

**MODERN İKİ ZAMANLI MOTORLARDA VERİMİ
ARTIRMA YÖNTEMLERİNİN İNCELENMESİ**

151575
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Melih MENGİ
503011196

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 22 Nisan 2004
Tezin Savunulduğu Tarih : 21 Mayıs 2004

Tez Danışmanı :

Prof.Dr. H. Ertuğrul ARSLAN

Diğer Jüri Üyeleri

Prof.Dr. Metin ERGENEMAN (İ.T.Ü.)

Prof.Dr. Orhan DENİZ (Y.T.Ü.)

MAYIS 2004

ÖNSÖZ

Bu tez, iki zamanlı motorun performansını artırmaya ve emisyonunu düşürmeye yönelik bir çalışmadır.

Prensipte iki zamanlı bir motor, aynı hacimdeki dört zamanlı bir motora göre yaklaşık iki kat fazla güç üretebilecek bir potansiyeli barındırmaktadır, ancak gerek süpürme işlemi sırasındaki verimsizlikler, gerek yüksek emisyon değerleri, şimdiye dek bu motorun, dört zamanlı motorun gerisinde kalmasına neden olmuştur. Bu durumu düzeltmeye yönelik olarak yapılmış günümüzdeki çalışmalar incelenmiş ve motorun geleceği sorgulanmıştır.

Bu tez çalışmam sırasında, yoğun iş temposu içinde, desteğini benden esirgemeyen danışmanım Prof. Dr. H. Ertuğrul ARSLAN'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Mayıs 2004

Melih MENGİ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	vi
TABLO LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
SUMMARY	xiv
1. GİRİŞ	1
2. 1990'LI YILLARDAKİ İKİ ZAMANLI MOTOR TEKNOLOJİSİ	2
2.1. İki Zamanlı Motorların Tarihi	2
2.2. Yeni İki Zamanlı Motorlar	6
2.3. İki Zamanlı Motor Karakteristiği	12
3. İKİ ZAMANLI MOTORLARDA DİREKT ENJEKSİYON SİSTEMİYLE EGZOZ EMİSYONLARININ İYİLEŞTİRİLMESİ	15
3.1. Giriş	15
3.2. Test Motoru ve ECE-40 Test Modülü	16
3.3. Yakıt Püskürtmesi için Elektronik Kontrol	18
3.4. Sürekli Silindire Duvardan Püskürtmeli Enjeksiyon Sisteminin Gelişimi	19
3.5. Düşük Basıncılı Hava Destekli Yakıt Püskürtme Sistemi	23
3.5.1. Hava Destekli Silindire Duvardan Püskürtmeli Motorun Gelişimi ve Test Sonuçları	26
3.5.2. Hava Destekli Silindire Kafadan Püskürtmeli Motorun Gelişimi ve Test Sonuçları	27
3.6. ECE-40 Çevrimindeki HC Emisyonu Analizi	29
3.6.1. Hafif Yükleme Şartları	30
3.6.2. Orta ve Yüksek Sabit Hız Şartları	31
3.6.3. Hızlanma Şartları	31
3.7. Boşta Çalışmada Atlamalı Püskürtme Kontrolü	32
3.8. Egzoz Oksidasyon Katalitik Dönüştürücüsünün Adaptasyonu	36
4. İKİ ZAMANLI MOTORLARDA DİREKT YAKIT ENJEKSİYONU İLE YÜKSEK ÇIKIŞ GÜCÜ VE MOTOR DÖNME SAYISINA ULAŞMA METOTLARI	38

4.1. Giriş	38
4.2. Özgül Çıkış Gücünün Göz Önüne Alınması	38
4.3. DFI Yüksek Çıkış Gücüne Sahip Motor Üzerine Çalışma	40
4.3.1. Hedefler ve Metotlar	40
4.3.2. Yakıt Sisteminin Göz Önüne Alınması	41
4.3.2.1. Yakıt Dağıtımı	41
4.3.2.2. Yakıt Buharlaştırma Zamanı	41
4.3.2.3. DFI Sistemi	44
4.3.2.4. Sprey Donanımı Test Sonuçları	45
4.3.3. Karışım Oluşum Optimizasyonu	46
4.3.4. Test Motoru	48
4.3.5. Test Sonucu	49
4.3.5.1. WOT Çıkış Performansı	49
4.3.5.2. Daha Yüksek Çıkış Gücü için Elemanların Analizi	50
4.4. Yüksek Çıkış Gücü ve Yüksek Motor Dönme Sayısı Çalışması	52
4.4.1. Test Motoru	52
4.4.2. Test Sonuçları	53
4.4.2.1. WOT Çıkış Performansı, Egzoz Emisyonu ve Yakıt Tüketimi	53
4.4.2.2. Yüksek Güç için Elementlerin Analizi	55
4.4.2.3. Round Robin Modülündeki Egzoz Emisyonu ve Yakıt Tüketimi	57
4.5. Motor Potansiyelinin Kıyası	57
5. İKİ ZAMANLI, SERBEST PİSTONLU MOTORUN YÜKSEK VERİMLİLİK VE DÜŞÜK EMİSYONLAR İÇİN SÜPÜRME SİSTEMİNİN OPTİMİZASYONU	59
5.1. Giriş	59
5.2. Geçmişi	61
5.3. Hesap Araçları	62
5.4. Optimizasyon İşlemi	64
5.5. Hesaplama Sonuçları	65
5.5.1. Simülasyon İşlemi	66
5.5.1.1. Başlangıç	66
5.5.1.2. Türbülans	66
5.5.1.3. Hesaplama Ağları	66
5.5.1.4. Sınır Davranışları	66
5.5.1.5. Deneysel Karşılaştırma	67
5.5.1.6. Serbest Piston Dinamikleri	68
5.5.2. Süpürme Metotları	69
5.5.2.1. Döngülü Süpürme	69
5.5.2.2. Hibrit-Döngülü Süpürme	73
5.5.2.3. Düzenli Akışlı Süpürme	76
5.5.2.4. Egzoz Supap Kalkışı (Süre)	79
5.5.2.5. Giriş Açıları	80
5.5.2.6. Kanalların Sayısı	82
5.5.2.7. Süpürme Zamanı	82
5.5.2.8. Süpürme Metotlarının Özeti	82

5.5.3. Karışım İletimi	82
5.5.3.1. Sıkıştırma Oranı	83
5.5.3.2. Tank Hacmi	84
5.5.3.3. Tank Sıcaklığı	84
5.5.3.4. Supap Alanı	84
5.5.3.5. Karışım İletiminin Özeti	85
5.5.4. İşletim Şemaları	85
5.5.4.1. İşletim Sonuçları	88
5.5.4.2. Kompresör İş	99
5.5.4.3. Sürtünme İş	99
5.5.4.4. Dizayn Sağlamlığı	100
5.5.4.5. İşletim Şemalarının Özeti	101
6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	102
KAYNAKLAR	106
ÖZGEÇMİŞ	108



KISALTMALAR

AÖN	: Alt Ölü Nokta
CFD	: Computational Fluid Dynamics (Hesaplamalı Akış Dinamiği)
CO	: Karbonmonoksit
CO₂	: Karbondioksit
CSVB	: Cumulative Smoke Value Bosch (Artan Duman Değeri)
DFI	: Direct Fuel Injection (Direkt Yakıt Püskürtmesi)
DKW	: Das Kleine Wunder (Küçük Mucize)
DOHC	: Üstten çift egzantrikli motor
DR	: Delivery Ratio (Dağıtım Oranı)
ECE-40	: Economic Commission for Europe Test Cycle 40 (Avrupa için Ekonomi Komisyonu Test Çevrimi 40)
ECU	: Electronic Control Unit (Elektronik Kontrol Ünitesi)
EFI	: Electronic Fuel Injection (Elektronik Yakıt Püskürtmesi)
EGR	: Exhaust Gas Recirculation (Egzoz Gazı Dolaşımı)
EPA	: Environmental Protection Agency (Çevre Koruma Ajansı)
EPC	: Exhaust Port Closing (Egzoz Kanalı Kapanması)
EPO	: Exhaust Port Opening (Egzoz Kanalı Açılması)
EVC	: Exhaust Valve Closing (Egzoz Supabı Kapanması)
EVO	: Exhaust Valve Opening (Egzoz Supabı Açılması)
GM	: General Motors
HC	: Hidrokarbon
HCCI	: Homogeneous Charge Compression Ignition (Homojen Beslemeli Sıkıştırma Ateşlemesi)
IMEP	: Indicated Mean Effective Pressure (Belirlenmiş Ortalama Basınç)
NO₂	: Nitro Oksit
NO_x	: Nitro Oksitler
IPC	: Intake Port Closing (Emme Kanalı Kapanması)
IPO	: Intake Port Opening (Emme Kanalı Açılması)
ITRI	: International Technology Research Institute (Uluslararası Teknoloji Araştırma Enstitüsü)
PDPA	: Phase Doppler Particle Analyzer (Faz Doppler Partikül Analiz Cihazı)
PWC	: Personnal Water Craft (Tek Kişilik Su Taşıtı)
RCEM	: Rapid Compression Expansion Machine (Hızlı Sıkıştırma-Genişleme Cihazı)
SMD	: Sauter Mean Diameter (Sauter Ortalama Çapı)
Spec	: Numune
SR	: Swirl Ratio (Girdaplama Oranı)
SRC	: Subaru Research Center (Subaru Araştırma Merkezi)
THC	: Total Hydrocarbon (Toplam Hidrokarbon)
ÜÖN	: Üst Ölü Nokta
WOT	: Wide Throttle Open (Gaz Kelebeğinin Tam Açık Konumu)

