocharger systems, Turbo-lag, Three dimensional computational fluid dynamics, Dynamic mesh method.

TEŞEKKÜR

Öncelikle akademik hayatımdaki çalışmalarında her zaman teşvik, ilgi ve desteğini gördüğüm, bilgi ve tecrübelerini bana aktaran saygı değer danışman hocam Sayın Prof. Dr. Mehmet Akif CEVİZ'e en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca yapıcı eleştiri ve tecrübelerinden faydalandığım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ali EMİN hocama ilgisinden dolayı çok teşekkür ederim.

Tez izleme komitesi ve savunma jürisinde yer alan Sayın Prof. Dr. Tevhit KARACALI, Sayın Doç. Dr. Eyüphan MANAY ve Sayın Doç. Dr. Faraz AFŞAR hocalarıma değerli görüş ve katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Bu tez çalışması ETÜ-BAP tarafından 2020/17 nolu proje ile desteklenmiştir. Erzurum Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlük Birimine destekleri için teşekkür ederim.

Çalışmalarım sırasında fikir ve düşüncelerini esirgemeyen sevgili dostlarım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Rahim Aytuğ ÖZER ve Sayın Arş. Gör. Resul ŞAHİN'e destek ve yardımlarından dolayı teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmamın her aşamasında bana maddi ve manevi destek olan, sevgi ve desteklerini esirgemeyen canım anneme, babama ve de dualarıyla yanımda olan kıymetli büyüklerime şükranlarımı sunarım.

Murat CEYLAN
Ağustos 2024

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Konu ve Kapsam.....	1
1.2. Turbomakine ve Turboşarj Sistemleri	4
1.3. Turboşarj Sistemlerinin Çalışma Prensipleri.....	7
1.4. Turboşarj Sistemleri Kullanımının Avantaj ve Dezavantajları.....	10
1.5. Turboşarj Sistemlerinin Anatomisi.....	11
1.5.1. Turboşarj sistemlerinde türbin	12
1.5.2. Turboşarj sistemlerinde kompresör	14
1.5.3. Turboşarj sistemlerinde türbin-kompresör mili yatak sistemi.....	15
1.5.4. Turboşarj sistemlerinde Trim ve A/R oranı	16
1.5.5. Turboşarj sistemlerinde kompresör ve türbin performans haritaları	19
1.6. Egzoz Gazı Tahrikli Turboşarj Sistemlerinin Çeşitleri	22
1.6.1. Tek kademeli turboşarj sistemleri	22
1.6.2. Çift kademeli turboşarj sistemleri	25
1.7. Turboşarj Sistemlerinde Termodinamik	27
1.7.1. Kompresör ve türbin için izantropik verimler.....	29
1.7.2. Turboşarj sistemlerinde denklemler	32
1.7.3. Turboşarj sistemlerinin cevap süresi (response time)	40
1.7.4. Turboşarj sistemlerinin içten yanmalı motorlarla eşleştirilmesi	43
2. KAYNAK ÖZETLERİ	50
2.1. Deneysel Çalışmalar.....	50
2.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Çalışmaları	60

3. MATERİYAL ve YÖNTEM	65
3.1. Deneysel Çalışma.....	65
3.1.1. Deney sistemi.....	65
3.1.2. Deney sisteminde kullanılan ekipmanlar	67
3.1.3. Deneylerin yapılışı	76
3.1.4. Belirsizlik analizi	77
3.2. Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizleri	78
3.2.1. Turboşarj sistemi türbin geometrisi ve mesh yapısı.....	78
3.2.2. HAD analiz parametrelerinin belirlenmesi ve analizlerin çalıştırılması	82
3.2.3. HAD analizlerinde kullanılan denklemler	85
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	88
4.1. Deneysel Çalışma Sonuçları	88
4.2. Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizlerinin Sonuçları.....	95
5. SONUÇ ve ÖNERİLER	103
KAYNAKLAR	107
EKLER	107
EK 1. Isıl çiftlerin kalibrasyon denklemleri	117
EK 2. Basınç transmitterlerinin kalibrasyon denklemi	118
EK 3. Hava debisi ölçüm sensörlerinin kalibrasyon denklemi	119
EK 4. Devir sayısı ölçüm sensörünün kalibrasyon denklemi.....	120

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
a	Ses hızı [m/s]
A_T	Kısılma kesit alanı [m ²]
c	Gazın akış hızı [m/s]
c_p	Sabit basınç özgül ısısı [kJ/ kg·K]
c_v	Sabit hacim özgül ısısı [kJ/ kg·K]
h	Özgül entalpi [kJ/kg]
I_P	Polar kütleli atalet momenti [kg·m ²]
k	Türbülans kinetik enerjisi [m ² /s ²]
k_a	Hava için özgül ısılar oranı
k_g	Egzoz gazı için özgül ısılar oranı
k_f	Etkin iletkenlik
$\dot{m}$	Kütleli debi [kg/s]
Ma	Mach sayısı
N	Devir sayısı [dev/dak]
n_R	İçten yanmalı motor zaman katsayısı
N_{TC}	Turboşarj sistemi rotor hızı [dev/dak]
p	Basınç [Pa]
P_C	Kompresör gücü [kW]
P_{fB}	Mil yatak sistemindeki sürtünme gücü [kW]
pr	Basınç oranı
P_T	Türbin gücü [kW]
R_g	Gaz sabiti [kJ/ kg·K]
T	Sıcaklık [°C]
T_C	Kompresör torku [N·m]
T_T	Türbin torku [N·m]
t_{90}	Cevap süresi [s]
u	Özgül iç enerji [kJ/kg]
u_i	i yönündeki hız bileşeni [m/s]

V_{cyl}	Silindir hacmi [m ³]
Q_f	Yakıtın ısı değeri [J/kg]
∇	Laplace operatörü
η	Verim
ω_{TC}	Türbin-kompresör milinin açısal hızı [rad/s]
ρ	Yoğunluk [kg/m ³]
μ	Dinamik viskozite [kg/m·s]
τ_{ij}	Gerilme tensörü
μ_t	Eddy viskozitesi [kg/m·s]
ω	Spesifik kayıp oranı [1/s]
ν	Kinematik viskozite [m ² /s]
Ω	Girdap büyüklüğü [1/s]
π_T	Türbin basınç oranı
π_C	Kompresör basınç oranı
$\ddot{\theta}$	Açısal ivme [rad/ s ²]
λ	Bağıl hava yakıt oranı
ε_c	Ara soğutucu verimi
Γ	Difüzyon katsayısı

Kısaltmalar

AFR	Air fuel ratio
DMM	Dynamic mesh model
FOU	First order upwind
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
MPM	Mixing plane model
MRF	Multiple reference frame
RANS	Reynolds averaged navier stokes
SIMPLE	Semi implicit method for pressure linked equations
SMM	Sliding mesh model
SOU	Second order upwind
SRF	Single reference frame

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Uygulamada sık karşılaşılan turbomakine örnekleri (Dixon and Hall 2013) .5	5
Şekil 1.2. Bir otomobil motorunun küçük üniteye sahip turboşarj sistemi (Anonymous 2024a).....6	6
Şekil 1.3. Bir gemi motorunun büyük üniteye sahip turboşarj sistemi (Anonymous 2024b).6	6
Şekil 1.4. Turboşarj sistemi içerisinde gaz akışının şematik gösterimi (Pierce et al. 2019)8	8
Şekil 1.5. Turboşarj sistemine sahip içten yanmalı bir motorun şematik gösterimi (Roueini et al. 2020).....9	9
Şekil 1.6. Çift girişli türbin muhafazasına sahip bir turboşarj sisteminin ana tasarım bölümlerinin kesit alınmış gösterimi (Miller 2008; Kuzstelan et al. 2011). .12	12
Şekil 1.7. Turboşarj sistemi türbin kısmının kesit alınmış gösterimi (Miller 2008; Anonymous 2024c).13	13
Şekil 1.8. Turboşarj sistemi kompresör kısmının kesit alınmış gösterimi (Miller 2008; Anonymous 2024c).14	14
Şekil 1.9. Turboşarj sistemi türbin-kompresör mili mil yatak sistemi kısmının kesit alınmış gösterimi (Miller 2008; Anonymous 2024c).16	16
Şekil 1.10. Turboşarj sistemi kompresör ve türbin çarkları üzerinde inducer ve exducer çaplarının gösterimi (Anonymous 2024d).17	17
Şekil 1.11. Turboşarj sistemlerinde A/R oranı (Anonymous 2024d).....18	18
Şekil 1.12. Yüksek hızlı bir kompresörün performans karakteristikleri haritası örneği (Dixon and Hall 2013).20	20
Şekil 1.13. Yüksek hızlı bir türbinin performans karakteristikleri haritası örneği (Dixon and Hall 2013).....21	21
Şekil 1.14. Sabit geometrili bir turboşarj sisteminin kesit alınmış görünümü (Anonymous 2024f).22	22
Şekil 1.15. Tahliye subaplı bir turboşarj sisteminin kesit alınmış görünümü (Subramani and Ramesh 2022).....23	23
Şekil 1.16. Değişken geometrili bir turboşarj sisteminin kesit alınmış görünümü (Pfeifer et al. 2002).....24	24

Şekil 1.17. Çift kademeli bir turboşarj sisteminin kesit alınmış görünümü (Turner and Pearson 2009; Anonymous 2024h).	26
Şekil 1.18. Çift kademeli bir turboşarj sistemi konfigürasyonunun şematik gösterimi (Rakopoulos and Giakoumis 2009).	27
Şekil 1.19. Kompresördeki izantropik ve politropik hal değişimlerinin h-s diyagramında gösterilmesi (Nguyen-Schäfer 2015).	29
Şekil 1.20. Türbindeki izantropik ve politropik hal değişimlerinin h-s diyagramında gösterilmesi (Nguyen-Schäfer 2015).	31
Şekil 1.21. Farklı δ değerleri için basınç oranları π_C ve π_T arasındaki ilişkinin gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).	34
Şekil 1.22. Farklı rotor hızları için türbin genişleme oranı ve türbin için düzeltilmiş kütleli debi arasındaki ilişkinin gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).	36
Şekil 1.23. Farklı rotor hızları için türbin genişleme oranı ve $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi arasındaki ilişkinin gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).	37
Şekil 1.24. Farklı değişken geometri (VTG) konumları için türbin genişleme oranı ve $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi arasındaki ilişkinin gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).	38
Şekil 1.25. Farklı rotor hızları için kompresör basınç oranı ve kompresör için düzeltilmiş kütleli debi arasındaki ilişkinin gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).	39
Şekil 1.26. Turboşarj sisteminin cevap süresi (Nguyen-Schäfer 2015)	41
Şekil 1.27. Turboşarj sistemlerinin içten yanmalı motorlarla eşleştirilme prosedürünün gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).	46
Şekil 1.28. Şarj havası için ara soğutucu kullanılmasının şematik gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).	47
Şekil 2.1. Kompresör performans haritaları (Zambonini 2016; Anderson 2021)	50
Şekil 2.2. Turbo gecikmesini azaltmak için kullanılan çeşitli yöntemlerin sınıflandırılması (Bao and Stobart 2015).	52
Şekil 2.3. Lee and Choi (2002) tarafından yapılan çalışmadaki hava enjeksiyon sisteminin şematik gösterimi.	53
Şekil 2.4. Knorr Bremse firması tarafından üretilen pnömatik basınç artış sisteminin şematik gösterimi (Marx et al. 2009).	54
Şekil 2.5. Knorr Bremse firması tarafından üretilen pnömatik basınç artış sistemiyle motor cevap süresindeki iyileşmenin gösterimi (Marx et al. 2009).	55

Şekil 2.6. Cieslar et al. (2013) tarafından yapılan çalışmada kullanılan sistemin şematik gösterimi.....	55
Şekil 2.7. Bao and Stobart (2013) yapılan çalışmada kullanılan pnömatik hibrit sistemin şematik gösterimi.	56
Şekil 2.8. Choi and Oh (2010) tarafından yapılan çalışmada kullanılan sistemin şematik gösterimi.....	57
Şekil 2.9. Barman et al. (2019) tarafından yapılan çalışmada kullanılan sistemin şematik gösterimi.....	57
Şekil 2.10. Bao and Stobart (2015) tarafından yapılan çalışma tüm tasarımların turboşarj sistemi performansını artırdığının gösterimi.	58
Şekil 2.11. Bu tez çalışması kapsamında uygulanan yenilikçi çözümün turbo gecikmesini azaltmak için kullanılan çeşitli yöntemlerin sınıflandırılmasına eklenmesi.	59
Şekil 3.1. Turboşarj sistemi test ünitesinin gerçek görünümü.....	66
Şekil 3.2. Turboşarj sistemi test ünitesinin detaylı şematik görünümü	66
Şekil 3.3. Harici nozul gösterimi (a) Gerçek görünüm (b) Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) görünümü.	67
Şekil 3.4. Entegre büyük hava tankına sahip vidalı hava kompresörü (Anonymous 2024i)	68
Şekil 3.5. Pistonlu hava kompresörü (Anonymous 2024i).....	69
Şekil 3.6. Değişken geometrili turboşarj sistemi (Anonymous 2024j)	70
Şekil 3.7. Turboşarj sistemi türbin-kompresör mili mil yatak sistemini yağlamak için kullanılan yakıt pompası (Anonymous 2024k).	70
Şekil 3.8. T tipi ısıtıcılar (Anonymous 2024l)	71
Şekil 3.9. Basınç transmitteri (Anonymous 2024m)	72
Şekil 3.10. Hava debisi ölçüm sensörü (Anonymous 2024n)	73
Şekil 3.11. Devir sayısı ölçüm sensörü (Anonymous 2024o).....	73
Şekil 3.12. Akıllı valf konumlandırıcı (Anonymous 2024ö)	74
Şekil 3.13. GW INSTEK marka PSW 30-72 model güç kaynağı (Anonymous 2024p)	75
Şekil 3.14. MCH marka MCH-305A model güç kaynağı (Anonymous 2024r)	75
Şekil 3.15. Veri toplama ve kontrol cihazı (Anonymous 2024s)	76
Şekil 3.16. Oluşturulan LabVIEW program ara yüzü.....	76
Şekil 3.17. Turboşarj sistemi türbini ve harici nozulun bilgisayar destekli tasarım (CAD) geometrisi (a) Normal görünüm (b) Kesit alınmış görünüm.	79

Şekil 3.18. Turboşarj sistemi türbin geometrisi akışkan alanları mesh yapısı (a) Egzoz kanalı (b) Türbin çarkı (c) Türbin salyangozu (d) Birleştirilmiş model.	80
Şekil 3.19. Turboşarj sistemi türbin geometrisi akışkan alanları mesh yapısı kesit görünümleri (a) Referans durum için türbin salyangozu (b) Hava Destekli durum için türbin salyangozu (c) Türbin çarkı (d) Yakınlaştırılmış türbin çarkı.	80
Şekil 3.20. Dönme hareketini simüle etmek için turbo makinelerde uygulanan çeşitli sayısal metodolojiler.....	83
Şekil 4.1. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için düşük (A), orta (B) ve yüksek (C) geri basınçta çalışma parametrelerinin zamana bağlı değişimi.	88
Şekil 4.2. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için düşük (A1), orta (B1) ve yüksek (C1) geri basınçta türbin giriş basıncının zamanla değişimi.....	89
Şekil 4.3. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için düşük (A2), orta (B2) ve yüksek (C2) geri basınçta türbin-kompresör mili dönme hızının zamana bağlı değişimi.	90
Şekil 4.4. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için düşük (A3), orta (B3) ve yüksek (C3) geri basınçta kompresör kütleli debisinin zamana bağlı değişimi.	91
Şekil 4.5. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için düşük (A4), orta (B4) ve yüksek (C4) geri basınçta kompresör çıkış basıncının zamana bağlı değişimi.	92
Şekil 4.6. Her iki durum için türbin çarkının dönme hızının deneysel ve HAD analiz sonuçları.	95
Şekil 4.7. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için karşılaştırmalı iki boyutlu hız konturları (a) 2'inci saniye (b) 4'üncü saniye (c) 6'ıncı saniye (d) 8'inci saniye (e) 10'uncu saniye.	97
Şekil 4.8. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için karşılaştırmalı iki boyutlu basınç konturları (a) 2'inci saniye (b) 4'üncü saniye (c) 6'ıncı saniye (d) 8'inci saniye (e) 10'uncu saniye.....	98
Şekil 4.9. Hava Destekli Durum için üç boyutlu akım çizgileri (a) 2'inci saniye (b) 4'üncü saniye (c) 6'ıncı saniye (d) 8'inci saniye (e) 10'uncu saniye.	99
Şekil 4.10. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için Mach sayıları (a) 2'inci saniye (b) 4'üncü saniye (c) 6'ıncı saniye (d) 8'inci saniye (e) 10'uncu saniye....	100

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1.	Entegre büyük hava tankına sahip vidalı hava kompresörü teknik özellikleri.....	68
Çizelge 3.2.	Pistonlu hava kompresörü teknik özellikleri	69
Çizelge 3.3.	Değişken geometrili turboşarj sistemi teknik özellikleri.....	69
Çizelge 3.4.	Turboşarj sistemi türbin-kompresör mili mil yatak sistemini yağlamak için kullanılan yakıt pompası teknik özellikleri.	70
Çizelge 3.5.	T tipi ısıl çift teknik özellikleri	71
Çizelge 3.6.	Basınç transmitteri teknik özellikleri.....	72
Çizelge 3.7.	Hava debisi ölçüm sensörü teknik özellikleri.....	72
Çizelge 3.8.	Devir sayısı ölçüm sensörü teknik özellikleri	73
Çizelge 3.9.	Akıllı valf konumlandırıcı teknik özellikleri.....	74
Çizelge 3.10.	GW INSTEK marka PSW 30-72 model güç kaynağı teknik özellikleri .	74
Çizelge 3.11.	MCH marka MCH-305A model güç kaynağı teknik özellikleri	75
Çizelge 3.12.	Veri toplama ve kontrol cihazı teknik özellikleri	75
Çizelge 3.13.	Deneyisel ölçüm parametrelerinin belirsizlik analizi	78
Çizelge 3.14.	Turboşarj sistemi türbin geometrisi ve harici nozul ayrıntıları	79
Çizelge 3.15.	Mesh bağımsızlık analizi tablosu	81
Çizelge 3.16.	HAD analizleri için sınır şartları	84
Çizelge 3.17.	HAD analiz parametreleri.....	84
Çizelge 4.1.	Her bir geri basınç seviyesi için kompresör kütleli debisindeki artış ...	94
Çizelge 4.2.	Her iki durum için türbin çarkı dönme hızının deneysel ve HAD analiz sonuçlarının karşılaştırılması.....	96

1. GİRİŞ

1.1. Konu ve Kapsam

İçten yanmalı motora sahip araçlarda, maliyet, yakıt tüketimi, egzoz emisyon standartları, performans ve sürüş özelliklerinin iyileştirilmesi, otomotiv sektöründeki üreticileri zorlayan önemli bir araştırma ve geliştirme konusu olmuştur. Otomobil endüstrisindeki üreticiler, içten yanmalı motorlarda gelecekteki yakıt tüketimi ve egzoz emisyon standartlarının yakalanmasının yanı sıra, yakıt tüketimi üzerinde önemli ölçüde rol oynayan araç ağırlığını düşürebilmek için motor silindir hacimlerinin küçültülmesine izin veren aşırı doldurma sistemlerinden yararlanmaktadır. İçten yanmalı motorlarda, yakıt sistemi, egzoz ve emisyon kontrol sistemlerinin daha etkin bir biçimde çalışmasında doğrudan pay sahibi olan turboşarj sistemleri günümüzdeki araçların hayati bir parçası haline gelmiştir.

Buji ve sıkıştırma ateşlemeli motorlarda, enjektörlerden püskürtülen yakıtın basınç ve miktarının kontrolü yakıt sisteminin temel görevlerinden birisidir. Yakıt sisteminin bir diğer temel görevi ise silindir içine gönderilen havanın basınç ve miktarının kontrolünü sağlamaktır. Silindir içine gönderilen hava debisi, egzoz gazı geri dönüşüm sistemi ve gaz keleşi ile kontrol edilebilmektedir. Egzoz gazı geri dönüşüm sistemi ile amaçlanan, silindir içi yanma sonu sıcaklıklarının düşürölerek, NO_x emisyonlarının azaltılmasıdır. Silindir içine gönderilen havanın basınç kontrolü ise aşırı doldurma sistemlerinden faydalanılarak gerçekleştirilmektedir. Aşırı doldurma sistemleri, silindir içine basınçlandırılmış havanın gönderilmesiyle küçük silindir hacimlerinde yüksek güç alınmasını sağlamaktadır. Bu sebepten ötürü içten yanmalı motorlar, atmosferik basınçlı olarak çalışabilmelerine rağmen, atmosferik basıncın üzerinde basınçlandırılmış emme havası ile de çalıştırılabilmektedir.

Buji ve sıkıştırma ateşlemeli motorlarda, emme hattındaki hava basıncını artırmanın, egzoz gazı tahrikli (turboşarj sistemi) veya mekanik tahrikli (süperşarj sistemi) olmak üzere iki temel yöntemi mevcuttur. Her iki yöntemin birbirine göre farklı avantaj ve dezavantajları olmasına rağmen, en etkin ve yaygın olanı egzoz gazı tahrikli (turboşarj sistemi) yöntemidir. Turboşarj sisteminde, emme hattındaki basınç kontrolü,

değişken geometrili türbinler veya hava tahliye valfleri kullanılarak gerçekleştirilmektedir.

Turboşarj sisteminin en önemli dezavantajı, turbo gecikmesi olarak bilinen düşük devir sayısında çalışan motorun yükünde meydana gelen anlık değişim esnasında (transient) turboşarj ve motor arasındaki enerji transferinin doğasından kaynaklanan durumdur. Bu durumda motorun kararlı durumda çalışabilmesi için emme manifolduna hızlı biçimde basınç takviyesi gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Fakat turboşarj sisteminin türbin tarafında üretilen enerjinin bu sistemin hareketli bileşenlerinin eylemsizlik momentlerinin üstesinden gelmesi ve kompresörden emme manifolduna gönderilen havayla ihtiyaç duyulan basınç takviyesinin aktarılabilmesi belli bir gecikme ile sağlanabilmektedir. İstenmeyen bir durum olan bu gecikme, tüm motor çalışma profili ve egzoz emisyon karakteristiklerini olumsuz yönde etkilemektedir. Turboşarj sistemine sahip motorların daimî olmayan performanslarını arttırmak için çeşitli yöntemler uygulanmaktadır. Bu amaç çerçevesinde mil yatak sistemi tasarımlarının yanı sıra tahliye kanallı, değişken geometrili, ardışık sıralanmış, elektrik destekli turboşarj sistemleri gibi farklı yöntemlerle devamlı olarak geliştirilmeye çalışılmasına rağmen, türbin-kompresör ikilisinin ataletinden kaynaklanan turbo gecikmesi halen en önemli sorun olarak karşımıza çıkmaktadır.

Bu tez çalışmasının temel motivasyonu, değişken geometrili bir turboşarj sisteminde harici bir nozul ile türbin çarkı kanatlarına doğrudan basınçlı hava püskürtülmesinin turbo gecikmesi üzerindeki etkilerini araştırmak ve turbo gecikmesi literatürüne katkıda bulunmaktır. Bu kapsamda, deneysel çalışmaları yürütmek amacıyla, ilk olarak değişken geometrili bir turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatları yakınında harici bir nozul oluşturulmuş ve ardından turboşarj sisteminin çalışma parametrelerinin ölçülmesi ve kaydedilmesini sağlayan soğuk hava akışlı bir test ünitesi kurulmuştur. Deneyler, motorun emme manifoldundaki basınç değişimini simüle etmek ve geri basıncın turboşarj sistemi üzerindeki etkilerini incelemek için üç farklı kompresör çıkış basıncında gerçekleştirilmiştir. Sistem, önce sadece ana hava tankı ile çalıştırıldığı Referans Durum, sonrasında ise ana ve yardımcı hava tanklarının birlikte çalıştırıldığı Hava Destekli Durum şartlarında gözlemlenmiş ve elde edilen avantajlar ortaya konulmuştur. Hassas karşılaştırma deneyleri gerçekleştirmek için akıllı konumlandırıcıya

sahip bir valf test düzeneğine entegre edilmiş ve LabVIEW programında geliştirilen bir yazılım kullanılarak kontrol edilmiştir. Çalışma kapsamında ayrıca, turboşarj sisteminin türbin tarafındaki akış alanını görselleştirmek için ANSYS Fluent yardımıyla deneysel sınır şartları uygulanarak üç boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Türbin çarkının dönme hareketini simüle etmek için SST $k - \omega$ türbülans modeli ile dinamik mesh yöntemi (Dynamic Mesh Model) kullanılmıştır. Çalışma sonuçları, hava destekli durumda turboşarj sisteminin kompresör kütleli debisinde artış ve turbo gecikme süresinde azalma gözlemlendiğini ortaya koymuştur.

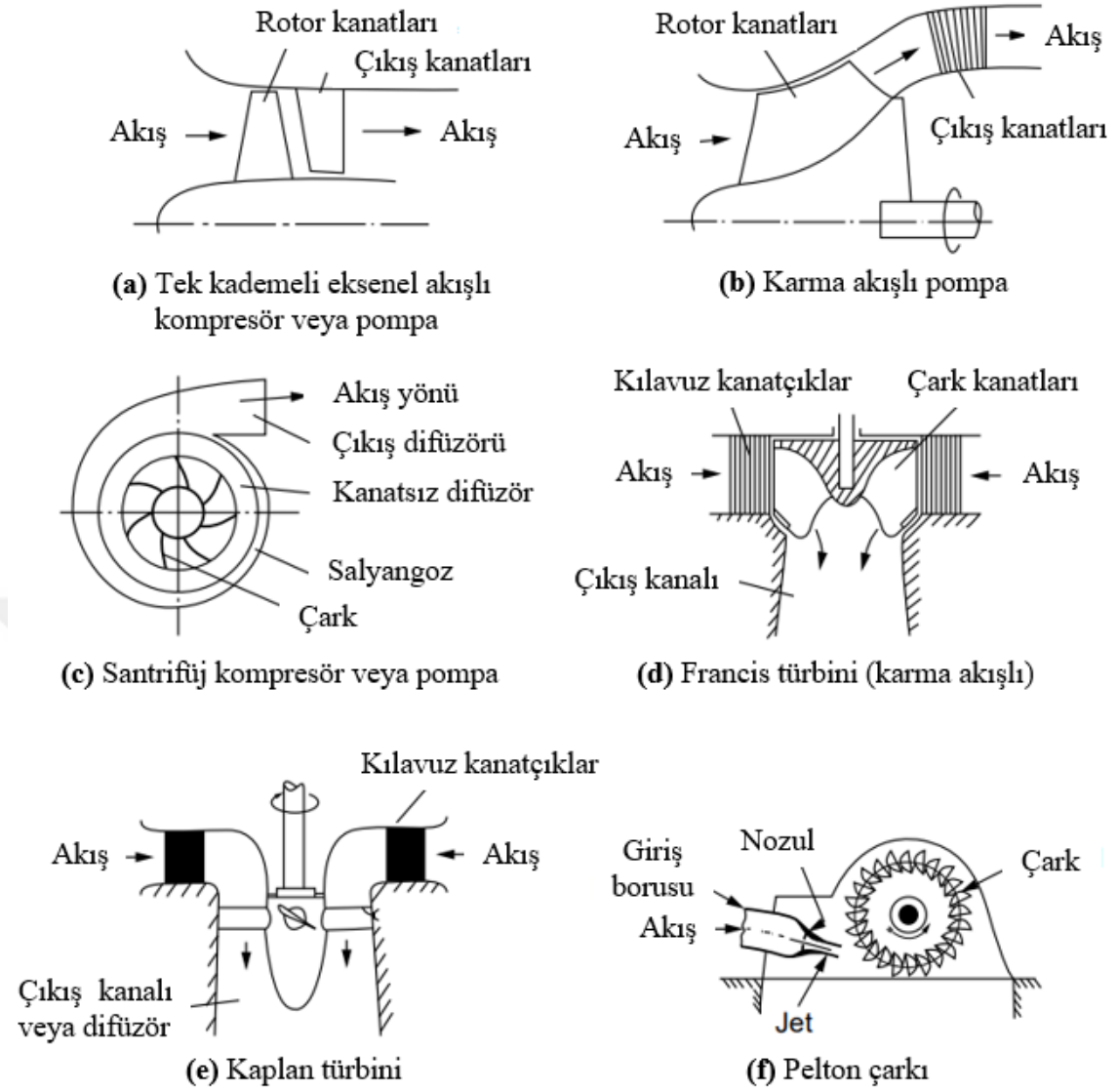
Çalışmanın giriş bölümünde öncelikle turboşarj sistemlerinin içten yanmalı motorlarda optimum yakıt tüketimi ve egzoz emisyon standartlarını yakalamadaki önemi vurgulanmıştır. Devamında turbomakinelere genel bir bakış sunularak turboşarj sistemlerinin çalışma prensipleri detaylandırılmış ve bu sistemlerin avantaj ve dezavantajları ele alınmıştır. Sonrasında turboşarj sistemlerinin anatomisi incelenmiş ve türbin, kompresör, türbin-kompresör mili yatak sistemi gibi bileşenler ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Trim ve A/R oranı, kompresör ve türbin performans haritaları gibi teknik kavramlar üzerinde durulmuştur. Egzoz gazı tahrikli turboşarj sistemlerinin çeşitleri, tek ve çift kademeli turboşarj sistemleri başlıkları altında incelenmiştir. Turboşarj sistemlerinin termodinamik prensipler çerçevesinde nasıl ele alındığı, kompresör ve türbin için izantropik verimler, turboşarj sistemlerinin denklemleri ve cevap süresi gibi önemli parametreler üzerinde durulmuştur. Turboşarj sistemlerinin içten yanmalı motorlarla eşleştirilmesi konusu da detaylı bir şekilde ele alınarak giriş bölümü sonlandırılmıştır. Kaynak özetleri bölümü, deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) çalışmaları ile ilgili literatür taramasını içermektedir. Materyal ve yöntem bölümü, deneysel çalışmaların yapılışını, kullanılan ekipmanları, deney sistemini ve belirsizlik analizini içermektedir. Ayrıca HAD analizlerinde kullanılan türbin geometrisi, mesh yapısı, analiz parametreleri ve denklemler bu bölümde sunulmuştur. Araştırma bulguları ve tartışma bölümünde, deneysel ve HAD analiz sonuçları karşılaştırılarak turbo gecikmesini azaltmak için turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatlarına doğrudan yardımcı basınçlı hava püskürtülmesinin etkileri detaylandırılmıştır. Sonuç ve öneriler bölümünde ise çalışmanın genel değerlendirmesi yapılarak elde edilen önemli sonuçlar ve öneriler sunulmuştur.

1.2. Turbomakine ve Turboşarj Sistemleri

Enerjinin bir veya daha fazla hareketli kanat dizisinin dinamik etkisiyle sürekli olarak akan bir akışkandan veya akışkana transfer edildiği makineler turbomakine olarak tanımlanmaktadır. Turbo kelimesi Latince kökenlidir ve “dönen” veya “etrafında dönen” anlamını taşır. İngilizcede ise ön ek olarak kullanılan “turbo” kelimesi, türbinle ilişkili veya hızlandırılmış anlamına tekabül etmektedir.

Dönen bir kanat dizisi veya çark, özünde makinenin gerektirdiği etkiye bağlı olarak pozitif veya negatif iş yaparak içinden geçen akışkanın durma entalpisini değiştirir ve bu değişimler akışkan içinde eş zamanlı olarak meydana gelen basınç değişimleri ile bağlantılıdır. Bu bağlamda, iki temel turbomakine kategorisi belirlenmiştir: İlki, akışkan basıncını veya basma yüksekliğini artırmak için güç tüketenler (fanlar, kompresörler ve pompalar); ikincisi ise, akışkanı daha düşük bir basınca veya basma yüksekliğine genişleterek güç üretenler (rüzgâr, hidrolik, buhar ve gaz türbinleri).

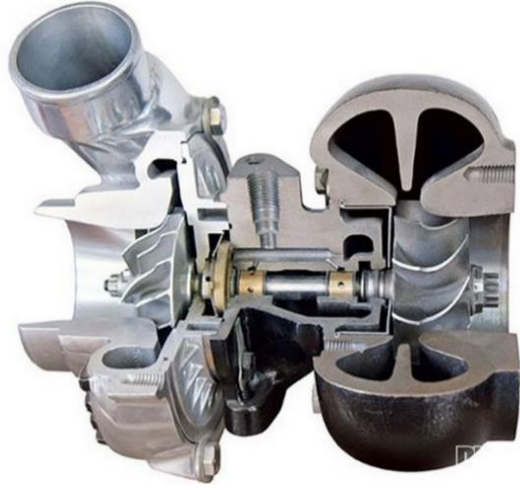
Şekil 1.1, uygulamada karşılaşılan çok sayıdaki turbomakine çeşitlerinden seçilmiş olanları basit şematik resimlerle göstermektedir. Pompa, kompresör veya türbinin bu kadar farklı çeşidinin kullanılmasının nedeni, hizmet gereksinimlerinin neredeyse sonsuz çeşitlilikte olmasıdır. Uygulamalarda genel olarak, belirli bir dizi çalışma gereksinimi için optimum çalışma koşullarını sağlamak üzere bir pompa veya türbin tipi en uygun olarak belirlenmektedir. Turbomakineler ayrıca rotor kanallarındaki akış yolunun doğasına göre de kategorize edilir. Akış yolunun tamamen veya temel olarak dönme eksenine paralel olduğu durumlarda, makine 'eksenel akışlı turbomakine' olarak adlandırılır (Şekil 1.1a ve Şekil 1.1e). Akış yolunun tamamen veya temel olarak dönme eksenine göre dik bir düzlemde olduğu durumlarda, makine 'radyal akışlı turbomakine' olarak adlandırılır (Şekil 1.1c). Öte yandan rotor çıkışında hem radyal hem de eksenel hız bileşenlerinin önemli miktarda bulunduğu durumu ifade eden karma akışlı turbomakineler de yaygın olarak kullanılır. Şekil 1.1b karma akışlı bir pompayı, Şekil 1.1d ise bir karma akışlı bir hidrolik türbini göstermektedir (Dixon and Hall 2013).



Şekil 1.1. Uygulamada sık karşılaşılan turbomakine örnekleri (Dixon and Hall 2013)

Egzoz gazından güç alan bir türbin tarafından tahrik edilen bir kompresör kullanarak motora girmeden önce havayı sıkıştırarak içten yanmalı motorların güç çıkışını artırmak için kullanılan turboşarj sistemleri de günümüz teknolojisinde önemli bir yere sahip bir turbomakine olarak karşımıza çıkmaktadır. En genel anlamda iki temel turboşarj tipi vardır (Flaxington and Swain 1999; Iwaki and Mitsubori 2004):

- Tüm otomobil ve kamyonları turboşarj etmek için kullanılan ve içe akışlı radyal türbin içeren küçük üniteler (Şekil 1.2);
- Görevleri arasında gemi tahriki ve elektrik enerjisi üretimi olan, eksenel akışlı türbin kullanan büyük üniteler (Şekil 1.3).



Şekil 1.2. Bir otomobil motorunun küçük üniteye sahip turboşarj sistemi (Anonymous 2024a).



Şekil 1.3. Bir gemi motorunun büyük üniteye sahip turboşarj sistemi (Anonymous 2024b).

Turboşarj sistemi kullanımı neredeyse içten yanmalı motorun kendisi kadar eskidir. Turboşarj sistemi teknolojisinin gelişimi, Alfred Büchi'nin 1905 yılında bileşik bir motor için yaptığı patent başvurusuyla başlamıştır. Bu patent, günümüzde bilinen turboşarj sistemini tam olarak tanımlamamış olsa da, uygulandıkları motorla ortak bir şaftı paylaşan aksenal akışlı bir türbin ve kompresörü içermekteydi ve kompresör tarafından elde edilen yoğunluk artışı sayesinde motorun nominal gücünü artırmayı başarmıştı. Turboşarj sistemleri, başlangıçta yüksek irtifa uçuşlarında hava yoğunluğunun azalması nedeniyle güç kaybı yaşanan havacılık sektöründeki pistonlu

motorlarda kullanılmaya başlanmıştır. Güç kaybı sorununa etkili bir çözüm sunmasıyla dikkat çeken turboşarj sistemleri, daha sonra pervaneli deniz motorlarının tahrikinde, lokomotiflerde ve sabit güç santrallerinde kullanılan büyük hacimli dizel motorlar tarafından benimsenmiştir. Dizel motorlar ile turboşarj sistemlerinin entegrasyonu, verim ve güç çıkışında belirgin bir artış sağlamıştır. Turboşarj sistemlerinin emme basıncı ve sıcaklığındaki artış, yanma sürecinin iyileştirilmesine katkıda bulunmuş ve bu da güç üretiminde ve ısı veriminde artış sağlamıştır. Otomotiv sektöründe turboşarj sistemlerinin kullanımı ise günümüze daha yakın olan tarihlere dayanmaktadır. Özellikle 1980'lerde turboşarjlı benzinli motorlar, Formula 1 yarışlarında başarıyla kullanılmış ve bu sayede önemli bir güç artışı sağlanmıştır; ancak, bu artışın etkisi o kadar büyük olmuştur ki sonunda yasaklanmıştır. Binek otomobillerdeki turboşarj sistemlerinin kullanımı da aynı döneme denk gelmektedir ve buradaki temel amaç yine güç artışıyla birlikte yakıt tüketimini azaltmaktır (García 2018).

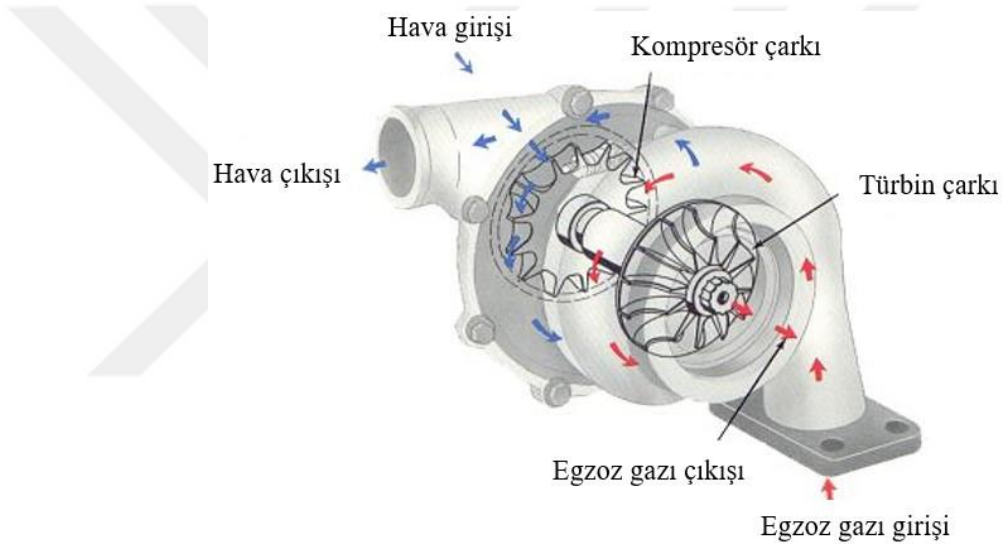
Günümüzde turboşarj sistemlerinin kullanımı, güç artışı yanında daha düşük emisyon ve yakıt tüketimi anlamına gelmektedir. Turboşarj sistemleri, sağladığı güç artışını silindir hacmini ve hızını azaltmak için kullanmaktadır. Bu sayede motor, aynı sürüş koşullarında daha yüksek verim ve daha düşük emisyonla farklı bir çalışma noktasında performans sergileyebilmektedir. Motor silindir hacimlerinin ve hızlarının küçültülmesi (downsizing and downspeeding) gibi teknikler, son yıllarda içten yanmalı motorların iyileştirilmesinin temelini oluşturmaktadır. Özellikle turboşarjlar ve mikro gaz türbinleri gibi uygulamalar için yüksek performanslı santrifüj türbinlerin ve kompresörlerin geliştirilmesi, egzoz emisyonlarının kontrolü için büyük önem taşımaktadır. Sıkı küresel emisyon standartlarının yürürlükte olduğu otomotiv endüstrisi, ortalama etkin basıncı artırarak ve motor performansını geliştirerek bu düzenlemelere uyum sağlayabilmek için turboşarj sistemlerini entegre etmektedir (Evans and Ward 2005; Gaude et al. 2008; Teng and Homco 2009; Pakle and Jiang 2018; Tavakoli et al. 2022; Novotný et al. 2023).

1.3. Turboşarj Sistemlerinin Çalışma Prensibi

İçten yanmalı bir motorda güç, yakıtın kimyasal enerjisinin yanma işlemi sırasında serbest bırakılarak mekanik enerjiye dönüştürülmesiyle elde edilir. Bu sebeple,

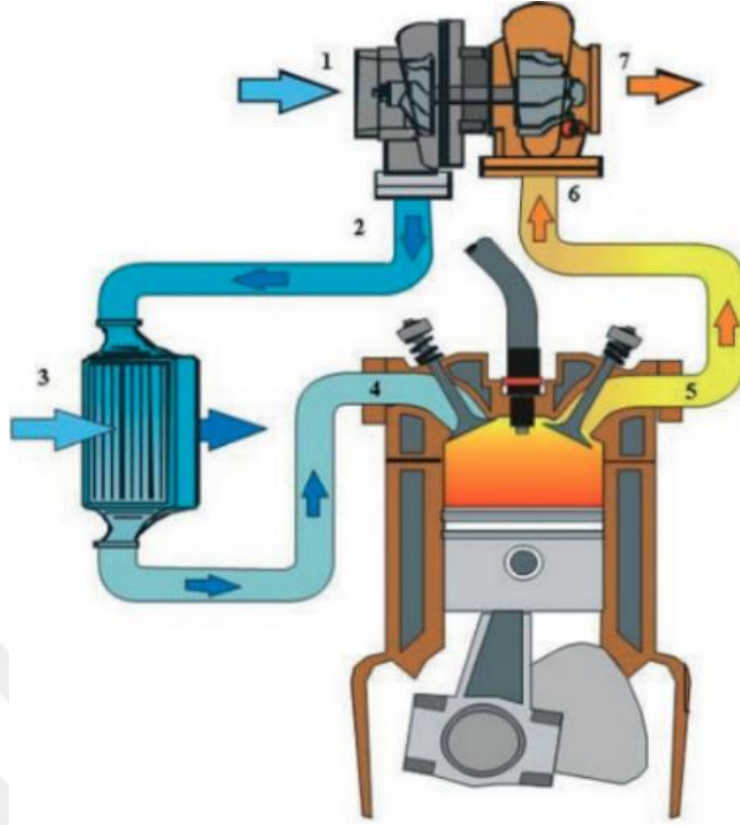
1. GİRİŞ

daha fazla yakıt yakıldığında, üretilen güç artar. Ancak, yakıtın motor silindirlerinde verimli bir şekilde yanabilmesi için yakıt-hava karışımının yanabilir oranda olmasını sağlayacak kadar yeterli havanın bulunması gereklidir. Deniz seviyesinde, atmosferik basınç yaklaşık olarak 1 atmosfer (101,325 kPa) veya yaklaşık 1 bar değerindedir. Bu durum, bir motorun hava emme yeteneğinin, emme zamanı sırasında oluşturulan ve yaklaşık 1 bar'lık maksimum basınçla beslenen vakum veya emişle sınırlı olduğu anlamına gelir. Dolayısıyla, en verimli motor tasarımlarında bile, atmosfer ile emme manifoldu arasında yaklaşık 1 bar'lık bir maksimum mutlak basınç farkı olabilir. Rakım arttıkça atmosfer basıncı azalır ve dolayısıyla deniz seviyesi haricinde basınç farkı değeri genellikle 1 bar'dan daha düşüktür.



Şekil 1.4. Turboşarj sistemi içerisinde gaz akışının şematik gösterimi (Pierce et al. 2019)

Bu noktada, temel olarak bir motora daha fazla hava sağlayan cihazlar olan turboşarj sistemleri devreye girer. Yanma sonucu oluşan egzoz gazı kinetik, ısı ve kimyasal enerjiye sahiptir. Turboşarj sistemlerinde egzoz gazının sahip olduğu kinetik enerjiden faydalanılır. Egzoz gazı türbin çarkı kanatlarına çarptırılır ve türbin miliyle aynı milin bağlı olan kompresör çalışır. Kompresör, dışardan aldığı havayı basınçlandırarak yanma odasına gönderir. Basınçlandırılan havanın yoğunluğu dolayısıyla kütleli debisi artar. Buna bağlı olarak silindire o oranda daha fazla yakıt gönderilebilir. Bir emme zamanında silindire alınan hava-yakıt miktarının artırılmasıyla orantılı olarak elde edilen mekanik enerji de artar. Böylece, bir turboşarj sistemi, aynı boyuttaki doğal emişli bir motordan daha fazla güç üretebilmek için yeterli ek hava akışını sağlayabilir (Şekil 1.4).



