

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YENİ NESİL İÇTEN YANMALI MOTORLARDA
HİDROJENİN YAKIT OLARAK KULLANILMASININ
MODELLENMESİ VE İNCELENMESİ

Fırat AKAR

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Otomotiv Mühendisliği Programı

Danışman
Doç. Dr. Orkun ÖZENER

Şubat, 2025

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YENİ NESİL İÇTEN YANMALI MOTORLARDA
HİDROJENİN YAKIT OLARAK KULLANILMASININ
MODELENMESİ VE İNCELENMESİ**

Fırat AKAR tarafından hazırlanan tez çalışması 27.02.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Otomotiv Mühendisliği Programı DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Orkun ÖZENER
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Orkun ÖZENER, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Tarkan SANDALCI, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğ. Üyesi Hikmet ARSLAN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Muammer ÖZKAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Orkun ÖZENER sorumluluğunda tarafımca hazırlanan “Yeni Nesil İçten Yanmalı Motorlarda Hidrojenin Yakıt Olarak Kullanılmasının Modellenmesi ve İncelenmesi” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Fırat AKAR

Türkiye Devleti Cumhuriyeti bilim çalışmalarına adanmıştır.

TEŞEKKÜR

Eğitim hayatım boyunca beni hep destekleyen sevgili annem ve babama, ayrıca doktora çalışmalarım sırasında bana sabreden ve beni cesaretlendiren sevgili eşim Nigara ve oğlum Marsel Aras’a teşekkür ederim.

Fırat AKAR



İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvii
1 GİRİŞ	1
1.1 Tezin Motivasyonu ve Amacı	1
1.2 Tezin Yöntemi.....	4
1.3 Literatür Araştırması	5
1.3.1 İçten Yanmalı Motorların Kısa Tarihi ve Kullanım Alanları	5
1.3.2 İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Yakıtlar, Emisyonlar ve Regülasyonlar	14
1.3.3 Hidrojen Motorları ve Karışım Teşkili ile İlgili Yapılan Çalışmalar	23
2 1-BOYUTLU H₂İYM SİSTEM MODELLEMESİ VE TURBO AŞIRI DOLDURMA SİSTEMİNİN SEÇİLMESİ	26
2.1 H ₂ İYM'nin Hedef Performans Parametrelerinin Belirlenmesi	26
2.2 1-Boyutlu Sistem Simülasyonları ve Turbo Aşırı Doldurma Sisteminin Seçilmesi	28
3 3-BOYUTLU HAD MATEMATİK MODELİ VE VALİDASYONLARI	38
3.1 3-Boyutlu HAD Matematik Modeli	38
3.2 3-Boyutlu HAD Modeli Validasyonları.....	43
3.2.1 Hidrojen Jeti Validasyonu	43
3.2.2 Silindir İçi Karışım Validasyonu	48
4 SİLİNDİR İÇİ HOMOJENİZASYONU ARTTIRMAK İÇİN KOŞULAN 3-BOYUTLU HAD SİMÜLASYONLARI	53
4.1 Nümerik Deneylerin Tanımlanması.....	53

4.2 Simülasyon Sonuçları	60
5 SIKIŞTIRMA İŞİNİN AZALTILARAK MOTOR VERİMİNİN ARTTIRILMASI	82
5.1 Simülasyonlar için Sınır Koşullarının Belirlenmesi	82
5.2 H2İYM Verimini Arttırma Çalışması	87
6 SONUÇ	94
KAYNAKÇA	96
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	104



SİMGE LİSTESİ

u_i	Anlık Hız
S_{ij}	Deformasyon Hızı
D	Difüzyon Katsayısı
μ	Dinamik Vizkozite
ω	Eksantriklik Faktörü
P_{inj}	Enjeksiyon Basıncı
$\tilde{h}_m$	Entalpi
μ_t	Girdap Vizkozitesi
C_μ	Girdap vVzkozitesi Modeli Sabiti
$\tilde{u}_i$	Hızın Favre Ortalaması
λ	Hava-Yakıt Fazlalık Katsayısı
R	İdeal Gaz Sabiti
D_{ij}	İkili Difüzyon Katsayısı
$D_{m,mix}$	Karışım Difüzyon Katsayısı
τ_{ij}	Kayma Gerilmesi
P_{cr}	Kritik Basınç
P_c	Kritik Basınç Oranı
V_c	Kritik Hacim
T_c	Kritik Sıcaklık
δ_{ij}	Kroncker Delta
$\bar{Y}_m$	Kütle Oranı
Y_{H2std}	Kütle Oranı Hacimsel Standart Sapması
$P_{enj,maks}$	Maksimum Enjeksiyon Basıncı
$\dot{m}_{enj,maks}$	Maksimum Enjeksiyon Debisi
X	Mol Oranı
β	Molekül Hacmi
α	Moleküller Arası Çekim Kuvveti

$\bar{P}$	Ortalama Basınç
$\bar{u}_i$	Ortalama Hız
$\bar{T}$	Ortalama Sıcaklık
γ	Özgöl Isı Sığaları Oranı
P_{vol}	Sabit Hacimli Kap Basıncı
u'_i	Salınan Hız
S_c	Schmidt Sayısı
σ_{ij}	Stres Tensörü
K	Termal İletim Katsayısı
E_t	Toplam Enerji
$\frac{D}{Dt}$	Toplam Türev
η	Türbülans Canlılık Oranı
D_t	Türbülans Difüzyon Katsayısı
k	Türbülans Kinetik Enerjisi
C_η	Türbülans Modeli Deformasyon Sabiti
S_{ct}	Türbülans Schmidt Sayısı
ε	Türbülans Sönümlenme
$C_{\varepsilon 1}$	Türbülans İlk Sönümlenme Modeli Sabiti
$C_{\varepsilon 3}$	Türbülans İkinci Sönümlenme Modeli Sabiti
$\delta_{x,y}$	X ve Y Eksen Uzaklıkları
Φ	Yakıt-Hava Fazlalık Katsayısı
ρ	Yoğunluk

KISALTMA LİSTESİ

AMR	Adaptive Mesh Refinement
BC	Siyah Karbon
BEA	Bataryalı Elektrikli Araç
BMEP	Ortalama Efektif Basınç
CNG	Sıkıştırılmış Doğal Gaz
DI	Direkt Enjeksiyon
DNS	Direct Numerical Simulation
DOI	Duration of Injection
ECU	Electronic Control Unit
EGR	Egzoz Gazı Geri Besleme
EVC	Egzoz Valfi Kapanma Zamanı
EVO	Egzoz Valfi Açılma Zamanı
H2İYM	Hidrojen Yakıtlı İçten Yanmalı Motor
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
HI	Homojenizasyon İndeksi
IVC	Emme Valfi Kapanma Zamanı
IVO	Emme Valfi Açılma Zamanı
İYM	İçten Yanmalı Motor
KMA	Krank Mili Açısı
LES	Large Eddy Simulation
LPDI	Düşük Basıncılı Direkt Enjeksiyon
PCP	Maksimum Silindir İçi Basınç
PISO	Pressure Implicit with Splitting of Operators
RNG	Renormalized Group
SD	Sector Divided Volute
SIW	Ateşleme Penceresi

SOI	Enjeksiyon Başlama Zamanı
SOM	Hareketin Simetrikliği
SV	Single Volute
TDC _c	Yanma Üst Ölü Noktası
TKE	Türbülans Kinetik Enerjisi
URANS	Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes
VNT	Variable Nozzle Turbine
WG	Waste Gate



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Lenoir'in çift yöne çalışan pistonu, bujileri ve kaymalı silindir valflerini gösteren motor modeli	6
Şekil 1.2 Nicolaus August Otto'nun "sessiz" motorunun gösterimi	7
Şekil 1.3 Daimler ve Maybach tasarımı olan Reitwagen	8
Şekil 1.4 Büchi'nin ilk başarılı seri üretim turbo aşırı doldurma sistemi VT402 ...	9
Şekil 1.5 Warstila-Sulzer RTA96-C motoru	10
Şekil 1.6 VA-049-Mk1 motoru ve iç yapısı	11
Şekil 1.8 Farklı motorların görev profiline uygun tork eğrileri.....	14
Şekil 1.9 NO miktarının silindir dolgusunun seyreltilmesine (a), ve ateşleme zamanına göre değişimi (b).....	16
Şekil 1.10 NO _x oluşum hızının sıcaklıkla olan ilişkisi	17
Şekil 1.11 Hidrojen ve diğer yakıtların termokimyasal ve fiziksel özellikleri	19
Şekil 1.12 Hidrojen ve diğer yakıtların depolanmış enerji yoğunlukları	20
Şekil 1.13 Farklı endüstrilerin hava kirliliğine olan katkıları.....	21
Şekil 1.14 Benzin ve dizel araçlar için Euro 1'den Euro 6'ya emisyon limitleri ..	22
Şekil 1.15 Farklı emisyon standartları	23
Şekil 2.1 H ₂ İYM için belirlenen BMEP ve güç değerleri.....	27
Şekil 2.2 H ₂ İYM ve tipik bir dizel motorun hava ihtiyacı ve egzoz sıcaklıkları ..	29
Şekil 2.3 Tek salyangozlu (a) ve çift salyangozlu (b) türbinlerde basınç eğrileri .	30
Şekil 2.4 VNT türbin çalışma prensibi	31
Şekil 2.5 WG kanallı bir türbin örneği	32
Şekil 2.6 Geri besleme odacıklı kompresör çalışma prensibi.....	33
Şekil 2.7 Modellenen turbo aşırı doldurma sistemleri.....	34
Şekil 2.8 GT-Power motor modeli	35
Şekil 2.9 1-boyutlu simülasyon BMEP ve PMEP sonuçları	36
Şekil 2.10 1-boyutlu simülasyonlara göre motor, türbin ve kompresör verimleri	37
Şekil 3.1 Gaz moleküllerinin dinamik ve kinematik ağdalılıkları.....	41
Şekil 3.2 Başlangıç (solda) ve AMR ile sıkıştırılmış hesaplama ağı (sağda)	44
Şekil 3.3 Farklı bası"nç oranlarında oluşan jet tipleri	45

Şekil 3.4 Farklı basınç oranlarında jet penetrasyon derinlikleri	47
Şekil 3.5 Hidrojen jeti simülasyon ve deney karşılaştırması	48
Şekil 3.6 Silindir merkez kesitindeki hız vektörleri	50
Şekil 3.7 Silindir merkez kesitindeki hidrojen mol oranları	51
Şekil 3.8 Sc_t 'nin hidrojen difüzyonuna olan etkisi	52
Şekil 4.1 FPT Cursor 13 ve DAF MX13 motorlarının yanma duvarları ve pistonları	54
Şekil 4.2 HAD analizlerinde incelenen yanma odası ve piston düzenleri	55
Şekil 4.3 Yüzeydeşarj tipi ateşleme bujisi	57
Şekil 4.4 Hidrojen motorları için üretilmiş bir enjektör örneği	57
Şekil 4.5 Silindir kafası alev duvarı görünümü	59
Şekil 4.6 Bessel fonksiyonunun farklı α değerlerindeki profilleri	59
Şekil 4.7 Farklı konfigürasyonların krank açısına göre HI değerleri	63
Şekil 4.8 Durağan silindir içi atmosferde HI değerleri	64
Şekil 4.10 Silindir içerisindeki ortalama türbülans kinetik enerji eğrileri	68
Şekil 4.11 Ateşleme penceresi içerisinde ortalama TKE değerleri	69
Şekil 4.12 Ateşleme penceresi içerisinde gaz dağılımının simetrikliği	70
Şekil 4.13 -120 °KMA'da hava fazlalık katsayısı eş yüzeyleri	71
Şekil 4.14 Jet genişlemesini sağlayan kepçeleme mekanizması	72
Şekil 4.15 -70 °KMA'da hava fazlalık katsayısı eş yüzeyleri	73
Şekil 4.16 -40 °KMA'da hava fazlalık katsayısı eş yüzeyleri	75
Şekil 4.17 -5 °KMA'da hava fazlalık katsayısı eş yüzeyleri	76
Şekil 4.18 -10 °KMA'da türbülans kinetik enerjisi dağılımı	77
Şekil 4.19 -5 °KMA'da türbülans kinetik enerjisi dağılımı	78
Şekil 4.20 0 °KMA'da türbülans kinetik enerjisi dağılımı	79
Şekil 5.1 Torino-Genova-Torino kamyon görevi motor çalışma noktaları	83
Şekil 5.2 Torino-Genova-Torino kamyon görevi motor çalışma noktaları yük ve süre dağılımları	84
Şekil 5.3 Avrupada 700 bar hidrojen dolum istasyonları haritası	85
Şekil 5.4 Almanya'daki elektrikli araç şarj istasyonlarında elektriğin fiyatı	86
Şekil 5.5 Almanya'daki yakıt istasyonlarında yıllara göre dizel yakıt fiyat eğrisi	86
Şekil 5.6 a) Borgwarner marka hidrojen enjektörü debisi, b) Kamimoto makalesinde ölçülen hidrojen enjeksiyon debisi	88
Şekil 5.7 1600 dev/dak silindir içi basınç ve enjeksiyon basınç oranı eğrileri	90
Şekil 5.8 1000 dev/dak silindir içi basınç ve enjeksiyon basınç oranı eğrileri	91
Şekil 5.9 Çanak pistonlu ve m-lens pistonlu simülasyonların HI eğrileri	91

Şekil 5.10 3-boyutlu HAD analizlerinde enjeksiyonun ötelenmesi	92
---	----



TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Modellenen motorun özellikleri.....	28
Tablo 4.1 Simülasyon matrisi	60
Tablo 5.1 Motor veriminin sıkıştırma işi azaltılarak iyileştirilmesi.....	93



ÖZET

Yeni Nesil İçten Yanmalı Motorlarda Hidrojenin Yakıt Olarak Kullanılmasının Modellenmesi ve İncelenmesi

Fırat AKAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Otomotiv Mühendisliği Programı
Doktora Tezi

Danışman: Doç. Dr. Orkun ÖZENER

İçten yanmalı motorlar, hem sabit hem de hareketli uygulamalarda en yaygın kullanılan güç kaynaklarıdır. Ancak çoğunlukla karbon bazlı yakıtlarla çalıştıklarından, karbon bileşenli zararlı emisyonlar yayarak çevreye ve insan sağlığına zarar verirler. Bu sorunu çözmek için başta elektrikli araçlar olmak üzere çeşitli alternatif teknolojiler geliştirilmekte, ancak bu yeni teknolojilerin çoğunlukla yüksek maliyet, sınırlı menzil ve değerli madenlere olan bağımlılık gibi dezavantajları bulunmaktadır. Bu nedenle, olgunlaşmış bir teknoloji olan içten yanmalı motorları çevre dostu hale getirme çabaları devam etmektedir. Bu çabalardan, hidrojenle çalışan içten yanmalı motorlar en umut verici çözümlerden biri olarak görülmektedir.

H₂İYM, karbon içermeyen hidrojen yakıtı sayesinde, yakıt kaynaklı karbon bileşenli zararlı emisyonlar üretmez. Buna karşın en iyileştirilmemiş şartlarda hidrojen-hava yanma reaksiyonları yüksek miktarlarda NO_x emisyonu üretebilmektedir. Bu doktora çalışmasında, öncelikle İYM'ler detaylı bir şekilde

incelenmiş ve ardından H₂İYM teknolojisindeki gelişmeler değerlendirilmiştir. Yapılan araştırmalar, hidrojenin silindir içinde hava ile karışma sürecinin motor performansı, motorun kararlı çalışması ve NO_x emisyonları üzerindeki kritik önemini ortaya koymuştur. Bu nedenle, çalışmada 13 litre hacimli bir ağır hizmet tipi İYM'de hidrojen-hava karışım süreci, üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve bir boyutlu sistem simülasyonları ile analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, hidrojen-hava karışma davranışını açıklamış ve karışım hızını arttıracak yeni piston tasarımları ve yakıt püskürtme stratejileri önermiştir. Bu yeni tasarımların motor performansı üzerindeki etkileri, özgün ölçütlerle ölçülmüş ve bir boyutlu analizlerle iyileştirmelerin verimliliğe etkisi değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hidrojen yakıtlı içten yanmalı motor, hidrojen-hava karışım süreci, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, bir boyutlu modelleme.

ABSTRACT

Investigation and Modelling of Hydrogen Fueled Internal Combustion Engines

Fırat AKAR

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Orkun ÖZENER

Internal combustion engines are the most widely used power sources in both stationary and mobile applications. However, since they primarily operate on carbon-based fuels, they release harmful carbon-containing emissions causing environmental damage and posing risks to human health. While alternative technologies such as battery electric vehicles have been developed to address this issue, they suffer from drawbacks such as high cost, limited range, and dependence on precious metals. Therefore, efforts continue to make mature ICE technology more environmentally friendly. In this field, hydrogen-powered internal combustion engines (H2ICEs) are considered one of the most promising solutions.

H2ICEs, thanks to their carbon-free hydrogen fuel, do not produce fuel sourced carbon-containing emissions. However, under non-optimized conditions, hydrogen-air combustion can produce high levels of NO_x emissions. In this thesis, ICEs were first examined in detail, and then the developments in H2ICE technology were evaluated. The research revealed the critical importance of the hydrogen-air mixing process inside the cylinder on engine performance, stable operation, and

NO_x emissions. Therefore, in this study, the hydrogen-air mixing process in a 13-liter heavy-duty ICE was analyzed using three-dimensional computational fluid dynamics (CFD) and one-dimensional system simulation methods. The results explained the hydrogen-air mixing process dynamics and with that understanding new piston designs were proposed to improve the mixing speed. The effects of these new designs on engine efficiency were evaluated using unique metrics and supported by one-dimensional simulations.

Keywords: H2ICE, hydrogen-air mixing process, computational fluid dynamics, one dimensional system modelling.



1.1 Tezin Motivasyonu ve Amacı

İçten yanmalı motorlar geçmişten günümüze kadar yoğun çalışmalar sonucunda optimize edilmiş ve çok çeşitli alanlarda güç ihtiyacımızı karşılayan birincil makineler olmuşlardır. Ancak alışagelmış yakıtlar ile çalıştırıldıklarında çevreye ve insan sağlığına zararlı yanma ürünleri yaymaktadırlar. Bu zararlı emisyonların başlıcaları NO_x (azot oksit emisyonları), CO (karbon monooksit), HC (yanmış ve yanmamış hidrokarbonlar) ve yanma reaksiyonunun doğal ürünü olan sera gazı CO_2 (karbondioksittir). İçten yanmalı motorların çevre kirliliği ve küresel ısınmaya olan etkileri yapılan analizler sonucunda kanıtlanmıştır ve yasa koyucu kuruluşlar tarafından emisyon miktarlarına gittikçe zorlayıcı limitler ve hatta kullanımlarına sınırlamalar getirilmeye başlanmıştır.

İçten yanmalı motorlar ulaşım, endüstri ve enerji gibi çeşitli sektörlerde kullanılmaktadır ancak en yaygın kullanımları taşıtlar (otomobil, kamyon, otobüs vb.) olduğundan burada taşıt uygulamaları göz önünde bulundurulmaktadır. İçten yanmalı motorlara alternatif olarak bataryalı elektrikli ve yakıt hücresi elektrikli taşıt tahrik sistemleri en uygun teknolojiler olarak kabul görmektedir. Özellikle batarya ve elektrik motorlarının kullanımı binek araç segmentinde hızlı bir şekilde artmaktadır. Sadece araç egzozundan atmosfere ve çevreye yayılan kirleticiler göz önünde bulundurulduğunda elektrikli araçlar sıfır emisyonlu olarak değerlendirilebilir. Buna karşın bataryaların, elektrik motorlarının ve hatta elektriğin üretilmesi ve dağıtımı sırasında tamamen geri dönüştürülmüş malzemeler ve yenilenebilir enerji kaynakları kullanılmadığı sürece, elektrikli araçlar da sıfır emisyonlu değildirler. Bu konuda araştırmacılar aktif olarak çalışmakta ve farklı teknolojilerin kaynaktan-tekere olan emisyon ayak izlerini incelemektedirler.

Emisyon miktarları ve teknolojik üstünlük tartışmalarının yanı sıra içten yanmalı motorlar ve elektrikli araçların kullanımları ile ilgili finansal ve jeopolitik faktörler de önemli rol oynamaktadır. Uzun yıllardır faaliyette olan içten yanmalı motor üreticileri yüzyılı aşkın süredir üretilmekte olan içten yanmalı motorları ucuz, sağlam ve hızlı üretme konusunda çok büyük bir bilgi birikimine sahiptir. Bu konuda edinilmiş bilgi dağarcığı ve yetişmiş insan gücü köklü firmalara, yeni firmalar karşısında büyük bir üstünlük sağlamaktadır. Bu nedenle içten yanmalı motor üreten yeni firmalar kurulamamakta, rekabet ve para akışı aynı kurumlar ve coğrafyada kısıtlı kalmaktadır. Diğer yandan elektrikli araç teknolojileri yeni firmaların otomotiv pazarına girmesine olanak sağlamaktadır. Bunun en belirgin örnekleri Çin merkezli elektrikli araç üreticileridir. Bu firmalar hızlı bir şekilde ürünlerini otomotiv pazarına sürmüş ve hatta büyük üreticilerin pazar paylarını küçültmüşlerdir.

İçten yanmalı motorlar ve elektrik motorlu güç aktarma teknolojilerinin arasındaki rekabet sadece teknik üstünlük ve finansal kaygılar ile sınırlı değildir, bunların yanında devletlerin jeopolitik stratejileri ile de dolaylı olarak ilintilidir. Elektrikli araçlarda kullanılan değerli metallerin kaynakları günümüz bilgisine göre çoğunlukla Asya ve Amerika kıtalarında yer almaktadır. Bu durum Avrupa için jeopolitik bir sorun teşkil edebilir. Araç üretiminde kullanılan bu değerli metallerin neredeyse tamamen farklı kıtalardan gelmesi tedariğin sürekliliği ve fiyatta rekabetçilik konusunda Avrupa merkezli araç üreticileri üzerinde ciddi baskılar yaratabilir.

Yukarıda bahsedilen durumların bütünü göz önüne bulundurulduğunda içten yanmalı motorların üretilmeye devam edilmesi için büyük bir motivasyon olduğu anlaşılmaktadır. Bu motivasyon ile yeni yakıtlar kullanarak içten yanmalı motorlar çevreye zararsız hale getirilmeye çalışılmaktadır. Bu çabaların en büyük odağı elektrik enerjisi kullanılarak üretilen sentetik yakıtlardır. Bu tarz yakıtlara e-yakıtlar denmektedir. Sentetik hidrokarbonlar, sentetik alkoller ve hidrojen bu kategoride sınıflandırılabilir. En basit hali ile hidrokarbon bir e-yakıt üretimi şu şekilde açıklanabilir: havadan yakalanan CO₂ ile elektroliz yoluyla üretilen hidrojenin Fischer-Tropsch gibi sentez yöntemleri ile birleştirilerek bir sentetik yakıt üretilmesi. Bu üretilen e-yakıt (e-dizel, e-benzin, e-metanol vb.) içten yanmalı motorda yakıldığında egzozdan CO₂ çıkmasına rağmen, e-yakıt üretimi sırasında

atmosferden CO₂ yakalandığı için toplamda açığa çıkan CO₂ emisyonu nötr olarak kabul edilmektedir. Ancak, hidrokarbon e-yakıtların yanma tepkimelerinin standart hidrokarbon yakıtlarla aynı olmasından dolayı CO₂ dışındaki NO_x diğer zararlı emisyonlar hala açığa çıkmaktadır.

Öte yandan elektroliz veya diğer yöntemler ile elde edilen hidrojen, içten yanmalı motorlarda kullanıldığında, yakıtın içerisinde karbon atomu olmadığından yakıt bazlı karbon emisyonları açığa çıkmamaktadır. Hidrojenin atmosferik oksijen ile tam yanma tepkimesinden sadece su buharı açığa çıkmaktadır. Buna rağmen yüksek yanma sıcaklıklarında havada bulunan azot nedeni ile termal NO_x emisyonu oluşabilir. Bunun önüne geçmenin en etkin yolu hava-yakıt oranını arttırıp yanma sıcaklıklarını düşürmektir. Bu noktada hidrojenin büyük bir avantajı vardır, çünkü hidrojen aşırı fakir karışımlarda bile kararlı olarak tutuşabilmekte ve yüksek alev hızları sayesinde alev, fakir karışım boyunca sönmeden ilerleyebilmektedir. Bu da H₂İYM'lerin nerdeyse sıfır emisyon açığa çıkararak çalışabilmesine olanak sağlamaktadır.

Hidrojenin yakıt olarak bu avantajlarının yanı sıra H₂İYM'lerin modern dizel motorlar seviyesinde performans göstermesinin önünde aşılması gereken bir takım engeller vardır. Bu engellerin en zorlu olanlarından birisi, hidrojen motorlarında silindir içi karışımın kontrolsüz yanma eğiliminin yüksek olmasından dolayı yeterli silindir içi efektif basınçlara çıkılamamasıdır. Yakıt emme portuna veya sıkıştırma sırasında silindir içerisine püskürtülse de hidrojen ve hava tamamen homojen karışmamaktadır. Silindir içerisindeki yakıtça daha zengin bölgeler sıcak yüzeylere yakın olduğunda, hidrojen yanma kimyasının çok düşük aktivasyon enerjisine ihtiyaç duymasından dolayı kontrolsüz yanma başlayabilmekte ve bu da motorda bir çeşit vuruntuya sebep olmaktadır. Bu istenmeyen durum hidrojen motorlarının benzer hacimlerdeki dizel motorlardan daha düşük güç ve tork yoğunluğuna sahip olmasına sebep olmaktadır.

Bu doktora tezinde hidrojen motorlarının performanslarının arttırılmasında en kritik olgulardan biri olan hidrojen-hava karışım sürecinin yüksek doğruluklu hesaplamalı yöntemler ile incelenmesi ve edinilen bilgiler ışığında karışımın homojenizasyon hızını arttırıcı çözümler ortaya konması amaçlanmaktadır. Tez çalışmasında ortaya konulan sonuçlar sayesinde, hidrojen ile çalışacak içten yanmalı motorların daha etkin bir karışım teşkiline sahip olacak şekilde

tasarlanması ve bu sayede hidrojen motorlarının güç yoğunluklarının artırılması ve hedeflenmektedir. Ayrıca daha hızlı homojenizasyon sayesinde motor veriminde yapılabilecek iyileştirmelerin incelenmesi amaçlanmaktadır.

1.2 Tezin Yöntemi

Bu çalışmada, silindir içerisinde hidrojenin hava ile karışım süreci 13 litrelik, sıralı 6 silindirli, turbo aşırı doldurma sistemli bir ağır hizmet motorunda nümerik olarak incelenmiştir. Bunu gerçekleştirmek için hem 1-boyutlu sistem, hem de 3-boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelleme tekniklerinden yararlanılmıştır. Tezin yöntemi sistematik olarak aşağıdaki gibi açıklanabilir:

1. Motor çalışma şartlarının belirlenmesi: İlk adımda, analiz edilecek hidrojen motorunun tork eğrisi belirlenmiştir. Bu tork eğrisinin aynı boyutlardaki modern dizel motorların tork karakteristiklerine uygun olması hedeflenmiştir.
2. 1-boyutlu ve 3-boyutlu motor modellerin oluşturulması: 3-boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde kullanılacak sınır şartlarının belirlenmesi için öncelikle hidrojen motorunu temsil edecek 1-boyutlu motor modeli oluşturulmuştur. Bu 1-boyutlu model kullanılarak motorun aşırı doldurma sistemi seçilmiş ve maksimum güç noktasında sıkıştırma süreci başlangıcındaki silindir içi sıcaklık, basınç ve hava-yakıt oranları hesaplanmıştır. 1-boyutlu motor modelinden hesaplanan bu parametreler, silindir içi hidrojen-hava karışım sürecinin incelendiği 3-boyutlu HAD modelinde sınır ve başlangıç koşulları olarak kullanılmıştır.
3. 3-boyutlu HAD modelinin doğrulanması: Karışım teşkili analizlerinde kullanılan hesaplama kurgusunun doğruluğunu kanıtlamak amacıyla, oluşturulan 3-boyutlu HAD modeli literatürden alınmış iki farklı deneysel çalışma ile doğrulanmıştır. Bu çalışmalardan ilki hidrojen jetinin davranışına, ikinci ise hidrojenin silindir içerisindeki karşımına odaklanmaktadır.
4. Karışım performansını arttırmaya yönelik denemeler ve temel dizel motor tasarımında yapılan değişiklikler: Bu çalışmanın başlangıç geometrisi bir dizel motor olarak kabul edilmiştir. Piston geometrisi, silindir kafası, emme havasının girdap ve yuvarlanma oranları temsili bir dizel motorunkine

uygun olacak şekilde seçilmiştir. Bu yaklaşım, dizel bir motor hidrojen ile çalışmaya uygun hale getirildiğinde karışma performansını artırıcı ne gibi değişikliklerin olması gerektiği sorusuna cevap vermeyi mümkün kılmaktadır. Bunu sağlamak için piston geometrisinde, enjektör kapağı geometrisinde ve girdap oranlarında değişiklikler yapılmıştır. Her bir farklı modelleme sonucu HI, SOM, TKE ve Φ gibi parametrelere bakılarak değerlendirilmiş ve en iyi tasarım belirlenmiştir.

5. Karışma performansı iyileştirilmiş motorda hidrojen enjeksiyon zamanlamasını değiştirerek motor veriminin artırılması: Bu adımda hidrojen-hava karışım hızının iyileştirildiği tasarım kullanılarak enjeksiyon zamanlamasının ne kadar geciktirilebileceği incelenmiştir. Yeni tasarımın mümkün kıldığı daha hızlı karışma sayesinde hidrojen enjeksiyonu geciktirilerek, sıkıştırma işinin ne kadar azaltılabileceği ve sonucunda motorun toplam veriminde ne kadar iyileştirme yapılabileceği analiz edilmiştir.

1.3 Literatür Araştırması

Literatür araştırması içten yanmalı motorların kısa tarihi ve kullanım alanları, içten yanmalı motorlardan yayılan zararlı emisyonlar ve bunları azaltmaya yönelik alınan önlemler ve son olarak hidrojen motorlarının günümüzdeki teknolojik durumu ve tez konusu kapsamında yapılan araştırmalar olmak üzere alt bölümlere ayrılmıştır.

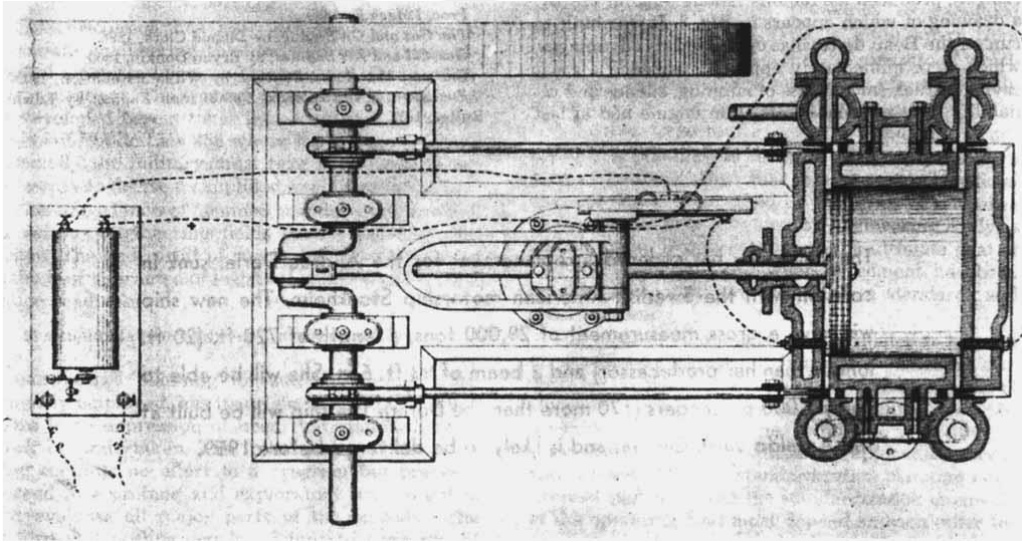
1.3.1 İçten Yanmalı Motorların Kısa Tarihi ve Kullanım Alanları

İçten yanmalı motorlar hava-yakıt karışımını bir yanma odası içerisinde egzotermik yanma reaksiyonuna sokup sonucunda oluşan ısı ile yanma odası içerisindeki gazın sıcaklık ve basıncını artırırlar. Ardından gaz basıncı ile pistona ve sonrasında aktarma organlarına hareket verirler. Özetle yakıtın içerisinde bulunan kimyasal enerjiyi mekanik işe dönüştürürler.

İçten yanmalı motorlara yolu açan deneysel çalışmalar 17. yüzyıla dayanmaktadır. En erken örneklerin birinde bilim adamı J. De Haute-feuille tehlikeli bir seçim olan barutu yakarak pistona bağlı bir pompayı hareket ettirmiştir [1]. 18. yüzyıla gelindiğinde gazlar hakkında daha fazla bilgi edinilmiş ve John Warltire ve Henry Cavendish tarafından hidrojen-hava karışımlarının yanıcılıkları üzerine çalışmalar

yapılmıştır [2]. Bu bilgilerin ışığında 1794 yılında Robert Street reçine (turpentine) gazı ile ilkel bir içten yanmalı motoru çalıştırmayı başarmış ve bir pompaya güç vermiştir. Takip eden yıllarda İsviçre’li mühendis Rivaz 1807 yılında hidrojen ile çalışan ilk içten yanmalı motoru icat etmiş ve ardından bunu bir araca entegre ederek içten yanmalı motora sahip ilk otomobili üretmiştir [3].

Bu tarihten itibaren bir çok içten yanmalı motor prototipi geliştirilmiş olsa da, güvenilir bir şekilde çalışıp güç üreten ilk örnek 1860 yılında mucit Etienne Lenoir tarafından yapılmıştır. Bu motor çift yönlü hareket edebilen bir piston, buji, Bunsen pili ve Ruhmkorff indüksiyon bobini gibi bir çok icadı kullanmıştır. Lenoir’in motoru, 2 zamanlı, kömür gazı ile çalışan, % 4 civarı ısı verime ulaşabilen, verimsiz ancak çok sağlam bir motordur. Bu motorun bazı örnekleri 20 yıl boyunca hiç durmadan çalışmışlardır ve genellikle pompalara güç verme ve baskı atölyelerinin merkezi hareket kaynağı gibi işlerde kullanılıyorlardı [4].

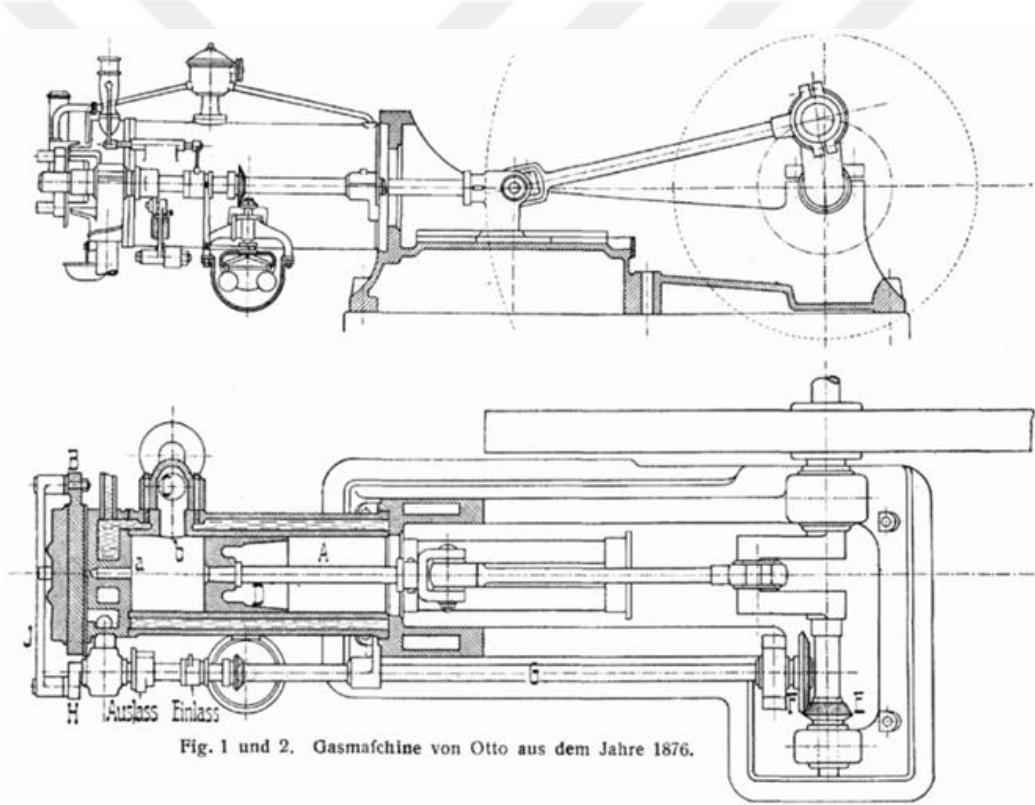


Şekil 1.1 Lenoir’in çift yöne çalışan pistonu, bujileri ve kaymalı silindir valflerini gösteren motor modeli [4].

Her ne kadar içten yanmalı motorlar teknolojisi için çok büyük bir adım olsa da Lenoir’in motoru verimsizdi ve bu nedenle geliştirilmesi gerekiyordu. Bu noktadan hareket ile 1862’de Beau de Rochas günümüz motor çevrimlerinin ilk teorik tanımlamasını yaparak, emme-sıkıştırma-genişleme-egzoz sıralaması ile çalışacak bir motorun söz konusu verimsizlikleri en aza indireceğini öne sürdü. Ve ardından 1876’da Otto “sessiz” motor olarak adlandırılan ve Rochas çevrimi ile çalışan serbest pistonlu ve düşük devirli motoru tasarladı. Bu motor eski örneklerine göre çok daha verimli, sağlam ve sessiz çalışmaktaydı. Böylece büyük ve gürültülü

buhar makinelerinin yerini daha az yer kaplayıp benzer güçler üreten içten yanmalı motorlar almaya başladı. Bu motor 3 beygir gücündeydi ve 180 devir/dak hızında çalışmaktaydı [4].

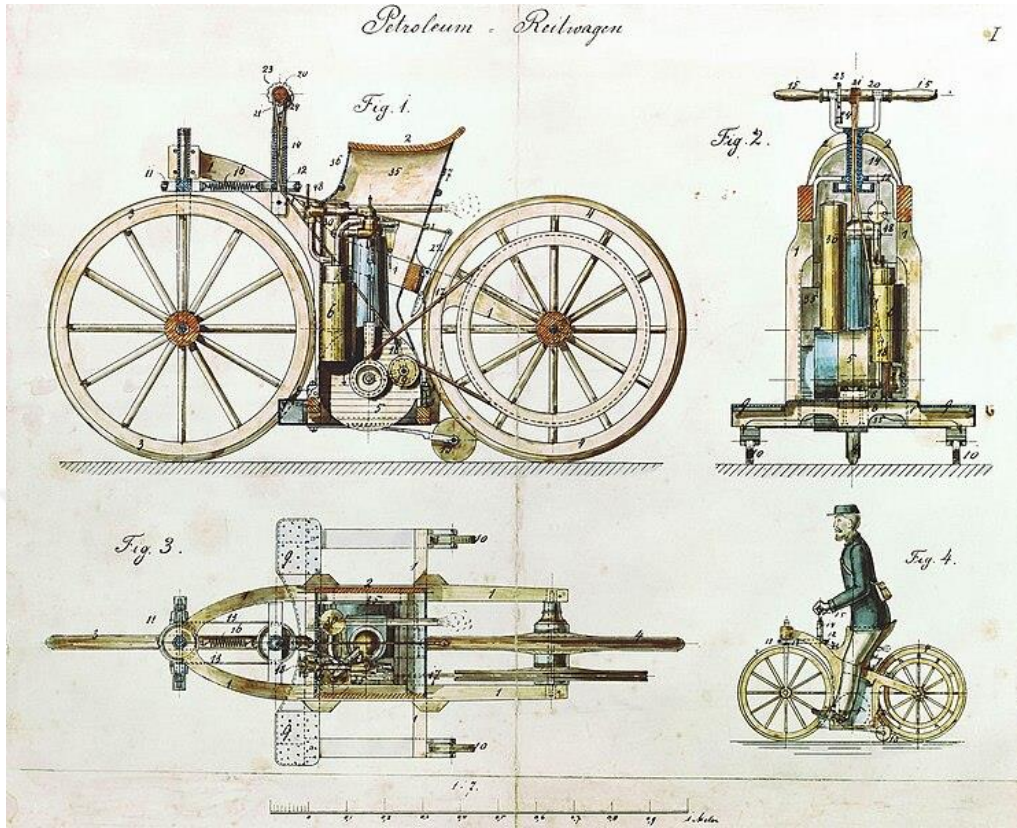
Takip eden yıllarda, Otto motorunu kademeli yakıt dolgusu denemeleri ile daha kontrollü ve verimli hale getirdi. Bu geliştirmenin öncesinde yakıt, kontrollü yanma yerine patlama prensibi ile tutuşturulmaktaydı. Ancak motorlar hala gaz yakıtla ve sıcak tüp ateşleme prensibi ile çalışmaktaydı. 1884 yılında Gottlieb Daimler ve Wilhelm Maybach, Otto'nun motoruna ilk karbürator ve manyetik ateşleyiciyi ekleyerek motorun sıvı yakıtlarla da çalışmasına olanak sağladı [6]. Bu başarının ardından Otto ve Daimler motorların nasıl kullanılması gerektiği konusunda fikir ayrılığına düştüler.



Şekil 1.2 Nicolaus August Otto'nun “sessiz” motorunun gösterimi [5].

Otto durağan uygulamalara, yani fabrikalara güç veren büyük motorlara odaklanmak isterken, Daimler motorların ulaşım için kullanılabilecek küçüklükte tasarlanması gerektiğini savunuyordu. Bu fikir ayrılığı sonucunda 1885 yılında Daimler ve Maybach, Otto'nun şirketi Deutz AG'den ayrılarak “Büyükbaba saati” olarak adlandırdıkları 600 dev/dak'da 0.37 kW güç üreten, 0.26 litrelik petrol

motorunu ürettiler. Bu motoru “Reitwagen” olarak adlandırdıkları motosikleti sürmek için kullandılar [7].