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. İki Zamanlı Benzinli Motorların Karşılaştırması.....	6
Tablo 3.1. Scooter tipi iki zamanlı motora sahip motosikletin teknik özellikleri.....	17
Tablo 3.2. En iyi uyum altındaki karbüratörlü motora sahip iki motosikletin ECE-40 test sonuçları.....	18
Tablo 3.3. Karbüratörle, sürekli silindire duvardan püskürtmeli enjeksiyon sisteminin ECE test sonuçları karşılaştırması.....	22
Tablo 3.4. Hava destekli silindire duvardan püskürtmeli motorların ECE-40 test sonuçları.....	27
Tablo 3.5. Hava destekli silindire kafadan püskürtmeli motorların ECE-40 test sonuçları.....	29
Tablo 3.6. Yakıt püskürtmeli motorlar için ECE-40 çevrimindeki ayrı çalışma bölgelerinin motor işletim şartları ve yayılan HC emisyonları.....	30
Tablo 3.7. Hava destekli silindire kafadan püskürtmeli motorların hafif yükleme şartlarındaki atlamalı püskürtme kontrolünün etkisiyle gelişimi gösteren ECE-40 test sonuçları.....	36
Tablo 3.8. Hava destekli silindire kafadan püskürtmeli motorlara, oksidasyon katalitik dönüştürücülerin uygulanması sonucu ortaya çıkan karşılaştırmalı ECE-40 test sonuçları.....	44
Tablo 4.1. Sıkıştırma Sistemi.....	45
Tablo 4.2. Huzme donanımı test sonuçları.....	48
Tablo 4.3. Motor teknik özellikleri.....	50
Tablo 4.4. Artan ve azalan çıkış faktörleri.....	52
Tablo 4.5. Motor teknik özellikleri.....	70
Tablo 5.1. Döngülü Geometrik ve İşletim Parametreleri.....	73
Tablo 5.2. Hibrit-Döngülü Geometrik ve İşletim Parametreleri.....	78
Tablo 5.3. Düzenli Akışlı Geometrik ve İşletim Parametreleri.....	83
Tablo 5.4. Dağıtım Sistemi Parametreleri.....	87
Tablo 5.5. Geometrik ve İşletim Parametreleri.....	87
Tablo 5.6. İşletim Sonuçları.....	100
Tablo 5.7. İşletim Sonuçlarındaki Değişimler.....	

ŞEKİL LİSTESİ

		<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1	1930 Zoller 723L4 U-tipi sekiz silindire, dört yanma odacığına ve dört ortak krank pimine sahip iki zamanlı	
Şekil 2.2.	1935.10.patentli.1938 GM U-tipi iki zamanlı motoru.....	2 3
Şekil 2.3.	1962 Trabant 594L2 iki zamanlı karter süpürmeli, kuru yağ hazneli, %3 yağ/yakıt karışım oranlı, hava soğutmalı, 1931 DKW Meisterklasse'den türetilmiş bir motor.....	5
Şekil 2.4.	İyileştirilmiş egzozlu, karter süpürmeli, kuru yağ hazneli, %2 yağ/yakıt karışım, iki zamanlı 1956 SAAB 842L3 motoru.....	5
Şekil 2.5.	1989 iki zamanlı silindir bloğundan emme ve egzoz kanallı, egzoz kanal kontrol supaplı, vida tipi dıştan üfleyici süpürmeli, süper şarjlı, elektronik silindir yakıt enjeksiyonlu ve yağlama sistemli, Subaru 1.5V4	
Şekil 2.6.	İyileştirilmiş vida tipi kompresörün silindir kümeleri arasındaki yeri.....	7 7
Şekil 2.7.	İki zamanlı S-2 Toyota 3.0L6 DOHC 24 supaplı, süper şarjlı ve üfleyici süpürmeli bir motoru.....	8
Şekil 2.8.	1989 (S-2) iki zamanlı 3.0L6 motoru.....	9
Şekil 2.9.	(S-2) Toyota 2.5L4 OHC Dizel, poppet supaplı, üfleyici süpürmeli aşırı doldurmalı, 100PS/3200rpm, 284Nm/1600rpm ve 40PS/Litrelik iki zamanlı	
Şekil 2.10.	Orbital 1.2M.(X) iki zamanlı motorun dış tarafı.....	19
Şekil 2.11.	Orbital 1.2L3 motorunun kesit bölgesi. Kuru yağlama sistemi, emme supapları, silindir emme ve egzoz kanalları, egzoz kontrol supabı, HC oksidasyon katalitik matris konvektörü ve pnömatik yakıt enjektör-atomizer-kompres edilmiş hava sistemine sahip bir	
Şekil 2.12.	1989 Orbital.LOM iki zamanlı 91hp/6000rpm, 132Nm/4000rpm 11 ve litre başına 91hp değerlerine sahip bir	
Şekil 2.13.	1989 Orbital.2.8V6.204hp/5000rpm ve 305Nm/3200rpm değerlerine sahip bir motor.....	11 12
Şekil 2.14.	Blair tarafından süpürme verimi ve süpürme oranı sınır modelleri ile ölçülmüş izotermal süpürme karakteristikleri ile kıyası.....	12
Şekil 2.15.	İki zamanlı Wartburg 993cc U-tipi motoruyla, dört zamanlı dizel atmosferik Mitsubishi 8550ccL6 direkt enjeksiyonlu motorların verilerinin karşılaştırılması.....	13
Şekil 3.1.	ECE-40 test prosedürü.....	17
Şekil 3.2.	Yakıt enjeksiyonu için elektronik kontrol.....	19
Şekil 3.3.	Düşük basınçlı sürekli silindire duvardan püskürtmeli sistemin şeması.....	20
Şekil 3.4.	Sürekli silindire duvardan püskürtme için enjektör supabı.....	21

Şekil 3.5.	Sürekli yakıt püskürtmesi için enjektörün dinamik akış karakteristikleri.....	21
Şekil 3.6.	Sürekli yakıt püskürtmenin huzme yolu.....	22
Şekil 3.7.	Hava destekli yakıt püskürtmenin sistem şeması.....	24
Şekil 3.8.	Hava destekli silindire duvardan yakıt püskürtmeli motorun şematik diyagramı.....	25
Şekil 3.9.	Hava destekli silindire kafadan yakıt püskürtmeli motorun şeması.....	26
Şekil 3.10.	Hava destekli silindire duvardan püskürtmenin huzme örneği.....	27
Şekil 3.11.	Hava destekli silindire kafadan püskürtmenin huzme örneği (pattern).....	29
Şekil 3.12.	ECE-40 çevriminde silindire duvardan ve silindire kafadan püskürtmeli sistemlerin HC analizi.....	31
Şekil 3.13.	Hava destekli püskürtme sisteminde, değişik atlamalı püskürtme modülündeki hava ve yakıt püskürtmesini kontrol için puls sinyalleri.....	33
Şekil 3.14.	Değişik enjeksiyon modülleri için ardışık çevrimli IMEP bilgileri (1800d/d, silindir kafa enjeksiyonu).....	35
Şekil 3.15.	Silindire kafadan yakıt püskürtmeli motor için, yanma karakteristikleri ve emisyonlarındaki atlamalı püskürtme kontrolünün etkileri.....	35
Şekil 3.16.	Boşta çalışmadaki atlamalı püskürtme kontrolü.....	36
Şekil 3.17.	Motosiklet içindeki katalitik konvektörün birleştirilmesi.....	37
Şekil 4.1.	Özgül güç vs. Ağırlık.....	39
Şekil 4.2.	Özgül güç vs. Hacim.....	39
Şekil 4.3.	Özgül güç vs. motor hızı (maksimum güç).....	40
Şekil 4.4.	İki zamanlı motorun tipik kanal zamanlaması	42
Şekil 4.5.	İzin verilebilir püskürtme periyodu.....	42
Şekil 4.6.	Tek damlacığın buharlaşma zamanı.....	43
Şekil 4.7.	Yakıt sistemi	44
Şekil 4.8.	Püskürtme hızı.....	45
Şekil 4.9.	Huzme bulutunun konumu.....	46
Şekil 4.10.	Huzme bulutunun konumu ve süpürme akışı arasındaki ilişki.....	46
Şekil 4.11.	Püskürtme zamanlaması vs. CO konsantrasyonu.....	47
Şekil 4.12.	IJTtr ve IJTpm kıyası.....	48
Şekil 4.13.	Deneyisel motorun yandan görünüşü.....	49
Şekil 4.14.	Çıkış performansı kıyası.....	50
Şekil 4.15.	DFI dönüşümünün iletim oranına etkisi.....	51
Şekil 4.16.	Deneyisel motorun yandan görünüşü.....	53
Şekil 4.17.	Çıkış performansı kıyası.....	54
Şekil 4.18.	HC konsantrasyonu kıyası.....	54
Şekil 4.19.	BSFC kıyası.....	55
Şekil 4.20.	Yakıt kullanım verimi.....	56
Şekil 4.21.	Round Robin'deki egzoz emisyonu.....	56
Şekil 4.22.	Round Robin'deki yakıt tüketimi.....	57
Şekil 4.23.	Emisyon ve performans arasındaki ters ilişki.....	58
Şekil 5.1.	Serbest piston motor jeneratörü.....	60
Şekil 5.2.	KIVA-3V ve RCEM HCCI basınçları vs. silindir hacmi.....	67
Şekil 5.3.	Tipik serbest piston durumu vs. hız profili.....	68