Şekil 1.5. Turboşarj sistemine sahip içten yanmalı bir motorun şematik gösterimi (Roueini et al. 2020).

Şekil 1.5 ara soğutuculu turboşarj sistemine sahip içten yanmalı bir motorun şematik resmini göstermektedir. Bir turboşarj sisteminin işleyişini anlamak için bu şematik resim üzerinde gösterilen sırayla hava akışını takip etmek faydalı olacaktır. İlk olarak, emme havası hava filtresinden geçerek turboşarj sisteminin kompresör girişine yönlendirilir (1).

Burada hava, turboşarj sisteminin kompresör bölümü tarafından sıkıştırılır, ardından basıncı ve birim hacim başına düşen kütle miktarı yani yoğunluğu artırılmış olarak ara soğutucuya yönlendirilir (2).

Günümüz turbo sistemlerinin çoğunda, kompresör çıkışından sonra sıcaklığın yoğunluk üzerindeki olumsuz etkisini azaltmak için bir ara soğutucu kullanılmaktadır. Ara soğutucu, fazla ısıyı uzaklaştırarak emme havasını soğutur ve bu da havanın yoğunluğunu daha fazla artırmaya izin verir (3).

Daha sonra, soğutulmuş hava ara soğutucunun tahliye tarafından motorun emme manifolduna buradan da emme supaplarına yönlendirilir ve her bir silindire hava girişi sağlanır (4).

Artık daha yoğun olan hava dolgusuna bağlı olarak artırılmış bir yakıt enjeksiyonu sağlanır ve yanma meydana gelir. Yanma sonrasında oluşan egzoz gazı, egzoz supapları aracılığıyla egzoz manifolduna geçer (5).

Egzoz manifoldu, egzoz gazının kinetik enerjisinden faydalanmak için turboşarjın türbin kısmına yönlendirilmesini sağlar (6).

Burada türbin muhafazası bir karşı basınç oluşumuna neden olur. Oluşan bu geri basınç, egzoz gazının türbin çarkı kanatlarına çarparak genişlemesini dolayısıyla türbin çarkı ve bağlı olduğu milin dönmesine yol açar. Böylece türbin miliyle aynı mile bağlı olan kompresör çarkının sistemin giriş tarafında çalıştırılması sağlanır. Daha sonra kinetik enerjisinden faydalanılan egzoz gazı türbin kademesini terk ederek ve egzoz sistemine gönderilir (7).

1.4. Turboşarj Sistemleri Kullanımının Avantaj ve Dezavantajları

Turboşarj sistemleri kullanımının avantaj ve dezavantajları ile ilgili olarak en genel anlamda aşağıdaki cümleler kurulabilir (Nozawa et al. 1994; Kuzstelan et al. 2011; Özcan 2020).

Turboşarj sistemleri kullanımının avantajları;

- Turboşarj sistemleri, motor gücünde önemli bir artış sağlayarak daha fazla hava ve yakıtın yanmasını sağlar. Böylece, doğal emişli motorlara kıyasla daha yüksek bir güç çıkışı elde edilir.
- Turboşarj sistemine sahip motorlar, daha küçük silindir hacminde daha fazla güç elde ederler, bu da yakıt tüketiminin iyileştirilmesine katkıda bulunur ve böylece egzoz emisyonlarını azaltır.

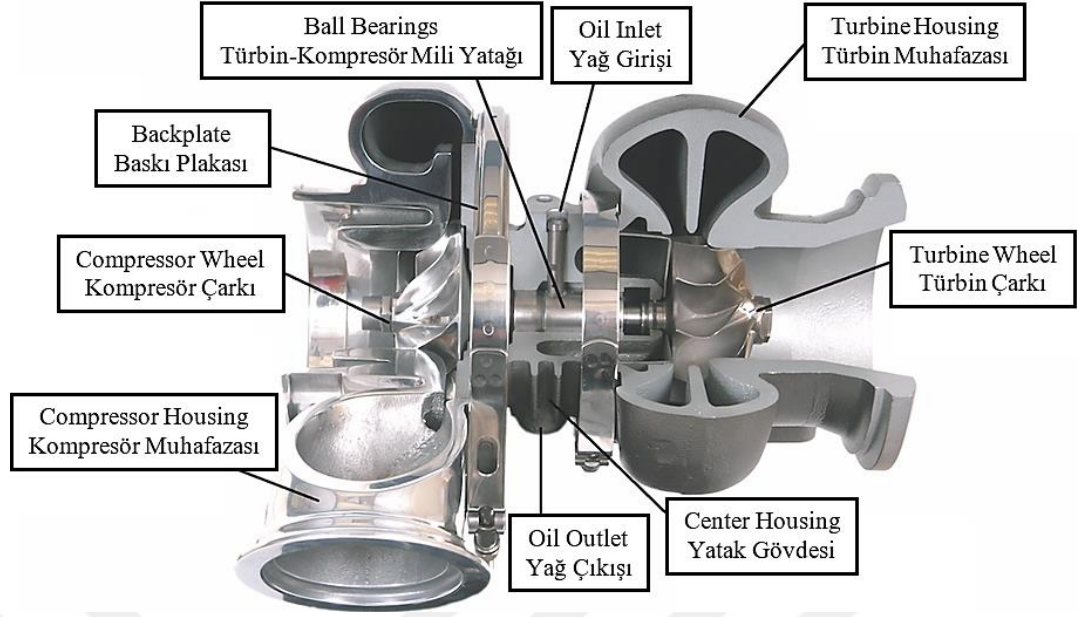
- Turboşarj sistemine sahip motorlar genellikle düşük devirlerde daha yüksek tork seviyelerine sahiptir. Bu durum, turboşarj sistemine sahip araçların daha iyi ivmelenme yeteneğine sahip olmasını sağlar.
- Turboşarj sistemi teknolojisi, otomobillerin yanı sıra kamyonetler, motosikletler ve deniz motorları gibi çeşitli uygulamalarda da kullanılmaktadır. Bu sistemlerin çok yönlülüğü, farklı motor tipleri ve boyutları için uygun olmalarını sağlamaktadır.

Turboşarj sistemleri kullanımının dezavantajları;

- Turboşarj sistemine sahip motorlar genellikle doğal emişli motorlardan daha karmaşıktır ve ek bileşenler gerektirir.
- Turboşarj sistemine sahip motorlar genellikle yüksek sıcaklıklarda çalışır, bu da motor parçaları üzerinde ilave ısıl gerilmeler yaratabilir ve daha güçlü soğutma sistemlerinin kullanılmasını gerektirebilir.
- Turboşarj sistemine sahip motorlarda sürücü ivmelenmek üzere gaz pedalına bastığında motorun güç üretme sürecinde turbo gecikmesi olarak bilinen bir zaman gecikmesi meydana gelmektedir.

1.5. Turboşarj Sistemlerinin Anatomisi

Basitleştirilmiş anlamda bir turboşarj sistemi üç ana tasarım bileşeni altında ele alınabilir. Bu bileşenler; türbin, kompresör ve kompresör ile türbin arasındaki güç aktarımını sağlayan turboşarj sistemi türbin-kompresör milinin yuvalandığı mil yatak sistemidir. Bu üç ana tasarım bileşeninin her biri turboşarj sisteminin genel verimi için birbirine bağımlıdır, ancak her biri ayrı makineler olarak geliştirilmektedir. Dolayısıyla, turboşarj sistemi üreticileri tasarım mühendisliği ekiplerini genellikle türbin geliştirme, kompresör ve mil yatak sistemleri için ayrı ayrı mekanik tasarım uzmanları bulunan uzmanlık alanlarına ayırmıştır (Miller 2008).



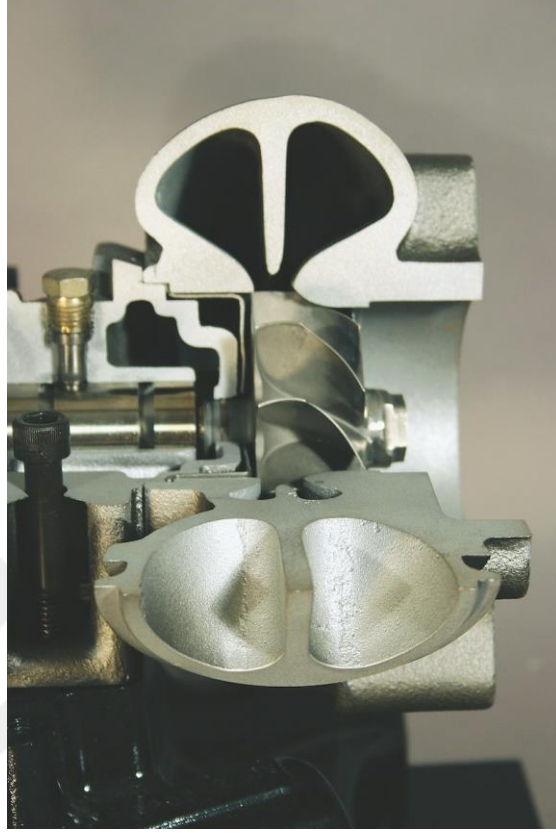
Şekil 1.6. Çift girişli türbin muhafazasına sahip bir turboşarj sisteminin ana tasarım bölümlerinin kesit alınmış gösterimi (Miller 2008; Kuzstelan et al. 2011).

Çift girişli türbin muhafazasına sahip bir turboşarj sisteminin ana tasarım bölümlerinin kesit alınmış gösteriminin yer aldığı Şekil 1.6’da, Ball Bearings kısmı türbin-kompresör mili yatağını, Oil Inlet kısmı mil yatağına yağ girişini, Turbine Housing kısmı türbin muhafazasını, Turbine Wheel kısmı türbin çarkını, Center Housing kısmı yatak gövdesini, Oil Outlet kısmı yağ çıkışını, Compressor Housing kısmı kompresör muhafazasını, Compressor Wheel kompresör çarkını, Backplate kısmı ise kompresör muhafazasını destekleyen ve kompresör çarkını baskılayan plakayı göstermektedir. Ayrıca, türbin ve kompresör muhafazalarının iç kısımları sırasıyla türbin ve kompresör salyangozu olarak adlandırılmaktadır.

1.5.1. Turboşarj sistemlerinde türbin

Turboşarj sistemlerinin temel bileşenlerinden biri olan türbin, türbin çarkı ve türbin muhafazası olmak üzere iki ana bileşenden oluşur (Şekil 1.7). İçten yanmalı motordan ayrılan egzoz gazı, egzoz manifoldu aracılığıyla turboşarj sistemi türbinine yönlendirilir ve burada türbin muhafazası girişine ulaşır. Bu noktada, egzoz gazı türbin muhafazasını doldurur ve türbin çarkının uç kısmında yani inducer bölgesinde türbin çarkını besleyen salyangoz sarmalı şekline sahip türbin mahfazası yoluyla statik bir basınç oluşturur. Egzoz gazı, yüksek basınçtan düşük basınç bölgesine doğru hareket

ederek genişler ve bu genişleşme, türbin çarkını döndürür. Türbin çarkının dönmesiyle, egzoz gazının sahip olduğu enerji mekanik enerjiye dönüşür (Miller 2008).



Şekil 1.7. Turboşarj sistemi türbin kısmının kesit alınmış gösterimi (Miller 2008; Anonymous 2024c).

Türbin, egzoz gazından ısı ve basınç formunda mevcut olan enerjiyi alan ve türbin çarkının dönmesi ile mekanik enerjiye dönüştüren bir turbomakinedir. Türbin tasarımı ve verimi, motor performansı ile ilişkilidir, bu sebeple de genel turboşarj sistemi etkinliğinde kritik öneme sahiptir. Ancak, içten yanmalı bir motorun farklı devir aralıklarında çalışması, türbin boyutlandırmasını karmaşık hale getirir. Örneğin, bir motorun binek araç olarak kullanılması için tasarlanmasıyla yarış aracı olarak performans göstermesi için tasarlanması, aynı motor için farklı türbin boyutlarını gerektirecektir. Bu nedenle, motorun egzoz gazını doğru bir şekilde kullanabilmesi için türbin içindeki ince tasarım iyileştirmelerinden bile daha önemli olan uygun boyutlu bir türbin seçimi ve eşleştirmesidir. Türbin-motor boyutu ilişkisini anlamak son derece önemlidir çünkü bazen turboşarj sistemleri, daha küçük türbinlerin takviye basıncını yükselttiği varsayımına dayalı olarak motorlarla yanlış eşleştirilmektedir (Miller 2008).

1.5.2. Turboşarj sistemlerinde kompresör

Turboşarj sistemlerinin bir diğer temel bileşeni olan kompresör, türbinin tam tersi bir işlem gerçekleştirerek temiz havayı toplar ve içten yanmalı motora girmeden önce havanın basıncını artırır. Kompresörün de iki ana bileşeni vardır: bunlar kompresör çarkı ve kompresör gövdesidir (Şekil 1.8). Kompresör çarkı, radyal tipli bir kompresör çarkıdır. Hava, inducer adı verilen çarkın ön bölgesine girerken hızlanır ve 90° dönerek kompresör çarkını tahrik eden turboşarj sistemi türbin-kompresör miline dik olacak biçimde kompresör çarkından çıkış yapar. Türbinden elde edilen enerji, kompresör girişine hava çekerek sıkıştırma eylemi gerçekleştiren kompresör çarkını döndürmek amacıyla gerekli iş için kullanılır (Miller 2008).



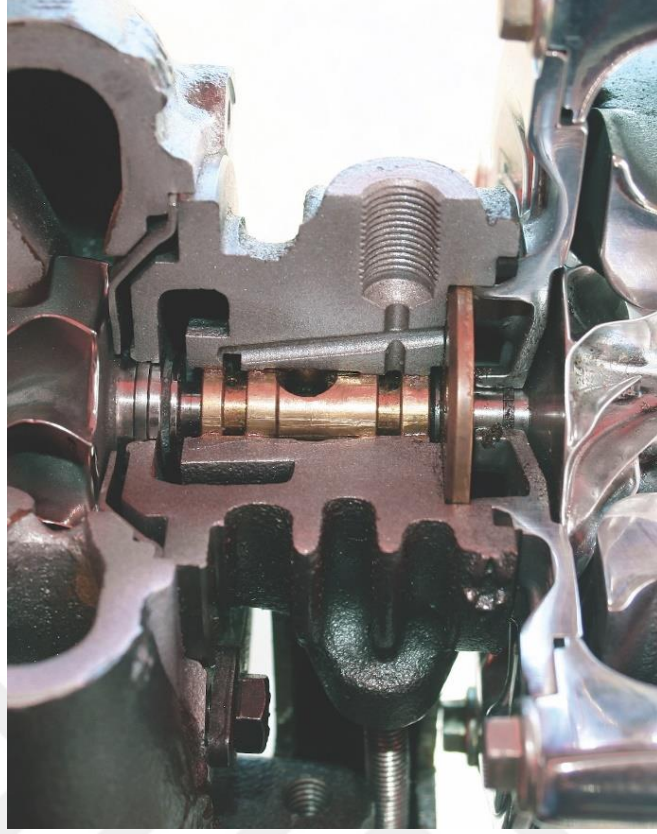
Şekil 1.8. Turboşarj sistemi kompresör kısmının kesit alınmış gösterimi (Miller 2008; Anonymous 2024c).

Kompresörün iki işlevi vardır. Birincisi, motorun nefes almasına yardımcı olmak için emme basıncını yükseltmektir. Daha yüksek emme basınçları, motor silindirlerinin hava ile daha iyi doldurulmasını sağlar. Diğer işlevi ise havanın yoğunluğunu arttırmaktır.

İçten yanmalı bir motor, hava yoğunluğuna takviye basıncından daha olumlu tepki verir ve hava yoğunluğu, daha yüksek takviye basınçlarının birincil amacıdır. Bununla birlikte, takviye basıncı da volumetrik verimdeki artıştan doğrudan sorumlu olan kritik bir unsurdur. İçten yanmalı bir motor, sabit bir hacimsel kapasite veya silindir hacmine sahip olduğundan, silindirlere alınan havanın kütsel debisini artırmak için havanın basıncı ve yoğunluğu artırılmalıdır. Böylece yakıtın da silindirlere daha yüksek kütsel debiyle püskürtülmesine izin verilmiş olur. Belirli bir kompresör için takviye basıncı seviyesi, kompresörün havayı aşırı ısıtmadan verimli bir şekilde sıkıştırma yeteneğine büyük ölçüde bağlıdır. Bilindiği üzere, yoğunluk kavramı basitçe birim hacim başına kütle olarak ifade edilir. Takviye basıncı iki değişkenin bir fonksiyonu olarak yükselecektir; bunlar havanın sıcaklığı ve yoğunluğudur. Daha fazla yakıtın yakılmasını ve dolayısıyla daha fazla beygir gücünün oluşturulmasını sağlayan hava yoğunluğunda meydana gelen artıştır (Miller 2008).

1.5.3. Turboşarj sistemlerinde türbin-kompresör mili yatak sistemi

Turboşarj sistemi türbin-kompresör mili, türbini kompresöre bağlayan bir mil yatak sistemi tarafından desteklenir (Şekil 1.9). Mil yatak sistemi, turboşarj sisteminin düzgün çalışması için kritik olan birçok tasarım özelliğini içeren bir rulman muhafazasının içine yerleştirilmiştir. Mil yatak sistemi turboşarj sisteminin sağlıklı çalışabilmesi adına zorlu bir görevi üstlenmektedir. Bu hususta, türbin ve kompresör çarklarını 100.000 dev/dak'yı aşan hızlarda dönerken desteklemeli ve motor devri ve güç çıkışına göre değişen motor darbelerinin neden olduğu çeşitli düzensiz hareketlere ve titreşimlere dayanmalıdır. Buna ek olarak, mil yatak sistemi sadece radyal yükleri değil, aynı zamanda itme veya eksenel yükleri de absorbe etmelidir. Türbin basıncı kompresör basıncını aştığında veya tam tersi olduğunda, mil yatak sistemi üzerinde itme kuvveti oluşur. Çok şiddetli hale gelen basınç farkları turboşarj sisteminin verimli çalışmasını olumsuz yönde etkileyecektir (Miller 2008).



Şekil 1.9. Turboşarj sistemi türbin-kompresör mili mil yatak sistemi kısmının kesit alınmış gösterimi (Miller 2008; Anonymous 2024c).

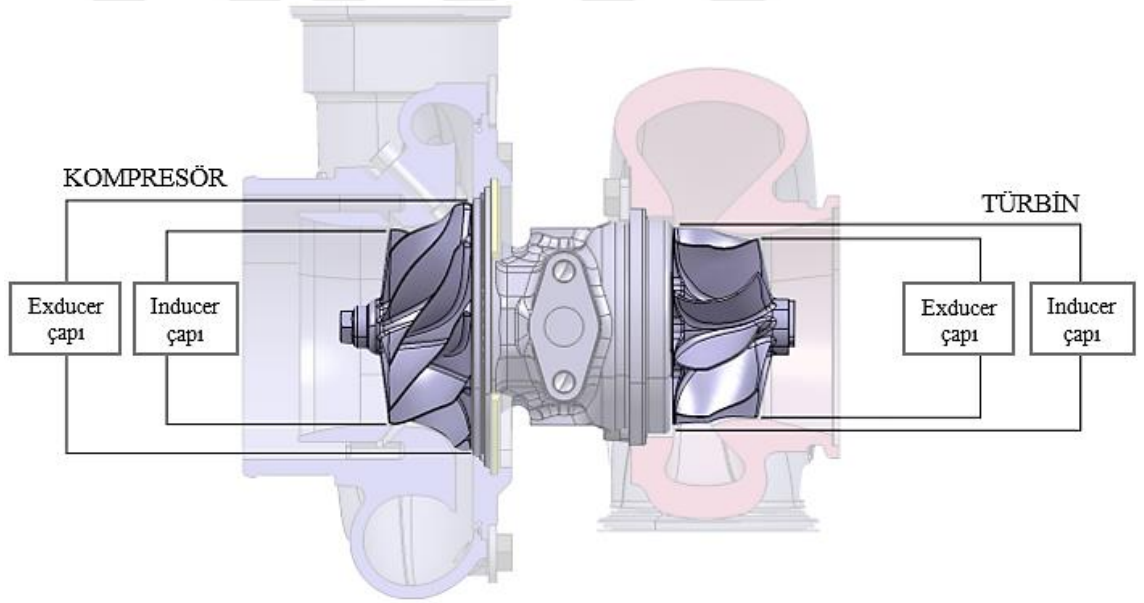
Çok sayıda mil yatak sistemi türü olmasına rağmen, temelde hepsinden beklenen, türbinden çekilen enerjiden kompresöre güç sağlarken minimum direnç veya sürtünme kaybı sağlamasıdır. Mil yatak sistemleri ayrıca yağ kontrol mekanizmaları, gaz keçeleri, ısı bariyerleri ve belirli tasarımlarda su ceketleri gibi çeşitli tasarım unsurları içerir. Bu unsurlar, yağlama yağını egzoz gazının aşırı yüksek sıcaklıklarından korumaya yarar (Miller 2008).

1.5.4. Turboşarj sistemlerinde Trim ve A/R oranı

Trim; Trim, turboşarj sistemleri hakkında konuşulurken veya tanımlanırken sıkça kullanılan bir terimdir. Matematiksel olarak aşağıda yer alan Eşitlik 1.1 ile tanımlanan bu terim, hem türbin hem de kompresör çarklarının ‘inducer’ ve ‘exducer’ çapları arasındaki ilişkiyi ifade etmek için kullanılır. Başka bir deyişle, bir alan oranını ifade eder (Anonymous 2024d).

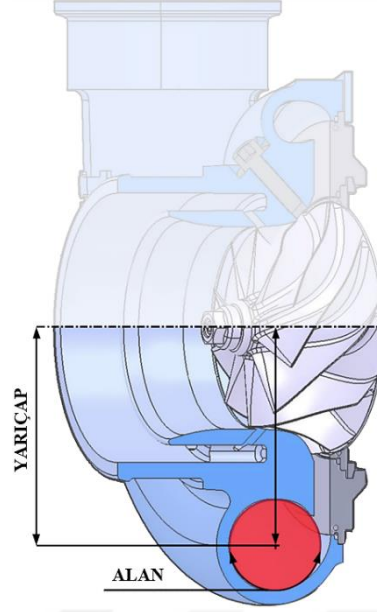
$$Trim_K = \left(\frac{Inducer \text{ } \varphi_{api}^2}{Exducer \text{ } \varphi_{api}^2} \right) \times 100, Trim_T = \left(\frac{Exducer \text{ } \varphi_{api}^2}{Inducer \text{ } \varphi_{api}^2} \right) \times 100 \quad (1.1)$$

Aşağıda yer alan Şekil 1.10'da gösterildiği gibi, inducer çapı, havanın çarka girdiği çap olarak tanımlanırken, exducer çapı havanın çarktan çıktığı çap olarak tanımlanır. Kompresör ve türbin çarkları, hava giriş yolu ve aerodinamik etkilere bağlı olarak karşılaştırıldığında, kompresör çarkında inducer çapının exducer çapından küçük olduğu, türbin çarkında ise tam tersine inducer çapının exducer çapından büyük olduğu görülür. Hem kompresör hem de türbin çarkları için, bir çarkın Trim değeri, hava akışı kapasitesini değiştirerek performansı etkiler. Diğer tüm faktörler sabit tutulduğunda, daha yüksek bir Trim değerine sahip olan çark, daha düşük bir Trim değerine sahip olan çarktan daha fazla akış sağlar (Anonymous 2024d).



Şekil 1.10. Turboşarj sistemi kompresör ve türbin çarkları üzerinde inducer ve exducer çaplarının gösterimi (Anonymous 2024d).

A/R Oranı; Turboşarj sistemlerinde A/R (Alan/Yarıçap) oranı kompresör ve türbin muhafazalarının geometrik bir özelliğini tanımlar. Teknik olarak, Şekil 1.11'de gösterildiği gibi, A/R oranı sırasıyla türbin için giriş kesit alanının; kompresör için ise çıkış kesit alanının, turboşarj sistemi merkez hattından o alanın merkezine kadar olan yarıçapa bölünmesi biçiminde tanımlanır. A/R oranının kompresör ve türbin performansı üzerinde aşağıda belirtildiği gibi farklı etkileri vardır (Anonymous 2024d).



Şekil 1.11. Turboşarj sistemlerinde A/R oranı (Anonymous 2024d)

Kompresör performansı, A/R değerindeki değişikliklere karşı nispeten duyarsızdır. Düşük basınç uygulamalarının performansını optimize etmek için bazen daha büyük A/R oranına sahip muhafazalar kullanılırken, yüksek basınç uygulamaları için daha küçük A/R oranına sahip muhafazalar tercih edilebilir. Ancak, A/R oranının kompresör performansı üzerindeki etkisi önemsiz olduğundan, kompresör muhafazaları için A/R oranı seçenekleri mevcut değildir (Anonymous 2024d).

Türbin performansı, türbinin akış kapasitesini ayarlamak için kullanıldığından, muhafazanın A/R oranının değiştirilmesinden büyük ölçüde etkilenir. Daha küçük bir A/R oranına sahip muhafaza kullanılması türbin çarkına giden egzoz gazı hızını artıracaktır. Bu da daha düşük motor devirlerinde daha yüksek türbin gücü sağlayarak daha hızlı bir basınç artışına neden olur. Ancak, küçük bir A/R oranına sahip muhafaza aynı zamanda akışın çarka daha teğetsel olarak girmesine neden olur, bu da türbin çarkının nihai akış kapasitesini azaltır. Bu durum egzoz gazının geri basıncını artırma eğiliminde olacak ve dolayısıyla motorun yüksek devirlerde etkili bir şekilde "nefes alma" kabiliyetini azaltarak en yüksek motor gücünün elde edilmesini olumsuz etkileyecektir. Buna karşılık, daha büyük bir A/R oranına sahip muhafaza kullanmak egzoz gazı hızını azaltacak ve basınç artışını geciktirecektir. Daha büyük bir A/R oranına sahip muhafazadaki akış çarka daha radyal bir şekilde girerek çarkın etkin akış kapasitesini artırır, bu da daha düşük geri basınç ve daha yüksek motor devirlerinde daha iyi bir güç

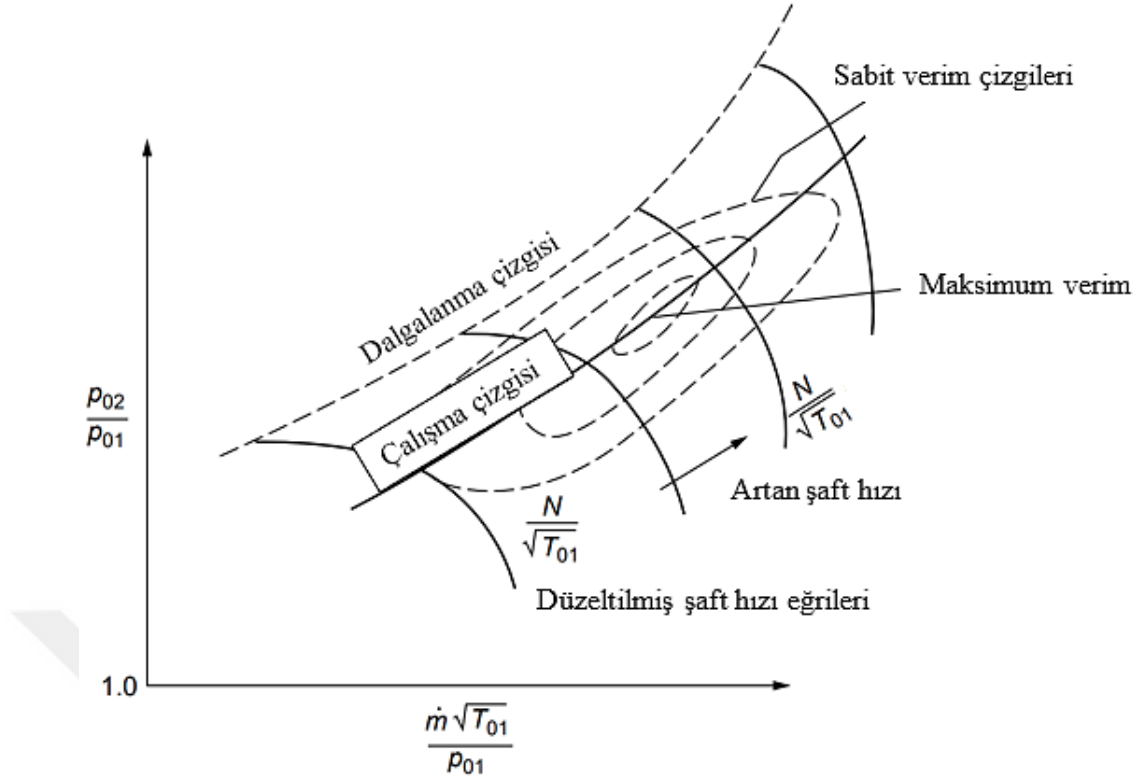
elde edinimi sağlar. A/R oranı seçenekleri arasında karar verirken, aracın kullanım amacına ilişkin gerçekçi bir bakış açısına sahip olmak, performansı arzu edilen güç bandı karakteristiğine ulaştırabilmek adına çok önemlidir (Anonymous 2024d).

1.5.5. Turboşarj sistemlerinde kompresör ve türbin performans haritaları

Kompresör performans haritası; Yüksek hızlı bir kompresörün performans karakteristikleri haritası, esasen aşağıda yer alan Eşitlik 1.2’de verilen fonksiyonel ilişkinin grafiksel bir gösterimidir. Bu fonksiyonun avantajı bir turbomakine için kolayca ölçülebilen parametreler olan giriş ve çıkış durma sıcaklık ve basınç değerleri cinsinden olmasıdır.

$$\frac{P_{02}}{P_{01}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f \left\{ \frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \right\} \quad (1.2)$$

Şekil 1.12’deki örnekte gösterildiği gibi, tüm turbomakine boyunca basınç oranı (P_{02}/P_{01}), düzeltilmiş şaft hızının ($N/\sqrt{T_{01}}$) çeşitli sabit değerleri için düzeltilmiş kütleli debinin ($\dot{m}\sqrt{T_{01}}/P_{01}$) bir fonksiyonu olarak çizilir. Bu gösterim, kompresör performans karakteristikleri haritalandırmaları için alışılmış bir sunum yöntemidir. Şekil 1.12’de ayrıca aynı eksenler üzerinde kompresör veriminin konturları da gösterilmektedir. Kompresör performans karakteristikleri haritası üzerindeki sabit düzeltilmiş şaft hızı eğrilerinin her biri surge (dalgalanma) veya stall (durma) çizgisinde sonlanır. Bu çizginin ötesinde çalışma kararsızdır. Yüksek şaft hızları ve düşük basınç oranlarındaki çalışma koşullarında sabit düzeltilmiş şaft hızı eğrileri dikey hale gelir. Kompresör performans karakteristikleri haritasının bu bölgelerinde, turbomakinenin bir bölümü boyunca Mach sayısı bire eşit olduğu için düzeltilmiş kütleli debi ($\dot{m}\sqrt{T_{01}}/P_{01}$) choke (boğulma) çizgisine ulaşır ve bu sebeple daha fazla artması mümkün değildir (Challen and Baranescu 1999; Dixon and Hall 2013).



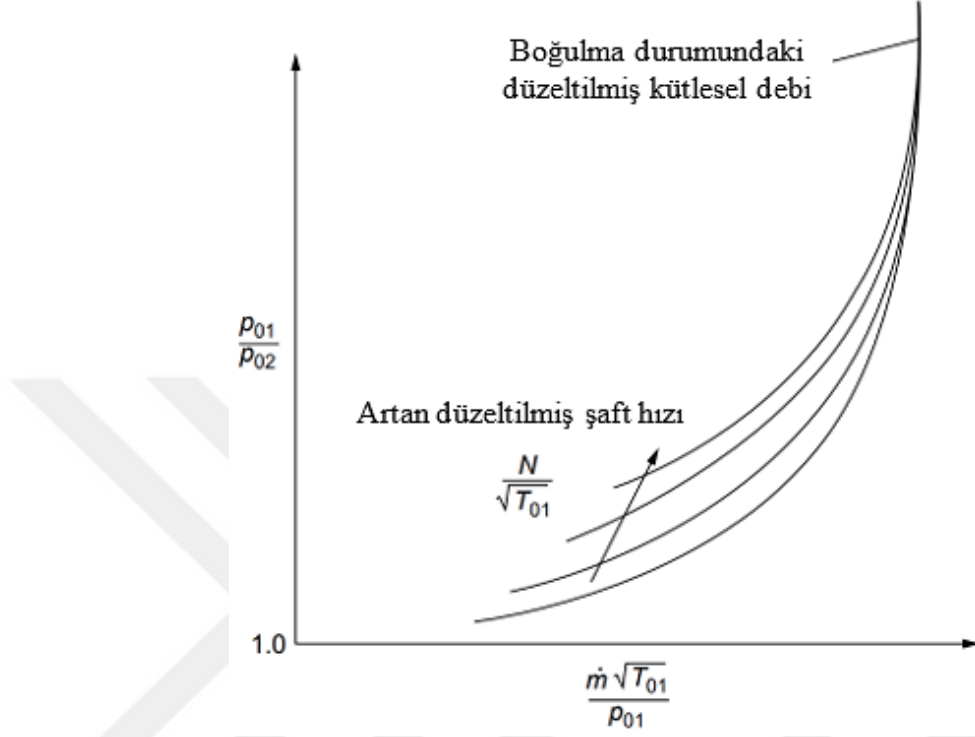
Şekil 1.12. Yüksek hızlı bir kompresörün performans karakteristikleri haritası örneği (Dixon and Hall 2013).

Bir kompresör, kompresör performans karakteristikleri haritası üzerindeki surge (dalgalanma) çizgisinin altında ve sağında bulunan herhangi bir yerde çalışabilir. Bununla birlikte, genellikle kompresörün aşağı yönlü (çıkışındaki) akış alanı tarafından belirlenen tek bir çalışma çizgisiyle sınırlandırılır. Tasarım işletim çizgisi genellikle kompresör veriminin en yüksek olduğu noktadan geçecek şekilde belirlenir. Bununla birlikte, işletim çizgisinin tam konumu kompresör tasarımcısı için bir değerlendirme konusudur. Stall (durma) marjı terimi genellikle çalışma çizgisi ve surge (dalgalanma) çizgisinin göreceli konumunu tanımlamak için kullanılır. Surge (dalgalanma) marjını (SM) tanımlamanın çeşitli yolları vardır ve sıklıkla kullanılan oldukça basit bir tanesi Eşitlik 1.3'te gösterildiği gibidir;

$$SM = \frac{(pr)_s - (pr)_o}{(pr)_o} \quad (1.3)$$

burada $(pr)_o$, belirli bir düzeltilmiş şaft hızına $(N/\sqrt{T_{01}})$ sahip çalışma çizgisi üzerinde yer alan bir noktadaki basınç oranıdır ve $(pr)_s$, aynı düzeltilmiş şaft hızı için surge

(dalgalanma) çizgisinde karşılık gelen basınç oranıdır. Bazı stall (durma) marjı tanımları ve bunların yararları Cumpsty (1989) tarafından tartışılmıştır (Challen and Baranescu 1999; Dixon and Hall 2013).



Şekil 1.13. Yüksek hızlı bir türbinin performans karakteristikleri haritası örneği (Dixon and Hall 2013).

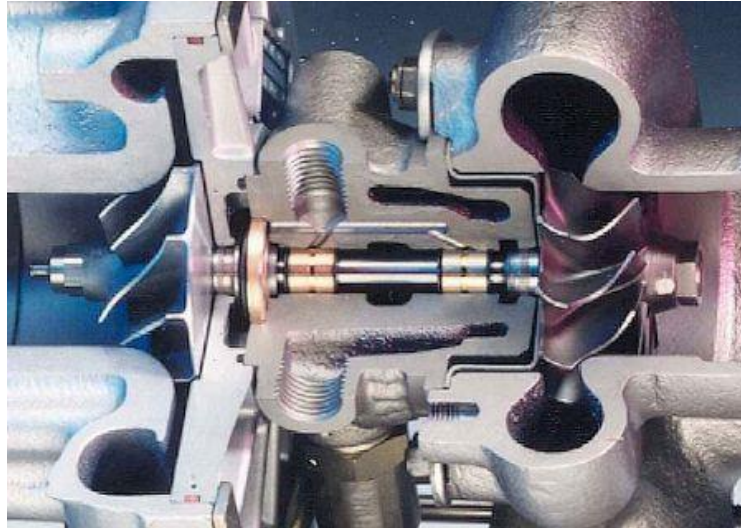
Türbin performans haritası; Yukarıda verilen Şekil 1.13, tipik bir yüksek hızlı türbin karakteristikleri haritasını göstermektedir. Türbin karakteristikleri, kompresör karakteristikleri ile aynı şekilde çizilir ancak davranışlar çok farklıdır. Türbinler, her kademedede yüksek basınç oranıyla çalışabilir çünkü türbin çarkı kanatlarının yüzeylerindeki sınır tabakaları hızlanır ve bu nedenle kararlı duruma gelir. Yüksek basınç oranlarına sahip çalışma koşulları, kısa süre içinde türbin stator kanatlarında choke (boğulma) oluşumuna yol açar ve dolayısıyla turbomakine boyunca sabit bir düzeltilmiş kütleli debiyle akış gerçekleşir. Türbin statorları tamamen choke (boğulma) etkisine girdiğinde ise, çalışma noktası düzeltilmiş şaft hızından $(N/\sqrt{T_{01}})$ bağımsız bir hal alır, çünkü artık kanatların dönüşü türbin basınç oranı veya düzeltilmiş kütleli debi üzerinde neredeyse hiçbir etkiye sahip değildir (Dixon and Hall 2013).

1.6. Egzoz Gazı Tahrikli Turboşarj Sistemlerinin Çeşitleri

1.6.1. Tek kademeli turboşarj sistemleri

Tek kademeli turboşarj sistemleri, genellikle sabit geometrili (fixed geometry), tahliye subaplı (WG-wastegate) ve değişken geometrili (VTG-Variable Turbine Geometry) turboşarj sistemleri olarak sınıflandırılır.

Sabit geometrili turboşarj sistemleri; Sabit geometrili turboşarj sistemleri, özellikle sabit motor hızlarında çalışan içten yanmalı motorların ayrılmaz bileşenleridir. Basitlik ve maliyet etkinliği ile karakterize edilen tasarımları, belirli bir çalışma aralığında motor performansı optimizasyonunun çok önemli olduğu çeşitli uygulamalara hizmet eder. Çalışmalarının merkezinde, türbin çarkına verimli egzoz gazı akışını sağlayan salyangoz şeklindeki türbin gövdesi yer almaktadır (Şekil 1.14). Hem türbin çarkının hem de salyangozun tasarımı turboşarj sisteminin genel performansını önemli ölçüde etkileyerek takviye basıncı, verim ve yanıt süresi gibi faktörleri etkiler (Anonymous 2024e).

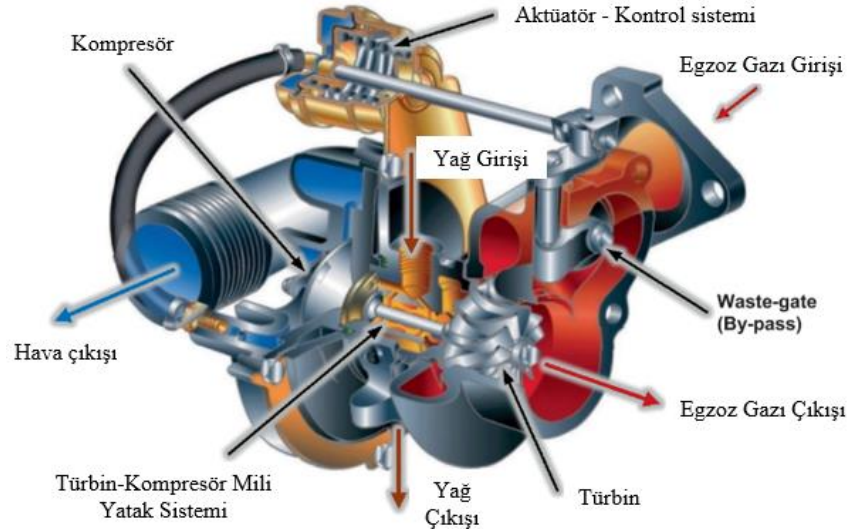


Şekil 1.14. Sabit geometrili bir turboşarj sisteminin kesit alınmış görünümü (Anonymous 2024f).

Sabit geometrili turboşarj sistemleri, enerji üretimi ve büyük ölçekli endüstriyel ve denizcilik uygulamaları gibi içten yanmalı motorların sabit hızlarda çalıştığı endüstrilerde yaygın biçimde kullanım alanı bulmaktadır. Sağlam tasarımları ve güvenilir

performansları, tutarlı güç dağıtımının gerekli olduğu senaryolarda tercih edilmelerini sağlamaktadır. Ancak, değişken motor çalışma koşullarının daha uyarlanabilir turboşarj sistemi tasarımları gerektirmesi, sabit geometrili turboşarj sistemlerinin otoyol uygulamalarında kullanımlarını kısıtlamaktadır. Bununla birlikte, dar bir motor devir sayısı aralığında en iyi şekilde çalışırlar ve genellikle turboşarj sistemi en yüksek çalışma aralığına ulaşınca kadar sürücülerin turbo gecikmesi hissetmelerine neden olurlar (Saidur et al. 2012; Feneley et al. 2017; Anonymous 2024g).

Tahliye subaplı turboşarj sistemleri; Tahliye subaplı turboşarj sistemleri, sabit geometrili turboşarj sistemleri ile benzerdir ancak türbin muhafazasına eklenen bir tahliye subabı (wastegate valfi) ile farklılaşırlar. Tahliye subabı, egzoz gazının bir kısmını türbin çarkını baypas ederek atması için tasarlanmıştır (Şekil 1.15). Valf açıldığında, egzoz gazının bir kısmı türbine gitmeden doğrudan atmosfere yönlendirilir, böylece turboşarj sistemi türbin-kompresör milinin dönme hızı sınırı kontrol altına alınır. Düşük motor devirlerinde, tahliye subabı kapatılarak türbinin tam potansiyeli kullanılır ve daha fazla hava motor silindirlerine iletilerek motor tepkisi ve aracın hızlanması iyileştirilir. Tahliye subaplı turboşarj sistemleri ile, düşük motor devirlerinde motora giden hava akışını artırmak için daha küçük bir türbin muhafazası seçilebilir (Anonymous 2024e).

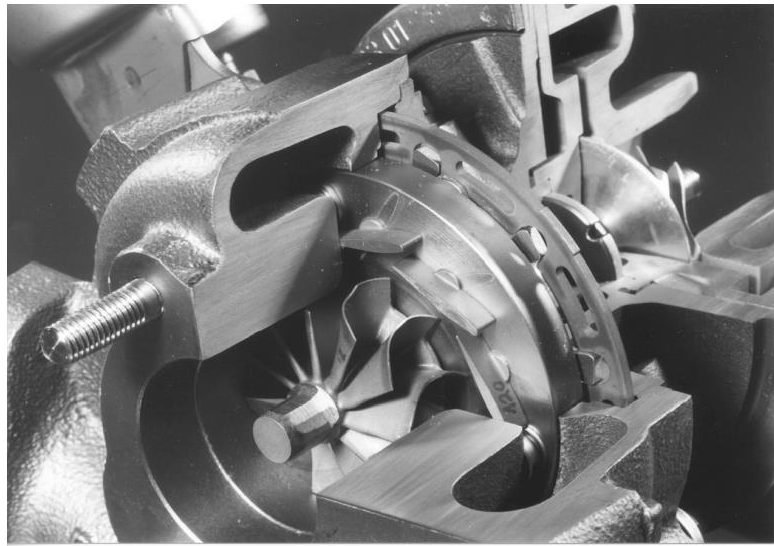


Şekil 1.15. Tahliye subaplı bir turboşarj sisteminin kesit alınmış görünümü (Subramani and Ramesh 2022).

Sabit geometrili turboşarj sistemleriyle karşılaştırıldığında, tahliye subaplı turboşarj sistemlerinin en büyük avantajı, motorun çalışma aralığını genişleterek daha

geniş bir güç bandı elde edilmesine olanak tanınmasıdır. Öte yandan, tahliye subabını çalıştırmak için pnömatik (mekanik) veya elektrikli bir aktüatör (kuvvet veya tork üreten bir bileşen) eklenmesi nedeniyle boyutlarının daha büyük olması dezavantaj olarak gösterilebilir. Tahliye subaplı turboşarj sistemleri modern içten yanmalı motorlarda etkinliği ve yüksek egzoz gazı sıcaklıklarında çalışabilmesi sebebiyle yaygın olarak kullanılmaktadır ve performans ile verimi optimize etme açısından önemli bir role sahiptir (Capobianco and Marelli 2007; Capobianco and Polidori 2008; Anonymous 2024e).