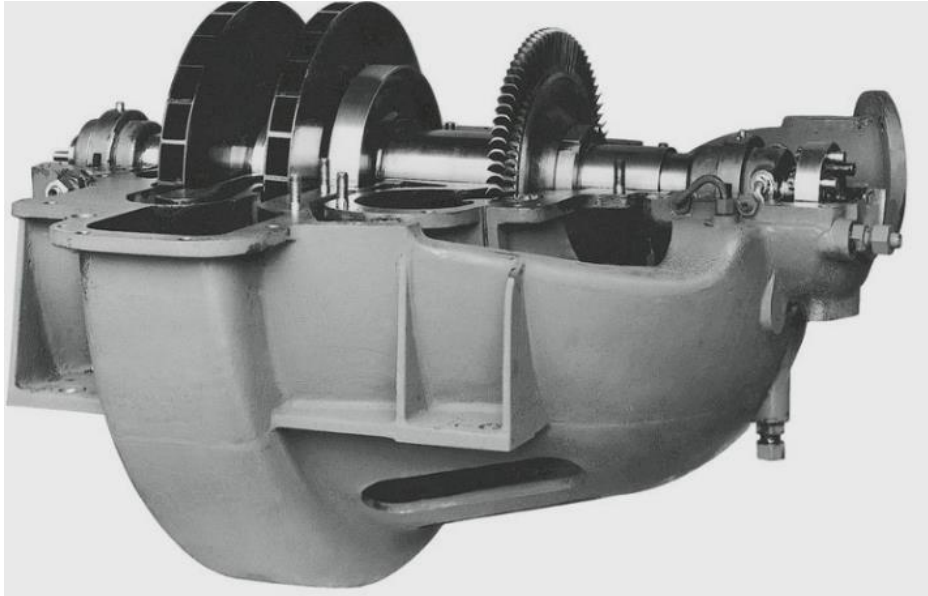


Şekil 1.3 Daimler ve Maybach tasarımı olan Reitwagen [8].

Rudolf Diesel profesörü Carl von Linde'den aldığı termodinamik derslerinden etkilenmiş ve Carnot çevrimi verimine yaklaşan bir içten yanmalı motoru tasarlamının hayalini kurmaktaydı. Buhar makinelerinin ve hali hazırda yaygın olarak kullanılan Otto motorlarının verimsizliklerinin farkındaydı. Carnot verimine yaklaşmayı planladığı fikirlerini öncelikle 1893'de patentledi [6]. Bu fikrini tam ölçekli olarak hayata geçirmesi 1897 yılında bünyesinde çalıştığı Maschinenfabrik Augsburg (MAN) firması ve o zamanların silah sanayisi devi Krupp'un destekleri mümkün oldu. Bu motorun adı Motor-250/400'dü. Motor-250/400 % 38'lik bir termal verime ulaşarak o güne kadar üretilen en verimli motor olmuştu. Motor 13.1 kW gücü 154 dev/dak'da ürettiyordu. Bu motor Otto motorlarının aksine yakıtı piston üst ölü noktaya yakın iken püskürtüyordu. Yakıtın tutuşturulması dışardan bir tüp veya kıvılcım ile değil, silindir içi basıncın yardımı ile kendiliğinden ateşleme prensibine dayanmaktaydı. Silindir içerisine taze hava pistonlu bir kompresör yardımı ile yapılıyordu ve ilk kullanılan yakıt kerosendi. Diesel'in motorunun bir diğer üstün yanı ise farklı yakıtlarla çalışabilmesiydi. Yakıt silindir

içerisine “air blast injection” tekniği olarak adlandırılan yöntem ile püskürtülmekteydi [6].

20. yüzyılın başlarında bir değer önemli gelişme olan turbo aşırı doldurma sistemi Alfred Büchi tarafından İsviçre’de geliştirildi. Alfred Büchi, İsviçre’de sanayi ve içten yanmalı motorlar üzerine faaliyet gösteren Sulzer firmasında mühendis olarak çalışmaktaydı. Büchi içten yanmalı motorların egzoz gazında çok fazla kullanılabilir enerji olduğunun farkına varmış ve bu konu ile ilgili bir iyileştirmenin motorları bir sistem olarak çok daha verimli hale getireceğine karar vermişti. Bu ilham ile 1905’de aşırı doldurma fikrini teorik olarak anlattığı No. 204630 numaralı Alman patentini yayınladı. Ancak patentinde anlattığı aşırı doldurma ile çalışacak dizel motor fikrini hayata geçirecek yakıt ve malzemeler o günün şartlarında mevcut değildi. Büchi’nin düşüncesini başarılı bir şekilde hayata geçirmesi 1924 yılını buldu. Bu yılda 2 zamanlı dizel lokomotif motorlarına takılmak üzere VT402 adlı turbo aşırı doldurucu geliştirildi ve başarılı bir şekilde uygulandı. Hesaplarda olduğu üzere bu icat sayesinde lokomotifin dizel motoru % 40 verimin üzerinde çalışma başarısını gösterdi. VT402 iki adet santrifuj kompresör ve bir adet eksenel türbinden oluşmaktaydı. Çift kademe sıkıştırma ile yüksek basınçlara çıkılırken eksenel türbin işi aynı shaft üzerinden kompresörlere iletmekteydi [9].



Şekil 1.4 Büchi’nin ilk başarılı seri üretim turbo aşırı doldurma sistemi VT402 [9].

Bütün bu buluşların oluşturduğu temeller üzerine içten yanmalı motorlar gün geçtikçe daha sağlam, daha kompakt, daha güvenilir ve daha güçlü hale gelerek

günümüz modern makinelerine evrildiler. Günümüzde en verimli 4 zamanlı dizel ve gaz yakıtlı motorlar % 50'nin üzerinde verimlere ulaşabilmektedir.[10,11].

Modern içten yanmalı motorlar çok çeşitli boyutlarda ve güçlerde olabilmektedir. Dünyanın en büyük dizel motorlarından birisi olan 14 silindirli, 2 zamanlı Wärtsilä-Sulzer RTA96-C-14, 13.5 metre yüksekliğinde, 26.6 metre uzunluğunda ve 2300 tondan fazla ağırlığa sahiptir. RTA96-C-14 80 megawatt güç üretebilmekte, en fazla 120 dev/dak çalışmakta ve dev yük taşıma gemilerine güç vermektedir [12].



Şekil 1.5 Warstila-Sulzer RTA96-C motoru [13].

Devasa içten yanmalı motorların yanında, uzaktan kumandalı hobi uçaklarına güç vermek üzere tasarlanan yaklaşık 0.8 cm^3 hacimli, 42.5 g kütlesinde ve bir insanın avucuna sığabilecek boyutta motorlar da mevcuttur. Bu küçük motorlar basitlikleri ve hafiflikleri ile hobi kullanıcıları tarafından tercih edilmektedir.



Şekil 1.6 VA-049-Mk1 motoru ve iç yapısı [14].

Motorlar genel olarak ticari ve yolcu deniz taşımacılığı, ticari ve yolcu kara yolları taşımacılığı, iş makineleri (tarım, madencilik, inşaat, lojistik, jeneratör vb.), binek araçlar, askeri veya özel amaçlı yol dışı uygulamaları ve performans (motorsporları) araçlarında kullanılmaktadır. Her bir uygulama kendine özgü tork, güç, boyut, hız, ağırlık ve ömür isterlerine sahiptir.

Şekil 1.7 de farklı uygulamalarda kullanılan motorların güç ve tork yoğunlukları gösterilmiştir. Grafiğin en sol üstünde en yüksek tork yoğunluğuna sahip olan düşük hızlı deniz taşımacılığı motorları bulunmaktadır. Bu motorlar genellikle çok düşük devirlerde çalışmaktadır. Örneğin, WINGD firmasının 2-zamanlı X-92B deniz yük taşımacılığı motoru 27664 litre hacime sahiptir. Motor 80 dev/dak'da çalışacak şekilde tasarlanmış olup en fazla 9.2 milyon Nm torka sahiptir. Ayrıca en verimli çalışma noktasında motorun yakıt tüketimi 157.8 g/kWh'dir. Bu motor düşük hızda en verimli şekilde çalışmak için tasarlanmıştır. Motorun üreticisi bakım periyodunu beş yılda bir kere olarak tavsiye etmektedir ve ek olarak bakımları sistematik yapıldığında neredeyse ölümsüz olduklarına inanılmaktadır. En yüksek tork yoğunluğuna sahip olmalarına rağmen düşük hızlı su taşımacılığı motorlarının güç yoğunluğu grafikteki diğer motorlara göre en düşüktür. Ayrıca dizel yakıtın yanında gaz ve metanol gibi alkol temelli yakıtlar ile de çalışan motorlar bu grupta mevcuttur [15,16].

Düşük hızlı su taşımacılığı motorlarını takip eden diğer yüksek tork yoğunluklu motorlar, yine su taşımacılığı (standart devirlere sahip olanlar) ve iş makineleri motorlarıdır (tarım traktörleri, maden kamyonları, kepçeler, kazıyıcılar vb.)

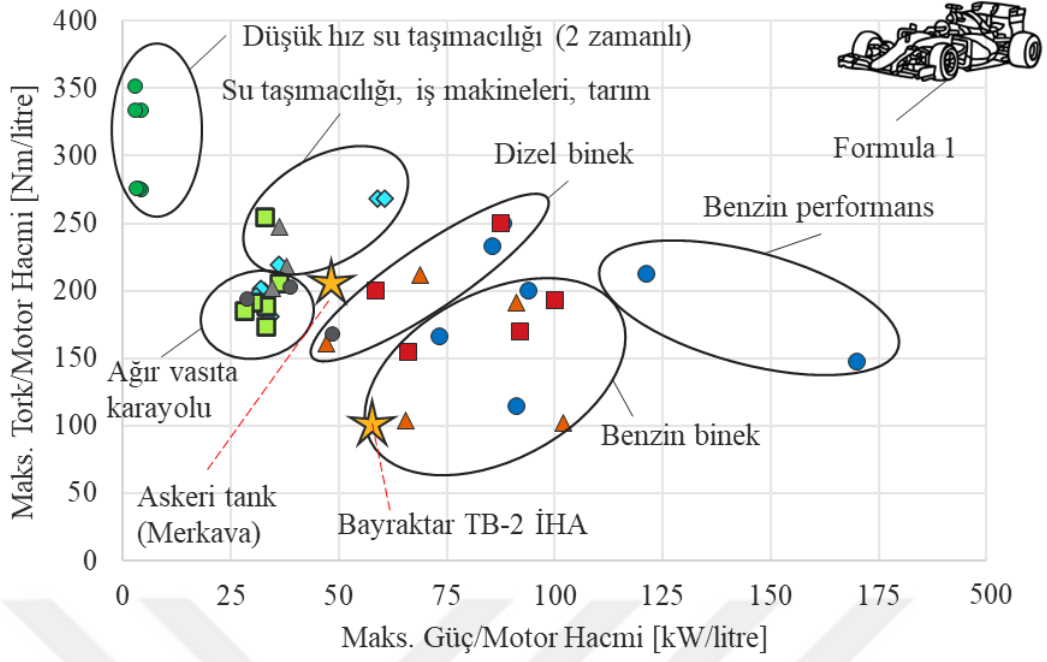
[17,18]. Bu grubun hemen sol altında karayollarında sıkça gördüğümüz kamyon ve otobüslerde kullanılan motorlar bulunmaktadır. Bu gruplarda dizel yakıt en çok kullanılan yakıt olmasına rağmen sıkıştırılmış doğal gaz ve biyoetanol gibi yakıtlar da kullanılmaktadır [19,20].

Tork yoğunluğu önceki iki grupla benzer olmakla birlikte, dizel binek araç ve benzinli binek araç motorlarının güç yoğunlukları daha yüksektir. Özellikle dizel binek araç motorları, dizel yakıtın yanma karakteristiklerinden ötürü daha yüksek tork yoğunluğuna ulaşabilmektedirler. Bu gruplardaki motorların olabildiğince hafifletilmiş, ucuzlatılmış ve üretimlerinin kolaylaştırılmış olması gerekmektedir [21,22,23].

Şekil 1.7’de normal maksatlı araç gruplarının yanı sıra, Formula 1 (2024 regülasyonu) aracı, ana muharebe tankı (Merkava) ve insansız hava aracı (Baykar Bayraktar TB-2) da gösterilmektedir. Formula 1 aracının güç ve tork yoğunluğu diğer bütün örneklerden daha fazladır. Bu motorlar en fazla performansı almak için optimize edilmiş ve hafifletilmiştir. Ancak bunun yanında bu tip motorlardan beklenen ömür bir hayli azdır. Bir yarış sezonunda dört adet motor ömrünü tamamlamaktadır. Ortalama bir 2024 Formula 1 motoru 735 kW gücünde ve 150 kg ağırlığında olup kg başına 4.5 kW güç üretmektedir [24,25].

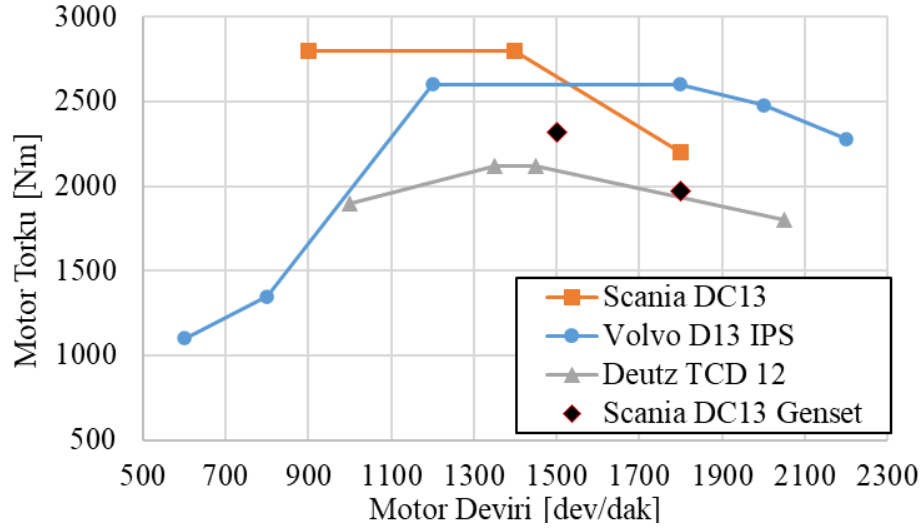
Grafiğin orta kısmında İsrail askeri ana muharebe tankı Merkava ve Türk savunma sanayi firması Baykar tarafından geliştirilen insansız hava aracı Bayraktar TB2’nin güç ve tork yoğunlukları bulunmaktadır. İlk etapta 65 ton ağırlığında ve her türlü arazide yol alabilen bir tankın motorunun güç ve tork yoğunluğunun çok yüksek olması beklenirken grafikten görüldüğü üzere dizel bir binek araçtan daha düşük değerlere sahiptir. Merkava’lar MTU MT-883 V12 motoru ile donatılmıştır. 27.4 litre hacime sahip bu motorlar çift turbo aşırı doldurma ünitesine sahip olup, motorun kuru ağırlığı 1800 kg’dır. 1198 kW gücündeki bu motorlar kg başına 0.66 kW güç üretmektedir. Bu motorlar en zorlu şartlarda güvenilir bir şekilde çalışacak şekilde tasarlandıklarından görece daha ağırlardır [26].

Bayraktar TB2’ler Avusturya merkezli Rotax firmasının 4 silindirli, karşıt pistonlu, atmosferik Rotax 912S motorunu kullanmaktadır. Bu motor 75 kW güç ve 63 kg ağırlığı ile kg başına 1.25 kW güç üretmektedir. Bu motorlar yüksek irtifada uzun süre çalışmaları için hafif ve verimli tasarlanmışlardır [27,28].



Şekil 1.7 Farklı motorların güç ve tork yoğunlukları.

Şekil 1.7’de farklı amaçlar için üretilmiş motorların güç ve tork yoğunlukları gösterilmiştir. Buna ek olarak bu farklı amaçlar için üretilen motorlardan beklenen farklı ağırlık, ömür, performans ve dayanıklılık isterlerinden söz edildi. Bütün bu farklılıklara ek olarak motorun kullanılacağı iş için tork karakteristiklerinin de farklı olması gerekmektedir. Şekil 1.8’de yaklaşık aynı hacime sahip dört farklı dizel motorun tork hız eğrileri verilmiştir. Scania DC13 bir karayolu taşımacılığı motorudur, maksimum tork platosu 900-1300 dev/dak hızlarındadır [29]. Volvo D13 IPS bir deniz taşımacılığı motorudur ve Scania motorundan daha geniş bir hız aralığında (1200-1800 dev/dak) maksimum tork platosunu korumaktadır [30]. Deutz TCD 12 traktörlerde kullanılmak üzere tasarlanmış bir dizel motor olup çok dar bir devir bandında maksimum torkunu üretilip hemen ardından tork değerinde azalma gerçekleşmektedir [31]. Ve son olarak Scania’nın DC13 Genset motoru, jeneratörlere güç vermeleri amacı ile 50 Hz ve 60 Hz frekanslarına karşılık gelen (2 oranlı güç aktarma bağlantısı ile) 1500 dev/dak ve 1600 dev/dak çalışmaktadır. Bu motor karakteristikleri kullanılacakları amaç veya araç tarafından belirlenip, motor üreticilerine iletilmekte ve mühendisler de motorları istelere uygun olarak tasarlamaktadırlar.



Şekil 1.8 Farklı motorların görev profiline uygun tork eğrileri.

Bu bölümde içten yanmalı motorların tarihi gelişim sürecinden kısaca bahsedilmiştir. Ardından kullanım alanları, ve kullanım şartlarından ortaya çıkan sınır koşulları ile şekillenen motor karakteristikleri incelenmiştir. Görüldüğü üzere her bir uygulama farklı motor özelliklerine ihtiyaç duymaktadır. Hidrojen ile çalışan modern içten yanmalı motorlar geliştirilirken bütün bu sınır koşulları göz önünde bulundurmalı ve H₂İYM'lere en uygun uygulamalar seçilmelidir. Günümüzde motor üreticileri hali hazırda kullanmakta oldukları motorları hidrojen yakıtı ile çalışmaya uygun hale getirmeyi ilk etapta daha hızlı ve daha ucuz bir çözüm olarak görmektedirler [33].

1.3.2 İçten Yanmalı Motorlarda Kullanılan Yakıtlar, Emisyonlar ve Regülasyonlar

İçten yanmalı motorlardan açığa çıkan başlıca emisyonlar yakıtın kimyasal bileşenlerinden ve yanma sırasında oluşan koşullarda silindir içerisinde bulunan havadaki moleküllerin bir araya gelmesiyle oluşmaktadır. Aşağıdaki tepkime denklemi bir hidrokarbonun hava ile toplam tepkimesini ifade etmektedir [34]. Denklem 1.1'de görüldüğü üzere bir hidrokarbonun hava ile olan tam yanma tepkimesinden, yakıt bünyesindeki karbon ve hidrojen atomlarının atmosferik oksijen ile bir araya gelerek sırasıyla CO₂ ve H₂O (su buharı) oluşmaktadır. İdeal şartlarda atmosferik N₂ tepkimeye girmeyerek eşitliğin sol ve sağ kısmında yer almaktadır. Bunlara ek olarak önceki bölümde belirtildiği gibi yanmanın mükemmel olmamasından ötürü karbonmonoksit, yanmış ve biraz yanmış hidrokarbonlar da motorlarda yanma sonrası oluşabilmektedir.

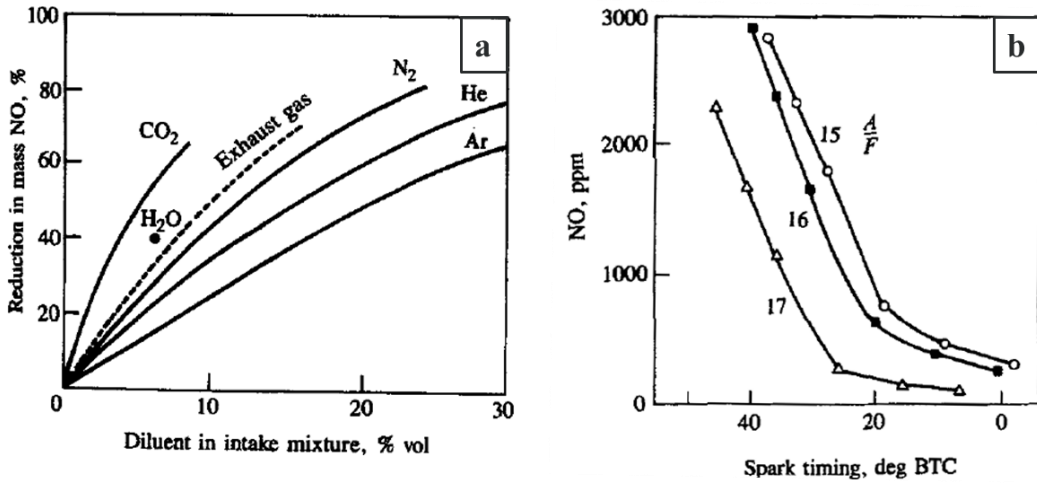
$$C_a H_b + \left(a + \frac{b}{4}\right) (O_2 + 3.773 N_2) = a CO_2 + \frac{b}{2} H_2O + 3.773 \left(a + \frac{b}{4}\right) N_2 \quad (1.1)$$

NASA'ya göre sera gazları karbondioksit, metan, ozon, azot oksitler, klorofluorokarbonlar ve su buharıdır [35]. Sera gazları dünya atmosferinde bir sera etkisi yaratarak yıllık ortalama sıcaklıkların artmasına ve iklimlerin dengesini bozmaktadır. İklimlerin dengesinin bozulması insan sağlığı, çevre ve ekonomi üzerinde telafi edilemeyecek hasarlara sebep olmaktadır. Ancak su buharının küresel ısınmaya diğer sera gazları gibi direkt olarak etkisi olmadığı düşünülmektedir [36]. Tipik bir hidrokarbonun yanma denkleminde doğal olarak açığa çıkan ana sera gazı CO₂'dir.

Bunun yanında, bilindiği üzere içten yanmalı motorlar NO_x emisyonları salımı yapmaktadırlar. NO_x oluşumunun çeşitli mekanizmaları olmasına karşın içten yanmalı motorlarda en etkin mekanizma termal oluşum patikasıdır. Bu kimyasal oluşum patikası Rus bilim adamı Zeldovich tarafından 1946'da tarif edilmiştir [37]. Zeldovich'in 1.2 ve 1.3 numaralı denklemlerine ek olarak Lavoie ve arkadaşları denklem 1.4'ü eklemiştir [38].



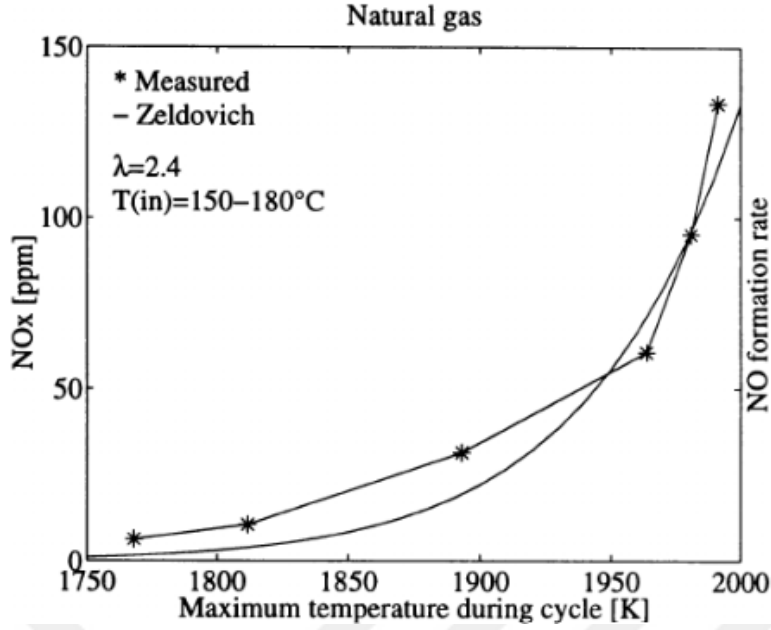
İçten yanmalı motorlarda termal NO_x oluşumu çeşitli faktörlere bağlıdır. Bunlar ana olarak hava fazlalık katsayısı, EGR miktarı ve ateşleme zamanlamasıdır. Şekil 1.9'da NO emisyonunun bu farklı parametrelere olan bağlantısını gösteren farklı çalışmalardan alınmış eğriler gösterilmektedir. Şekil 1.9a'da emme havasının farklı gazlarla seyreltilmesi ile NO emisyonlarının azalması gösterilmektedir. Burada egzoz gazları ile seyreltme bir çeşit EGR uygulaması, N₂ ile seyreltme ise hava fazlalık katsayısını arttırmak olarak düşünülebilir. Şekil 1.9b' de ise ateşleme zamanlamasının geciktirilmesi ve hava-yakıt oranına bağlı olarak yanma sonucu açığa çıkan NO azaldığı görülmektedir.



Şekil 1.9 NO miktarının silindir dolgusunun seyreltilmesine (a) [39], ve ateşleme zamanına göre değişimi (b) [40].

Yukarıda verilen her iki eğride de NO emisyonunun azalmasının sebebi silindir içi ortalama sıcaklıkların düşürülmesi ve bu sayede NO oluşumunun yavaşlatılmasıdır.

NO_x emisyonlarının alev yanma sıcaklıklarına olan bağıntısı Şekil 1.10'da verilmiştir. Buna göre 1700 K altında NO_x oluşumu neredeyse durmaktadır. Yukarıda verilen bilgiler ışığında akla gelebilecek kritik soru “Soğuk bir yanma elde etmek için aşırı seyreltilmiş bir karışım oranında dahi kararlı bir şekilde yanabilecek, ve bu sayede NO_x oluşturmayacak, aynı zamanda da bünyesinde karbon atomu taşımayan bir yakıtı içten yanmalı motorlarda kullanmak ve böylece sıfır emisyonlu bir içten yanmalı motor elde etmek mümkün müdür?” olacaktır. Bu sorudaki tarifi edilen yakıt için en uygun cevaplardan birisi hidrojenidir. Bu noktada hidrojenin yakıt olarak başlıca özelliklerinden bahsetmek faydalı olacaktır.



Şekil 1.10 NO_x oluşum hızının sıcaklıkla olan ilişkisi [41].

Hidrojen ve içten yanmalı motorlarda en yaygın kullanılan bazı yakıtların bir takım önemli özellikleri Şekil 1.11’de verilmiştir. Şekil 1.11’de hidrojenin diğer yakıtlara göre avantaj sayılabilecek özellikleri yeşil, dezavantajları kırmızı ve son olarak hem avantaj hem de dezavantaj sayılabilecek özellikleri turuncu ile işaretlenmiştir.

İlk olarak hidrojenin karbon atomu içermemesi ve kütleli olarak yüksek enerjiye sahip olması en önemli özelliklerindendir. Birim kütlelerinin yanmasından CNG, benzin ve dizele göre iki kat daha fazla ısı açığa çıkmaktadır. Ancak kaynama noktasının ve yoğunluğunun daha düşük olmasından dolayı silindir içerisine diğer yakıtlar ile aynı miktarda hidrojen göndermek çok büyük bir çaba gerektirmez ve bu nedenle yüksek yanma enerjisine sahip olma avantajını yitirmektedir. Bunlara ek olarak düşük yoğunluk ve düşük kaynama noktası hidrojenin depolanmasını zorlaştırmaktadır.

Bu faktörlerin etkisi volumetrik enerji yoğunluğunda açıkça görülmektedir. Hidrojen yine diğer bir gaz yakıt olan CNG’ye göre üç kat, sıvı yakıtlar olan benzin ve dizele göre ise üç bin kat daha düşük volumetrik enerji yoğunluğuna sahiptir. Bu durum hidrojen emme portuna veya direkt olarak silindire püskürtüldüğünde çok fazla hacim kaplamasına, dolayısıyla havanın silindir içerisine gönderilmesini zorlaştırmasına ve sonuç olarak motorun hacimsel veriminin düşmesine neden olmaktadır. Bu nedenden ötürü hidrojen motorlarında aşırı doldurma sisteminin, emme havasını diğer yakıtlarla çalışan motorlara göre daha yüksek basınçlara

ıkarması ve bu sayede fazla hacim kaplayan hidrojeni ve havayı silindir içerisine zorlayarak hapsedmesi gerekmektedir. Bu durum aşırı doldurma sisteminden istenen işi arttırmaktadır, bu durum da hidrojen motorlarında aşılması gereken bir diğ er sorun olarak karşımıza çıkmaktadır. Aşırı doldurma sisteminin seçimi ve boyutlandırması ilerleyen bölümlerde detaylı olarak incelenecektir.

Hidrojenin diğ er ilginç özellikleri tutuşma sıcaklığının yüksek ancak tutuşma enerjisinin Şekil 1.11'deki diğ er yakıtlardan yaklaşık 13 kat düşük olmasıdır. İlk bakışta yüksek tutuşma sıcaklığı yakıtın vuruntu direnci için iyileştirici bir özellik gibi görünse de, aşırı düşük tutuşma enerjisi uygun şartlar altında hidrojenin çok küçük bir aktivasyon enerjisi ile tutuşmasını mümkün kılmakta ve motorda kontrolsüz yanmaya sebep olabilmektedir. Buna karşın düşük tutuşma enerjisinin başarısız ateşleme olaylarının olasılığını düşürdüğü bu nedenle bir avantajı olduğ u da söylenebilir.

Hidrojenin tam yanması için gereken stokiyometrik hava-yakıt oranı yaklaşık 34.3'd  r. Bu değ er benzin için 14.7, dizel için 14.5 ve CNG için 17.2'dir. Yüksek stokiyometrik hava-yakıt oranı kendiliğinden daha seyreltik bir karışımı temsil etmekte ve düşük silindir içi sıcaklıklara ulaşılmasını kolaylaştırmaktadır. Düşük yanma sıcaklıklıklarını ve en önemlisi çok düşük NO_x oluşumunu destekleyen bir diğ er önemli özellik hidrojenin oldukça geniş olan tutuşma aralığıdır. Bu sayede hidrojen motorları, yakıtça aşırı fakir karışımarda dahi kararlı şekilde çalışabilmekte ve sonuç olarak sıfıra yakın NO_x emisyon salımını mümkün kılmaktadır.

Aşırı seyreltik durumlarda bile yanmanın kararlı olarak gerçekleşebilmesini destekleyen diğ er bir özellik hidrojenin yüksek alev hızıdır. Yüksek alev hızı sayesinde alev, fakir karışım içerisinde sönmeden ilerleyebilmektedir. Aynı zamanda düşük alev-s  nme-genişliği (quenching distance) de alevin varlığını sürdürmesini desteklemektedir.

Hidrojenin yüksek difüzyon katsayısı sızdırmazlığın sağlanması ve hidrojenin kapalı kaplarda depolanmasını zorlaştırmakta diğ er yandan da silindir içi karışım homojenizasyonu için iyileştirici bir rol oynamaktadır. Yüksek difüzyon ve düşük s  nme aralığı nedeni ile hidrojen alevinin piston segmanları çevresinde varlığını

sürdürebileceği ve motor yağında bozulmalara ve istenmeyen emisyonlara sebep olabileceği de düşünülebilir.

Property	Hydrogen	CNG	Gasoline	Diesel
Carbon content (mass%)	0	75 ^e	84	86
Lower heating value (MJ/kg)	119.7	45.8	44.8	42.5
Density ^{a,b} (kg/m ³)	0.089	0.72	730-780	830
Volumetric energy content ^{a,b} (MJ/m ³)	10.7	33.0	33 × 10 ³	35 × 10 ³
Molecular weight	2.016	16.043 ^e	~110	~170
Boiling point ^a (K)	20	111 ^e	298-488	453-633
Auto-ignition temperature (K)	858	813 ^e	~623	~523
Minimum ignition energy in air ^{a,d} (mJ)	0.02	0.29	0.24	0.24
Stoichiometric air/fuel mass ratio	34.5	17.2 ^e	14.7	14.5
Stoichiometric volume fraction in air (%)	29.53	9.48	~2 ^f	-
Quenching distance ^{a,c,d} (mm)	0.64	2.1 ^e	~2	-
Laminar flame speed in air ^{a,c,d} (m/s)	1.85	0.38	0.37-0.43	0.37-0.43 ^g
Diffusion coefficient in air ^{a,b} (m ² /s)	8.5 × 10 ⁻⁶	1.9 × 10 ⁻⁶	-	-
Flammability limits in air (vol%)	4-76	5.3-15	1-7.6	0.6-5.5
Adiabatic flame temperature ^{a,c,d} (K)	2480	2214	2580	~2300

^a at 1 bar, ^b at 273 K, ^c at 298 K, ^d at stoichiometry, ^e methane, ^f vapor and ^g n-heptane.

Şekil 1.11 Hidrojen ve diğer yakıtların termokimyasal ve fiziksel özellikleri [42].

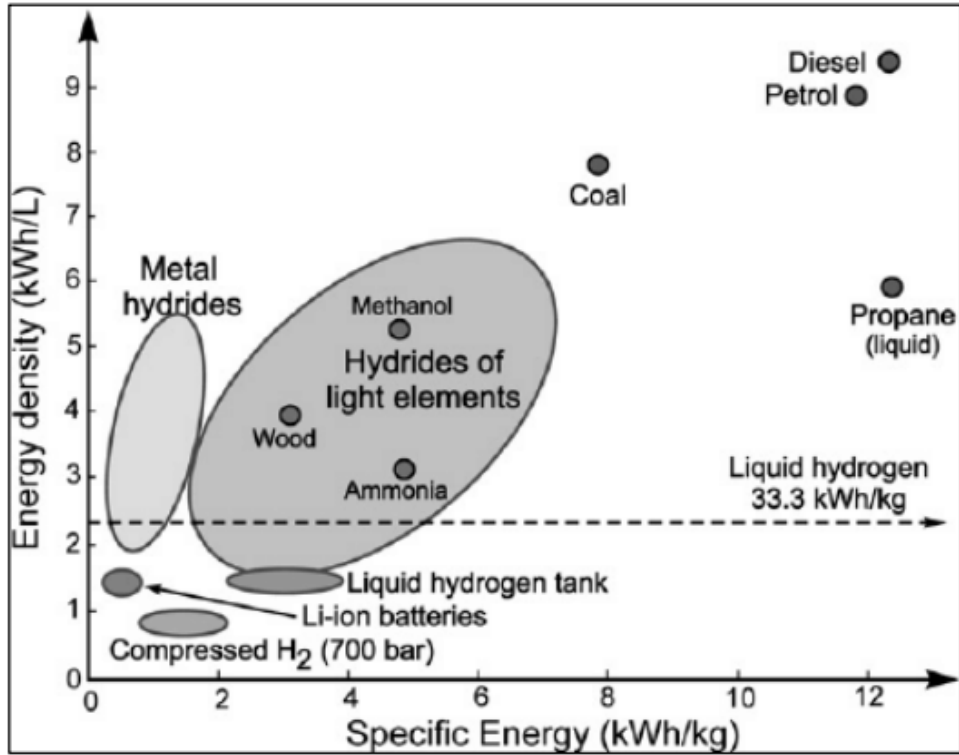
Hidrojen alevinin diğer yakıtlardan daha hızlı olmasını Prof. Pitsch ve arkadaşları alev yüzeyinde oluşan termodifusiv dengesizliklerle açıklamışlardır. Şekil 1.12’de yakıtça fakir hidrojen-hava ve metan-hava karışımlarının sabit hacimli küresel bir kapta alev fotoğrafları verilmiştir [43]. Şekilden görüldüğü üzere hidrojen alevinin yüzeyinde dengesiz hücrel yapılar oluşmakta ve bu yapılar sayesinde alev çevresinden daha fazla havayı içine alarak ilerleme hızını arttırmaktadır.

Şekil 1.13’de hidrojenin ve diğer yakıtların depolanmış hallerinin (yakıt+depolama ünitesi) birim kütle ve birim hacim başına bünyelerinde taşıdıkları enerji miktarları gösterilmiştir. Şüphesiz en yaygın sıvı yakıtlar olan benzin ve dizel grafiğin sağ üst köşesinde yer almaktadır. Dizel ve benzinin hemen çevresinde kömür ve propan diğer yüksek depo enerji yoğunluklarına sahip yakıtlardır.

Ancak grafiğin en sol alt köşesinde, yani düşük özgül enerji yoğunluğunda 700 bar basınç altında depolanmış hidrojen bulunmaktadır. Bu istenmeyen durum hidrojen ile çalışacak araçların menzillerini veya çalışma sürelerini kısıtlayıcı bir unsurdur. Diğer yandan bir diğer güncel temiz teknoloji olan lityum-iyon bataryaları da grafiğin sol alt köşesinde yer almaktadır [44].

Sıvı halde depolanmış hidrojen çok yüksek kütleli enerji yoğunluğuna sahip olsa da, hidrojeni sıvı halde tutmak için tasarlanan depolama tanklarının yüksek izolasyon ve dayanım isterlerinden dolayı ağır olmaları, sıvı hidrojen depolarını

yine grafiğin sol alt bölgesine sürüklemektedir. Bunun yanı sıra hidrojeni sıvı halde depo etmek için aşırı düşük sıcaklıklı tanklarda, 20 K civarı sıcaklıklarda tutmaya ihtiyaç vardır. Bu da yüksek miktarda enerjinin soğutma için kullanılması gerekliliğini doğurmaktadır [45]. Bunun yanı sıra bu tanklar oldukça karmaşık ve pahalıdır. Tanka dış ortamdan giren ısı, sistem içerisinde basıncın artmasına neden olmakta ve bunu önlemek için hidrojenin kontrollü olarak salınması gerekliliğini doğurmaktadır [46].

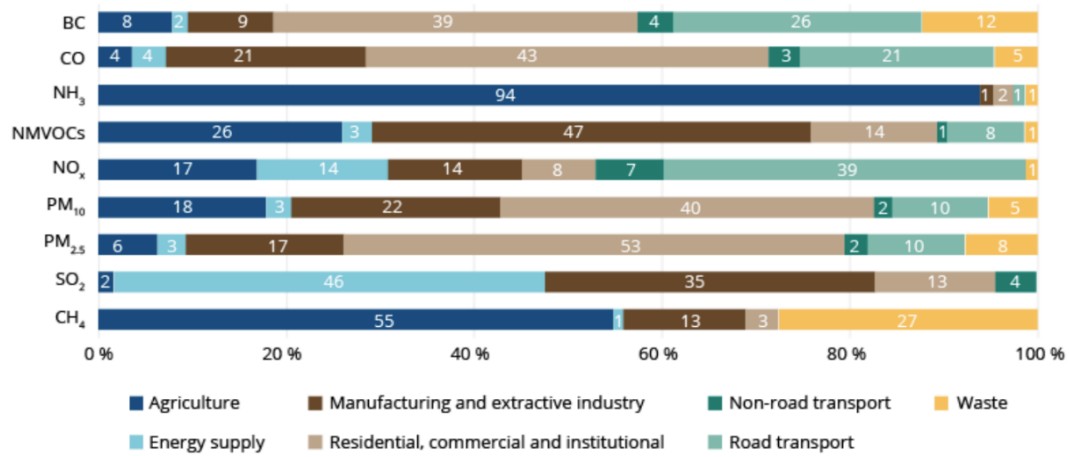


Şekil 1.12 Hidrojen ve diğer yakıtların depolanmış enerji yoğunlukları [43].

Günümüzde içten yanmalı motorlara alternatif yakıtlar ve alternatif tahrik teknolojilerin geliştirilme çabalarının en önemli sebebi hava kirliliğidir. Hava kirliliği atmosferdeki insan sağlığına zararlı gaz ve parçacıklardır. Hava kirliliğinin insan bedenine birincil olarak geçişi solunum yoluyla ya da su ve besinler yoluyla olmaktadır. Her yıl milyonlarca insan hava kirliliği nedeni ile ölmektedir. 2021 yılında 8.1 milyon insan kapalı ve açık alan hava kirliliği nedeni ile ölmüştür [47]. Bu rakam hava kirliliğinden direkt olarak kaynaklanan ölümleri göstermekte, hava kirliliğinden dolayı olarak gerçekleşen ölümler ve hastalıklar eklendiğinde bu sayı çok daha büyüyecektir. Şekil 1.13’de 2021 yılında Avrupa’da ana hava kirliliği bileşenlerinin sektörlere göre dağılımı verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere taşıma

sektörünün en büyük katkısı, NO_x emisyonuna olmaktadır. Bunun ardından sırasıyla siyah karbon (BC), karbon monooksit (CO), kaba ve ince parçacıklar (PM₁₀, PM_{2.5}) ve metan olmayan uçucu bileşikler gelmektedir (NMVOCs).

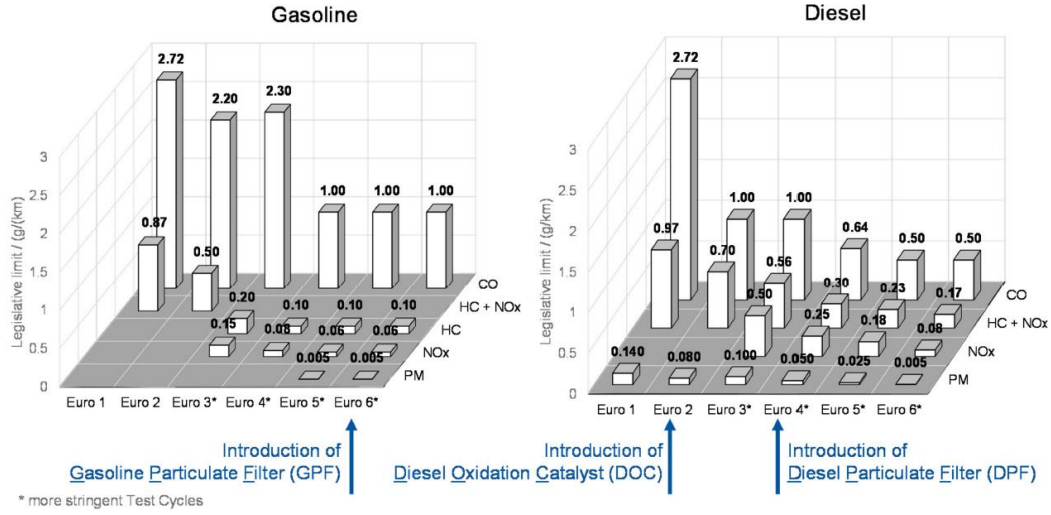
Hidrojenin motorlarda kullanılması ile doğal olarak bütün bu karbon içerikli emisyonlar sıfırlanabilir ya da çok düşük miktarlara indirilebilir. Ancak NO_x emisyonlarının hala giderilmesi gerekmektedir.