Şekil 5.4.	Süpürme düzenlemeleri.....	69
Şekil 5.5.	Tipik döngülü süpürme akış canlandırılması vs. krank açısı derecesi.....	71
Şekil 5.6.	Kullanım verimi vs. süpürme verimi (Döngülü süpürme).....	72
Şekil 5.7.	Tipik hibrit-döngülü süpürme akış canlandırılması vs. krank açısı derecesi.....	75
Şekil 5.8.	Kullanım verimi vs. süpürme verimi (Hibrit-döngülü	
Şekil 5.9.	Tipik düzenli süpürme akış canlandırılması vs. krank açısı derecesi.....	76
Şekil 5.10.	Kullanım verimi vs. süpürme verimi (Düzenli akışlı süpürme).....	77
Şekil 5.11.	Artık gaz bölümündeki Iso-yüzeyi canlandırılması (düzenli olmayan girdaplama	
Şekil 5.12.	Artık gaz bölümündeki Iso-yüzeyi canlandırılması (20° düzenli girdaplama düzeni).....	81
Şekil 5.13.	Karışım iletim sistemi.....	83
Şekil 5.14.	Silindir basıncı vs. Silindir hacmi.....	90
Şekil 5.15.	Egzoz ve emme akış hızları vs. CAD.....	91
Şekil 5.16.	Süpürme akış canlandırması vs. Krank açısı derecesi (Durum I).....	94
Şekil 5.17.	Süpürme akış canlandırması vs. Krank açısı derecesi (Durum	
Şekil 5.18.	Süpürme akış canlandırması vs. Krank açısı derecesi (Durum	
Şekil 5.19.	Süpürme akış canlandırması vs. Krank açısı derecesi (Durum	
Şekil 5.20.	Maksimum silindir sıcaklığı vs. Sıkıştırma oranı.....	98
Şekil 5.21.	Maksimum ve ortalama seyreltme oranları vs. Krank açısı	
Şekil 6.1.	Çeşitli püskürtme sistemleri için atomizasyon hesaplamaları.....	102
Şekil 6.2.	Çeşitli yakıt püskürtme sistemleri için ECE test sonuçlarının karşılaştırması.....	103

SEMBOL LİSTESİ

ρ_f	: Yakıtın özgül ağırlığı [kg/m^3]
η_{TH}	: Yakıt hava karışımının hava fazlalık katsayısı
λ_g	: Gazın ısıl iletkenliği [$\text{W}/(\text{m.k})$]
C_e	: Buharlaşıma katsayısı [mm^2/s]
D	: Belli bir zaman sonraki huzme partikülü çapı, $t[\text{s}]$ [mm]
D_o	: Başlangıçtaki huzme partikülü çapı [mm]
IJT_{tr}	: Mükemmel hapsolmeden geçiş bölgesine değişim
IJT_{pm}	: Geçiş bölgesinden önceden hazırlanmış karışım gazına değişim
L_h	: Buharlaşıma enerjisi [KJ/kmol]
T_a	: Hava sıcaklığı [K]
T_w	: Damlacık sıcaklığı [K]
W_{cycle}	: Çevrim işi
W_{comp}	: Sıkıştırma işi
W_{fric}	: Sürtünme işi

MODERN İKİ ZAMANLI MOTORLARDA VERİMİ ARTIRMA YÖNTEMLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu yüksek lisans tezinde, iki zamanlı motorun geçmişi hakkında bilgi, teknolojisi, hedefleri, görüşleri, motor gelişimleri anlatılmaktadır. Kapsamında geçmişte bir anahtar niteliği taşıyan iki zamanlı Otto çevrimini ve Dizel çevrimi motor gelişmelerini, direkt enjeksiyon sistemi uygulanarak yapılan çalışmaları, emisyon düşürmeye yönelik başka bir çalışmayı, son olarak da süpürme düzenlemeleri ve optimizasyonu projesi hakkında bilgi barındırmaktadır.

İki zamanlı motor teknolojisi 19. yüzyılın sonlarına kadar gelişim altında olmasına rağmen, şimdilerde seri üretimdeki iki zamanlı güçlendirilmiş motorlar Trabant ve Wartburg araçlarıdır. Bunlar sırasıyla iki silindirli 594cc ve üç silindirli 993cc motorlara sahiptir ve günümüze kadar silindir konfigürasyonlarında, 1931'den beridir bir değişiklik olmamıştır.

Motor üretimi 1987'de yıllık 218.000 adedi ile zirveye çıkmıştır, ancak 1989'da 146.000'a gerilemiştir. 1988'in Ağustos'unda Wartburg dört zamanlı 1.3L4 VW motoru kullanmaya başlamıştır. 1990'da da Trabant dört zamanlı motora geçiş yapmıştır. 1990 Eylül'de iki zamanlı motor üretimi durmuştur, bunun sebebi Trabant ve Wartburg araçlarındaki iki zamanlı motorların aracın performansını ve Almanya'nın egzoz emisyonu standartlarını karşılayamamasıdır.

Öte yandan; Avustralya, Japonya, Tayvan ve Amerika Birleşik Devletlerinde iki zamanlı benzinli motorun gelişimine ciddi anlamda eğilme gözlenmiştir. Amerika ve Doğu'daki iki zamanlı motor gelişimindeki faaliyetler, iki zamanlı motorlardan, dört zamanlı motorlara geçiş yapan Avrupa ile zıtlık göstermektedir. Bu durum Batılı ve Doğulu milletlerin iki zamanlı motorların seri üretimde varolup olmaması durumu açısından, incelenmeyi gerektirmektedir.

1990 yılı sonrası yapılan ilk çalışma, silindir içi direkt enjeksiyon sistemlerinin geliştirilmesi ve HC emisyonlarını düşürme amacıyla iki zamanlı ufak motosiklet motorundaki uygulamadır. İnceleme altındaki yakıt sistemleri, sürekli silindire duvardan püskürtmeli, hava destekli silindire duvardan püskürtmeli ve hava destekli silindire kafadan püskürtmeli enjeksiyon sistemleridir. Yürütülen dinamometre testlerine bağlı olarak, bu enjeksiyon sistemleri incelendi ve kıyaslandı. Sonuçlar gösterdi ki, enjeksiyon yaklaşımını adapte etmek, aynı motorun karbüratörlü versiyonuna göre, HC emisyonlarını düşürmede, kayda değer bir başarı sağladı. HC emisyonlarını maksimum

düşürme hava-destekli silindire kafadan püskürtmeli enjeksiyon sistemiyle sağlandı ve düşüş %46 olarak gerçekleşti. Bununla beraber, adapte edilmiş enjeksiyon tipine rağmen, kısmi yüklemelerde, yanmanın düzensiz oluşumuna bağlı olarak, yüksek HC oluşumları gözükmiştir. Bunu geliştirmek için, boşta çalışmada, atlamalı püskürtme kontrol stratejisi geliştirildi. Test sonuçları gösterdi ki, HC emisyonları, silindir-kafa püskürtmesi, atlamalı-püskürtme kontrolü ile beraber kullanılırsa, 1.6g/km seviyelerine kadar düşürülebilmektedir.

İkincil çalışma da, performanstan çok emisyon düşümü hedeflenmiştir. Zaten mevcut hali de 140KW/L olan kar aracının motoru, iki zamanlı direkt yakıt püskürtmeli motora dönüştürülmüştür. Bunun amacı, yakıtın yanmadan atılmasını önleyerek HC emisyonlarını aşağıya çekme ve giriş havasını artırarak ve H/Y oranını (Hava/Yakıt) optimize ederek, yüksek özgül güç eldesini garanti altına almaktır. Yüksek basınçlı tek akışlı yakıt sistemi, aşırı yüksek yakıt iletim hızı dolayısıyla seçilmiştir. Yakıt enjektörü ve yeri incelenmiş, daha iyi karışım formasyonu ve düşük HC emisyonları sağlamak için optimize edilmiştir. 140KW/L seviyesinde özgül çıkış gücü ve 9000d/d'lık maksimum motor hızı korunarak, ½ seviyelerinde HC emisyonları elde edilmiştir.

Son olarak, 2003 senesinde yapılmış olan Sandia Uluslararası laboratuvarları tarafından yürütülen, iki zamanlı motorun kaderini belirleyecek tarzda olan, serbest pistonlu motorun, yüksek verimlilik ve düşük emisyonlar için süpürme sisteminin optimizasyonu çalışması incelenmiştir. Bilindiği gibi iki zamanlı motor süpürme prosesi, motoru yeniden beslemektedir. Bu durum, verim ve emisyonlar açısından anahtar niteliğindedir. Bunu garanti altına almak için, motorun performans hedefleri, süpürme sistemi için bilgisayarlı akış dinamiği programı kullanılıp biçimlendirilerek başarılabılır. Döngülü, hibrit döngülü ve düzenli akışlı süpürme metotları, değişik yük iletimi ve çeşitli işletim şemalarını da içeren geniş alandaki dizayn seçenekleri incelenmiştir. Giriş ve çıkış kanalı düzenlemesi, supap zamanlaması, doldurma basıncı ve piston frekansı gibi parametreler değiştirilmiştir. Standart düzenli akış konfigürasyonu, düşük doldurmalı basınç seçeneği, kademeli süpürme geometrisi ve aşırı-genişletilmiş çevrimlerini (Atkinson) içeren iletim şemaları üzerinde çalışılmıştır. Hesaplama sonuçları göstermiştir ki, düzenli akış geometrisi ve düşük sıcaklık/basınç doldurma kullanan kademeli süpürme şeması, motorun verim ve misyon karakteristiklerini en iyi şekilde optimize edebilir. Sıkıştırma oranı, yakıtın yanmadan atılması emisyonlarının kontrol altına alınmasıyla yükseltilebilir. Silindir içi akışları hem NO_x, hem de yanmadan atılma emisyonları için önemlidir.

EXAMINING THE METHODS OF IMPROVING EFFICIENCY IN TWO STROKE ENGINES

SUMMARY

In this master thesis, an assessment of current two-stroke automotive engine technology, goals, and engine development is told. It includes a historical review of key two-stroke Otto cycle and Diesel cycle engine developments, the studies by applying a direct injection system and finally an information about the scavenging regulations and optimization project.

Although two-stroke engine technology has been under development since the end of the 19th century, currently the only mass produced vehicles powered by two-stroke cycle engines are the Trabant and Wartburg, with 594 cc two cylinder and 993 cc three cylinder engines, respectively essentially unchanged in cylinder configuration and porting since 1931.

Annual production peaked in 1987 at about 218,000 cars per year, but declined to 146,000 Trabant two-stroke vehicles by 1989, when, in the Autumn of 1988, the Wartburg switched to the four-stroke 1.3L4 VW engine. Furthermore, Trabant will switch to the four-stroke engine and two-stroke engine production essentially ended September 1990, because the Trabant/Wartburg two-stroke engines do not meet the vehicle performance and exhaust emission standards of Germany.