Değişken geometrili turboşarj sistemleri; Değişken geometrili turboşarj sistemleri, sabit geometrili ve tahliye subaplı turboşarj sistemlerinden daha karmaşıktır. Bu sistemlerinin ana stratejisi, türbin boyunca geri basıncı ve entalpi düşüşünü artırarak kompresörün çalışma noktasını yükseltmek için değişken geometri oluşumunu sağlayan kanatçıkları kapatıp nozul alanını azaltmaktır (Şekil 1.16). Alanın azaltılması, türbin çarkına giren egzoz gazının basıncını ve hızını artırır, bu da istendiğinde motora giden takviye basıncı ve hava akışını artırır. Böylece motor hava beslemesinin daha hızlı oluşması sağlanarak yakıt sınırlama işlevi en aza indirilir ve sürüş kabiliyeti ile emisyonlar iyileştirilir. Değişken geometrili turboşarj sistemlerinde değişken geometri oluşumunu sağlayan kanatçıkları hareket ettirmek için pnömatik, hidrolik ve elektrikli aktüatör sistemleri kullanılmaktadır (Rakopoulos and Giakoumis 2009; Feneley et al. 2017; Anonymous 2024e; Anonymous 2024g).

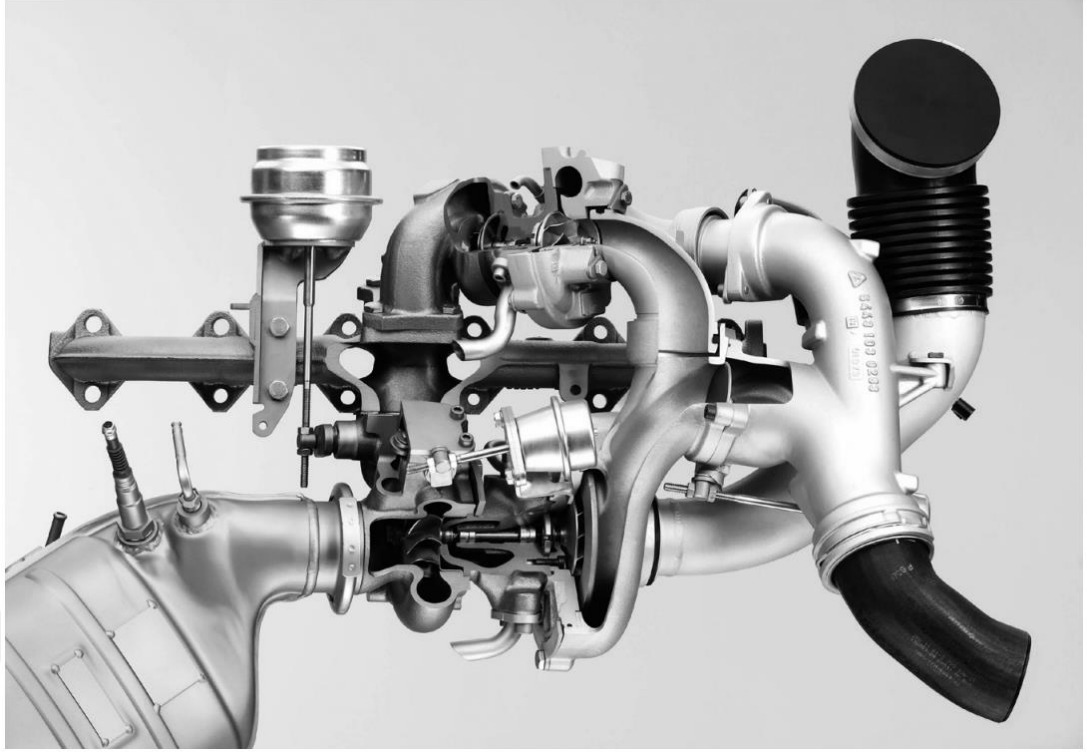


Şekil 1.16. Değişken geometrili bir turboşarj sisteminin kesit alınmış görünümü (Pfeifer et al. 2002).

Değişken geometrili turboşarj sistemleri diğer turboşarj sistemi türlerine göre daha maliyetli olabilir. Ancak maliyetli olmalarına rağmen, değişken geometrili turboşarj sistemleri, geniş bir motor devri ve yük aralığında motor performansının önemli ölçüde optimize edilmesi avantajını sunar. Ayrıca, bu turboşarj sistemleri motor frenleme performansını artırmak, egzoz gazının yeniden dolaşımını sağlamak ve egzoz gazı art işlem ısı yönetimini desteklemek için de kullanılabilir. Değişken geometrili turboşarj sistemleri, birçok uygulama ve görev döngüsü boyunca optimize edilmiş performans sağlamaları sebebiyle birçok farklı uygulamada en sıkı emisyon düzenlemelerinin karşılanması için kullanılır. Değişken yüklere sahip farklı ortamlarda çalışan ağır hizmet kamyonları, değişken geometrili turboşarj sistemlerinin faydalarını gözlemlemek için mükemmel bir örnek olabilir (Rakopoulos and Giakoumis 2009; Feneley et al. 2017; Anonymous 2024e; Anonymous 2024g).

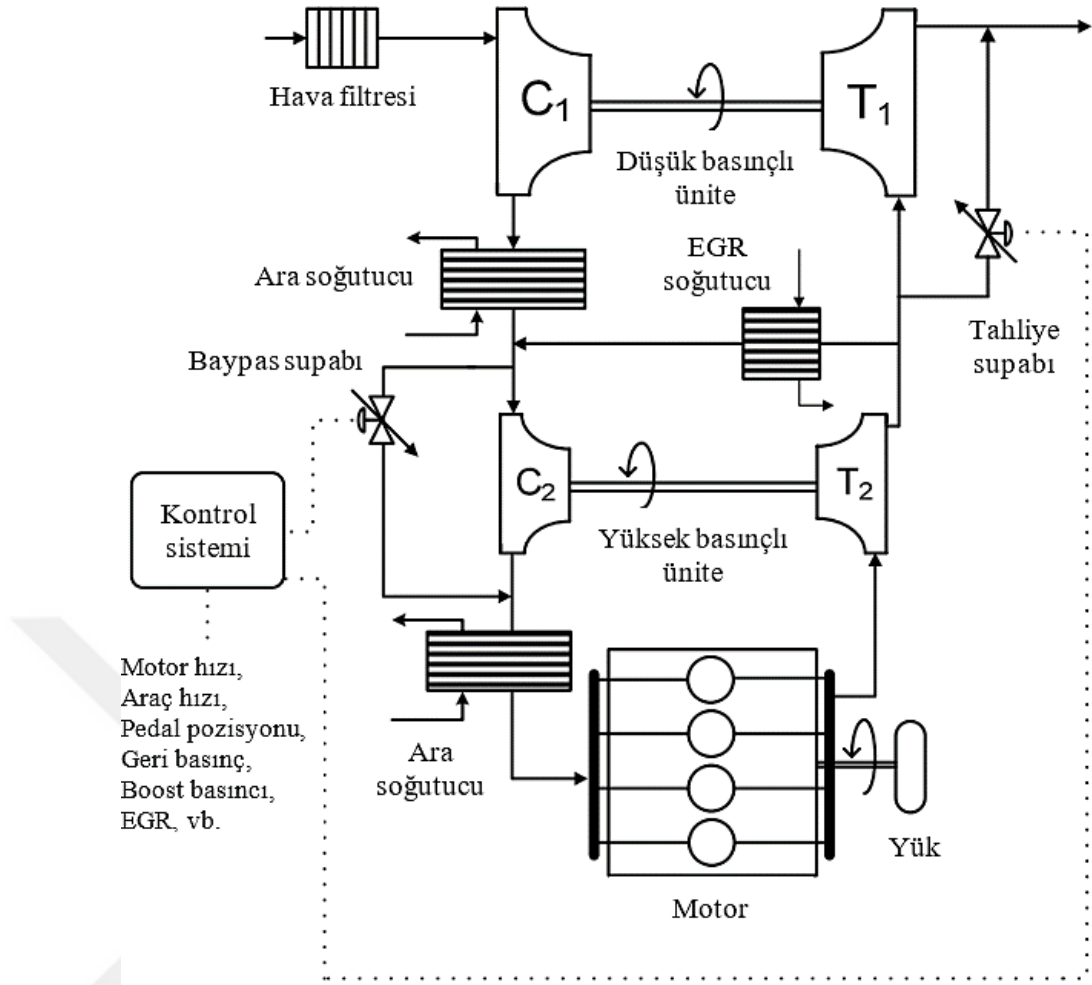
1.6.2. Çift kademeli turboşarj sistemleri

Çift kademeli turboşarj sistemleri, özellikle büyük kamyonlar veya endüstriyel-deniz uygulamalarında ihtiyaç duyulan yüksek güç ihtiyacını karşılamak için motor hava beslemesinin artırılmasında kullanılır. Bu özel güç gereksinimini elde etmek için giriş basıncının oldukça yüksek olması gerekir. Ancak, tek aşamalı turboşarj sistemleri, yüksek basınç oranlarında kompresörlerin düşük verimi ve dar aerodinamik akış aralığı nedeniyle tavsiye edilmez. Bu nedenle, çift kademeli turboşarj sistemleri tercih edilir ve iki turboşarj sistemi birbirine seri olarak bağlanır (Şekil 1.17). İlk olarak, düşük basınçlı ünite, art soğutucuya sahip yüksek basınçlı ünitenin önüne muhtemelen kompresörler arasında bir ara soğutucu olacak biçimde yerleştirilir. Belirli bir uygulamaya (otomotiv, denizcilik) bağlı olarak, daha gelişmiş bir çift kademeli turboşarj sistemi yapısı Şekil 1.18'de gösterildiği gibi, düşük basınçlı kompresörün ardına yüksek basınçlı üniteyi aşırı hızlandırmadan korumak için bir baypas supabı, bir veya iki tahliye supabı ya da çift girişli ve/veya değişken geometrili türbin düzenlemesi içerebilir (Rakopoulos and Giakoumis 2009; Pucher 2010).



Şekil 1.17. Çift kademeli bir turboşarj sisteminin kesit alınmış görünümü (Turner and Pearson 2009; Anonymous 2024h).

İki aşamalı turboşarj sistemlerinde, besleme basıncı oranlarının çarpılması sonucunda daha yüksek takviye basınçları elde edilir. Bu durum, motor silindirlerine düşük hız bölgesinde daha fazla hava beslenmesini sağlar, böylece tork artar ve emisyonlar iyileştirilir. Çift kademeli ünitelerin işleyişi değerlendirildiğinde, kontrol sistemi ile motor ve turboşarj sistemleri arasındaki uyumun en önemli konular olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu, tek kademeli turboşarj sistemlerine kıyasla daha zorlu bir görev sunar çünkü ikinci ünite bir derece daha fazla karmaşıklık ekler. Otomobil veya kamyon motorları için, eşleştirme sorunları geniş hız aralığı ve güçlü tork artışı için ek gereksinimlerle artar. Çift kademeli turboşarj sistemlerinin kararsız işletim koşullarında daha iyi performans göstermesini sağlayan özellikler, genellikle daha yüksek devirlerde çalışan yüksek basınç ünitesinin hız değişiminin azalması ve her bir kademenin tek üniteye göre daha düşük bir atalet momentine sahip olmasıyla ilişkilidir (Rakopoulos and Giakoumis 2009; Pucher 2010).



Şekil 1.18. Çift kademeli bir turboşarj sistemi konfigürasyonunun şematik gösterimi (Rakopoulos and Giakoumis 2009).

1.7. Turboşarj Sistemlerinde Termodinamik

Turboşarj sistemlerinde gazların bazı temel termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekir. Kompresör tarafından sıkıştırılan şarj havası ve türbinde genişleyen egzoz gazının sıkıştırılabilir ideal gazlar olarak kabul edildiği varsayımıyla turboşarj sistemlerindeki termodinamik bağıntılar elde edilmiştir.

Toplam sıcaklık T_t , Eşitlik 1.4'te gösterildiği gibi statik (T_s) ve dinamik sıcaklıkların (T_{dyn}) toplamına eşittir. Statik sıcaklık T_s , vizkoz sınır tabaka sebebiyle gazın akış hızının sıfıra eşit olduğu cidarda ölçülen sıcaklık değeridir. Dinamik sıcaklık T_{dyn} ise gazın akış hızı (c) ve sabit basınçtaki özgül ısıya (c_p) bağlı olarak türetilmektedir.

$$T_t = T_s + T_{dyn} = T_s + \frac{c^2}{2c_p} \quad (1.4)$$

Toplam basınç p_t , sabit özgül ısılar için ideal gazların izantropik hal değişimleri dikkate alınarak elde edilen Eşitlik 1.5 ile bulunabilir. Eşitlikteki p_s static basıncı, k özgül ısıların oranını ($k = c_p/c_v$) ifade eden gazın izantropik üssü, Ma ise gazın akış hızının (c) aynı halde bulunan aynı gaz içindeki ses hızına (a) bölünmesiyle hesaplanan Mach sayısını ($Ma = c/a$) ifade etmektedir.

$$p_t = p_s \left(\frac{T_t}{T_s} \right)^{\frac{k}{k-1}} = p_s \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.5)$$

Toplam özgül entalpi h_t , Eşitlik 1.6'da gösterildiği gibi gazın özgül entalpisi (h) ve özgül kinetik enerjisinin ($c^2/2$) toplanmasıyla elde edilir.

$$h_t = h + \frac{c^2}{2} \quad (1.6)$$

Eşitlik 1.6'da yer alan gazın özgül entalpisi h , Eşitlik 1.7 ya da 1.8'den faydalanılarak bulunmaktadır. Eşitlik 1.8'deki ρ gazın yoğunluğunu, T_0 referans sıcaklığı, u özgül iç enerjiyi, R_g ise gaz sabitini ifade etmektedir. Özgül iç enerji u ise Eşitlik 1.9 yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$h(T) = c_p(T - T_0) + h(T_0) \quad (1.7)$$

$$h(T) = c_p T \quad (T_0 = 0 \text{ K için } h(T_0) \equiv 0 \text{ J/kg})$$

$$h(T) = u(T) + \frac{p}{\rho} = u(T) + R_g T \quad (1.8)$$

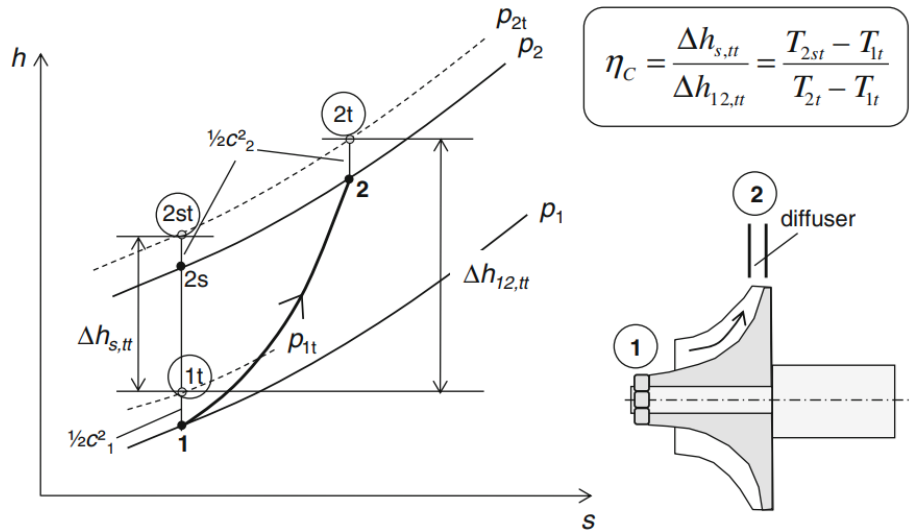
$$u(T) - u(T_0) = c_v(T - T_0) = c_v \Delta T \quad (1.9)$$

$$u(T) = c_v T \quad (T_0 = 0 \text{ K için } u(T_0) \equiv 0 \text{ J/kg})$$

1.7.1. Kompresör ve türbin için izantropik verimler

Sürekli akış koşullarında çalıştığı kabul edilen ve ısı makinası, soğutma makinası gibi sistemlerin parçalarını oluşturan türbin, kompresör ve lüle gibi düzeneklerde tersinmezliklerden kaynaklanan kayıpları inceleyebilmek için gerçek hal değişimlerine model oluşturacak mükemmel hal değişimi tanımlaması gerekmektedir. Her ne kadar normal çalışmaları esnasında bu düzeneklerle çevre ortam arasında bir miktar ısı geçişi olsa da sürekli akışlı düzeneklerin çoğunun adyabatik koşullara yakın koşullarda çalıştığı kabulü yapılabilir. Bu sebeple bu düzenekler için model hal değişimi adyabatik olmalıdır. Ayrıca mükemmel bir hal değişiminde kayıplara yol açacağı için tersinmezlikler yoktur. Buradan hareketle izantropik hal değişimi sürekli akışlı düzenekler için mükemmeli simgeleyen ideal bir model olarak tercih edilebilir. Gerçek hal değişimi, izantropik hal değişimine ne kadar yakın olursa, düzeneğin çalışmasının da o ölçüde iyi olacağı söylenebilir. Bu nedenle gerçek düzeneğin, modele ne ölçüde yaklaştığını sayısal olarak ifade eden bir parametre olarak izantropik verim tanımlanmıştır ve gerçek hal değişiminin izantropik hal değişiminden sapmasını gösterir (Cengel et al. 2011).

Kompresör izantropik verimi; Kompresördeki sıkıştırma işlemi, kompresördeki sürtünme ve kayıplar nedeniyle entropisi artan politropik bir süreçtir. Şekil 1.19, şarj havasının kompresör girişindeki 1 durumundan (p_1, T_1) kompresör çıkışındaki 2 durumuna (p_2, T_2) sıkıştırılma sürecini göstermektedir (Nguyen-Schäfer 2015).



Şekil 1.19. Kompresördeki izantropik ve politropik hal değişimlerinin h-s diyagramında gösterilmesi (Nguyen-Schäfer 2015).

Kompresör çarkı ve difüzöründen oluşan kompresör kademesinin izantropik verimi η_c , 1t'den 2st'ye izantropik hal değişimi sırasında gerçekleşen entalpi değişiminin 1t'den 2t'ye politropik hal değişimi esnasında gerçekleşen entalpi değişimine oranı olarak tanımlanır (Eşitlik 1.10). Başka bir deyişle, kompresörün politropik hal değişiminde (gerçek süreç) ihtiyaç duyduğu gerekli minimum enerji miktarı, izantropik hal değişimindeki (ideal süreç) gereksinime göre daha fazladır (Nguyen-Schäfer 2015).

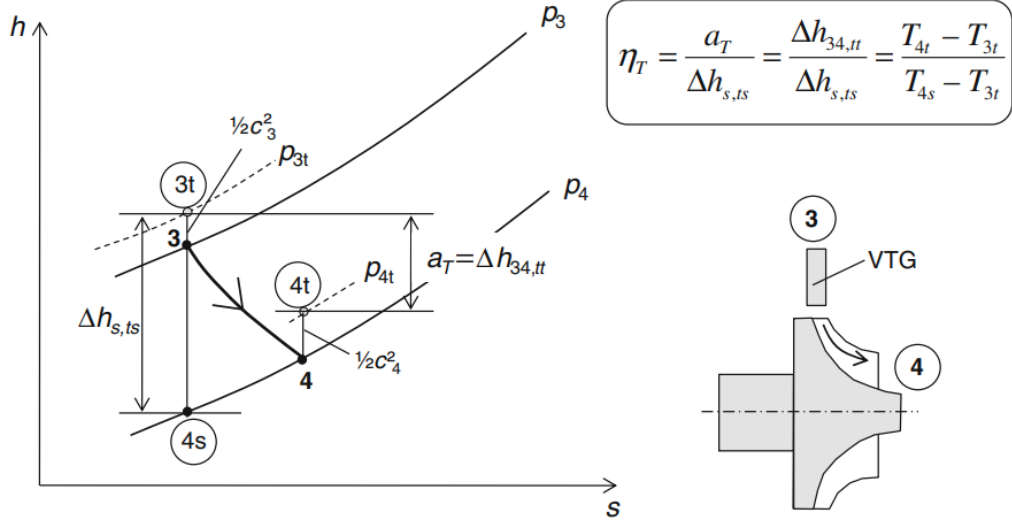
$$\eta_c = \frac{\Delta h_{s,tt}}{\Delta h_{12,tt}} = \frac{T_{2st} - T_{1t}}{T_{2t} - T_{1t}} \quad (1.10)$$

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{p_{2t}}{p_{1t}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)_a} - 1}{\left(\frac{T_{2t}}{T_{1t}}\right) - 1}, k_a \approx 1,4 \quad (1.11)$$

İzantropik verim ifadesinde, gerçekleşen hal değişimleri tt indisi ile toplamdan toplama biçiminde gösterilmiştir, çünkü 2 durumuna geçen havanın kinetik enerjisi, kompresörün difüzöründeki havayı basınçlandırmak için dönüştürülebilir. Kompresör izantropik verimi, izantropik hal değişimi ile ilgili termodinamik bağıntılar yardımıyla kompresörün girişi ve çıkışındaki toplam basınç ve sıcaklıklar ile şarj havasının izantropik üssü cinsinden Eşitlik 1.11'deki gibi ifade edilebilir. Böylece kompresör izantropik verimi kompresörün giriş ve çıkışındaki toplam basınç ve sıcaklıkların ölçülmesiyle hesaplanabilir. Kompresör performans haritasındaki tasarım noktasında, kompresörün izantropik verim değeri genellikle %70 ile %80 arasında değişmektedir (Nguyen-Schäfer 2015).

Türbin izantropik verimi; Kompresördeki sıkıştırma işlemine benzer biçimde türbindeki genişleme işlemi, türbindeki sürtünme ve kayıplar nedeniyle entropisi artan politropik bir süreçtir. Şekil 1.20, egzoz gazının türbin girişindeki 3 durumundan (p_3, T_3) türbin çıkışındaki 4 durumuna (p_4, T_4) genişletilme sürecini göstermektedir (Nguyen-Schäfer 2015).

$$\eta_T = \frac{\Delta h_{34,tt}}{\Delta h_{s,ts}} = \frac{T_{4t} - T_{3t}}{T_{4s} - T_{3t}} \quad (1.12)$$



Şekil 1.20. Türbindeki izantropik ve politropik hal değişimlerinin h-s diyagramında gösterilmesi (Nguyen-Schäfer 2015).

Türbin çarkı ve değişken türbin geometrisi (VTG) veya tahliye subabından (WG) oluşan türbin kademesinin izantropik verimi η_T , 3t'den 4t'ye politropik hal değişimi sırasında gerçekleşen entalpi değişiminin 3t'den 4s'ye izantropik hal değişimi esnasında gerçekleşen entalpi değişimine oranı olarak tanımlanır (Eşitlik 1.12). Başka bir deyişle, türbinden politropik hal değişiminde (gerçek süreç) kazanılabilecek maksimum enerji miktarı, izantropik hal değişimindeki (ideal süreç) elde edilebilecek enerji miktarına göre daha azdır (Nguyen-Schäfer 2015).

$$\eta_T = \frac{1 - \left(\frac{T_{4t}}{T_{3t}}\right)}{1 - \left(\frac{p_{4s}}{p_{3t}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)_g}}, k_g \approx 1,32 \quad (1.13)$$

İzantropik verim ifadesinde, kompresördekinden farklı olarak izantropik hal değişimi ts indisi ile toplamdan statige biçiminde gösterilmiştir, çünkü 4 durumuna geçen egzoz gazının kinetik enerjisi türbin için ilave güç üretmez. Türbin izantropik verimi, izantropik hal değişimi ile ilgili termodinamik bağıntılar kullanılarak türbin girişi ve çıkışındaki toplam basınç ve sıcaklıklar ile egzoz gazının izantropik üssü cinsinden Eşitlik 1.13'teki gibi ifade edilebilir. Böylece türbin izantropik verimi türbinin giriş ve çıkışındaki toplam basınç ve sıcaklıkların ölçülmesiyle hesaplanabilir. Türbin performans haritasındaki tasarım noktasında, türbinin izantropik verim değeri genellikle %65 ile %70 arasında değişmektedir (Nguyen-Schäfer 2015).

1.7.2. Turboşarj sistemlerinde denklemler

Motor egzoz gazının türbinde genişlemesi sırasında, egzoz gazının kütleli debisi ve türbindeki izantropik entalpi düşüşüne bağlı olarak güç üretimi gerçekleşir. Üretilen efektif türbin gücü, Eşitlik 1.14'te olduğu gibi hesaplanır.

$$P_T = \eta_T \dot{m}_T |\Delta h_{sT}| \quad (1.14)$$

Türbin kademesindeki izantropik entalpi düşüşü termodinamik bağıntılar yardımıyla Eşitlik 1.15'te olduğu gibi ifade edilebilir.

$$|\Delta h_{sT}| = c_{p,g} T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_g} \right] \quad (1.15)$$

Eşitlik 1.15'te verilen izantropik entalpi düşüşü Eşitlik 1.14'te yerine konulduğunda, efektif türbin gücü türbinin kütleli debisi, giriş sıcaklığı ve basınç oranının bir fonksiyonu olarak Eşitlik 1.16'da gösterildiği gibi elde edilir.

$$P_T = \eta_T P_{T,ideal} \equiv \eta_T \dot{m}_T c_{p,g} T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_g} \right] \quad (1.16)$$

Kompresördeki sıkıştırma işlemi için harcanan gücün, türbinde üretilen efektif güce eşit olduğu ve güç iletimi esnasında mil yatak sisteminde sürtünme kayıplarının olduğu varsayımıyla; kompresöre iletilen güç için efektif türbin gücü ve turboşarj sistemi mekanik verimine bağlı olarak Eşitlik 1.17'deki ifade kullanılabilir.

$$P_C = \eta_m P_T = \eta_m \eta_T \dot{m}_T c_{p,g} T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_g} \right] \quad (1.17)$$

Benzer şekilde, kompresördeki sıkıştırma işlemi için harcanan güç izantropik kompresör gücü ve veriminden faydalanılarak Eşitlik 1.18'de gösterildiği gibi

hesaplanabilir. Eşitlikte yer alan Δh_{sc} terimi kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasındaki izantropik entalpi artışını ifade etmektedir.

$$P_C = \frac{P_{C,ideal}}{\eta_C} \equiv \frac{\dot{m}_C \Delta h_{sc}}{\eta_C} \quad (1.18)$$

Kompresörde sıkıştırma işlemi için harcanan güç, izantropik hal değişimi ile ilgili termodinamik bağıntılar kullanılarak kompresörün kütleli debisi, giriş sıcaklığı ve basınç oranının bir fonksiyonu olarak Eşitlik 1.19'da gösterildiği gibi elde edilir.

$$P_C = \frac{\dot{m}_C c_{p,a} T_1}{\eta_C} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_a} - 1 \right] \quad (1.19)$$

Eşitlik 1.17 ve 1.19 birbirine eşitlenerek kompresör basınç oranını veren birinci turboşarj sistemi denklemi elde edilir (Eşitlik 1.20). Eşitlikte yer alan η_{TC} terimi, toplam turboşarj sistemi verimini ifade etmektedir ve Eşitlik 1.22'de gösterildiği gibi yazılır.

$$\begin{aligned} \pi_C = \frac{p_2}{p_1} &= \left(1 + \frac{c_{p,g}}{c_{p,a}} \left\{ \frac{\dot{m}_T T_3}{\dot{m}_C T_1} \eta_{TC} \right\} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{-\left(\frac{k-1}{k} \right)_g} \right] \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_a} \\ &= \left(1 + \frac{c_{p,g}}{c_{p,a}} \left\{ \frac{\dot{m}_T T_3}{\dot{m}_C T_1} \eta_{TC} \right\} \cdot \left[1 - \pi_T^{-\left(\frac{k-1}{k} \right)_g} \right] \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_a} \end{aligned} \quad (1.20)$$

$$\delta = \frac{\dot{m}_T T_3}{\dot{m}_C T_1} \eta_{TC} \quad (1.21)$$

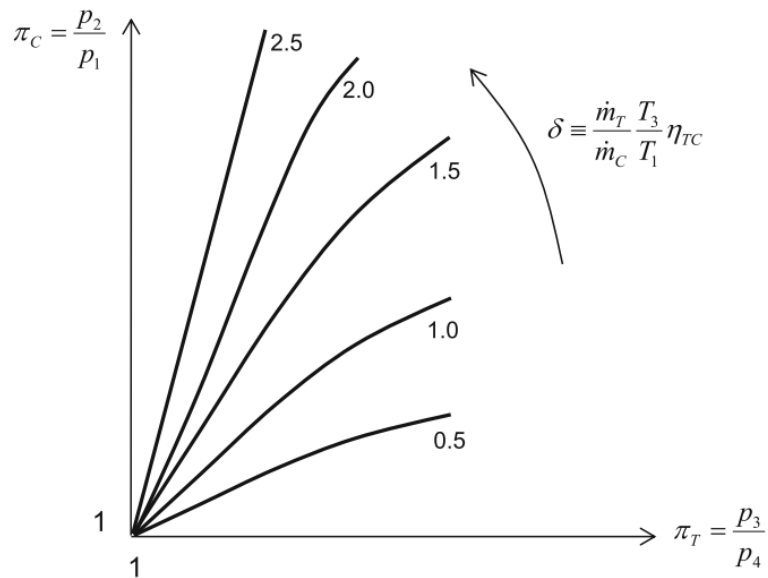
$$\eta_{TC} = \eta_m \eta_T \eta_C \quad (1.22)$$

Eşitlik 1.20'deki birinci turboşarj sistemi denkleminde göre, şarj havasının kompresör çıkışında yüksek takviye basıncı seviyelerine çıkarılabilmesi için kompresör basınç oranının artırılması gerektiği açıktır. Bu artışı sağlamak için aşağıdaki yöntemler kullanılabilir (Nguyen-Schäfer 2015):

- Mil yatak sistemlerinin iyileştirilmesiyle turboşarj sistemi mekanik veriminin artırılması ve buna bağlı olarak toplam turboşarj sistemi veriminin artırılması

- Egzoz gazının türbin girişindeki sıcaklığının artırılması (böylece egzoz gazının daha yüksek entalpi değerine sahip olması dolayısıyla türbinde üretilen gücün artırılması)
- Türbin basınç oranının mümkün olduğunca artırılması
- Şarj havasının kompresör girişindeki sıcaklığının mümkün olduğunca azaltılması (böylece şarj havasının kompresör çıkışındaki sıcaklığının düşük olması, dolayısıyla şarj havası yoğunluğunun artırılması)
- Türbin gücü ve özgül yakıt tüketimi arasında bir denge sağlanabilmesi için egzoz gazının türbin girişindeki basıncının optimize edilmesi
- Türbinde genişleyen egzoz gazının kütleli debisinin mümkün olduğunca artırılması.

Aslında, Eşitlik 1.20'deki birinci turboşarj sistemi denklemi, türbin basınç oranı π_T (artık türbin genişleme oranı olarak bahsedilecektir) ile kompresör basınç oranı π_C arasındaki ilişkiyi ifade etmektedir. Denklemden süslü parantez içerisinde yer alan ayrıca Eşitlik 1.21 ile gösterilen boyutsuz terim δ , kompresör performans haritasındaki tam yük eğrisi boyunca çok fazla değişim göstermez. Buradan hareketle, basınç oranları π_T ve π_C arasındaki ilişki, farklı boyutsuz terim δ değerleri için Şekil 1.21'de gösterilmiştir. Şekil 1.21 ayrıca birinci turboşarj sistemi denklemi diyagramı olarak da isimlendirilmektedir (Nguyen-Schäfer 2015).



Şekil 1.21. Farklı δ değerleri için basınç oranları π_C ve π_T arasındaki ilişkinin gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).

Türbindeki egzoz gazı akışı, giriş basıncının p_3 ve çıkış basıncının p_4 olduğu bir nozulda sıkıştırılabilir bir akış olarak değerlendirilebilir. Sıkıştırılabilir akışla ilgili bağıntılar kullanılarak elde edilen ikinci turboşarj sistemi denklemi, türbin içinden geçen egzoz gazının kütleli debisini, türbin giriş basıncı, sıcaklığı ve türbin genişleme oranının bir fonksiyonu olarak ifade eder. İkinci turboşarj sistemi denklemi Eşitlik 1.23'te gösterilmiştir.

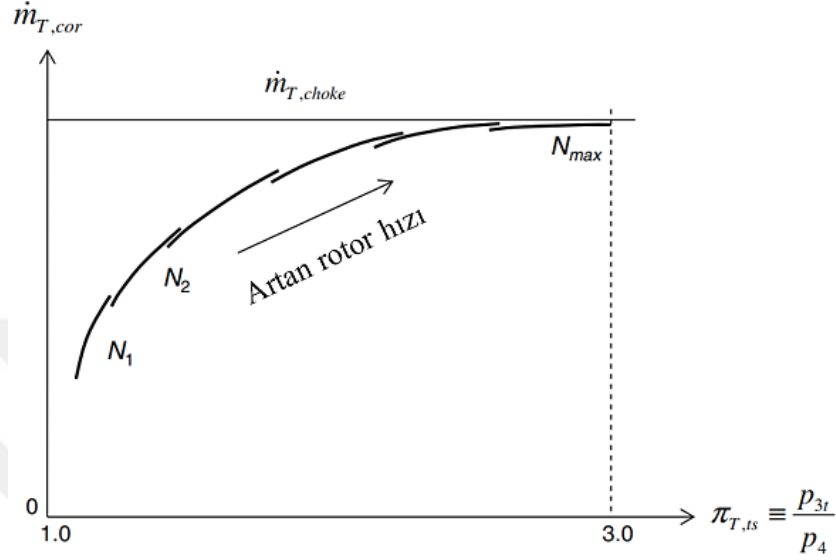
$$\dot{m}_T = \mu A_T p_{3t} \sqrt{\frac{2}{R_g T_{3t}}} \sqrt{\left(\frac{k-1}{k}\right)_g \left(\left(\frac{p_{3t}}{p_4}\right)^{\frac{-2}{k_g}} - \left(\frac{p_{3t}}{p_4}\right)^{-\left(\frac{k+1}{k}\right)_g} \right)} \quad (1.23)$$

Eşitlik 1.23'teki μ , nozul çıkışındaki sürtünme ve akış daralmasından kaynaklanan akış katsayısını, A_T ise türbin çarkındaki kısılma kesit alanını ifade etmektedir. Bu noktada, p_{3t} ve T_{3t} terimlerinin kütleli debi üzerindeki etkilerini ortadan kaldırmak için, düzeltilmiş kütleli debi, Eşitlik 1.24'te olduğu gibi tanımlanmıştır.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{T,cor} &\equiv \frac{\dot{m}_T \sqrt{T_{3t}}}{p_{3t}} = f(\pi_{T,ts}) \\ &= \mu A_T \sqrt{\frac{2}{R_g}} \sqrt{\left(\frac{k-1}{k}\right)_g \left(\left(\frac{p_{3t}}{p_4}\right)^{\frac{-2}{k_g}} - \left(\frac{p_{3t}}{p_4}\right)^{-\left(\frac{k+1}{k}\right)_g} \right)} \end{aligned} \quad (1.24)$$

Eşitlik 1.24 incelendiğinde, türbin için düzeltilmiş kütleli debinin egzoz gazının türbin girişindeki sıcaklık ve basınç koşullarından bağımsız olduğu, sadece türbin genişleme oranına bağlı olduğu görülür. Buradan hareketle, Şekil 1.22'de türbin performans haritası üzerinde farklı rotor hızları (rotor hızı söylemi, aslında turboşarj sisteminin türbin-kompresör mili dönme hızını ifade etmektedir ve anlatımda kolaylık sağlaması için devam eden bölümlerde de benzer biçimde kullanılacaktır) için türbin genişleme oranı $\pi_{T,ts}$ ve türbin için düzeltilmiş kütleli debi $\dot{m}_{T,cor}$ arasındaki ilişki gösterilmiştir. Şekil 1.22 incelendiğinde, türbin genişleme oranı yaklaşık olarak 3'e ulaştığında, türbin için düzeltilmiş kütleli debinin artık yüksek rotor hızlarında bile değişmediği görülmektedir. Bu durum, kısılma kesit alanında egzoz gazı hızının ses hızına ulaşmasıyla türbindeki akışın Mach sayısının 1'e eşit olması ve choke (boğulma)

etkisinin ortaya çıkmasıyla açıklanabilir. Choke (boğulma) durumundaki kütleli debi $\dot{m}_{T,choke}$ olarak ifade edilmektedir. Bu bilgiler ışığında nominal motor gücüne karşılık gelen türbin içinden geçen egzoz gazı kütleli debisin choke (boğulma) durumundaki kütleli debiden daha küçük olması gerektiği sonucu çıkarılır (Nguyen-Schäfer 2015).



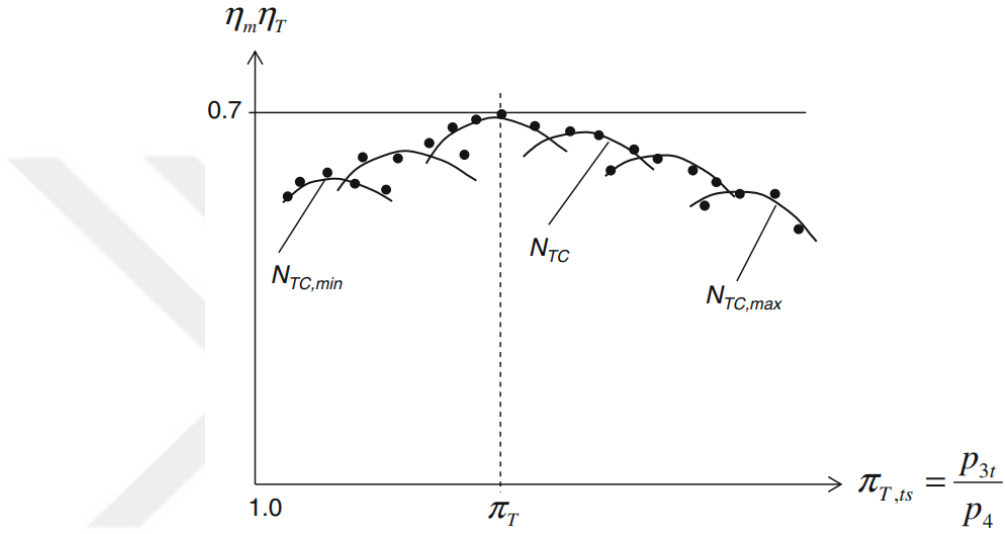
Şekil 1.22. Farklı rotor hızları için türbin genişleme oranı ve türbin için düzeltilmiş kütleli debi arasındaki ilişkinin gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).

Ayrıca choke (boğulma) etkisi altındaki bir akışta türbin izantropik verimi %60'ın altındaki seviyelere inmektedir. Bu seviyelerdeki düşük türbin izantropik verimi, otomotiv endüstrisindeki turboşarj sistemleri için kabul edilebilir düzeyde değildir. Turboşarj sistemleri için mekanik verim ifadesi Eşitlik 1.17 yardımıyla Eşitlik 1.25'te gösterildiği gibi elde edilir. Eşitlik 1.19 ve 1.25 kullanılarak turboşarj sistemi mekanik verimi ve türbin izantropik verimlerinin çarpımı, Eşitlik 1.26'daki gibi yazılabilir.

$$\eta_m = \frac{P_C}{P_T} = \frac{\dot{m}_C c_{p,a} (T_2 - T_1)}{\eta_C \eta_T \dot{m}_T c_{p,g} T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_g} \right]} \quad (1.25)$$

$$\eta_m \eta_T = \frac{\dot{m}_C c_{p,a} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_a} - 1 \right]}{\eta_C \dot{m}_T c_{p,g} T_3 \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{-\left(\frac{k-1}{k} \right)_g} \right]} \quad (1.26)$$

Eşitlik 1.26 ile ifade edilen $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi toplam turboşarj sistemi veriminin önemli bir parçasını oluşturur. Çarpım ifadesi kompresör ve türbin kütleli debileri ($\dot{m}_C$ ve $\dot{m}_T$), kompresör ve türbin girişindeki sıcaklıklar (T_1 ve T_3), kompresör izantropik verimi (η_C) ile kompresör ve türbinin giriş ve çıkışındaki basınçlardan (p_1 , p_2 ve p_3 , p_4) oluşan termodinamik özelliklerin ölçülmesiyle belirlenir. Şekil 1.23'te farklı rotor hızları için türbin genişleme oranı $\pi_{T,ts}$ ve $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi arasındaki ilişki gösterilmiştir (Nguyen-Schäfer 2015).



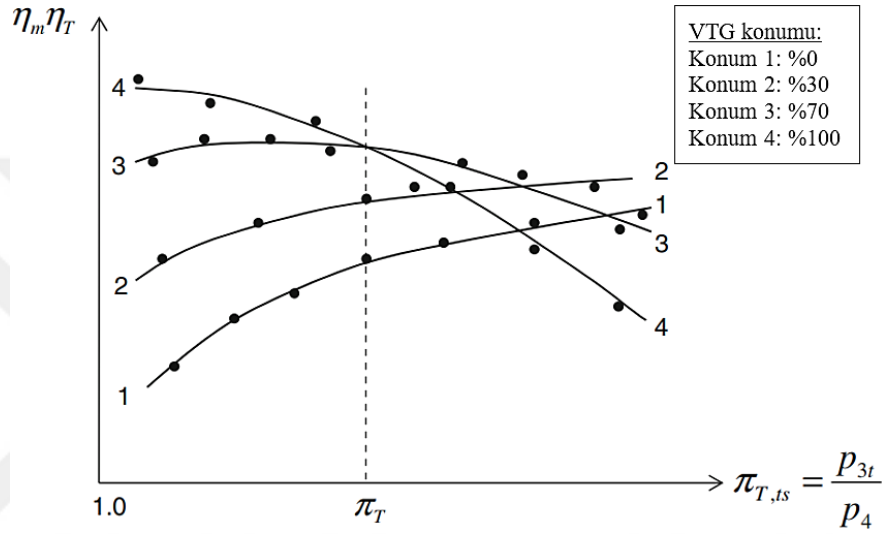
Şekil 1.23. Farklı rotor hızları için türbin genişleme oranı ve $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi arasındaki ilişkinin gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).

Şekil 1.23 incelendiğinde, farklı rotor hızları için türbin genişleme oranı $\pi_{T,ts}$ ve $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi arasındaki ilişki aşağıdaki gibi açıklanabilir (Nguyen-Schäfer 2015):

- Düşük türbin genişleme oranlarına karşılık gelen düşük rotor hızlarında, mil yatak sistemindeki düşük yağ sıcaklığında meydana gelen aşırı sürtünme, turboşarj sistemi mekanik verimini oldukça düşürmektedir. Ayrıca, düşük rotor hızlarındaki aerodinamik çalışma şartlarına bağlı olarak türbin izantropik verimi de düşük olmaktadır. Bu nedenle, düşük rotor hızları ve türbin genişleme oranlarındaki çalışma koşulları için $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi de düşük olacaktır.
- Türbin performans haritasında tasarım noktası yakınlarında rotor hızlarındaki artışa bağlı olarak yağ sıcaklığında artış meydana gelmesi ve dolayısıyla mil yatak sistemindeki sürtünmenin azalması nedeniyle turboşarj sistemi mekanik verimi

artar. Böylece, türbin performans haritasındaki tasarım noktası çalışma koşulları için $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi maksimum değere ulaşır.

- Rotor hızları maksimum hıza doğru arttıkça aerodinamik çalışma şartlarına bağlı olarak türbin izantropik verimi düşer. Ayrıca, yüksek rotor hızlarında mil yatak sistemindeki sürtünme artışına bağlı olarak turboşarj sistemi mekanik verimi de düşer. Bu nedenle, tasarım noktası yakınlarına göre daha yüksek rotor hızlarındaki koşulları için $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi azalır.

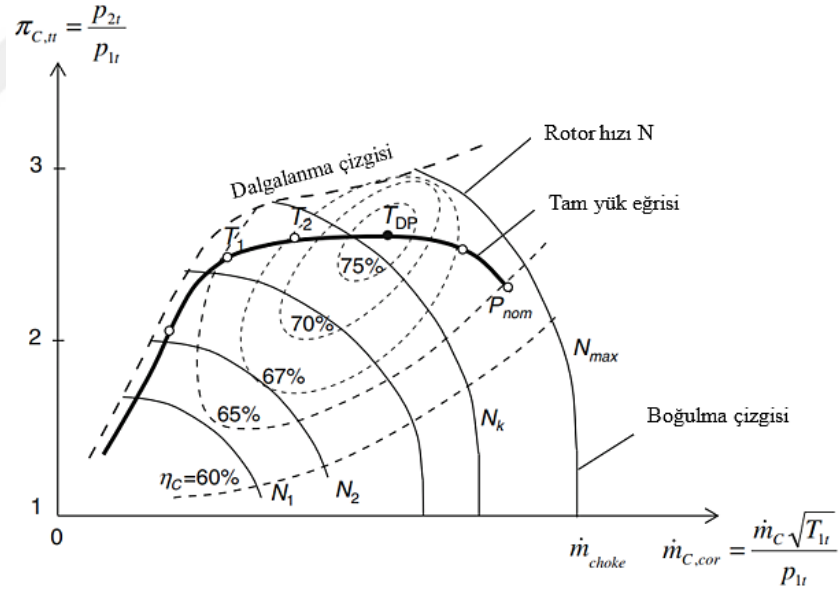


Şekil 1.24. Farklı değişken geometri (VTG) konumları için türbin genişleme oranı ve $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi arasındaki ilişkinin gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).