Şekil 1.13 Farklı endüstrilerin hava kirliliğine olan katkıları [48].

Hava kirliliğini ve küresel ısınmayı engellemek için çeşitli küresel girişimler mevcuttur. Bunlardan en etkin olanlarından birisi Avrupa Birliği'nin hedeflediği European Green Deal'dır. Buna göre hedef Avrupa kıtasını ilk iklim nötr kıta yapmaktır. Ana amaç 2050 yılında sera gazı salımını sıfıra indirmek ve bu yolda ilk hedef 2030 yılında sera gazları emisyonlarını 1990 yılındaki salım değerlerinden % 55 aşağı çekmektir [49].

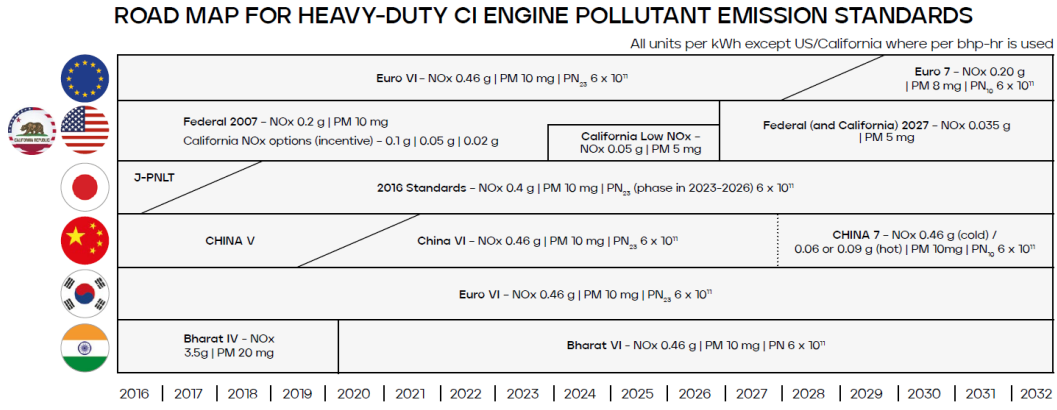
Ülkelerin bu emisyon düşürme hedeflerine ulaşabilmesi için motor ve araç üreticilerini daha temiz teknolojiler üretmeye mecbur bırakan regülasyonlar koyulmaktadır. Bu emisyonlardan Avrupa için geçerli olan Euro standartları Şekil 1.14'de gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi her yeni düzenleme ile araçların egzozlarından çıkabilecek yasal emisyon sınırları gittikçe azalmaktadır.



Şekil 1.14 Benzin ve dizel araçlar için Euro 1’den Euro 6’ya emisyon limitleri [50].

Yukarıda belirtildiği gibi farklı ülkelerde farklı emisyon standartları kullanılmaktadır. Şekil 1.15 farklı bölgelerdeki güncel ve öngörülen emisyon düzenlemelerini göstermektedir. Buna göre önümüzdeki beş yıl içerisinde Avrupa, Amerika ve Çin’de yeni emisyon standartlarının yürürlüğe girmesi beklenmektedir.

Bu yeni limitler güncel limitlerden daha düşük emisyon miktarlarına inmeyi mecbur kılmaktadır. Bu derece düşük emisyonlara ulaşmak için içten yanmalı motorlarda kullanılan emisyon giderme sistemleri git gide karmaşılaşmakta ve pahalılaşmaktadır. Sonuç olarak hidrojen yakıtlı içten yanmalı motorlar, yakıt hücreli ve bataryalı elektrikli araçlar gittikçe önemini arttırmaktadır. Şirketler varlıklarını sürdürebilmek için temiz teknolojilere yatırımlar yapmakta, devletler temiz taşıt teknolojileri için teşvikler vermekte ve akademisyenler bu gelişmekte olan teknolojileri iyileştirmek için yoğun bir çaba sarfetmektedirler.



Şekil 1.15 Farklı emisyon standartları [51].

1.3.3 Hidrojen Motorları ve Karışım Teşkili ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Karbon bazlı geleneksel yakıtlara alternatif olarak, hidrojen ve amonyak gibi yakıtlar karbon-nötr bir çözüm sunmaktadır. Ayrıca, bu yakıtlar içten yanmalı motorlarda kullanılabilir [52]. Hidrojenin, yüksek ısı değeri, geniş yanma aralığı ve yüksek alev hızı gibi özellikleri içten yanmalı motorlarda kullanımında çeşitli avantajlar sağlar [53]. Ancak, yüksek yanma sıcaklığı, yakıt açısından zengin veya stokiometrik karışım koşullarında termal NO_x oluşumunu artırabilir.

Hidrojenin geniş yanma aralığı, aşırı-fakir karışım koşullarında bile kararlı yanmayı sağlar [54]. Bu fakir yanma koşulları, yanma odası sıcaklığını düşürür ve ayrıca NO_x oluşumunu önemli ölçüde azaltır. Böylece silindir çıkışı emisyon seviyeleri, emisyon giderme sistemleri tarafından tamamen önlenebilecek seviyelere kadar düşer [55,56]. Bununla birlikte, aşırı-fakir koşullarda çalışan bir hidrojenli motordan, benzer hacimdeki bir dizel motor kadar güç yoğunluğu elde edebilmek için çok iyi tasarlanmış ve optimize edilmiş bir aşırı doldurma sistemine ihtiyaç vardır.

Çok aşamalı veya elektrik destekli turbo aşırı doldurma teknolojileri gibi gelişmiş konseptler ile hidrojen motorlarını dizel motorlar ile benzer güç yoğunluklarında çalıştırmak mümkündür [57,58]. Bununla beraber yüksek performanslı ve sıfır emisyonlu bir hidrojen motoru için yeterli turbo basıncını ve hava debisini minimum kayıpla elde etmek kadar, silindir içerisinde hava-hidrojen karışım homojenizasyonunu sağlamak da önemlidir. Toplam hava-yakıt oranı fakir olsa da, homojen olmayan bir silindir içi dolguda bazı bölgelerde hidrojen miktarı daha

fazla olacaktır. Bu bölgelerin yanması ile yüksek sıcaklık açığa çıkacak ve sonuç olarak istenildiği kadar düşük NO_x emisyonu elde edilemeyecektir.

Birçok çalışma, piston tasarımının gaz ve sıvı yakıtlar için karışım teşkili üzerindeki etkisini incelemiştir. Araştırmacılar, piston şeklinin benzinli motorlarda silindir içi akış yapısına minimal etki yaptığını ve karışım sürecinin esas olarak yakıt jetinden etkilendiğini bulmuşlardır [59,60]. Diğer çalışmalar, doğal gaz motorlarında piston şekli ve girdap oranının etkisine odaklanmıştır. Çalışmalar yanmanın piston çevresindeki sıkıştırma bölgesinde yavaşladığını ve sonuç olarak istenmeyen yanma karakteristiklerine yol açtığını ortaya koymuştur [61]. Piston çanağı ve girdap oranını değiştirmenin, gaz motorlarının emisyon ve performans özelliklerini iyileştirebileceği literatürdeki çalışmalarda gösterilmiştir [62,63].

$\text{H}_2\text{İYM}$ 'ler için çok sayıda çalışma, enjeksiyon zamanlaması, enjeksiyon basıncı ve hava-yakıt oranlarının etkilerini kapsamlı bir şekilde incelemiştir. Enjeksiyon basıncını düşürmek ve enjeksiyon başlangıcını geciktirmek, karışım homojenliğini arttırmakta, daha yüksek yanma sıcaklıklarına ve ardından NO_x emisyonlarına olanak sağlamaktadır [64,65]. Ancak, fakir koşullar altında, enjeksiyon zamanlamasının ötelenmesi yanma kararlılığını azaltmaktadır. Diğer yandan belirli koşullar altında kararlı yanma için geç enjeksiyon yapmak gerekmektedir [66].

Enjeksiyon parametrelerine ek olarak, giriş portu tarafından tetiklenen silindir içi yuvarlanma hareketi de detaylıca incelenmiş ve $\text{H}_2\text{İYM}$ LPDI motorlarında karışımı homojenizasyonunu iyileştirildiği gözlemlenmiştir [67]. Piston şekliyle girdap oranını değiştirmek de orta güç yoğunluklu LPDI $\text{H}_2\text{İYM}$ 'lerde incelenmiş, girdap saptırıcıları içeren piston çanağı tasarımlarının girdabı bozarak silindir içi karışım hızını arttırdığı gösterilmiştir [68]. Ayrıca, enjeksiyon yönü üzerine yapılan araştırmalar, optimize edilmiş enjektör kapağı tasarımının silindir içi akış özelliklerini değiştirebileceğini öne sürmüştür [69].

Ancak, yüksek güç yoğunluğuna sahip LPDI $\text{H}_2\text{İYM}$ 'lerde karışım dinamikleri ve silindir içi gaz hareketleri ile ilgili literatürde önemli bir boşluk bulunmaktadır. Bu çalışma, aşırı-fakir koşullar altında ($\lambda = 2.5$) çalışan bir LPDI $\text{H}_2\text{İYM}$ 'nin silindiri içindeki hidrojenin karışım davranışını inceleyerek bu bilgi boşluğunu kapatmayı amaçlamaktadır. Mevcut araştırmaların ötesinde, bu çalışma gazın girdap hareketi, gazın yuvarlanma hareketi, piston tasarımı ve enjektör kapağı tasarımının karışım

homojenliği, türbülans seviyeleri ve genel silindir içi gaz hareketi üzerindeki ayrıntılı birleşik etkisini araştırmaktadır. Sonuçları HI ve SOM gibi yeni parametreler kullanarak değerlendirilmektedir. Bu araştırmanın, daha kararlı ve verimli H₂İYM'lerin geliştirilmesi ve mevcut hidrokarbon yakıtlı motorların hidrojen motoruna dönüştürülmesine katkıda bulunması beklenmektedir.



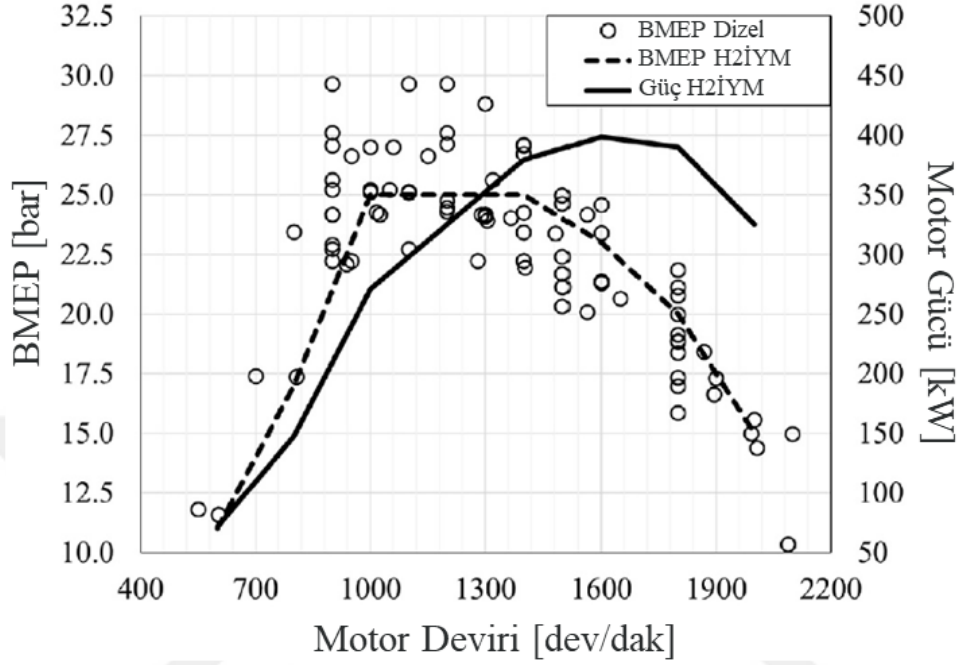
1-BOYUTLU H₂İYM SİSTEM MODELLEMESİ VE TURBO AŞIRI DOLDURMA SİSTEMİNİN SEÇİLMESİ

2.1 H₂İYM'nin Hedef Performans Parametrelerinin Belirlenmesi

H₂İYM'ler, hidrojenin geniş yanma limitleri ve düşük ateşleme enerjisi nedeniyle anormal yanmaya eğilimlidir. Bu risk, daha yüksek BMEP değerlerinde daha da artar. Fakir çalışma, iki fayda birden sağlayarak bir yandan NO_x emisyonlarını azaltır diğer yandan anormal yanma olasılığını düşürür [70,71].

Ancak, daha önce vurgulandığı gibi, H₂İYM'leri yakıtça aşırı-fakir koşullarda çalıştırmak, son derece optimize edilmiş ve gelişmiş bir aşırı doldurma sistemi gerektirir. Motor üreticileri bu zorlukla genel olarak modern dizel muadillerine kıyasla daha büyük hacimli ve daha düşük sıkıştırma oranlı H₂İYM'ler kullanarak baş etmektedir. Ancak, bu yaklaşım güç yoğunluğunun azalmasına neden olmaktadır [72,73]. Aksine, bu tez çalışması, Şekil 2.1'de gösterildiği gibi mevcut 13 litre modern dizel motorlarla karşılaştırılabilir performans gösteren bir 13 litrelik H₂İYM incelemektedir. Şekil 2.1'deki noktalar, dizel motor üreticilerinin resmi olarak paylaştıkları BMEP değerlerini temsil etmektedir. Kesikli ve düz çizgiler, sırasıyla H₂İYM için hedeflenen tam yük BMEP ve güç değerlerini temsil etmektedir. Hedeflenen performans değerleri 1000 dev/dak'dan 1400 dev/dak'ya kadar 25 bar BMEP ve 1600 dev/dak'da 400 kW güç olarak seçilmiştir. Bu zorlayıcı performans hedeflerine ulaşmak hidrojen motorları için zordur. Bu çalışmanın amacı modern ağır yük dizel motorları ile aynı güç yoğunluğuna sahip bir H₂İYM'nin silindir içi karışım sürecini incelemek olduğundan bu denli yüksek

performans değerlerine ulaşmış bir H₂İYM’de karşılaşılabilecek anormal yanma, enjektör dayanımı, yağlama, motor bloğuna sızan hidrojenin tahliyesi gibi zorlukların aşıldığı varsayılmıştır.



Şekil 2.1 H₂İYM için belirlenen BMEP ve güç değerleri.

Üç boyutlu HAD modellemelerinde kullanılacak sınır koşulları 1-boyutlu motor modeli hesaplamalarından elde edilmiştir. Modellemede kullanılan motor parametreleri Tablo 2.1’de verilmiştir. Modern dizel motorların sıkıştırma oranları yaklaşık 18 civarında olmasına rağmen, hidrojen motorlarının yüksek vuruş eğilimi göz önünde bulundurularak sıkıştırma oranı 12 olarak seçilmiştir [74]. Motor doğrudan enjeksiyonlu hidrojen yakıt sistemine sahip olup-, maksimum enjeksiyon basıncı 50 bar ve maksimum enjeksiyon debisi 20 g/s’dir. Emme ve egzoz valflerinin açılıp kapanma zamanlamaları sabittir. Tablo 2.1’de verilen krank açıları yanma üst ölü noktası referans alınarak isimlendirilmiştir. Ayrıca, tablonun son satırı bu çalışmada kullanılan dört zamanlı krank açısı numaralandırma yöntemini açıklamaktadır. Yanma başlangıcı, izin verilen en yüksek silindir içi basınç değeri olan 200 bar’ı aşmayacak şekilde kontrol edilmektedir. 1-boyutlu simülasyonlarda kullanılan yanma modeli, silindir içi şartlara bağlı olarak farklı yanma süreleri ve ısı salınım hızları hesaplayabilmektedir. Bu 1-boyutlu hesaplama kurgusu 3-boyutlu HAD modelinin ihtiyaç duyduğu sınır koşullarını detaylı bir şekilde sağlamak için yeterlidir.

Tablo 2.1 Modellenen motorun özellikleri.

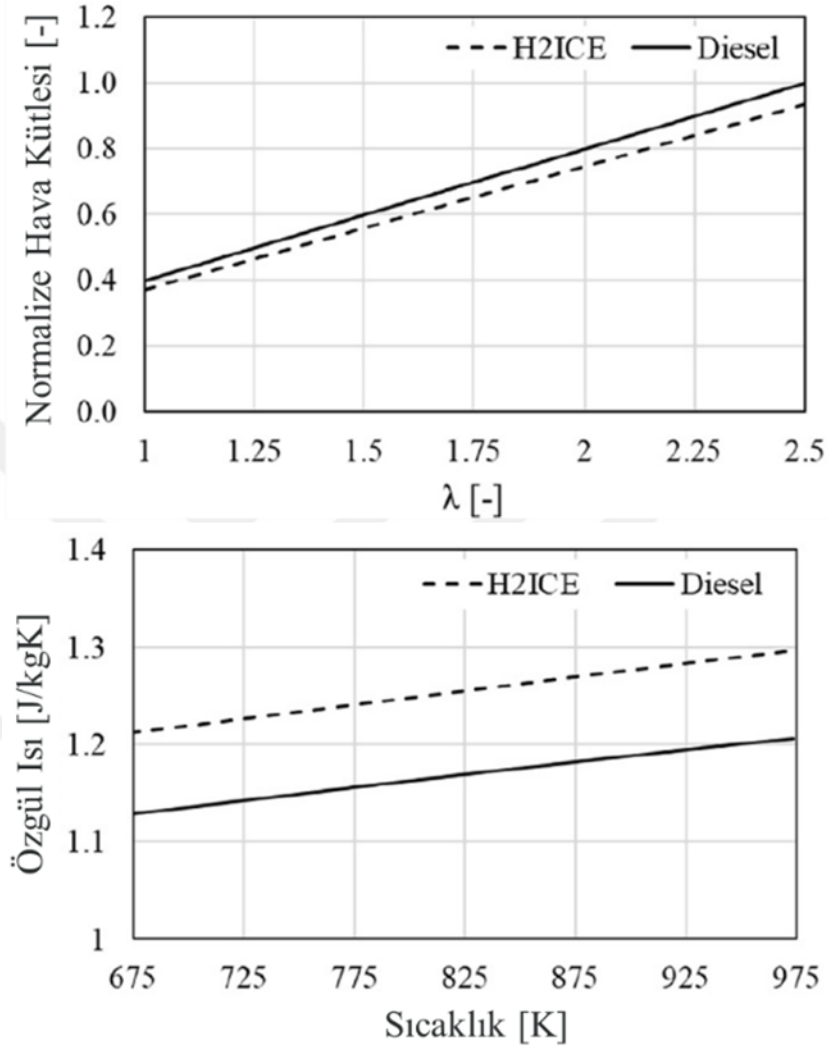
Motor	13 litre, Sıralı 6 Silindir, EGR yok
Özellikler	Buji ateşleme, girdap emme kanalı, bölünmüş egzoz manifoldu, sıkıştırma oranı = 12
Enjeksiyon Sistemi	H ₂ DI, $P_{enj,maks}=50$ bar, $\dot{m}_{enj,maks}=20$ g/s
PCP [bar]	200
IVO, IVC, EVO, EVC [°KMA]	349, -163, 135, -353 (TDCc = 0)
4 Zaman Aralıkları [°KMA]	Emme:[-360,-180], Sıkıştırma:[-180,0], Genişleme:[0,180], Egzoz:[180,360]

2.2 1-Boyutlu Sistem Simülasyonları ve Turbo Aşırı Doldurma Sisteminin Seçilmesi

Turbo aşırı doldurma sistemi, hem emme hem de egzoz manifoldu basınçlarını önemli ölçüde etkiler; bu da nihayetinde sıkıştırma süreci başlangıcındaki basınç ve sıcaklığı etkiler. Ayrıca, H₂İYM'ler için optimal bir aşırı doldurma sistemi tasarlamak oldukça zordur. Sıfıra yakın NO_x emisyonu elde etmek için yakıtça aşırı-fakir çalışma gereklidir. Ancak, fakir karışım, stokiyometrik karışıma kıyasla daha düşük yanma sıcaklıklarına yol açar. Ek olarak, hidrojen yanmasının yüksek su buharı içeriği egzoz gazı sıcaklıklarını daha da düşürür. Düşük sıcaklıktaki egzoz gazı türbine gönderilen kullanılabilir enerjinin az olmasına neden olurken, aşırı-fakir karışımın ihtiyaç duyduğu fazla hava miktarı kompresörden istenen işi arttırmaktadır. Bu koşullarda türbinin, kompresörün ihtiyaç duyduğu gücü sağlaması için çok iyi tasarlanmış bir aşırı doldurma sistemine ihtiyaç vardır.

Şeki 2.2 hem H₂İYM hem de dizel motor için, dizel motorun lambda 2.5'teki hava talebine göre normalize edilmiş hava kütle debisi ihtiyaçlarını ve egzoz gazlarının özgül ısı değerlerini göstermektedir. Bu grafikler, her iki yakıtın da tam yanmasını varsaymakta ve hidrojen için 34.3, dizel için ise 14.5 olan stokiyometrik hava-yakıt kütle oranlarını kullanmaktadır. Alt ısı değerleri hidrojen için 120 MJ/kg ve dizel için 42.6 MJ/kg olarak kabul edilmiştir. Her iki motor da aynı lambda değerlerinde

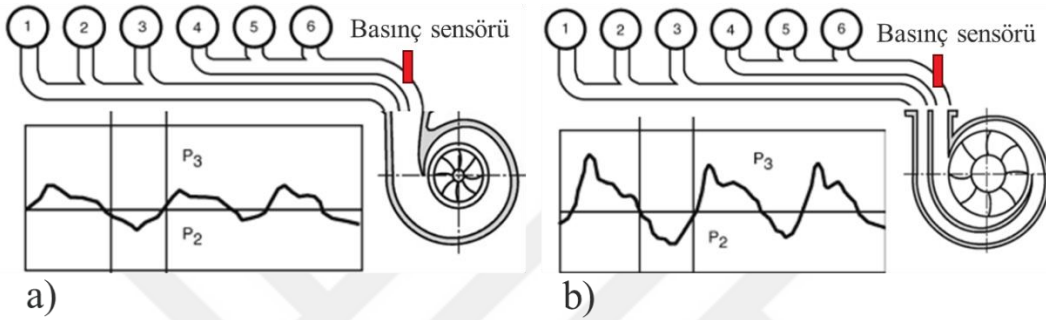
benzer hava kütle akışına ihtiyaç duysa da, lambda 2.5'te çalışan bir H2İYM, tipik olarak lambda 1.5'te çalışan bir dizel motora kıyasla yaklaşık olarak % 35 daha fazla hava talep etmektedir. Dahası, hidrojen-hava yanma ürünlerinin daha yüksek özgül ısısı, hirdorjen motorlarında egzoz gazı sıcaklıklarını daha da düşürmektedir.



Şekil 2.2 H2İYM ve tipik bir dizel motorun hava ihtiyacı ve egzoz sıcaklıkları.

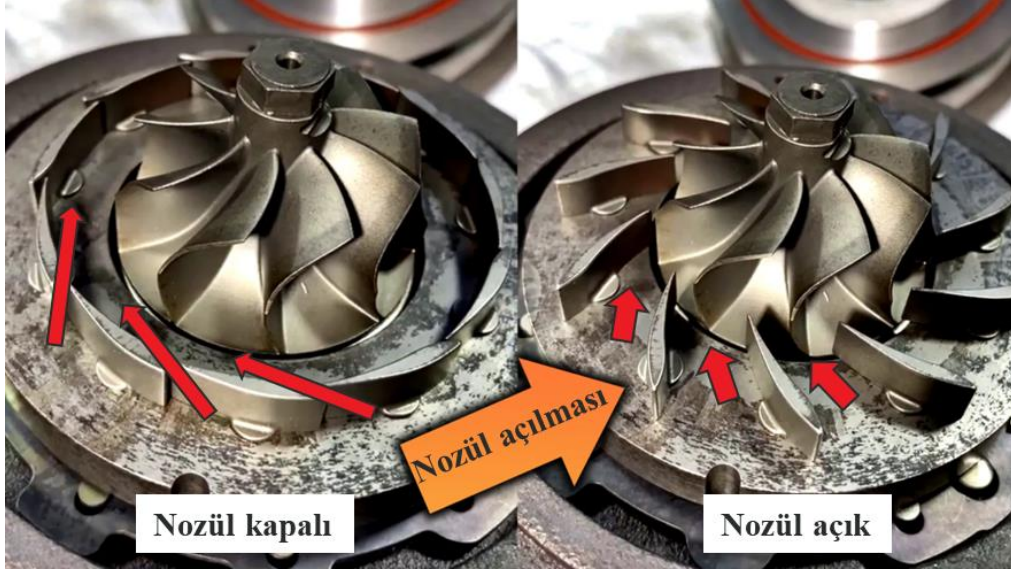
H2İYM'lerin aşırı doldurması ile ilişkili yukarıda bahsedilen zorlukları aşmak için çeşitli turbo aşırı doldurma konseptleri simüle edilmiştir. Bu konseptler iki kademeli ya da tek kademeli turbo aşırı doldurma sistemleridir. İki kademeli sistemde yüksek basınç türbini olarak ya tek salyangozlu ya da çift salyangozlu türbin gövdeleri kullanılmıştır. Çift salyangozlu türbinler egzoz basınç dalgalanmalarını daha iyi kullansa da, artan tasarım karmaşıklığı ve daha yüksek ısı ve sürtünme kayıpları gibi dezavantajlara sahiptir [75]. Şekil 2.3'de tek salyangozlu ve çift salyangozlu türbinlerin sıralı altı silindirli bir motora bağlanma şeması

gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi tek salyangozlu türbinlerde çevrim boyunca oluşan basınç dalgaları daha zayıf iken çift salyangozlu türbinlerde basınç dalgalanmalarının şiddeti daha büyüktür. Buna ek olarak çift salyangozlu türbinde ilk üç ve son üç silindirlerin birbirleri ile haberleşmeleri en aza indirildiğinden motorun egzoz süreci düşük geri basınç sayesinde çok daha kolay olmakta ve motor içerisinde kalan yanmış gaz miktarı da azalmaktadır [58]. Bunun yanında tek salyangozlu türbinler daha sabit bir basınç altında çalıştığından daha yüksek verimlere ulaşabilirler.



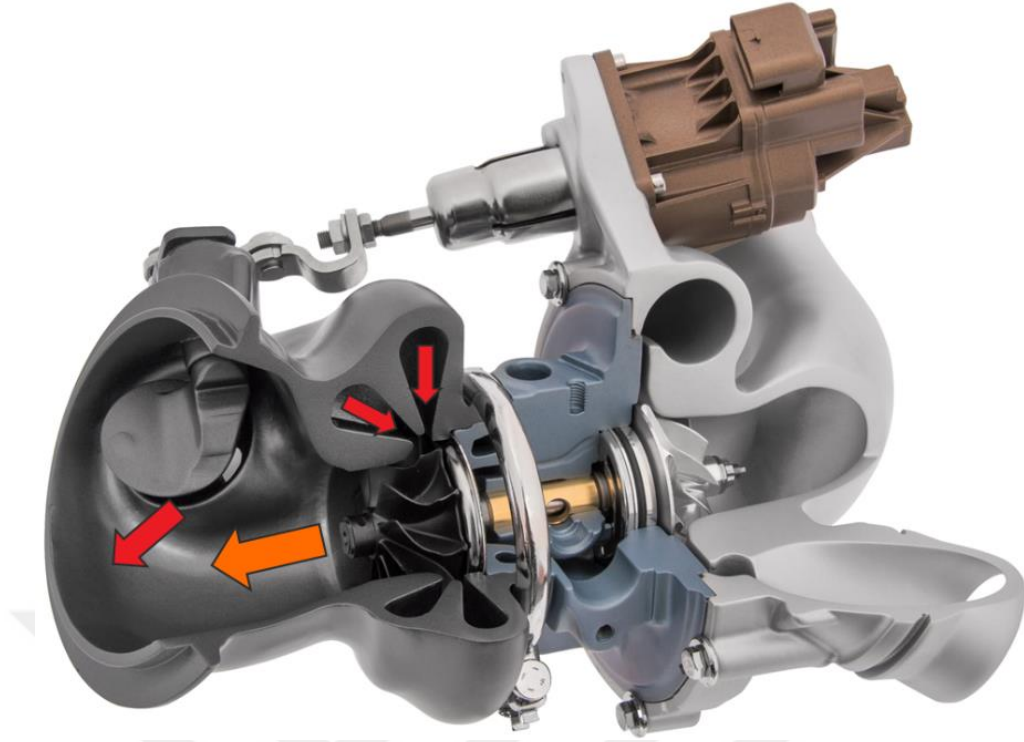
Şekil 2.3 Tek salyangozlu (a) ve çift salyangozlu (b) türbinlerde basınç eğrileri [76].

Bu çalışmada türbin güç çıktısını kontrol etmek için giriş gaz akışının miktarını değiştiren tahliye kanalı veya değişken nozül açılı giriş teknolojileri kullanılmıştır. Değişken nozül açılı türbinlerde salyangoz içerisindeki gaz, türbin kanatları öncesinde nozül kanatçıkları tarafından yönlendirilir ve bu türbinlere VNT türbinler denir. Türbinden istenen güç daha düşük olduğunda kanatçıklar açık pozisyona getirilerek gazın türbin kanatlarına gelmeden hızlanmasına izin verilmez, türbinden istenen güç talebi arttığında ise nozül kanatçıkları kısılarak gazın hızlanması ve türbin kanatlarına doğru açılı ile ulaşması sağlanır. Değişken nozül açılı türbinin kanatçıklarının açık ve kapalı hali Şekil 2.4'de verilmiştir.



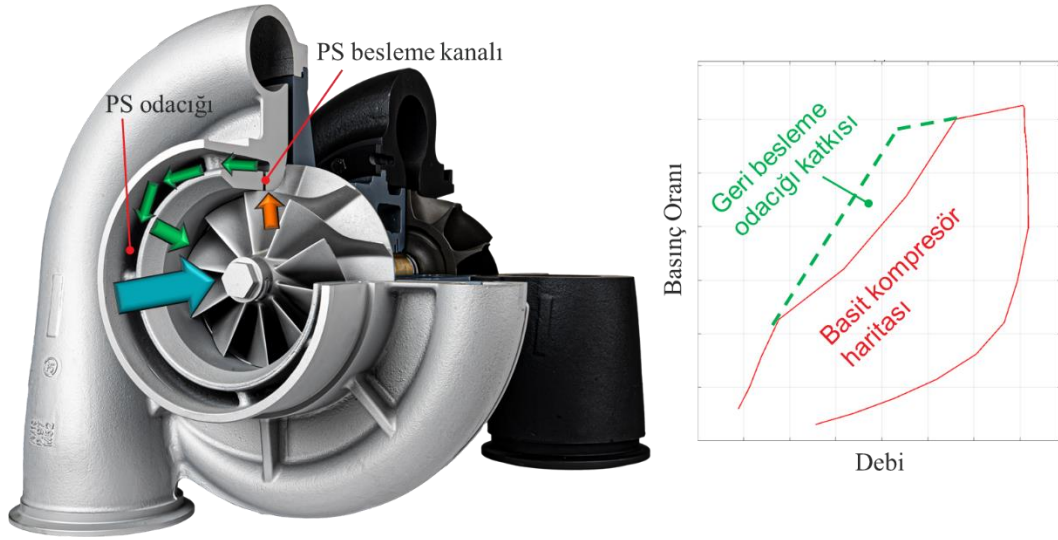
Şekil 2.4 VNT türbin çalışma prensibi [76].

Egzoz gazının bir kısmının türbin kanatlarında gelmeden önce farklı bir kanala yönlendirilerek türbine gönderilen gaz miktarının değiştirildiği ve sonucunda türbinden alınan gücün kontrol edildiği tip türbinlere ise WG türbinler denir. Türbinden yüksek güç istendiğinde tahliye kanalı kapakçağı tamamen kapalı konumda tutulur ve bütün egzoz gazının türbine gitmesine izin verilir. Türbinden istenen güç miktarı az olduğunda tahliye kapağı güç isteğine göre belirli miktarda açılarak egzoz gazının türbin sonrasına direkt gönderilmesini sağlar. Örnek bir WG türbin Şekil 2.5’de gösterilmiştir.



Şekil 2.5 WG kanallı bir türbin örneği.

Daha önceden de söz edildiği gibi hidrojen motorları yakıtça aşırı fakir koşullarda çalıştırılıp, aynı zamanda dizel motor benzeri bir güç yoğunluğu istenildiğinde kompresörün basınçlandırması gereken hava miktarı çok fazla olmaktadır. Fazla hava miktarının yanı sıra H₂/YİM düşük debilerde de kompresörden yüksek basınç oranı talep etmektedir. Bu nedenlerden ötürü bu çalışmada kullanılan kompresör haritalarının geniş bir debi aralığını kapsadığından emin olunmuştur. Düşük debilerde ve yüksek basınç oranlarında kararsız rejime girmeden çalışmasını sağlamak amacı ile kompresör girişinde geri besleme odacığı kullanılmıştır. Bu geri besleme odacıkları literatürde “Ported Shroud” olarak isimlendirilmektedir. Geri besleme odacığının çalışma prensibinin gösterimi ve kompresör performans haritası üzerindeki etkisi Şekil 2.6’da gösterilmiştir. Geri besleme odacığı, kompresör özellikle düşük debi bölgesinde kararsız bir halde çalışmaya başladığında, kompresör kanatları arasındaki dağınık akışın bir kısmını basınç farkı sayesinde kompresör girişine yeniden yönlendirerek düşük debi ve yüksek basınçlarda çalışma kararlılığını artırır.

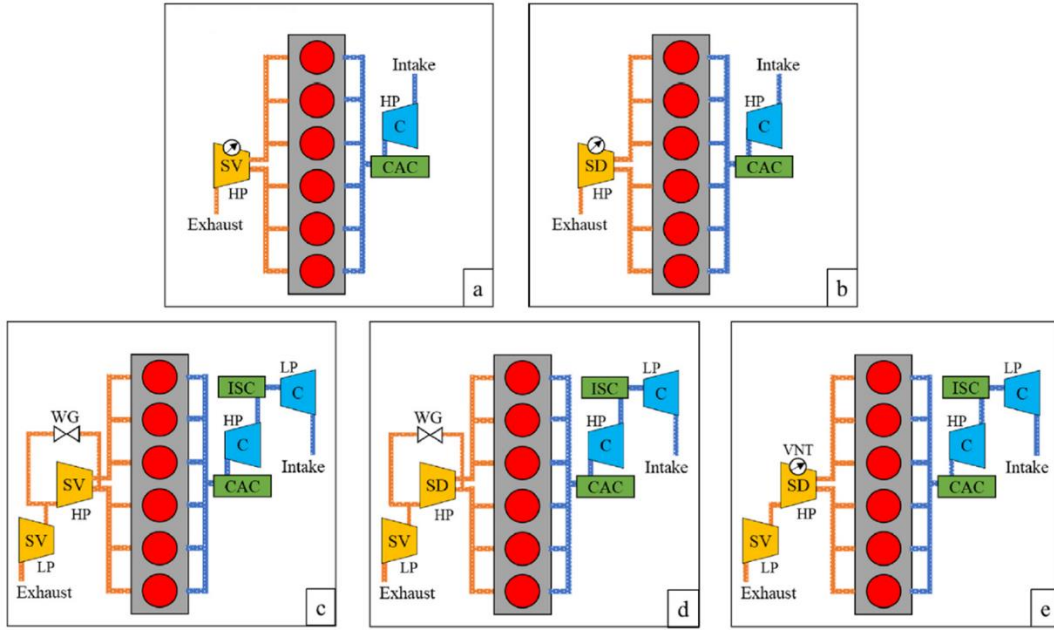


Şekil 2.6 Geri besleme odacıklı kompresör çalışma prensibi.

Yukarıda turbo aşırı doldurma sistemlerinin çeşitli türbin ve kompresör tiplerinden söz edildi. Bu çalışmada H2İYM üzerinde modellenen aşırı doldurma sistemleri Şekil 2.7’de verilmiştir. Şekilde SV tek salyangozlu türbini, SD çift salyangozlu türbini, HP yüksek basınç kademesini, LP düşük basınç kademesini, CAC motor emme havası soğutucusunu, C kompresörü ve son olarak ISC iki kademeli aşırı doldurma söz konusu olduğunda ara soğutucuyu temsil etmektedir.

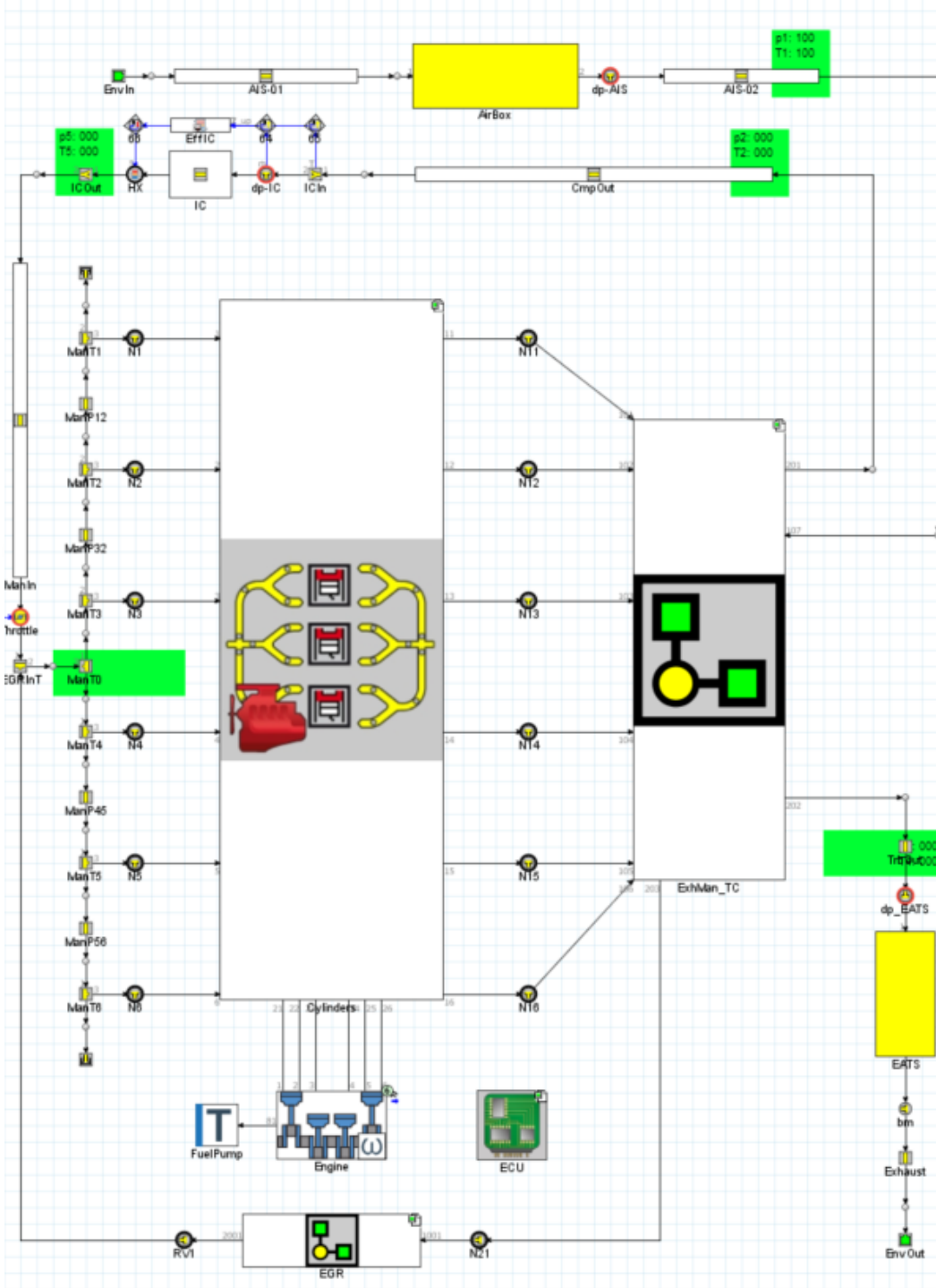
Şekil 2.7a ve Şekil 2.7b tek kademeli turbo aşırı doldurma sistemleri, Şekil 2.7c, 2.7d ve 2.7e ise iki kademeli aşırı doldurma sistemleridir. İki kademeli aşırı doldurma sistemi kullanıldığında düşük basınç ve yüksek basınç kompresörleri arasında ara soğutucu kullanılmıştır. Bu sayede emme havası daha verimli bir şekilde basınçlandırılabilmiştir. Buna ek olarak yüksek basınç kompresöründen sonra emme manifoldu öncesinde basınçlandırılmış emme havası CAC ile soğutulmuş motor içerisine daha fazla oksijen molekülü girmesi amaçlanmıştır. Emiş havasının soğutulması aşırı doldurmanın yanında, motorun hacimsel verimini arttırmak için kullanılan bir diğer etkin yöntemdir. İki kademeli seçeneklerde düşük basınç türbini serbest olarak çalışmakta, VNT veya WG mekanizmalarını kullanmamaktadır.