On the other hand, in Australia, Japan, Taiwan and the United States interest in the development of two-stroke automotive spark ignition engines has increased significantly. Because of this revival of activity in America and the Orient, coupled with the contrary switch from two-stroke to four-stroke cycle gasoline engine production in Europe, this assessment was undertaken to determine the prospects for two-stroke mass production in the Western and Oriental nations.

The first study after the year 1990 is the in-cylinder direct-injection systems development and incorporation in the small two-stroke motorcycle engines for the purpose of reducing the HC emissions. The fuel systems under assessment include the solid-fuel cylinder-wall, air-assisted cylinder-wall and air-assisted cylinder-head injection systems. Through the chassis dynamometer tests carried out, these injection systems were investigated and compared. The results show that adopting the injection approach could achieve significantly lower HC emissions than the carburetor version of the same engine. The maximum reduction in HC emissions was accomplished by air-assisted cylinder-head

injection, and the reduction percentage was around 46%. However, it was also found that, due to the occurring of the irregular combustion at light load, very high engine-out HC emissions still existed in spite of the adopted injection type. To improve that, a skip-injection control strategy at idling was then developed. The test results show that the engine-out HC emissions could be further reduced to 1.6 g/km if the cylinder-head injection with skip-injection control is used.

In the second study, the emission reduction is aimed rather than performance achievement. The current 140KW/L two-stroke snow-mobile engine was converted to a Direct Fuel Injection (DFI) engine, in order to achieve lower HC emission by avoiding fuel short circuiting and to guarantee the high specific power output by increasing induction air and optimizing A/F. High pressure single fluid fuel system was chosen because of extremely high fuel delivery rate. The fuel injector and its location were investigated and optimized for better mixture formation and lower HC emission. 140kW/L level specific power output, maximum engine speed of 9000 d/d (almost the same with the first condition) and 1/2 the level of HC emissions were obtained.

Finally, in the year 2003, as a determination of the two-stroke engine's fate, a free piston internal combustion (IC) engine operating on high compression ratio (CR) homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion is being developed by Sandia National Laboratories to significantly improve the thermal efficiency and exhaust emissions relative to conventional engines study is examined. As it is known, a two-stroke scavenging process recharges the engine and is key to realizing the efficiency and emissions potential of the device. To ensure that the engine's performance goals can be achieved the scavenging system was configured using computational fluid dynamics (CFD). A wide range of design options was investigated including the use of loop, hybrid-loop and uniflow scavenging methods, different charge delivery options, and various operating schemes. Parameters such as the intake/exhaust port arrangement, valve lift/timing, charging pressure and piston frequency were varied. Operating schemes including a standard uniflow configuration, a low charging pressure option, a stratified scavenging geometry, and an over expanded (Atkinson) cycle were studied. The computational results indicated that a stratified scavenging scheme employing uniflow geometry, and supplied by a stable, low temperature/pressure charge will best optimize the efficiency and emissions characteristics of the engine. The operating CR can be maximized through substantial replacement of the burned charge, while short-circuiting emissions can be controlled. The in-cylinder flows are important to both NO_x and short-circuiting emissions with inadequate mixing.

1. GİRİŞ

Geleneksek iki zamanlı motor, dört zamanlı motordan, süpürme prensibine bağlı olarak, daha fazla HC emisyonu çıkarmaktadır. Ayrıca bilinmektedir ki, yüksek HC emisyonları, iki kaynaktan doğmaktadır. Birincisi yüksek yüklemelerdeki yanmamış karışımın atılmasından (by-pass), ikincisi de düşük yüklerdeki tamamlanmamış yanmadır. Bu yüksek HC emisyonlarının üstesinden gelmek için, birkaç silindir içi yakıt enjeksiyon sistemleri ve süpürme sistemleri iki zamanlı motor uygulamaları için önerilmiştir.

İki zamanlı motor, çeşitli içten yanmalı motor tipleri arasında, en yüksek verimlilik potansiyeline sahip olan bir motordur. Sonuç olarak, yaygın bir şekilde aracın güç hattında kullanılmaktadır. Bununla birlikte, yakın zaman içinde kullanımı hem büyük, hem de küçük uygulamalar da kısıtlanmıştır. Örnek olarak, büyük deniz dizelleri, küçük motosikletler, kar aracı gibi el yapımı ve tasarımı uygulamalar ve kişisel su tekneleri iki zamanlı motor kullanırlar. Bu özelleştirilmiş çalışma alanlarında dahil, egzoz emisyonlarının kontrolünden sakınamayız. Eğer emisyon kontrolü, iki zamanlı motorun hafiflik, yüksek özgül güç, düşük sürtünme vb. gibi özelliklerinden feragat ederek sağlanacaksa, iki zamanlı motora saplanmanın bir anlamı kalmayacaktır. Bu noktada, öyle bir egzoz emisyon stratejisi belirlenmeli ki, motorun özellikleri korunmalı, hatta özellikleri genişletilmelidir.

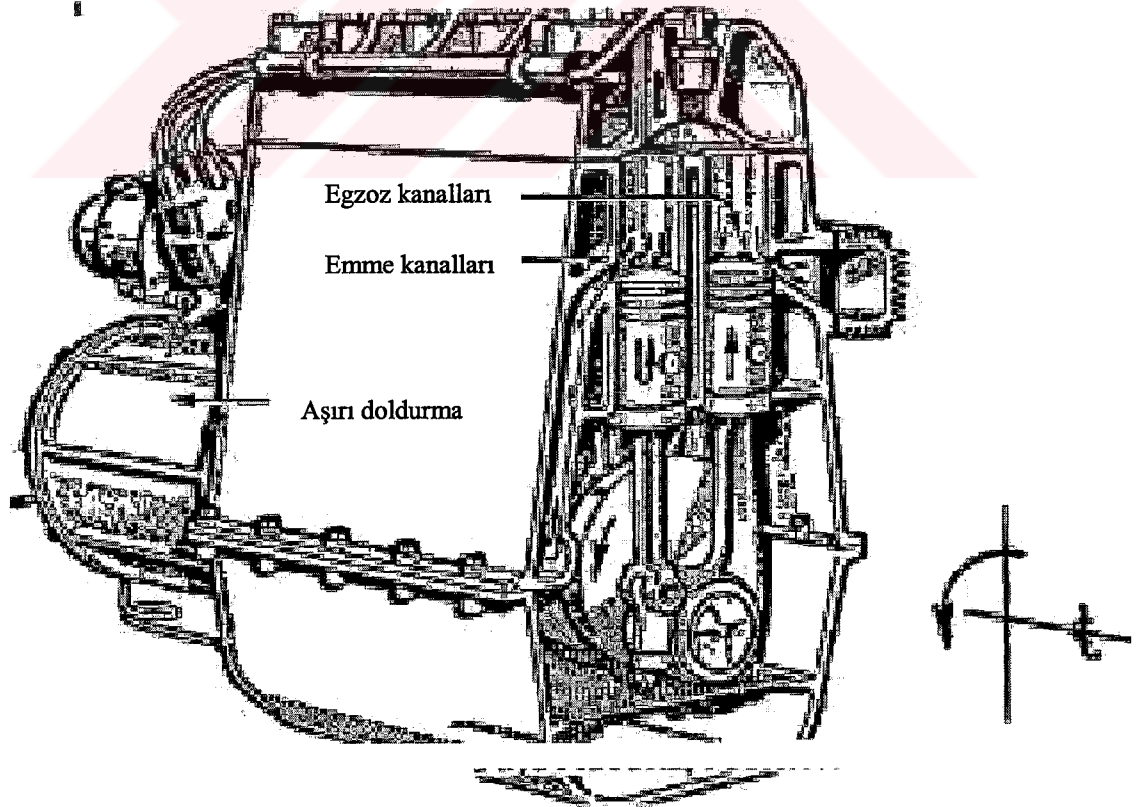
Bu noktalarda, öncelikle silindir içi direkt enjeksiyon sistemlerinin geliştirilmesi ve HC emisyonlarını düşürme amacıyla iki zamanlı ufak motosiklet motorunda, çeşitli yakıt püskürtme sistemleri incelenecektir. Ardından, zaten mevcut halde 140KW/L seviyelerinde olan, ancak yüksek HC emisyonu problemine sahip olan bir kar aracında yapılan DFI çalışması anlatılacak ve son olarak iki zamanlı başka bir motorda farklı süpürme metotları uygulanarak, performans artışı ve emisyon düşümü gözlemlenmeye çalışılacaktır.

2. 1990'LI YILLARDAKİ İKİ ZAMANLI MOTOR TEKNOLOJİSİ

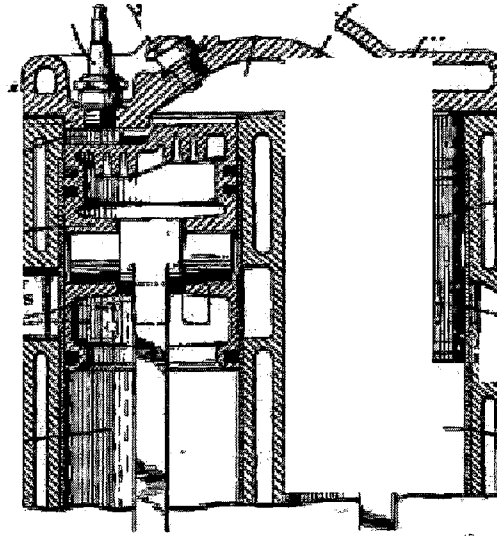
2.1. İki Zamanlı Motorların Tarihi

1887'de iki zamanlı motorlar ilk olarak Butler ve Roots tarafından üretildi. Bu motorlar, karter süpürmeli, piston kontrollü giriş, transfer temeline dayanmaktaydı. Egzoz kanalının patenti 1982'de İngiltere'de ki F.W.C. Cock tarafından yayımlandı ve Joseph Day tarafından sahiplenildi.

Şekil 2.1., 1930 Zoller 723L4 iki zamanlı motorunu göstermektedir. Motor iki paralel silindiri ortak kullanan yanma odasına sahiptir. Pervane kanadı tipi pozitif yer değiştirme kompresörü sayesinde (1.4 dağıtım oranına sahip) (delivery ratio:DR) süpürme işlemini yapmaktadır. Ayrıca kompresörlüdür, çünkü egzoz kanalları kapandığı an, giriş kanalları açılmaktadır. Motor yağ haznesine sahiptir.