Değişken geometrili (VTG-Variable Turbine Geometry) turboşarj sistemleri düşünüldüğünde $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi sadece türbin genişleme oranına değil aynı zamanda Şekil 1.24'te gösterildiği gibi değişken geometrinin (VTG) konumuna da bağlıdır. Şekil 1.24'ten yola çıkarak, dört farklı değişken geometri (VTG) konumu için türbin genişleme oranı ve $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi arasındaki ilişki aşağıdaki gibi açıklanabilir (Nguyen-Schäfer 2015):

- Başlangıçta, değişken geometri (VTG) minimum akış koşullarında, motorun rölanti durumunda %0 oranında (konum 1) minimum kütleli debi için açıktır. Türbin genişleme oranı arttıkça $\eta_m \eta_T$ çarpım ifadesi de artar; çünkü yüksek türbin genişleme oranları, yüksek kütleli debilere karşılık gelir ve bu da türbindeki izantropik verimi artırır.

- Devamında, değişken geometri (VTG) %30 oranında (konum 2) açılmaya başlar. Artan türbin genişleme oranlarıyla birlikte, türbindeki egzoz gazı kütleli debisi artar ve bu da yüksek türbin izantropik verimine yol açar. Dolayısıyla, Şekil 1.24'te gösterildiği gibi, türbin genişleme oranı tasarım noktasındaki genişleme oranına (π_T) yaklaştıkça $\eta_m\eta_T$ çarpım ifadesi artar. Sonuç olarak, $\eta_m\eta_T$ çarpım ifadesi konum 1'deki değerinden daha yüksektir.
- Daha sonra, değişken geometri (VTG) %70 oranında (konum 3) açılmaya başlar, bu noktada türbin izantropik verimi, büyük türbin genişleme oranlarına karşılık gelen yüksek kütleli debilerde azalmaya başlar. Dolayısıyla $\eta_m\eta_T$ çarpım ifadesi azalır.
- Son olarak, değişken geometri (VTG) %100 oranında (konum 4) tamamen açıktır. Türbin genişleme oranı arttıkça türbindeki kütleli debi de önemli ölçüde artar. Bu nedenle, türbin izantropik verimi türbin genişleme oranıyla birlikte azalır. Sonuç olarak, $\eta_m\eta_T$ çarpım ifadesi türbin genişleme oranıyla birlikte azalır.



Şekil 1.25. Farklı rotor hızları için kompresör basınç oranı ve kompresör için düzeltilmiş kütleli debi arasındaki ilişkinin gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).

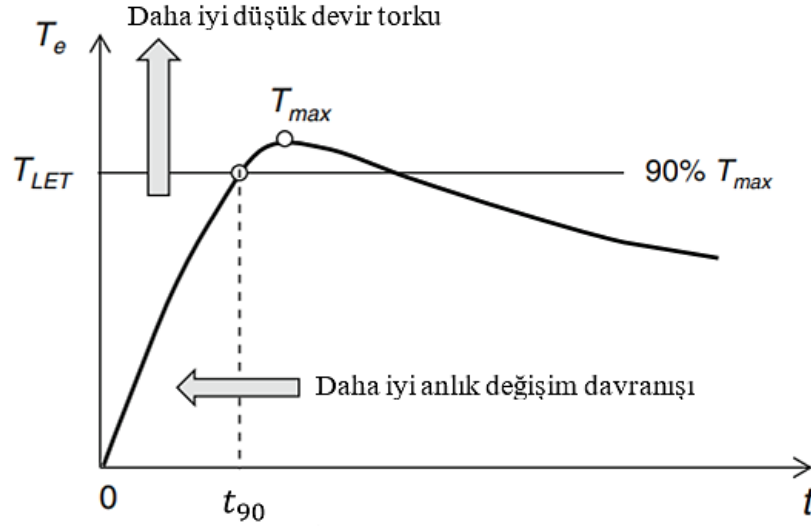
Son olarak, Şekil 1.25'te kompresör performans haritası üzerinde farklı rotor hızları için kompresör basınç oranı $\pi_{C,tt}$ ve kompresör için düzeltilmiş kütleli debi $\dot{m}_{C,cor}$ arasındaki ilişki gösterilmiştir. Kompresör için düzeltilmiş kütleli debi, türbin için düzeltilmiş kütleli debi ifadesine benzer biçimde Eşitlik 1.27'de tanımlanmıştır (Nguyen-Schäfer 2015).

$$\dot{m}_{C,cor} = \frac{\dot{m}_C \sqrt{T_{1t}}}{p_{1t}} \quad (1.27)$$

Şekil 1.25'te koyu ve sürekli çizgiyle gösterilen tam yük eğrisine bakıldığında, yaklaşık olarak maksimum rotor hızı N_{max} 'ın %30'una tekabül eden motor rölanti durumundaki düşük rotor hızlarında, düşük devirlerde çalışan motorun ürettiği torkta (low-end torque) iyi bir anlık değişim cevabı (transient response) oluşturmak için kompresör basınç oranının düzeltilmiş kütleli debi ile birlikte güçlü bir şekilde arttığı gözlemlenir. Rotor hızı N , N_{max} 'ın yaklaşık %70'ine kadar artırıldığında kompresör basınç oranı yaklaşık 2,5'e yükselir ve motor T_1 'den tasarım noktası T_{DP} 'ye kadar maksimum torka ulaşır. Daha önce belirtildiği gibi, rotor hızları maksimuma doğru arttıkça, türbinin izantropik verimindeki düşüş nedeniyle toplam turboşarj sistemi verimi azalır. Dolayısıyla, Eşitlik 1.20'de ifade edilen birinci turboşarj sistemi denkleminde göre, kompresör basınç oranı tam yük eğrisi üzerindeki nominal motor gücü P_{nom} 'da azalır (Nguyen-Schäfer 2015).

1.7.3. Turboşarj sistemlerinin cevap süresi (response time)

Cevap süresi, otomotiv turboşarj sistemlerinin en önemli dezavantajı olan turbo gecikmesinin anlaşılabilmesi için kritik bir ölçüttür. Turbo gecikmesi, turboşarj sisteminin içten yanmalı motorun rölantiden maksimum torka ulaşması için gereken gecikme süresidir. Genellikle içten yanmalı motorun hızını artırırken hissedilen gecikmeyi ifade eder. Yani, gaz pedalına basıldığında motor yükünde meydana gelen anlık değişim esnasında turboşarj sisteminin içten yanmalı motorun maksimum tork üretme kapasitesine ulaşması için emme manifolduna ihtiyaç duyulan basınç takviyesini gerçekleştirmesi için geçen süredir. Turbo gecikmesini karakterize etmek için, Şekil 1.26'da gösterildiği gibi, turboşarj sisteminde düşük devir torkunun (low-end torque) maksimum motor torku T_{max} 'ın %90'ına ulaşması için gereken zaman aralığı olan cevap süresi t_{90} tanımlanır. Cevap süresi t_{90} , efektif türbin gücü ve rotorun dönme hareketine karşı koyma yeteneğini ifade eden polar kütleli atalet momentine bağlıdır (Nguyen-Schäfer 2015).



Şekil 1.26. Turboşarj sisteminin cevap süresi (Nguyen-Schäfer 2015)

Turboşarj sistemi anlık değişim davranışı (transient behaviour), cevap süresi (t_{90}) ve düşük devir torku (low-end torque) arasındaki ilişkinin anlaşılması için Şekil 1.26 aşağıdaki gibi detaylı bir biçimde açıklanabilir:

- Turboşarj sisteminin geçici anlık değişim davranışının (transient behaviour) iyileştirildiği durumlarda, yani motor yükünde veya gaz pedalı girişindeki değişikliklere daha hızlı ve verimli bir şekilde yanıt verdiği anlarda, cevap süresi (t_{90}) azalır. Bu, daha iyi anlık değişim davranışına (transient behaviour) sahip bir turboşarj sisteminin, düşük devir torkundan (low-end torque) motorun maksimum torkunun %90'ına daha hızlı ulaşabileceği anlamına gelir.
- Ayrıca, düşük devir torkunun (low-end torque) iyileştirildiği durumlarda, yani motor daha düşük devirlerde daha fazla tork üretiyorsa, aynı noktadaki cevap süresi değeri için (t_{90}) daha yüksek bir T_{LET} tork seviyesine ulaşılır. Başka bir deyişle, motorun düşük devir tork performansı geliştirildiğinde, cevap sürecinde aynı nokta için daha yüksek bir tork seviyesine ulaşılır.

Turboşarj sistemi rotorunun (turboşarj sistemi türbin-kompresör mili) açısal ivmesi Eşitlik 1.28'de gösterildiği gibi turboşarj sistemi dinamik denkleminde hesaplanır.

$$\eta_m P_T - P_C = I_p \ddot{\omega} \quad (1.28)$$

Mil yatak sistemindeki sürtünmelere bağlı olarak turboşarj sistemi mekanik verimi Eşitlik 1.29’de gösterildiği gibi ifade edilir. Burada P_{fB} mil yatak sistemindeki sürtünme gücünü ifade etmektedir.

$$\eta_m = 1 - \frac{P_{fB}}{P_T} \quad (1.29)$$

Turboşarj sistemi rotor hızı N_{TC} , Eşitlik 1.28 ve 1.29 kullanılarak aşağıdaki gibi elde edilir (Eşitlik 1.30).

$$N_{TC} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{(\eta_m P_T - P_C)}{2\pi I_p \ddot{\theta}} = \frac{(P_T - P_{fB} - P_C)}{2\pi I_p \ddot{\theta}} \quad (1.30)$$

Açısal ivmeyi zamana göre integre ederek (0’dan t_{90} ’na cevap süresi boyunca), düşük devir torku altındaki (low-end torque) ortalama açısal rotor hızı Eşitlik 1.31’de gösterildiği gibi elde edilir. Burada $\bar{\ddot{\theta}}$ cevap süresi boyunca ortalama açısal ivmeyi ifade etmektedir.

$$\omega_{90} = \int_0^{t_{90}} \ddot{\theta}(t) dt \approx \bar{\ddot{\theta}} t_{90} \quad (1.31)$$

Eşitlik 1.31’deki $\bar{\ddot{\theta}}$ ifadesi yalnız bırakılıp Eşitlik 1.28’de $\ddot{\theta}$ ifadesi yerine koyularak gerekli düzenlemeler yapıldıktan sonra turboşarj sistemi cevap süresi Eşitlik 1.32’deki gibi elde edilir. Burada I_p turboşarj sistemi rotorunun (turboşarj sistemi türbin-kompresör mili) polar kütleli atalet momentini, P_T efektif türbin gücünü, P_C efektif kompresör gücünü, η_m turboşarj sistemi mekanik verimini ifade etmektedir.

$$t_{90} \approx \frac{I_p \omega_{90}^2}{(\eta_m P_T - P_C)} = \frac{4\pi^2 I_p N_{90}^2}{(\eta_m P_T - P_C)} \quad (1.32)$$

Eşitlik 1.32 incelendiğinde, turboşarj sisteminin iyi bir anlık değişim cevabına (transient response) sahip olabilmesi için rotorun polar kütleli atalet momentinin azaltılması ve turboşarj sisteminin mekanik veriminin artırılması gerektiği sonucu ortaya çıkmaktadır (Nguyen-Schäfer 2015).

1.7.4. Turboşarj sistemlerinin içten yanmalı motorlarla eşleştirilmesi

Bu kısımda öncelikle bazı içten yanmalı motor karakteristiklerinin hatırlanması faydalı olacaktır. Eşitlik 1.33'te motor gücünün (P_e) hesaplanmasında kullanılan ifade verilmiştir. Burada $\dot{m}_f$ ve $\dot{m}_a$ sırasıyla yakıt ve şarj havası kütleli debilerini, η_f yakıtın yanma verimini, Q_f yakıtın ısı değeri ifade etmektedir.

$$P_e = \dot{m}_f \eta_f Q_f = \dot{m}_a \eta_f Q_f \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (1.33)$$

Eşitlik 1.34'te hava-yakıt oranının (air-fuel ratio, AFR olarak kısaltılır) hesaplanmasında kullanılan ifade verilmiştir. Hava-yakıt oranı benzinli motorlarda (SI-spark-ignition gasoline engines) 12 ile 18 arasında, dizel motorlarda (CI-compression-ignition diesel engines) ise 18 ile 70 arasında değişmektedir.

$$AFR \equiv \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (1.34)$$

Eşitlik 1.35'te motor için gerekli şarj havası kütleli debisi için kullanılan ifade verilmiştir. Burada η_{vol} volumetrik verimi, ρ_a hava yoğunluğunu, V_{cyl} toplam silindir hacmini, N motor devir sayısını, n_R içten yanmalı motorun kaç zamanlı olduğuna göre değişen katsayıyı (iki zamanlı için 1, dört zamanlı için 2 değerini alır), $\dot{m}_a$ silindire alınan şarj havasının gerçek kütle miktarını ifade etmektedir.

$$\dot{m}_a = \eta_{vol} \rho_a V_{cyl} \frac{N}{n_R} = \dot{m}_a \frac{N}{n_R} \quad (1.35)$$

Hava fazlalık katsayısı λ , birim miktarda yakıt için kullanılan gerçek hava miktarının aynı miktarda yakıtın teorik tam yanması için gerekli hava miktarına oranıdır (Ceviz 2004). Daha çok bağıl hava-yakıt oranı (relative air-fuel ratio) olarak isimlendirilen λ sayısı, Eşitlik 1.36'da gösterildiği gibi havanın gerçek kütleli debisinin stokiyometrik yanma için gerekli kütleli debisine oranı olarak tanımlanır.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,stoich}} \quad (1.36)$$

Bağıl hava-yakıt oranı (λ) ayrıca Eşitlik 1.34 yardımıyla gerçek hava yakıt oranının (AFR) stokiyometrik hava yakıt oranına (AFR_{stoich}) oranı olacak biçimde Eşitlik 1.37'de gösterildiği gibi yazılabilir.

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{stoich}} \quad (1.37)$$

Bağıl hava-yakıt oranının $\lambda = 1$ olması durumunda stokiyometrik yanma (teorik tam yanma işlemi), $\lambda < 1$ olması durumunda zengin karışım (eksik yanma, egzoz gazında yanmamış hidrokarbonlar mevcut), $\lambda > 1$ olması durumunda fakir karışım (tam yanma ya da kısmi eksik yanma, egzoz gazında artık oksijen mevcut) meydana geldiği çıkarımları yapılabilir.

Teorik tam yanma işleminin gerçekleştiği benzin yakıtlı içten yanmalı bir motor için stokiyometrik hava-yakıt oranı (AFR_{stoich}) yaklaşık 14,7'dir (Al-Arkawazi 2019). Benzinli motor (SI-spark-ignition gasoline engines) uygulamalarında, bağıl hava-yakıt oranı λ , optimum özgül yakıt tüketimi ve üç yollu katalitik konvertördeki egzoz gazı emisyonunu azaltmak için 0,95 ile 1,05 ($\lambda = \%1 \pm 5$) arasında seçilir.

Eşitlik 1.33, 1.34 ve 1.35 kullanılarak motor gücünün (P_e) hesaplanmasında kullanılan ifade, Eşitlik 1.38'deki gibi yeniden düzenlenebilir.

$$P_e = \left(\eta_{vol} \rho_a V_{cyl} \frac{N}{n_R} \right) \eta_f Q_f \frac{1}{AFR} \quad (1.38)$$

Bu eşitliğin toplam silindir hacmi V_{cyl} bölünmesiyle de silindir hacmi başına düşen motor gücü olarak tanımlanan özgül motor gücü $P_{e,sp}$ (specific engine power), Eşitlik 1.39’da gösterildiği gibi ifade edilir.

$$P_{e,sp} \equiv \frac{P_e}{V_{cyl}} = \left(\eta_{vol} \rho_a \frac{N}{n_R} \right) \eta_f Q_f \frac{1}{AFR} \quad (1.39)$$

Eşitlik 1.38 ve 1.39’dan hareketle, motorların daha küçük silindir hacmi (V_{cyl}) yoluyla küçültülmesi durumunda (downsizing), gerekli nominal motor gücünün elde edilmesi için hava yoğunluğu artırılmalıdır. Şarj havasının yoğunluğu turboşarj sistemleri yardımıyla artırılır. Şarj havasının ideal bir gaz olduğu varsayıldığında, şarj havası basıncı için Eşitlik 1.40’da yer alan ifade yazılabilir. Burada ρ_a şarj havasının yoğunluğunu, R_a şarj havasının gaz sabitini, T_a ise şarj havasının sıcaklığını ifade etmektedir.

$$P_a = \rho_a R_a T_a \quad (1.40)$$

Eşitlik 1.40’daki yoğunluk ifadesi ρ_a yalnız bırakılıp Eşitlik 1.38’de yerine koyularak gerekli düzenlemeler yapıldıktan sonra, N motor devir sayısındaki motor gücü P_e , Eşitlik 1.41’de gösterildiği gibi ifade edilir.

$$P_e = \left(\frac{\eta_{vol} \rho_a V_{cyl}}{R_a T_a} \cdot \frac{N}{n_R} \right) \eta_f Q_f \frac{1}{AFR} \quad (1.41)$$

İzantropik hal değişimi ile ilgili termodinamik bağıntılar yardımıyla şarj havası sıcaklığı Eşitlik 1.42’de gösterildiği gibi ifade edilir. Burada T_1 şarj havasının giriş sıcaklığını, p_1 şarj havasının giriş basıncını, p_a şarj havasının basıncını, η_c kompresör izantropik verimini, k_a ise şarj havasının izantropik üssünü ifade etmektedir.

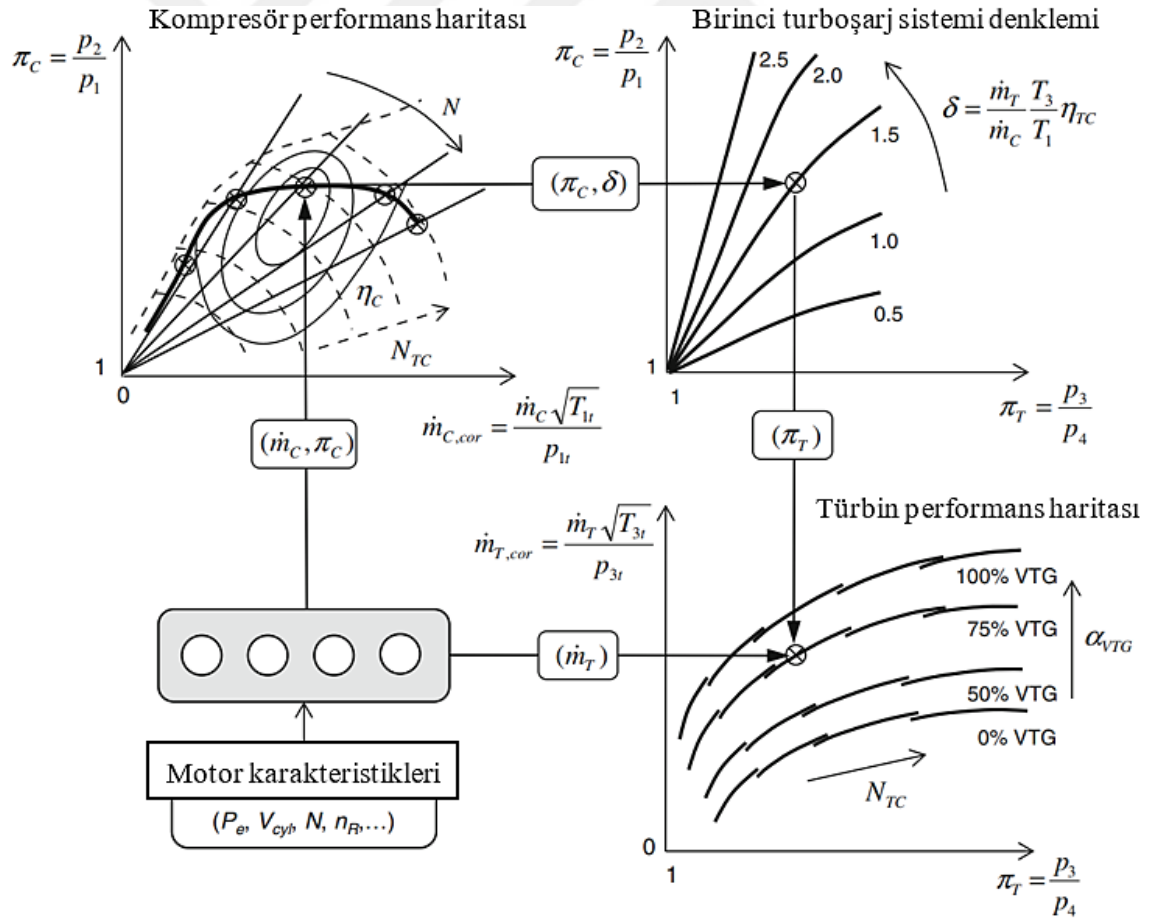
$$T_a = T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_c} \left[\left(\frac{p_a}{p_1} \right)^{\left(\frac{k_a-1}{k_a} \right)} - 1 \right] \right) \quad (1.42)$$

1. GİRİŞ

Eşitlik 1.40'da verilen ideal gaz denklemi ve Eşitlik 1.42 yardımıyla, şarj havasının ortam havasına olan yoğunluk oranı, kompresör sıkıştırma oranı π_C cinsinden Eşitlik 1.43'te gösterildiği gibi ifade edilir.

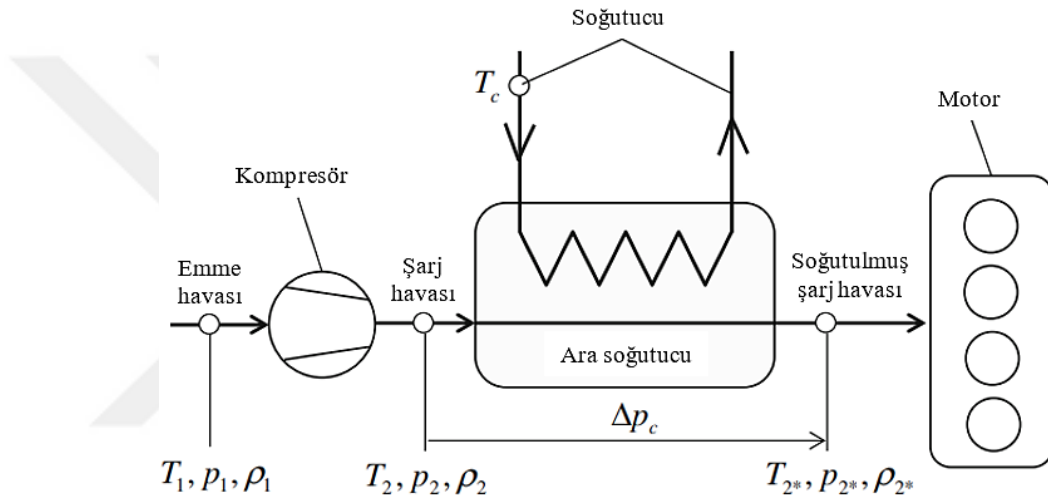
$$\frac{\rho_a}{\rho_1} = \left(\frac{p_a}{p_1}\right) \left(\frac{T_a}{T_1}\right)^{-1} = \frac{\pi_C}{1 + \frac{1}{\eta_C} \left[\pi_C^{\left(\frac{k_a-1}{k_a}\right)} - 1 \right]} \quad (1.43)$$

Turboşarj sistemlerinin içten yanmalı motorlarla eşleştirilme prosedürü, Şekil 1.27'de gösterildiği gibi, motor karakteristiklerine, kompresör performans haritasına, türbin performans haritasına ve birinci turboşarj sistemi denklemine (Eşitlik 1.20) dayanarak yapılmaktadır. Turboşarj sistemlerinin içten yanmalı motorlarla eşleştirilme prosedürü için aşağıdaki adımlar izlenir (Nguyen-Schäfer 2015):



Şekil 1.27. Turboşarj sistemlerinin içten yanmalı motorlarla eşleştirilme prosedürünün gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).

Birinci Adım; Motor karakteristiklerinden (Şekil 1.27, sol alt kısım) turboşarj sisteminin kompresör haritasındaki çalışma alanı, düşük devir torku (low-end torque), maksimum tork, tasarım noktası ve motorun nominal gücü gibi çeşitli çalışma noktaları için belirlenir. Herhangi bir çalışma noktasındaki, verilen turboşarj sistemi rotor hızı için gerekli şarj havası kütsel debisi sırasıyla Eşitlik 1.33 ve 1.34'te yer alan motor gücü ve hava-yakıt oranı ifadelerine göre hesaplanır. Ayrıca, gerekli şarj havası yoğunluğu Eşitlik 1.35'te verilen göre motor için gerekli şarj havası kütsel debi ifadesinden bulunabilir. Şarj havası için ara soğutucu kullanılmıyorsa kompresör sıkıştırma oranı Eşitlik 1.43 yardımıyla hesaplanır.



Şekil 1.28. Şarj havası için ara soğutucu kullanılması şematik gösterimi (Nguyen-Schäfer 2015).

Şekil 1.28'de gösterildiği gibi ara soğutucu kullanılması durumunda ise şarj havası sıcaklığı T_2 , daha düşük bir sıcaklık olan T_{2^*} 'a düşer, bu da şarj havası yoğunluğunun ρ_2 'den ρ_{2^*} 'a artmasına neden olur. Ara soğutucudan çıkan şarj havası sıcaklığı T_{2^*} , sıkıştırılmış şarj havası sıcaklığı T_2 , soğutucu giriş sıcaklığı T_c ve ara soğutucu verimi ε_c (genellikle 0,6 ile 0,8 arasında değer alır) kullanılarak Eşitlik 1.44'te gösterildiği gibi hesaplanır. Böylece, şarj havası sıcaklığında ara soğutucu kullanılması halinde Eşitlik 1.45'te gösterildiği gibi bir sıcaklık düşüşü gerçekleşir.

$$T_{2^*} = (1 - \varepsilon_c)T_2 + \varepsilon_c T_c < T_2 \quad (1.44)$$

$$\Delta T_{2^*} \equiv T_{2^*} - T_2 \quad (1.45)$$

$$\Delta T_{2^*} = \varepsilon_c (T_c - T_2) < 0$$

Ara soğutucudaki sıcaklık düşüşünün yanı sıra küçük bir basınç düşüşüne bağlı olarak şarj havası yoğunluğu ρ_2 'den ρ_{2^*} 'a yükselir ve ideal gaz denklemi kullanılarak Eşitlik 1.46'da gösterildiği gibi hesaplanır. Burada Δp_c ara soğutucudaki basınç düşüşünü ifade etmektedir.

$$\rho_{2^*} = \frac{p_{2^*}}{R_a T_{2^*}} = \frac{p_2 - \Delta p_c}{R_a T_{2^*}} > \rho_2 \quad (1.46)$$

Eşitlik 1.42, 1.44 ve 1.45 kullanılarak ara soğutucu kullanılması durumunda kompresör sıkıştırma oranı π_c , Eşitlik 1.47'deki gibi yeniden düzenlenebilir. Burada şarj havası yoğunluğu ρ_{2^*} motor gereksinimi olarak verilir ve $k_a \approx 1.4$ şarj havasının izantropik üssünü ifade etmektedir.

$$\pi_c = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{2^*} + \Delta p_c}{p_1} = \frac{\rho_{2^*} R_a T_{2^*} + \Delta p_c}{p_1}$$

$$\pi_c = \frac{\rho_{2^*} R_a \left[(1 - \varepsilon_c) T_1 \left(1 + \frac{1}{\eta_c} \left(\pi_c^{\left(\frac{k-1}{k} \right)_a} - 1 \right) \right) + \varepsilon_c T_c \right] + \Delta p_c}{p_1} \quad (1.47)$$

İkinci Adım; Turboşarj sistemi çalışma noktası, birinci adımda hesaplanan şarj havası kütleli debisi ve kompresör sıkıştırma oranı için kompresör performans haritasında (Şekil 1.27, sol üst kısım) bulunur. Devamında, motor çalışma koşullarına ve toplam turboşarj sistemi verimine bağlı olarak değişen boyutsuz δ sayısı daha önce Eşitlik 1.21'de gösterildiği gibi hesaplanır. Eşitlikten hatırlanacağı üzere, boyutsuz δ sayısı, şarj havası ve egzoz gazının kütleli debilerini, emme havası ve egzoz gazının sıcaklıklarını ve toplam turboşarj verimini içermektedir.

Üçüncü Adım; İkinci adımda verilen kompresör sıkıştırma oranı π_c ve δ sayısı için türbin çalışma noktasına karşılık gelen türbin genişleme oranı π_T , birinci turboşarj sistemi denklemi diyagramında belirlenir (Şekil 1.27, sağ üst kısım).

Dördüncü Adım; İkinci ve üçüncü adımlarda verilen türbin kütleli debisi ve türbin genişleme oranı için türbin performans haritasında (Şekil 1.27, sağ alt kısım) turboşarj sistemi çalışma noktası belirlenir.

Şekil 1.27’deki örnek çalışma noktası, değişken geometrinin (VTG) %75 oranında açık olduğu konumu verir. Değişken geometrili turboşarj sistemi (VTG-variable turbine geometry) türbinin kütleli debisiyle aynı olan egzoz gazının kütleli debisi, Eşitlik 1.48’de gösterildiği gibi silindirlerdeki şarj havası ve enjekte edilen yakıtın kütleli debilerinin toplamına eşittir. Eşitlik aynı zamanda hava-yakıt oranı AFR ’ye bağlı olarak yeniden ifade edilmiştir.

$$\dot{m}_T = \dot{m}_a + \dot{m}_f = \dot{m}_a \left(\frac{AFR + 1}{AFR} \right) \quad (1.48)$$

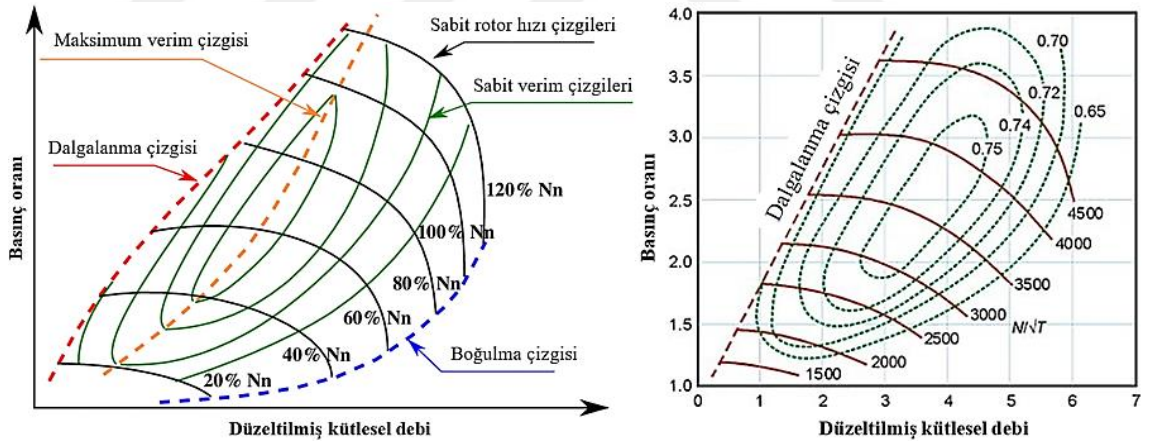
Turboşarj sistemlerinin içten yanmalı motorlarla eşleştirilme prosedürünün tüm adımlarındaki hesaplamalar, başlangıçta tahmin edilen değerler (kompresör ve türbin izantropik verimleri, ara soğutucu verimi vb.) yakınsayana kadar iteratif çözümlemelerle gerçekleştirilir. Bu iteratif süreçte, hesaplamalar tekrarlanır ve tahmin edilen değerler güncellenir, böylece sonuçlar istenilen doğruluk seviyesine ulaşana kadar işlem devam eder.

Günümüzde neredeyse tüm karmaşık mühendislik problemlerinin çözümünde olduğu gibi, içten yanmalı motorlarla turboşarj sistemlerinin eşleştirilme prosedüründe de bilgisayar yazılımları önemli rol oynamaktadır. Bu yazılımlar, karmaşık hesaplamaları hızlı ve etkili bir şekilde gerçekleştirerek geniş bir veri seti üzerinden optimize edilmiş sonuçlar elde etmeyi sağlar. Böylece turboşarj sistemlerinin içten yanmalı motorlarla eşleştirilme prosedüründe, motor performans verileri ile beraber kompresör performans haritası, türbin performans haritası ve ara soğutucu verimi gibi parametreler daha hızlı analiz edilerek turboşarj sistemi çalışma noktalarına karar verme işlemi kolaylaştırılır. Bu nedenle, GT-Power ve Concepts NREC gibi bilgisayar destekli mühendislik yazılımları, içten yanmalı motorlarla turboşarj sistemlerinin eşleştirilmesi prosedüründe sıklıkla tercih edilmektedir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

2.1. DeneySEL Çalışmalar

Turboşarjlı bir içten yanmalı motorda, krank mili ile turboşarj arasında mekanik bir bağlantı yoktur. Bu nedenle, turboşarj ve motor hızı arasındaki ilişki emme ve egzoz tarafındaki gaz dinamiklerine bağlıdır. Motorun düşük hızda çalışmasında anlık yük değişimi meydana geldiğinde, motorun kararlı durumda çalışmasını sağlamak için emme manifoldu basıncında hızlı bir artış sağlanmalıdır. Ancak, turboşarj sisteminin türbin tarafında üretilen enerjinin, hareketli bileşenlerinin atalet momentlerinin üstesinden gelmek ve kompresörden emme manifolduna gerekli basınç artışını sağlamak için aktarılması belirli bir gecikmeyle gerçekleşebilir. Bu istenmeyen gecikme, özellikle turboşarj sistemine sahip dizel motorlarda tüm motor çalışma profilini ve egzoz emisyon özelliklerini olumsuz yönde etkilemektedir (Rakopoulos et al. 2009, 2010; Zare et al. 2017).



Şekil 2.1. Kompresör performans haritaları (Zambonini 2016; Anderson 2021)

Kompresör basınç takviyesini karakterize eden boost basıncı ve kütleli debi arasında Şekil 2.1’de gösterildiği gibi turboşarj sisteminin kompresör haritaları ile bağlantı kurulmaktadır. Kompresör performans karakteristikleri haritalandırılması, daha önce Şekil 1.12’deki örnekte de gösterildiği gibi, genellikle alışılmış bir sunum yöntemi olarak tüm turbomakine boyunca basınç oranı, düzeltilmiş şaft hızının çeşitli sabit değerleri için düzeltilmiş kütleli debinin bir fonksiyonu olarak kompresör verimi konturları ile beraber çizilmektedir.

Bu haritalar daimî hal koşullarında geliştirilmiştir ve daimî olmayan anlık değişim (transient) şartları için makul bir yaklaşım olarak değerlendirilebilir. Kompresör haritaları incelendiğinde düşük çalışma hızlarında hem yüksek boost basınçları hem de yüksek kütleli debilere ulaşmanın olanaksız olduğu görülmektedir. Bu durumda yüksek boost basıncı ve kütleli debi çalışma noktalarına çıkabilmek için hızlandırma işlemi gereklidir. Hızlandırma işlemi ilgili şartlarda türbin gücü kompresör gücünü aştığı zaman gerçekleşir. Aşağıda verilen Eşitlik 2.1'deki diferansiyel denklem, turboşarj sistemi türbin-kompresör milinin birim zamandaki açısal hız değişimi ile aynı mile uygulanan net tork arasındaki ilişkiyi tanımlamaktadır.

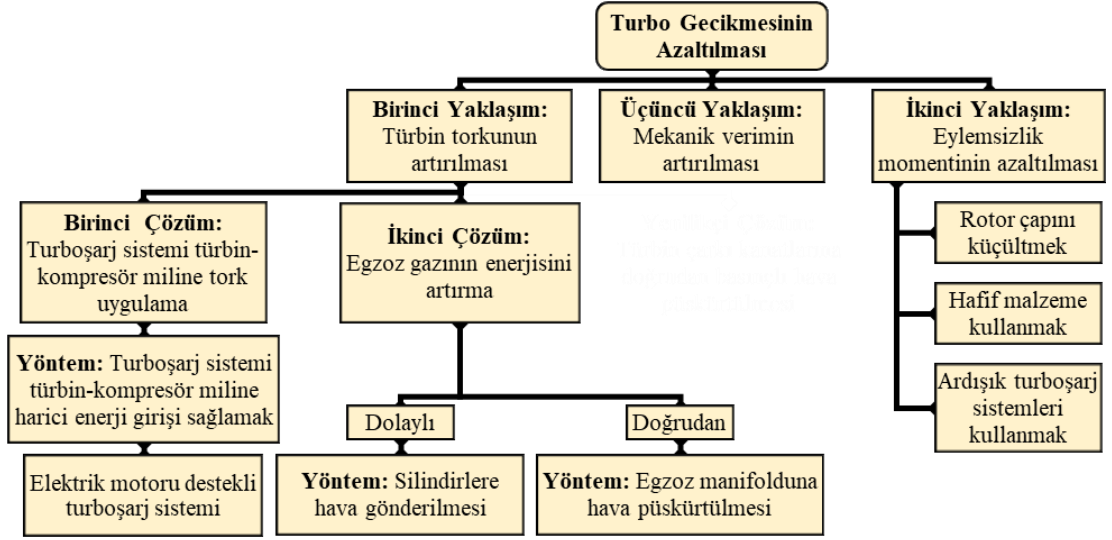
$$\eta_m T_T - |T_C| = I_p \frac{d\omega_{TC}}{dt} \quad (2.1)$$

Eşitlik 2.1'deki diferansiyel denklem, aslında daha önce Eşitlik 1.28'de ifade edilen turboşarj sistemi dinamik denkleminin güç yerine tork cinsinden yazılmış halidir. Tüm mekanik kayıplar mekanik verim ifadesi içerisinde yer almaktadır. Burada I_p turboşarj sistemi rotorunun (turboşarj sistemi türbin-kompresör mili) polar kütleli atalet momentini, ω_{TC} turboşarj sistemi türbin-kompresör milinin açısal hızını, T_T anlık türbin torkunu, T_C anlık kompresör torkunu, η_m turboşarj sistemi mekanik verimini ifade etmektedir.

Eşitlik 2.1 göz önüne alındığında turboşarj sisteminin daimî olmayan şartlardaki performansı aşağıdaki yaklaşımların uygulanmasıyla iyileştirilebilir;

- **Birinci Yaklaşım:** Türbin torkunun (T_T) artırılması,
- **İkinci Yaklaşım:** Turboşarj sistemi türbin-kompresör milinin polar kütleli atalet momentinin (I_p) azaltılması,
- **Üçüncü Yaklaşım:** Turboşarj sistemi mekanik veriminin (η_m) artırılması.

Literatür incelendiğinde bu yaklaşımlar ile ilgili yapılan çalışmalar için Şekil 2.2'de verilen sınıflandırma yapılabilir. Bu yöntemlerin genel olarak amacı turboşarj sisteminin türbin-kompresör milinin açısal ivmesini ($d\omega_{TC}/dt$) artırmaktır. Ancak bu şekilde turbo gecikmesi azaltılabilir.



Şekil 2.2. Turbo gecikmesini azaltmak için kullanılan çeşitli yöntemlerin sınıflandırılması (Bao and Stobart 2015).

İkinci ve üçüncü yaklaşımlar turboşarj sisteminin yapısı ile ilgilidir. Bu yöntemleri baz alan çalışmalarda aşağıda özetlenen önerilerden bahsedilmektedir;

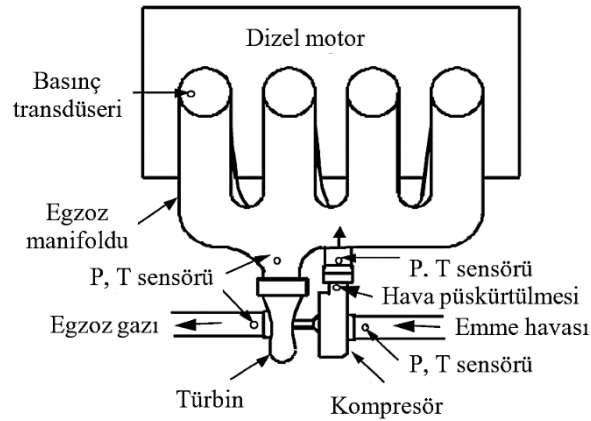
- Turboşarj sistemi eylemsizlik momentini azaltmak için daha hafif malzemelerin benimsenmesi (güncel malzemeler kullanılmaktadır, yüksek teknoloji malzemelerin kullanımı ise üretim maliyetlerini artırmaktadır),
- Birden fazla daha küçük ardışık turboşarj sistemlerinin kullanımı (sistemin karmaşıklığında büyük bir artışa sebep olmaktadır),
- Türbin ve kompresör rotor çaplarını küçültmek turboşarj sistemi ve motorun hızlanma cevap süresini etkilemek (optimum ölçekli üretim yapılmasına rağmen turbo gecikmesi hala önemli bir sorun olarak karşımıza çıkmaktadır).

Türbin torkunun artırılması temeline dayanan birinci yaklaşımla turbo gecikmesini azaltmak için ise iki muhtemel çözümden bahsedilebilir;

- **Birinci Çözüm:** Turboşarj sistemi türbin-kompresör mili üzerinde ilave tork etkisi oluşturmak (turboşarj sistemi türbin-kompresör miline harici enerji girişi sağlamak),
- **İkinci Çözüm:** Egzoz gazının kullanılabilir enerjisini artırmak (silindirlere hava gönderilmesi, egzoz manifolduna hava püskürtülmesi).

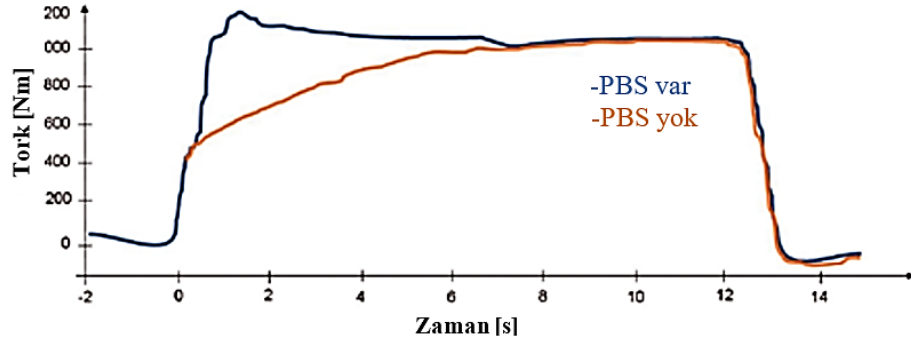
Birinci potansiyel çözüm olan turboşarj sistemi türbin-kompresör mili üzerinde ilave tork etkisi oluşturmak için harici enerji kaynağı olarak elektrik enerjisinden faydalanılmaktadır. Turboşarj sistemi türbin-kompresör miline monte edilmiş bir elektrik motoru ile daimî olmayan şartlarda turbo gecikmesini azaltmak için mile ilave tork sağlanmaktadır. Ayrıca yüksek devir sayılarında kompresör gereksinimini aşan egzoz enerjisini boşa harcamak yerine elektrik motoru enerjiyi geri kazanmak için jeneratör olarak kullanılabilir. Öte yandan turboşarj sistemi türbin-kompresör miline elektrik motoru monte edilmesi hem maliyetlidir hem de kontrol stratejisini daha karmaşık hale getirmektedir (Bao and Stobart 2015).

İkinci potansiyel çözüm, egzoz gazının kullanılabilir enerjisini artırmak için emme veya egzoz manifolduna hava püskürtülmesini içerir. Daimî olmayan anlık değişim (transient) şartlarında emme manifolduna hava püskürtüldüğünde silindirlere gönderilen basınçlı hava beslemesi sayesinde motor performansı hızla iyileştirilerek turbo gecikmesi azaltılabilmektedir. Egzoz manifolduna hava püskürtüldüğünde ise türbine aktarılan enerjinin artırılması buna bağlı olarak sistem performansının iyileştirilmesiyle turbo gecikmesi azaltılabilmektedir. Literatürde bu yöntemlerle ilgili yapılan çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.