Modellenen aşırı doldurma seçeneklerinde dört farklı çeşit yüksek basınç türbini kullanılmıştır. Bunlar sırasıyla tek salyangozlu VNT kontrollü, çift salyangozlu VNT kontrollü, tek salyangozlu WG kontrollü ve çift salyangozlu WG kontrollü türbinlerdir. Analizlerde kullanılan bütün kompresör ve türbin performans haritaları gerçek ölçümlerden elde edilmiş haritalardır.



Şekil 2.7 Modellenen turbo aşırı doldurma sistemleri.

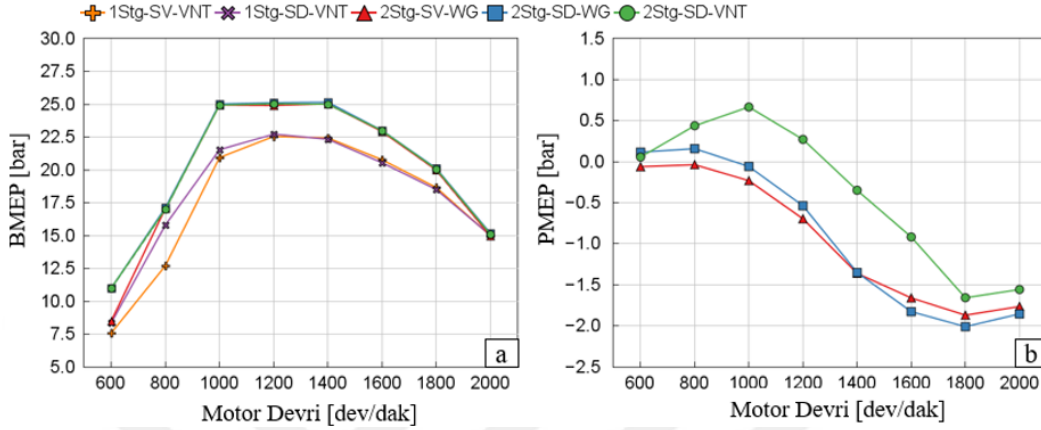
Bu çalışmadaki 1-boyutlu simülasyonlar Garrett Motion bünyesinde geliştirilen motor modeli ve GT-Power programı kullanarak yapılmıştır. Kullanılan 1-boyutlu modelin ekran görüntüsü Şekil 2.8’de verilmiştir. Modüler olarak kurulmuş bu model, egzoz ve turbo için ayrı, ECU ve silindirler için ayrı alt modeller kullanmaktadır. Motor modeli EGR ile donatılmış olmasına rağmen bu analizler sırasında EGR yolu kapatılmış, motor EGR olmadan çalıştırılmıştır. Türbin arkasında emisyon indirgeyici sistemleri temsilen bir basınç düşümü kabul edilmiştir. Burada kabul edilen emisyon indirgeme sistemi basit bir sistem olarak öngörülmüş ve buna uygun bir basınç düşüm karakteristiği belirlenmiştir. Motorda gaz kelebeği olmasına rağmen, pozisyonu her zaman sabit tutulmaktadır.



Şekil 2.8 GT-Power motor modeli.

Şekil 2.9'da 1-Stg tek kademeli ve 2-Stg çift kademeli turbo aşırı doldurma sistemlerini temsil etmektedir. Şekil 2.9a'da, tek kademeli turbo sistemlerinin, hava akış talebinin tek bir kompresör tarafından karşılanamayacak kadar yüksek olması nedeniyle hedef BMEP'yi karşılayamadığı görülmektedir. Öte yandan, iki kademeli seçeneklerin neredeyse tamamı istenilen BMEP'ye başarıyla ulaşmıştır. Buradaki tek istisna 2-Stg-SV-WG seçeneğinin 600 dev/dak'da hedef torka ulaşamamasıdır.

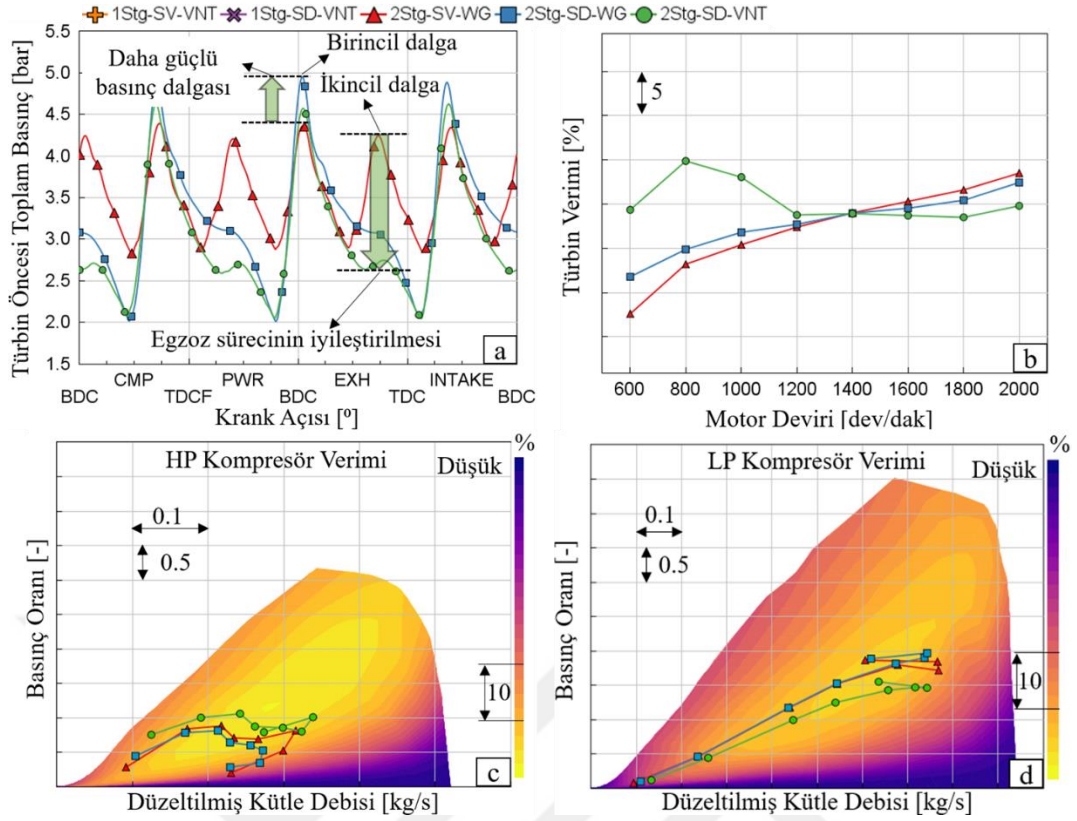
Daha yüksek PMEP değerleri, motor kayıplarının azaldığını göstermektedir [34]. Şekil 2.9b'ye göre, 2-Stg-SD-VNT diğer varyantlara kıyasla sürekli olarak üstün PMEP sergilemiştir. Şekil 2.9b ayrıca, 2-Stg-SD-WG'nin daha düşük motor devirlerinde 2-Stg-SV-WG'yi PMEP açısından geride bıraktığını ancak bu eğilimin daha yüksek motor devirlerinde tersine döndüğünü göstermektedir.



Şekil 2.9 1-boyutlu simülasyon BMEP ve PMEP sonuçları.

Şekil 2.10a, 1000 dev/dak'da bölünmüş egzoz manifoldundaki basınç dalgalanmalarını karşılaştırmaktadır. Basıncın ölçüldüğü yer Şekil 2.3'de gösterilen sensör ile aynıdır. SV türbini, egzoz süreci sırasında iki basınç zirvesi gösterirken, SD türbinleri tek ve daha şiddetli basınç zirvesi sergilemektedir. Bu daha güçlü basınç dalgalanması, türbinin daha fazla egzoz gazı enerjisini mekanik işe çevirmesini sağlamaktadır. Ayrıca, SD seçeneklerinde ikinci basınç zirvesinin olmaması, silindir geri basıncını azaltarak egzoz sürecini kolaylaştırmakta ve böylece pompalama kayıplarını düşürmektedir. Şekil 2.10b'ye bakıldığında, 1400 dev/dak'nın altında, 2-Stg-SD-VNT yapılandırmasının HP türbin verimliliği basınç dalgalanmalarını daha iyi kullanmasından dolayı yüksektir, ardından 2-Stg-SD-WG ve 2-Stg-SV-WG gelmektedir. Bu eğilim, 1400 dev/dak'nın üzerinde tersine dönmekte ve WG'li seçenekler VNT seçeneğinden daha verimli hale gelmektedir.

Şekil 2.10c ve 2.10d, kompresör verimlilik haritalarını ve çalışma eğrilerini sunmaktadır. Tüm iki kademeli sistemler benzer çalışma eğrilerine sahip olmalarına rağmen, 2-Stg-SD-VNT, HP ve LP kompresörleri arasında daha dengeli bir iş dağılımı göstermektedir. Bu daha dengeli iş dağılımının motor manevralarını hızlandıracağı söylenebilir.



Şekil 2.10 1-boyutlu simülasyonlara göre motor, türbin ve kompresör verimleri.

Genel olarak üstün performansı nedeniyle, 2-Stg-SD-VNT yapılandırması sonraki bölümlerde incelenen 3-boyutlu HAD simülasyonları için seçilmiştir. Sonuç olarak, bu simülasyonlar için sınır koşulları 2-Stg-SD-VNT turbo aşırı doldurma sistemi ile türetilmiştir. Simülasyonlar sonucunda elde edilen sınır koşulları, silindir içinde, emme valfleri kapandıktan hemen sonra, 4 bar mutlak basınç ve 96 °C sıcaklıktır.

3

3-BOYUTLU HAD MATEMATİK MODELİ VE VALİDASYONLARI

3.1 3-Boyutlu HAD Matematik Modeli

Silindir içi gaz akışı yüksek türbülans seviyelerine, akış içerisinde yüksek kayma gerilmelerine ve karışım süreci için önemli olan anizotropik büyük ve küçük türbülans ölçeklerine sahiptir. Türbülansın sayısal olarak direkt çözüldüğü DNS ve türbülans yapılarını filtreleyerek belirli girdap boyutlarını modelleyip diğerlerini doğrudan çözen LES gibi türbülans modelleme yaklaşımları, içten yanmalı motor simülasyonları için yüksek doğrulukta çözümler sağlayabilir [78,79]. Ancak bu tarz yüksek doğruluklu türbülans modelleri, güçlü bilgisayar kaynağı ve özel amaçlar için optimize edilmiş HAD kodlarına ihtiyaç duymaktadır, bu da endüstriyel uygulamalarını zorlaştırmaktadır. Öte yandan, URANS türbülans modelleri bu kadar fazla hesaplama kaynağına ihtiyaç duymaz ve doğru kullanıldıklarında yeterince doğru sonuçlar verebilirler [80].

Denklem 3.1’de toplam hız terimi u_i ’nin ortalama hız $\bar{u}_i$ ve salınan hız u'_i ayrıştırılması gösterilmektedir. Denklem 3.1’deki işlem Reynold ayrıştırılması olarak adlandırılmaktadır. Enjektör memesi etrafında sıkıştırılabilir akış beklendiğinden, hız teriminin Favre ortalaması alınarak yoğunluğun değişim etkisi dikkate alınmıştır. Favre ortalaması alınan hız terimi $\tilde{u}_i$ olarak gösterilmiştir. Ortalama deformasyon hızı ve viskoz stres tensörleri S_{ij} ve σ_{ij} Denklem 3.2’de verilmiştir.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i, \tilde{u}_i \equiv \frac{\bar{\rho} \bar{u}_i}{\bar{\rho}} \quad (3.1)$$

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.2)$$

Türbülanslı akış için süreklilik ve momentum eşitlikleri, Denklem 3.3 gösterildiği gibi, sıkıştırılabilir korunumlu formda ifade edilmiştir. Ancak, Reynolds ortalaması sonucunda, momentum denklemlerinde Reynolds gerilme terimi olarak bilinen ek bir terim ortaya çıkmaktadır. Bu terim nedeniyle URANS denklem takımındaki bilinmeyen terim sayısı denklem sayısından fazla olmakta ve bilinmeyen terimlerin hesaplanması mümkün olmamaktadır. Bu durum RANS denklemlerinde kapanış problemi olarak adlandırılmaktadır.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_i} = S, \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho} \tilde{u}'_i \tilde{u}'_j) \quad (3.3)$$

Reynolds ortalama işleminin ardından türbülanslı Navier-Stokes denklemlerinde altı adet yeni bilinmeyen Reynolds gerilme terimleri belirlemektedir. Toplam denklem sayısı ile bilinmeyen sayısını eşitlemek için Reynolds gerilmeleri girdap vizkositesi μ_t ile ifade edilebilir. Girdap vizkositesi türbülans kinetik enerjisi k ve ε türbülans sönümlenme hızı terimleri ile ifade edilerek altı yeni bilinmeyen sayısı iki ilave bilinmeyen terime indirgenebilir. Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans sönümlenme hızlarının girdap vizkositesi ile olan bağıntısı Denklem 3.4'de verilmiştir. Bu denklemlerde δ_{ij} Kronocker delta ve C_μ bir model sabiti ifade etmektedir.

$$\tau_{ij} = -\bar{\rho} \tilde{u}'_i \tilde{u}'_j = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right), \mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.4)$$

Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans sönümlenme hızlarının taşınım denklemleri Denklem 3.5 ve Denklem 3.6'da verilmiştir. Bu taşınım denklemleri RNG $k-\varepsilon$ yaklaşımı ile modellenmiştir. RNG $k-\varepsilon$ türbülans modelinin içten yanmalı motor akış analizlerindeki başarısı literatürde mevcuttur [81,82]. RNG $k-\varepsilon$ modelinin Standart $k-\varepsilon$ modeline göre içten yanmalı motorlarda iyi sonuç vermesi anizotropik türbülans yapılarını ve yüksek deformasyon gerilmelerini daha doğru çözümlemesine dayanmaktadır.

$$\frac{D\bar{\rho}k}{Dt} = \tau_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(A_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{D\bar{\rho}\varepsilon}{Dt} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left(A_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) - \left[\frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3} + \frac{2}{3} C_\mu C_\eta \frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right] \bar{\rho} \varepsilon \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \\ & + \left[(C_{\varepsilon 1} - C_\eta) \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_j} \tau_{ij}^* - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon \right] \frac{\varepsilon}{k} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Yukarıdaki denklem takımında $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, η_0 terimleri sabitleri ve $C_{\varepsilon 3}$ diğer terimlere bağlı bir fonksiyonu ifade etmektedir. Bu model parametrelerinin bağıntıları Denklem 3.7 ve 3.8’de tanımlanmıştır.

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \tau_{ij}^* = 2\mu_t \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right), \quad (3.7)$$

$$C_\eta = \eta \frac{(1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta\eta^3}, C_{\varepsilon 3} = f(C_{\varepsilon 2}, C_\mu, C_\eta, \eta) \quad (3.8)$$

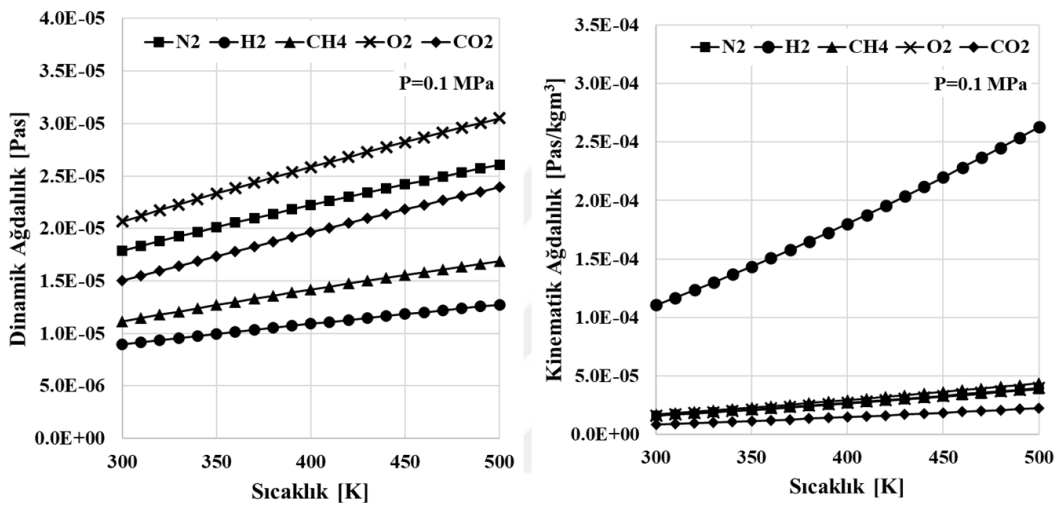
Enjektör nozülü çıkışında oluşacak çok yüksek akış hızları nedeniyle şok dalgaları oluşabilir. Bu şok dalgalarının sebep olduğu süreksizlikler iç enerjinin korunumunu mümkün kılmamaktadır, bu nedenle toplam enerjinin taşınım denklemlerini çözmek daha doğru bir yaklaşımdır. Toplam enerji taşınım denklemi Denklem 3.9’da verilmiştir. Burada basınç işi terimi $-\frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{u}_j \bar{P})$ ve viskoz sönümlenme terimi $\frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{u}_i \sigma_{ij})$ literatürde önerildiği üzere kapalı formda yazılmıştır [83].

Denklem 3.9’da E_t toplam enerjiyi, K termal iletim katsayısını, T sıcaklığı, D difüzyon katsayısını, h_m m türünün entalpisi ve Y_m m türünün kütle oranını temsil etmektedir.

$$\frac{D\bar{\rho}E_t}{Dt} = -\frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{u}_j \bar{P}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{u}_i \sigma_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} D \sum_m \tilde{h}_m \frac{\partial \bar{Y}_m}{\partial x_j} \right) \quad (3.9)$$

Silindir içerisindeki moleküllerin taşınımı Denklem 3.10 ile ifade edilmiştir. Bu denklemde S_m kimyasal denklemlerden veya kontrol hacmine tür giriş çıkışından oluşabilecek kaynak terimini ifade etmektedir. Bu çalışmada kimyasal tepkimeler çözülmediği için S_m terimi sıfırdır. Hidrojen Schmidt sayısı S_c ile gösterilmiş ve değeri 0.22 olarak kabul edilmiştir. Schmidt sayısı momentum difüzyonunun

moleküler difüzyona olan oranıdır. Hidrojenin S_c sayısı içten yanmalı motorlarda gözlemlenebilecek diğer gazların S_c sayılarından oldukça düşüktür. Örnek vermek gerekirse S_c sayısı O_2 için 0.84, N_2 için 0.87, CH_4 için 0.99'dir [84]. Buna göre hidrojenin moleküler difüzyonu momentum difüzyonunun yaklaşık beş katı büyüklüğündedir. Hidrojenin dinamik vizkositesi oldukça küçüktür, ancak kinematik vizkositesi düşük yoğunluğundan ötürü oldukça büyüktür. Bu nedenle kayma gerilmeleri ile momentum transferi diğer gazlardaki kadar etkin olmamaktadır. Hidrojen ve diğer gaz moleküllerinin dinamik ve kinematik vizkositeleri ya da diğer bir deyişle ağıdalılıkları Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Gaz moleküllerinin dinamik ve kinematik ağıdalılıkları.

Gazların difüzyon katsayılarının hassas bir şekilde tahmin edilmesi için, gazların ikili difüzyon katsayıları D_{ij} 'nin hesaplanmasında kinetik teori kullanılmıştır [85]. Karışımın bölgesel difüzyonu her bir türün difüzyon katsayılarının mol oranlarına göre orantılı olarak hesaplanması ile elde edilmiştir. Mol oranları X , bölgesel karışım difüzyon katsayısı $D_{m,mix}$ ile gösterilmiştir. Toplam difüzyon katsayısı moleküler ve türbülanslı difüzyon katsayılarının toplamı ile elde edilmiştir. Son olarak türbülans difüzyonu D_t , türbülans vizkositesi ν_t ve türbülans Schmidt sayısının Sc_t 'nin oranıdır. Difüzyon katsayılarının hesaplanması Denklem 3.11, 3.12, 3.13'de verilmiştir.

$$\frac{D\bar{\rho}_m\tilde{u}_j}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial \bar{Y}_m}{\partial x_j} \right) + S_m \quad (3.10)$$

$$D = D_{m,mix} + D_t \quad (3.11)$$

$$D_{m,mix} = \frac{1 - X_m}{\sum_{i,j} \frac{X_i}{D_{ij}}} \quad (3.12)$$

$$D_t = \frac{v_t}{Sc_t} \quad (3.13)$$

Basınç ve sıcaklık, Denklem 3.14’de verilen Redlich-Kwong-Soave formülasyonu ile tanımlanan, kübik tipteki bir hal denklemi ile ilişkilendirilmiştir [86]. Burada, P_{cr} kritik basınç, V_c kritik hacim, T_c kritik sıcaklık, R ideal gaz sabiti, β moleküllerin hacmi, α moleküller arasındaki çekim kuvveti ve ω eksantrik faktördür. Bu terimlerin hesaplamaları ve değerleri Denklem 3.15’de verilmiştir. Bu formülasyon, içten yanmalı motor simülasyonları için doğru sonuçlar vermekte ve H_2 gazının negatif Joule-Thomson katsayısı davranışını modelleyebilmektedir [87].

$$P = \frac{RT}{v - \beta v_c} - \frac{\alpha P_{cr} v_c^2 \left[1 + f(\omega) \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right]^2}{v^2 + \beta v_c} \quad (3.14)$$

$$\alpha = 0.42747$$

$$\beta = 0.08664 \quad (3.15)$$

$$f(\omega) = 0.48 + 1.574\omega - 0.176\omega^2$$

Buraya kadar verilen korunum denklemleri ikinci derece sonlu hacimler formülasyonu ile ayrıklaştırılmış ve iteratif nümerik çözüm yöntemi ile çözülmüştür. Basınç ve hızın çözümü PISO algoritması ile sağlanmıştır. Sıkıştırılabilir akışta çözücünün kararlılığının artırabilmek için Rhie-Chow yöntemi kullanılarak basınç ve hız değerleri hesaplama ağındaki hücrelerin merkezinde tanımlanmıştır [88]. Buraya kadar açıklanan hesaplama kurgusu validasyon çalışmaları ve sonrasındaki bütün 3-boyutlu HAD analizlerinde kullanılmıştır. Hesaplamalar 28 çekirdekli, 2.5 GHz frekanslı işlemcili, 128 Gb belleğe sahip bir masaüstü iş istasyonunda gerçekleştirilmiştir ve çözücü olarak Convergent Science tarafından bu tez çalışması için ücretsiz akademik lisansı sağlanan Converge HAD yazılımı kullanılmıştır.

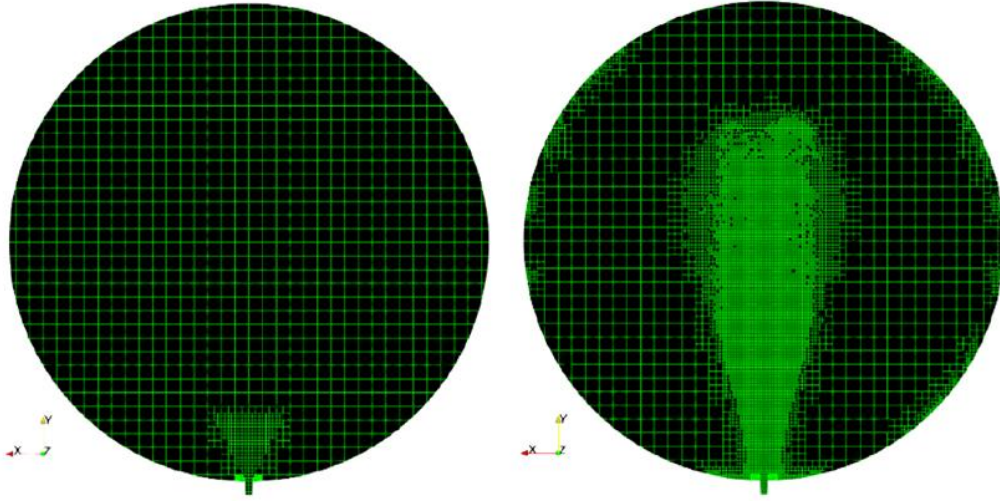
3.2 3-Boyutlu HAD Modeli Validasyonları

3.2.1 Hidrojen Jeti Validasyonu

Hidrojen jeti, püskürtüldüğü hacim içerisindeki akış yapısını hızla değiştirebilir. Bu nedenle, jetin penetrasyon uzunluğu ve genişleme açısı gibi özelliklerinin doğru tahmini, silindir içi karışım sürecini doğru tahmin etmek için gereklidir.

Kamimoto ve arkadaşları, farklı koşullar altında silindirik bir sabit hacimli kaba hidrojen jetini püskürterek gözlemler yaptılar [89]. Bu tez çalışmasında kullanılan HAD modeli ile Kamimoto'nun deneyleri modellenmiş ve aynı sınır koşulları altında HAD kurgusu gerçekleştirilmiştir. Sonuçların doğruluğu, zamana bağlı jet ucu penetrasyon derinliği ve jetin merkez düzlemindeki şekilleri karşılaştırılarak değerlendirilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan hesaplama ağı AMR yöntemi olarak adlandırılan ve detaylı çözümleme yapılması gereken bölgelerde hesaplama ağı hücre boyutunu daha önceden belirlenmiş bir minimum boyuta kadar küçülten yöntem ile simülasyon esnasında aktif olarak değiştirilmiştir. Burada kübik bir hesaplama hücresi için izin verilen en küçük kenar boyutu 0.125 mm'dir. Algoritma hesaplama ağını sıklaştırma kararını basınç, hız, sıcaklık ve tür kütle oranlarının uzaysal miktarlarına bakıp, değişimin hızlı olduğu bölgeleri işaretleyerek yapmaktadır. Şekil 3.2 başlangıçtaki hesaplama ağı ve AMR algoritmasının hidrojen jeti çözümü sırasında sıklaştırdığı hesaplama ağı gösterilmektedir.

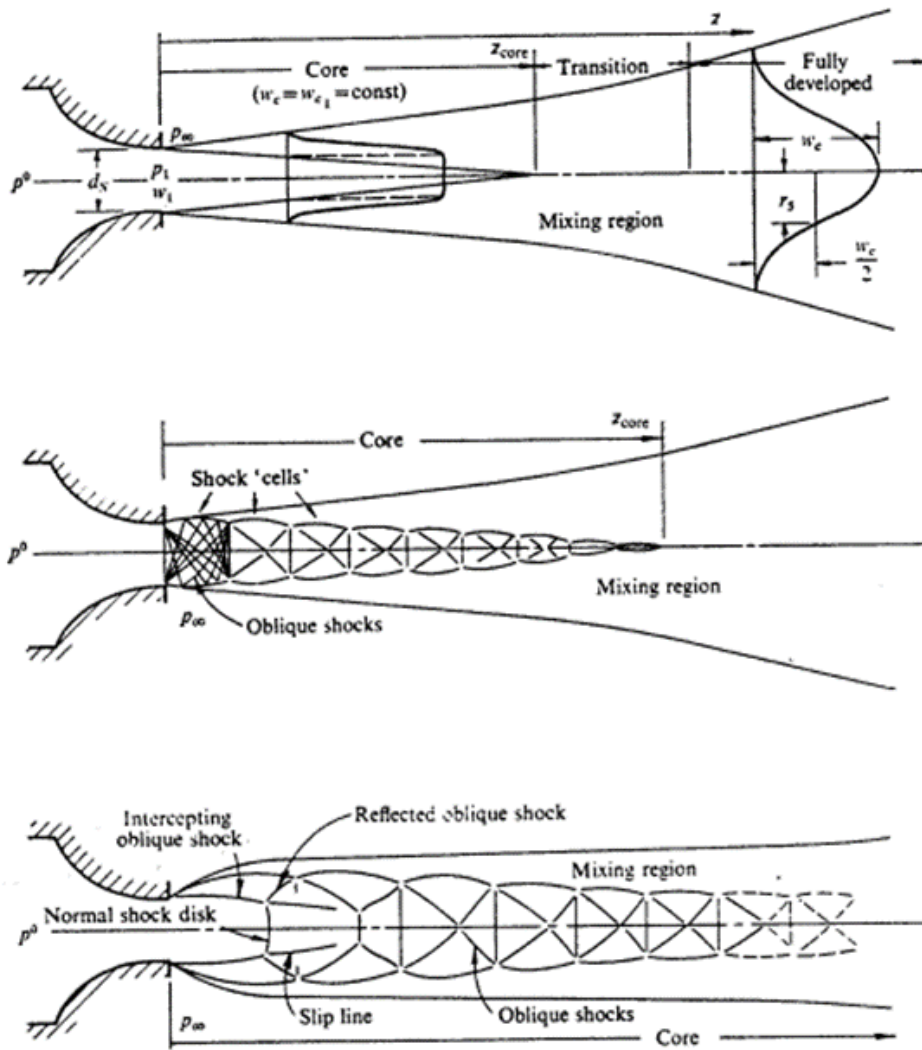


Şekil 3.2 Başlangıç (solda) ve AMR ile sıklaştırılmış hesaplama ağı (sağda).

Dinamik olarak değişen hesaplama ağının yanında, hesaplama zaman adımı da CFL sayısını 0.5'in altında tutacak şekilde dinamik olarak değişmektedir. CFL sayısının açılımı Courant-Friedrich-Lewy sayısıdır ve bir zaman adımında akış içerisindeki bir bilginin kaç tane hesaplama hücresi boyunca ilerleyeceğini belirler. Eğer akış çok hızlı ise, dinamik zaman adımı algoritması zaman adımını küçülterek bilginin ilerleyeceği mesafeyi kısıtlar. Tam tersi şekilde eğer akış yavaş ise zaman adımını büyütür ve bilginin yeterince mesafe katetmesini sağlayarak çözümün kararlılığını artırır.

Bir nozülden püskürtülen gaz, püskürtme ve püskürtülen ortamın basınçlarının oranına göre farklı davranışlar sergilemektedir. Bu davranışların şematik gösterimi Şekil 3.3'de verilmiştir. Şekil 3.3'de en üstte ses altı bir jet, ortada şok dalgalarının var olduğu ses üstü az genişleyen bir jet ve altta nozül ağzında normal şok diskinin olduğu ses üstü aşırı az genişleyen jetlerin gösterimleri yer almaktadır. Püskürtme basıncının, hacim ortalama basıncına oranı Şekil 3.3'deki gösterimlerde üstten alta doğru artmaktadır. Jet az genişleyen bir karakterde olduğunda merkezindeki yüksek hız bölgesi daha uzun mesafe boyunca korunmakta ve merkezin etrafındaki karışım bölgesi daha küçük olmaktadır. Bu daha düşük karışım jetin içerisine aldığı çevre gazı miktarını azaltmaktadır. Aksine ses altı jette ise merkezdeki yüksek hız bölgesi kısa mesafe sonrasında etkini yitirmekte ve jet sınırlarından içerisine aldığı moleküllerin etkisi ile daha hızlı genişlemektedir.

Bu jet davranışlarını hidrojen motorları ile ilişkilendirecek olursak, ses altı genişleyen hidrojen jeti bünyesine daha fazla hava alarak ve genişleyerek hızlıca karışacak ve tutuşabilir bir karışım oranına sahip olabilecektir. Diğer yandan az genişleyen jet oluşması durumunda silindir içi hız ve türbülans değerleri daha yüksek olup karışım oluşumunu hızlandırıcı etki gösterebilir. Hangi etkinin diğerine daha baskın olacağı detaylı simülasyonlar ve deneyler ile gözlemlenmelidir. Buna ek olarak motorda kullanılan yanmanın difüzyon yanması veya önceden karışmış yanma olması durumuna göre farklı tip hidrojen jetleri arzu edilebilir.



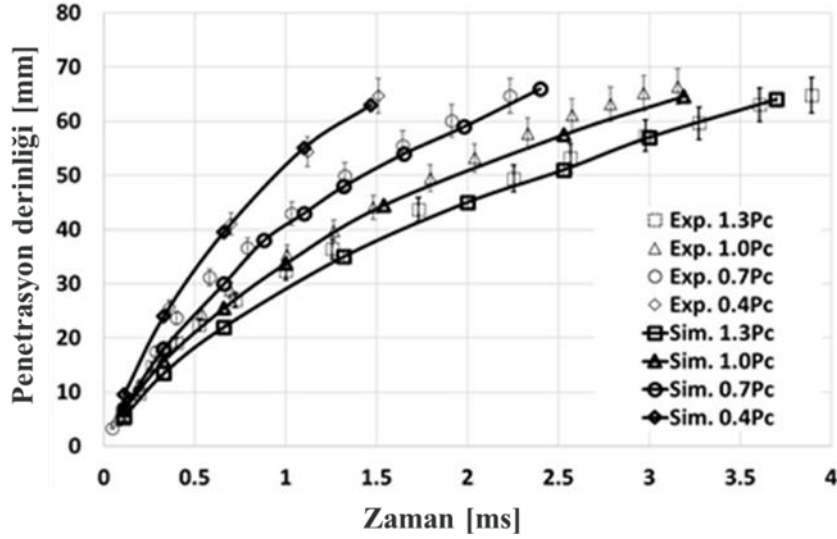
Şekil 3.3 Farklı basınç oranlarında oluşan jet tipleri [90].

Denklem 3.16, kritik basınç oranı P_c 'yi tanımlamaktadır. Bu değer, jet davranışının ses üstü az genişleyen ve ses altı genişleyen rejimleri arasındaki geçiş noktasını işaret etmektedir. Denklemde γ hidrojen için 1.41 olarak belirlenen özgül ısı oranını

P_{inj} enjeksiyon basıncını ve P_{vol} sabit hacimli kabın ortalama basıncını belirtmektedir. Bunlara göre P_c değeri 0.5266 olmaktadır. Basınç oranı bu kritik değerin altına düştüğünde, jetin ses üstü az genişleyen rejimde olması beklenir. Tersine, kritik değeri aşan basınç oranları, ses altı genişleyen bir jet oluşacağını işaret eder. Hakim jet rejimi, uç penetrasyon derinliğini, jet yayılma açısını ve enjektör debisini önemli ölçüde etkiler.

$$P_c = \frac{P_{vol}}{P_{inj}} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3.16)$$

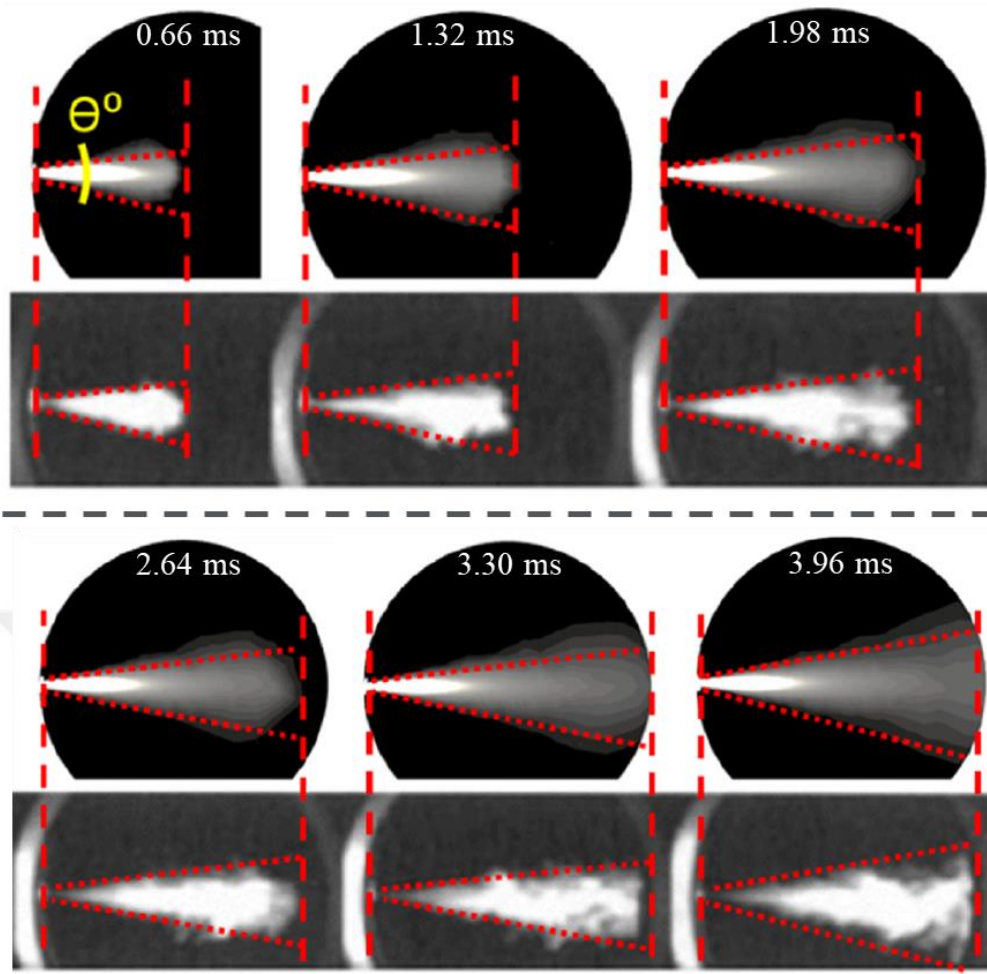
Hidrojen jeti simülasyonları, Şekil 3.4’de detaylandırıldığı gibi, dört farklı basınç oranını kapsamaktadır. Eğrilerde her basınç oranı için x eksen enjeksiyonun başlangıcından itibaren geçen süreyi ve y eksen hidrojen jetinin anlık penetrasyon derinliklerini göstermektedir. Sürekli çizgiler simülasyon sonuçlarını temsil ederken, şekiller deneylerde ölçülen penetrasyon derinliklerini göstermektedir. Şekil 3.4’e bakıldığında deneyler ve simülasyonlar arasında jet uç penetrasyon derinlikleri farkları % 5’lik hata bandı içerisinde yer almaktadır. Ayrıca, 1.5 ms’deki farklı basınç oranlarının uç penetrasyon uzunluklarının karşılaştırılması, basınç oranında doğrusal azalmanın, penetrasyon uzunluğunda ikinci dereceden artış yarattığını ortaya koymuştur.



Şekil 3.4 Farklı basınç oranlarında jet penetrasyon derinlikleri.

Şekil 3.5 simülasyon ve deneyde hidrojen jetinin merkez kesitten farklı anlarda alınan görüntüsünü göstermektedir. Şekilde soldan sağa doğru her bir görüntü arasında 0.66 ms fark vardır. Üst sıra simülasyon, alt sıra ise deney görüntüleridir.

Şekildeki kesikli çizgiler deneylerdeki hidrojen jetinin sınırlarını belirtmektedir. Buna göre alt sıradaki her adımdaki jet sınırları aynı anı temsil eden simülasyonlar üzerine iz düşürülmüş ve jetlerin şeklindeki farklılıklar incelenmiştir. Öncelikle dikey çizgiler ile gösterilen jet ucu yüksek doğrulukla tahmin edilmiştir. Bunun yanında θ ile gösterilen jet açısı ve jetin yan sınırları da yüksek doğrulukla hesaplanmıştır. Kullanılan RANS türbülans modelinin doğası gereği jet sınırındaki küçük türbülans yapılarının detayları simülasyon sonuçlarında gözükmemektedir. Ancak bu durum genel davranışın gözlemlenmesini engellememektedir.



Şekil 3.5 Hidrojen jeti simülasyon ve deney karşılaştırması.

3.2.2 Silindir İçi Karışım Validasyonu

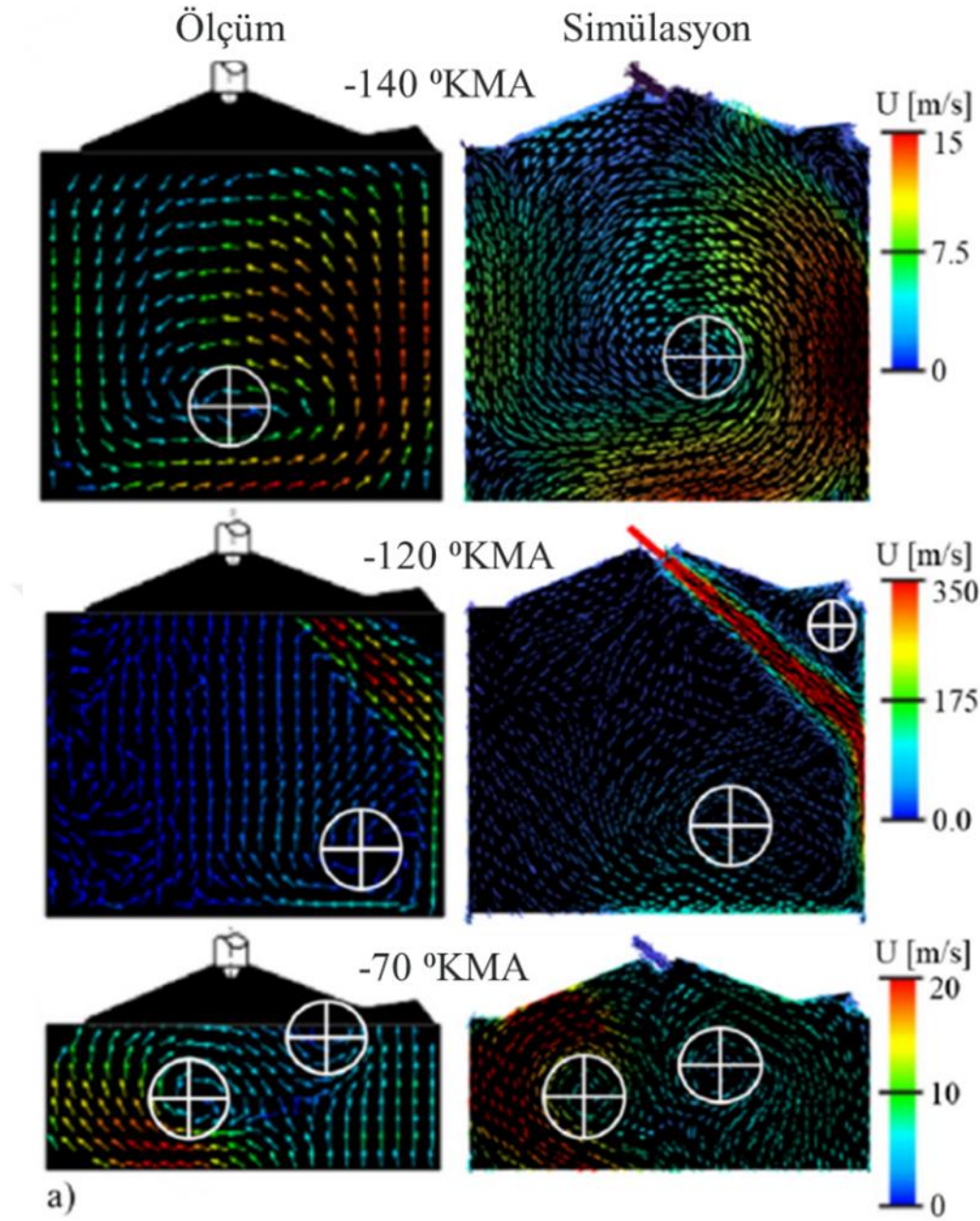
Jet özelliklerinin doğru hesaplanması, silindir içi karışım sürecinin doğru modellenmesi için gereklidir. Buna ek olarak, karışma davranışını karakterize eden bir diğer önemli bileşen, jetin duvarlarla, özellikle de pistonla etkileşimidir [91]. Bu etkileşimler esas olarak momentum ve ısı transferidir. Bu etkileşimlerin doğru bir şekilde modellenmesi, uygun sınır tabakası modellemesine dayanır. Özel bir işlem olmadan, sınır tabakasını çözmek duvarlar boyunca çok ince bir hesaplama ağı gerektirir.