Şekil 2.1. 1930 Zoller 723L4 U-tipi sekiz silindire, dört yanma odacığına ve dört ortak krank pimine sahip iki zamanlı motoru [1]



Şekil 2.2. US 2i33510 patentli 1938 GM U-tipi iki zamanlı motoru [1]

1928'den 1948'e kadar, General Motors Araştırma laboratuvarları, CF Kettering yönetiminde, iki zamanlı motorla güçlendirilmiş taşıtları geliştirmede, ciddi çabalar göstermişlerdir. Motorlar ters-yüz edilmiş U-tipi patentini aldılar. Bu iki komşu silindirin, ortak yanma odasına bağlanmasına bağlı olarak 1,4 dağıtım oranına sahip Roots üfleyicisi tarafından düzenli (uniflow) süpürmeye sahiptir. Motor elbetteki yağlama için, geleneksel yağ haznesine sahiptir. Şekil 2.2.'de US patentli motor, ortak yanma odasını kullanan paralel giriş ve çıkış pistonlarının genel konfigürasyonunu anlatmaktadır.

Örnek olarak, giriş kanalları bir silindir tarafından ve çıkış pencereleri başka bir silindir tarafından, kontrol edilmektedir. Yanma prosesi böylece düzenlenmiş olur. 4,2L4 iki zamanlı motorlu taşıtı prototip aşamasına ulaşmış ve 200 test aracı üretilmiştir. Otomotiv uygulamaları II. Dünya Savaşının başladığı sıralarda kesilmiştir, fakat gelişim uçaklardaki radyal iki zamanlı uygulamalarda devam etmiştir. Savaşın sonlanmasıyla da durdurulmuştur.

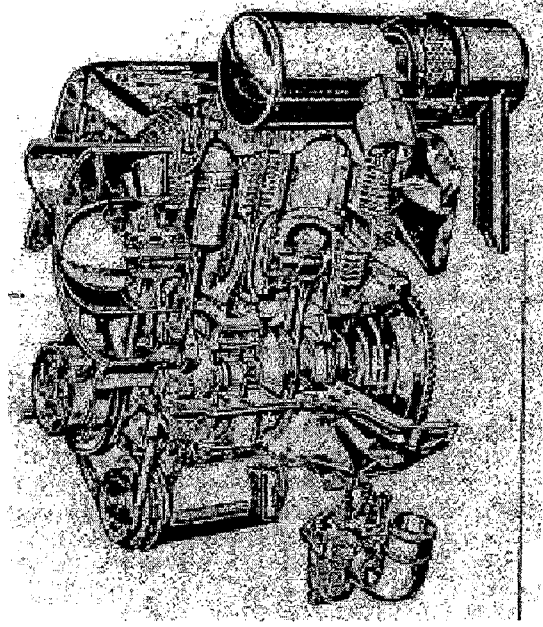
1946'da Almanya'da iki zamanlı motorla güçlendirilmiş otomobillerin seri üretimi için, ciddi çaba harcanmıştır. Çaba harcanan bu araçlar, VEB Automobilwerke

Zwickau-Trabant ve VEB Automobilwerke Eisenach-Wartburg'dur. Bu çabalar olumlu sonuç vermiş ve üretim hacmi 1970'lerde 100.000 aracı geçmiştir.

Örneklere bakarsak, 1970'de Trabant ve Wartburg'un toplam hacmi 127.000 ünedir. 1987 yılında bu rakam 218.000'e çıkmıştır, daha sonra 1989'da 146.000'e gerilemiş ve 1990'da da üretimi tamamen durdurulmuştur. İki zamanlı bu motorlar 1985'de iyileştirildiği halde, ki bu çalışma karbüratör yerine elektronik yakıt sisteminin (electronic fuel injection) EFI eklenmesiyle gerçekleştirilmiştir, performans ve Almanya'nın emisyon standartlarını karşılayamamıştır ve bu yüzden de dört zamanlı motora geçiş olmuştur.

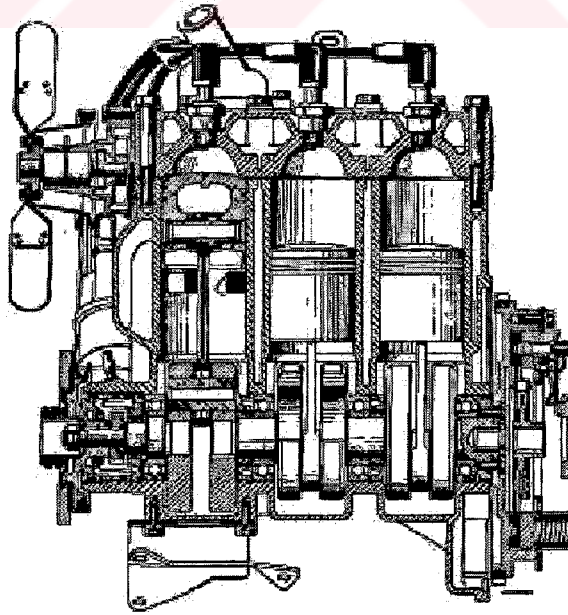
Avrupa'nın iki zamanlı motor kavramı üzerinde çalışmayı durdurmasına rağmen; Avustralya'da, doğulu ülkelerde ve Amerika'da yeni girişimler ortaya çıkmıştır. Üretimindeki basitlik ve kolaylık ve düşük üretim maliyetleri, yeni jenerasyon otomotiv mühendislerini, bu motoru yeniden baştan sona incelemeye iten sebeplerdir.

Trabant ve Wartburg motorları IFA-Industrie-Vereinigung Volkseigener Fahrzeugwerke, Zwickau altında üretilmiştir. 1931 DKW motor 684L2 iki zamanlı hava soğutmalı motora sahipti. Türetilen tüm motorlar Zwickau'da üretilmiştir. Bu motorlar 1931'den 1989'a kadar kayda değer önemli bir değişiklik yapılmadan üretildi. Trabant Şekil 2.3.'de görüldüğü gibi hava soğutmalı, Wartburg'da Şekil 2.4'de görüldüğü gibi su soğutmalı motorlardı.



Şekil 2.3. 1962 Trabant 594L2 iki zamanlı karter süpürmeli, kuru yağ hazneli, %3 yağ/yakıt karışım oranlı, hava soğutmalı, 1931 DKW Meisterklasse'den türetilmiş bir motor [1]

Wartburg ise 1956 SAAB 842L3'e benzemektedir. Bu motorda 1931 DKW motorundan türetilmemiştir. SAAB ve Wartburg motorları su soğutmalıdır ve Tablo 2.1.'de gösterildiği gibi çap ve strok ölçülerinde küçük farklılıklar vardır. Örneklere bakarsak; Wartburg 993L3 çap/strok oranı 73mm/78mm, SAAB 70mm/73mm, Trabant ise 72mm/73mm'dir.



Şekil 2.4. İyileştirilmiş egzozlu, karter süpürmeli, kuru yağ hazneli, %2 yağ/yakıt karışımı, iki zamanlı 1956 SAAB 842L3 motoru [1]

Şekil 2.4. 1956 SAAB 842L3, iki zamanlı motorunun kesitini göstermektedir. Örnek olarak, SAAB 842L3 motoru, pistonun iç ve dış pencerelerinin simetrik olarak zamanlamasına bağlı hareketiyle, Schnuerle döngülü akışla süpürmeyi sağlamaktadır. Wartburg 993L3'de benzer giriş ve çıkış kanalları zamanlamasına sahiptir. Trabant 594L2 zamanlaması da ayrıca simetriktir.

2.2. Yeni İki Zamanlı Motorlar

Tablo 2.1. 1930-1956 yılları arasındaki iki zamanlı motorların, önemli özelliklerini karşılaştırmaktadır. Örneklere bakarsak, 1930'dan 1956'ya özgül güçler litre başına 42hp'den 50hp'ye çıkmıştır. Zoller ve GM motorları pozitif yerleşimli üfleyici süpürmeli ve aşırı doldurmalı, yağ hazneli, karter süpürmeli ve sırasıyla %3, %2, %2 yağ/yakıt karışımlı motorlardır.

Öte yandan, iki zamanlı benzinli motorlar 1986'dan 1990'a kadar ki gelişim süreçlerinde güçlerini litre başına 73hp'den 110hp'ye çıkarmışlardır. Bu motorlar dıştan süpürmeli, aşırı doldurmalı, yağ hazne dizaynı motorlardı. İstisna olarak Orbital 1,2L3 ve GM CDS2 1,5L3 kuru yağ hazneli, karter süpürmeli motorlardı.