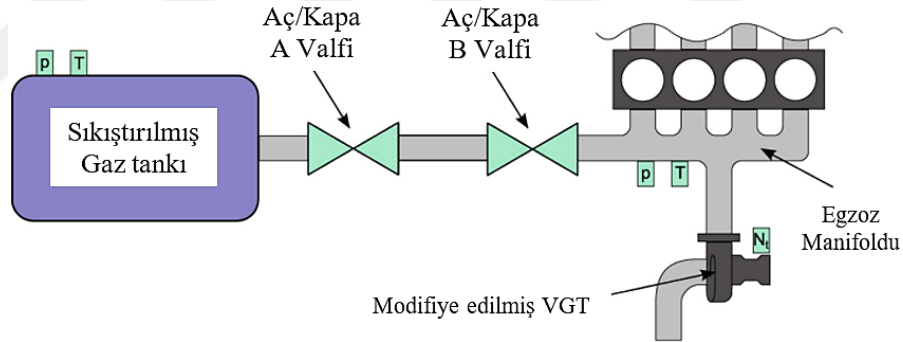
Şekil 2.3. Lee and Choi (2002) tarafından yapılan çalışmadaki hava enjeksiyon sisteminin şematik gösterimi.

Lee and Choi (2002) tarafından turboşarj sistemine sahip bir dizel motorun düşük hız ve yük ile hızlı ivmelenme koşulları altında daimî olmayan anlık değişim (transient) karakteristiklerinin iyileştirilmesini araştırmak için turbo gecikmesini ele alan deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada ana yöntem olarak Şekil 2.3'te



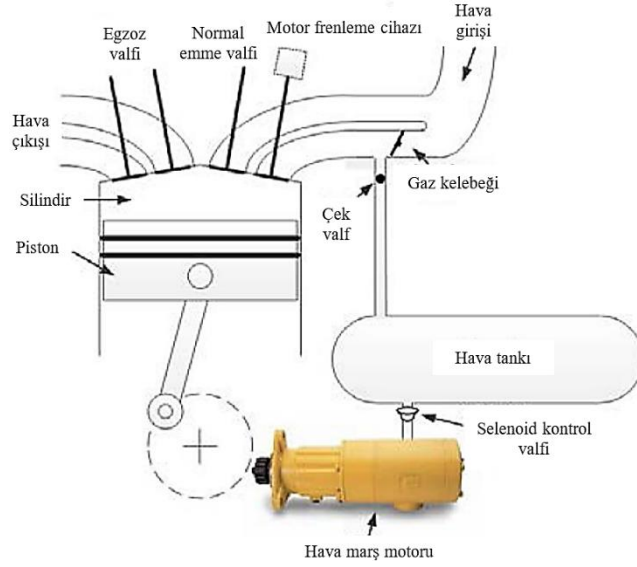
Şekil 2.5. Knorr Bremse firması tarafından üretilen pnömatrik basınç artış sistemiyle motor cevap süresindeki iyileşmenin gösterimi (Marx et al. 2009).

Gilkes et al. (2008) tarafından yürütölen çalışmada Ricardo Wave programı kullanılarak hem emme manifolduna hem de turboşarj sistemi kompresörüne basınçlı hava püskürtölmesi sonucunda motorun daimî olmayan anlık değışim (transient) şartlarındaki hal performansının iyileştirilmesi ile ilgili teorik analizler gerçekleştirilmiştir. Analizler neticesinde bu yöntemin motorun performansını artırmada ve emisyon karakteristiklerinin iyileştirilmesinde etkili olduğu sonucu vurgulanmıştır.



Şekil 2.6. Cieslar et al. (2013) tarafından yapılan çalışmada kullanılan sistemin şematik gösterimi.

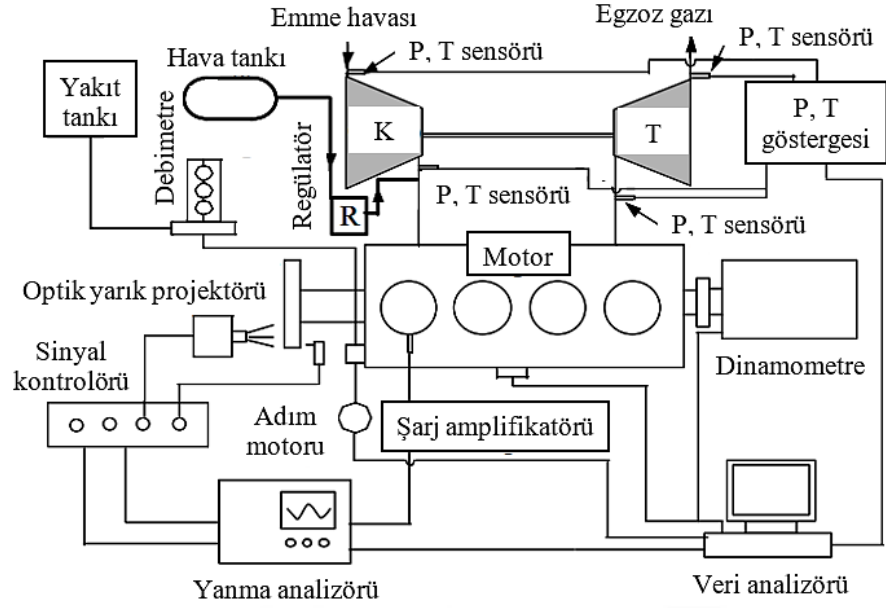
Cieslar et al. (2013) tarafından yapılan çalışmada turbo gecikmesi durumunda çoklu turbo şarj sistemi, elektrik destekli turboşarj sistemi, elektrikli kompresörler ve hibrit sistemlerin kullanılabileceğini ancak bu sistemlerin hem maliyetlerinin yüksek hem de sisteme entegre edilmesinin karmaşık olduğu belirtilmiştir. Turbo gecikmesini azaltmak için hava destekli sistemlerin ise çok daha uygun maliyetli olduğu vurgulanmıştır. Yapılan çalışmada egzoz gazının frenleme esnasında depolanarak turbo gecikmesi durumunda ise Şekil 2.6'da gösterildiği gibi basınçlandırılmış halde tekrar egzoz manifolduna gönderilmesiyle sistem performansının artırılması amaçlanmıştır. Çalışma sonuçları incelendiğinde turbo gecikme süresinin azaltılabileceği görölmüştür.



Şekil 2.7. Bao and Stobart (2013) yapılan çalışmada kullanılan pnömatik hibrit sistemin şematik gösterimi.

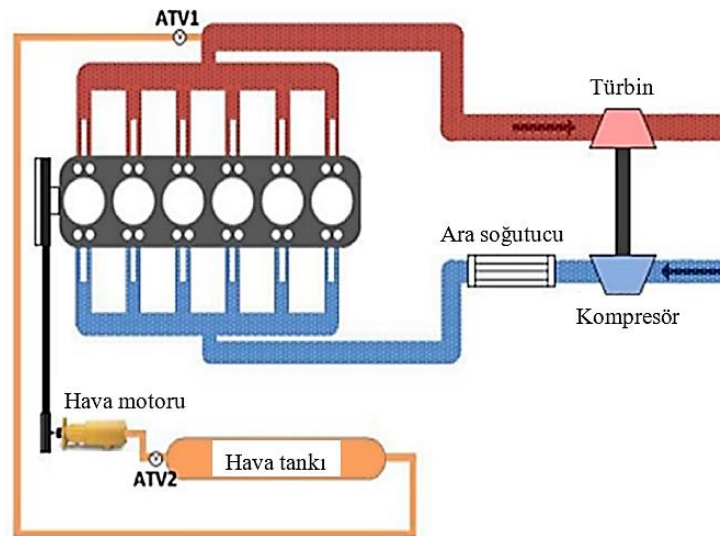
Bao and Stobart (2013) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, sık dur-kalk yapan araçların pnömatik hibrit sistem ile kinetik enerjilerini basınçlı hava depolayarak ihtiyaç duyulduğunda kullanmaları durumunda yakıt tüketimlerini önemli ölçüde azaltılabileceği belirtilmiştir. Bu kapsamda, Stateflow® ile MATLAB/Simulink ortamında altı silindirli bir pnömatik hibrit dizel motor modeli oluşturulmuştur. Bu model temel alınarak, pnömatik hibrit araç sürüş çevrimi simülasyon programı uygulanmış ve analiz edilmiştir. Yapılan teorik analiz sonucunda Şekil 2.7’de gösterilen ilgili sistemin kullanılması ile yakıt tüketiminde %5 azalma görülebileceği vurgulanmıştır. Ayrıca, pnömatik hibrit sistem sayesinde depolanan basınçlı havanın emme manifolduna gönderilmesi suretiyle hem tork seviyesinin artırılabilmesi hem de turbo gecikmesinin azaltılabileceği gözlemlenmiştir.

Choi and Oh (2010) tarafından, düşük hız ve hızlı ivmelenme koşullarında turboşarj sistemine sahip bir dizel motorun performansını artırmak amacıyla, emme manifolduna sıkıştırılmış hava enjekte ederek deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.8’de şematik gösterimi verilen sistemde, hava enjeksiyonunun cevap performansı üzerindeki etkileri, hava enjeksiyon basıncı, ivmelenme oranı, ivmelenme süresi, motor hızı ve yük gibi çeşitli uygulama parametrelerinde incelenmiştir. Çalışma sonuçları, hava enjeksiyonunun kompresör çıkış basıncını ve silindir içi yanma basıncını önemli ölçüde artırdığını göstermiştir. Ayrıca, hava enjeksiyonunun, düşük hız ve ivmelenme koşullarında turboşarj gecikmesini azaltmada etkili olduğu bulunmuştur.



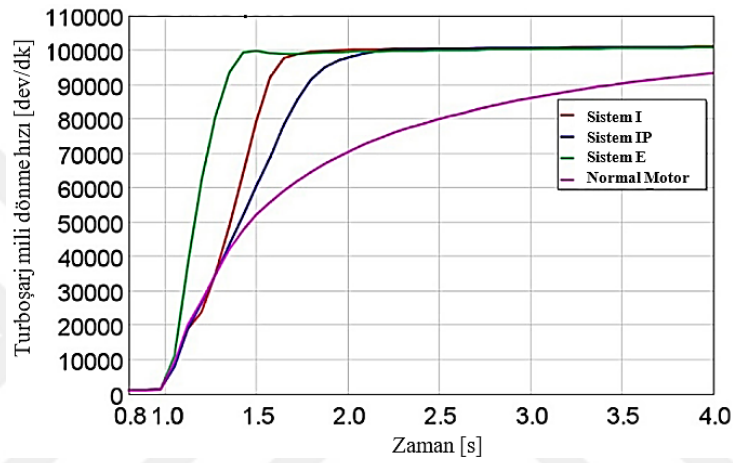
Şekil 2.8. Choi and Oh (2010) tarafından yapılan çalışmada kullanılan sistemin şematik gösterimi.

Barman et al. (2019) tarafından yapılan çalışmada, emme manifolduna basınçlı hava enjekte edilmesinin performans artışı sağladığı ancak kompresör dalgalanma sınırı (surge limit) ile ciddi şekilde kısıtlandığı, alternatif olarak, basınçlı havanın egzoz manifolduna enjekte edilmesinin ise turbo gecikmesini azaltmak için kompresör dalgalanmasını önlediği belirtilmiştir. Şekil 2.9’da şematik olarak gösterilen sistemle gerçekleştirilen çalışma sonucunda, artan takviye basıncının özgül yakıt tüketiminde %2-2,5’lik bir iyileşmeye yol açtığı ortaya konulmuştur.



Şekil 2.9. Barman et al. (2019) tarafından yapılan çalışmada kullanılan sistemin şematik gösterimi.

Bao and Stobart (2015) tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise GT-Suite programı kullanılarak turbo gecikmesinin pnömatik hibrit sistem ile en iyi şekilde nasıl azaltılabileceği konusunda denemeler gerçekleştirilmiştir. Emme manifolduna, silindirlerin içine ve egzoz manifolduna hava püskürtülmesi olmak üzere üç farklı tasarım durumu için teorik çalışmalar yapılmıştır. Çalışma sonuçlarına göre Şekil 2.10'da gösterildiği gibi tüm tasarımların turboşarj sistemi performansını artırdığı fakat en yüksek performansa egzoz manifolduna hava püskürtülmesi durumunda ulaşıldığı gözlemlenmiştir.

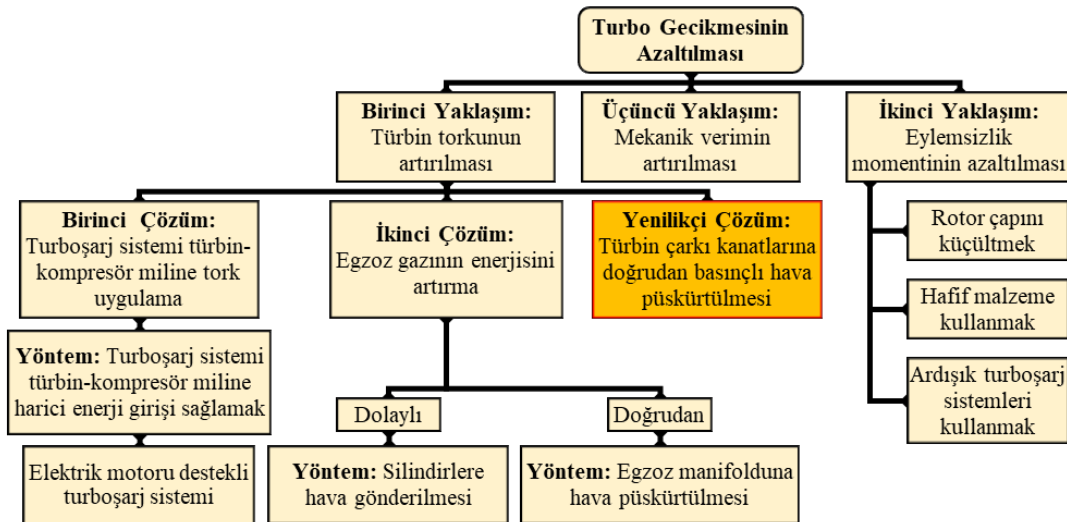


Şekil 2.10. Bao and Stobart (2015) tarafından yapılan çalışma tüm tasarımların turboşarj sistemi performansını artırdığının gösterimi.

Yukarıda özetlendiği üzere, açık literatürde yapılan çalışmalarda egzoz gazının kullanılabilir enerjisini artırmak için doğrudan silindirlerin içine, turboşarj sisteminin kompresörüne, egzoz manifolduna ve çoğunlukla da emme manifolduna hava püskürtülmesi yöntemleri üzerinde durulmuştur. Bu çalışmaların tamamında belli bir süre hava püskürtüldüğü için büyük miktarda havaya gereksinim duyulmaktadır. Bu gereksinim, pnömatik fren sisteminde depolanan basınçlı havadan karşılanmaktadır. Büyük miktarda hava kullanımı, fren sistemindeki kompresörün çok uzun süreler çalışmasını gerekli kılmaktadır. Dolayısıyla, bu durum ise yakıt tüketiminin artması anlamına gelmektedir. Ancak, literatürde bulunan çok kısıtlı sayıdaki çalışmalarda bu sorundan bahsedilmemektedir. Öte yandan, basınçlı havanın doğrudan turboşarj sisteminin kompresörüne aktarılması durumunda ise farklı bir sorun ortaya çıkmaktadır. Bilindiği gibi kompresör çarkı kanat dizisi akışkana enerji transfer etmek üzere tasarlanmıştır. Bu durum göz önüne alındığında, basınçlı havanın doğrudan kompresöre püskürtülmesi halinde enerji dönüşüm verimi çok düşük seviyelerde kalmaktadır.

Bu tez çalışmasında ise turbo gecikmesini azaltmak için tasarlanmış yeni bir pnömatik sistem önerilmektedir. Önceki çalışmalardan farklı olarak, bu sistem büyük miktarda hava ihtiyacını ortadan kaldırmakta, bunun yerine turbo gecikmesi başlangıcında havanın momentum etkisini artırmak için harici bir nozul kullanarak turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatlarına doğrudan püskürtülen yardımcı basınçlı hava beslemesini kullanmaktadır. Böylece sistem çok daha yüksek enerji dönüşüm verimi seviyelerinde çalıştırılabilecektir. Çünkü türbin çarkı kanat dizisinin tasarımı, kompresör tasarımının aksine akışkandan enerji transferi prensibine dayanmaktadır. Yüksek momentuma sahip olan hava, çok kısa sürede türbin devir sayısını dolayısıyla kompresör devir sayısını, emme havası debisini ve motor performansını artırarak turbo gecikmesini azaltacaktır. Bu yöntem sayesinde literatürde önerilen sistemlerden çok daha az miktarda hava kullanılacak, ayrıca sistem kısa sürede aktif hale getirilerek turbo gecikmesi azaltılacaktır. Böylece turbo gecikmesi sorununa çözüm aranırken aynı zamanda harcanan enerjinin azaltılması sağlanacaktır.

Şekil 2.11’de, turbo gecikmesini azaltmak için kullanılan çeşitli yöntemlerin sınıflandırılması, daha önce Şekil 2.2’de olduğu gibi tekrar gösterilmekte olup turuncu arka planla eklenen bölüm, bu tez çalışması kapsamında uygulanan yenilikçi çözümü sunmaktadır.



Şekil 2.11. Bu tez çalışması kapsamında uygulanan yenilikçi çözümün turbo gecikmesini azaltmak için kullanılan çeşitli yöntemlerin sınıflandırılmasına eklenmesi.

2.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Çalışmaları

Turbomakinelerdeki akış ve akış davranışı, üç boyut ve kararsız durum etkilerinin sebep olduğu karmaşıklık seviyesi ve çeşitli aerodinamik özelliklere, gerçek fiziksel akışkan özelliklerine (sıkıştırılabilirlik, türbülans etkileri ve viskozite) ve özel stator ve rotor kanat geometrilerine bağlı olarak karakterize edilir. Turbomakinelerdeki akış ve akış davranışını karakterize eden tüm faktörler aynı zamanda mekanik ve ısı gerilmeleri, ikincil akışları, güvenilirlik ve verimi önemli ölçüde etkiler. Bu sebeplerden ötürü, akışkan akış özelliklerinin hassas bir şekilde modellenmesi, araştırılması ve analizi, modern ısı turbomakineler teorisinin önemli ve belirgin bir görevidir (Ilieva 2020).

Bir turbomakinedeki, x , y , z koordinatları ve t zamana göre türevlerle belirtilen doğrusal olmayan (nonlinear) kısmi diferansiyel denklemler sistemi için çözüm prosedürü, üç boyutlu akış yönü dikkate alınarak akışkan parametrelerinin belirlenmesiyle ilgilidir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) problemlerinin ele alınmasında etkili bir yaklaşım, uygun bir türbülans modeli (Wilkinson 1968, 1969; Chima 1997; Ameri 2001; Fernandez-Castaneda and SA 2001; Oyama et al. 2004; ANSYS 2006; Bonfiglioli and Campobasso 2006; Zobeiri et al. 2006) kullanarak Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) denklemlerini (Hughes et al. 1989; Menter 1993; Craft 1995; Fridh 2002; Oksuz 2002; Buntić Ogor et al. 2005; Bonfiglioli and Campobasso 2006) çözmektir. Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) denklemlerini çözmek için iki ana yöntem vardır: Segregated Solver (Wilkinson 1970; Craft 1995; Fernandez-Castaneda and SA 2001; Sonoda et al. 2006; Yang et al. 2006; Zobeiri et al. 2006) ve Coupled (Implicit or Explicit) Solver (Holley et al. 2006; Kachel and Denton 2006). Akış denklemleri First Order Upwind (FOU) (Schaffarczyk et al. 2001; Sonoda et al. 2006), Second Order Upwind (SOU) (Ruprecht et al. 1999; Bonfiglioli and Campobasso 2006) ve Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE) (Wilkinson 1970; Yang et al. 2006) gibi yöntemlerle ayrıklaştırılabilir.

Sınır tabaka, akış ayrılması, dönme etkileri, ikincil akışlar gibi karmaşık aerodinamik olayların doğru tahmini için, genellikle özel modellerin uygulanması, hatta ana türbülans modeline ilave terimlerin eklenmesi gerekebilir. Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) denklemlerini kullanarak türbülans etkilerini modellemek için

Reynolds Stress Models (RSM) ve Eddy Viscosity Models (EVM) olarak isimlendirilen modelleme teknikleri kullanılmaktadır (Wang et al. 2020a). Reynolds Stress Models (RSM) ek girdapların etkilerini, akışkan parçacıkları üzerindeki kayma gerilimi etkilerini ve dönme özelliklerini modellemek için uygundur (Wilkinson 1969). Türbülans modelleri içerisinde Standart $k - \varepsilon$ modeli türbülansın aerodinamiği nasıl etkilediğine dair yalnızca genel bir resim vermektedir (Ruprecht et al. 1999; Gregory-Smith and Yan 2000; Bonfiglioli and Campobasso 2006). Öte yandan, Shear Stress (SST) ve Spallart-Allmaras (SA) türbülans modelleri de turbomakinelerde uygulanabilir (Ruprecht et al. 1999; Fernandez-Castaneda and SA 2001; Bonfiglioli and Campobasso 2006). Shear Stress (SST) türbülans modeli geçiş bölgesinin yerini tahmin eder; sayısal ve deneysel uygulamalar için iyi bir uyum sağlar ve ters basınç gradyanlarında ve akış ayrılmasında iyi bir davranışa sahiptir (Galindo et al. 2013). Uygun bir sınır şartları seti olarak, türbin kademesi girişindeki toplam ve statik basınç, statik sıcaklık ve türbin kademesi çıkışındaki statik basınç ve sıcaklık seçilebilir (Fernandez-Castaneda and SA 2001; Doi and Alonso 2002; Gier et al. 2005; Kachel and Denton 2006; Zobeiri et al. 2006).

Türbin kademelerindeki üç boyutlu akışın sayısal olarak modellenmesi ve çözüm süreciyle ilgili güncel ve önemli bir sorun, çeşitli geometri ve aerodinamik özellikleri dikkate almak, sayısal çözüm prosedürünün yakınsamasını sağlamak ve türbin içindeki akışın fiziksel olarak doğru aerodinamiğini elde etmektir. Bu, çeşitli kullanım koşulları altında türbin kademelerinin ayrıntılı olarak araştırılmasına, ayrıca türbin kademelerinin veriminin artırılması ve modernizasyonu için belirli kriterlerin ve yaklaşımların dikkate alınmasına katkıda bulunacaktır. Turbomakine alanındaki araştırma-geliştirme çalışmalarında, bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak hesaplama gücündeki hızlı ilerlemeyle birlikte, son yirmi yılda Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanımı önemli ölçüde artmıştır. Kapsamlı inceleme imkanı veren akış analizlerindeki bu ilerleme, özellikle turbomakine tasarımı ve geliştirilmesi bağlamında oldukça kayda değerdir. Dolayısıyla, HAD, turbomakinelerdeki akış modellerini araştırmak için en son teknoloji haline gelmiştir ve araştırmacılar, turboşarj sisteminin performansını incelemek için sıklıkla çeşitli sayısal analizlerden faydalanmaktadır.

Aşağıda, bu tez çalışması kapsamında dikkate alınan turboşarj sistemleri ve radial türbinlerle ilgili Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak gerçekleştirilen araştırmaların literatür incelemesi sunulmuştur.

Cerdoun and Ghenaiet (2015) tarafından yürütülen çalışmada, çift girişli radyal bir türbinin aerodinamik davranışı hem sürekli hem de zamana bağlı koşullar altında incelenmiştir. Üç boyutlu Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) denklemlerini çözmek için ANSYS-CFX kullanılmıştır. Çalışma, salyangoz dilinin akışı etkileyerek çevresel olarak 60°'ye kadar uzanan düşük momentumlu bir art izi oluşturduğunu ve merkez tarafında toplam basınç kaybının artmasına neden olduğunu ortaya koymuştur. Her iki tarafta atımlı olmayan ve atımlı koşullar altında yapılan akış analizleri, rotor ve dil etkilerini, rotor-salyangoz etkileşimlerini ve salyangoz çıkışında, özellikle atımlı giriş akışıyla vurgulanan, belirgin çevresel akış düzensizliklerini ortaya çıkarmıştır.

Roclawski et al. (2016) tarafından yapılan çalışmada, egzoz titreşimlerinden kaynaklanan turboşarj sistemi hız dalgalanmalarını ve yük adımları sırasında ortalama hızdaki değişimleri dikkate alan bir yöntem sunulmuştur. Bu, kompresör ve motorun User-Fortran modelleri kullanılarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizine dahil edilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, 21.000 dev/dak'dan 196.400 dev/dak'ya kadar uzanan bir yük adımı sırasında elde edilen sonuçlar tartışılmıştır. Daha da önemlisi, bu metodoloji geçici türbin performansının ölçümlere gerek kalmadan erken aşamada analiz edilmesini sağlamıştır.

Zhang et al. (2017) yaptıkları çalışmada, iş akışkanı olarak R245fa ve hava kullanan bir radyal türbinin performansını karşılaştıran sayısal analizler gerçekleştirmiştir. FINETM/Open kodu ile üç boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerini kullanmışlar ve arayüz işleme için eşleşmeyen donmuş rotor (non-matching frozen rotor) yöntemini uygulamışlardır. Bulgular, R245fa'nın nozul şok dalgası kayıplarını azaltırken, rotor emme yüzeyinin ayrılma girdap kayıplarını artırdığını göstermiştir. Sonuç olarak, 0,5 ila 0,9 hız oranı aralığında R245fa türbinlerinin izantropik verimleri hava türbinlerine göre %3 ile %4 daha düşük olduğu ortaya çıkmıştır.

Jawad (2018) tarafından, radyal türbin kademesi performansının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizini geliştirmek için bir çalışma yürütülmüştür. Çalışmada, ANSYS CFX ile akışı simüle etmek için radyal bir türbin kademesinin tasarım özellikleri kullanılmıştır. Karşılaştırmalı üç boyutlu akış analizi, ayrılma ve girdaplar gibi beklenmedik olaylar da dahil olmak üzere türbin kademesi akış davranışına ilişkin daha makul ve ayrıntılı bilgiler sağlamayı amaçlamıştır. Sonuçlar, bir türbin kademesi içindeki akışkan akış dinamiklerinin dikkate değer bir performans özelliği gösterdiğini ortaya koymuştur.

Wang et al. (2020b) tarafından, yeni bir değişken geometrili turboşarj sistemi için elastik olarak kısıtlanmış bir mekanizma tanıtılmıştır. Bu mekanizma, elastik ve aerodinamik kuvvetlerin etkisi altında nozul kanadının kendi kendine uyarlanmasını sağlamak için tasarlanmıştır. Bu turboşarj sisteminin aerodinamik performansını değerlendirmek için, zamana bağlı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve akışkan-yapı etkileşimi yöntemlerini kullanarak türbinin akış alanının analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bulgular, önerilen değişken geometrili turboşarj sisteminin motor performansını önemli ölçüde artırdığını ve 3600 dev/dak motor koşullarında tam yük altında özgül yakıt tüketiminde maksimum %17,91 azalma sağladığını göstermektedir.

Alaviyoun et al. (2020) tarafından yapılan çalışmada, benzinli bir motorda turboşarj sistemi türbininin performansını incelenmiş ve tahliye subabı konumları da dahil olmak üzere çeşitli çalışma koşulları araştırılmıştır. Bir motor test hücrelerinde deneysel testler gerçekleştirilmiş ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerinden faydalanılarak sürekli koşullar altında türbin içindeki üç boyutlu akışı incelenmiştir. Analiz sonuçları, tahliye subabı açılmaya başladığında türbinin maksimum yüke ulaştığını ve 6 derecelik tahliye subabı açıklığında güçte %30'luk bir azalmaya yol açtığını ortaya koymuştur.

Liu et al. (2021) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, turboşarj sisteminin türbin gövdesi üzerindeki bir enjeksiyon yuvasından ikincil akış enjekte ederek türbin performansını artırmak için yeni bir yöntemi incelenmiştir. Bu amaçla, karma akışlı bir turboşarj sistemi türbini üzerinde ANSYS CFX ile sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Akış analizi, enjeksiyonun kanat ucuna yakın geçişi kısmen engelleyerek akışı merkeze

doğru yönlendirdiğini ortaya koymuştur. Tam kademeli türbin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) sonuçları, giriş nozul kanatları kullanıldığında, ikincil akış enjeksiyonunun iç akış alanını ve entropi üretimini gözle görülür şekilde artırmadığını, ancak 0,75 hız oranında genel verimi yüzde 2,28 oranında artırdığını göstermiştir.

Heidary et al. (2023) tarafından yürütülen çalışmada, turboşarj sistemi türbininin baypas ve tahliye subabı geometrisindeki değişikliklerin performans ve akış alanı özellikleri üzerindeki etkisini araştırmak için sayısal analizler kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, baypas edilen ve yığın akışlar arasındaki uyumun optimize edilmesinin turboşarj sisteminin verimini önemli ölçüde artırdığını göstermiştir. Ayrıca, girdap etkilerini en aza indirmeyi amaçlayan tahliye subabı şekli ve türbin muhafazası duvarlarında yapılan stratejik tasarım ayarlamaları, özellikle iki kademeli turboşarj sistemleri için faydalı olacak şekilde kademe verimini artırmıştır. Çalışma ayrıca verimi %19,9 ve faydalı gücü %6,7 oranında artıran yeni, üretilebilir bir tasarım ortaya koymuştur.

Pinto et al. (2017) tarafından yapılan çalışmada, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği'nin (HAD), özellikle kompresör ve türbinlerdeki hem iç hem de dış akış konularını kapsayan turbomakinelerde, sayısal yöntemler kullanılarak akışkan akışlarının ve ısı transferinin analizinde çok önemli olduğu vurgulanmıştır. Bu derleme makalede, tasarım ve analiz amaçlı kullanımına odaklanılarak, turbomakine araştırmalarında HAD uygulamalarındaki güncel gelişmeleri gözden geçirilmesi amaçlanmıştır. Türbinlerde, kompresörlerde ve santrifüj pompalardaki HAD analizine kapsamlı bir genel bakış sunularak HAD kodları ve paralelleştirme stratejileriyle ilgili temel sorunları vurgulanmıştır. Ayrıca çalışmada, turbomakine araştırmaları ve kod paralelleştirme için HAD'deki mevcut güçlü ve zayıf yönler ile keşfedilmemiş yollar tartışılmıştır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Deneyisel Çalışma

3.1.1. Deney sistemi

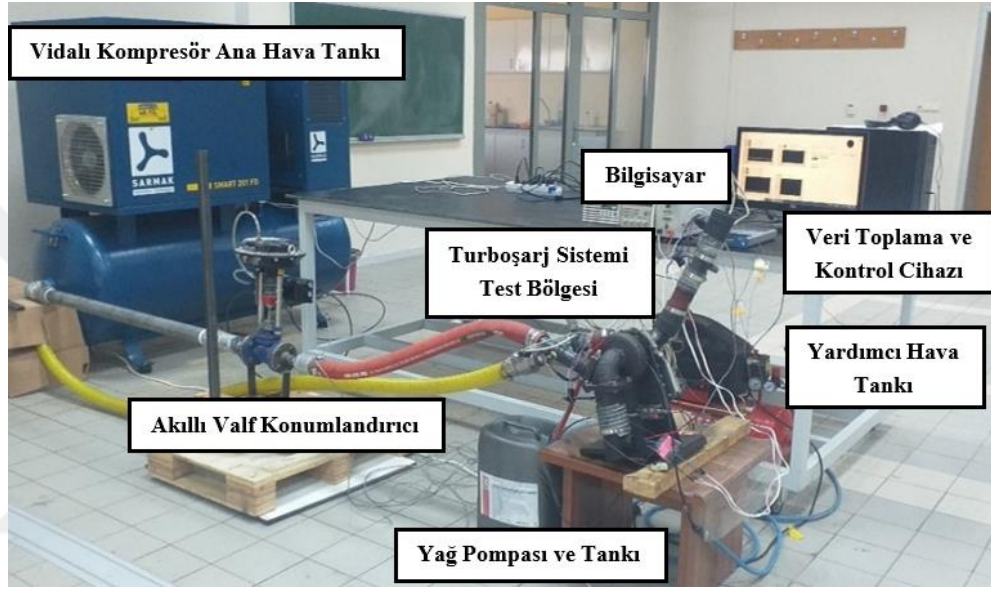
Literatürde turboşarj sistemleri üzerine yapılan deneyisel çalışmalar incelendiğinde, dört farklı tasarım yaklaşımı belirlenebilir:

- **Brülör veya Elektrikli Isıtıcıların Kullanılması:** Bu yaklaşım, içten yanmalı motorlardan çıkan yanma ürünlerine benzer sıcaklık ve debilerde gaz üretmek için brülörlerin veya elektrikli ısıtıcıların kullanılmasını içerir (Young and Penz 1990; Stemler and Lawless 1997; Naundorf et al. 2001; Venson et al. 2006; Zhao et al. 2016; Yang et al. 2019; Mosca and Mihaescu 2022).
- **Basınçlı Soğuk Havanın Türbinden Geçirilmesi:** Bu yaklaşımda, basınçlı bir tanktan gelen soğuk havanın turboşarj sistemi türbininden geçirilmesiyle çalışmalar yürütülür (Hansen et al. 1981; Rodrigues Filho et al. 2002; Kirk et al. 2008; Fogarty 2013; Dupuis et al. 2014).
- **Bir İçten Yanmalı Motordan Çıkan Sıcak Gazların Kullanılması:** Bu yaklaşım, bir içten yanmalı motordan çıkan sıcak egzoz gazının kullanılmasını içerir (Luján et al. 2001; Galindo et al. 2004, 2008; Torregrosa et al. 2006; Wang 2018; Oh and Park 2021).
- **Kompresör için Doğrudan Elektrik Motoru Tahriki:** Bu yaklaşımda, turboşarj sisteminin kompresörü doğrudan bir elektrik motorundan güç alınarak tahrik edilir (Andersen et al. 2009; Pasini et al. 2016; Zi et al. 2019).

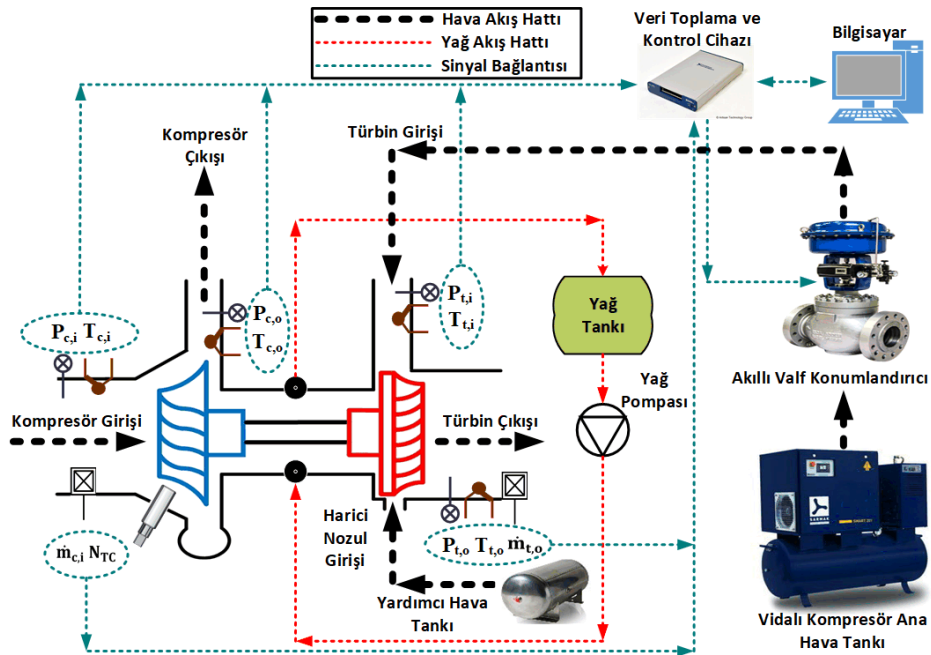
Turbo gecikmesi olayı çok kısa bir zaman aralığında gerçekleştiğinden, yüksek sıcaklıklardaki çalışma koşullarında ihtiyaç duyulan sıcak gaz debilerinin hızlı bir şekilde sağlanabilmesindeki zorluk, karşılaştırmalı çalışmalar yürütme olasılığını büyük ölçüde azaltır. Öte yandan, motordan çıkan egzoz gazının kullanılması, kullanılan motorun kapasitesine bağlı olarak sınırlı gözlemlere yol açacaktır. Türbini tahrik etmek için bir elektrik motoru kullanmak ise farklı bir teknolojinin çalışma alanıdır. Bu sebeplerden ötürü, değişken geometrili bir turboşarj sisteminde harici bir nozul ile türbin çarkı

3. MATERYAL ve YÖNTEM

kanatlarına doğrudan basınçlı hava püskürtülmesinin turbo gecikmesi üzerindeki etkilerini gözlemlemek amacıyla yapılan bu tez çalışmasında 'Basınçlı Soğuk Havanın Türbinden Geçirilmesi' yaklaşımı benimsenmiş ve soğuk hava akışlı bir turboşarj sistemi test ünitesi kurulmuştur. Vidalı kompresör kullanılarak basınçlandırılan soğuk hava, farklı çalışma koşulları altında sisteme aktarılmış ve deneyler soğuk hava akışlı turboşarj sistemi test ünitesi üzerinde gerçekleştirilmiştir. Turboşarj sistemi test ünitesinin gerçek görünümü Şekil 3.1'de, detaylı şematik görünümü ise Şekil 3.2'de gösterilmektedir.

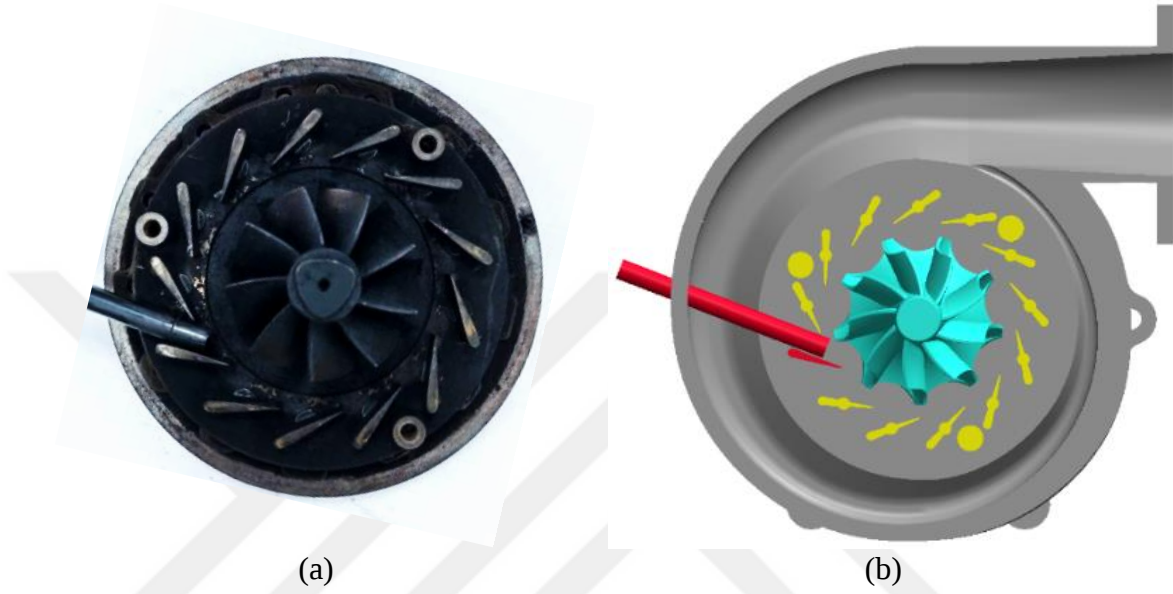


Şekil 3.1. Turboşarj sistemi test ünitesinin gerçek görünümü



Şekil 3.2. Turboşarj sistemi test ünitesinin detaylı şematik görünümü

Turboşarj sistemi test bölgesinde, türbin çarkı kanatlarına doğrudan basınçlı hava püskürtürerek karşılaştırmalı deneysel çalışmalara olanak sağlamak amacıyla, değişken geometri oluşumunu sağlayan hareketli nozul kanatçıklarından biri devre dışı bırakılmış ve yerine harici bir nozul monte edilmiştir. Tasarlanan harici nozulun gerçek ve bilgisayar destekli tasarım (Computer Aided Design-CAD) gösterimi Şekil 3.3'te sunulmuştur.



Şekil 3.3. Harici nozul gösterimi (a) Gerçek görünüm (b) Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) görünümü.

3.1.2. Deney sisteminde kullanılan ekipmanlar

Turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan ekipmanlar sırasıyla; vidalı kompresör ana hava tankı olarak isimlendirilen entegre büyük hava tankına sahip vidalı hava kompresörü, yardımcı hava tankı olarak isimlendirilen pistonlu hava kompresörü, değişken geometrili bir turboşarj sistemi, yağ pompası, ısıl çiftler, basınç sensörleri, hava debisi sensörleri, devir sayısı ölçüm cihazı, akıllı valf konumlandırıcı, güç kaynakları ve veri toplama ve kontrol cihazından oluşmaktadır.

Basınçlı soğuk havanın türbinden geçirilmesi yaklaşımı benimsenerek kurulan soğuk hava akışlı turboşarj sistemi test ünitesinde, hava akışını sağlamak için Şekil 3.4'te gösterilen SARMAK marka SMART 201 FD model, entegre büyük hava tankına sahip vidalı hava kompresörü kullanılmıştır. 500 litre entegre büyük hava tankı kapasitesine sahip bu vidalı hava kompresörü, ayrıca 10 bar maksimum çalışma basıncı

3. MATERYAL ve YÖNTEM

sağlayabilmektedir. Yüksek basınç kapasitesi ve büyük hava tankı hacmi, test ünitesinde istenilen şartlarda hava akışı sağlayarak deneylerin doğruluğunu ve tekrarlanabilirliğini artırmaktadır. Çizelge 3.1’de, turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan entegre büyük hava tankına sahip vidalı hava kompresörünün teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.1. Entegre büyük hava tankına sahip vidalı hava kompresörü teknik özellikleri

Özellik	Değer
Maksimum Çalışma Basıncı	10 bar (145 psi)
Serbest Hava Akışı	2,00 m ³ /dak
Nominal Motor Gücü	15 kW (20 HP)
Entegre Büyük Hava Tankı Kapasitesi	500 litre
Gürültü Seviyesi	68 dBA
Sıkıştırılmış Hava Bağlantı Boyutu	3/4"
Boyutlar	1900 x 830 x 1679 mm
Toplam Ağırlık	538 kg



Şekil 3.4. Entegre büyük hava tankına sahip vidalı hava kompresörü (Anonymous 2024ı)

Turboşarj sistemi test bölgesine monte edilen harici nozul ile türbin çarkı kanatlarına doğrudan basınçlı hava püskürtmek içinse Şekil 3.5’te gösterilen CORA marka FL-24 model, entegre küçük hava tankına sahip pistonlu hava kompresörü kullanılmıştır. 24 litre entegre küçük hava tankı kapasitesine sahip bu pistonlu hava kompresörü, ayrıca 8 bar maksimum çalışma basıncı sağlayabilmektedir. Çizelge 3.2’de, turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan pistonlu hava kompresörünün teknik özellikleri verilmiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Çizelge 3.2. Pistonlu hava kompresörü teknik özellikleri

Özellik	Değer
Motor Gücü	1,5 HP
Maksimum Çalışma Basıncı	8 bar (115 psi)
Hava Tankı Kapasitesi	24 litre
Serbest Hava Akışı	194 litre/dakika
Gürültü Seviyesi	68 dBA
Boyutlar	58 x 28 x 57 cm
Toplam Ağırlık	24 kg

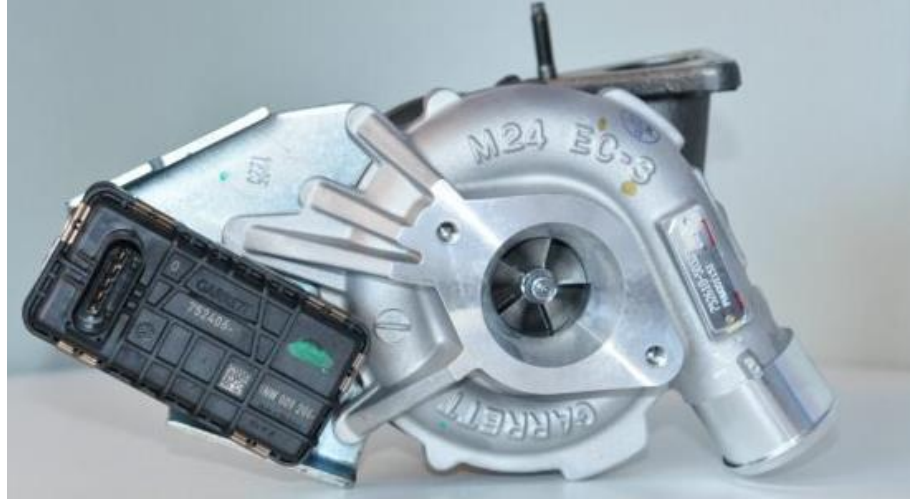


Şekil 3.5. Pistonlu hava kompresörü (Anonymous 2024i)

Turboşarj sistemi test ünitesinde deneyler, Şekil 3.6’da gösterilen Garrett marka GT2052V model değişken geometrili turboşarj sistemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çizelge 3.3’te, turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan değişken geometrili turboşarj sisteminin teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.3. Değişken geometrili turboşarj sistemi teknik özellikleri

Özellik	Değer (Kompresör / Türbin)
Inducer	35 mm / 47 mm
Exducer	52 mm / 40 mm
Trim	52 / 72
A/R	0,45 / 0,72
Boyutlar	305 x 305 x 305 mm
Toplam ağırlık	7,5 kg



Şekil 3.6. Değişken geometrili turboşarj sistemi (Anonymous 2024j)

Turboşarj sistemi test ünitesinde, türbin-kompresör mili mil yatak sistemini yağlamak için Şekil 3.7’de gösterilen MGA marka 61185 model yakıt pompası kullanılmıştır. Çizelge 3.4’te, turboşarj sistemi test ünitesinde türbin-kompresör mili mil yatak sistemini yağlamak için kullanılan yakıt pompasının teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.4. Turboşarj sistemi türbin-kompresör mili mil yatak sistemini yağlamak için kullanılan yakıt pompası teknik özellikleri.