Detaylı bir hesaplama ağının beraberinde getirdiği aşırı bilgisayar gücü gerekliliğini bertaraf etmek ve yönetilebilir ağ sayısını korumak için, duvara yakın hızlar Spalding ve Launder'ın Duvar Yasası yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır [92]. Gaz ile yanma odası duvarları arasındaki ısı transferini tahmin etmek için O'Rourke ve Amsden yaklaşımı kullanılmıştır [93]. Simülasyonlarda duvar sıcaklıkları önceden

tanımlanmış ve hesaplama boyunca sabit tutulmuştur. Birçok çalışma, bu ısı transfer tekniğini içten yanmalı motor simülasyonlarında kullanmış ve başarımını kanıtlamıştır [94,95].

Silindir içi karışım validasyon çalışması için gereken deneysel veriler Sandia Ulusal Laboratuvarları'nın yaptığı testlerden alınmıştır [96]. Bu deneyler, yüksek ve düşük yuvarlanma oranı koşulları altında çalışan, tek silindirli, optik olarak gözlemlenebilir bir hidrojen motorunda enjeksiyon ve karışım sürecini görselleştirmektedir. Her iki senaryo için de doğrulamalar yapılmış olmasına rağmen, bu çalışmada yalnızca yüksek yuvarlanma oranı karşılaştırması sunulmuştur.

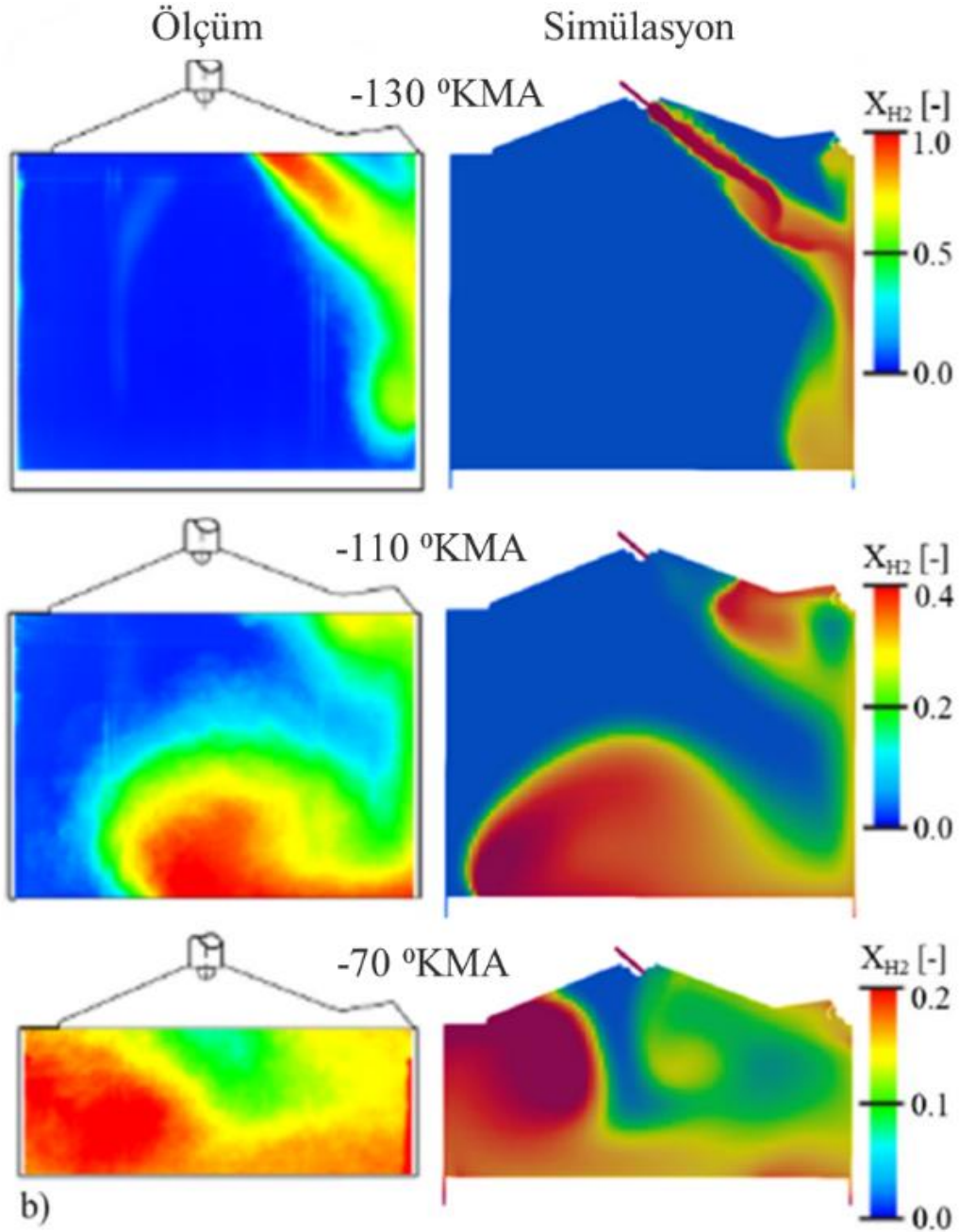
Şekil 3.6 ve 3.7, motorun merkez kesitinde hız vektörlerini ve hidrojen mol oranlarını karşılaştırmaktadır. Karşılaştırmalar aynı krank açıları ve değerlerde yapılmıştır, solda ölçümler ve sağda simülasyonlar yer almaktadır. Simülasyonlar, Şekil 3.6'daki beyaz dairelerle vurgulandığı gibi, girdapların konumunu ve sayısını doğrulamaktadır. -140 °KMA'de, enjeksiyon başlamadan önce, büyük bir girdap silindirin merkezi eksenini kaplamakta ve en yüksek akış hızları sağ duvara yakın bölgede ölçülmektedir. Enjeksiyon sırasında, jet merkezi boyunca hızlar 350 m/s'ye kadar ulaşmakta ve jetin her iki yanında iki adet ters yönde dönen girdap oluşmaktadır. Enjeksiyonun sona ermesinin ardından, bu girdaplar silindirin merkez eksenine doğru hareket etmektedir.



Şekil 3.6 Silindir merkez kesitindeki hız vektörleri.

Şekil 3.7 hidrojen mol oranlarını karşılaştırmaktadır. Hidrojen jeti -130 °KMA'da silindir gömleği duvarına çarpmakta ve pistonu ulaşana kadar silindir cidarı boyunca ilerlemektedir. Görüldüğü gibi, hidrojen simülasyonlarda deneylere kıyasla biraz öndedir, bu nedenle pistonu daha erken ulaşmaktadır. Bu eğilim, -110 °KMA'da da devam etmekte ve hidrojen silindirin sol cidarına simülasyonda daha erken ulaşmaktadır. Bu, ölçümlerde hidrojenin simülasyonlara göre daha hızlı dağılmasından kaynaklanmaktadır. Sonuç olarak, hidrojen bulutunun ilerleme hızı simülasyonlarda daha fazladır, çünkü simülasyonlarda ölçümlere kıyasla daha

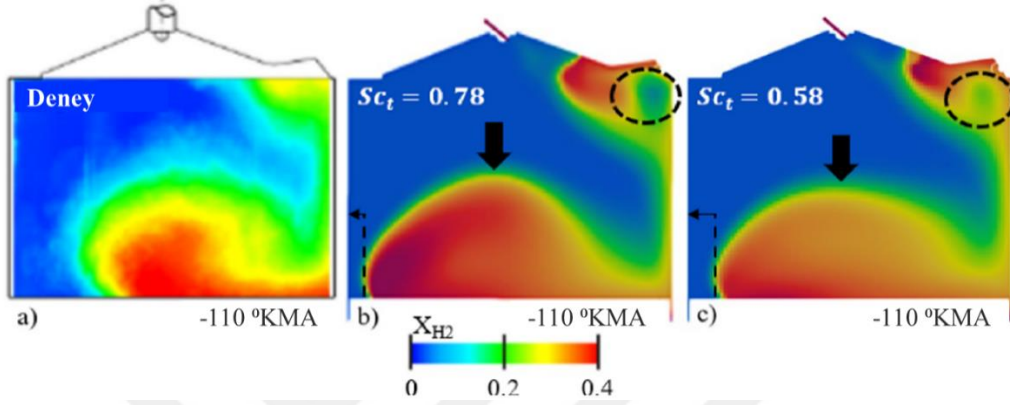
düşük difüzyon olmaktadır. Şekil 3.7, -110 °KMA da, iki farklı hidrojen zengin bölge görülmektedir. Bu bölgelerden birisi bujiye yakın bir yerde bulunur, bu bölgenin motor çalışması sırasında sıcak olması beklenmektedir ve potansiyel olarak kontrolsüz yanmaya neden olabilir. Son olarak, -70 °KMA’da, hidrojen bulutu yuvarlanma hareketiyle ilerlemekte ve iki hidrojen açısından zengin bölge, girdaplar ile aynı noktaya taşınmaktadır.



Şekil 3.7 Silindir merkez kesitindeki hidrojen mol oranları.

Hidrojen bulutunun difüzyonun testlerle olan uyumsuzluğunu gidermek amacı ile Sc_t sayısı değiştirilmiştir. Şekil 3.8, başlangıçta 0.78 olan Sc_t 0.58'ye

düşürüldüğünde hidrojen difüzyonundaki değişimi göstermektedir. Buna göre düşürülmüş Sc_t sayesinde difüzyon oranı artmış ve hidrojenin dağılım davranışı testlerle daha uyumlu hale gelmiştir. Artan difüzyon oranı nedeni ile hidrojen bulutunun ilerleme hızı testlerde olduğu gibi yavaşlamıştır. Bu noktadan itibaren hidrojenin dağılımını ve silindir içerisindeki akış yapılarına olan etkisini daha büyük doğrulukla hesaplamak için Sc_t sayısı 0.58 olarak alınmıştır.



Şekil 3.8 Sc_t 'nin hidrojen difüzyonuna olan etkisi.

4

SİLİNDİR İÇİ HOMOJENİZASYONU ARTTIRMAK İÇİN KOŞULAN 3-BOYUTLU HAD SİMÜLASYONLARI

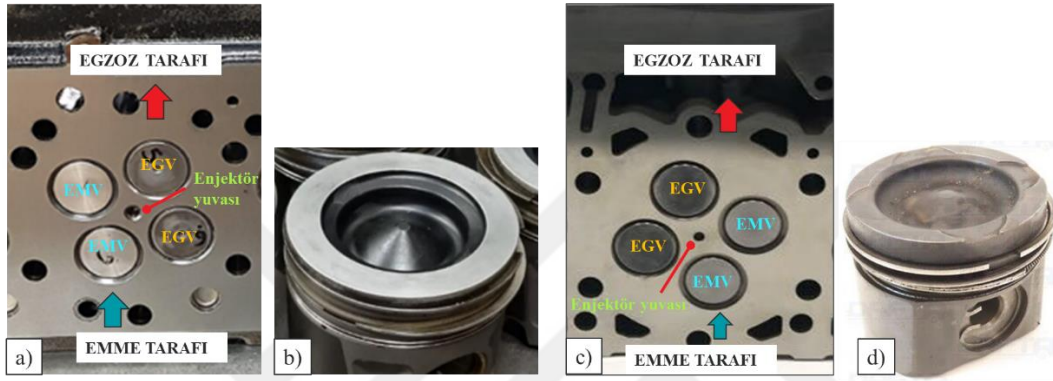
4.1 Nümerik Deneylerin Tanımlanması

Bir önceki bölümde iki farklı validasyon çalışması anlatılmıştır. Simülasyon sonuçlarının test sonuçları ile yüksek uyumluluğu, kurgulanan 3-boyutlu HAD modelinin silindir içi karışım sürecini incelemek için uygunluğunu ispatlamaktadır.

Bu bölümde 13 litrelik bir içten yanmalı motorun tek bir silindirine hidrojenin doğrudan enjekte edilmesi ve piston üst ölü noktaya ilerlerken hidrojen ve havanın karışma dinamikleri incelemek için kurgulanan nümerik deneyler açıklanmıştır. Simüle edilen motorun tasarımı aynı boyuttaki modern dizel motorların tasarımını temel almaktadır. Şekil 4.1’da bu çalışmada temel alınan yaklaşık 13 litre hacime sahip bir takım modern dizel motorlara ait geometrik unsurlar gösterilmektedir. Şekil 4.1a ve 4.1b FPT Cursor13 motoru, Şekil 4.1c ve 4.1d DAF MX13 motoruna ait alev duvarları ve pistonları göstermektedir. Şekilde gördüğü gibi enjektör silindirin tam merkez ekseninde bulunmaktadır. Egzoz ve emme valfleri silindir merkez eksenini etrafında sağ ve solda şaşırtmalı bir şekilde konumlanmıştır. Alev duvarı yüzeyleri her iki örnekte de düzdür. Şekil 4.1’da emme valfleri EMV ve egzoz valfleri EGV olarak gösterilmektedir.

Pistonların geometrisi incelendiğinde merkezde dizel jetinini difüzyon tipi yanmasını destekleyen çanak yapısı görülmektedir [97]. Çanak yapısı dizel yanması için istenen türbülans yapılarını oluşturmalarının yanında görece fazla yüzey alanına ve keskin köşelere sahiptir. Bu keskin köşelerin motorun çalışması sırasında yanma odasının diğer bölgelerinden daha sıcak kalma olasılığı yüksektir. Benzer şekilde ateşleme bujisine sahip motorlarda bujinin keskin köşeli geometrisinden, elektrik

akımı ile tetiklenen plazmanın bu bölgede oluşmasından ve bujinin yanma odasına doğru girinti yaparak soğutmadan yoksun kalmasından ötürü buji yüzeyinin de ateşleme olmadığı anlarda dahi sıcak olması kaçınılmazdır. Hidrojenin tutuşması için gerekli aktivasyon enerjisinin düşüklüğü ve geniş tutuşma aralığı nedeniyle silindir içerisindeki sıcak bölgeler kontrolsüz yanma için uygun koşulları sağlayabilir. Bu nedenle sıcak noktalardan olabildiğince kaçınmak faydalı olacaktır. Keskin köşelerin yanısıra fazla yüzey alanı piston yüzeyinden daha fazla ısı transferi olmasına neden olacak ve sonucunda motorun verimini düşürecektir.

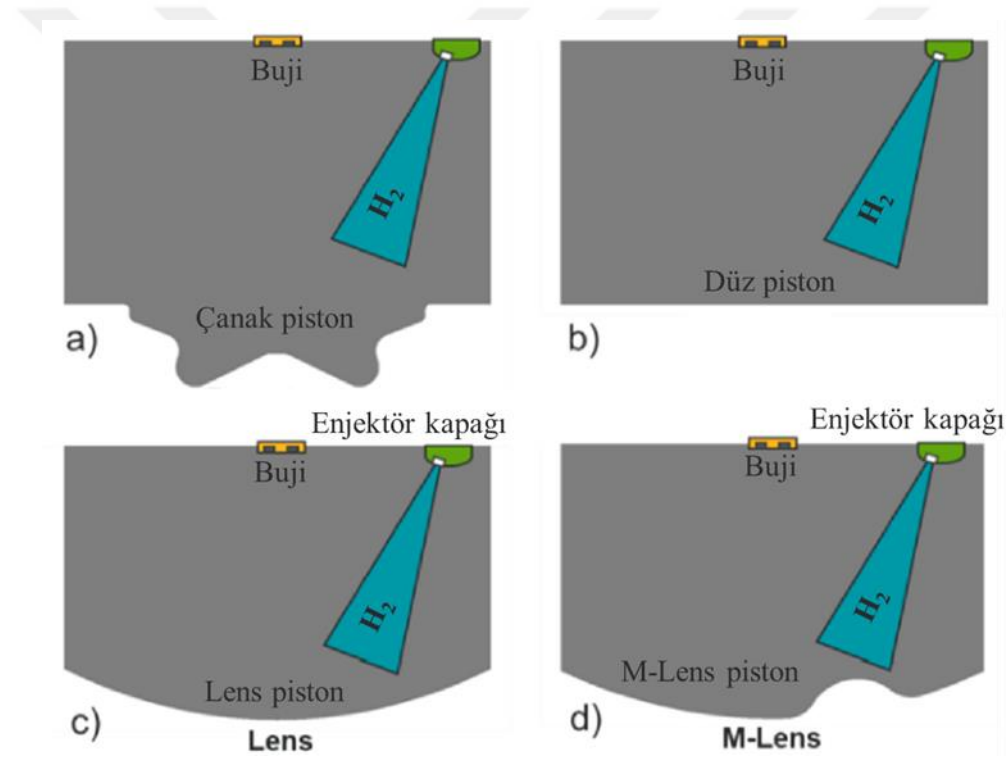


Şekil 4.1 FPT Cursor 13 ve DAF MX13 motorlarının yanma duvarları ve pistonları.

Bu çalışmada analizleri yapılan piston geometrileri Şekil 4.2’de verilmiştir. Buna göre Şekil 4.2a temel piston geometrisini, Şekil 4.2b, 4.2c ve 4.2d ise karışım sürecini iyileştirmek ve yukarıda bahsedilen kontrolsüz yanma ve ısı kayıplarını azaltabilecek piston geometrisi önerilerini göstermektedir. Piston geometrileri merkez düzlemden alınmış kesitler ile ifade edilmiştir. Şekil 4.2b’de düz piston verilmiştir. Düz pistonun en büyük avantajları olabilecek en küçük yüzey alanına sahip olması ve aynı zamanda keskin köşe içermemesidir. Ancak düz şekilden ötürü hidrojen jetini yönlendirici etkisi düşüktür. Şekil 4.2c ve Şekil 4.2d’de lens piston olarak adlandırılan iç bükey şekilli pistonlar görülmektedir. Bu pistonlar keskin köşe içermemekle beraber düz pistonla göre daha büyük yüzey alanına sahiptir. İç bükey yapılarının jet ile etkileşerek silindir içerisinde gazın yuvarlanma hareketi yapmasını sağlayacağı ve karışımın daha hızlı olacağı düşünülmektedir.

Alev duvarının merkezinde ateşleme bujisi konumlandırılmıştır. Şekillerden görüldüğü üzere bujinin yapısı klasik buji yapısından farklıdır. Yüzey deşarj tipi olarak adlandırılan bu tip bujilerde tırnak bulunmamaktadır. Bunun yerine bujinin gövdesi toprak elektrodu görevini üstlenmektedir. Bu tip bujiler soğuk buji olarak

da adlandırılmakta, yarış motorları ve deniz taşımacılığı motorları gibi özel uygulamalarda kullanılmaktadır. Silindir içerisine uzanan bir tırnak olmaması ve silindir kafasına daha geniş bir yüzey alanı ile temas etmesinden ötürü motorun çalışması sırasında buji yüzeyi sıcaklıkları daha düşüktür. Bu özelliği ile yüzey deşarj tipi bujiler hidrojen motorlarında kullanımı kontrolsüz yanma ihtimalini azaltmak için uygundur. Karbon bazlı yakıtlar ile kullanıldıklarında yüzeylerinde kurum birikimi görülmektedir. Bunun nedeninin düşük çalışma sıcaklıklarında yüzey üzerinde biriken katmanın yanarak kendiliğinden temizlenememesi olduğu düşünülebilir. Ancak hidrojen içerisinde karbon atomu bulunmadığından bu durum ile karşılaşılma ihtimalinin düşük olacağı söylenebilir. Yüzey deşarjlı ateşleme bujisinin bir örneği Şekil 4.3’de verilmiştir.



Şekil 4.2 HAD analizlerinde incelenen yanma odası ve piston düzenleri.

Şekil 4.2’de yanma duvarının sağ köşesinde hidrojen jetinin silindir içerisine püskürtülmesinden sorumlu enjektör kapağı görülmektedir. Dizel motorlardan uyarlanmış hidrojen motorlarında çoğunlukla alev duvarında enjektörü yerleştirecek en uygun konum silindirin merkezinde değil, merkezden uzakta silindir cidarına daha yakın bölgelerdedir. Bunun ana sebepleri, homojen bir alev dağılımı elde etmek için bujinin silindir merkezine yerleştirilmesi ve silindir kafasında soğutma kanalları ve portlar nedeni ile kısıtlı alan olmasıdır. Kapaklı

enjektörlerin hidrojen motorlarında kullanılmasının avantajları Dr. Maximillian Brauer ve arkadaşlarının çalışmasında ortaya konmuştur. Buna göre doğru delik düzenine sahip ve doğru konumlandırılmış bir enjektör kapağı ile daha homojen bir karışım ve sonuç olarak daha düşük NO_x emisyonu elde etmek mümkündür [98]. Direkt enjeksiyonlu hidrojen motorları için üretilmiş bir enjektör örneği Şekil 4.4’de görülmektedir. Bu enjektör yönlendirici kapaklı veya kapaksız olarak üretilabilmektedir. Kapaklı olduğu durumda hidrojen jeti istenildiği yönde ve hızda püskürtülebilmektedir. Ancak enjektör kapağı bir geri basınç yaratıcı eleman olduğundan kapaklı durumda enjektörün debisi bir miktar azalmaktadır. Şekil 4.2’de görüldüğü üzere hidrojen enjektör kapağının deliği hidrojen jetini silindirin merkezine gönderecek şekilde açılmıştır.





Şekil 4.3 Yüzey deşarj tipi ateşleme bujisi [99].



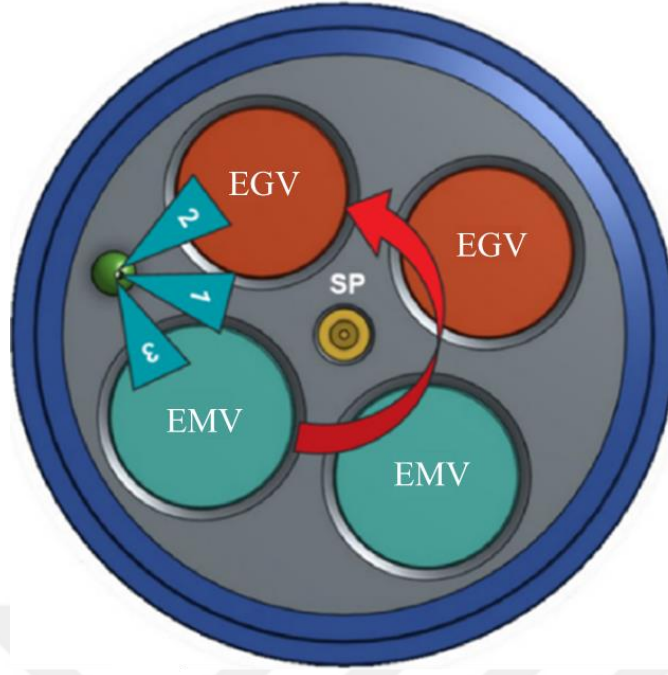
Şekil 4.4 Hidrojen motorları için üretilmiş bir enjektör örneği [100].

Şekil 4.5 silindir kafası alev duvarını göstermektedir. Şekilde 1, 2 ve 3 ile gösterilen üçgenler hidrojen jetlerini temsil etmektedir. Dairesel ok şekli ise silindir içerisindeki girdap yönünü anlatmaktadır. HAD analizlerinde girdaplı ve girdapsız durumlar hesaplanmıştır. Girdap hareketi bu tarz içten yanmalı motorlarda emme portları tartafından tetiklenmektedir ve girdap sayısı 1.5 olarak alınmıştır. Girdap hareketinin azimutal yöndeki hız profili literatürde önerildiği üzere Bessel fonksiyonu ile tanımlanmıştır [101].

Bu analizlerde enjektör kapağında sadece bir delik bulunmaktadır. Buna göre 1 numaralı delikli hesaplamalarda hidrojen jeti silindirin merkezine, 2 numaralı delikli hesaplamalarda jet girdaba zıt ve 3 numaralı delikli hesaplamalarda jet girdap ile aynı doğrultuda püskürtülmüştür. Püskürtme yönlerinin yanında enjektör

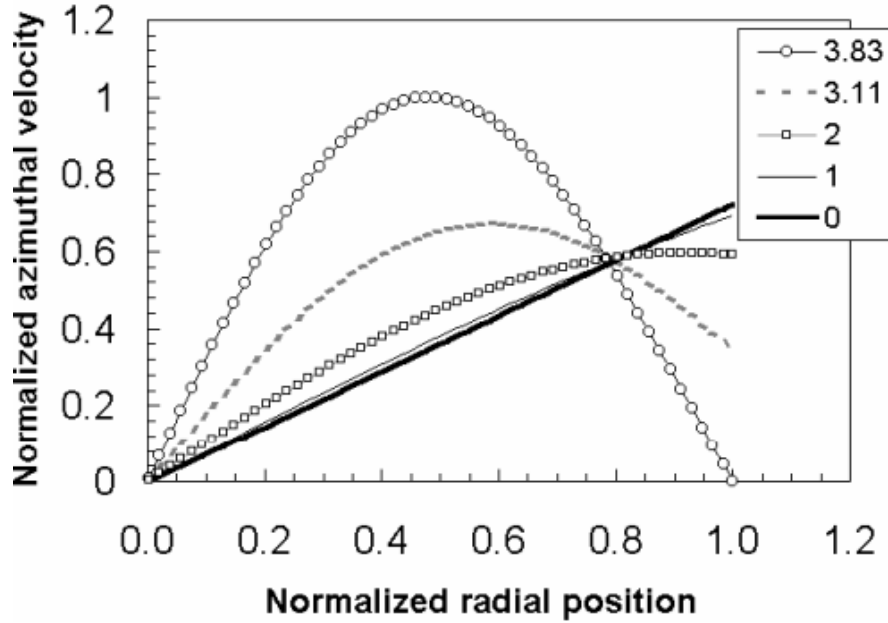
kapağının delik çapı da değiştirilmiştir. Bu üç farklı enjeksiyon yönü, iki farklı girdap sayısı ve iki enjektör kapağı delik çapı incelemeleri, aşağıda sıralanan soruları cevaplamak için seçilmiştir:

1. Hidrojen jeti merkeze gönderildiğinde pistonu doğru en kısa yolu katedecektir. Girdap hareketi jeti ne kadar bükecek ve silindir içerisindeki gaz hareketini nasıl etkileyecektir?
2. Eğer hidrojen jetini, silindir içerisindeki gazın hali hazırda sahip olduğu girdap hareketine zıt yönde gönderirsek jeti parçalayıp küçük türbülans yapıları oluşturabilir miyiz? Bu küçük ama yüksek enerjili türbülans yapıları hidrojenin silindir içerisinde daha hızlı karışmasına yardım eder mi? Jet tarafından girdap hareketinin durdurulması karışım oluşumuna nasıl etki eder?
3. Hidrojen jetini girdap hareketi ile aynı yönde gönderirsek girdap hareketini güçlendirebilir miyiz? Girdap hareketinin güçlenmesi karışım oluşum hızına nasıl etki eder?
4. Eğer silindir içerisindeki dolgu enjeksiyon öncesinde hiçbir girdap hareketine sahip olmaz ise karışım oluşumu nasıl olur? Enjeksiyon öncesindeki girdap hareketinin sıkıştırma süreci sonundaki karışıma olan etkisi ne ölçüdedir?
5. Enjeksiyon deliği jetin çıkış hızını ve silindir içi toplam momentumu değiştirecektir. Bunun karışım sürecine etkisi nedir?



Şekil 4.5 Silindir kafası alev duvarı görünümü.

Yukarıda söz edilen Bessel fonksiyonunun şeklini belirleyen katsayı α 3.11 olarak alınmıştır. Şekil 4.6 α 'nın farklı değerleri için silindir azimutal yönündeki hız profillerini göstermektedir.



Şekil 4.6 Bessel fonksiyonunun farklı α değerlerindeki profilleri [101].

Bu tez çalışmasında hesaplanan sayısal deneyler Tablo 4.1'de verilmiştir. Buna göre dokuz farklı simülasyon yapılmıştır. Simülasyonlarda sabit duvar sıcaklıkları kabul edilmiştir. Piston yüzeyi sıcaklığı 310 °C, silindir gömleği 145 °C, alev duvarı

250 °C, emme ve egzoz valflerinin silindire bakan yüzeyleri sırasıyla 295 °C ve 390 °C olarak atanmıştır. Enjeksiyon basıncı 50 bar, enjeksiyon maksimum debisi 20 g/s'dir. Simülasyonlar -140 °KMA ve 0 °KMA arasında gerçekleştirilmiştir. Enjeksiyon -137 °KMA'da başlamakta ve -90 °KMA'da bitmektedir. Enjeksiyon yapılan hidrojen miktarı 94 mg ve silindir içerisinde hapis edilen hava miktarı 8100 mg'dır.

Tablo 4.1 Simülasyon matrisi.

Simülasyon adı	Piston tipi	Enjeksiyon yönü	Girdap sayısı	Enjektör kapağı delik çapı
Sim-1a	Çanak	1	1.5	2 mm
Sim-2a	Düz	1	1.5	2 mm
Sim-2b	Düz	1	0	2 mm
Sim-2c	Düz	1	1.5	2.5 mm
Sim 3a	Lens	1	1.5	2 mm
Sim-3b	Lens	1	0	2 mm
Sim-3c	M-Lens	1	1.5	2 mm
Sim-4a	Lens	2	1.5	2 mm
Sim-4b	Lens	3	1.5	2 mm

4.2 Simülasyon Sonuçları

Karışımın homojenliği, farklı konfigürasyonların performansını değerlendirmek için birincil ölçüt olarak hizmet etmektedir. Bu nedenle homojenlik seviyesini nicelendiren HI, Denklem 4.1 ile tanımlanmıştır. HAD simülasyonlarında her bir krank açısında hesaplanan HI, 0 ile 100 arasında değerlere sahip olabilir. 100 olduğunda, hesaplama alanındaki her hücrenin aynı hidrojen kütle oranına sahip

olduğu, diğer bir deyişle karışımın tamamen homojen olduğu anlamına gelir. $\bar{Y}_{H2}$, silindirdeki hidrojen kütle oranının hacim ortalamasıdır. Y_{H2std} ise hacim ortalamasının varyansının karekökü, kısaca kütle oranının standart sapmasıdır. Alt simge i , her hücre için yineleyici indekstir, n toplam ağ sayısını ve V herhangi bir krank açısındaki silindir hacmini temsil eder.

$$HI = \frac{|\bar{Y}_{H2} - Y_{H2std}|}{\bar{Y}_{H2}} \times 100 \quad (4.1)$$

$$\bar{Y}_{H2} = \frac{\sum_{i=1}^n Y_{H2-i}}{V} \quad (4.2)$$

$$Y_{H2std} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Y_{H2-i} - \bar{Y}_{H2})^2}{V}} \quad (4.3)$$

Performans değerlendirmesi için tanımlanan bir diğer önemli parametre SOM'dur. SOM her krank açısında Denklem 4.4 ile hesaplanmaktadır. SOM, silindir içi karışımın x-y düzleminde ağırlık merkezini saptayıp, bu noktanın x ve y yönünde silindir merkez ekseninden sapmasını ölçer. Denklem 4.4'de δ_x ve δ_y , karışımın ağırlık merkezinin x ve y doğrultularında orijinden uzaklıklarıdır. Silindirin çapı D ile gösterilmiştir. Karışım silindir merkezi eksenini etrafında tamamen simetrik bir dağılıma sahip olduğunda SOM sıfır değerini almaktadır. SOM, HI ile birlikte, silindirdeki genel gaz homojenliğinin kapsamlı bir şekilde nicelendirilmelerini sağlayan özgün parametrelerdir.

$$SOM = \sqrt{\left(\frac{|\delta_x| \times 100}{D/2}\right)^2 + \left(\frac{|\delta_y| \times 100}{D/2}\right)^2} \quad (4.4)$$

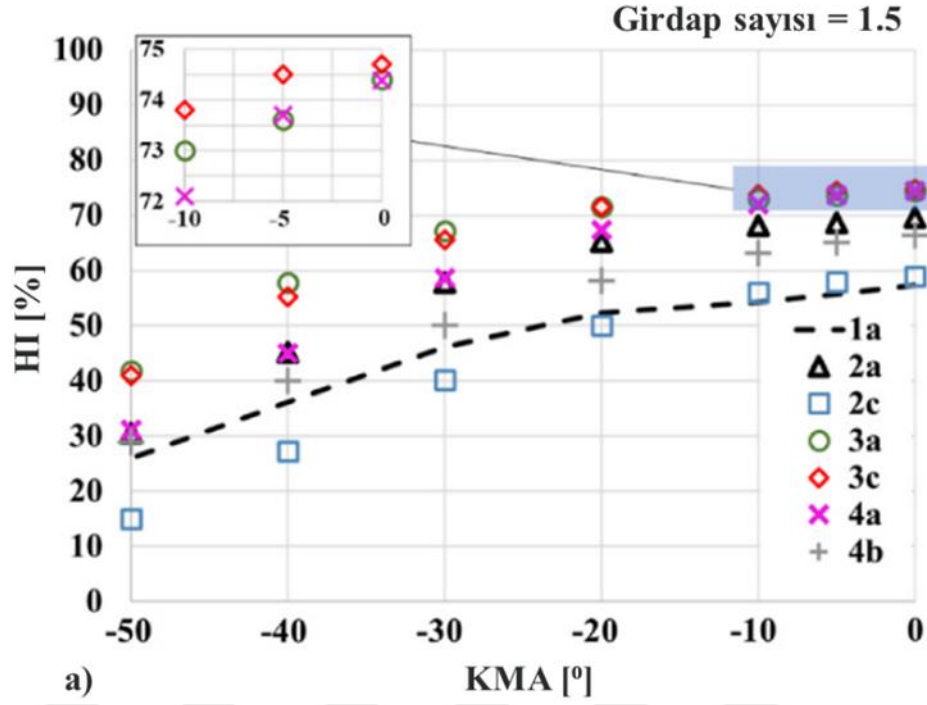
Şekil 4.7 ve Şekil 4.8, farklı konfigürasyonlar için farklı krank açılarında HI değerlerini göstermektedir. Şekil 3.1, girdap sayısı 1.5 için sonuçları ve Şekil 3.2 girdap olmadığı durumda sonuçları sunmaktadır.

Şekil 4.7 incelendiğinde, temel konfigürasyon 1a'nın, bu çalışmada ateşleme penceresi olarak adlandırılan -10 ile 0 °KMA içinde en düşük HI'yı sergilediği görülmektedir. Özellikle, piston geometrisi çanak pistondan düz pistonla değiştiğinde HI artmakta ve ateşleme penceresi içinde % 70'e kadar ulaşmaktadır. Daha fazla

iyileştirme, 3a konfigürasyonunda standart-lens pistonunun uygulanmasıyla gözlemlenmektedir. Standart-lens piston 3a, -20 °KMA'ya kadar yüksek bir HI gösterirken, m-lens pistonlu konfigürasyon 3c, 3a'ya kıyasla ateşleme penceresi içinde daha yüksek HI'ya sahiptir. Bu bulgular, lens tipi piston tasarımlarının tetiklediği yuvarlanma hareketinin silindirde daha iyi bir homojenlik sağladığını önermektedir. Ayrıca, lens piston geometrisinin optimize edilmesi yoluyla ek gelişmelerin potansiyeli mümkündür.

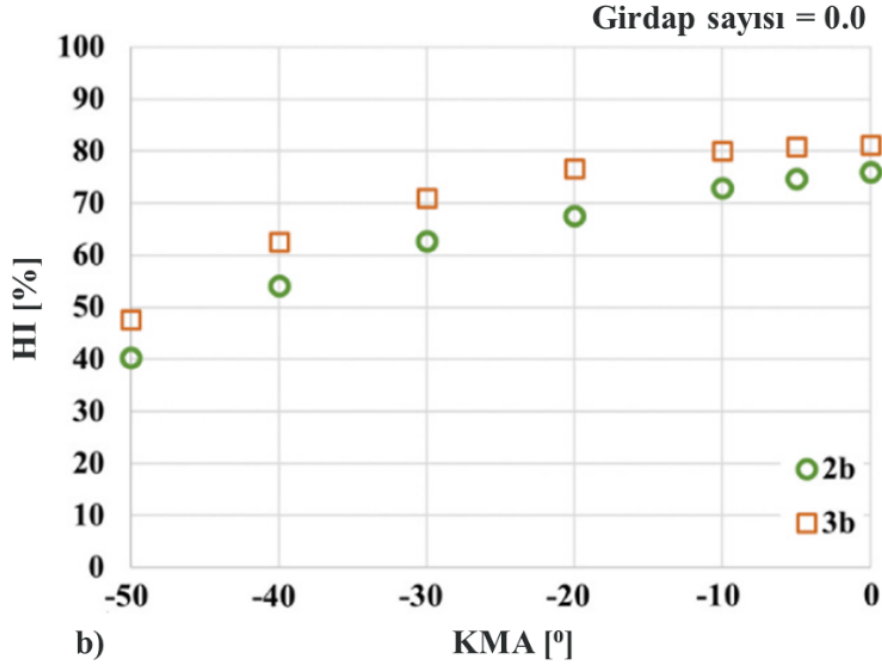
Şekil 4.7 ayrıca hidrojen jetinin momentum seviyesi ile HI arasında pozitif bir korelasyon olduğunu ortaya koymaktadır. Bu gözlem, 2a ve 2c konfigürasyonlarını karşılaştırarak anlaşılabilir. Bu iki konfigürasyon arasındaki tek fark, enjektör kapağının delik çapıdır. Büyük çaplı konfigürasyon 2c'de jet hızı ve sonuç olarak jet momentumu daha düşüktür. Bu sonuç ile düşünülmesi gereken durum, hidrojenin kütleli difüzyonu ve momentum difüzyonu arasındaki ilişkidir. Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi hidrojen gazının Schmidt sayısı içten yanmalı motorlarda gözlemlenen diğer gazlardan oldukça düşüktür. Bunun anlamı hidrojenin moleküler etkiler ile yayılması, gazın bütün halindeki hareketlerinden ve akış içerisindeki kayma gerilmelerinden kaynaklanan momentum yayılmasından oldukça baskındır. Ancak yüksek momentumlu jet olması durumunda akışın türbülans kinetik enerjisi ve kayma gerilmeleri artmakta, momentum yayılması kütleli yayılmanın önüne geçmektedir.

Hidrojenin girdap hareketine karşı enjekte edilmesi (simülasyon 4a) ateşleme penceresinde umut verici HI değerlerine ulaşmayı sağlarken, yine de 3a ve 3c seviyesinde değildir. Aksine, hidrojen jeti ile girdap hareketini artırmak, konfigürasyon 4b'de görüldüğü gibi karışım performansını iyileştirmemektedir.



Şekil 4.7 Farklı konfigürasyonların krank açısına göre HI değerleri.

Şekil 4.8’de girdap sayısının sıfır olduğu düz pistonlu 2b ve lens pistonlu 3b’nin HI değerleri görülmektedir. Her iki konfigürasyon enjeksiyon başlangıcında silindir içerisinde durağan bir gaz olduğunu kabul etmektedir. Gerçekte bunun gibi bir durumu elde etmek çok zor olsa da bu çalışmada durgun durumda karışım sürecinin nasıl gelişeceğini görmek adına varsayılmıştır. Konfigürasyon 2a ile 2b’yi ve 3a ile 3b’yi karşılaştırdığımızda girdap oranındaki azalmanın HI’yı arttırdığı görülmüştür. Bu analiz sonucunda ortaya çıkan ilginç bulgu girdap hareketinin karışımın homojenliğine negatif yönde etki etmesidir. Diğer yandan yuvarlanma hareketi karışım homojenliğini arttırmaktadır. Bu önerme düz pistonlu konfigürasyonlar ile lens piston konfigürasyonların karşılaştırılması ile doğrulanabilir.



Şekil 4.8 Durağan silindir içi atmosferde HI değerleri.