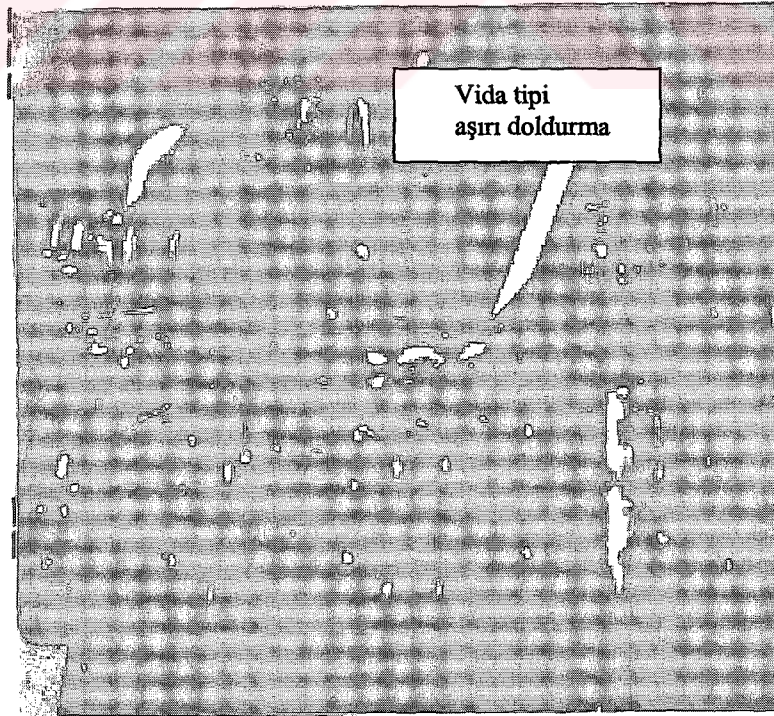
Tablo 2.1. İki Zamanlı Benzinli Motorların Karşılaştırması [1]

Model	Motor tipi	Çap mm	Strok mm	Hacim cc	Güç PS@d/d	Güç Litre	Tork Nm@d/d	Yıl
GM Olds O2		127	127	3218	024\1000	8	-----\-----	1906
Zoller	L4	---	---	723	030\2600	42	-----\-----	1930
GM	L4	---	---	4160	176\3000	42	528\1500	1932
GM	L4	---	---	2490	108\3400	43	276\1800	1933
Trabant	L2	72	73	594	026\4200	44	054\3000	1934
Wartburg	L3	73	78	993	050\4250	50	098\3000	1935
SAAB	L3	70	73	842	040\4250	48	081\3000	1956
GMX4	X4	---	---	2470	101\4000	41	271\2000	1968
Subaru	V4	80	74	1500	165\6000	110	220\3000	1989
Toyota	L6	83	91	3000	240\3600	80	490\2800	1989
Toyota(D)	L4	96	86	2500	100\3200	40	284\1600	1989
OrbitalX	L3	76	73	1200	088\5500	74	125\3500	1986
OrbitalES	L3	84	72	1000	091\6000	91	132\4000	1989
OrbitalES	L6	86	80	2800	204\5000	73	305\3200	Proj
GM CDS2	L3	86	86	1500	112\5500	74	176\2500	1990

Şekil 2.5. 1989 Subaru 1,5V4 iki zamanlı vida tipi süpürme pompalı motoru göstermektedir. Ek olarak Subaru, elektronik kontrollü direkt enjeksiyon (EFI) sistemine, egzozu kapatan kontrol supabına ve yağ sistemine sahiptir. Bu özellikler, vida tipi pompa transfer oranının, 1'den büyük olduğu durumlarda ki aşırı doldurulmuş silindirlerin, nasıl bir potansiyele sahip olduğunu ima eder.



Şekil 2.5. 1989 iki zamanlı silindir bloğundan emme ve egzoz kanallı, egzoz kanal kontrol supaplı, vida tipi dıştan üfleyici süpürmeli, süper şarjlı, elektronik silindir yakıt enjeksiyonlu ve yağlama sistemli, Subaru 1.5V4 motoru [1]



Şekil 2.6. Lysholm vida tipi kompresörün silindir kümeleri arasındaki yeri [1]

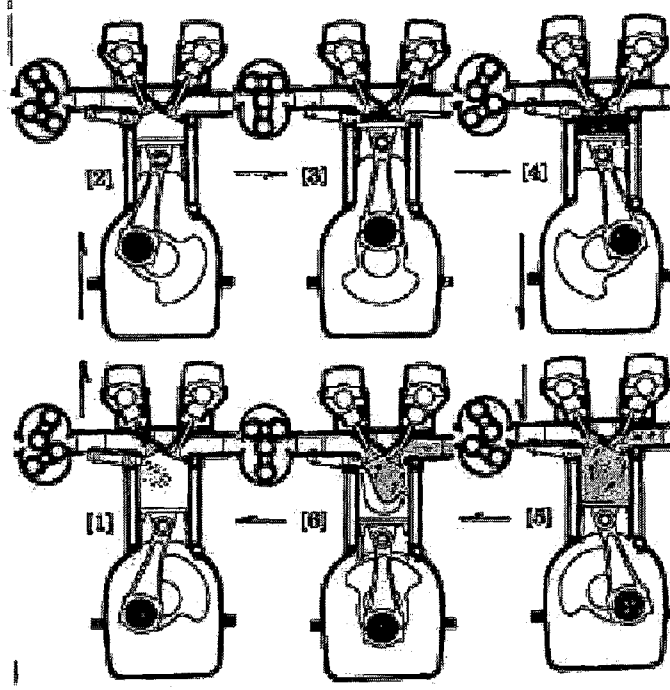
Şekil 2.7. Toyota (S-2) 3.0L6 iki zamanlı benzinli motoru göstermektedir. Bu motor üstten giriş ve çıkış supaplı ve pozitif transferli Roots üfleyiciye sahiptir. Sonuç olarak, üfleyici transfer oranı 1.4'den 1'e geçtiği zaman, döngülü akış süpürmeli ve aşırı doldurmalıdır.

Bu dizayn özellikleri, iki zamanlı Otto çevriminin, tam yükte, kısmi yüklemelerde ve boşta çalışmadaki optimizasyonuna izin verir. Kısmi yüklemeler, temizleme ve süpürme davranışlarının zorluğundan dolayı kaygı vericidir.

Genel olarak, iki zamanlı motor yaklaşımı boşta çalışma ve yüklü çalışmada iyi işlememektedir. Sebebi ise, bu motor dört zamanlı motorun karmaşık tasarımına sahip değildir. Supap açılıp kapanma hızları, dört zamanlı motorlarınkine göre iki kat hızlıdır.

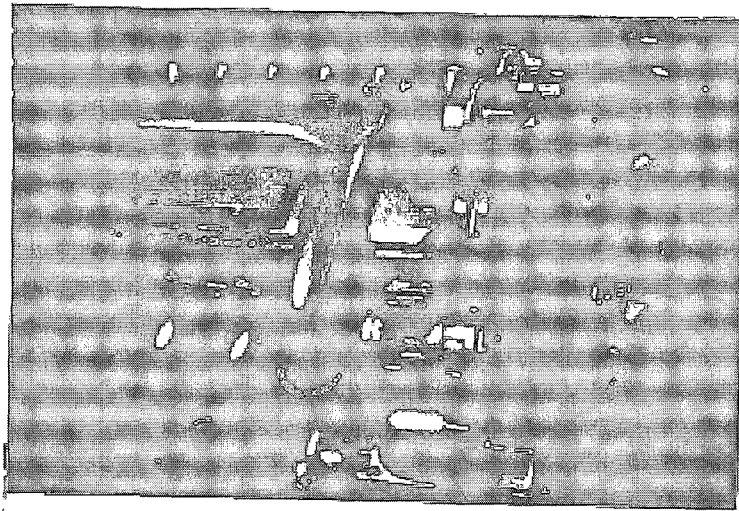


Şekil 2.7. İki zamanlı S-2 Toyota 3.0L6 DOHC 24 supaplı, süper şarjlı ve üfleyici süpürmeli bir motoru [1]



Şekil 2.8. 1989 (S-2) iki zamanlı 3.0L6 motoru [1]

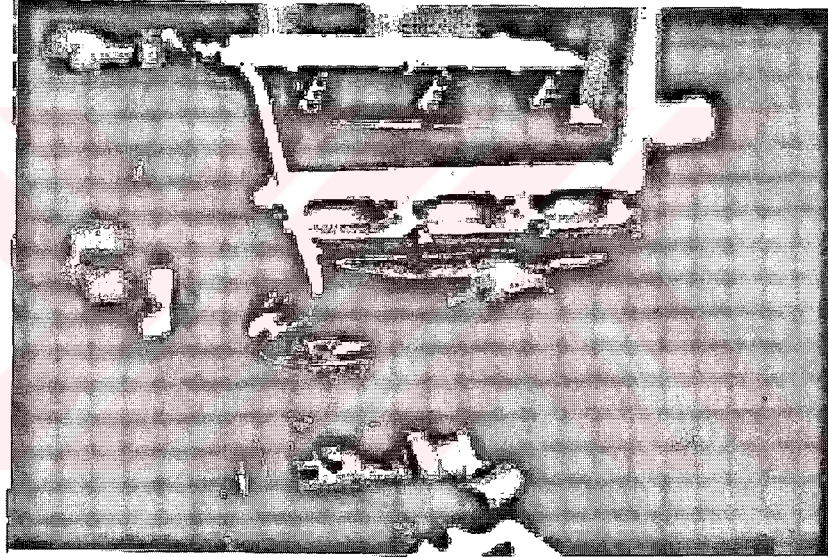
Tam yüklerde, geleneksel supaplar iki zamanlı çevrimin proseslerinin etkin kontrolüne izin vermektedir. Bu prosesler 1-Emme: Aşırı doldurmalı direkt silindir yakıt enjeksiyonlu, 2-Sıkıştırma: Ateşleme operasyonu, 3-Yanma, 4-Genişleme, 5-Egzoz, 6-Temizleme ve tekrar emme operasyonudur, fakat ateşleme ve yanma kararlılığı boşa ve yük altında çalışmalarda genel olarak daha az kabul edilebilir şartlardır.