Özellik	Değer
Voltaj	12 V / 24 V
Basınç	3-6 bar
Debi	90-120 litre/sa
Ağırlık	2,5 kg
Boyutlar	150 x 100 x 80 mm



Şekil 3.7. Turboşarj sistemi türbin-kompresör mili mil yatak sistemini yağlamak için kullanılan yakıt pompası (Anonymous 2024k).

Turboşarj sistemi test ünitesinde, turboşarj sisteminin türbin ve kompresör giriş-çıkışlarında sıcaklık ölçümü yapmak için Şekil 3.8’de gösterilen T tipi ısıl çiftler kullanılmıştır. Çizelge 3.5’te, turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan T tipi ısıl çiftlerin teknik özellikleri verilmiştir. Isıl çiftler, turboşarj sistemi test ünitesine yerleştirilmeden önce, su banyosunda 25-75°C sıcaklık aralığında 10°C artışla ölçüm değerleri alınarak kalibre edilmiş ve kalibrasyon denklemleri EK 1’de sunulmuştur.

Çizelge 3.5. T tipi ısıl çift teknik özellikleri

Özellik	Değer
Sıcaklık Aralığı	- 200°C ile +350°C
Hassasiyet	$\pm 0,4^{\circ}\text{C}$ (0°C ile 350°C aralığında)
Malzeme	Fiberglas örgülü
Maksimum Çalışma Gerilimi	24 V DC
İletkenler	Bakır ve Bakır-Nikel (Constantan)
Kablo Çapı	0,5 mm ²



Şekil 3.8. T tipi ısıl çiftler (Anonymous 2024l)

Turboşarj sistemi test ünitesinde, turboşarj sisteminin türbin ve kompresör giriş-çıkışlarında basınç ölçümü yapmak için Şekil 3.9’da gösterilen Mesens marka MPS500.010 model basınç transmitterleri kullanılmıştır. Çizelge 3.6’da, turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan basınç transmitterlerinin teknik özellikleri verilmiştir. Basınç transmitterlerine ait kalibrasyon denklemi EK 2’de sunulmuştur.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Çizelge 3.6. Basınç transmitteri teknik özellikleri

Özellik	Değer
Ölçüm Aralığı	0-6 bar
Çıkış	0-10 V DC
Doğruluk	$\pm 0,5$
Besleme Gerilimi	15-32 V DC
Diyafram Malzemesi	AISI 316L



Şekil 3.9. Basınç transmitteri (Anonymous 2024m)

Turboşarj sistemi test ünitesinde, turboşarj sisteminin kompresör girişi ve türbin çıkışında havanın kütsel debisini ölçmek için Şekil 3.10’da gösterilen MGA marka 64200 M20 model hava debisi ölçüm sensörü kullanılmıştır. Çizelge 3.7’de, turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan hava debisi ölçüm sensörünün teknik özellikleri verilmiştir. Hava debisi ölçüm sensörlerine ait kalibrasyon denklemi EK 3’te sunulmuştur.

Çizelge 3.7. Hava debisi ölçüm sensörü teknik özellikleri

Özellik	Değer
Ölçüm Aralığı	0-720 kg/sa
Besleme Gerilimi	12 V DC
Çıkış Sinyali	Analog voltaj sinyali
Hassasiyet	± 2
Sensör Teknolojisi	Sıcak film (hot-film)
Boyutlar	150 x 100 x 50 mm



Şekil 3.10. Hava debisi ölçüm sensörü (Anonymous 2024n)

Turboşarj sistemi test ünitesinde, turboşarj sisteminin rotor hızını (türbin-kompresör mili dönme hızını) ölçmek için Şekil 3.11’de gösterilen Micro-Epsilon marka turboSPEED DZ140 model devir sayısı ölçüm sensörü kullanılmıştır. Devir sayısı ölçüm sensörü, turboşarj sisteminin kompresör salyangozuna, içerde kompresör çarkı kanatlarına değmeyecek şekilde bir yuva açılarak montajlanmıştır. Turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan devir sayısı ölçüm sensörünün teknik özellikleri Çizelge 3.8’de, kalibrasyon denklemi ise EK 4’te verilmiştir.

Çizelge 3.8. Devir sayısı ölçüm sensörü teknik özellikleri

Özellik	Değer
Ölçüm Aralığı	200-400.000 dev/dak
Besleme Gerilimi	9-30 V DC
Çıkış Sinyali	Analog (0-5 V) ve dijital (TTL)
Hassasiyet	$\pm \%2$
Kanat sayısı	1-16 (ayarlanabilir biçimde)
Sensör boyutu	M5



Şekil 3.11. Devir sayısı ölçüm sensörü (Anonymous 2024o)

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Turboşarj sistemi test ünitesinde, deneylerin aynı başlangıç şartlarıyla gerçekleştirilmesi için Şekil 3.12’de gösterilen YTC marka YT-3300 model akıllı valf konumlandırıcı kullanılmıştır. Çizelge 3.9’de, turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan akıllı valf konumlandırıcının teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.9. Akıllı valf konumlandırıcı teknik özellikleri

Özellik	Değer
Giriş Sinyali	4-20 mA DC
Besleme Basıncı	0,14-0,7 MPa (1,4-7 bar)
Strok	10-150 mm
Hassasiyet	$\pm \%0,2$
Gövde Malzemesi	Alüminyum döküm
Çıkış Karakteristiği	Doğrusal, Hızlı Açılma, Kullanıcı Ayarlı



Şekil 3.12. Akıllı valf konumlandırıcı (Anonymous 2024ö)

Turboşarj sistemi test ünitesinde, yakıt pompası, hava debisi ölçüm sensörü gibi ekipmanlara enerji sağlamak için Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’te gösterilen sırasıyla GW INSTEK marka PSW 30-72 model ve MCH marka MCH-305A model güç kaynakları kullanılmıştır. Çizelge 3.10 ve Çizelge 3.11’de, turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan güç kaynaklarının teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.10. GW INSTEK marka PSW 30-72 model güç kaynağı teknik özellikleri

Özellik	Değer
Çıkış Gerilimi / Akımı	0-30 V / 0-72 A
Çıkış Gücü	720 W
Hassasiyet (Voltaj)	$\pm \%0,05 + 10 \text{ mV}$
Hassasiyet (Akım)	$\pm \%0,1 + 10 \text{ mA}$



Şekil 3.13. GW INSTEK marka PSW 30-72 model güç kaynağı (Anonymous 2024p)

Çizelge 3.11. MCH marka MCH-305A model güç kaynağı teknik özellikleri

Özellik	Değer
Çıkış Gerilimi / Akımı	0-30 V / 0-5 A
Çıkış Gücü	150 W
Hassasiyet (Voltaj)	$\pm 0,5$
Hassasiyet (Akım)	$\pm 0,5$



Şekil 3.14. MCH marka MCH-305A model güç kaynağı (Anonymous 2024r)

Turboşarj sistemi test ünitesini bilgisayar kontrollü olarak çalıştırmak, deneysel ölçüm parametrelerini gözlemlemek ve kaydetmek için Şekil 3.15’te gösterilen National Instruments marka ve USB-6363 model veri toplama ve kontrol cihazı kullanılmıştır. Çizelge 3.12’de, turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan veri toplama ve kontrol cihazının teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.12. Veri toplama ve kontrol cihazı teknik özellikleri

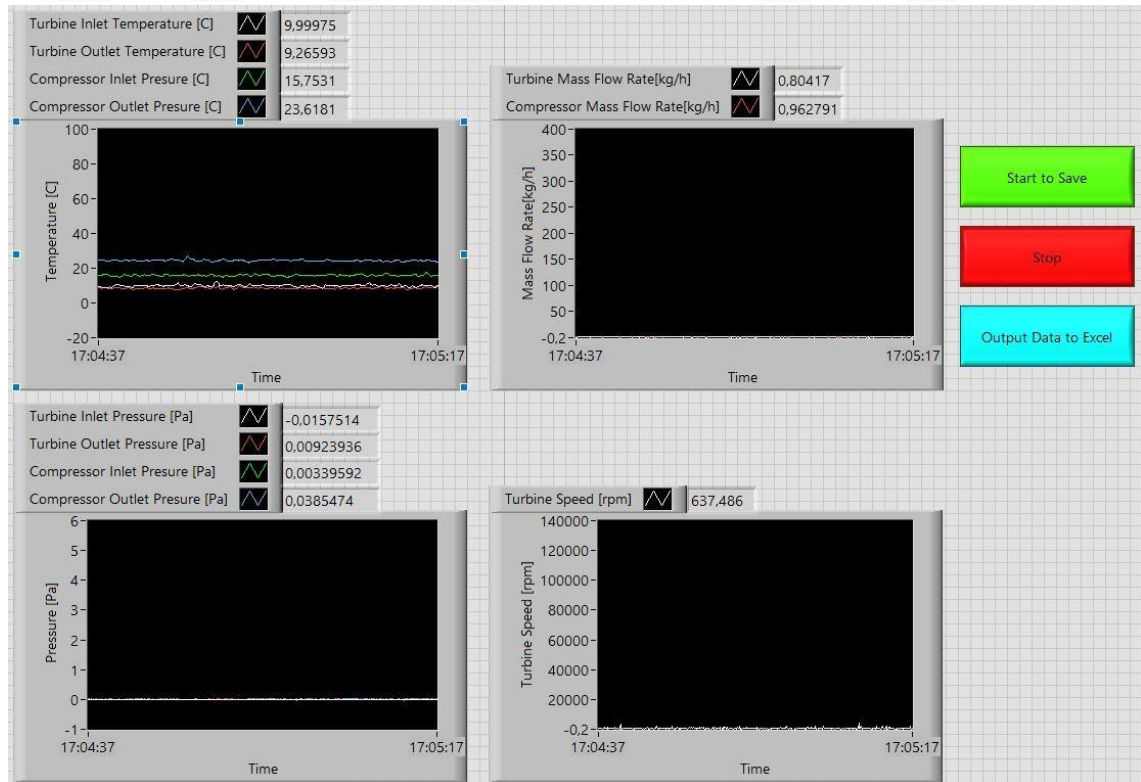
Özellik	Değer
Kanal Sayısı	32 tek uçlu veya 16 diferansiyel
Maksimum Örnekleme Hızı	2 MS/s (saniyede 2 milyon örnek)
Giriş Gerilimi	$\pm 10V$
Güç Gereksinimi	USB beslemesi (5V DC)



Şekil 3.15. Veri toplama ve kontrol cihazı (Anonymous 2024s)

3.1.3. Deneylerin yapılışı

Basınçlı soğuk havanın türbinden geçirilmesi yaklaşımı benimsenerek kurulan soğuk hava akışlı turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan tüm ekipman bağlantıları düzgün biçimde yapıldıktan sonra, National Instruments firmasının ürünü olan LabVIEW programı kullanılarak bir ölçüm ve kontrol programı oluşturulmuştur. Oluşturulan bu ölçüm ve kontrol programına, sıcaklık, basınç, hava debisi ve devir sayısı ölçüm sensörlerine ait kalibrasyon denklemleri eklenerek turboşarj sistemi test ünitesi tam olarak deney yapılabilir hale getirilmiştir. Anlık olarak gözlemlenen veriler, istenildiği zaman kaydedilerek Excel dosyasına aktarılmaktadır. LabVIEW programı kullanılarak oluşturulan ölçüm ve kontrol programı ara yüzü Şekil 3.16’da gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Oluşturulan LabVIEW program ara yüzü

Basınçlı soğuk havanın türbinden geçirilmesi yaklaşımı benimsenerek kurulan soğuk hava akışlı turboşarj sistemi test ünitesinde, büyük hava tankına sahip vidalı kompresör, turboşarj sistemi türbin kısmı tahrikinde egzoz gazını modellemek amacıyla içten yanmalı motor olarak; küçük hava tankına sahip pistonlu kompresör ise, basınçlı havanın yüksek hızda hava akışı oluşturarak doğrudan türbin çarkı kanat dizisine gönderilmesini modellemek amacıyla araç üzerinde yer alan pnömatis fren sıkıştırıcı bir hava tankı olarak düşünülmüştür.

Turboşarj sistemi türbin çarkı kanatlarına doğrudan yardımcı basınçlı hava püskürtülmesinin etkilerini gözlemlemek için turboşarj sisteminin türbin-kompresör mili dönme hızı, kompresör kütleli debisi ve kompresör çıkış basıncı gibi çeşitli çalışma parametreleri dikkate alınmıştır. Deneyler, motorun emme manifoldundaki basınç değişimini simüle etmek ve geri basıncın turboşarj sistemi üzerindeki etkilerini incelemek için üç farklı turboşarj sistemi kompresör çıkış basıncında (düşük, orta ve yüksek geri basınç) gerçekleştirilmiştir. Deneyler yapılırken, özellikle farklı koşullar altında çalışan iki farklı tasarım durumundan elde edilen sonuçlara önem verilmiştir: Referans Durum ve Hava Destekli Durum. Yapılan her bir deney esnasında, sistem ilk olarak Referans Durum koşulları altında büyük hava tankından alınan hava ile çalıştırılmış ve tüm ölçüm parametreleri kaydedilmiştir. Daha sonra sistem benzer şekilde çalıştırılmış ve Hava Destekli Durum tasarımı devreye alınarak bu tasarımın zamana bağlı koşullardaki avantajlarının ayrıntılı olarak incelenmesine imkân sağlanmıştır. Her iki deneysel durumda da aynı koşulları sağlamak için, otomatik bir kontrol mekanizması ve bu mekanizmanın bir aktuatörü olarak sistemde yer alan akıllı valf konumlandırıcısından faydalanılmıştır. Tüm deneyler, bilgisayar kontrollü olarak bu valfin kontrolü altında gerçekleştirilmiştir.

3.1.4. Belirsizlik analizi

Deneysel verilerin doğru bir şekilde değerlendirilmesi için belirsizlik analizinin yapılmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu tez çalışmasında, deneysel verilerin güvenilirliğini artırmak ve ölçüm hatalarını minimize etmek amacıyla belirsizlik analizinde yaygın olarak kullanılan ve literatürde kabul görmüş Kline-McClintock yönteminden (Kline 1953) yararlanılmıştır.

Kline-McClintock yöntemi, R büyüklüğünün x_1, x_2, x_3 gibi bağımsız değişkenlere bağlı olduğu ve $R = f\{x_1, x_2, x_3 \dots, x_n\}$ şeklinde ifade edildiği durumlarda kullanılmaktadır. Bağımsız değişkenlere ait hata oranları $w_1, w_2, w_3 \dots, w_n$ olarak tanımlandığında, toplam hata oranı w_R Eşitlik 3.1’de gösterildiği hesaplanır.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.1)$$

Soğuk hava akışlı turboşarj sistemi test ünitesinde gerçekleştirilen deneylerde, ölçüm parametreleri olarak seçilen sıcaklık, basınç, kütleli debi ve turboşarj sisteminin türbin-kompresör mili dönme hızı, doğrudan sensörler yardımıyla ölçülen tek bir bağımsız değişkene bağlı büyüklüklerdir ve bu büyüklüklere bağlı olarak türetilmiş herhangi bir parametre yoktur. Dolayısıyla, ölçüm parametrelerinin belirsizlikleri doğrudan kullanılan sensörlerin hassasiyeti ile belirlenir (Çizelge 3.13).

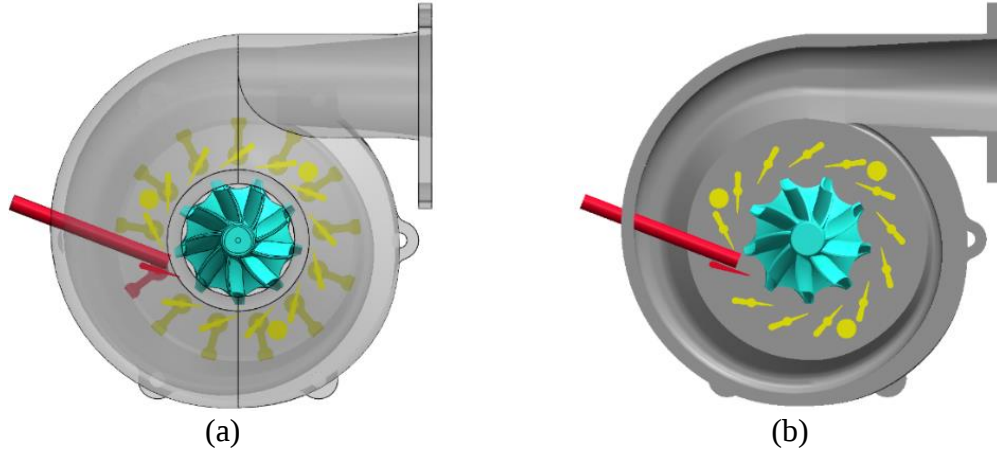
Çizelge 3.13. Deneysel ölçüm parametrelerinin belirsizlik analizi

Ölçüm Parametresi	Belirsizlik (%)
Sıcaklık	0,4
Basınç	0,5
Kütleli Debi	2
Devir Sayısı	2

3.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizleri

3.2.1. Turboşarj sistemi türbin geometrisi ve mesh yapısı

Turboşarj sistemi test ünitesinde kullanılan değişken geometrili turboşarj sistemi türbininin ve harici nozulun bilgisayar destekli tasarım (CAD) geometrisi Şekil 3.17’de gösterildiği gibi SOLIDWORKS yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Çizelge 3.3’te verilen değişken geometrili turboşarj sisteminin teknik özelliklerine ek olarak, turboşarj sistemi türbin geometrisinin ve harici nozulun ayrıntıları Çizelge 3.14’te özetlenmiştir. Turboşarj sistemi türbin geometrisinin oluşturulması yaklaşık 6 ay sürmüştür.

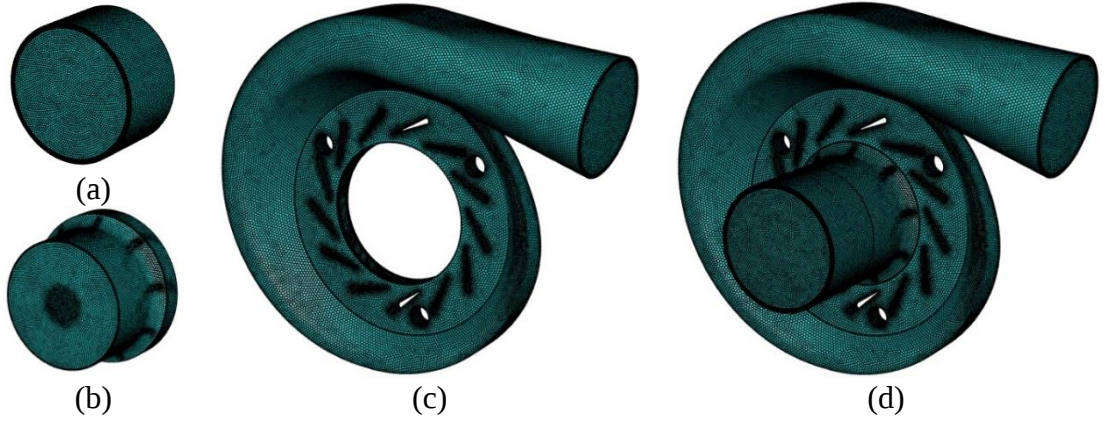


Şekil 3.17. Turboşarj sistemi türbini ve harici nozulun bilgisayar destekli tasarım (CAD) geometrisi (a) Normal görünüm (b) Kesit alınmış görünüm.

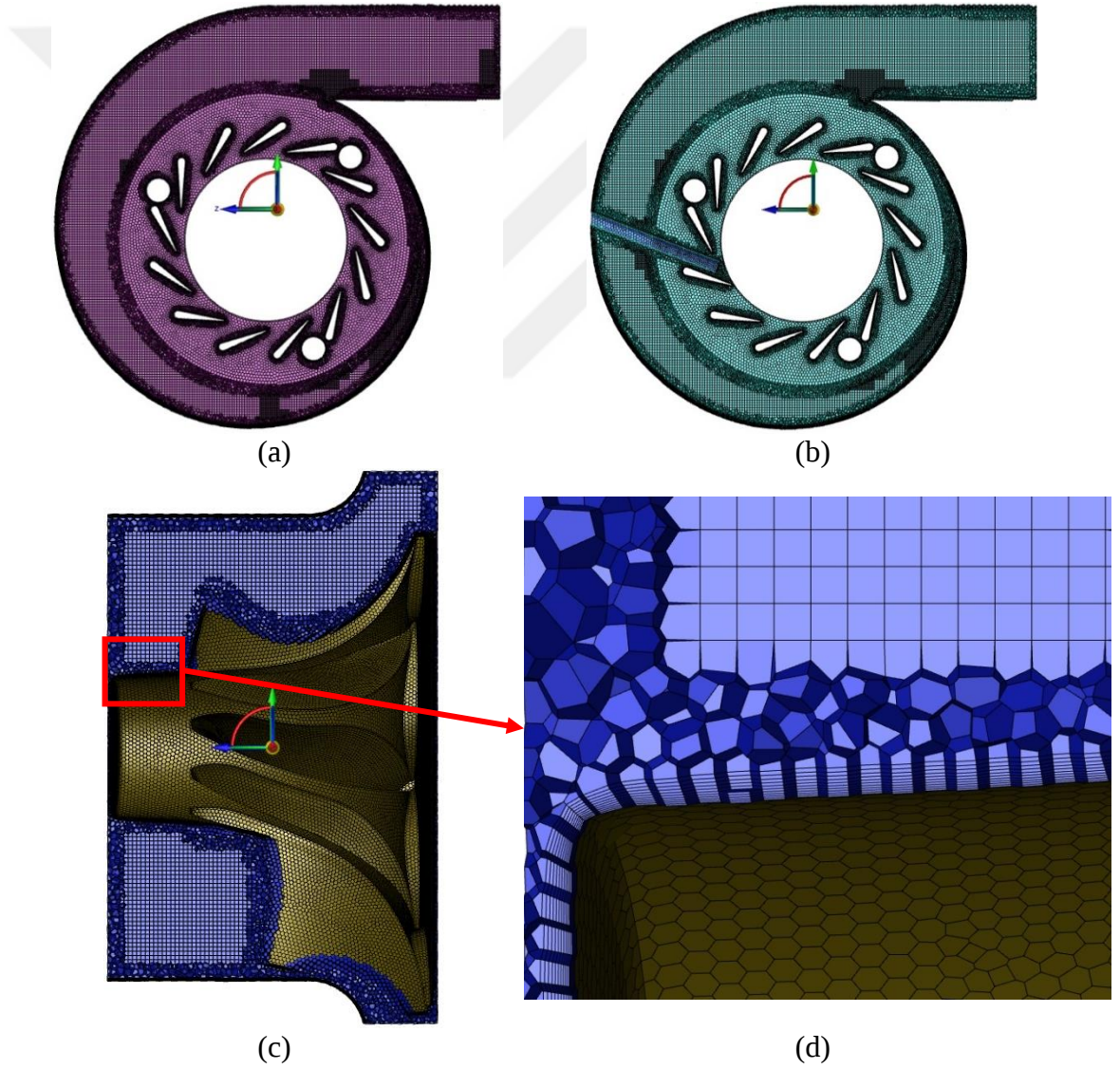
Çizelge 3.14. Turboşarj sistemi türbin geometrisi ve harici nozul ayrıntıları

Özellik	Değer
Harici nozul dış çapı	6 mm
Harici nozul iç çapı	5 mm
Türbin giriş çapı	40 mm
Türbin çıkış çapı	44 mm
Türbin çarkı kanat sayısı	9

Tasarlanan bu geometride, katı bileşenler içindeki negatif hacim, bir dizi komut kullanılarak çıkarılmıştır. Turboşarj sistemi türbininin akışkan alanını temsil eden bu negatif hacim, daha sonra ANSYS Workbench'in SpaceClaim modülünde modifiye edilerek mesh oluşturma işlemi için hazır hale getirilmiştir. Hem orijinal turboşarj sistemini temsil eden Referans Durum'daki hem de harici nozula sahip turboşarj sistemini temsil eden Hava Destekli Durum'daki turboşarj sistemi türbininin akışkan alanları, Şekil 3.18'de gösterildiği gibi türbin salyangozunu (Şekil 3.18c), türbin çarkını (Şekil 3.18b) ve egzoz kanalını (Şekil 3.18a) içerir. Türbin salyangozu, egzoz kanalı ve türbin çarkı isimlendirmeleri, Kreuz-Ihli et al. (2000) tarafından yapılan çalışmadan esinlenerek gerçekleştirilmiştir. Hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için, akışkan alanları, türbin salyangozu ve egzoz kanalını içeren sabit alan ile türbin çarkını barındıran dönen alan olmak üzere iki ayrı bölüme ayrılmıştır. Ek olarak, Şekil 3.19, sırasıyla Referans Durum için türbin salyangozunun (Şekil 3.19a), Hava Destekli Durum için türbin salyangozunun (Şekil 3.19b), türbin çarkının (Şekil 3.19c) ve türbin çarkının yakınlştırılmış halinin (Şekil 3.19d) mesh yapısı kesit görünümünü içermektedir.



Şekil 3.18. Turboşarj sistemi türbin geometrisi akışkan alanları mesh yapısı (a) Egzoz kanalı (b) Türbin çarkı (c) Türbin salyangozu (d) Birleştirilmiş model.



Şekil 3.19. Turboşarj sistemi türbin geometrisi akışkan alanları mesh yapısı kesit görünümleri (a) Referans durum için türbin salyangozu (b) Hava Destekli durum için türbin salyangozu (c) Türbin çarkı (d) Yakınlaştırılmış türbin çarkı.

Hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için, türbin salyangozu, türbin çarkı ve egzoz kanalı için mesh yapısı, ANSYS Fluent Meshing'de hexahedral ve polyhedral mesh elemanlarını kombine eden poly-hexcore yöntemi kullanılarak oluşturulmuştur. Türbin salyangozu, türbin çarkı ve egzoz kanalının temas bölgeleri, mesh yapısı ara yüzleri oluşturulmasında çok önemli olduğundan, bu alanlar için mesh yapısı oluşturma işlemi daha ince eleman boyutları ile gerçekleştirilmiştir.

Mesh kalitesini değerlendirmek için kriter tanımlamak amacıyla, mesh yapılarının Ortogonal Quality değeri incelenmiştir. Türbin salyangozu, türbin çarkı ve egzoz kanalı akışkan alanları için Ortogonal Quality değerinin minimum değerleri her iki durum (Referans Durum ve Hava Destekli Durum) için sırasıyla 0,15, 0,15 ve 0,32'dir. Her iki durumda da atılan meshler kabul edilebilir minimum Ortogonal Quality değerine uygundur ve akış analizi için iyi bir kalite sağladığı sonucuna varılabilir.

Analiz kapsamındaki mesh bağımsızlığı çalışmasında, Referans durumdaki akışkan alanı için üç farklı hücre sayısı seçilmiş ve türbin çarkının torkunu belirlemek üzere akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerde sınır şartları olarak 10'uncu saniyedeki deneysel sonuçlardan elde edilen türbin girişi hava hızı ve dinamik mesh bölgeleri açısı hızı kullanılmıştır. Çizelge 3.15'te verilen, hücre sayısının türbin çarkı torkuna etkisini gösteren mesh bağımsızlık analizi tablosu, Mesh1'in sonuç bağımsızlığı için yeterli olduğunu, daha ince bir mesh kullanmanın analiz sonuçlarında kayda değer bir değişiklik yaratmadığını göstermektedir. Mesh2 ve Mesh3 sırasıyla %27 ve %30 daha fazla elemana sahip olmasına rağmen, türbin çarkı torkundaki fark sırasıyla %0,41 ve %0,81 gibi düşük seviyelerde kalmıştır. Bu nedenle, Mesh1 hem Referans hem de Hava Destekli durumların analizi için kabul edilebilir mesh konfigürasyonu olarak seçilmiştir.

Çizelge 3.15. Mesh bağımsızlık analizi tablosu

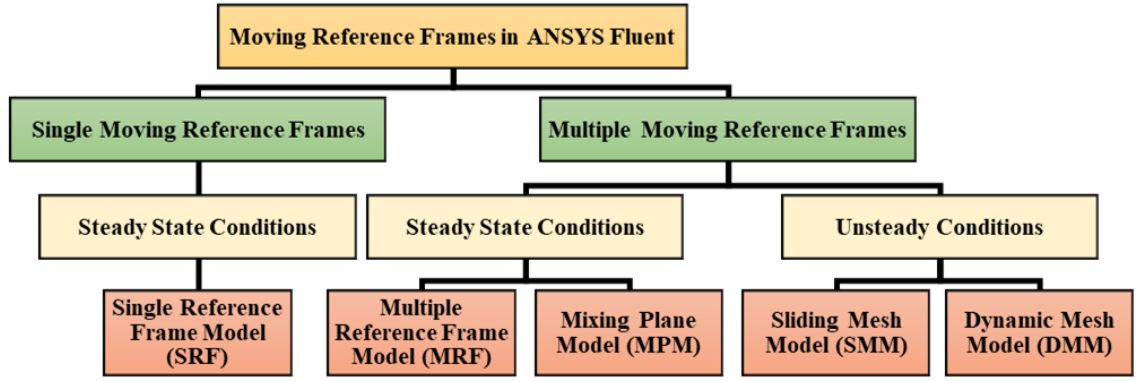
Referans Durum İçin	Mesh1	Mesh2	Mesh3
Hücre sayısı	1.482.727	1.885.342	2.453.113
Hücre sayısındaki artış farkı (%)	-	27,15	30,12
Türbin çarkı torku [N·m]	0,243	0,244	0,242
Türbin çarkı torku değişim farkı (%)	-	0,41	0,81

3.2.2. HAD analiz parametrelerinin belirlenmesi ve analizlerin çalıştırılması

Herhangi bir sayısal analiz çalışmasının önemli yönlerinden biri, sınır şartlarının gerçekçi bir şekilde seçilmesidir. Turbo gecikmesini ele alan karşılaştırmalı deneylerin zamana bağlı (transient) akış şartlarında gerçekleştirildiği göz önüne alındığında, bu tez çalışmasındaki tüm analizler zamana bağlı şartlar kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için gerçekleştirilen HAD analizlerinde, girişte bir hız girişi sınır şartı ve çıkışta bir basınç çıkışı sınır şartı kullanılmıştır. Bu sınır şartları, deneylerin soğuk hava akışlı test ünitesi kullanılarak gerçekleştirilmesi nedeniyle seçilmiştir. Sayısal analiz çalışmalarının temel amacı, türbin çarkının dönme hızını hesaplamak ve harici nozulun avantajlarını göstermek için hız ve statik basınç konturlarını görselleştirmektir.

HAD analiz çalışmalarında turbo makineler için en çok tartışılan konulardan biri rotor hareketini simüle etme metodolojisidir. Bu hususta ANSYS Fluent kullanıcı kılavuzundan edinilen bilgilerle, turbo makinelerde dönme hareketini simüle etmek için uygulanan çeşitli sayısal metodolojilere Şekil 3.20’de gösterildiği gibi genel bir bakış sunulmuş ve aşağıdaki gibi detaylandırılmıştır (Inc. 2013):

- **SRF (Single Reference Frame Model):** Hız sabit bir değer veya zamana bağlı bir profil olarak belirtilebilir; daha karmaşık geometriler için kullanmak mümkün olmayabilir.
- **MRF (Multiple Reference Frame Model):** Genellikle donmuş motor yaklaşımı olarak da adlandırılır; mesh hesaplamalar için sabit kalır, bireysel hücre bölgelerine farklı dönme hızları atanabilir; rotor-stator etkileşimi nispeten zayıftır.
- **MPM (Mixing Plane Model):** Her bir akışkan bölgesi kararlı durum problemi olarak ele alınır; komşu bölgelerden gelen sınır koşullarının ortalaması alınır ve karıştırma düzlemi ara yüzünde uygulanır.
- **SMM (Sliding Mesh Model):** Problem mesh deformasyonu içermiyorsa önerilir.
- **DMM (Dynamic Mesh Model):** Mesh deforme oluyorsa veya mesh hareketi çözümün bir fonksiyonu ise kullanılmalıdır (örneğin, altı serbestlik dereceli çözücü).



Şekil 3.20. Dönme hareketini simüle etmek için turbo makinelerde uygulanan çeşitli sayısal metodolojiler.

Turboşarj sistemleri ile ilgili literatürdeki sayısal analiz çalışmaları incelendiğinde, Multiple Reference Frame (MRF) modelin genellikle kararlı durum (steady-state) şartları için kullanıldığı, Sliding Mesh Model (SMM) modelinin ise ağırlıklı olarak kararsız durum şartları (unsteady-state) için uygulandığı görülmektedir (Connell et al. 2018; Luquet et al. 2019). Bu tez çalışmasında gerçekleştirilen tüm analizlerde, mesh hareketi altı serbestlik dereceli (six-degree-of-freedom) çözücü ile çözüm fonksiyonuna bağlı olduğundan, dönen alanı simüle etmek için Dinamik Mesh Model (DMM) yöntemi kullanılmıştır.

Literatürde bildirilen olumlu sonuçlar göz önüne alındığında, analizler iyi bir mesh kalitesi ve Y-plus değerinin yaklaşık bir olması sağlanarak SST $k - \omega$ türbülans modeli ile basınç tabanlı bir çözücü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen analizlerde herhangi bir ısı transferi etkileşimi dikkate alınmadığından, modellenen soğuk hava, hesaplamalarda kolaylık sağlamak ve hesaplama süresini azaltmak için sıkıştırılamaz ideal gaz olarak seçilmiştir. Deneylerde türbin çarkının 90.395 dev/dak dönme hızına ulaştığı göz önünde bulundurularak, bir derecelik türbin çarkı açısına karşılık gelen $1,8 \times 10^{-6}$ saniyelik bir zaman adımı değeri seçilmiştir. Her bir zaman adımı için 15 iterasyon uygulanmıştır.

Mevcut bilgisayar donanımıyla deneylerin tam zamanlı analizleri için gereken uzun süre nedeniyle hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için 2'inci, 4'üncü, 6'ıncı, 8'inci ve 10'uncu saniyeleri temsil eden beş analiz çalışma noktası seçilmiştir. Tüm çalışma parametrelerinin belirlenmesi yaklaşık 2 aylık bir ön çalışmanın ardından tamamlanmıştır. Her bir analiz 25 milisaniyelik bir süre boyunca yürütülmüştür.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Tüm analizlerin, 64 CPU ve 2,25 GHz CPU hızına sahip bir bilgisayarda tamamlanması 8 hafta sürmüştür. Buradan hareketle, analizlerin tam zamanlı gerçekleştirilmesi durumunda ise tamamlanmasının yaklaşık 800 ay süreceği gözlemlenmiştir. Çizelge 3.16’da verilen tabloda, seçilen beş analiz çalışma noktası için orta geri basınca ait deneysel sonuçlara dayalı sınır şartları tanımlanmıştır; bu şartlar türbin girişindeki hava hızını, harici nozuldaki hava hızını ve dinamik mesh bölgelerinin açısal hızını kapsamaktadır. Bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen HAD analiz parametreleri, Çizelge 3.17’de gösterildiği gibi özetlenebilir.

Çizelge 3.16. HAD analizleri için sınır şartları

Referans Durum için					
Çalışma noktası	2. saniye	4. saniye	6. saniye	8. saniye	10. saniye
Türbin girişindeki hava hızı [m/s]	15,5	29	55	64	68
Dinamik mesh bölgelerinin açısal hızı [rad/s]	532	2.656	6.672	8.479	9.466
Hava Destekli Durum için					
Çalışma noktası	2. saniye	4. saniye	6. saniye	8. saniye	10. saniye
Türbin girişindeki hava hızı [m/s]	15,5	29	55	64	68
Harici nozuldaki hava hızı [m/s]	216	208	200	191	183
Dinamik mesh bölgelerinin açısal hızı [rad/s]	1.464	4.413	7.536	9.024	9.858

Çizelge 3.17. HAD analiz parametreleri

Mesh yapısı	hexahedral ve polyhedral mesh
Mesh yapısındaki hücre sayısı	1.482.727
Türbülans modeli	RANS, SST $k - \omega$
Dönme hareketini simüle etme metodolojisi	Dinamik Mesh Model (DMM)
Sınır şartları	girişte hız, çıkışta basınç
Zaman adımı	$1,8 \times 10^{-6}$ saniye

3.2.3. HAD analizlerinde kullanılan denklemler

Turboşarj sistemi türbininin HAD analizleri ANSYS yazılımının Fluent modülünde gerçekleştirilmiştir. Problemin çözümü için süreklilik, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerini içeren yönetici denklemler sırasıyla Eşitlik 3.2, Eşitlik 3.3 ve Eşitlik 3.4'te gösterildiği gibi verilmiştir (Li et al. 2022; Variyenli et al. 2023):

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.2)$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} \right] \quad (3.3)$$

Enerjinin korunumu denklemi:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \nabla(\rho u_{i,j} T) = \nabla(k_f \nabla T) + S_T \quad (3.4)$$

Eşitlik 3.2, Eşitlik 3.3 ve Eşitlik 3.4'te yer alan denklemlerde ρ kütle yoğunluğunu, u hızı, P yerel statik basıncı, μ dinamik viskoziteyi, i ve j alt indisleri kartezyen koordinatların yönlerini, τ_{ij} gerilme tensörünü, T akışkan sıcaklığını, k_f etkin iletkenliği, ∇ Laplace operatörünü ve S_T viskoz kayıpları ifade etmektedir.

Bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde SST $k - \omega$ türbülans modelinden faydalanılmıştır. Bu model, düşük Reynolds sayısı düzeltmelerine ihtiyaç duymadan duvar yakınlarında mükemmel performansı ile tanınan Menter'in $k - \omega$ modelini (Menter 1994) içermektedir. Aynı zamanda, $k - \omega$ formatında yeniden formüle edilmiş standart $k - \varepsilon$ modeliyle entegre olarak, serbest akıştaki ve sınır tabakanın dış kenarındaki serbest akış değerlerindeki değişikliklere karşı dayanıklılık

sağlamaktadır. Türbülans kinetik enerjisi k ve spesifik kayıp oranı ω , sırasıyla Eşitlik 3.5 ve Eşitlik 3.6’da yer alan dönüşüm denklemlerinden faydalanılarak elde edilir (Liu et al. 2017; Yang et al. 2021):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \omega)}{\partial x_j} = & \frac{\rho \gamma}{\mu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \dots \\ & \dots + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \end{aligned} \quad (3.6)$$

Eşitlik 3.6’da yer alan denklemdeki F_1 , harmonik bir fonksiyondur ve Eşitlik 3.8 yardımıyla Eşitlik 3.7’de yer alan denklemle ifade edilir:

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{d^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} d^2} \right] \right\}^4 \quad (3.7)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right) \quad (3.8)$$

Ayrıca, Eşitlik 3.5 ve Eşitlik 3.6’da yer alan denklemlerde eddy viskozitesi olarak adlandırılan μ_t , Eşitlik 3.10 yardımıyla Eşitlik 3.9’da yer alan denklemle aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \quad (3.9)$$

$$F_2 = \tanh \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{d^2 \omega} \right) \right] \quad (3.10)$$

Eşitlik 3.7 ve Eşitlik 3.10’da yer alan denklemlerde d , en yakın duvara olan mesafedir ve Eşitlik 3.8’de gösterildiği gibi tanımlanan $CD_{k\omega}$, Eşitlik 3.6’daki çapraz difüzyon teriminin pozitif kısmıdır. Diğer parametreler sabittir: $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_{\omega 2} = 0,85616$, $\beta^* = 0,09$, $a_1 = 0,31$.