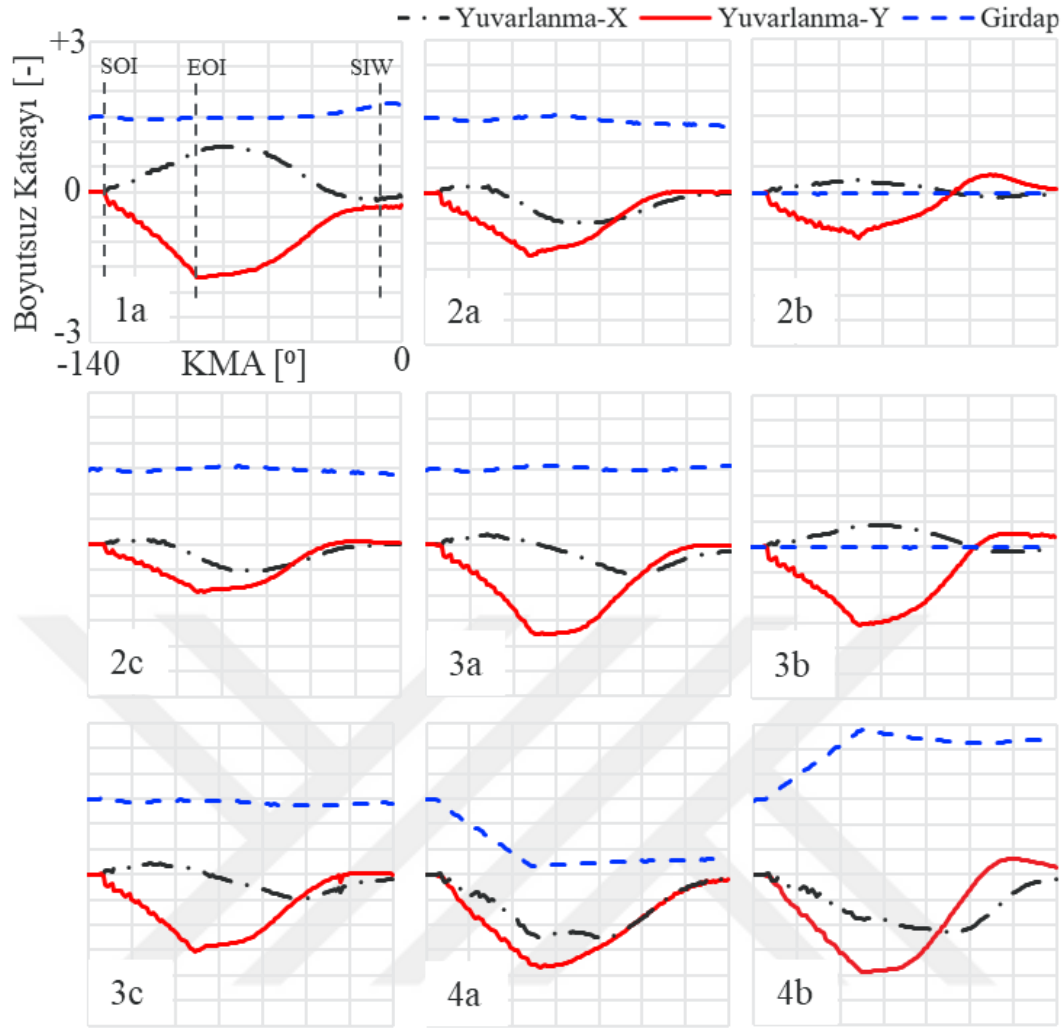
Şekil 4.9 farklı konfigürasyonların krank açısına bağlı yuvarlanma ve girdap sayılarını göstermektedir. Şekilde sadece sol en üstteki grafikte eksenlerin isimleri ve bölüntüleri verilmiştir, diğer grafikler de aynı eksenlere sahiptirler. Şekilde SOI enjeksiyonun başlangıcını, EOI enjeksiyonun bitişini ve SIW ateşleme penceresinin başlangıcını ifade etmektedir. Her bir grafiğin sol alt köşesinde ait oldukları konfigürasyonlar verilmiştir.

İlk olarak dikkati çeken durum girdap sayısının analiz boyunca sabit kalma eğilimidir. Girdap yönünde veya zıt yönde enjeksiyon gerçekleştirildiğinde ise enjeksiyonun yönüne bağlı olarak girdap oranı artmakta veya azalmaktadır. Bu davranış 4a ve 4b grafiklerinde görülmektedir. Girdaba zıt yönde enjeksiyon yapıldığı durumda amaçlandığı gibi silindir içerisindeki girdap sayısı 0 civarına düşmektedir. Benzer şekilde girdap yönüne enjeksiyon yapıldığında silindir içi girdap sayısı iki katına çıkarak 3 civarına yükselmektedir. Enjeksiyon durduğunda ise girdap sayısı ulaştığı değer etrafında sabit kalmaktadır. Buradan enjeksiyonun silindir içi gaz hareketlerini kuvvetli bir şekilde etkilediği sonucuna varılabilir.

Yuvarlanma hareketi x ve y eksenleri etrafında olmak üzere noktalı ve düz çizgi ile ifade edilmiştir. Y eksenindeki yuvarlanma enjektörün konumundan ötürü enjeksiyon başladığında negatif değerler almaktadır. En şiddetli yuvarlanma

hareketi sıralaması ile 4b, 4a, 3a, 1a, 3b, 3c, 2a, 2c ve 2b olarak hesaplanmıştır. Bu sıralama incelendiğinde düz pistonun ve büyük enjeksiyon deliğinin zayıf bir yuvarlanma etkisi yarattığı söylenebilir. En şiddetli yuvarlanma etkisi ise standart-lens piston kullanıldığında oluşmaktadır. 4a analizinde enjeksiyon girdaba zıt yönde yapılmasına rağmen yuvarlanma etkisinde bir zayıflama görülmemesi hidrojen jetinin silindir içerisindeki dolgunun mevcut akışını kendi enerjisini yitirmeden tamamen değiştirebileceğini göstermektedir. Y eksenindeki yuvarlanma bütün analizlerde enjeksiyon ile tetiklenmekte ve piston üst ölü noktaya ilerlerken enerjisini kaybederek üst ölü noktaya gelindiğinde yok olmaktadır. Bunun sebebi, gittikçe daralan silindir hacminde akım çizgilerinin yuvarlanma yörüngesinden çıkıp kaotik bir hal almasıdır. Lens piston geometrisi sayesinde yuvarlanma hareketi düz silindirik konfigürasyonlara kıyasla daha uzun süre hayatta kalmakta ve karışımın ateşleme penceresinde daha iyi homojenize olmasına katkı sağlamaktadır.

X eksenindeki yuvarlanma y ekseninde gerçekleşen yuvarlanmadan daha zayıf olmaktadır. X yönündeki yuvarlanma hareketi enjeksiyonun girdap yönünde yapıldığı durumlarda daha güçlüdür. Yuvarlanma ve girdap hareketleri çanak geometrili piston 1a'da oldukça güçlü olmasına rağmen karışımın homojenliği düşüktür. Buna göre sadece yuvarlanma ve girdap sayılarına bakarak karışımın homojenliği hakkında yorum yapmanın doğru olmadığı söylenebilir. Bununla beraber girdap olmadığı durumlarda homojenliğin daha yüksek olduğu ve lens pistonlu geometrilerde desteklenen yuvarlanma hareketinin homojenliğin arttırdığı yorumu yapılabilir.



Şekil 4.9 Farklı konfigürasyonların yuvarlanma ve girdap sayıları.

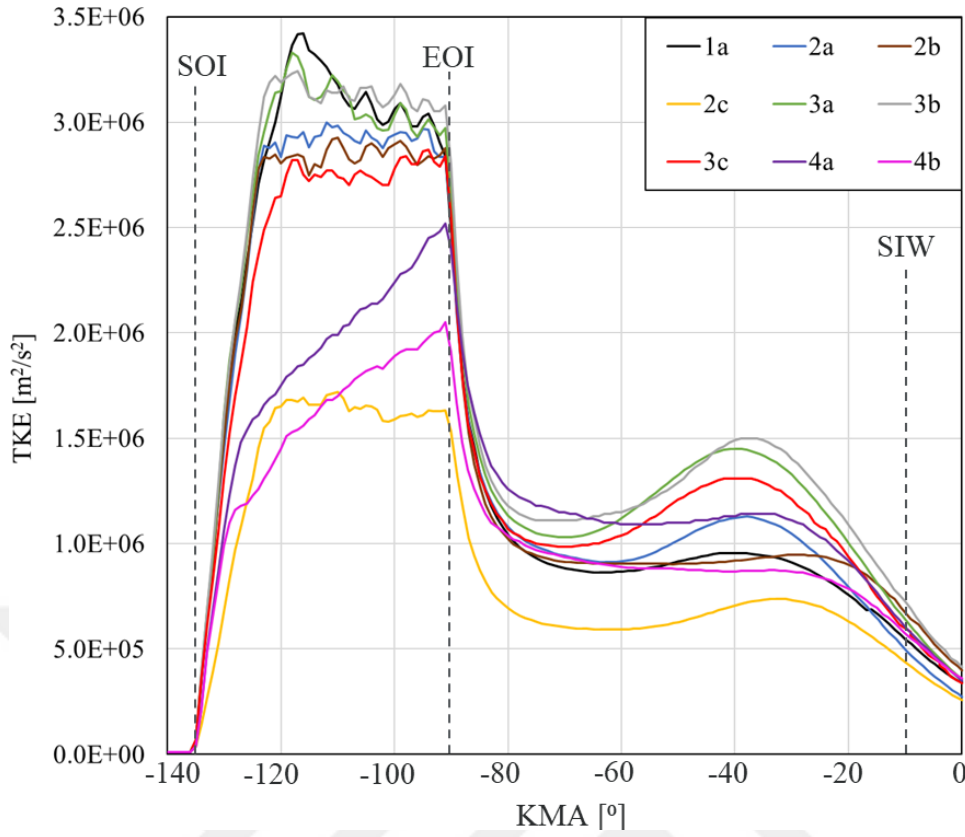
Özellikle buji civarında türbülans kinetik enerjisinin yüksek olması alev hızının da büyük olmasını ve bu sayede içten yanmalı motor çevriminin ideal Otto çevrimine yaklaşmasını sağlamaktadır [34]. Şekil 4.10 silindir içi ortalama türbülans kinetik enerjisi değerlerini göstermektedir. Şekil 4.10'e göre bütün konfigürasyonlarda enjeksiyon başladığı anda silindir içi ortalama TKE değeri hızlı bir şekilde artmaktadır. Büyük enjektör delikli, girdap ile aynı yönde ve girdaba zıt yönde enjeksiyon yapılan simülasyonlarda TKE'nin artışı bir noktada yavaşlamakta ve diğerlerinden geride kalmaktadır. Özellikle büyük delikli simülasyonda TKE en yüksek değerine -120°KMA 'de ulaşmakta ve bu noktadan itibaren enjeksiyon sonuna kadar sabit kalmaktadır. 4a ve 4b simülasyonlarında ise -120°KMA civarından itibaren enjeksiyon sonuna kadar TKE yavaş da olsa artışına devam etmektedir.

En yüksek TKE değerleri sırasıyla çanak pistonlu 1a ve standart-lens pistonlu 3a ve 3b simülasyonlarında -120 °KMA civarında hesaplanmıştır. Düz pistonlu 2a ve 2b simülasyonları onları takip eden en yüksek TKE değerlerine sahiptir. Bunların ardından da m-lens pistonlu konfigürasyon gelmektedir.

Enjeksiyon bitiminden -60 °KMA'ya kadar bütün konfigürasyonlarda TKE sert bir şekilde düşmektedir. Bu düşüşün en sert olduğu analiz çanak pistonu ait analizdir. Standart-lens ve m-lens pistonlu analizler en az düşüşün gözlemlendiği durumlardır. Buna göre yuvarlanma hareketinin TKE'yi sürdüren bir etkisi olduğu yorumu yapılabilir. Buna karşın düz pistonlu durumlarda yuvarlanma hareketi daha zayıf olduğundan TKE daha fazla azalmaktadır. Enjeksiyon bitiminden -60 °KMA'ya kadar olan aralıkta girdap hareketinin TKE zerindeki etkisi 2a ile 2b'nin veya 3a ile 3b'nin karşılaştırılması ile anlaşılabilir. Buna göre her iki karşılaştırmada da TKE değerleri benzer şekilde azaldığından girdap hareketinin bu aralıkta TKE üzerinde bir etkisi olmadığı söylenebilir.

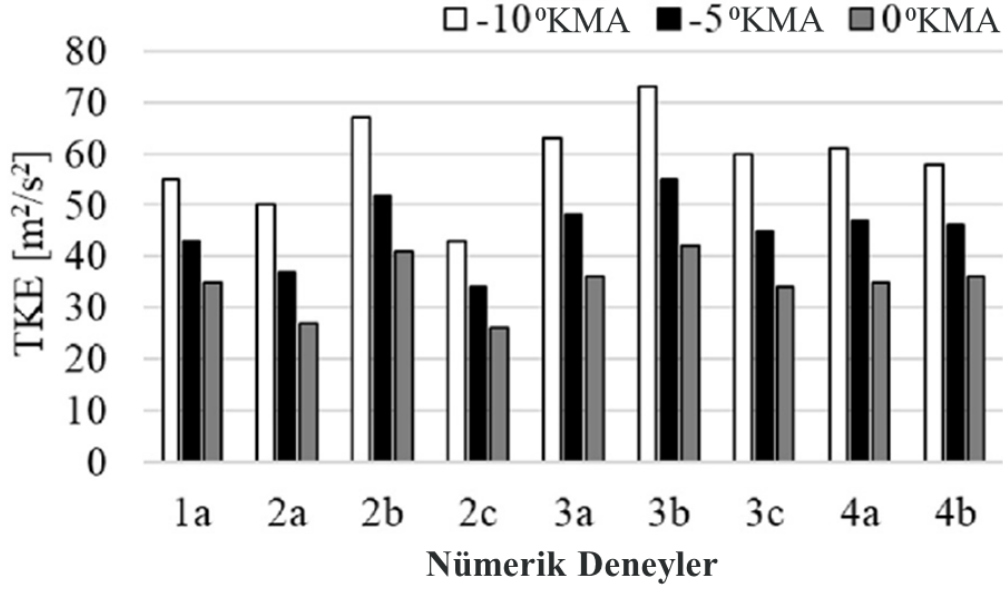
Simülasyonların çoğunluğunda -60 °KMA ile yaklaşık -35 °KMA açıları arasında TKE değerinde yeniden bir yükselme olmaktadır. Bu ikincil yükselme standart-lens ve m-lens simülasyonlarında en belirgindir. Ancak girdap yönüne ters ve aynı yönde enjeksiyon yapılan 4a ve 4b simülasyonlarında bu artış ya hiç olmamakta ya da çok zayıf olmaktadır. Yine aynı şekilde çanak pistonlu durumda da artış ihmal edilebilecek kadar azdır. İkincil artışın bittiği KMA şekil 4.9'de yuvarlanma hareketinin sıfıra yaklaştığı KMA'lar ile örtüşmektedir. Bu bilginin ışığında SOI ve EOI arasındaki artışın ana olarak, enjeksiyondan ve jetin piston ile olan etkileşiminden kaynaklandığı, ikincil artışın ise enjeksiyon sonrası varlığını yaklaşık -35 °KMA'ya kadar sürdüren yuvarlanma hareketinden kaynaklandığı söylenebilir. Burada dikkat edilmesi gereken olgu girdap hareketinin silindir içerisinde ortalama TKE değerine olan etkisinin çok az veya hiç olmamasıdır.

Yuvarlanma hareketinin sönümlenmesi ile -35 °KMA'dan st l noktaya kadar TKE yeniden hızla azalmaktadır. Bu aralıkta bütün analizler birbirine yakınsamakta ve silindir içi ortalama TKE değerleri çok yakın değerler almaktadır. şekil 4.10'n incelenmesi ve yapılan detaylı analizler sonucunda yuvarlanma hareketinin daha yüksek türbülans enerjisi sönümlenmesine olanak sağladığı anlaşılmıştır. Bu yuvarlanma hareketinin türbülanslı akışın farklı ölçekleri arasında enerji aktarımını daha etkin gerçekleştirdiğini ortaya koymaktadır.



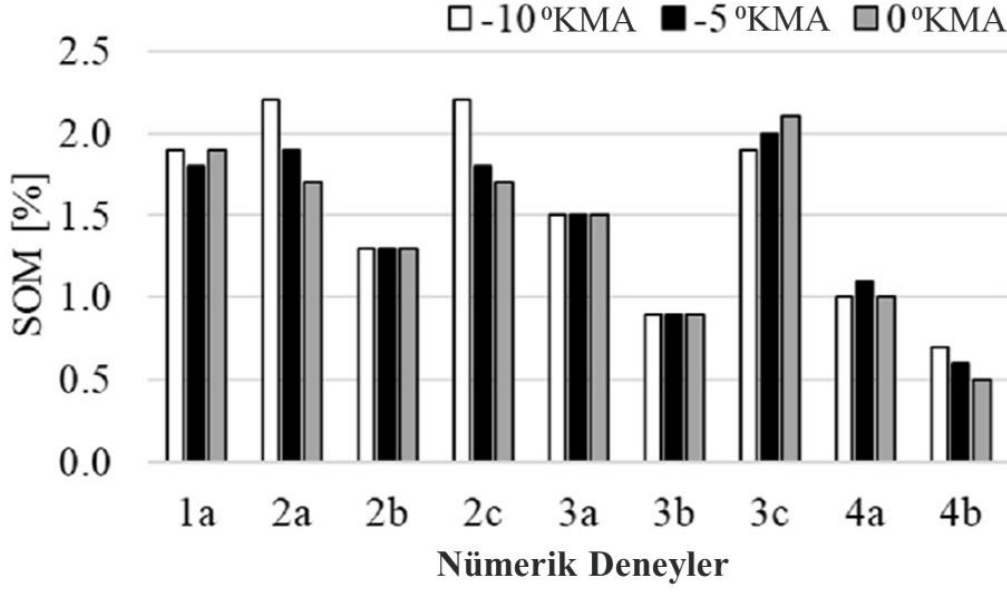
Şekil 4.10 Silindir içerisindeki ortalama türbülans kinetik enerji eğrileri.

Ateşleme penceresinde silindir içi ortalama TKE değerleri Şekil 4.11’de sütun grafiği ile gösterilmiştir. Ateşleme penceresinde en yüksek ortalama TKE, girdapsız simülasyonlar 3b ve 2b’dedir. Bu iki varyantı standart-lens ve m-lens pistonlu diğer analizler takip etmektedir. Ateşleme penceresi içerisinde TKE değerleri, çanak pistonlu varyantta, düz pistonlu varyantlardan daha yüksek olmaktadır. Çanak pistondaki karmaşık akış yapılarının düz pistondaki tembel akış alanından daha enerjik olması beklenen bir durumdur. Beklendiği gibi en düşük ortalama TKE değerleri aynı anda hem büyük çaplı enjektör deliğine hem de düz pistonu sahip simülasyon 2c’dedir.



Şekil 4.11 Ateşleme penceresi içerisinde ortalama TKE değerleri.

Şekil 4.12, simüle edilmiş konfigürasyonların SOM değerlerini göstermektedir. Konfigürasyon 4b en simetrik harekete sahipken, m-lens piston 3c asimetrik piston geometrisi nedeniyle en az simetrik harekete sahiptir. Grafiğe göre, lens piston varyantları düz ve çanak pistonlardan daha simetrik gaz hareketine sahip olma eğilimindedir. Ayrıca, 4b gibi baskın girdap veya, 3b ile 2b gibi baskın yuvarlanma hareketine sahip konfigürasyonların daha iyi SOM değerlerine sahip olduğu görülmektedir. SOM değerinin yüksek olması alevin silindir içerisinde eşit dağılmasını sağlayacaktır. Silindir içerisinde simetrik ilerleyen bir alev yanma odası duvarlarında daha eş bir sıcaklık dağılımı yaratacak ve bu da sıcak noktaların azaltılmasına olanak sağlayacaktır. Daha önceki bölümlerde değinildiği üzere sıcak noktalar hidrojen motorları için büyük problem teşkil etmektedir. Sıcak bölgeler ile karşılaşan karışım, hidrojenin çok düşük yanma aktivasyon enerjisi sebebi ile kolayca istenmeyen bir anda tutuşarak silindir içinde kontrolsüz bir yanma başlatabilmekte ve bu da motorun zarar görmesi, tork çıktısında dalgalanmalar ve yüksek emisyonlar gibi istenmeyen sonuçlara neden olabilmektedir.



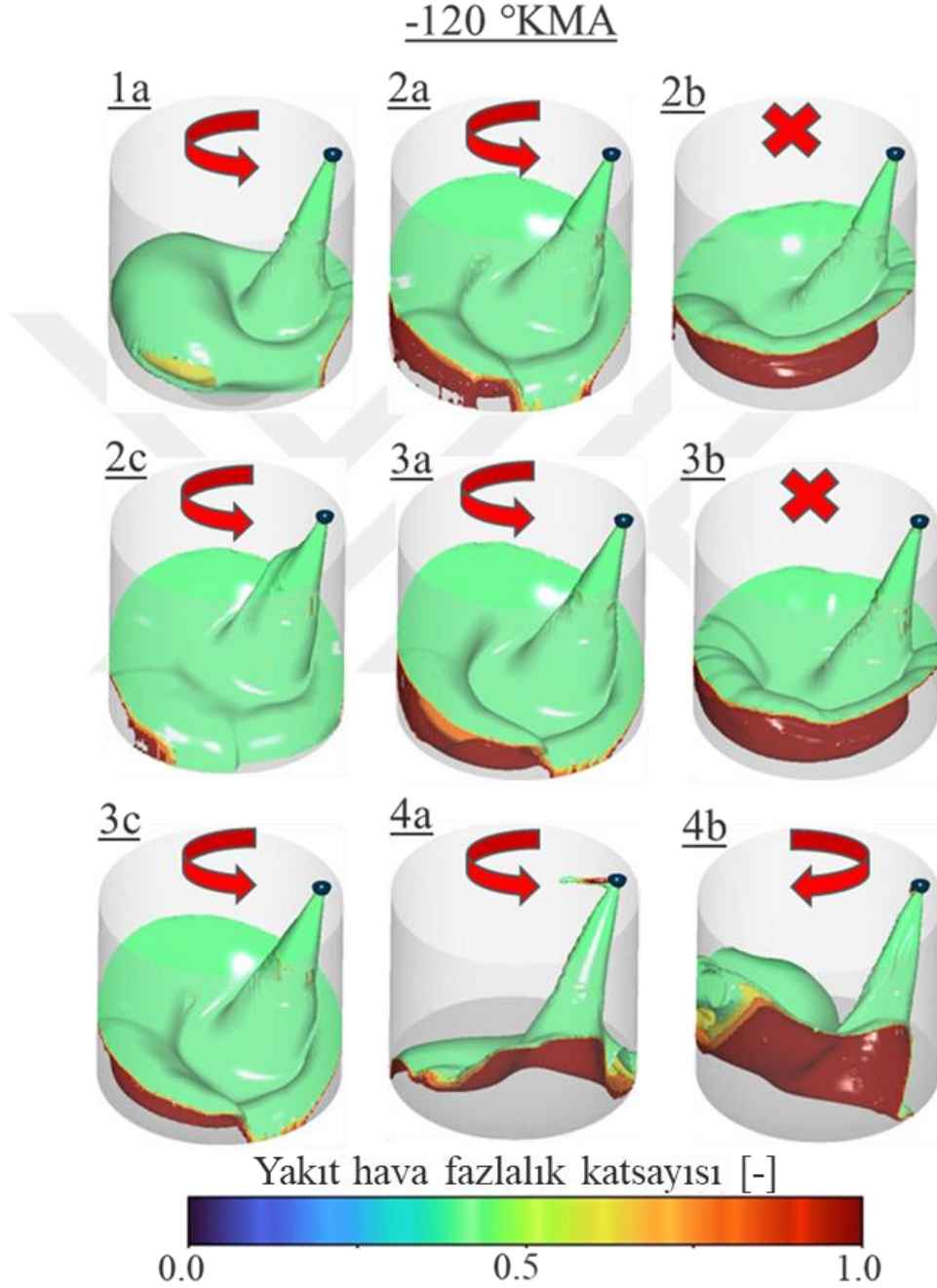
Şekil 4.12 Ateşleme penceresi içerisinde gaz dağılımının simetrikliği.

Şekil 4.13 -120 °KMA’da hava fazlalık katsayısı ϕ ($\phi=1/\lambda$) eş yüzeyleri görülmektedir. Eş yüzeyler ϕ ’nin 0.4, 0.6, 0.8 ve 1.0 değerlerinde oluşturulmuştur. Şekiller içerisindeki ok işaretleri girdap hareketinin dönüş yönünü ve çarpı işareti ise girdapsız durumu simgelemektedir. Bütün şekillerde hidrojen jetinin enjektör kapağı deliğinden çıktıktan sonra benzer açılar ile genişlediği görülmektedir. Jetin bu genişlemesi silindir içerisindeki taze dolguyu jet sınırlarından içerisine almasından kaynaklanmaktadır. Jet sınırındaki yüksek gerilmeler sınır yüzeyinde dengesizlikleri tetiklemekte ve oluşan küçük türbülans yapıları taze dolguyu jet içine kepçelemektedir. Bu kepçeleme mekanizması Şekil 4.14’de gösterilmiştir.

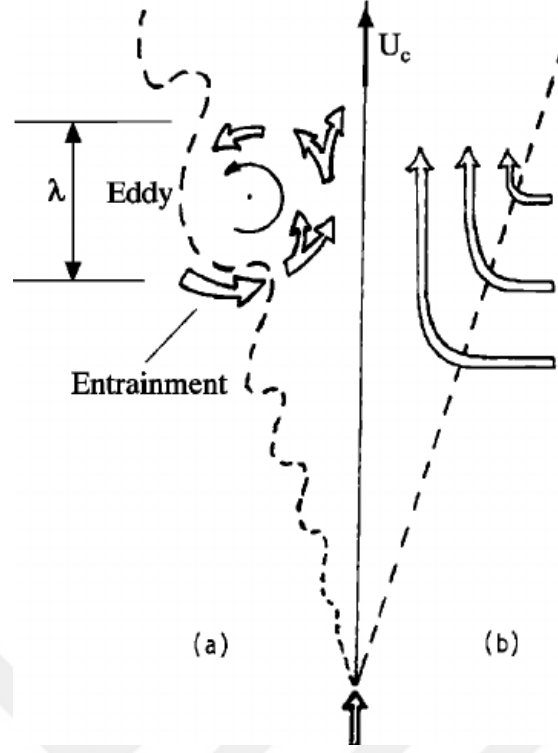
Girdap hareketi jetin yapısını pistonu ulaşana kadar bükmemektedir. Ancak büyük enjeksiyon deliği bulunan simülasyon 2c’de jet pistonu ulaşmadan önce girdap hareketi etkisi ile sınırından bükülmeye ve katlanmaya başlamıştır. Büyük enjektör deliğinden çıkan görece daha yavaş jetin daha az momentuma sahip olması bu durumun açıklamasıdır.

Simülasyon 4a ve 4b hariç, hidrojen jeti pistonu çarptıktan sonra silindir cidarlarına doğru genişlemekte ve silindir cidarlarında tırmanmaktadır. Bu hareketin en simetrik genişlediği varyant standart-lens piston kullanan ve girdap içermeyen 3b’dir. Bu varyantta hidrojen jeti silindir civarı boyunca aynı yükseklikte tırmanmıştır. Varyant 3a’nın 3b’den tek farkı girdap hareketinin varlığıdır ve bu girdap hareketi hidrojen bulutunun simetrik dağılımını etkilemiş, hidrojen jetinin

silindir cidarının belli bir bölgesinde daha hızlı ilerlemesine neden olmuştur. Çanak pistonu sahip 1a'da hidrojen jeti silindir cidarlarına çanak geometrisi nedeni ile ilerleyememektedir. Simülasyon 4a ve 4b diğerlerinden farklı olarak oldukça asimetric bir hidrojen jetine sahiptir. Bunun sebebi ise enjeksiyon doğrultusunda olan farklılıklardır.



Şekil 4.13 -120 °KMA'da hava fazlalık katsayısı eş yüzeyleri.

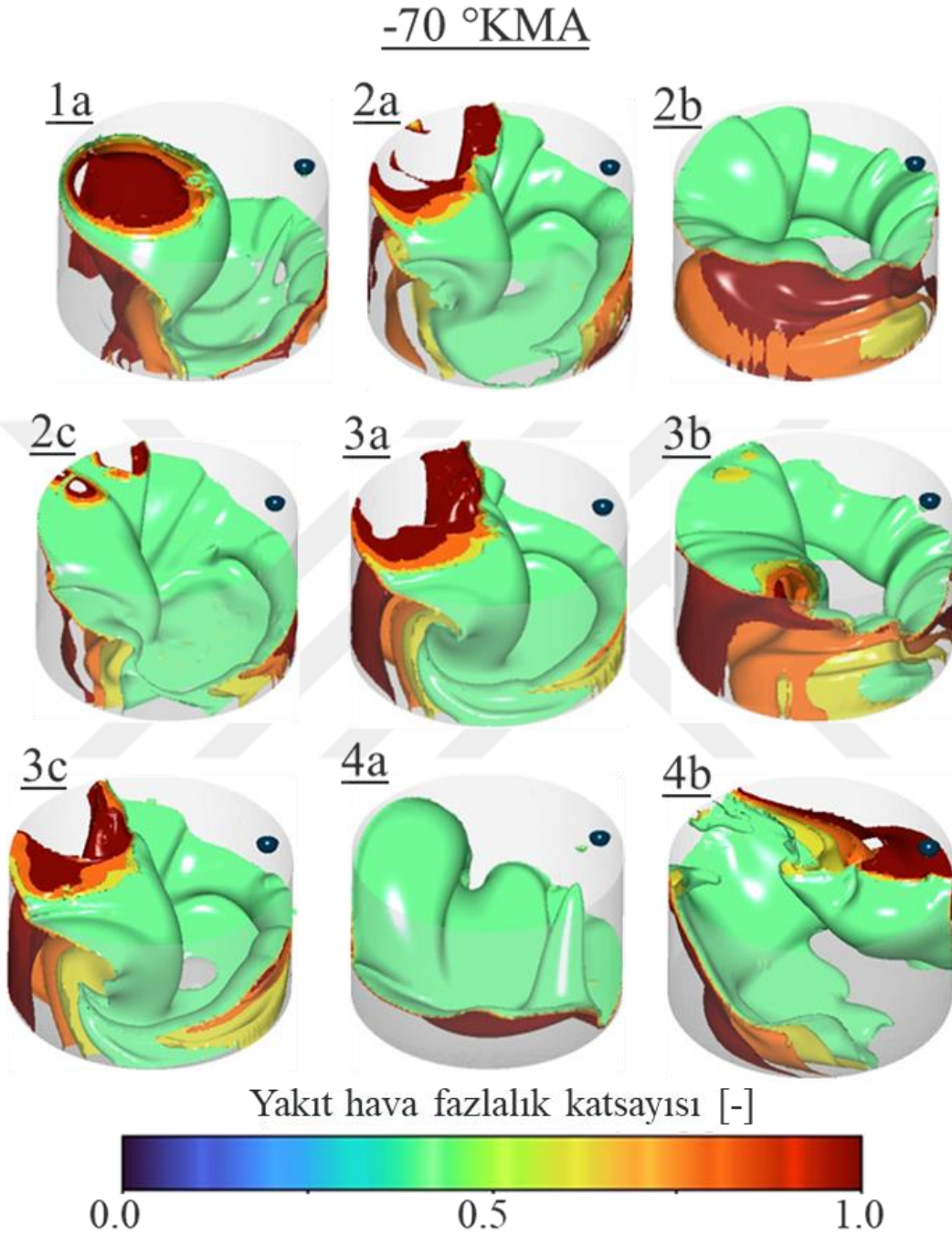


Şekil 4.14 Jet genişlemesini sağlayan kepçeleme mekanizması [102].

Şekil 4.15 -70 °KMA'da ϕ eş yüzeyleri görülmektedir. Bu krank mili açısında enjeksiyon hali hazırda bitmiş ve hidrojen jeti silindir içerisinde makro hareketler ile dağılmaktadır. 1a'da hidrojen jeti bir tarafta silindir kafası alev duvarına ulaşmış diğer tarafta ise silindir cidarının yarısına kadar yükselmiştir. Düz pistonu sahip 2a ve 2b karşılaştırıldığında 2a'da hidrojen jetinin silindir kafasının alev duvarına ulaştığı 2b'de ise ulaşmadığı görülmektedir. Buna göre girdap hareketi hidrojen jetini bir tarafta hızlandırmıştır. Bunun yanında 2b'de girdap yokluğunda düz pistonu çarpan hidrojen jeti silindir cidarlarında simetrik tırmanışını devam ettirmiştir. Varyantlar 2a ve 3a karşılaştırıldığında lens piston yapısının hidrojen jetini daha büyük bir yuvarlanma şiddeti ile yönlendirmesi, alev duvarından tekrar silindir merkezine yönelmiş olan hidrojen bulutundan anlaşılabilmektedir. Yine girdapsız 3b, 3a'ya göre daha yavaş ilerlemektedir.

Varyant 3c'ye bakıldığında pistondaki yönlendirici geometrik unsur eş yüzeyin arasından görülebilmektedir. Bu varyantta jet 3a'ya benzer şekilde ilerlemektedir. Ancak yavaş ilerleyen tarafta jet ilerlemesinde küçük farklar mevcuttur. Buna göre 3c'de hidrojen jeti bir tarafta çok hızlı ilerlerken diğer tarafta da geometrik unsur sayesinde standart-lens pistonu göre daha dinamik şekilde ilerlemektedir. Varyant

4a ve 4b’de ise jetin girdap ile olan etkileşiminden dolayı oldukça karmaşık eş yüzey dağılımları oluşmaktadır.



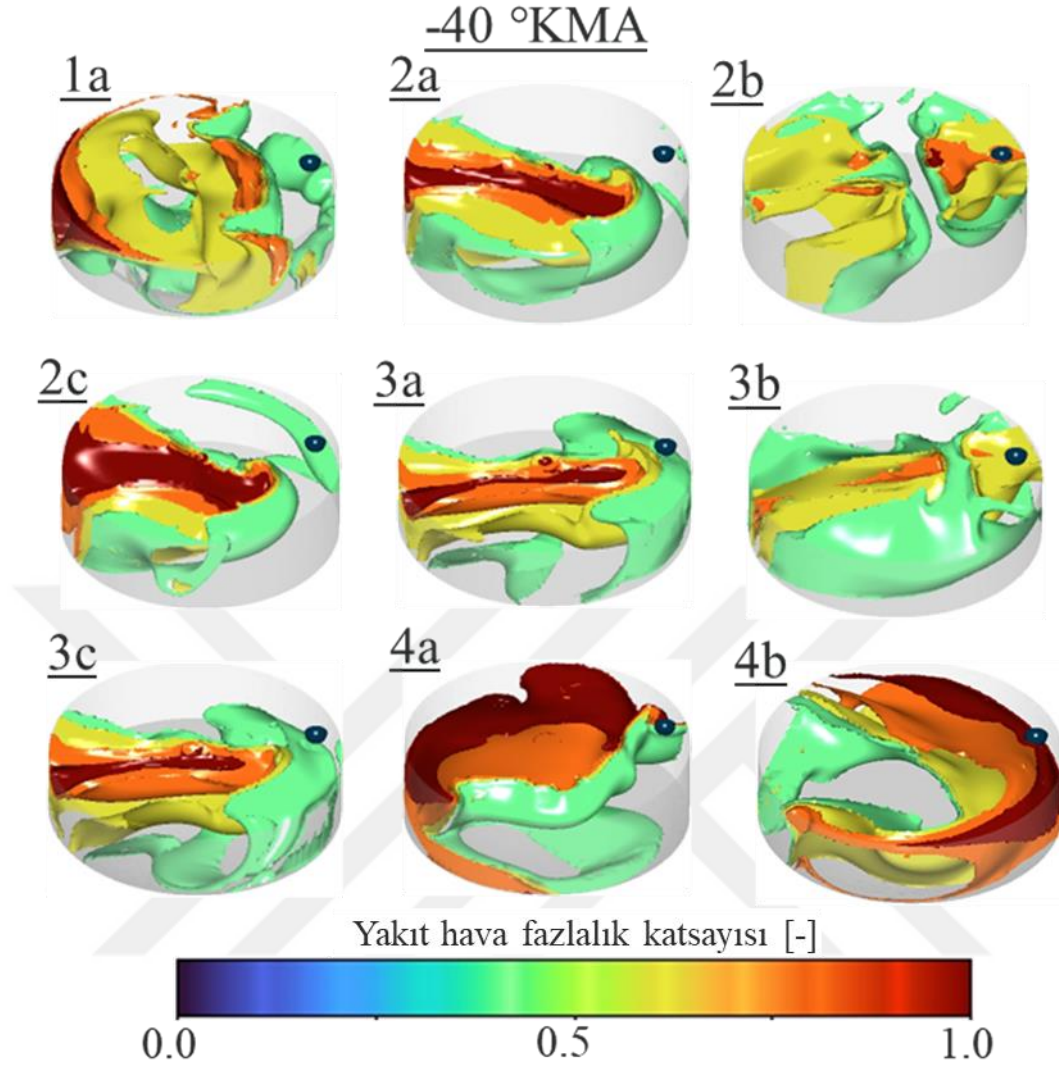
Şekil 4.15 -70 °KMA’da hava fazlalık katsayısı eş yüzeyleri.

Şekil 4.16 -40 °KMA’da ϕ eş yüzeyleri görülmektedir. Varyant 1a’da oldukça karmaşık bir dağılım olduğu görülebilmektedir. 2a ve 2b birbirlerine çok benzer eş yüzey dağılımlarına sahiptir. Bu şekillerde merkezde hidrojençe yoğun bölgeler, bunun hemen dışında ise daha hidrojençe seyrek bölgeler yer almaktadır. Girdap

olmayan 2b’de silindirin iki yanından merkeze doğru ilerleyen hidrojen bulutlarının karşılaşmadığı görülmektedir. Lens pistona sahip simülasyonlarda merkezde çizgi şeklinde yüksek hidrojen kütle oranına sahip bölge ve hemen yanlarında yine daha düşük hidrojene sahip eş yüzeyler görülmektedir. Bu yapının oluşmasının sebebi silindirin iki yanından gelen hidrojen bulutunun buluşmasıdır. Bu iki zıt yönden birbirine doğru ilerleyen hidrojen bulutları lens tip pistonlarda daha kuvvetlidir.

Merkezde yüksek miktarda hidrojen bulunması, görece sıcak bujinin erken tutuşma başlatmasına neden olabilir. Bu bağlamda, oluşan bu eş yüzey dağılımının istenmeyen tutuşma olaylarına neden olabileceği söylenebilir. Varyantlar 4a ve 4b’de diğerlerinden tamamen farklı eş yüzey dağılımlarına sahiptir. 4a’da yüksek hidrojen miktarına sahip bölge, alev duvarına yakındır. Varyant 4’de ise silindir cidarları etrafında yüksek yoğunluklu hidrojen bölgeleri bulunmakta, silindir merkezinde ise havaca zengin bölgeler yer almaktadır. Bu tarz bir dağılımda buji etrafında daha düşük hidrojen molekülü bulunacağından kontrolsüz tutuşma olasılığı daha düşüktür. Ancak hidrojenin silindir cidarlarındaki yağ ile olan etkileşimleri göz önünde bulundurulmalı, gerekirse hidrojen yakıtı ile kullanılmaya uygun bir motor yağı kullanılmalıdır.

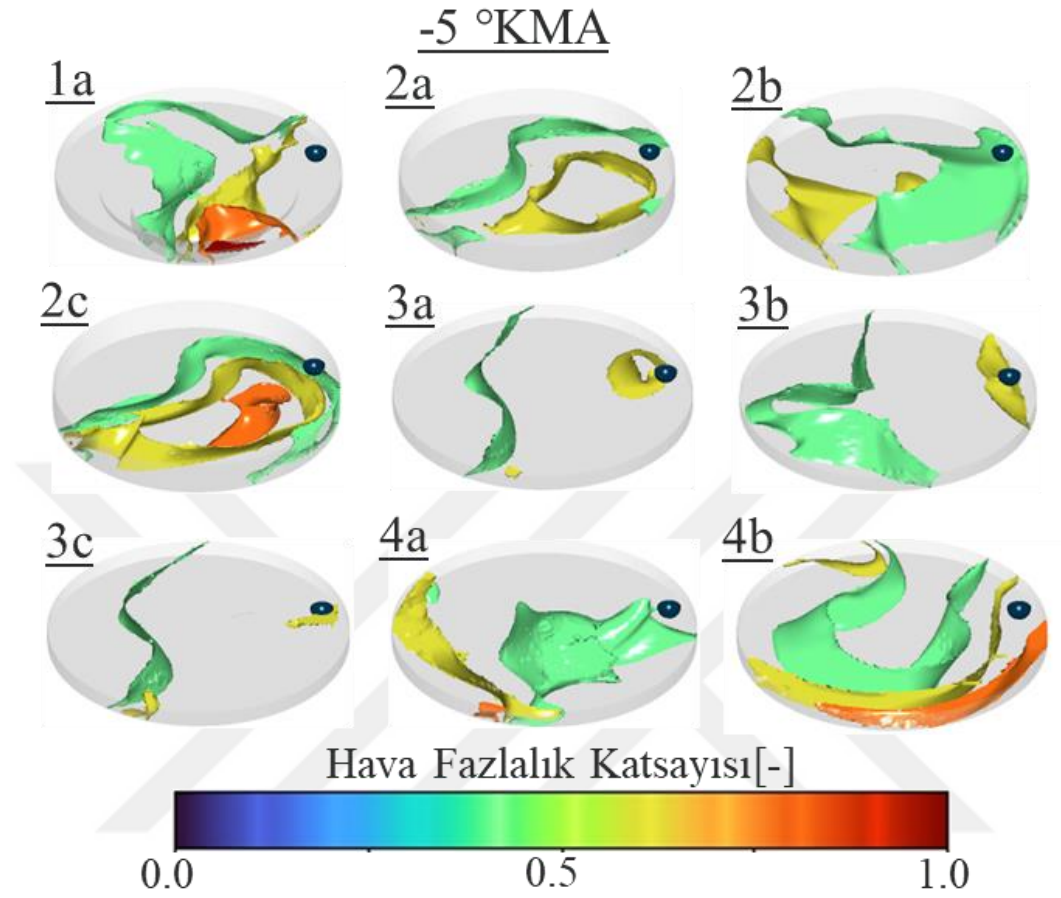
Hidrojen motorlarında kullanılmak üzere yeni özel yağ formülasyonları üzerinde çalışılmaktadır. Bu konuda dünyanın farklı bölgelerindeki büyük enstitülerin araştırma çağrılar ve motor yağı firmalarının özel çalışmaları mevcuttur. Yüksek basınç altında hidrojen yağ içerisinde çözünüp yağın ağırlıklılığını düşürebilmekte ve yağlama özelliğini azaltabilmektedir. Aynı zamanda hidrojen yanmasından açığa yüksek su miktarı yağın yapısını bozabilmekte, motor içerisinde ve egzoz elemanlarında korozyona sebep olabilmektedir.