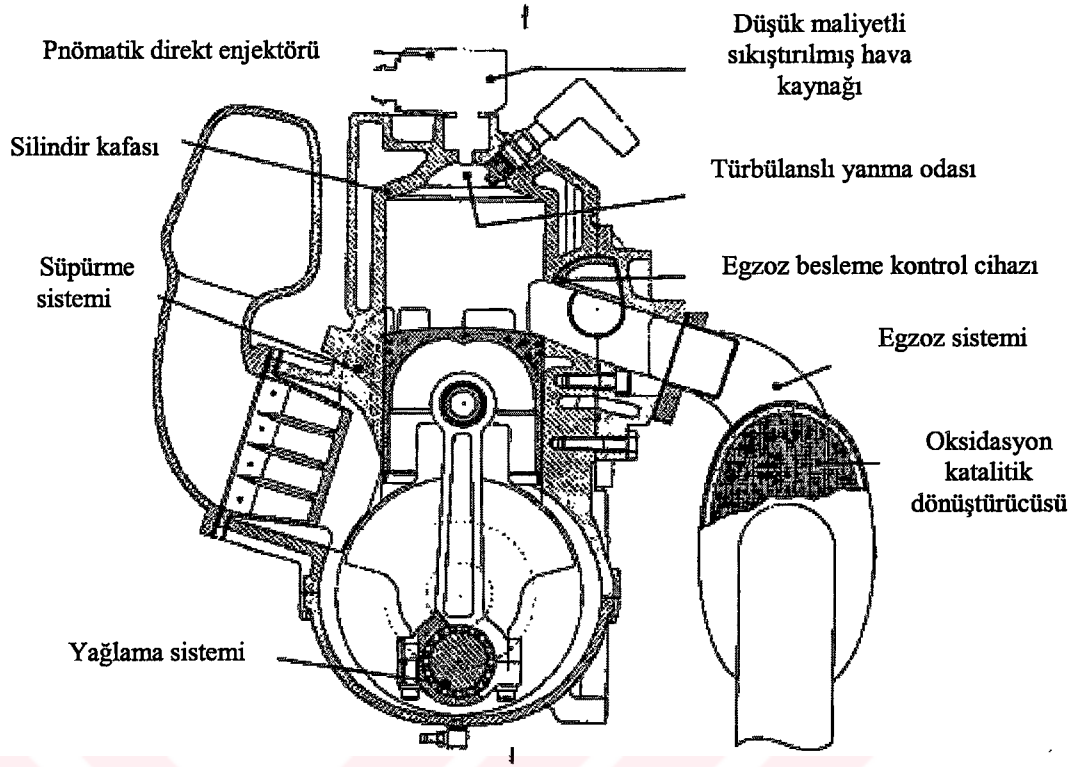
Şekil 2.9. (S-2) Toyota 2.5L4 OHC Dizel, poppet supaplı, üfleyici süpürmeli aşırı doldurmalı, 100PS/3200rpm, 284Nm/1600rpm ve 40PS/Litrelik iki zamanlı motor [1]

Şekil 2.10. 1986 Orbital 1.21,3 (X) iki zamanlı motoru göstermektedir. Şekil 2.11. motorun, karter süpürmeli, kuru yağ hazneli, düşük yükte taze karışımın yanmadan atılmasını (by-pass) azaltmaya yönelik egzoz kanalı kontrol supabına sahip olduğunu görmekteyiz. Bunların sebebi düşük hızlardaki torku artırmaya yöneliktir. Bu motor, yakıtın yağ ile karıştırılması yerine, elektronik kontrollü yağlama sistemiyle, yağlanmaktadır. Buna ek olarak, patentli elektronik kontrollü pnömatik yakıt sistemi, giriş zamanında, direkt silindirlerin içine atomize yakıt enjekte etmektedir.

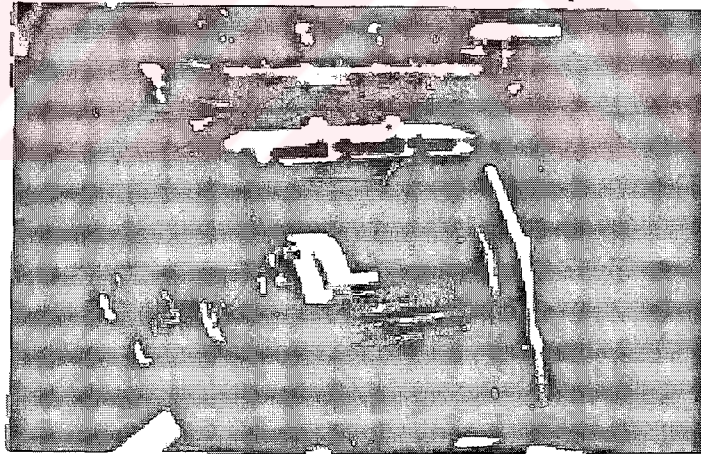
Süpürme aşamasında yüksek kalan egzoz gazı işleminden dolayı NO_x emisyonunu katalitik olarak önlemeye gerek yoktur. Bununla beraber HC emisyonları, oksidasyon katalitik reaktörüne ihtiyaç duymaktadır.



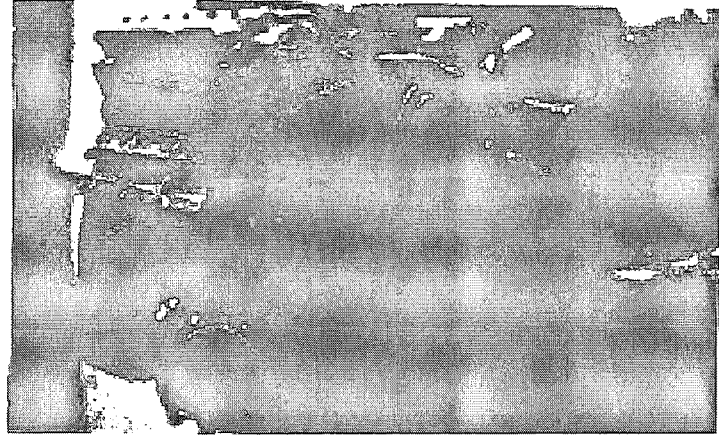
Şekil 2.10. Orbital 1.2M (X) iki zamanlı motorun dış tarafı [1]



Şekil 2.11. Orbital 1.2L3 motorunun kesit bölgesi. Kuru yağlama sistemi, emme supapları, silindir emme ve egzoz kanalları, egzoz kontrol supabı, HC oksidasyon katalitik matris konvektörü ve pnömatik yakıt enjektör-atomizer-kompres edilmiş hava sistemine sahip bir motor [1]



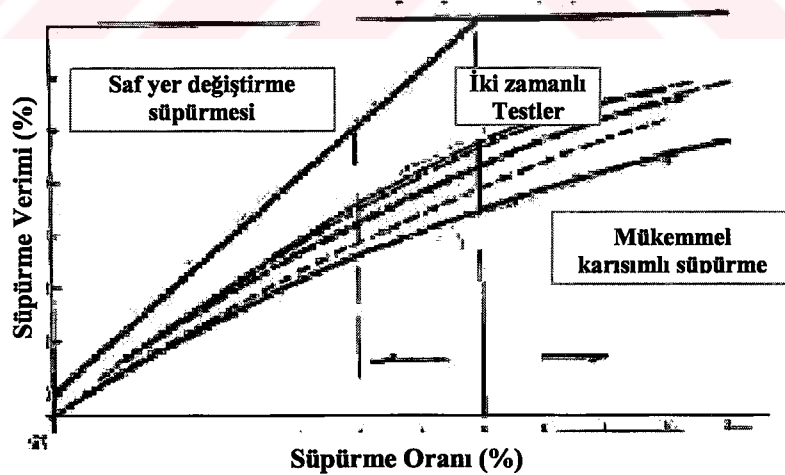
Şekil 2.12. 1989 Orbital LOM iki zamanlı 91hp/6000rpm, 132Nm/4000rpm ve litre başına 91hp değerlerine sahip bir motor [1]



Şekil 2.13. 1989 Orbital 2.8V6 204hp/5000rpm ve 305Nm/3200rpm değerlerine sahip bir motor [1]

2.3. İki Zamanlı Motor Karakteristiği

Şekil 2.14. iki zamanlı motorun, düzenli akış (uniflow), döngülü akış (loop) ve karşı akışlı süpürmeli silindirlerin, matematik sınır model süpürme prosesindeki süpürme verimi ile süpürme oranını karşılaştırmaktadır. Bu karakteristik eğriler, iki zamanlı çevrim prosesini idaresi altına alan süpürme davranışını gösterir ve özgül güç, yakıt ekonomisi, NO_x emisyonu, HC emisyonu, egzoz kurum ve partikül emisyonu, egzoz kokusu, yağlayan yağ tüketimi, boşa ve yükte çalışmalarda yanma kararlılığı hakkındaki durumu oluşturmuş olur.



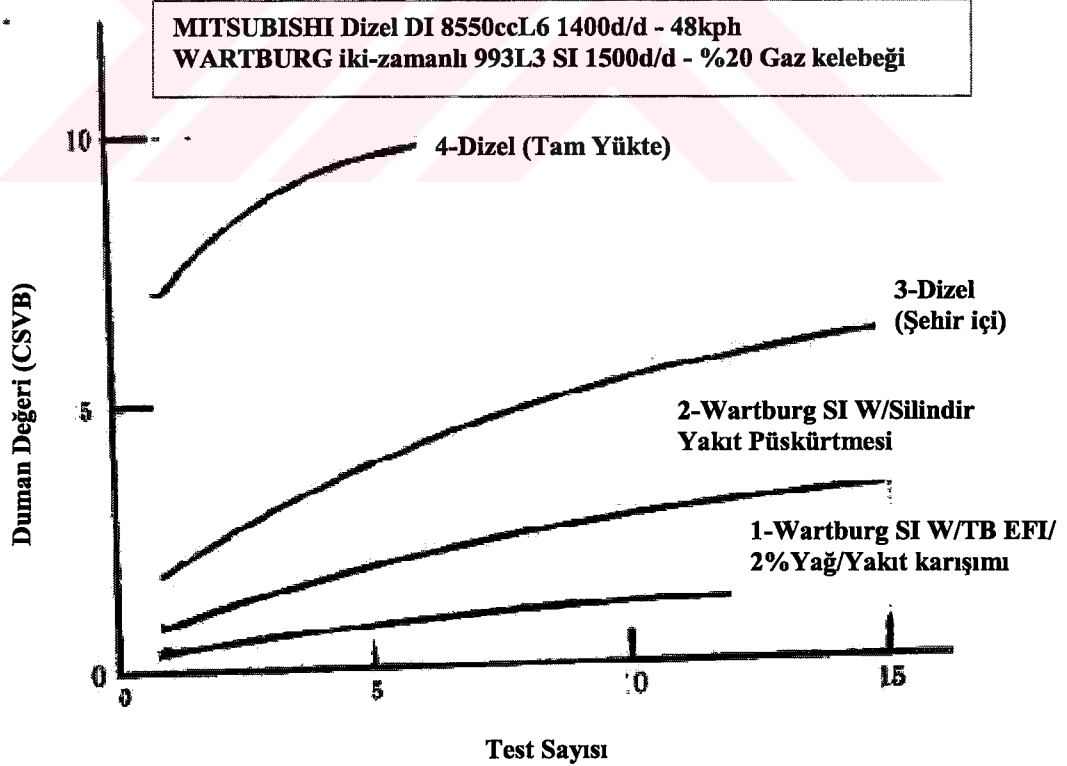
Şekil 2.14. Blair tarafından süpürme verimi ve süpürme oranı sınır modelleri ile ölçülmüş izotermal süpürme karakteristikleri ile kıyası [1]

Örneklere bakarsak, Şekil 2.14. iki ideal sınır eğrilerini içermektedir. 1-) saf yer değiştirme süpürmesi 2-) mükemmel karıştırılmış süpürme ki bunlar Blair ve

Schweitzer tarafından tanımlanmıştır. Çoğu iki zamanlı silindirler, mükemmel karışma modeline yaklaşacak şekilde, bu iki sınır arasında, silindirden süpürme karakteristiği gösterirler, bu da “Two-stroke test” olarak eğride görünen çizgilerdir.