Bu tez çalışmasında gerçekleştirilen tüm HAD analizlerinde, dönen alanı simüle etmek için Dinamik Mesh Model (DMM) yöntemi kullanılmıştır. ANSYS Fluent'te dinamik mesh kullanıldığında, keyfi bir kontrol hacmi V_c için hareketli sınır, bilinen bir skaler δ için korunum denkleminin integral formülasyonu ile Eşitlik 3.11'de gösterildiği tanımlanabilir:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \delta dV_c + \int_{\partial V_c} \rho \delta (u_{i,j} - u_m) \cdot dA_{i,j} = \int_{\partial V_c} \Gamma \delta \cdot dA_{i,j} + \int_{V_c} S_\delta dV_c \quad (3.11)$$

Eşitlik 3.11'de yer alan denklemde u_m hareketli mesh hızını, Γ difüzyon katsayısını, A yüzey alanı vektörünü, S_δ δ 'nın kaynak terimini ve ∂V_c kontrol hacminin sınırını ifade eder. Eşitlik 3.11'deki türev terimi, Eşitlik 3.12'de gösterildiği gibi birinci dereceden geriye doğru fark formülü ile tanımlanabilir:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \delta dV_c = \frac{(\rho \delta V_c)^{n+1} - (\rho \delta V_c)^n}{\Delta t} \quad (3.12)$$

Böylece, bir sonraki zaman seviyesi $n + 1$ için spesifik kontrol hacmi V_c^{n+1} , Eşitlik 3.13'te gösterildiği gibi hesaplanır:

$$V_c^{n+1} = V_c^n + \frac{dV_c}{dt} \Delta t \quad (3.13)$$

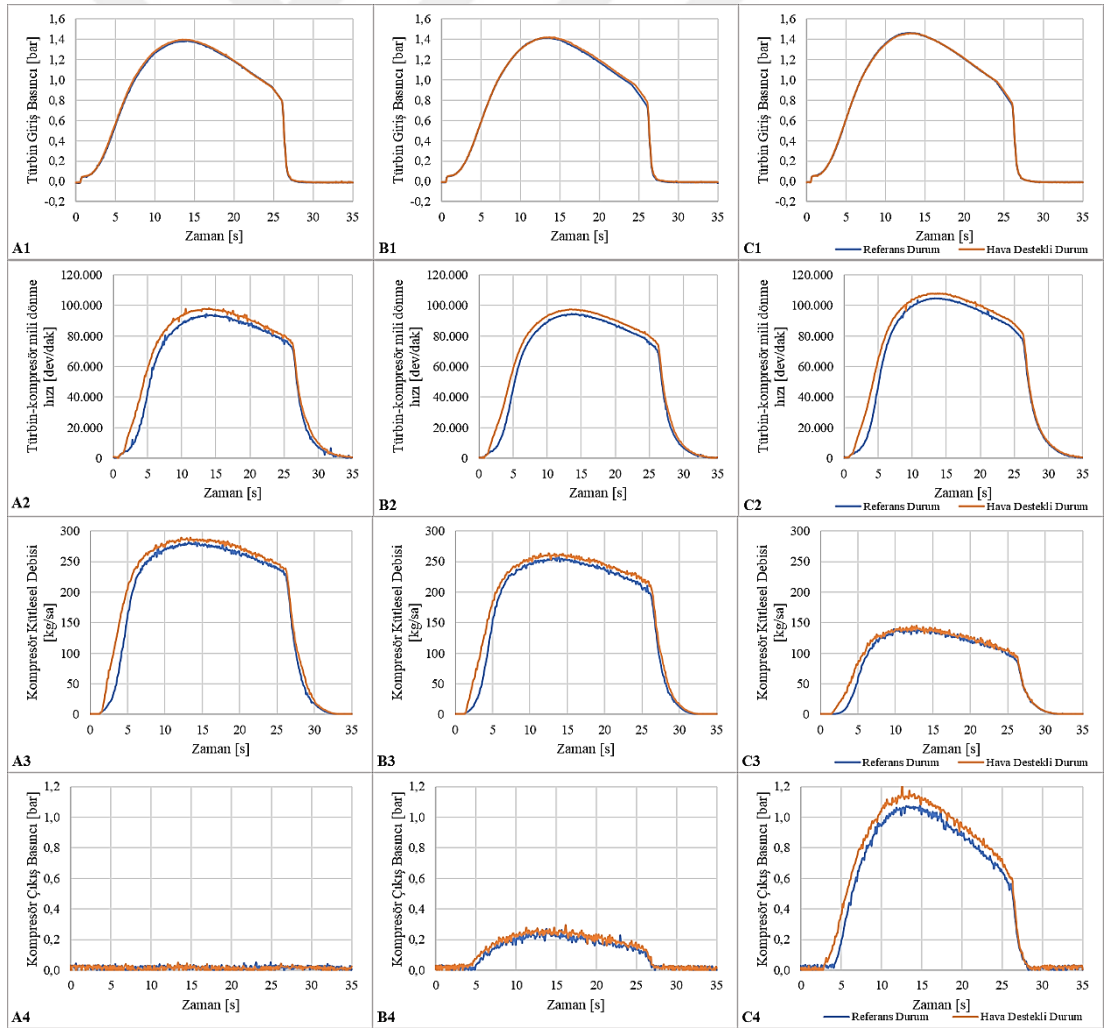
Kontrol hacminin zamana bağlı türevi, mesh korunumu yasasına uygun olacak şekilde Eşitlik 3.14'te gösterildiği gibi belirlenmiştir. Eşitlikteki n_{fc} , kontrol hacmindeki yüzeylerin sayısını ifade eder.

$$\frac{dV_c}{dt} = \int_{\partial V_c} u_m \cdot dA_{i,j} = \sum_{i,j}^{n_{fc}} u_{m_{i,j}} \cdot A_{i,j} \quad (3.14)$$

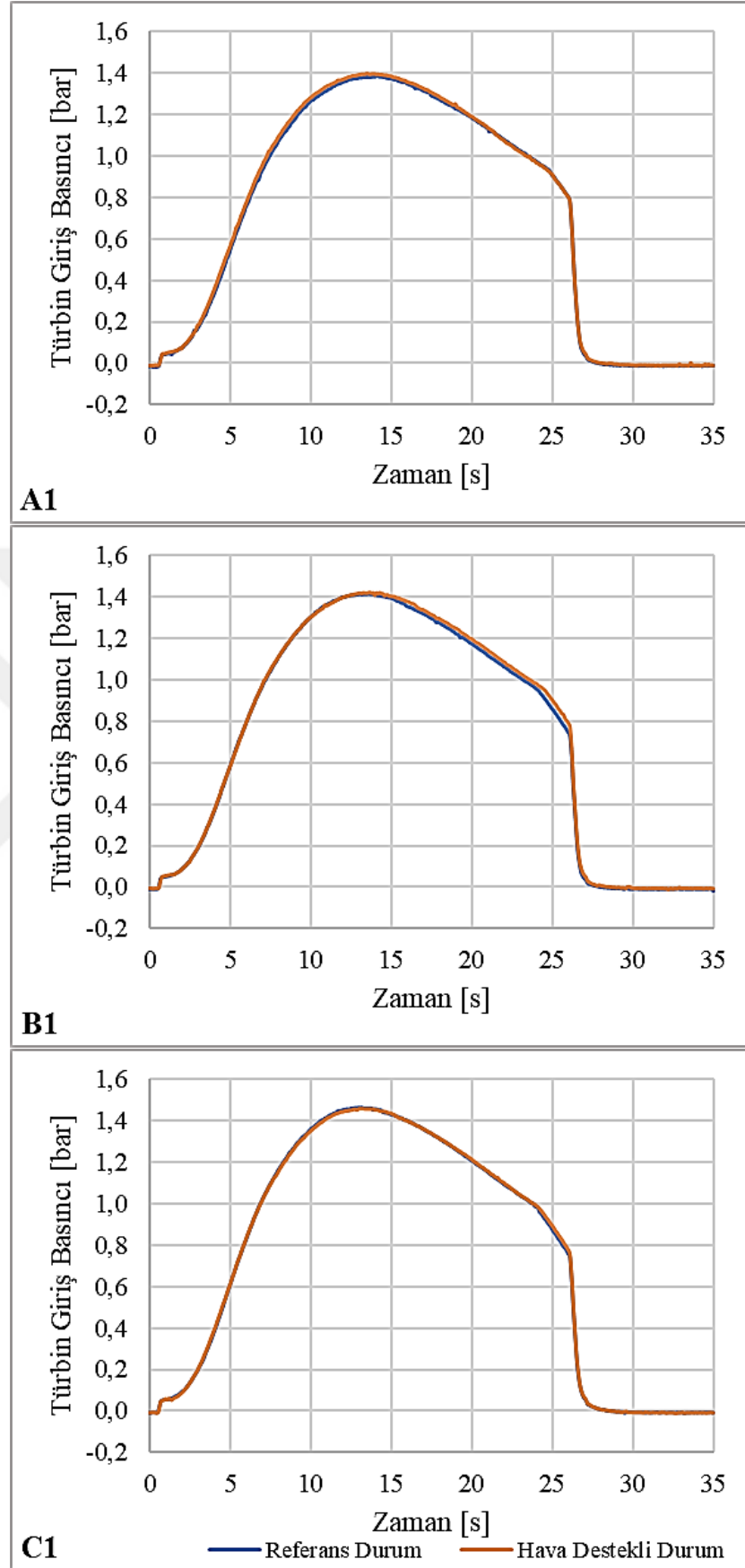
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Deneysel Çalışma Sonuçları

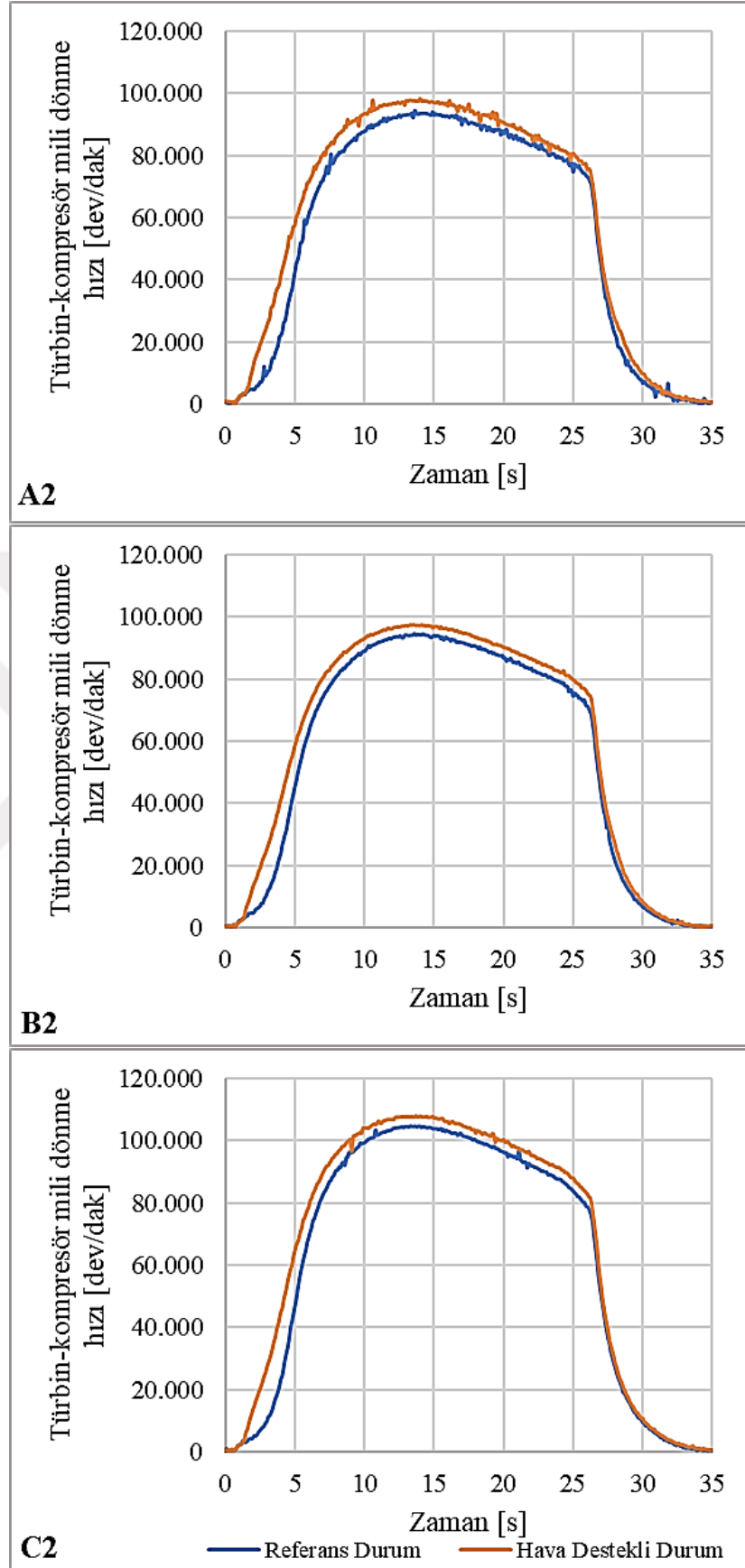
Soğuk hava akışlı turboşarj sistemi test ünitesinde gerçekleştirilen karşılaştırmalı deneylerde, turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatlarına doğrudan yardımcı basınçlı hava püskürtülmesinin etkileri, türbin giriş basıncı, türbin-kompresör mili dönme hızı, kompresör kütle debisi ve kompresör çıkış basıncı gibi çalışma parametreleri kullanılarak araştırılmıştır. Ayrıca, hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için deneyler, motorun emme manifoldundaki basınç değişimini simüle etmek ve geri basıncın turboşarj sistemi üzerindeki etkilerini incelemek için üç farklı turboşarj sistemi kompresör çıkış basıncında gerçekleştirilmiştir.



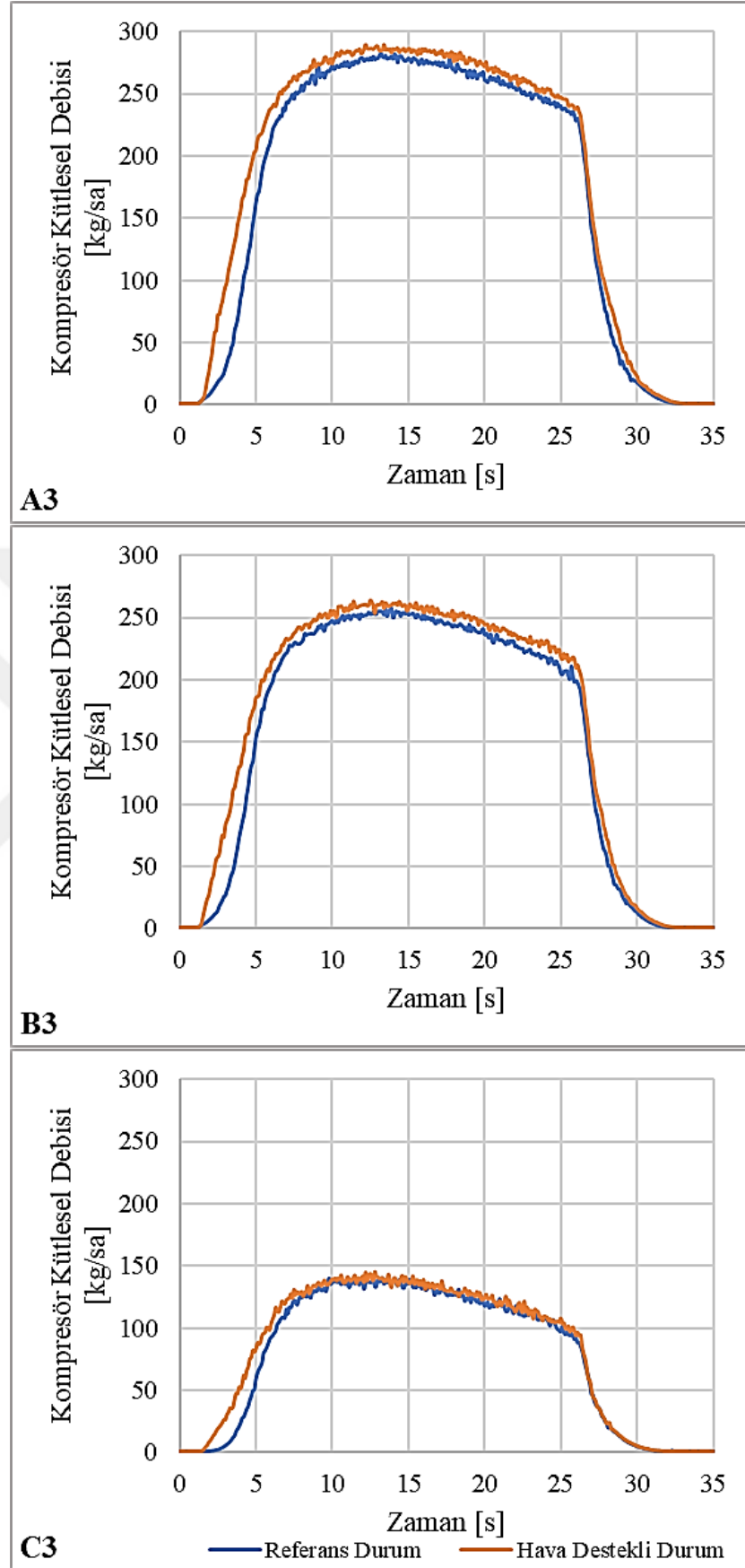
Şekil 4.1. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için düşük (A), orta (B) ve yüksek (C) geri basınçta çalışma parametrelerinin zamana bağlı değişimi.



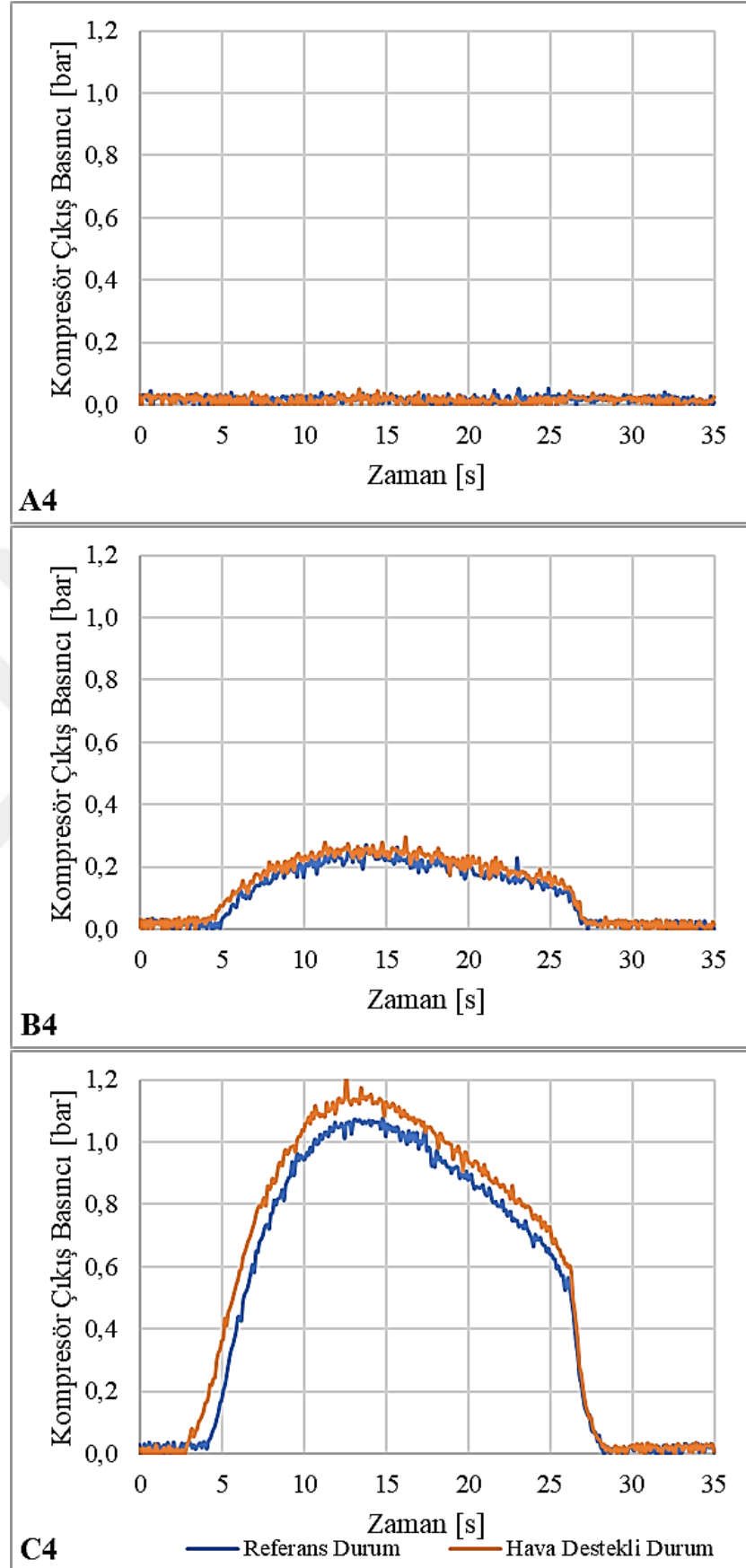
Şekil 4.2. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için düşük (A1), orta (B1) ve yüksek (C1) geri basınçta türbin giriş basıncının zamanla değişimi.



Şekil 4.3. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için düşük (A2), orta (B2) ve yüksek (C2) geri basınçta türbin-kompresör mili dönme hızının zamana bağlı değişimi.



Şekil 4.4. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için düşük (A3), orta (B3) ve yüksek (C3) geri basınçta kompresör kütleli debisinin zamana bağlı değişimi.



Şekil 4.5. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için düşük (A4), orta (B4) ve yüksek (C4) geri basınçta kompresör çıkış basıncının zamana bağlı değişimi.

Şekil 4.1, hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için sırasıyla A (düşük geri basınç), B (orta geri basınç) ve C (yüksek geri basınç) olarak etiketlenen üç farklı turboşarj sistemi kompresör çıkış basıncına karşılık gelen deneysel sonuçları göstermektedir. Şekil 4.1'in daha anlaşılır olması için, her bir çalışma parametresinin zamana bağlı değişimini gösteren grafikler sırasıyla Şekil 4.2 (A1, B1 ve C1), Şekil 4.3 (A2, B2 ve C2), Şekil 4.4 (A3, B3 ve C3) ve Şekil 4.5 (A4, B4 ve C4) ile yeniden gösterilmiştir.

Şekil 4.2'de yer alan grafikler, Referans Durum ve Hava Destekli Durum için deneyler sırasında türbin giriş basınçlarının zamana bağlı değişimini göstermektedir. Vidalı kompresör ana hava tankından akıllı konumlandırıcıya sahip bir valf vasıtasıyla kontrollü bir şekilde alınan basınçlı hava, her iki durumda da tüm deney prosedürü boyunca eşit basınç seviyeleri altında türbine gönderilmiştir. Böylece, her iki durum çalışmalarında da türbin giriş basıncının eşitlenmesi, karşılaştırma deneylerinin doğruluğunu ve güvenilirliğini sağlamıştır. Sisteme giren enerjinin her iki durum için de tüm deneylerde eşit olduğu, dolayısıyla harici nozul etkilerinin anlamlı bir şekilde analiz edilebileceği anlaşılmaktadır. Ayrıca, türbine giren havanın basıncı belirli bir süre boyunca arttığı için, sistem motordan çıkan egzoz gazının kütleli debisindeki artışa benzer bir şekilde etkinleştirilmiştir.

Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te yer alan grafikler, Referans Durum ve Hava Destekli Durum için deneyler sırasında sırasıyla turboşarj sisteminin türbin-kompresör mili dönme hızı ve kompresör kütleli debisi parametrelerinin zamana bağlı değişimini göstermektedir. Şekil 4.3'te yer alan grafiklerden görüldüğü üzere, turboşarj sisteminin türbin-kompresör mili dönme hızı tüm geri basınç seviyelerinde Hava Destekli Durum deneylerinde Referans Durum'a göre daha yüksek değerler sergilemektedir. Bu gözlem, turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatlarına doğrudan yardımcı basınçlı hava püskürtülmesinin turbo gecikmesini önemli ölçüde azalttığını göstermektedir. Turboşarj sisteminin türbin-kompresör mili dönme hızındaki artış, kompresör kütleli debisinde eş zamanlı bir artışa neden olur. Dolayısıyla, Şekil 4.4'teki grafiklerde görüldüğü gibi, kompresör kütleli debisi tüm geri basınç seviyelerinde Hava Destekli Durum deneylerinde Referans Durum'a göre daha yüksek değerlere sahiptir.

Şekil 4.5'te yer alan grafikler, Referans Durum ve Hava Destekli Durum için deneyler sırasında kompresör çıkış basınçlarının zamana bağlı değişimini göstermektedir. A4 durumunda, kompresör çıkışında kısılma etkisi olmadığından hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için basınç artışı gözlenmez. Bununla birlikte, kompresör çıkışı üzerindeki kısılma etkisinin arttığı B4 ve C4 durumlarında, özellikle turbo gecikmesini azaltma yönünde katkıda bulunarak (Hava Destekli Durum deneylerinde Referans Durum'a göre daha belirgin bir biçimde), kompresör çıkış basıncında buna karşılık gelen bir artış meydana gelmektedir.

Şekil 4.3'te yer alan grafiklerinden elde edilen verilere göre, kompresörün en etkili parametresi olarak kabul edilen kompresör kütleli debisinin düşük, orta ve yüksek geri basınçta hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için 1-10 saniye aralığındaki değerleri Çizelge 4.1'de yer alan tabloda sunulmuştur.

Çizelge 4.1. Her bir geri basınç seviyesi için kompresör kütleli debisindeki artış

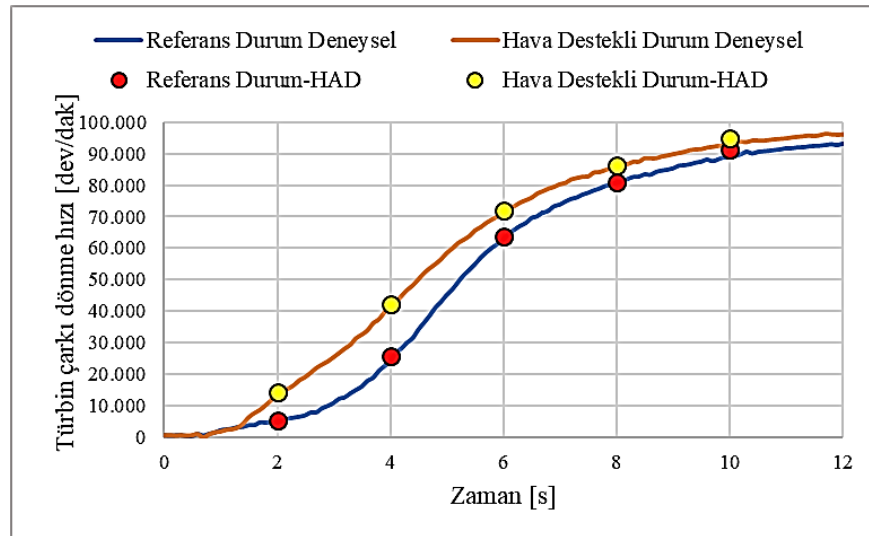
Zaman [s]	Kompresör kütleli debisi, $\dot{m}_c$ [kg/sa]								
	Düşük geri basınç, A			Orta geri basınç, B			Yüksek geri basınç, C		
	Referans Durum	Hava Destekli Durum	% Artış	Referans Durum	Hava Destekli Durum	% Artış	Referans Durum	Hava Destekli Durum	% Artış
1	0,8	0,8	0,0	0,8	0,8	0,0	0,8	0,8	0,0
2	9,0	33,2	268,9	7,5	32,6	334,7	1,0	9,3	830,0
3	29,5	94,8	221,4	26,6	82,9	211,7	5,3	26,3	396,2
4	86,2	155,8	80,7	78,9	130,6	65,5	23,6	51,4	117,8
5	162,1	204,0	25,8	152,9	185,0	21,0	58,6	83,0	41,6
6	214,5	237,7	10,8	196,1	213,1	8,7	92,6	103,7	12,0
7	243,2	255,0	4,9	221,2	232,8	5,2	115,1	122,5	6,4
8	256,9	266,0	3,5	230,1	239,9	4,3	124,2	129,4	4,2
9	270,0	273,0	1,1	239,8	247,8	3,3	129,7	135,2	4,2
10	272,8	273,6	0,3	247,5	251,5	1,6	137,4	139,5	1,5

Her iki durumda da kütleli debi değerleri incelendiğinde, doğrudan türbin çarkı kanatlarına yapılan yardımcı basınçlı hava püskürtülmesinin, geri basınç seviyesi arttıkça turboşarj sisteminin cevap süresini daha belirgin bir şekilde azalttığı açıkça

görülmektedir. Kütleli debi, düşük, orta ve yüksek geri basınç deneyleri için 2'inci saniyede sırasıyla %268,9, %334,7 ve %830 oranında artmıştır. Çizelge 4.1'de yer alan tabloda görüldüğü gibi, düşük geri basınç şartları (A) altında Hava Destekli Durumda 2'inci saniyedeki kompresör kütleli debisi için 33,2 kg/sa değeri, aynı değer Referans Durumda 3,1'inci saniyede elde edildiği düşünüldüğünde turbo gecikmesinde %35,5'lik bir azalma olarak yorumlanabilir. Benzer şekilde, orta geri basınç şartları (B) ve yüksek geri basınç şartları (C) altında, bu azalmanın sırasıyla %37,5 ve %40,3 seviyelerine ulaştığı değerlendirilmektedir. Hava Destekli Durum'da kompresör kütleli debisindeki belirgin artış tüm geri basınç seviyelerinde 7'inci saniyeye kadar devam etmiştir. Bu süreden sonra, vidalı kompresör ana hava tankından gelen havanın turboşarj sistemini tahrik etmedeki baskınlığı, yardımcı basınçlı hava püskürtülmesi etkisinin normalleşmesine neden olur.

4.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Analizlerinin Sonuçları

Bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen tüm HAD analizleri, orta geri basınca karşılık gelen deneyler göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları, daha önce Çizelge 3.16'da verilen tablodaki seçilmiş çalışma noktalarından elde edilen deneysel veriler kullanılarak karşılaştırılmıştır. Şekil 4.6'da gösterilen grafik, hem Referans Durum ve hem de Hava Destekli Durum için türbin çarkının dönme hızının deneysel ve HAD analiz sonuçlarını göstermektedir.



Şekil 4.6. Her iki durum için türbin çarkının dönme hızının deneysel ve HAD analiz sonuçları.

Bu grafikte yer alan deneysel sonuçlar, Şekil 4.3'te yer alan grafiklerdeki B2 durumunun ilk on saniyesini ifade etmektedir. HAD analizlerinde türbin çarkının dönme hızı, Eşitlik 4.1'de verilen denklem kullanılarak elde edilmiştir.

$$N_{\text{türbin çarkı}} = \frac{V_{\text{max,türbin çarkı}}}{r_{\text{türbin çarkı inducer çapı}}} \times \frac{60}{2\pi} \quad (4.1)$$

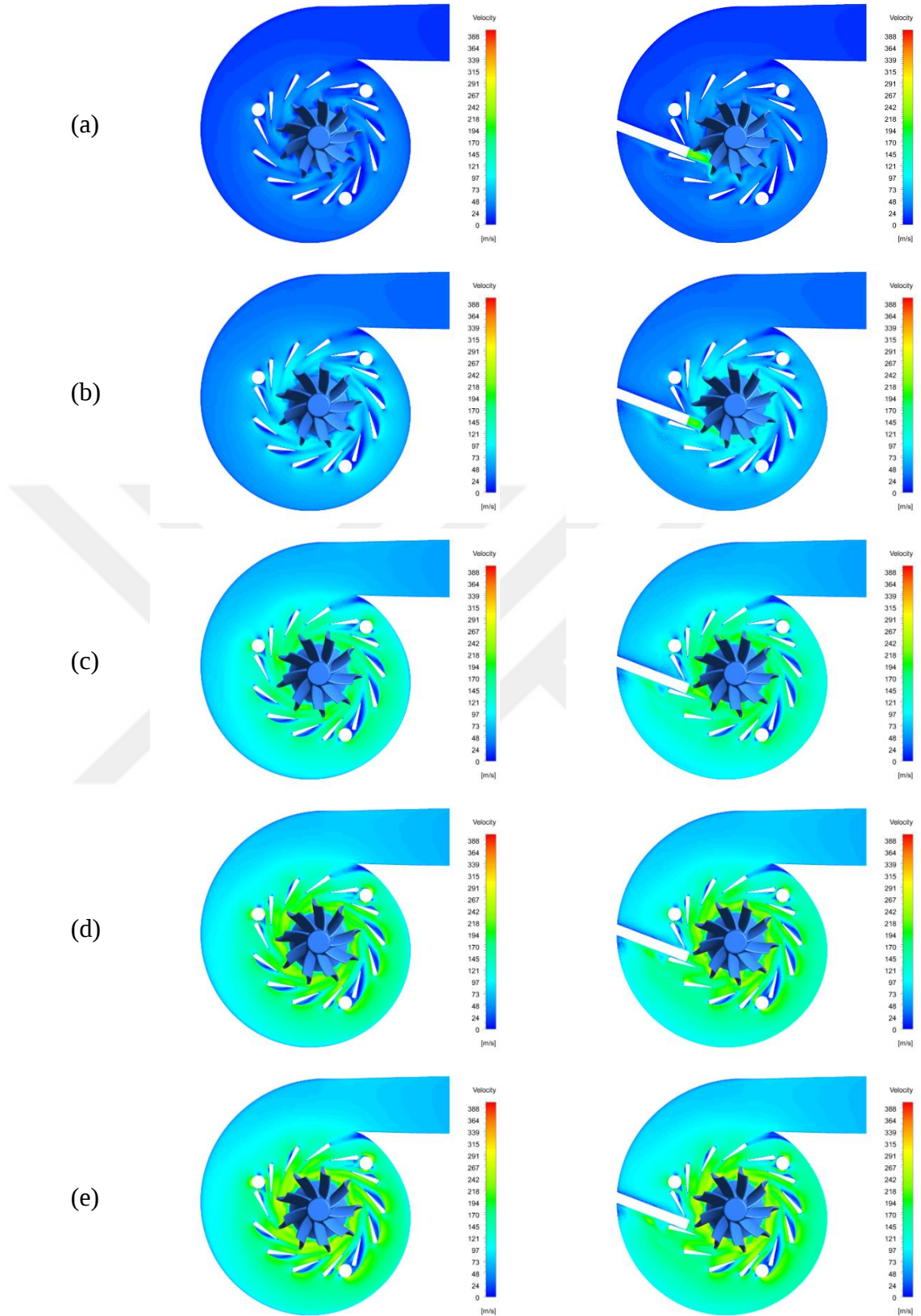
Her iki durum için türbin çarkı dönme hızının deneysel ve HAD analiz sonuçlarının karşılaştırılması, Çizelge 4.2'de verilen tabloda sunulmuştur.

Çizelge 4.2. Her iki durum için türbin çarkı dönme hızının deneysel ve HAD analiz sonuçlarının karşılaştırılması.

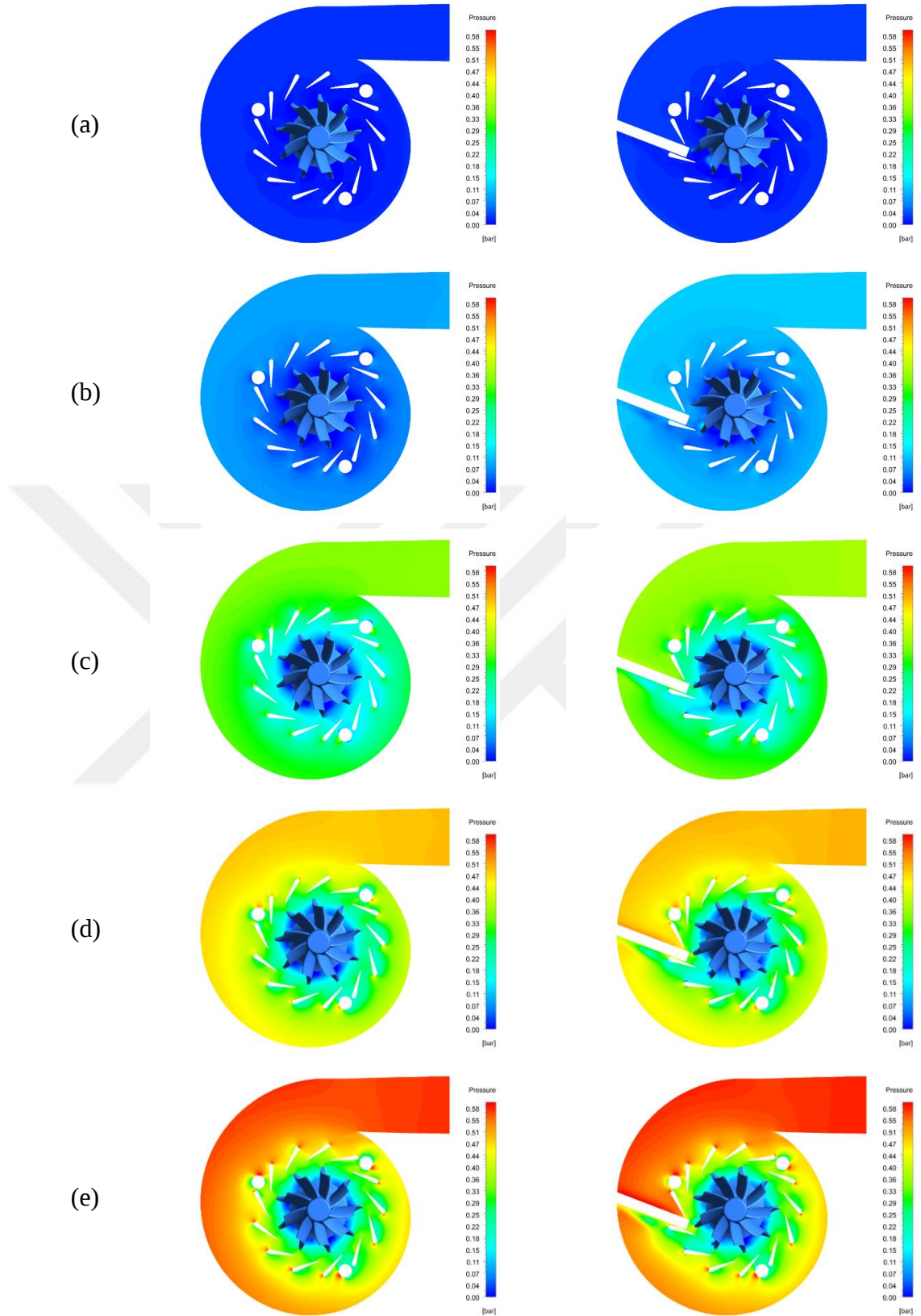
		Türbin çarkı dönme hızı [dev/dak]				
Çalışma noktası		2. saniye	4. saniye	6. saniye	8. saniye	10. saniye
Referans Durum	HAD Analizi	5.170	25.591	64.369	81.765	91.231
	Deneysel	4.811	23.993	62.807	80.791	88.713
	% Farklılık	7,46	6,66	2,49	1,21	2,83
Hava Destekli Durum	HAD Analizi	14.106	42.317	72.535	86.870	94.870
	Deneysel	13.429	41.345	71.464	85.905	93.029
	% Farklılık	5,04	2,35	1,50	1,12	1,98

Çizelge 4.2'de verilen tablodan da görülebileceği gibi, deneysel sonuçlar HAD analizleriyle olumlu bir uyum sergilemektedir ve farklılıklar %7,5'in altında kalmıştır.

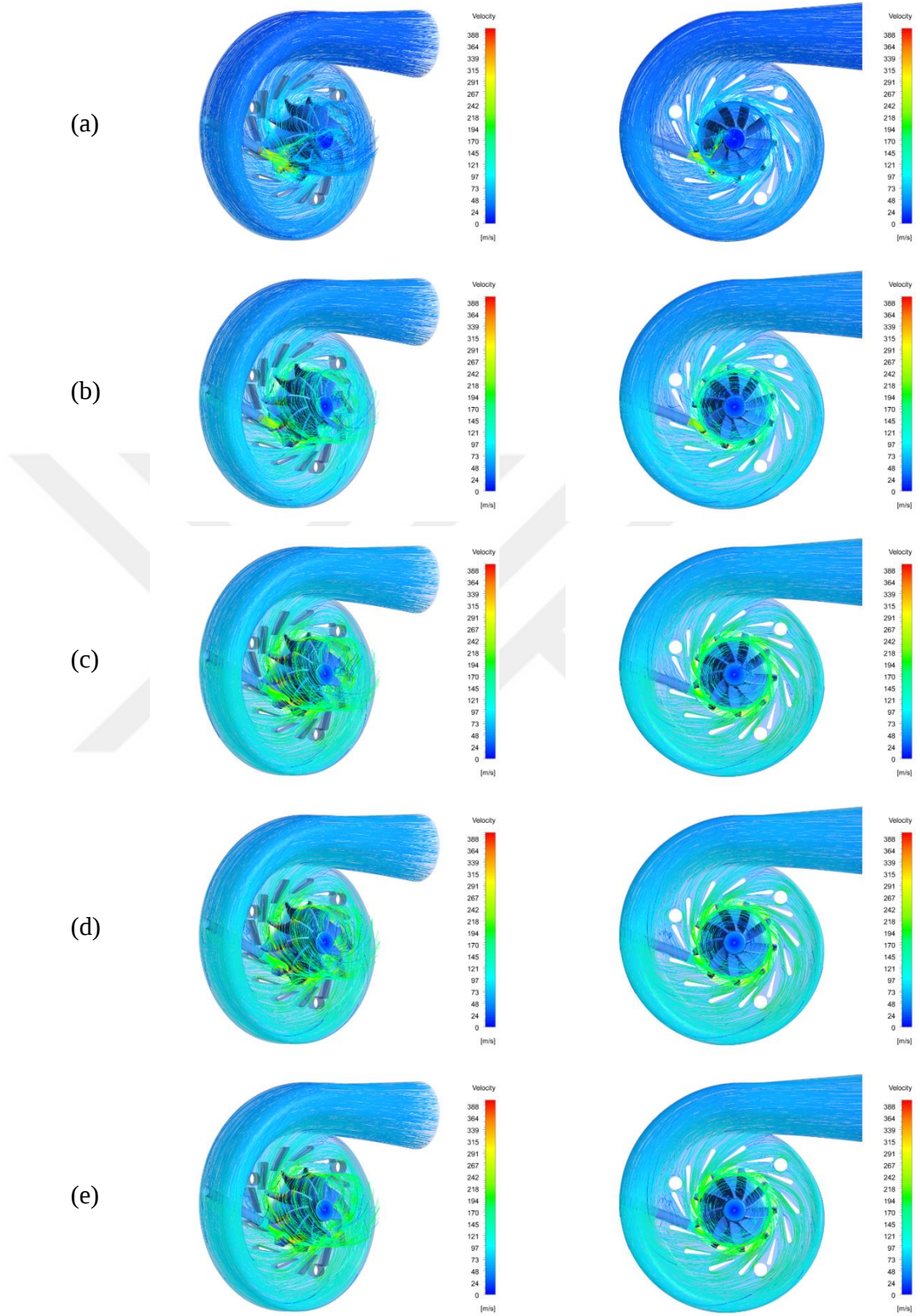
Hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için, HAD analizleri yardımıyla elde edilen statik basınç konturları, hız konturları ve akım çizgileri, turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatlarına doğrudan yardımcı basınçlı hava püskürtülmesi yoluyla turbo gecikmesinin azaltılmasına katkıda bulunan temel faktörlerin aydınlatılmasında oldukça faydalı olabilir. Bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen HAD analizleri yardımıyla, statik basınç konturları, hız konturları ve akım çizgileri türbin salyangozu içerisindeki hareketli nozul kanatçıkları ve harici nozuldan geçen bir kesit düzlemi dikkate alınarak görselleştirilmiştir.



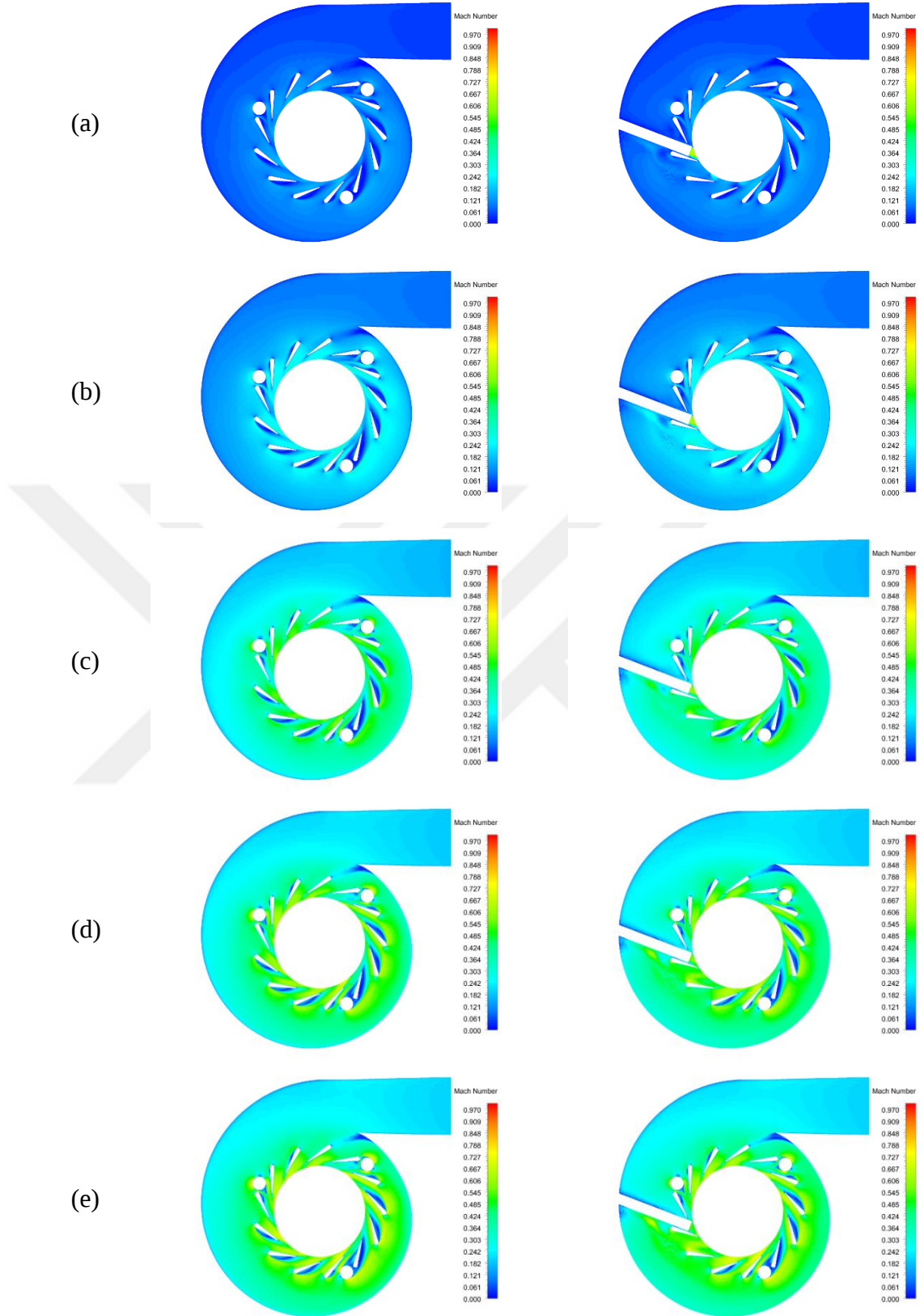
Şekil 4.7. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için karşılaştırmalı iki boyutlu hız konturları (a) 2'inci saniye (b) 4'üncü saniye (c) 6'ıncı saniye (d) 8'inci saniye (e) 10'uncu saniye.



Şekil 4.8. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için karşılaştırmalı iki boyutlu basınç konturları (a) 2'inci saniye (b) 4'üncü saniye (c) 6'ıncı saniye (d) 8'inci saniye (e) 10'uncu saniye.



Şekil 4.9. Hava Destekli Durum için üç boyutlu akım çizgileri (a) 2'inci saniye (b) 4'üncü saniye (c) 6'ıncı saniye (d) 8'inci saniye (e) 10'uncu saniye.



Şekil 4.10. Referans Durum ve Hava Destekli Durum için Mach sayıları (a) 2'inci saniye (b) 4'üncü saniye (c) 6'ıncı saniye (d) 8'inci saniye (e) 10'uncu saniye.