Şekil 4.16 -40 °KMA’da hava fazlalık katsayısı eş yüzeyleri.

Şekil 4.17 -5 °KMA’da ϕ eş yüzeyleri görülmektedir. Bu şekiller ateşleme penceresi içerisinde. Bu simülasyonlardaki akılda tutulması gereken önemli nokta global hava fazlalık katsayısının 0.4 civarı olduğudur. Düz piston varyantlarında yeşil, sarı ve kırmızı eş yüzeyler mevcuttur. Öte yandan lens piston simülasyonlarında sadece yeşil ve sarı eş yüzeyler görülmektedir. Özellikle simülasyon 3c’de silindirin ortasında boydan boya uzanan 0.4 ϕ eş yüzeyi (yeşil yüzey) ile görülmektedir. Lens piston analizleri 3a, 3b ve 3c’de enjektör kapağı çevresinde 0.6’lık değeri temsil eden sarı yüzey görülmektedir. Simülasyon 4b’de 0.4’lük yüzey, silindir merkezi ve enjektör kapağı yakınlarda geniş bir hacmi kaplamaktadır. Daha fazla hidrojen oranını temsil eden 0.6’lık sarı yüzey ise enjektör kapağının karşı kısmındadır. Variant 4b’de karışım yeteri kadar homojen olamadığından hala büyük bir kırmızı

yüzey görülmektedir. Bunun yanında yine büyük bir hacmi kaplayan sarı yüzey yeşil ile kırmızı arasında uzanmaktadır.

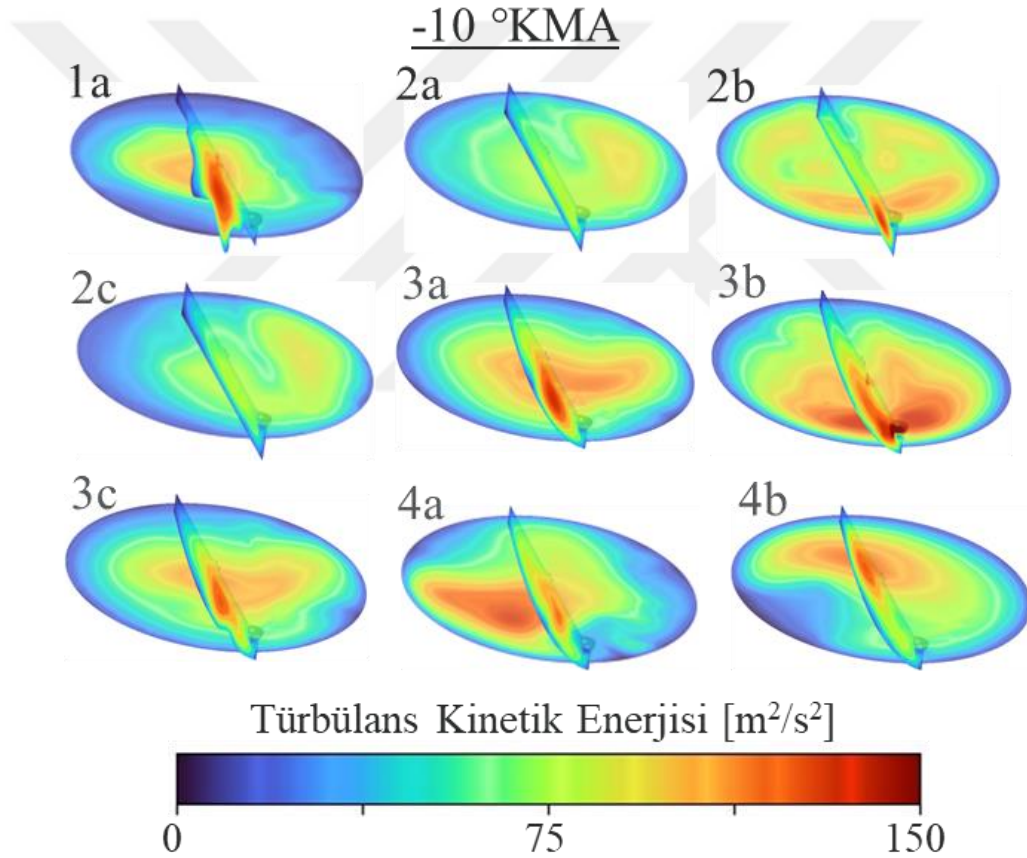


Şekil 4.17 -5 °KMA’da hava fazlalık katsayısı eş yüzeyleri.

Şekil 4.18’de silindirin merkezinden geçen dikey ve alev duvarına yakın bir lokasyondan alınan yatay eksen üzerinde türbülans kinetik enerjisi dağılımları gösterilmektedir. Buradaki dağılımlar ateşleme penceresinin başlangıcı olan -10 °KMA’dadır. Silindir içerisinde yüksek ortalama TKE olması alev hızlarının yüksek olması için faydalı olduğu gibi buji etrafında da yüksek TKE olması ateşlemenin başarısı için önemlidir. Buna göre buji etrafında yüksek TKE görmek istenen bir durumdur.

Çanak pistonlu varyant 1a buji etrafında yüksek TKE değerlerine sahiptir. Bunun piston çevresindeki yüksek geometrik unsurun, karışımı silindir merkezine doğru itmesinden kaynaklandığı söylenebilir. Bu etkinin diğer bir kanıtı da merkezin dışındaki halkada TKE’nin düşük olması ve mavi renge sahip olmasıdır.

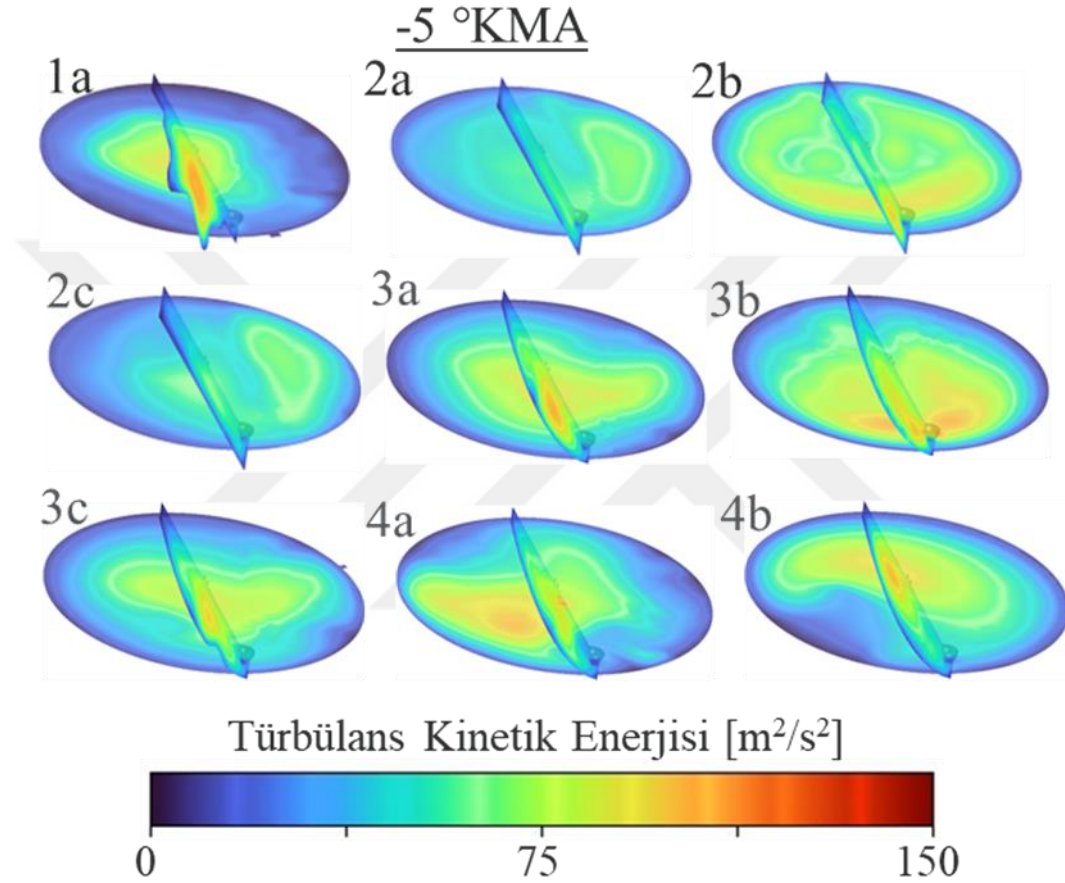
Düz pistonu sahip simülasyonlar genel olarak daha geniş yüksek TKE dağılımına sahip olsa da en yüksek TKE değerleri silindir cidarlarına yakındır, bu da istenmeyen bir durumdur. Girdap olmayan 2b’de TKE’nin en yüksek değerleri 2a ve 2b’den daha yüksektir. Buna göre TKE’nin en yüksek değeri girdap olmadığı daha büyük olmaktadır. Simülasyon 3a ve 3c’de yüksek TKE değerleri düz pistonların aksine silindirin merkezinde yer almaktadır. Ancak yine girdap olmadığı durumda TKE’nin yüksek değerleri silindir cidarlarına yakın olmaktadır. Bu simülasyon 3b ile 3a yada 3c karşılaştırıldığında farkedilebilmektedir. Varyant 4a ve 4b’de TKE dağılımı tam merkezde olmasa da düz pistonlu simülasyonlara göre merkeze daha yakındır.



Şekil 4.18 -10 °KMA’da türbülans kinetik enerjisi dağılımı.

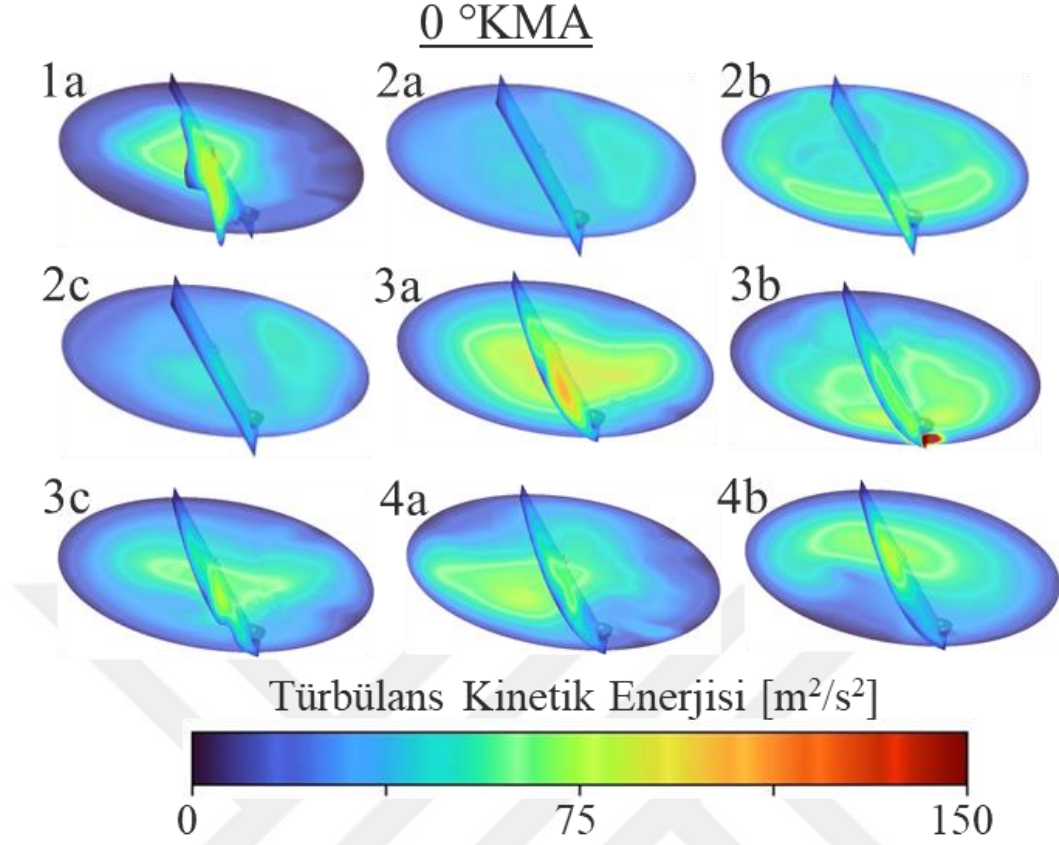
Şekil 4.19 -5 °KMA’da TKE dağılımları görülmektedir. TKE değerleri -10 °KMA’dan -5 °KMA’ya ilerlendiğinde azalmaktadır. Ancak dağılımın yapısı bir önceki şekillerle benzerliğini korumaktadır. Türbülans kinetik enerjisi değerinin en az azaldığı simülasyon ise 4a’dır. Şekil 4.19’deki bütün dağılımlar incelendiğinde en uygun TKE dağılımının 3a ve 3c’de olduğu görülmektedir. Bu iki varyantta

yüksek TKE silindirin merkezinde, en düşük TKE ise silindir cidarlarında yer almaktadır. Silindir cidarındaki bu düşük türbülans, cidarlardan soğutma suyuna aktarılan ısı miktarının azaltılmasına yardımcı olabilir ve bu sayede motorun termal verimini arttırabilir. Yanı sıra soğutma ihtiyacının azaltılması motor soğutma çevriminde kullanılan akışkanın debisinin azalmasına ve bu debiyi sağlayan pompalar tarafından harcanan işin azaltılmasına olanak sağlayabilir.



Şekil 4.19 -5 °KMA’da türbülans kinetik enerjisi dağılımı.

Şekil 4.20 0 °KMA’da TKE dağılımları görülmektedir. Şekle göre en yüksek TKE değerleri 3a’da görülmektedir. Diğer simülasyonlarda ise TKE oldukça azalmış, yine de önceki şekillerdeki dağılım yapısını korumuştur. Bu bilgiler ışığında ateşleme penceresi içerisinde silindir içi akış alanının çok değişmediği söylenebilir. Ateşleme penceresi içerisinde tercih edilen bir TKE dağılımı elde etmek için bundan önceki krank mili açılarındaki akışın doğru şekilde kurgulanması gerektiği ortaya çıkmıştır. Bunu elde etmenin yolu da motora uygun enjektör kapağı ve pistonu tasarlamaktan geçmektedir.



Şekil 4.20 0 °KMA’da türbülans kinetik enerjisi dağılımı.

Bu bölüme kadar, 13-L H2İYM içindeki gaz hareketini araştırmak için kapsamlı bir 1D-3D simülasyon metodolojisi oluşturmuştur. Önerilen simülasyon modelleri, literatürde açık deneysel verilerle başarılı bir şekilde doğrulanmıştır. Motor konfigürasyonu ve sınır koşulları, modern bir dizel motorun hidrojen yakıtı ile çalışacak şekilde yeniden donatıldığı bir senaryoyu taklit etmek için seçilmiştir. Bu perspektifi göz önünde bulundurarak, temel motor tasarımına farklı enjektör kapağı şekilleri ve piston tasarımları uygulanmıştır. Simülasyon sonuçlarının analizi, homojenlik indeksi, silindir içi gaz hareketinin simetrisi, türbülans kinetik enerjisi ve hidrojen dağılımının üç boyutlu görselleştirmeleri ile yapılmıştır. Buna göre analizler sonucunda edinilmiş bulgular aşağıdaki gibidir.

1-boyutlu simülasyonlar ve 3-boyutlu HAD validasyonları bulguları:

1. Hava fazlalık katsayısı (λ) 2.5 olan bir H2İYM, tipik olarak λ 1.5’de çalışan bir dizel motora göre % 35 daha fazla havaya ihtiyaç duymaktadır.
2. Eğer bir H2İYM’den aynı hacimdeki modern bir dizel motor performansı λ 2.5’in altına düşmeden isteniyor ise bu H2İYM için iki kademeli bir turbo

aşırı doldurma sistemi uygundur. Aynı zamanda egzozda basınç dalgalarından en iyi şekilde faydalanmak için bölünmüş egzoz manifoldu ve çift salyangozlu türbin kullanmak uygundur.

3. Sabit hacimli kap içerisinde hidrojen jeti validasyonu çalışması, sabit hacimli kap ve enjeksiyon basıncı arasındaki oranda olan doğrusal bir değişimin, hidrojen jetinin ilerleme uzuluğunda ikinci dereceden bir değişime neden olduğunu saptamıştır.
4. Hidrojenin silindir içerisinde difüzyon davranışını doğru bir şekilde modellemek için türbülanslı akış denklemlerinde türbülanslı Schmidt sayısını değiştirmek uygun bir yaklaşımdır.

3-boyutlu HAD analizleri bulguları:

1. Lens tipi pistonlar silindir içi karışımın yuvarlanma hareketini arttırmakta ve bu sayede diğer piston tiplerine göre daha yüksek bir silindir içi homojenizasyon sağlamaktadır. Ayrıca lens piston üzerinde yapılan ufak geometrik değişiklikler ile homojenliğin daha da artırılması mümkündür.
2. Hidrojen jetinin daha yüksek momentuma sahip olması silindir içi homojenliği arttırmaktadır.
3. Hidrojen girdap hareketine zıt yönde enjekte edildiğinde, ateşleme penceresi içerisinde yüksek homojenlik elde edilebilmektedir. Ancak bu enjeksiyon stratejisi ile koşulan simülasyon 4a'da, ateşleme penceresi öncesinde homojenlik 3a ve 3c'nin gerisindedir.
4. Girdap hareketi ile homojenlik arasında ters orantı mevcuttur.
5. Lens tipi piston simülasyonları, çanak ve düz piston tipli simülasyonlardan daha simetrik silindir içi gaz dağılımına sahiptir.
6. Eğer silindir içerisinde çok baskın bir girdap hareketi veya yuvarlanma hareketi mevcut ise gaz silindir içerisinde daha simetrik dağılmaktadır.
7. En yüksek silindir içi TKE değeri sıfır girdaplı lens piston simülasyonunda elde edilmiştir. Bunun hemen arkasından sıfır girdaplı düz piston simülasyonu gelmektedir.

8. Yuvarlanma hareketi farklı türbülans ölçekleri arasında enerji transferini girdap hareketinden daha etkin gerçekleştirmektedir. Bu nedenle baskın yuvarlanma hareketine sahip simülasyonlarda ortalama TKE değerleri daha yüksektir.
9. Yüksek momentuma sahip hidrojen jeti silindir içi TKE değerlerini arttırmaktadır. Bu önermeye uygun olarak en düşük TKE değerleri büyük enjeksiyon deliği çapına sahip olan varyant 2c'de hesaplanmıştır.
10. Hidrojen bulutunun silindir içerisinde ilerleyişinin en simetrik olduğu simülasyon girdapsız lens pistonlu simülasyondur.
11. Girdapsız simülasyonlarda en yüksek TKE değerleri daha büyük olmasına rağmen girdap olduğunda buji etrafında daha büyük TKE değerleri hesaplanmıştır.
12. Lens piston buji etrafında yüksek TKE değerleri elde edilmesine katkı sağlamaktadır.

5

SIKIŞTIRMA İŞİNİN AZALTILARAK MOTOR VERİMİNİN ARTTIRILMASI

5.1 Simülasyonlar için Sınır Koşullarının Belirlenmesi

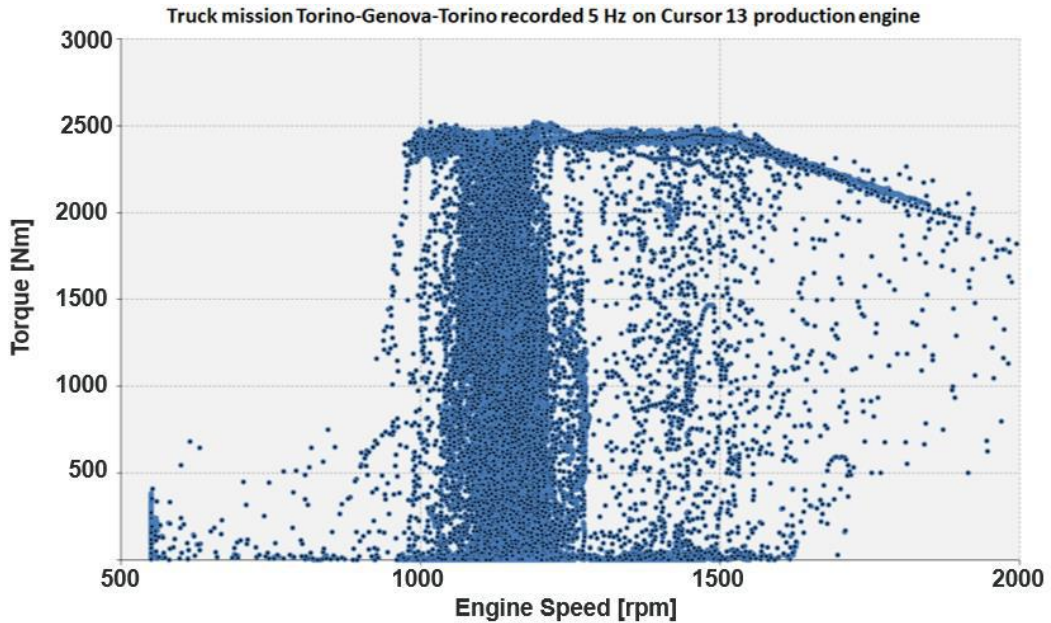
Önceki bölümde yapılan analizler sonucunda m-lens piston kullanıldığında HI indeksinin en yüksek, türbülans kinetik enerjisinin değerlerinin ve dağılımının en istenen davranışta olduğu saptanmıştır. Daha hızlı karışma davranışı yüksek homojenliğe ulaşmanın yanında alternatif avantajların sağlanması için de kullanılabilir. Bunlardan birisi enjeksiyon zamanlamasını ötelemektir.

Bu bölümde m-lens piston kullanarak enjeksiyon zamanlamasını ötelemenin sıkıştırma işini azaltması ve sonuç olarak motorun termal verimini arttırması incelenecektir. Bu bölümde yapılan analizlerin yöntemi aşağıda sistematik olarak verilmiştir:

1. Karayolu ulaşımında kullanılan bir kamyonun içten yanmalı motorunda bir görev süresince en çok kullanılan çalışma noktalarının belirlenmesi. Bu noktaların H2İYM üzerinde gösterilmesi.
2. Belirlenen bu noktalarda 3-boyutlu HAD analizlerinin çanak piston ile koşulması ve ateşleme penceresi içerisindeki HI değerlerinin kaydedilmesi. (Çanak pistonlu 1-boyutlu simülasyonlarda enjeksiyon, emme valfleri kapandıktan hemen sonra başlatılmıştır).
3. Birinci adımda belirlenen noktalarda 1-boyutlu H2İYM modelini koşarak motor verimlilik parametrelerinin elde edilmesi. (Çanak pistonlu 1-boyutlu simülasyonlarda enjeksiyon, emme valfleri kapandıktan hemen sonra başlatılmıştır).

4. Birinci adımda belirlenen noktaların, m-lens piston kullanarak, 3-boyutlu HAD simülasyonlarının koşulması ve ateşleme penceresi içerisinde HI değerlerinin kaydedilmesi.
5. Enjeksiyon zamanlamasını adım adım öteleyerek dördüncü adımın tekrarlanması. İkinci adımdaki HI değerlerine ulaşıldığında iterasyonun sonlandırılması ve yeni enjeksiyon zamanlamalarının kaydedilmesi.
6. Üçüncü adımın, beşinci adımda elde edilen enjeksiyon zamanlamaları ile tekrar edilmesi.
7. Altıncı ve üçüncü adımdan elde edilen motor verimliliklerinin karşılaştırılması.

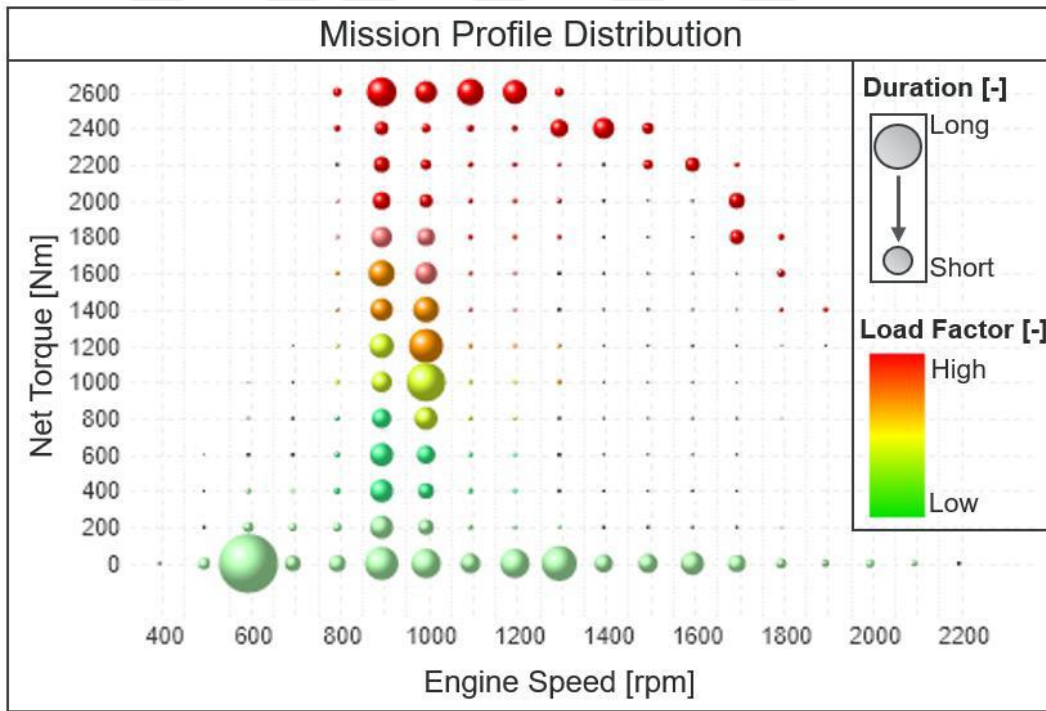
Şekil 5.1’de global bir araç ve motor üreticisi olan FPT’nin Cursor 13 motoru kullanan bir kamyon üzerinde toplanan motor çalışma noktası dağılımı grafiği görülmektedir. Bu kamyon Avrupa’da yaygın olarak kullanılan bir rota olan Torino-Genova-Torino rotasında sürülüp, motorun çalışma noktaları 5 Hz ile ölçülmüştür [103]. Şekilde görüldüğü üzere çalışma noktalarının büyük bölümü yaklaşık 1100 dev/dak hızında farklı yüklere dağılmıştır. Bunun yanı sıra motorun tam yük eğrisi üzerinde yüksek hızlarda da kümelenmiş noktalar bulunmaktadır.



Şekil 5.1 Torino-Genova-Torino kamyon görevi motor çalışma noktaları [103].

Motor haritası üzerinde çalışma noktalarını görmek, motorun hangi bölgelerde optimize edilmesi gerektiği hakkında fikir verse de bu noktalarda ne kadar süre

geçirildiği, diğer bir deyişle hangi noktada ne kadar yakıt harcadığı daha kritiktir. Buna göre Şekil 5.2 aynı motor ve görev için, motor haritası üzerinde çalışma noktalarının yük faktörlerini ve çalışma sürelerini göstermektedir. Noktaların süresel dağılımı dairelerin çapı ile doğru orantılıdır. Şekil incelendiğinde en çok zamanın rölanti olarak kabul edebileceğimiz 600 dev/dak ve neredeyse 0 Nm civarında olduğu görülmektedir. Bu noktanın hemen ardından 1000 dev/dak’da 1000 Nm ve 1200 Nm civarındaki iki nokta takip etmektedir. Bu iki nokta motor üreticileri tarafından “yol yükü” olarak da adlandırılmakta ve kamyon otobanda ilerlerken bu noktalar etrafında sabit hızla uzun süreler seyretmektedir. Şüphesiz ki bu noktalarda motorun yakıt tüketiminin optimize edilmesi taşıtın genel fizibiletisini güçlü bir şekilde etkileyecek ve kamyonu satın alacak müşterinin aracı alma kararını etkileyecektir. Bunun nedeni düşük yakıt sarfiyatlı bir aracın, işletme maliyetlerinin de düşük olması beklentisindendir.

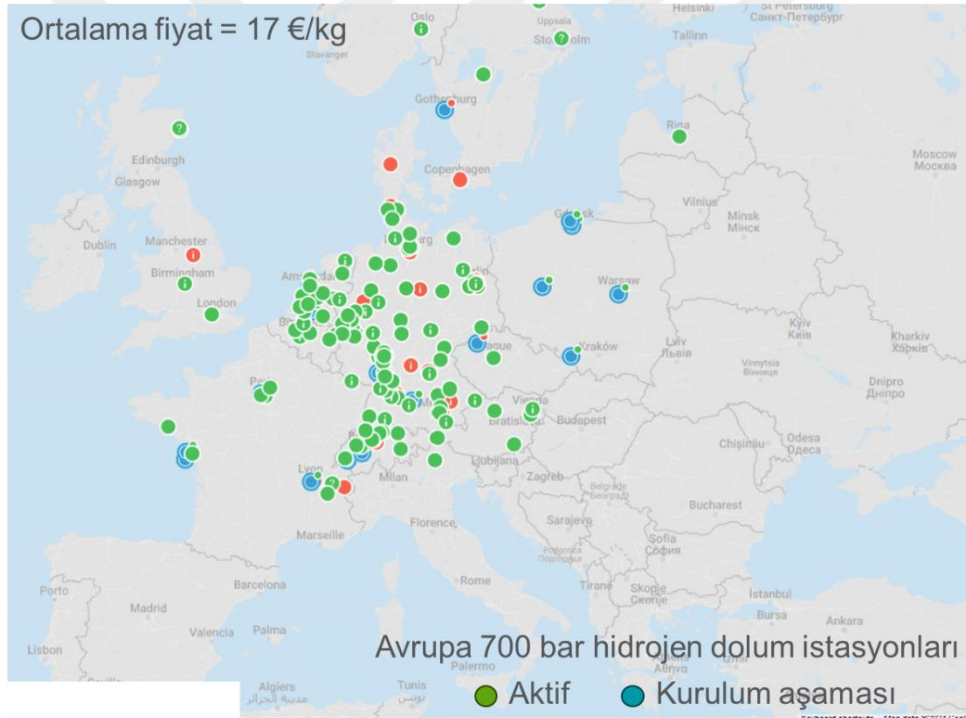


Şekil 5.2 Torino-Genova-Torino kamyon görevi motor çalışma noktaları yük ve süre dağılımları [103].

Hidrojenin yakıt olarak fiyatı günümüzde üretim teknolojisi ve üretim miktarına göre geniş bir aralıkta değişmektedir. Şekil 5.3 Avrupa kıtasında aktif olarak hizmet veren ve kurulum aşamasındaki hidrojen dolum istasyonları göstermektedir. Bölgeden bölgeye fiyatlarda değişiklikler olsa da, 700 bar basıncında hidrojenin güncel dolum fiyatı ortalama 17 Euro/kg’dır [104]. Haritada görüldüğü gibi aktif

hidrojen dolum istasyonlarının çoğunluğu Almanya ve civarına kümelenmiştir. Henüz kurulum aşamasında bulunan hidrojen dolum istasyonları sayısı ise hizmet verenlere kıyasla oldukça azdır.

Hidrojen birim fiyatının ucuzlaması için iyimser bir senaryo literatürde detaylı bir biçimde açıklanmıştır [105]. Kaynaktan tekere kadar yapılan analizler sonucunda 2030 yılına kadar yazarlarca belirlenmiş iyimser hidrojen üretim ve dağıtım metodları kullanıldığında, 18 metrelik bir şehir içi hidrojen motorlu otobüs, dizel ve elektrikli tahrikli versiyonlarına göre hem daha ucuza işletilebilir hem de kaynaktan-tekere olan emisyon miktarı rakip teknolojilerinkinden daha düşük olabilir. Ancak günümüz şartlarında durum bu şekilde değildir. Hidrojenin birim fiyatı oldukça pahalıdır ve hidrojenin sadece küçük bir kısmı yenilenebilir enerji kaynakları kullanılarak üretilmektedir.

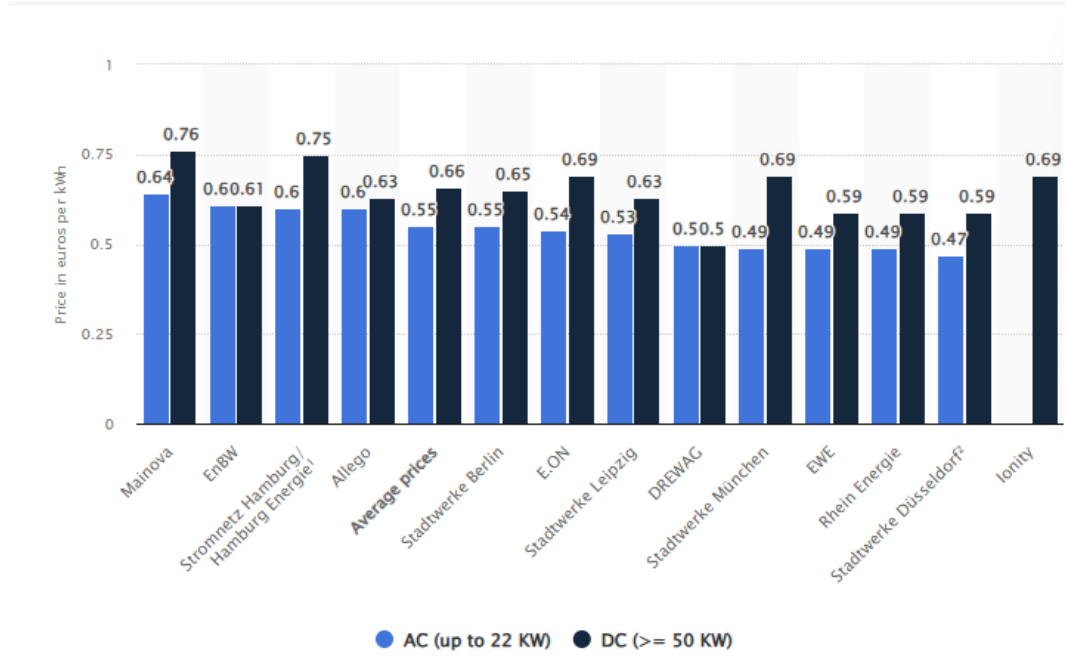


Şekil 5.3 Avrupada 700 bar hidrojen dolum istasyonları haritası [104].

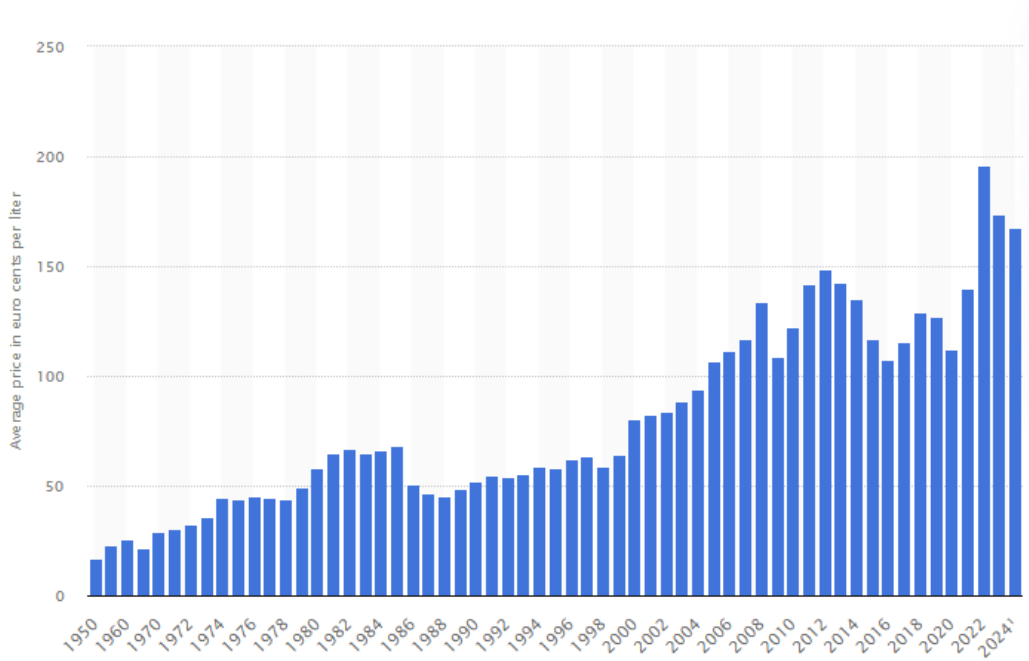
Şekil 5.4 Almanya'daki elektrikli araç şarj istasyonlarında elektriğin fiyatını Euro/kWh cinsinden göstermektedir. Buna göre ortalama birim elektrik 0.52 Euro/kWh'den satılmaktadır.

Şekil 5.5 ise yine Almanya'da dizel yakıt pompa fiyatlarının yıllara göre dağılımını göstermektedir. Buna göre güncel ortalama dizel yakıt fiyatı 1.52 Euro/litre'dir. Eğride dikkati çeken bir diğer durum, dizel fiyatlarının yıllar geçtikçe artmasıdır.

Bunda bir çok faktör rol oynasa da petrolün çıkarılması ve işlenmesinin her geçen gün daha da zorlaşmasının etkisi büyüktür. Öte yandan alternatif yakıtların fiyatlarında kullanımlarının artması ile azalma beklenmektedir [105].



Şekil 5.4 Almanya'daki elektrikli araç şarj istasyonlarında elektriğin fiyatı [106].



Şekil 5.5 Almanya'daki yakıt istasyonlarında yıllara göre dizel yakıt fiyat eğrisi [107].

Yukarıda verilen yakıt fiyatlarını değerlendirirken, farklı bir yaklaşım izlenerek birim enerji başına fiyatlarını hesaplamak mümkündür. Bunu yapmak için dizel ve hidrojenin yanma ısısı değerleri Şekil 1.11'den alınırsa; dizel için fiyat 0.043 Euro/MJ, hidrojen için fiyat 0.142 Euro/MJ olarak hesaplanır. Ek olarak elektrik fiyatı için doğru birim dönüşümü ile 0.141 Euro/MJ değeri elde edilmiştir. Görüldüğü üzere birim hidrojen ve elektrik için birim enerji başına aynı fiyat ödenmektedir. Diğer yandan dizel yakıt birim enerji başına, hidrojen ve elektrikten yaklaşık 3.3 kat daha ucuzdur.

Yukarıda üç farklı yakıt için yapılan birim enerji maliyeti hesabına tahrik sistemlerinin ortalama verimlerini eklemek önemli bilgiler sunmaktadır. Buna göre dizel motorun verimi % 45, hidrojen motorunun verimi % 40 ve elektrik motorunun verimi % 80 alındığında, aktarma organlarına iletilen birim enerjinin maliyeti her bir sistem için hesaplanabilir (verimler motor haritalarının farklı bölgelerinde farklı değerler alacak olsa da kaba bir hesap yapmak adına bu verim değerleri kabul edilmiştir, sistemlerin gerçek çalışma verimlerinde değişiklikler olacağı bilinmektedir). Birim enerji maliyeti ve verimler kullanılarak yapılan hesaplara göre farklı sistemlerin taşıt aktarma organlarına ilettiği enerjinin birim maliyetleri sırasıyla hidrojen motoru için 0.355 Euro/MJ, dizel motoru için 0.095 Euro/MJ ve elektrik motoru için 0.176 Euro/MJ. Bu hesaba göre hidrojen motoru, dizel motorundan 3.7 kat ve elektrik motorundan 2 kat daha pahalıya birim enerjiyi taşıtan aktarma organlarına iletmektedir.

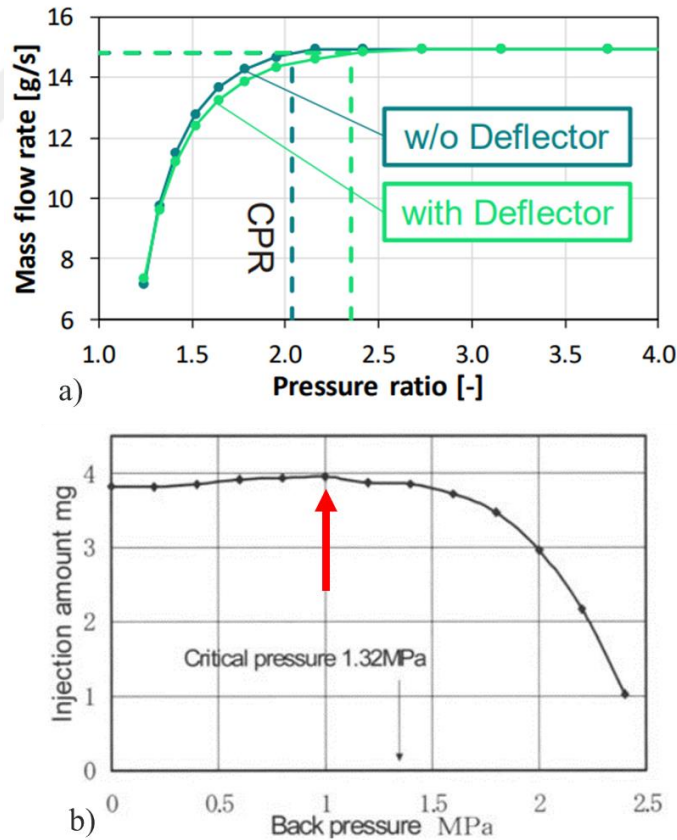
5.2 H2İYM Verimini Arttırma Çalışması

Önceki bölümde yapılan hesaplamaların amacı birim fiyatı bu kadar pahalı olan bir yakıtın kullanımında yapılabilecek en ufak bir iyileştirmenin büyük öneme sahip olduğunu hesaplamalarla göstermektedir. Bu bilgiler ışığında H2İYM'nin verimini artırma çalışmaları için seçilen iki noktanın devir ve tork değerleri, 1600 dev/dak 2036 Nm ve 1000 dev/dak 950 Nm'dir. Bu noktalardan ilki motorun en yüksek gücü ürettiği nokta, diğeri ise “yol yükü” olarak adlandırılan çalışma noktasıdır.

Şekil 5.6 iki farklı çalışmaya ait hidrojen enjektörlerinin, enjeksiyon basıncı ve enjekte edildikleri ortam basıncının oranlarına bağlı debi eğrilerini göstermektedir. Şekil 5.6a eski adı ile Borgwarner, yeni adı ile Phinia firmasının geliştirdiği 40 bar basınçlı hidrojen enjektörünün, enjeksiyon ve silindir içi basınçların oranına göre

debi değişimini göstermektedir. Buna göre enjeksiyon basıncı silindir içi basıncın 2.5 katından büyük olduğunda enjeksiyon debisi sabit kalmaktadır. Enjektör kapağı kullanıldığı durumda basınç oranı 2.5'in altına düştüğünde enjektörün sağlayabildiği debi gittikçe azalmakta ve basınç oranı 1.25 civarında 7 g/s'ye düşmektedir. Enjektör kapağı kullanılmadığı durumda ise debi, basınç oranı 2'nin altında düştüğünde azalmaya başlamaktadır. Kapaksız enjektörün debisi de kapaklı versiyonu gibi basınç oranı 1.25 olduğunda 7 g/s'dir.

Şekil 5.6b, x ekseninde enjeksiyon yapılan silindirin basıncını, y ekseninde ise belirli süre sonunda enjekte edilen toplam hidrojen kütlesini göstermektedir. Bu çalışmada enjeksiyon basıncı 2.5 MPa'dır. Şekilde kırmızı ok ile gösterilen noktadan itibaren enjekte edilebilen toplam kütle gittikçe azalmaktadır. Bu nokta basınç oranının yaklaşık 2.5 olduğu duruma denk gelmektedir. Kap içerisindeki basınç artıp, enjeksiyon basıncı sabit tutuldukça enjekte edilen hidrojen miktarı parabolik biçimde azalmakta ve 0 mg'ye doğru yaklaşmaktadır.



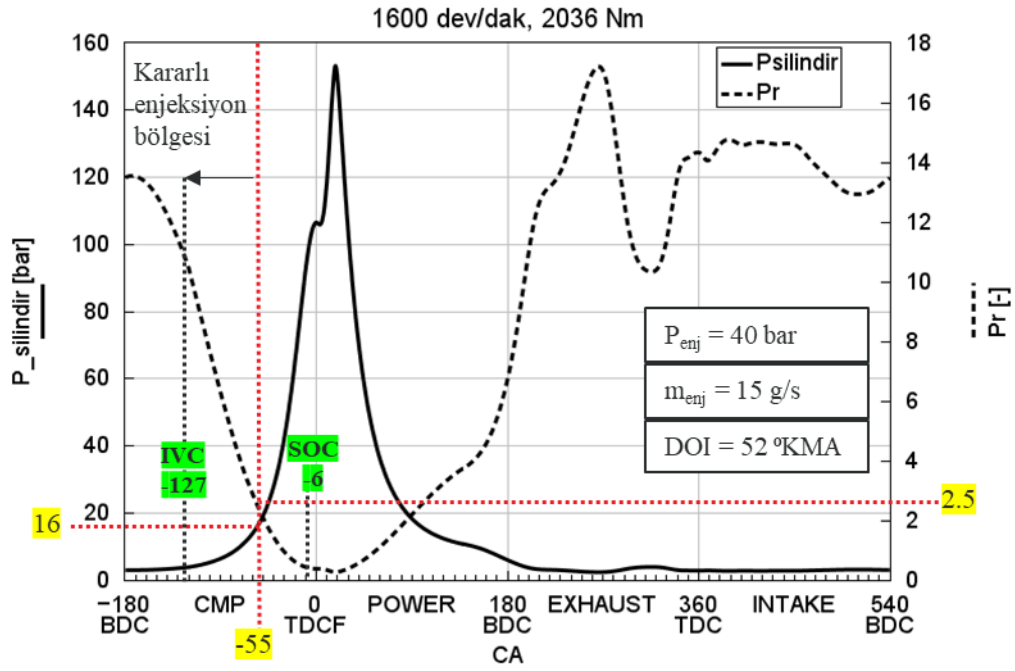
Şekil 5.6 a) Borgwarner marka hidrojen enjektörü debisi [108], b) Kamimoto makalesinde ölçülen hidrojen enjeksiyon debisi [89].

Motorun çalışması esnasında piston üst ölü noktaya doğru ilerlerken silindir içi basınç, içerideki gazların sıkışmasından dolayı artmaktadır. Bu basınç artışı enjeksiyon zamanlaması ve kontrolü için kritik bir parametredir. Bu çalışmada enjeksiyon zamanlaması ötelenirken, enjeksiyon basıncı ve silindir içi basınç arasındaki oranın 2.5'in altına düşmemesi hedeflenmiştir.

Şekil 5.7 bu bölümde analizleri yapılacak H2İYM için 1600 dev/dak'da silindir içi basınç ve enjeksiyon basınç oranlarını göstermektedir. Bu bölümde enjeksiyon basıncı 40 bar ve enjektörün sağlayabildiği en yüksek debi de 15 g/s olarak güncellenmiştir. Motordan talep edilen gücü elde etmek için yeterli hidrojeni enjekte etmek, bu enjektör parametreleri ile 52 °KMA sürmektedir (DOI enjeksiyon süresini temsil etmektedir). Şekilde, soldaki dikey eksen silindir içi basıncı, sağdaki dikey eksen enjeksiyon basıncı ile silindir içi basıncın oranını ve yatay eksen de krank mili açısını temsil etmektedir. Basınç oranının 2.5 olduğu KMA, kırmızı kesikli çizgiler ile gösterilmiştir. Buna göre üst ölü noktadan 55 °KMA önce enjeksiyonun tamamlanması, enjeksiyon debisinin Şekil 5.6'da gösterilen kararlı bölgede kalmasını sağlayacaktır. Enjeksiyonun bu KMA'nın ötesinde sarkması enjeksiyon debisinde parabolik olarak bir düşüşe sebep olacak ve karışımın homojenliği için negatif bir rol oynayacaktır.

Şekil 5.7'de ayrıca yeşil renkle gösterilmiş emme valfi kapanma zamanlaması IVC ve yanmanın başlangıcı SOC gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi IVC'nin değeri -127 °KMA ve SOC'nin değeri -6 °KMA'dır. Bu çalışmadan enjeksiyonun ötelenebileceği en fazla açığı belirlerken aşağıdaki eşitliğin doğrulanması esas alınmıştır. Eşitlik 5.1'e göre, enjeksiyon basıncı ile silindir içi basınç oranının 2.5'e ulaştığı açıdan enjeksiyon süresini çıkardığımızda bulduğumuz değer emme valfi kapanma zamanlamasından büyük olması gerekmektedir. Kısaca enjeksiyon ancak ve ancak emme valfleri kapandıktan sonra ve basınç oranı 2.5'den büyük olduğunda yapılabilir.

$$(KMA_{Pr=2.5}) - DOI > IVC, KMA = 0^0 - 720^0 \quad (5.1)$$



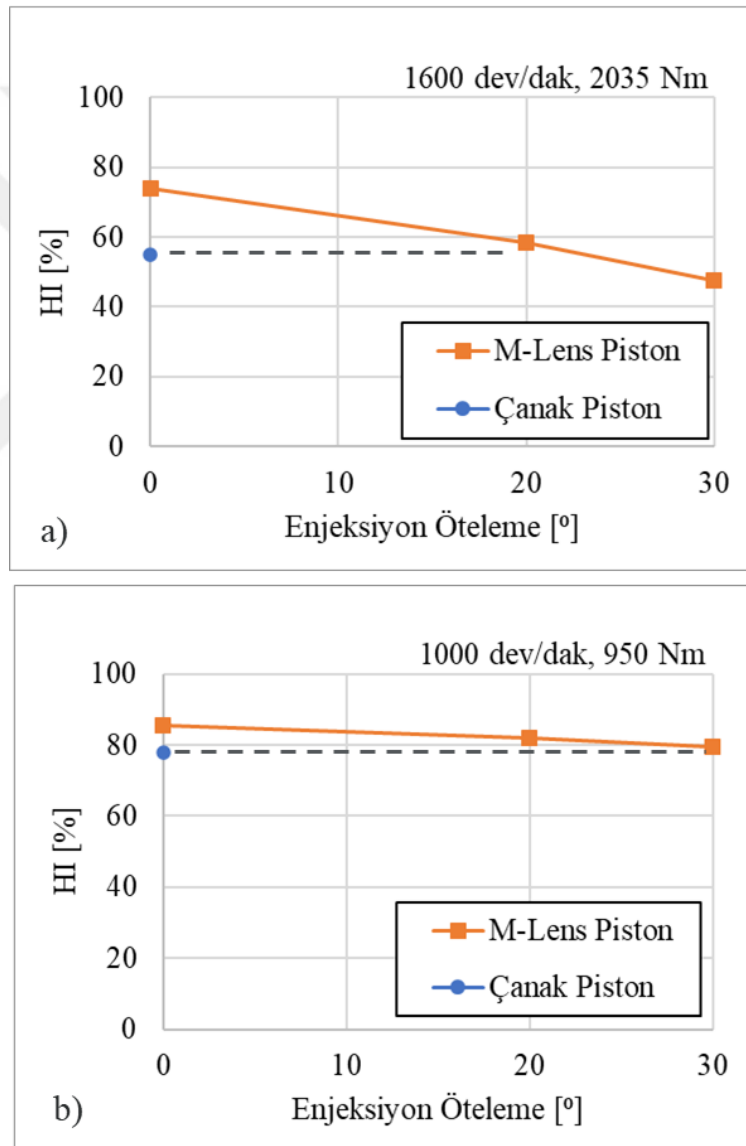
Şekil 5.7 1600 dev/dak silindir içi basınç ve enjeksiyon basınç oranı eğrileri.

Eşitlik 5.1 ve Şekil 5.7 kullanılarak hesaplama yapıldığında 1600 dev/dak ve 2036 Nm noktasında enjeksiyon zamanlaması en fazla -107 °KMA'ya ötelenebileceği bulunmaktadır. Aynı hesap Şekil 5.8 için yapıldığında, enjeksiyon başlangıcının ötelenebileceği en son krank mili açısı -52 °KMA olarak hesaplanmaktadır. Standart kalibrasyonda enjeksiyon IVC'den hemen sonra başladığına göre 1600 dev/dak'daki noktada enjeksiyon en fazla 20 °KMA, 1000 dev/dak'daki noktada en fazla 72 °KMA ötelenebilir.

Enjeksiyonu öteleme iterasyonlarını rastgele yapmak yerine bir önceki bölümde yapılmış 3-boyutlu HAD analizlerinin sonuçlarından yardım alınabilir. Bu yaklaşımla Şekil 4.7'deki veriler kullanılarak varyant 1a ve 3c'nin HI değerleri Şekil 5.8'de yeniden çizilmiştir. Şekil 5.8'e göre varyant 1a'nın ateşleme penceresi içerisinde ulaştığı HI değerlerine varyant 3c yaklaşık 30 °KMA önce ulaşmaktadır. Bu değer enjeksiyon zamanlamasını ötelemek için bir referans değeri olarak kabul edilmiştir.

2036 Nm noktasında bir boyutlu simülasyonlar enjeksiyon zamanlamasının 20 °KMA ötelendiği durum için yeniden koşulup motorun termal verim değerleri başlangıç durumu ile karşılaştırılacaktır.

Şekil 5.10b ise “yol yükü” olarak adlandırılan çalışma noktasında m-lens piston kullanılarak enjeksiyon zamanlamasının ötelenmesini ve hesaplanan HI değerlerini başlangıç durumu olan çanak piston ile karşılaştırmaktadır. 1600 dev/dak aksine 1000 dev/dak’da HI eğrisi daha yatay bir davranış sergilemektedir. 1000 dev/dak’da çanak piston ile aynı HI değerini veren enjeksiyon öteleme değeri 30 °KMA olarak saptanmıştır.



Şekil 5.10 3-boyutlu HAD analizlerinde enjeksiyonun ötelenmesi.

Yukarıda elde edilen 1600 dev/dak için 20 °KMA ve 1000 dev/dak için 30 °KMA öteleme değerleri ile 1-boyutlu H2İYM modeli yeniden koşulmuş ve termal verim değerleri ötelenmemiş enjeksiyon zamanlaması ile koşulan simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Buna göre elde edilen değerler Tablo 5.1’de verilmiştir. 1600 dev/dak çalışma noktasında enjeksiyon zamanlamasının 20 °KMA ötelenmesi ile motorun termal verimi % 43.8’den % 45’e yükselmiştir. Bu, başlangıç veriminin %2.74 artması anlamına gelmektedir. 1000 dev/dak’daki çalışma noktasında enjeksiyon zamanlaması 30 °KMA ötelenmiş ve termal verim değeri % 42.5’den % 43’e yükselmiştir. Bu, verimde % 1.18’lik bir artışa karşılık gelmektedir.

Tablo 5.1 Motor veriminin sıkıştırma işi azaltılarak iyileştirilmesi.

	SOI Öteleme [°KMA]		HI [%]		Termal Verim [%]	
	Çanak	M-Lens	Çanak	M-Lens	Çanak	M-Lens
1600 dev/dak, 2036 Nm	-	+20	55	58	43.8	45.0
1000 dev/dak, 950 Nm	-	+30	78	80	42.5	43.0

6 SONUÇ

Bu tez çalışmasında 13 litrelik bir dizel motorun yerini alacak 13 litrelik bir hidrojen yakıtlı içten yanmalı motor 1-boyutlu sistem simülasyonları ve 3-boyutlu HAD simülasyonları ile incelenmiştir.

Öncelikle 1-boyutlu motor modeli kullanılarak, H₂İYM lambda 2.5 hava-yakıt fazlalık oranında ve aynı hacimdeki modern dizel motorlar ile aynı güç yoğunluğunda çalıştırılmak istendiğinde, kullanılması uygun olan turbo aşırı doldurma sistemleri analiz edilmiştir. Bu analizler sonucunda iki kademeli turbo aşırı doldurma sisteminin uygun olduğu sonucuna varılmıştır. Aynı zamanda iki kademeli aşırı doldurma sisteminin yüksek hacim türbini olarak VNT tip ve çift salyangozlu türbin kullanmanın tork ve motor verimi açısından daha iyi olduğu kanıtlanmıştır. Bunun bir nedeni, VNT türbinin hidrojen motorunun geniş hava debisi isterini sağlayabilmesidir. Diğer bir nedeni ise çift salyangozlu türbinin motorun egzozundaki basınç dalgalarını daha verimli kullanabilmesidir. Kompresör tarafında ise geri besleme odacıklı kompresör kullanılarak kararsız çalışma bölgesi küçültülmüştür.

H₂İYM'den istenen güç yoğunluğu 1-boyutlu sistem simülasyonlarında doğru aşırı doldurma sistemi tasarımı ile sağlandıktan sonra motorun tam yük noktasında 3-boyutlu HAD simülasyonları koşulmuştur. Bu simülasyonların ana amacı motor içi karışımın homojenliğini değerlendirmek ve yeni piston tasarımları ile homojenlik değerini arttırmaktır. Bu bağlamda farklı piston şekilleri denenmiş ve sonucunda m-lens piston olarak isimlendirilen pistonun en uygun olduğuna karar verilmiştir. Bu karar verilirlen homojenlik seviyesini gösteren HI indeksinin yanında, silindir içi gazın ağırlık merkezinin silindir eksenine uzaklığını tanımlayan SOM parametresine ve silindir içerisindeki türbülans kinetik enerjisi değerlerine bakılmıştır.

Silindir içerisindeki en iyi karışım teşkilini sağlayan pistonun seçilmesinden sonra 3-boyutlu ve 1-boyutlu simülasyonlar yardımı ile belirlenmiş iki motor çalışma noktasında motor verimini artırma çalışmaları yapılmıştır. Bunu gerçekleştirmek için öncelikle 3-boyutlu HAD simülasyonları, çanak piston ve m-lens piston ile enjeksiyon başlangıcı emme valflerinin kapanmasından hemen sonra olacak şekilde koşulmuş ve HI değerleri not edilmiştir. Sonrasında m-lens pistonlu HAD modelinde enjeksiyon zamanlaması belirlenen sınırlar içerisinde, çanak pistonun HI değerlerine düşüne kadar ötelenmiştir. Bu iterasyon motorun her iki çalışma noktasında yapıldıktan sonra elde edilen enjeksiyon öteleme değerleri not edilmiştir.

Çalışmanın son bölümünde ötelenmiş enjeksiyon başlangıcı zamanları ile 1-boyutlu motor modeli yeniden koşulmuş ve pistonun silindir içi gazı sıkıştırma işindeki azalmanın termal verime olan etkisi incelenmiştir. İlk olarak 1600 dev/dak tam yük noktasında enjeksiyon zamanlaması 20 °KMA ötelenmiş ve termal verim % 2.74 arttırılmıştır. İkinci olarak 1000 dev/dak yarı yük noktasında enjeksiyon zamanlaması 30 °KMA ötelenmiş ve termal verim % 1.18 arttırılmıştır.

Bu çalışma 13 litrelik dizel bir motorun hidrojen ile çalışacak şekilde dönüştürüldüğünde kullanılması uygun olan turbo aşırı doldurma sistemini ve motor içerisinde karışım homojenliğini en iyi sağlayan piston tasarımını tarif etmektedir. Tarif edilmiş bu sistemler kullanıldığında kritik iki çalışma noktasında motorun termal veriminde yapılabilecek iyileştirmeler ortaya konmuştur. Gelecek çalışma önerileri olarak; tasarlanan bu sistemlerin deney düzeneklerinde gerçekleştirilmesi, silindir içi HI, SOM ve TKE değerlerinin alev ve emisyon davranışlarına olan etkileri incelenmesi, farklı enjektör tasarımlarında silindir içi karışımın incelenmesi gibi konular önerilebilir.

KAYNAKÇA

- [1] The, “Jean de Hautefeuille | Experimentalist, Optics, Thermodynamics,” *Encyclopedia Britannica*, Jul. 20, 1998. <https://www.britannica.com/biography/Jean-de-Hautefeuille> (accessed Dec. 11, 2024)
- [2] C. Jungnickel and R. McCormmach, “Air and Water,” Sep. 27, 2016. <https://www.mpri-series.mpg.de/studies/7/17/index.html> (accessed Dec. 11, 2024)
- [3] E. Eckermann, *World History of the Automobile*. 2001. doi: 10.4271/r-272.
- [4] C. Davison, “The Internal-Combustion Engine,” *Journal of the American Society for Naval Engineers*, vol. 69, no. 1, pp. 148–152, Mar. 2009, doi: <https://doi.org/10.1111/j.1559-3584.1957.tb04058.x>
- [5] Wikipedia contributors, “Nicolaus Otto,” *Wikipedia*, Aug. 07, 2021. https://en.wikipedia.org/wiki/Nicolaus_Otto (accessed Dec. 11, 2024)
- [6] F. Sass, *Geschichte des Deutschen Verbrennungsmotorenbaues*. 1962. doi: 10.1007/978-3-662-11842-9
- [7] Manfred Gihl, *Im Dienste der Feuerwehr: Gottlieb Daimler, Carl Benz und Ferdinand Porsche*. Sutton Verlag GmbH, 2013
- [8] “Daimler Reitwagen,” *Wikipedia*, Aug. 02, 2020. https://en.wikipedia.org/wiki/Daimler_Reitwagen (accessed Dec. 11, 2024)
- [9] “100 Years of Industrial Turbocharging,” *Accelleron-industries.com*, 2024. <https://accelleron-industries.com/charge-magazine/100-years-of-industrial-turbocharging> (accessed Dec. 11, 2024)
- [10] “Weichai Group,” *Weichai.com*, 2024. https://m.en.weichai.com/media_center/jtdt/202409/t20240921_108778.htm (accessed Dec. 11, 2024)
- [11] “Wärtsilä 31 - the most efficient 4-stroke marine engine,” *Wartsila.com*. <https://www.wartsila.com/marine/products/engines-and-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-31> (accessed Dec. 11, 2024).
- [12] Wikipedia Contributors, “Wärtsilä-Sulzer RTA96-C,” *Wikipedia*, Apr. 02, 2023. https://en.wikipedia.org/wiki/W%C3%A4rtsil%C3%A4-Sulzer_RT96-C (accessed Dec. 11, 2024)
- [13] “Wartsila Sulzer RTA96-C - Engine,” *Emma-maersk.com*, 2024. http://www.emma-maersk.com/engine/Wartsila_Sulzer_RT96-C.htm (accessed Dec. 11, 2024)

- [14] “F1J/F1P: VA 049,” *Gregorie.org*, 2024. <https://www.gregorie.org/freeflight/f1j/va/va.html> (accessed Dec. 11, 2024)
- [15] “Marine engines and generating sets - Wärtsilä,” *Wartsila.com*. <https://www.wartsila.com/marine/products/engines-and-generating-sets> (accessed Dec. 11, 2024)
- [16] “WinGD Engine Types,” *Wingd.com*, 2020. <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/> (accessed Dec. 11, 2024)
- [17] M. T. & B. SE, “MAN marine engines for commercial shipping | MAN Engines,” *www.man.eu*. <https://www.man.eu/engines/en/products/marine/engines-for-commercial-shipping/commercial-shipping.html> (accessed Dec. 11, 2024)
- [18] “Product portfolio Liebherr diesel engines - Liebherr,” *Liebherr.com*, 2024. <https://www.liebherr.com/en-in/components/solutions/combustion-engines/product-portfolio-diesel-engines-4243716> (accessed Dec. 11, 2024)
- [19] “Scania Engine Range for Marine, Industrial, and Power Generation Applications.” Accessed: Dec. 11, 2024. [Online]. Available: <https://www.scania.com/content/dam/scanianoe/market/us/brochures-and-power-magazine/industrial-engines/warranty/Technical-Specifications.pdf>
- [20] “Engines | Cummins Inc.,” *Cummins Inc.*, 2019. <https://www.cummins.com/engines> (accessed Dec. 11, 2024)
- [21] “75 Years of TOYOTA | TOYOTA MOTOR CORPORATION GLOBAL WEBSITE | Vehicle Lineage | Engine type,” *Toyota-global.com*, 2024. https://www.toyota-global.com/company/history_of_toyota/75years/vehicle_lineage/engine/index.html (accessed Dec. 11, 2024)
- [22] Wikipedia Contributors, “List of Volkswagen Group engines,” *Wikipedia*, Dec. 08, 2024. https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_Volkswagen_Group_engines (accessed Dec. 11, 2024)
- [23] Wikipedia Contributors, “List of Ford engines,” *Wikipedia*, Dec. 03, 2024. https://en.wikipedia.org/wiki/List_of_Ford_engines (accessed Dec. 11, 2024)
- [24] “2024 FORMULA 1 TECHNICAL REGULATIONS,” 2024. Accessed: Dec. 11, 2024. [Online]. Available: https://www.fia.com/sites/default/files/fia_2024_formula_1_technical_regulations_-_issue_8_-_2024-10-17.pdf
- [25] F. Team, “F1 W15: 2024 Technical Specifications - Mercedes-AMG PETRONAS F1 Team,” *Mercedes-AMG PETRONAS F1 Team*, 2024. <https://www.mercedesamgf1.com/f1-w15-2024-technical-specifications> (accessed Dec. 11, 2024)
- [26] “Merkava,” *Wikipedia*, Sep. 16, 2022. <https://en.wikipedia.org/wiki/Merkava> (accessed Dec. 11, 2024)
- [27] “Bayraktar TB2,” *Wikipedia*, Apr. 24, 2024. https://en.wikipedia.org/wiki/Bayraktar_TB2 (accessed Dec. 11, 2024)

- [28] “Rotax 912,” *Wikipedia*, Jan. 22, 2022. https://en.wikipedia.org/wiki/Rotax_912 (accessed Dec. 11, 2024)
- [29] “Scania Group,” *Scania Group*. <https://www.scania.com/> (accessed Dec. 11, 2024)
- [30] “D13 Marine Engine - IPS | Volvo Penta,” *Volvopenta.com*, 2017. <https://www.volvopenta.com/marine/all-marine-engines/d13-ips/> (accessed Dec. 11, 2024)
- [31] “TCD 12.0 L6, 6-Cylinder Engine: DEUTZ AG,” *Deutz.com*, 2024. <https://www.deutz.com/en/products/engine-finder/engine-detail/tcd-120-l6/> (accessed Dec. 11, 2024)
- [32] “Scania Power Generation Engines.” https://www.scania.com/content/dam/scanianoe/market/master/products-and-services/engines/pdf/specs/power-gen/DC1372A_326-406kW.pdf (accessed Dec. 11, 2024)
- [33] “We decarbonize your fleet | KEYOU the hydrogen experts,” *Keyou.de*, 2024. <https://www.keyou.de/> (accessed Dec. 11, 2024)
- [34] J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals 2E* /. New York, N.Y.: Mcgraw-Hill Education, 2019
- [35] NASA, “What is the greenhouse effect?,” *science.nasa.gov*, 2024. <https://science.nasa.gov/climate-change/faq/what-is-the-greenhouse-effect/> (accessed Dec. 11, 2024)
- [36] “Why do we blame climate change on carbon dioxide, when water vapor is a much more common greenhouse gas? | MIT Climate Portal,” *MIT Climate Portal*. <https://climate.mit.edu> (accessed Dec. 11, 2024)
- [37] Y. B. Zeldovich, “The Oxidation of Nitrogen in Combustion Explosions,” *Acta Physicochimica U.S.S.R.*, vol. 21, pp. 577–628, 1946
- [38] G. A. LAVOIE, J. B. HEYWOOD, and J. C. KECK, “Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines,” *Combustion Science and Technology*, vol. 1, no. 4, pp. 313–326, Feb. 1970, doi: <https://doi.org/10.1080/00102206908952211>
- [39] W. R. Wade and C. M. Jones, “Current and Future Light Duty Diesel Engines and Their Fuels,” *SAE technical paper series*, vol. 93, Feb. 1984, doi: <https://doi.org/10.4271/840105>
- [40] Nakajima, Y., Sugihara, K., and Takagi, Y. "Lean Mixture or EGR-Which is Better for Fuel Economy and NO_x Reduction?," paper C94/79, in Proceedings of Conference on Fuel Economy and Emissions of Lean Burn Engines, Institution of Mechanical Engineers, London, 1979
- [41] M. Christensen and B. Johansson, “Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection,” *SAE Technical Paper Series*, Mar. 1999, doi: <https://doi.org/10.4271/1999-01-0182>
- [42] H. L. Yip et al., “A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion,” *Applied Sciences*, vol. 9, no. 22, p. 4842, Nov. 2019, doi: [10.3390/app9224842](https://doi.org/10.3390/app9224842).

- [43] “Hydrogen: A Seemingly Simple Fuel, Speaker: Heinz Pitsch,” [www.youtube.com. https://www.youtube.com/watch?v=h9nQLbJKGFk](https://www.youtube.com/watch?v=h9nQLbJKGFk)
- [44] P. P. Edwards, V. L. Kuznetsov, and W. I. F. David, “Hydrogen energy,” *Philosophical Transactions of the Royal Society a Mathematical Physical and Engineering Sciences*, vol. 365, no. 1853, pp. 1043–1056, Feb. 2007, doi: 10.1098/rsta.2006.1965.
- [45] L. Yin, H. Yang, and Y. Ju, “Review on the key technologies and future development of insulation structure for liquid hydrogen storage tanks,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 57, pp. 1302–1315, Jan. 2024, doi: 10.1016/j.ijhydene.2024.01.093.
- [46] Salzburger Aluminium Group, “World market leader in aluminium tanks | Since 1992,” *Weltmarktführer Bei Aluminium-Tanks | SAG*. <https://sag.at/en/>
- [47] Health Effects Institute, “State of Global Air 2024,” Health Effects Institute, 2024. [Online]. Available: <https://www.healthdata.org/sites/default/files/2024-06/soga-2024-report.pdf>
- [48] European Environment Agency, “Air quality in Europe 2021,” 2021. [Online]. Available: <https://www.eea.europa.eu/downloads/ed6372a939d4435ca17c2d2c9447f7b0/1666693683/sources-and-emissions-of-air.pdf>
- [49] Fit for 55— the EU’s plan for a green transition. Consilium May 2024 [Online], <https://www.consilium.europa.eu/en/policies/green-deal/fit-for-55/>
- [50] Claßen, J.; Krysmon, S.; Dorscheidt, F.; Sterlepper, S.; Pischinger, S. Real Driving Emission Calibration—Review of Current Validation Methods against the Background of Future Emission Legislation. *Appl. Sci.* 2021, 11, 5429. <https://doi.org/10.3390/app11125429>
- [51] Phinia, “Worldwide Heavy-Duty and Off-Road Emission Standards 2024/2025,” 2025. [Online]. Available: <https://www.phinia.com/docs/phinialibraries/central-document-hub/worldwide-emissions-standards-on-and-off-highway-commercial-vehicles-2024-2025.pdf>
- [52] Dimitriou P, Javaid R. A review of ammonia as a compression ignition engine fuel. *Int J Hydrogen Energy* Feb. 2020;45(11):7098–118. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.12.209>
- [53] Onorati A, et al. The role of hydrogen for future internal combustion engines. *Int J Engine Res* Mar. 2022;23(4):529–40. <https://doi.org/10.1177/14680874221081947>
- [54] Du H, Chai WS, Wei H, Zhou L. Status and challenges for realizing low emission with hydrogen ultra-lean combustion. *Int J Hydrogen Energy* Feb. 2024;57: 1419–36. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.01.108>
- [55] Sterlepper S, Fischer M, Claßen J, Huth V, Pischinger S. Concepts for hydrogen internal combustion engines and their implications on the exhaust gas aftertreatment system. *Energies* Dec. 2021;14(23):8166. <https://doi.org/10.3390/en14238166>
- [56] Lott P, Schäfer K, Deutschmann O, Werner M, et al. Reducing emissions from lean- burn hydrogen combustion engines using a state-of-the-art oxidation

- catalyst and a VWTi-based SCR catalyst: potentials and challenges” SAE technical paper 2024- 01-2634. 2024. <https://doi.org/10.4271/2024-01-2634>
- [57] Lad MR, Neveu JM, S AK. Development of medium duty H2 ICE for on & off highway application. SAE Technical Paper Series; Jan. 2024. <https://doi.org/10.4271/2024-26-0170>
- [58] Akar F, Jaeger L, Pribyl P, Davies P. Novel boosting solutions for the challenges of H2-ICE. In: 19th sustainable mobility, transport and power generation symposium. Graz; 2023
- [59] Kim D, Shin J, Kim J, Park J, Son Y, Park S. Effects of spray pattern and piston shape on in-cylinder flow in a two-cylinder spray-guided gasoline direct-injection optical engine. Appl Therm Eng Nov. 2023;234:121272. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121272>
- [60] Kim J, Shin J, Kim D, Son Y, Park S. Effects of piston crown designs on in-cylinder flow and mixture formation in gasoline direct injection engine under the lean burn condition. Int J Engine Res Apr. 2023;24(8):3655–73. <https://doi.org/10.1177/14680874231166982>
- [61] Liu J, Dumitrescu CE. Combustion partitioning inside a natural gas spark ignition engine with a bowl-in-piston geometry. Energy Convers Manag Mar. 2019;183: 73–83. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.118>
- [62] Kakaee A-H, Nasiri-Toosi A, Partovi B, Paykani A. Effects of piston bowl geometry on combustion and emissions characteristics of a natural gas/diesel RCCI engine. Appl Therm Eng Jun. 2016;102:1462–72. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.162>
- [63] Fu J, Li C, Zhou F, Shu J, Liu J. Effects of piston shapes and swirl ratios on combustion and emissions of a micro diesel pilot-ignition natural gas engine. Sustain Energy Fuels Jan. 2023;7(16):3949–63. <https://doi.org/10.1039/d3se00428g>
- [64] Huang Z, et al. Effects of hydrogen injection timing and injection pressure on mixture formation and combustion characteristics of a hydrogen direct injection engine. Fuel May 2024;363:130966. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.130966>
- [65] Liang Z, Xie F, Jiang B, Li X, Su Y, Wang Z. Evaluating the potential of mixture formation methods to achieve efficient combustion and near-zero emissions on a hydrogen direct injection engine. J Clean Prod Feb. 2024;439:140930. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2024.140930>
- [66] Gammaidoni T, Miliozzi A, Zembi J, Battistoni M. CFD analysis of hydrogen mixing and combustion in internal combustion engine: evaluation of premixed and DI strategies. Case Stud Therm Eng Feb. 2024;104072. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.104072>
- [67] Hu Z, et al. High-pressure injection or low-pressure injection for a direct injection hydrogen engine? Int J Hydrogen Energy Mar. 2024;59:383–9. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.02.018>
- [68] Ferreira JM, Oung R, Foucher F. Effect of in-cylinder flow motion on fuel-air mixture formation in a medium-duty DI-SI H2 engine: an experimentally

- supported CFD study. SAE Technical Papers on CD-ROM/SAE Technical Paper Series Apr. 2024. <https://doi.org/10.4271/2024-01-2117>
- [69] Scalambro A, et al. Numerical analysis of the hydrogen-air mixture formation process in a direct-injection engine for off-road applications. *Int J Hydrogen Energy* Aug. 2024;77:1286–95. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.06.193>
- [70] Maio G, et al. Experimental and numerical investigation of a direct injection spark ignition hydrogen engine for heavy-duty applications. *Int J Hydrogen Energy* Aug. 2022;47(67):29069–84. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.06.184>
- [71] Wang K, et al. Experimental investigation of the working boundary limited by abnormal combustion and the combustion characteristics of a turbocharged direct injection hydrogen engine. *Energy Convers Manag Jan.* 2024;299:117861. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117861>
- [72] "MAN Engines presents groundbreaking hydrogen combustion engine H4576 for off-road applications" [Online], <https://press.mantruckandbus.com/corporate/man-engines-presents-groundbreaking-hydrogen-combustion-engine-for-off-road-applications/> ; May 2024
- [73] DEUTZ TCG 7.8 hydrogen engine - innovation for sustainable mobility : deutz ag [Online], <https://www.deutz.com/en/products/hydrogen-engines/> ; May 2024
- [74] Park C, Kim C, Choi Y. Power output characteristics of hydrogen-natural gas blend fuel engine at different compression ratios. *Int J Hydrogen Energy* May 2012;37 (10):8681–7. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.02.052>
- [75] Watson N, Janota MS. Turbocharging the internal combustion engine. John Wiley & Sons Inc.; 1982
- [76] H. Hiereth, Charging the Internal Combustion Engine. 2007. doi:10.1007/9783-211-47113-5
- [77] L. Day, "Learn How Variable Geometry Turbos Work With This 6-Second Video," *The Drive*, Apr. 08, 2022. [Online]. Available: <https://www.thedrive.com/news/45154/learn-how-variable-geometry-turbos-work-with-this-6-second-video>
- [78] Buhl S, Dietzsch F, Buhl C, Hasse C. Comparative study of turbulence models for scale-resolving simulations of internal combustion engine flows. *Computers & Fluids* Oct. 2017;156:66–80. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2017.06.023>
- [79] Giannakopoulos GK, Keskinen K, Koch J, Frouzakis CE, Wright YM, Boulouchos K. Characterizing the evolution of boundary layers in IC engines by combined direct numerical and large-eddy simulations. *Flow, Turbul Combust* Oct. 2022;110(1): 209–38. <https://doi.org/10.1007/s10494-022-00383-1>
- [80] Babayev R, Andersson A, Dalmau AS, Im HG, Johansson B. Computational characterization of hydrogen direct injection and nonpremixed combustion in

- a compression-ignition engine. *Int J Hydrogen Energy* May 2021;46(35):18678–96. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.02.223>
- [81] Yakhot V, Orszag SA. Renormalization-group analysis of turbulence. *Phys Rev Lett* Oct. 1986;57(14):1722–4. <https://doi.org/10.1103/physrevlett.57.1722>
- [82] Han Z, Reitz RD. Turbulence modeling of internal combustion engines using RNG $k-\epsilon$ models. *Combust Sci Technol* Jan. 1995;106(4–6):267–95. <https://doi.org/10.1080/00102209508907782>
- [83] Anderson JD. Computational fluid dynamics. McGraw-Hill Book Company Limited; 1995
- [84] Turrell G. Gas dynamics. John Wiley & Sons; 1997
- [85] Chapman S, Cowling TG. The mathematical theory of non-uniform gases. Cambridge University Press; 1990
- [86] Soave G. Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state. *Chem Eng Sci* Jun. 1972;27(6):1197–203. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(72\)80096-4](https://doi.org/10.1016/0009-2509(72)80096-4)
- [87] Nasrifar K. Comparative study of eleven equations of state in predicting the thermodynamic properties of hydrogen. *Int J Hydrogen Energy* Apr. 2010;35(8): 3802–11. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.01.032>
- [88] Rhie CM, Chow WL. Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation. *AIAA J* Nov. 1983;21(11):1525–32. <https://doi.org/10.2514/3.8284>
- [89] Kamimoto T, Kohama T, Seki H, Yamamoto Y, Moriyoshi Y. Development of a transient hydrogen jet in a high-swirl constant volume chamber. *Thermo-and fluid dynamic processes in diesel engines 2*. Springer; 2004. p. 49–60
- [90] Donaldson, C. D., & Snedeker, R. S. (1971). A study of free jet impingement. Part 1. Mean properties of free and impinging jets. *Journal of Fluid Mechanics*, 45(02), 281. <https://doi.org/10.1017/s0022112071000053>
- [91] Gianetti GG, Lucchini T, D’Errico G, Onorati A, Soltic P. Development and validation of a CFD combustion model for natural gas engines operating with different piston bowls. *Energies* Jan. 2023;16(2):971. <https://doi.org/10.3390/en16020971>
- [92] Launder BE, Spalding DB. The numerical computation of turbulent flows. *Comput Methods Appl Mech Eng* Mar. 1974;3(2):269–89. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2)
- [93] Amsden AA. KIVA-3V: a block-structured KIVA program for engines with vertical or canted valves. Jul. 1997. <https://doi.org/10.2172/505339>
- [94] Dayal A, Shrivastava M, Upadhyaya R, et al. Numerical study using detailed chemistry combustion comparing effects of wall heat transfer models for compression ignition diesel engine. *SN Appl Sci* 2019;1:1005. <https://doi.org/10.1007/s42452-019-1033-z>
- [95] Broatch A, Olmeda P, Margot X, Escalona J. New approach to study the heat transfer in internal combustion engines by 3D modelling. *Int J Therm Sci* Apr. 2019;138:405–15. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.01.006>

- [96] Hydrogen engine. Engine combustion network. May 2024 [Online], <https://ecn.sandia.gov/engines/hydrogen-engine/>
- [97] Jyothi US, Vijayakumar Reddy K. Experimental study on performance, combustion and emissions of diesel engine with Re-entrant combustion chamber of aluminum alloy. *Mater Today Proc* 2017;4(2):1332–9. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.01.154>
- [98] M. Rieß, M. Brauer, J. Maaß, and L. Von Römer, “Development of Jet Caps for Hydrogen Combustion Processes with Low-pressure Direct Injection,” *MTZ Worldwide*, vol. 84, no. 9, pp. 26–33, Aug. 2023, doi:10.1007/s38313-023-1490-z
- [99] NGK, “NGK,” NGK.com. <https://www.ngk.com/ngk-2322-bue-surface-gap-spark-plug>
- [100] PHINIA, “Discover our technologies,” 2021. [Online]. Available: https://www.phinia.com/docs/phinalibraries/marketing-materials-hydrogen-solutions/hydrogen-fuel-injector_phinia_eng.pdf?sfvrsn=4fae30e0_5
- [101] Wahiduzzaman S, Ferguson CR. Convective heat transfer from a decaying swirling flow within a cylinder. In: 8th international heat transfer conference; August 1986. paper #86-IHTC-253
- [102] K. R. Sreenivas and A. K. Prasad, “Vortex-dynamics model for entrainment in jets and plumes,” *Physics of Fluids*, vol. 12, no. 8, pp. 2101–2107, Aug. 2000, doi: 10.1063/1.870455
- [103] Jaeger L., Pribyl P., Akar F., Foucek P., Eckl F., Davies P., Paulicelli F., Kumar S., Mirzaeian M., Langridge S., Impact of EGR and AFR Targets on Twin-Scroll Turbine MFR Optimization for Commercial Vehicle Diesel Applications. Germany: ATK, The Supercharging Conference, 2018
- [104] “H2.LIVE: Hydrogen Stations in Germany & Europe,” H2.LIVE, Feb. 12, 2024. <https://h2.live/en/>
- [105] A. M. Kuyumcu, B. Bingül, F. Akar, and A. Yıldız, “Well-to-Wheel Carbon Footprint and Cost Analysis of Gasoline, Diesel, Hydrogen ICE, Hybrid and Fully Electric City Buses,” *Energy*, vol. 301, p. 131685, May 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.131685
- [106] Statista, “Electricity prices at e-car charging stations in Germany in 2024, by provider,” Statista, Jul. 22, 2024. <https://www.statista.com/statistics/1167538/electricity-prices-charging-stations-electric-cars-by-provider-germany/>
- [107] Statista, “Average price for diesel fuel in Germany 1950-2024,” Statista, Dec. 04, 2024. <https://www.statista.com/statistics/1346072/diesel-fuel-average-price-germany/>
- [108] Dober G, Hoffmann G, Piock Borgwarner W, Doradoux L, Meissonnier G, Borgwarner EO, et al. Application of H2 ICE technology on commercial vehicles. 31st Aachen Colloquium Sustainable Mobility; 2022

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. F. Akar, O. Özener, “Improving the efficiency of H2ICE by Optimizing Injection Timings and Mixture Homogenization Speed,” 17th International Combustion Symposium, 2024, Bursa

Makaleler

2. F. Akar and O. Özener, “Numerical investigation of in-cylinder gas motion dynamics in a heavy-duty direct injection hydrogen internal combustion engine,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 86, pp. 730–741, Sep. 2024, doi: 10.1016/j.ijhydene.2024.08.338