Şekil 4.7, hem Referans hem de Hava Destekli Durum için tüm çalışma noktalarının karşılaştırmalı iki boyutlu hız konturlarını göstermektedir. Şekil 4.7'nin sol tarafında, normal çalışma koşullarını temsil eden ve vidalı kompresör ana hava tankından gelen havanın, daraltılmış bir kesit alanına sahip türbin salyangozu içindeki hareketli nozul kanatçıkları vasıtasıyla türbin çarkı kanatlarına yönlendirildiği Referans Durum gösterilmektedir. Şekil 4.7'nin sağ tarafında ise, Referans Durum'daki çalışma şartlarına ilave olarak, türbin çarkı kanatlarının yakınında bulunan harici nozuldan ilave yardımcı basınçlı havanın püskürtüldüğü Hava Destekli Durum gösterilmektedir. Referans Durum ile karşılaştırıldığında, Hava Destekli Durum'da türbin kanatlarının yakınındaki hava hızının, Şekil 4.7a, Şekil 4.7b ve Şekil 4.7c'de gösterildiği gibi, 2'inci, 4'üncü ve 6'ıncı saniyelerde yaklaşık 200 m/s'ye ulaştığı görülmektedir. Bu hız artışı, harici nozuldan sağlanan basınçlı havanın türbin çarkı üzerinde ilave bir momentum oluşturmasıyla açıklanabilir. Dolayısıyla, bu süre zarfında, harici bir nozuldan yapılan yardımcı basınçlı hava püskürtülmesi, türbin çarkının hızlandırılmasında daha aktif bir rol oynamaktadır. Bu etki, türbin çarkının ivmelenme sürecini hızlandırarak turbo gecikmesini azaltmaktadır. Daha sonra, Şekil 4.7d ve Şekil 4.7e'de gösterildiği gibi, 8'inci ve 10'uncu saniyelerde türbin kanatlarının yakınındaki vidalı kompresör ana hava tankından gelen havanın hızındaki artışla birlikte harici nozulun türbin çarkını hızlandırmadaki aktif rolü azalır. Bu durum, yardımcı basınçlı havanın etkisinin zamanla azaldığını ve ana hava tankından gelen hava akışının baskın hale geldiğini göstermektedir.

Şekil 4.8, hem Referans hem de Hava Destekli Durum için tüm çalışma noktalarının karşılaştırmalı iki boyutlu basınç konturlarını göstermektedir. Tüm çalışma noktaları için Şekil 4.8a, Şekil 4.8b, Şekil 4.8c, Şekil 4.8d ve Şekil 4.8e'de gösterilen basınç dağılımları incelendiğinde, sonuçlar türbin çarkının dönüş hızıyla eş zamanlı olarak 2'inci saniyeden 10'uncu saniyeye kadar basınçta bir artış olduğunu göstermektedir. Bu artış, yardımcı basınçlı havanın püskürtülmesiyle birlikte türbin çarkına uygulanan toplam kuvvetin artması ve dolayısıyla çarkın dönme hızının yükselmesi ile ilişkilidir. Basınç konturlarının analizi, turboşarj sisteminin farklı çalışma koşullarında basınç dağılımlarının nasıl değiştiğini ve bu değişimlerin türbin çarkının performansına nasıl etki ettiğini anlamak açısından kritik öneme sahiptir. Referans Durum'da türbin çarkı kanatları yakınında basınç değişimi daha yavaş ve düzenli iken, Hava Destekli Durum'da basınç değişimi daha hızlı ve ani gerçekleşmektedir. Bu durum,

harici nozuldan sağlanan basınçlı havanın türbin çarkı üzerindeki etkisinin hemen hissedildiğini ve sistemin dinamik tepkisini hızlandırdığını göstermektedir.

Şekil 4.9, tüm çalışma noktalarında Hava Destekli Durum için iki farklı açıda üç boyutlu akım çizgilerini göstermekte ve yardımcı basınçlı havanın turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatlarına doğrudan püskürtülmesinin ayrıntılı bir gözlemi için imkan sağlamaktadır. Harici nozuldan püskürtülen ilave yardımcı basınçlı hava doğrudan türbin kanatlarına çarptıkça, türbin çarkı tarafından çıkarılabilecek mevcut enerjideki artışa bağlı olarak hızlanma daha hızlı gerçekleşir. Şekil 4.9a, Şekil 4.9b ve Şekil 4.9c incelendiğinde, düşük türbin çarkı dönüş hızlarına karşılık gelen 2'inci., 4'üncü ve 6'ıncı saniyelerde bu hızlanma ve enerji artışı belirgin bir şekilde gözlemlenebilir. Buna karşılık, Şekil 4.9d ve Şekil 4.9e incelendiğinde, bu etkilerin nispeten yüksek turboşarj sistemi türbin-kompresör mili dönme hızlarına karşılık gelen 8'inci ve 10'uncu saniyelerde normalleştiği görülmektedir. Bunun nedeni, 6'ıncı saniyeden sonra, harici nozuldan gelen hava hızları ile vidalı kompresör ana hava tankından gelen hava hızlarının türbin çarkı kanatlarının yakınında neredeyse aynı olmasıdır. Bu durum, Çizelge 4.1'deki tabloda gösterilen deneysel verilerle uyumludur, çünkü Hava Destekli Durum'un orta geri basınçtaki etkinliği 6'ıncı saniyeden sonra %5,2'ye düşmektedir.

Şekil 4.10, hem Referans hem de Hava Destekli Durum için tüm çalışma noktalarının türbin salyangozu içerisindeki hareketli nozul kanatçıkları ve harici nozuldan geçen bir kesit düzlemindeki Mach sayısını göstermektedir. Şekil 4.10a, Şekil 4.10b, Şekil 4.10c, Şekil 4.10d ve Şekil 4.10e incelendiğinde, Mach sayısının tüm çalışma noktaları için birin altında olduğu görülmektedir, bu da akışın boğulmadığını ve sıkıştırılabilirlik etkilerinin ihmal edilebilir olduğunu göstermektedir. Bu bulgular, turboşarj sisteminin çalışma koşulları altında hava akışının sürekli ve istikrarlı olduğunu ve herhangi bir kritik hız limitine ulaşılmadığını göstermektedir. Mach sayısının düşük olması, akışkan dinamiği açısından sistemin verimli çalıştığını ve türbin kanatları üzerinde istenmeyen türbülans veya şok dalgalarının oluşmadığını ifade eder. Bu durum, turboşarj sisteminin optimum performans koşulları altında çalışmasını sağlar ve sistemin uzun vadeli dayanıklılığını artırır. Sonuç olarak, Hava Destekli Durum'da ilave basınçlı havanın türbin çarkı üzerindeki etkisi net bir şekilde gözlemlenmiş ve turbo gecikmesinin azaltılmasına yönelik önemli bulgular elde edilmiştir.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, soğuk hava akışlı bir turboşarj sistemi test ünitesinde, harici bir nozul ile turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatlarına yardımcı basınçlı hava püskürten yeni bir pnömatik sistemin turbo gecikmesini azaltma üzerindeki etkisini değerlendirmek için karşılaştırmalı deneyler yapılmıştır. Bu deneyler, sistemin önce sadece ana hava tankı ile çalıştırıldığı Referans Durum ve sonrasında ana ve yardımcı hava tanklarının birlikte çalıştırıldığı Hava Destekli Durum şartlarında çalışan iki farklı tasarım durumu için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, her iki durum için de deneyler, motorun emme manifoldundaki basınç değişimini simüle etmek ve geri basıncın turboşarj sistemi üzerindeki etkilerini araştırmak için üç farklı turboşarj sistemi kompresör çıkış basıncında gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, orta geri basınca karşılık gelen deneyler dikkate alınarak üç boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sayısal sonuçlar her iki durum için de türbin içindeki akış alanını görselleştirmek için kullanılmıştır. Çalışmadan elde edilen önemli sonuçlar aşağıda sunulmuştur;

- Turbo gecikmesinin küçük zaman aralıklarında gerçekleşmesi, zamana bağlı (transient) şartlarda karşılaştırma deneyleri yaparak anlamlı sonuçlar elde etmeyi oldukça zorlaştırmaktadır. Fakat, soğuk hava akışlı turboşarj sistemi test ünitesine akıllı konumlandırıcıya sahip bir valf entegre edilerek hem Referans Durum ve hem de Hava Destekli Durum için türbin giriş basıncının eşitlenmesi sağlanmış ve bilgisayar kontrollü hassas karşılaştırma deneyleri gerçekleştirilmiştir.
- Hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için gerçekleştirilen deneylerde, turboşarj sisteminin üç farklı kompresör çıkış basıncı, yani düşük, orta ve yüksek geri basınçta, türbin-kompresör milinin dönme hızında çok fazla değişim gerçekleşmemiştir. Fakat, üç geri basınçta da Hava Destekli Durum'da, Referans Durum'a göre turboşarj sisteminin türbin-kompresör milinin dönme hızı artış göstermiş ve yüksek geri basınçta yaklaşık 100.000 dev/dak seviyelerine ulaşmıştır.

- Turboşarj sisteminin kompresör çıkış basıncı yani geri basıncı arttıkça hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için gerçekleştirilen deneylerde, kompresör kütleli debisi azalma eğilimi göstermiş ve özellikle de yüksek geri basınçta önemli ölçüde azalmıştır. Ancak, üç geri basınçta da Hava Destekli Durum'da, Referans Durum'a göre turboşarj sisteminin kompresör kütleli debisi önemli ölçüde artmış ve özellikle ikinci saniyede, düşük, orta ve yüksek geri basınçta sırasıyla %268,9, %334,7 ve %830 oranında artış meydana gelmiştir. Bu etki, yardımcı basınçlı hava püskürtülmesiyle gelen ilave enerjinin geri basınca karşı koyma kabiliyetini artırdığını göstermektedir.
- Üç geri basınç için gerçekleştirilen tüm deneylerde, Hava Destekli Durum'da, Referans Durum'a göre turboşarj sisteminin kompresör kütleli debisinde önemli ölçüde artış sağlanmasına bağlı olarak turboşarj sistemi cevap süresinde belirgin bir azalma sağlanmıştır. Hava Destekli Durum, orta ve yüksek geri basınçta daha etkili olmuş ve turbo gecikmesi bu seviyelerde daha belirgin bir biçimde azalmıştır. Düşük geri basınçta ise ana hava tankından gelen hava akışının nispeten daha yeterli olması nedeniyle yardımcı basınçlı hava püskürtülmesinin katkısı azalmıştır. Düşük geri basınçta turbo gecikmesi %35,5 azalırken, orta ve yüksek geri basınçlarda bu azalma sırasıyla %37,5 ve %40,3 seviyelerine ulaşmıştır.
- Hava Destekli Durum için üç geri basınçta da turboşarj sistemi cevap süresinde belirgin bir azalma sağlanması, arzu edilen turboşarj sistemi türbin-kompresör mili dönme hızına daha çabuk ulaşılmasını sağlamıştır. Bu durum, henüz turbo gecikmesi başlangıcında havanın momentum etkisini artırmak için harici bir nozul kullanılarak turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatlarına doğrudan püskürtülen yardımcı basınçlı hava beslemesinin kısa süredeki etkinliğini göstermektedir. Dolayısıyla, bu tez çalışması kapsamında önerilen pnömatik sistemin, literatürdeki yöntemlere kıyasla daha az basınçlı hava ihtiyacı nedeniyle daha düşük enerji tüketimine yol açacağı açıktır. Çünkü bilindiği üzere, türbin çarkı kanat dizisinin tasarımı, kompresör tasarımının aksine akışkandan enerji transferi prensibine dayanmaktadır.

- Orta geri basınca karşılık gelen deneyler göz önünde bulundurularak, turboşarj sistemi türbin tarafındaki akış olaylarını görselleştirmek için üç boyutlu HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. HAD analiz çalışmalarında turbo makineler için en çok tartışılan konulardan biri rotor hareketini simüle etme metodolojisi detaylandırılmıştır. HAD analizlerinden elde edilen türbin çarkı dönme hızı sonuçları, deneysel verilerle olumlu bir uyum göstermiş ve farklar %7,5'in altında kalmıştır. Hava Destekli Durum'da türbin çarkı dönme hızının daha yüksek olması, yardımcı basınçlı hava püskürtülmesinin türbin ivmelenmesine olumlu etkisini kanıtlamaktadır.
- HAD analizleri kapsamında gerçekleştirilen mesh bağımsızlık çalışması, seçilen mesh konfigürasyonunun güvenilir sonuçlar verdiğini ve türbin tork değerlerinde önemli bir değişiklik yaratmadığını doğrulamıştır. Mesh1 konfigürasyonunun, analizler için yeterli doğruluk sağladığı ve daha ince mesh kullanımının sonuçlarda kayda değer bir değişiklik yaratmadığı gözlemlenmiştir. Yüksek hesaplama gücü gereksinimlerine rağmen, dinamik mesh model ile uygun zaman adımları kullanımı, turboşarj sistemi türbininin zamana bağlı davranışının doğru bir şekilde analiz edilmesini sağlamış ve deneysel bulguları doğrulamıştır. Tüm analizlerin, 64 CPU ve 2.25 GHz CPU hızına sahip bir bilgisayarda tamamlanması, yaklaşık 2 aylık ön çalışmaların ardından 8 hafta sürmüştür; bu da HAD analizlerinin hesaplama verimliliğini göstermektedir.
- HAD analizleri, turboşarj sisteminin türbini içerisindeki akış karakteristiklerine detaylı bir bakış sağlamıştır. Referans Durum ile karşılaştırıldığında, Hava Destekli Durum'da türbin kanatlarının yakınındaki hava hızı 2'inci, 4'üncü ve 6'ıncı saniyelerde yaklaşık 200 m/s'ye ulaşarak türbin ivmelenmesinde önemli bir rol oynamıştır. Bu durum, türbin çarkının hızlandırılmasında yardımcı basınçlı hava püskürtülmesinin etkisini net bir şekilde göstermektedir. Sonrasında, 8'inci ve 10'uncu saniyelerde türbin kanatlarının yakınındaki vidalı kompresör ana hava tankından gelen havanın hızındaki artışla birlikte harici nozulun türbin çarkını hızlandırmadaki aktif rolünün azaldığı gözlemlenmiştir.

- HAD analizleri sonucunda, tüm çalışma noktalarında Mach sayısı dağılımlarının birin altında kaldığı gözlemlenmiştir. Bu durum, akışın boğulmadığını ve sıkıştırılabilirlik etkilerinin ihmal edilebilir olduğunu göstermektedir. Akış hızının ses hızını aşmaması, turboşarj sistemi türbininin verimli çalıştığını ve hava akışının türbin çarkı kanatları boyunca düzgün bir şekilde dağıldığını ifade etmektedir. Mach sayılarının subsonik seviyelerde kalması, turboşarj sisteminin farklı yük koşullarında tutarlı ve güvenilir bir performans sergilediğini doğrulamaktadır.
- Bu tez çalışması kapsamında önerilen yeni pnömatik sistemin gerçek performansını değerlendirmek için, pnömatik frenli ve turboşarj sistemli bir taşıt üzerinde doğrudan test edilmesi önerilmektedir. Bu testler, turboşarj sisteminin sıcak egzoz gazları ile çalıştığı gerçek sürüş koşullarını birebir taklit etme imkânı sunacaktır. Yeni pnömatik sistemin bu tür bir kurulumda entegrasyonu, kontrollü deney ortamlarında gözlemlenen performans iyileştirmelerinin pratik koşullar altında doğrulanmasını sağlayacaktır. Bu yaklaşım, turbo gecikmesini azaltma ve turboşarj sisteminin yanıt sürelerini iyileştirme konusunda sistemin etkinliğini değerlendirmenin yanı sıra, yardımcı hava sisteminin dayanıklılığı ve güvenilirliğini de test etme fırsatı sunacaktır. Aynı zamanda, aracın mevcut turboşarj ve fren bileşenleri ile birlikte yeni pnömatik sistemin enerji tasarrufu ve performans artışları sağlayıp sağlayamayacağına dair önemli bilgiler elde edilecektir.

Bu tez çalışması kapsamında yürütülen deneysel ve sayısal çalışmalar sonucunda, soğuk hava akışlı bir turboşarj sistemi test ünitesinde, harici bir nozul ile turboşarj sisteminin türbin çarkı kanatlarına yardımcı basınçlı hava püskürten yeni bir pnömatik sistemin turbo gecikmesini azaltma üzerindeki etkileri kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Hem Referans Durum hem de Hava Destekli Durum için yapılan deneyler, farklı geri basınç koşullarında sistemin performansını karşılaştırarak önemli veriler sunmuştur. Elde edilen bulgular, turbo gecikmesini azaltmada Hava Destekli Durum'un daha etkili olduğunu, özellikle yüksek geri basınç koşullarında turboşarj sisteminin yanıt süresini belirgin bir şekilde iyileştirdiğini göstermektedir.

KAYNAKLAR

- Al-Arkawazi, S. A. F. 2019. Analyzing and predicting the relation between air–fuel ratio (AFR), lambda (λ) and the exhaust emissions percentages and values of gasoline-fueled vehicles using versatile and portable emissions measurement system tool. SN Applied Sciences, 1(11), 1370.
- Alaviyoun, S., Ziabasharhagh, M. and Farajpoor, M. 2020. Experimental investigation and numerical simulation of gas flow through wastegated turbine of gasoline turbocharger. Journal of Applied Fluid Mechanics, 13(6), 1835–1845.
- Ameri, A. A. 2001. Heat transfer and flow on the blade tip of a gas turbine equipped with a mean-camberline strip. J. Turbomach., 123(4), 704–708.
- Andersen, J., Lindström, F. and Westin, F. 2009. Surge definitions for radial compressors in automotive turbochargers. SAE International Journal of Engines, 1(1), 218–231.
- Anderson, M. 2021. Compressor map corrections for highly non-linear fluid properties. Turbo expo: power for land, sea, and air. American Society of Mechanical Engineers.
- Anonymous, 2024a. Web Sitesi: <https://www.motorship.com>, Erişim Tarihi: 20.04.2024.
- Anonymous, 2024b. Web Sitesi: <https://www.powerturbo.com.tr>, Erişim Tarihi: 20.04.2024.
- Anonymous, 2024c. Web Sitesi: <https://www.musclecardiy.com>, Erişim Tarihi: 27.04.2024.
- Anonymous, 2024d. Web Sitesi: <https://www.garrettmotion.com>, Erişim Tarihi: 28.04.2024.
- Anonymous, 2024e. Web Sitesi: <https://www.cummins.com>, Erişim Tarihi: 30.04.2024.
- Anonymous, 2024f. Web Sitesi: <https://dieselnet.com>, Erişim Tarihi: 30.04.2024.
- Anonymous, 2024g. Web Sitesi: <https://www.theengineerspost.com>, Erişim Tarihi: 30.04.2024.
- Anonymous, 2024h. Web Sitesi: <https://www.press.bmwgroup.com>, Erişim Tarihi: 30.04.2024.
- Anonymous, 2024i. Web Sitesi: <https://www.sarmak.com>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- Anonymous, 2024j. Web Sitesi: <https://www.hepsiburada.com>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- Anonymous, 2024k. Web Sitesi: <https://www.proturbo.us>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- Anonymous, 2024l. Web Sitesi: <https://www.hepsiburada.com>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.

- Anonymous, 2024l. Web Sitesi: <https://tr.aliexpress.com>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- Anonymous, 2024m. Web Sitesi: <https://www.cagdasltd.com.tr>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- Anonymous, 2024n. Web Sitesi: <https://alfayedek.net>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- Anonymous, 2024o. Web Sitesi: <https://www.micro-epsilon.com>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- Anonymous, 2024ö. Web Sitesi: <https://ytcindia.in>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- Anonymous, 2024p. Web Sitesi: <https://www.testequipmentdepot.com>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- Anonymous, 2024r. Web Sitesi: <https://www.thanksbuyer.com>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- Anonymous, 2024s. Web Sitesi: <https://tr.farnell.com>, Erişim Tarihi: 01.06.2024.
- ANSYS, I. 2006. Innovative turbulence modeling: SST Model in ANSYS CFX. Canonsburg, PA: ANSYS Inc.
- Bao, R. and Stobart, R. 2013. Using pneumatic hybrid technology to reduce fuel consumption and eliminate turbo-lag. SAE Technical Paper.
- Bao, R. and Stobart, R. 2015. Evaluating the performance improvement of different pneumatic hybrid boost systems and their ability to reduce turbo-lag. SAE Technical Papers.
- Barman, J., Patchappalam, K. and Gambhir, H. 2019. Compressed air in engine exhaust manifold to improve engine performance and fuel economy. SAE Technical Paper.
- Bonfiglioli, A. and Campobasso, M. S. 2006. Computing three-dimensional turbomachinery flows with an implicit fluctuation splitting scheme. Conference on Modeling Fluid Flow (CMFF'06), The 13th International Conference on Fluid Flow Technologies, 6-9 Budapest, Hungary.
- Buntić Ogor, I., Dietze, S. and Ruprecht, A. 2005. Numerical simulation of the flow in turbine-99 draft tube. Proceedings of the third IAHR/ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow, 8–9.
- Capobianco, M. and Marelli, S. 2007. Waste-gate turbocharging control in automotive SI engines: effect on steady and unsteady turbine performance. SAE Technical Paper.
- Capobianco, M. and Polidori, F. 2008. Experimental investigation on open waste-gate behaviour of automotive Turbochargers. SAE Technical Paper.
- Cengel, Y. A., Boles, M. A. and Kanoğlu, M. 2011. Thermodynamics: an engineering approach (C. 5). McGraw-hill New York.

- Cerdoun, M. and Ghenaiet, A. 2015. Analyses of steady and unsteady flows in a turbocharger's radial turbine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 229(2), 130–145.
- Ceviz, M. A. 2004. Buji ateşlemeli motorlarda yakıt-hava çevriminin modellenerek motor performansının teorik ve deneysel analizi. Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, 150, Erzurum.
- Challen, B. and Baranescu, R. 1999. Diesel Engine Reference Book.
- Chima, R. V. 1997. Grape 2-D Grid Generator for Turbomachinery: User's Manual and Documentation.
- Choi, N.-J. and Oh, S.-M. 2010. An experimental study on the improvement of turbocharger lag by means of air injection in a turbocharged diesel engine. Journal of Advanced Marine Engineering and Technology, 34(7), 951–962.
- Cieslar, D., Collings, N., Dickinson, P., Glover, K. and Darlington, A. 2013. A novel system for reducing turbo-lag by injection of compressed gas into the exhaust manifold. SAE Technical Paper.
- Connell, S., Zori, L. and Patil, S. 2018. Modelling strategies to obtain the forcing function for a forced response analysis. Turbo expo: power for land, sea, and air. American Society of Mechanical Engineers.
- Craft, T. J. 1995. A non-linear eddy viscosity model including sensitivity to stress anisotropy. Proc. 10th Symp. on Turbulent Shear Flows, Penn State Univ.
- Cumpsty, N. A. 1989. Part-circumference casing treatment and the effect on compressor stall. American Society of Mechanical Engineers.
- Dixon, S. L. and Hall, C. 2013. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. Butterworth-Heinemann.
- Doi, H. and Alonso, J. J. 2002. Fluid/structure coupled aeroelastic computations for transonic flows in turbomachinery. American Society of Mechanical Engineers.
- Dupuis, A., Colliot, V., Dessarthe, S., Jeckel, D., Toussaint, L. and Laurent, A. 2014. Key features of the turbocharged engine system for the new psa 1.2 l puretech e-thp 3 cylinder gasoline engine, 19th Supercharging Conference.
- Evans, D. and Ward, A. 2005. Minimising turbocharger whoosh noise for diesel powertrains. SAE Technical Paper.
- Feneley, A. J., Pesiridis, A. and Andwari, A. M. 2017. Variable geometry turbocharger technologies for exhaust energy recovery and boosting-A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 71, 959–975.
- Fernandez-Castaneda, J. and SA, C. 2001. Surface mesh generation by means of Steiner triangulations. Industria de Turbo Propulsores, AIAA J, 39(1), 176–180.

- Flaxington, D. and Swain, E. 1999. Turbocharger aerodynamic design. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 213(1), 43–57.
- Fogarty, K. J. 2013. Turbocharger turbines: an experimental study on the effects of wastegate size and flow passage design. The Ohio State University.
- Fridh, J. 2002. Experience from through-flow calculations with SCAM-T for a two-stage axial turbine—the streamline curvature method-Version 1. Technical report January 2002 SNEA project P12457-2.
- Galindo, J., Hoyas, S., Fajardo, P. and Navarro, R. 2013. Set-up analysis and optimization of CFD simulations for radial turbines. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 7(4), 441–460.
- Galindo, J., Luján, J. M., Serrano, Jr., Dolz, V. and Guilain, S. 2004. Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged diesel engine. Experimental Thermal and Fluid Science, 28(8), 863–875.
- Galindo, J., Serrano, J. R., Climent, H. and Tiseira, A. 2008. Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines. Experimental Thermal and Fluid Science, 32(3), 818–826.
- García, R. N. 2018. Predicting flow-induced acoustics at near-stall conditions in an automotive turbocharger compressor: a numerical approach. Springer.
- Gaude, G., Lefevre, T., Tanna, R., Jin, K., McKitterick, T. J. and Armenio, S. 2008. Experimental and computational challenges in the quantification of turbocharger vibro-acoustic sources. INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, Institute of Noise Control Engineering, 5754–5767.
- Gier, J., Stubert, B., Brouillet, B. and De Vito, L. 2005. Interaction of shroud leakage flow and main flow in a three-stage LP turbine. American Society of Mechanical Engineers.
- Gilkes, O. S., Mishra, R., Fieldhouse, J. D. and Rao, H. V. 2008. Transient response of turbocharged diesel engine for transient operation using air injection assist system. In: Inaugural Automotive Researchers' Conference, 8-9 January 2008, University of Huddersfield.
- Gregory-Smith, D. G. and Yan, J. 2000. CFD simulations of 3-dimensional flow in turbomachinery applications. ERCOFTAC Turbomachinery Flow Predictions VII Workshop, LaClusaz, France.
- Hansen, K. E., Jorgensen, P. and Larsen, P. S. 1981. Experimental and theoretical study of surge in a small centrifugal compressor. American Society of Mechanical Engineers.
- Heidary, A. R., Nejat, A. and Alaviyoun, S. 2023. CFD study of the impacts of a turbocharger's various wastegate and bypass configurations on the efficiency and the flow field of its radial turbine. Journal of Applied Fluid Mechanics, 16(6), 1145–1159.

- Holley, B. M., Becz, S. and Langston, L. S. 2006. Measurement and calculation of turbine cascade endwall pressure and shear stress. American Society of Mechanical Engineers.
- Hughes, T. J. R., Franca, L. P. and Hulbert, G. M. 1989. A new finite element formulation for computational fluid dynamics: VIII. The Galerkin/least-squares method for advective-diffusive equations. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 73(2), 173–189.
- Ilieva, G. 2020. CFD - a powerful visualization tool in turbomachinery applications. *Advances in Visualization and Optimization Techniques for Multidisciplinary Research: Trends in Modelling and Simulations for Engineering Applications*, 283–305.
- Inc., A. 2013. ANSYS fluent user's guide. Ansys Fluent, 15317, 2498.
- Iwaki, F. and Mitsubori, K. 2004. Development of TPL and TPS series marine turbocharger. *IHI Engineering Review*, 37(1), 35–39.
- Jawad, L. H. 2018. Numerical prediction of a radial turbine performance designed for automotive engines turbocharger. *Journal of University of Babylon for Engineering Sciences*, 26(4), 132–146.
- Kachel, C. E. and Denton, J. D. 2006. Experimental and numerical investigation of the unsteady surface pressure in a three-stage model of an axial high pressure turbine. American Society of Mechanical Engineers.
- Kirk, R. G., Papke, W. J., East, J. T., Mueller, T. and Newman, A. S. 2008. Development of a Bench Test Stand for High Speed Turbochargers, *International Joint Tribology Conference*, 513–515.
- Kline, S. J. 1953. Describing uncertainty in single sample experiments. *Mech. Engineering*, 75, 3–8.
- Kreuz-Ihli, T., Filsinger, D., Schulz, A. and Wittig, S. 2000. Numerical and experimental study of unsteady flow field and vibration in radial inflow turbines. *J. Turbomach.*, 122(2), 247–254.
- Kusztelan, A., Yao, Y. F., Marchant, D. R. and Wang, Y. 2011. A review of novel turbocharger concepts for enhancements in energy efficiency. *International Journal of Thermal and Environmental Engineering*, 2(2), 75–82.
- Lee, C. S. and Choi, N. J. 2002. Effect of air injection on the characteristics of transient response in a turbocharged diesel engine. *International Journal of Thermal Sciences*, 41(1), 63–71.
- Li, J., Qian, X. and Liu, C. 2022. Comparative study of different moving mesh strategies for investigating oil flow inside a gearbox. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 32(11), 3504–3525.

- Liu, C., Bu, W., Xu, D., Lei, Y. and Li, X. 2017. Application of hybrid RANS/LES turbulence models in rotor-stator fluid machinery: a comparative study. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 27(12), 2717–2743.
- Liu, H., Liu, Z., Romagnoli, A., Martinez-Botas, R. F., Rajoo, S. and Padzillah, M. H. 2021. Multi-injection turbine housing for turbine performance improvement: A numerical and experimental analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 235(3), 368–382.
- Luján, J., Bermúdez, V., Serrano, J. and Cervelló, C. 2001. Test bench for turbocharger groups characterization. *SAE 2002 World Congress & Exhibition*.
- Luquet, D., Julienne, F., Arntz, A. and Lippinois, E. 2019. Evaluation of the numerical modelling of a high pressure turbine test rig. *Turbo expo: power for land, sea, and air*. American Society of Mechanical Engineers.
- Marx, M., Németh, H. and Gerum, E. 2009. Improving the torque behaviour of turbocharged diesel engines by injecting compressed air. *MTZ worldwide*, 70(6), 30–35.
- Menter, F. 1993. Zonal two equation kw turbulence models for aerodynamic flows. *23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference*, 2906.
- Menter, F. R. 1994. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32(8), 1598–1605.
- Miller, J. K. 2008. Turbo: real world high-performance turbocharger systems. CarTech Inc.
- Mosca, R. and Mihaescu, M. 2022. Assessment of the unsteady performance of a turbocharger radial turbine under pulsating flow conditions: Parametric study and modeling. *Energy Conversion and Management: X*, 15, 100268.
- Naundorf, D., Bolz, H. and Mandel, M. 2001. Design and implementation of a new generation of turbo charger test benches using hot gas technology. *SAE Technical Paper*.
- Nguyen-Schäfer, H. 2015. *Rotordynamics of automotive turbochargers*. Springer.
- Novotný, P., Kudláček, P. and Vacula, J. 2023. Explanation of the mechanisms of unsteady gas flow through the turbocharger seal system, including thermal and structural interactions. *Propulsion and Power Research*, 12(2), 180–198.
- Nozawa, R., Morita, Y. and Shimizu, M. 1994. Effects of engine downsizing on friction losses and fuel economy. *Tribology International*, 27(1), 31–37.
- Oh, Y. K. and Park, S. 2021. Operating lines for plug-in hybrid turbo charger systems meeting LEV III evaporative gas regulations. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 35, 3723–3734.

- Oksuz, O. 2002. Aerodynamic optimization of turbine cascades using an euler/boundary-layer solver coupled genetic algorithm. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Ana Bilim Dalı, 137, Ankara.
- Oyama, A., Liou, M.-S. and Obayashi, S. 2004. Transonic axial-flow blade optimization: Evolutionary algorithms/three-dimensional Navier-Stokes solver. *Journal of Propulsion and Power*, 20(4), 612–619.
- Özcan, H. B. 2020. Çift girişli türbinli ve tahliyeli aşırı doldurma sistemi korelasyonu ve prototipler için optimizasyonu. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, 89, İstanbul.
- Pakle, S. and Jiang, K. 2018. Design of a high-performance centrifugal compressor with new surge margin improvement technique for high speed turbomachinery. *Propulsion and Power Research*, 7(1), 19–29.
- Pasini, G., Lutzemberger, G., Frigo, S., Marelli, S., Ceraolo, M., Gentili, R. and Capobianco, M. 2016. Evaluation of an electric turbo compound system for SI engines: A numerical approach. *Applied Energy*, 162, 527–540.
- Pfeifer, A., Smeets, M., Herrmann, H.-O., Tomazic, D., Richert, F. and Schloßer, A. 2002. A new approach to boost pressure and EGR rate control development for HD truck engines with VGT. SAE Technical Paper.
- Pierce, D., Haynes, A., Hughes, J., Graves, R., Maziasz, P., Muralidharan, G., Shyam, A., Wang, B., England, R. and Daniel, C. 2019. High temperature materials for heavy duty diesel engines: Historical and future trends. *Progress in Materials Science*, 103, 109–179.
- Pinto, R. N., Afzal, A., D'Souza, L. V., Ansari, Z. and Mohammed Samee, A. 2017. Computational fluid dynamics in turbomachinery: a review of state of the art. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 24(3), 467–479.
- Pucher, H. 2010. Gas Exchange and Supercharging. *Handbook of Diesel Engines*, 31–60.
- Rakopoulos, C. D., Dimaratos, A. M., Giakoumis, E. G. and Rakopoulos, D. C. 2009. Evaluation of the effect of engine, load and turbocharger parameters on transient emissions of diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 50(9), 2381–2393.
- Rakopoulos, C. D., Dimaratos, A. M., Giakoumis, E. G. and Rakopoulos, D. C. 2010. Investigating the emissions during acceleration of a turbocharged diesel engine operating with bio-diesel or n-butanol diesel fuel blends. *Energy*, 35(12), 5173–5184.
- Rakopoulos, C. D. and Giakoumis, E. G. 2009. Methods of improving transient response. *Diesel Engine Transient Operation: Principles of Operation and Simulation Analysis*, 181–238.
- Roclawski, H., Gugau, M. and Böhle, M. 2016. CFD analysis of a radial turbine during load step operation of an automotive turbocharger. 16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery.

- Rodrigues Filho, F. A., Valle, R. M., Barros, J. E. M. and de Moraes Hanriot, S. 2002. Automotive Turbocharger Maps Building using a Flux Test Stand. SAE Technical Paper.
- Roueini, A., Mirzabozorg, M. and Kheradmand, S. 2020. Developing a mathematical modelling code for keeping the power of multi turbocharged engines at flight altitudes. *Journal of Aerospace Technology and Management*, 12.
- Ruprecht, A., Bauer, C. and Heitele, M. 1999. Unsteady forces on the blading of an axial turbine caused by stator-rotor interaction. *Proceedings of the 9th IAHR WG International Meeting on the Behavior of Hydraulic Machinery under Steady Oscillatory Conditions*.
- Saidur, R., Rezaei, M., Muzammil, W. K., Hassan, M. H., Paria, S. and Hasanuzzaman, M. 2012. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. *Renewable and sustainable energy reviews*, 16(8), 5649–5659.
- Schaffarczyk, A. P., Pawlak, M. and Richert, F. 2001. New model for calculating intensities of turbulence in the wake of wind-turbines. DEWEK lecturers notes.
- Sonoda, T., Arima, T., Olhofer, M., Sendhoff, B., Kost, F. and Giess, P.-A. 2006. A study of advanced high-loaded transonic turbine airfoils.
- Stemler, E. and Lawless, P. 1997. The design and operation of a turbocharger test facility designed for transient simulation. SAE Technical Paper.
- Subramani, D. A. and Ramesh, K. 2022. Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting. *Handbook of Thermal Management of Engines*, 121–153.
- Tavakoli, S., Schramm, J. and Pedersen, E. 2022. Effects of propeller load fluctuations on performance and emission of a lean-burn natural gas engine at part-load conditions. *Propulsion and Power Research*, 11(2), 196–208.
- Teng, C. and Homco, S. 2009. Investigation of compressor whoosh noise in automotive turbochargers. *SAE International Journal Of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 2(2009-01-2053), 1345–1351.
- Torregrosa, A. J., Serrano, J. R., Dopazo, J. A. and Soltani, S. 2006. Experiments on wave transmission and reflection by turbochargers in engine operating conditions. *SAE Transactions*, 1–12.
- Turner, J. W. G. and Pearson, R. J. 2009. The turbocharged direct injection spark-ignition engine. *Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development: Gasoline and Gas Engines*, 45–90.
- Variyenli, H. İ., Amini, A., Tuncer, A. D., Khanlari, A. and Kolay, Ş. 2023. Experimental and numerical analysis of a helically-coiled solar water collector at various angular placements. *International Journal of Thermal Sciences*, 188, 108177.
- Venson, G. G., Barros, J. E. M. and Pereira, J. F. 2006. Development of an automotive turbocharger test stand using hot gas. SAE Technical Paper.

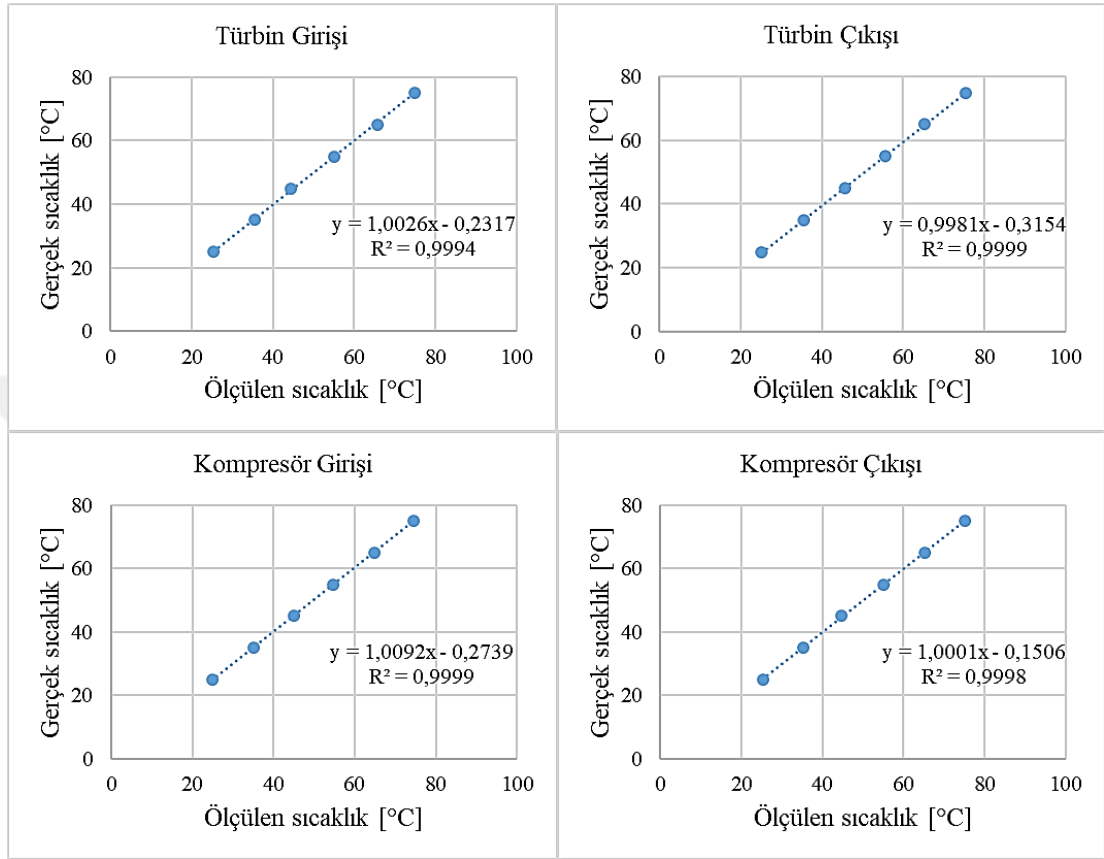
- Wang, S., Deng, X., Wang, G. and Yang, X. 2020a. Blending the eddy-viscosity and Reynolds-stress models using uniform high-order discretization. *AIAA Journal*, 58(12), 5361–5378.
- Wang, T. J. 2018. Optimum design for intake and exhaust system of a heavy-duty diesel engine by using DFSS methodology. *Journal of mechanical science and technology*, 32, 3465–3472.
- Wang, Z., Ma, C., Huang, Z., Huang, L., Liu, X. and Wang, Z. 2020b. A novel variable geometry turbine achieved by elastically restrained nozzle guide vanes. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 234(9), 2312–2329.
- Wilkinson, D. H. 1968. A numerical solution of the analysis and design problems for the flow past one or more aerofoils or cascades. HM Stationery Office.
- Wilkinson, D. H. 1969. Paper 35: stability, convergence, and accuracy of two-dimensional streamline curvature methods using quasi-orthogonals. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, 108–126, SAGE Publications Sage UK: London, England.
- Wilkinson, D. H. 1970. Calculation of blade-to-blade flow in a turbomachine by streamline curvature. Majesty's Stationery Office.
- Yang, D., Cao, L., Liu, Y. and Zhang, Z. 2019. Experimental and numerical investigation on a novel gas turbocharging system for diesel engine power recovery at high altitude. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33, 5061–5072.
- Yang, H., Nuernberger, D. and Kersken, H.-P. 2006. Toward excellence in turbomachinery computational fluid dynamics: A hybrid structured-unstructured reynolds-averaged navier-stokes solver. *Journal of Turbomachinery*, 128(2), 390–402.
- Yang, K., Liu, C., Li, J. and Xiong, J. 2021. Calculation and analysis of thermal flow field in hydrodynamic torque converter with a new developed stress-blended eddy simulation. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 31(11), 3436–3460.
- Young, M. Y. and Penz, D. A. 1990. The design of a new turbocharger test facility. *SAE transactions*, 493–507.
- Zambonini, G. 2016. Unsteady dynamics of corner separation in a linear compressor cascade. Université de Lyon.
- Zare, A., Bodisco, T. A., Nabi, M. N., Hossain, F. M., Rahman, M. M., Ristovski, Z. D. and Brown, R. J. 2017. The influence of oxygenated fuels on transient and steady-state engine emissions. *Energy*, 121, 841–853.
- Zhang, L., Zhuge, W., Zhang, Y. and Chen, T. 2017. Similarity theory based radial turbine performance and loss mechanism comparison between R245fa and air for heavy-duty diesel engine organic Rankine cycles. *Entropy*, 19(1), 25.

- Zhao, R., Zhuge, W., Zhang, Y., Yang, M. and Martinez-Botas, R. 2016. Numerical study of a two-stage turbine characteristic under pulsating flow conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30, 557–565.
- Zi, D., Zhang, L., Chen, B. and Zhang, Q. 2019. Study of the electric-booster and turbo-generator system and its influence on a 1.5 L gasoline engine. *Applied Thermal Engineering*, 162, 114236.
- Zobeiri, A., Kueny, J.-L., Farhat, M. and Avellan, F. 2006. Pump-turbine rotor-stator interactions in generating mode: pressure fluctuation in distributor channel. *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, International Association for Hydraulic Research, 1–10, Yokohama, Japan.

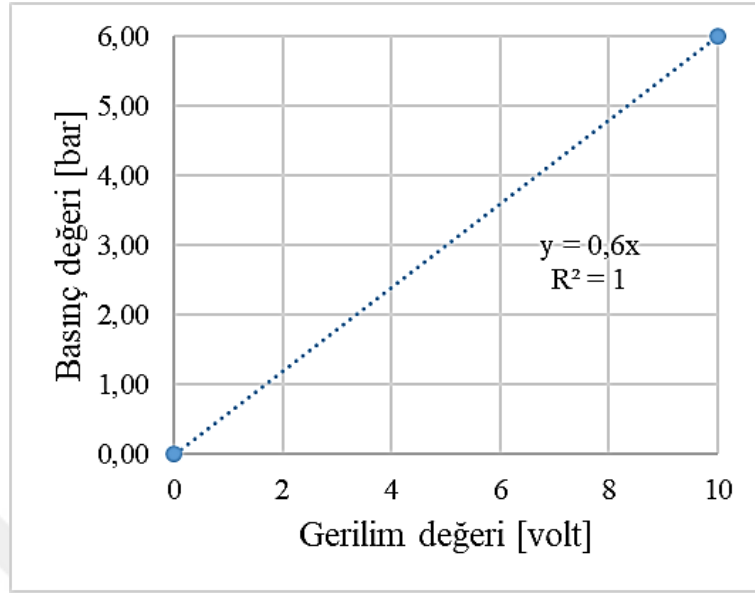


EKLER

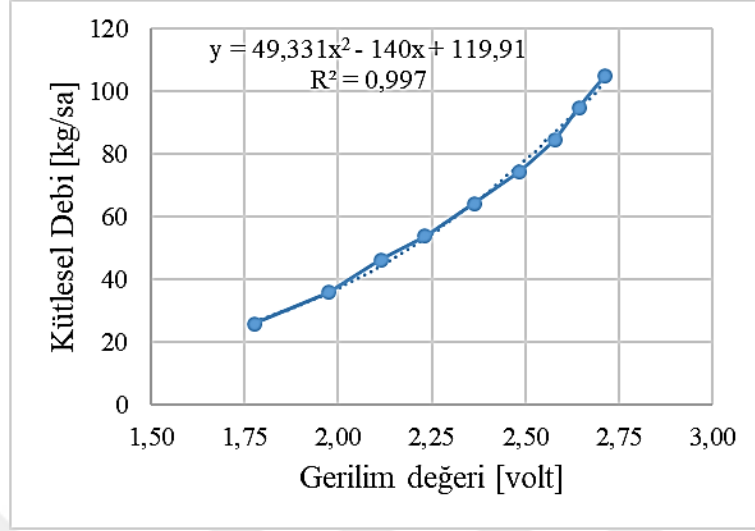
EK 1. Isıl çiftlerin kalibrasyon denklemleri



EK 2. Basınç transmitterlerinin kalibrasyon denklemi



EK 3. Hava debisi ölçüm sensörlerinin kalibrasyon denklemi



EK 4. Devir sayısı ölçüm sensörünün kalibrasyon denklemi