Örnek olarak, iki zamanlı motorlar mükemmel şekilde süpürme yapamadıkları için, silindirler kayda değer yüzdelerde egzoz gazı içerirler. Sonuç olarak NO_x emisyonu sulandırma yüzünden düşük olabilir ve NO_x katalitik dönüştürücüsüne genel olarak ihtiyaç duyulmaz, ancak yüksek iç sulandırma, HC emisyonlarına katkıda bulunur ve HC oksidasyon katalizörü önemli bir ihtiyaç haline gelir.

Buna ek olarak, yakıt silindire direkt olarak enjekte edildiği için, yakıt optimizasyonu önemlidir ve 10 mikron boyutundaki damlacığa ulaşılabilir. Bununla beraber yakıt damlacıkları, ateşleme öncesi tamamen buharlaşmamış olabilir ve yanma işlemi sırasında donmuş olur ki, bu da 1 mikrondan küçük karbon kurumları bırakır. Şekil 2.15.’de Bosch duman cihazı ve CSVB duman test prosedürleri, iki zamanlı motorun egzoz gazına uygulanarak, görülebilir.



Şekil 2.15. iki zamanlı Wartburg 993cc U-tipi motoruyla, dört zamanlı dizel atmosferik Mitsubishi 8550ccL6 direkt enjeksiyonlu motorların verilerinin karşılaştırılması [1]

Eğri 1, Wartburg 993L4'a EFI yakıt sistemi eklenilmiş %2 yağ/yakıt oranında işleyen, 1500d/d ve yüklü çalışmada %20 gaz keleşbeği pozisyonunda ki durumu gösteriyor. Eğri 2, uygun hale (optimize) getirilmemiş, yakıt içinde yağ bulunmayan, 1500d/d ve %20 gaz keleşbeği pozisyonundaki durumu gösterir. Eğri 3, 1979 Mitsubishi 8550L6 DI Dizel, 1420d/d - 48kph yüklü çalışmadaki eğriyi gösteriyor. Eğri 4, otobüsün dizel motorunun 1400d/d - 47kph tam yüklemdeki eğrisini gösteriyor.

Genel olarak, Bosch duman seviyesi, enjekte edilmiş yakıt damlacıklarının bulunma zamanı azaldıkça, artış gösterir. Yakıt damlacıklarının buharlaşma süresi, kısma gövdesi enjeksiyonuyla, en yüksek olduğu için, CSVB 1 eğrisi, CSVB 2 eğrisinden, daha düşük duman seviyeleri göstermiştir. Wartburg iki zamanlı motorunda durum, bulunma zamanı ile ilişkilendirilebilir.

Uyarı olarak; bu sonuçlar tüm motor popölasyonlarının karakteristiği olarak alınmamalıdır. Duman, yakıt atomizasyonunun verimliliğine ve yanma odasındaki dağılımına bağlıdır. Ayrıca yanma odası konfigürasyonu, egzoz boşaltma verimi, yağlama ve yağ/yakıt oranı diğer faktörler olarak göze çarpar.

Ek olarak, Wartburg deneysel direkt yanma odası enjeksiyon sistemi optimize edilmemiştir ve bu çaba henüz tamamlanmamıştır. Günümüzde Eğri 3'de gözükten duman seviyeleri, ulaşılan en yüksek seviye olarak gözükmektedir.

3. İKİ ZAMANLI MOTORLARDA DİREKT ENJEKSİYON SİSTEMİYLE EGZOZ EMİSYONLARININ İYİLEŞTİRİLMESİ

3.1. Giriş

Tayvan bölgesindeki kayıtlı motosiklet popülasyonu yaklaşık 8 milyondur. Hükümetin kısıtlamalarına bağlı olarak, motor hacmi 150cc'nin altında olmalıdır. Bu yüzden, iki zamanlı motorlar, yüksek özgül çıkış güçlerinin avantajlarına bağlı olarak, motosiklet üreticileri için çekici bir güç ünitesidir. Motosiklet motorlarının %70'lik oranın iki-zamanlı motor olduğu tahmin edilmektedir. Bununla beraber yüksek HC emisyonlarından dolayı, iki zamanlı motorlar genel olarak, halkın eleştirilerini barındırmaktadır.

Emisyon düzenlemelerinin ilk safhası motosikletler için 1988'de Tayvan EPA tarafından duyuruldu. Motosikletler için, ECE-I5 ve 40, standart düzenleyici test modülleri olarak adapte edildi. Emisyon standartları HC + NO_x ve CO için, sırasıyla 5.5g/km ve 8.8g/km'dir. Haziran 1991'den başlayarak, emisyon düzenlemelerinin ikinci safhası uygulanmaya başlanmıştır. HC + NO_x değeri 3g/km ve CO değeri 4.5g/km'ye düşürülmüştür. Günümüzde üçüncü safha henüz değerlendirme aşamasındadır, ancak görünen o ki, emisyon seviyeleri gelecek zamanda daha katı hallere sokulacaktır.

Atomizasyon prensibindeki farklılığa bağlı olarak, bu püskürtme sistemleri iki modüle sınıflandırılabilir. Bunlar sürekli silindire duvardan püskürtmeli ve hava destekli yakıt püskürtmeli modüllerdir. Meme konumuna bağlı olarak, her püskürtme modülü, iki ayrı tipe ayrılabilir. Bunlar silindir-duvar ve silindir-kafa püskürtme tipleridir. Sunulmuş test sonuçlarından görülebilir ki, bu püskürtme sistemleri adapte edilmiş iki zamanlı motorlar, geleneksel karbüratörlü motorlarla kıyaslandığı zaman, tüm noktalarda kayda değer gelişim başarıları gösterebilmektedir, hatta dört zamanlı motoru bile geçmekte olduğu noktalar

motorunda değişik yakıt sistemleri kullanarak, HC emisyon sonuçlarını takip etme ve hangi yöntemin daha iyi olduğunu görmektir.

Tahakkuk altındaki yakıt sistemleri:

- 1-) Sürekli silindire duvardan püskürtmeli
- 2-) Hava-destekli silindire duvardan püskürtmeli
- 3-) Hava destekli silindire kafadan püskürtmeli

Tüm enjeksiyon sistemleri ITRI tarafından geliştirilmiştir. Buna ek olarak, dinamometre testleri yürütülerek, HC emisyonlarının nerelerde çok geldiği analiz edilmiştir. Böyle bir çalışma, HC emisyonlarını düşürmede ve sorunu tanımlamada çok yardımcı olan bir araştırma biçimidir.

Bununla beraber, önceki araştırma çalışmalarında, boşa çalışma koşulundaki düzensiz yanma problemini çözmeye yönelik, atlamalı püskürtme kontrol stratejisi mümkün, yapılabilir bir yaklaşım olarak sunulmuştur. Ayrıca burada gerçek aracın yoldaki kavramı da incelenecektir.

3.2. Test Motoru ve ECE-40 Test Modülü

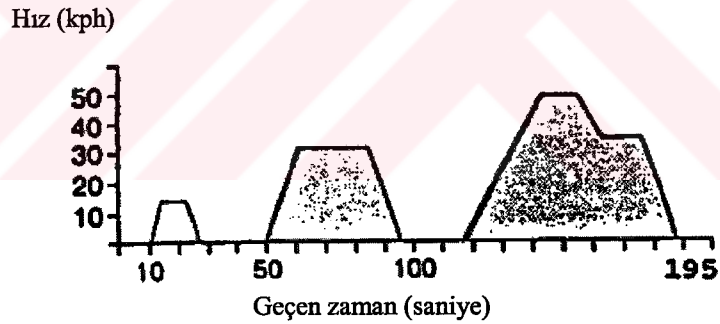
Bu çalışmada kullanılan motorlar, tek silindirli, hava soğutmalı orijinali Scooter tipi motosikletlerde kullanılmış olan iki zamanlı motorlardır. Önemli motor teknik özellikleri Tablo 3.1.'de listelenmiştir.

Tablo 3.1. Scooter tipi iki zamanlı motora sahip motosikletin teknik özellikleri [2]

Çap (mm)	48,5
Strok (mm)	44
Hacim (c.c.)	82
Ateşleme tipi	CDI
Süpürme tipi	Döngülü
Süpürme kanalı tipi	125° Ü.Ö.N.
Egzoz kanalı açılması	100° Ü.Ö.N.
Sıkıştırma oranı	6,8
ECE-40 atalet ağırlığı	140 kg

İncelemelerin çoğu dinamometre çerçevesinde yürütülmüştür. Standart test modülü ise ECE-40'dır. Tayvan'daki 50cc üzeri motosiklet motorları için düzenlenmiş test proseslerini tanımlamaktadır.

Şekil 3.1. ECE-40 döngüsü için sürüş işlemini göstermektedir. Bu test döngüsü için zaman aralığı 195sn'dir.



Şekil 3.1. ECE-40 test prosedürü [2]

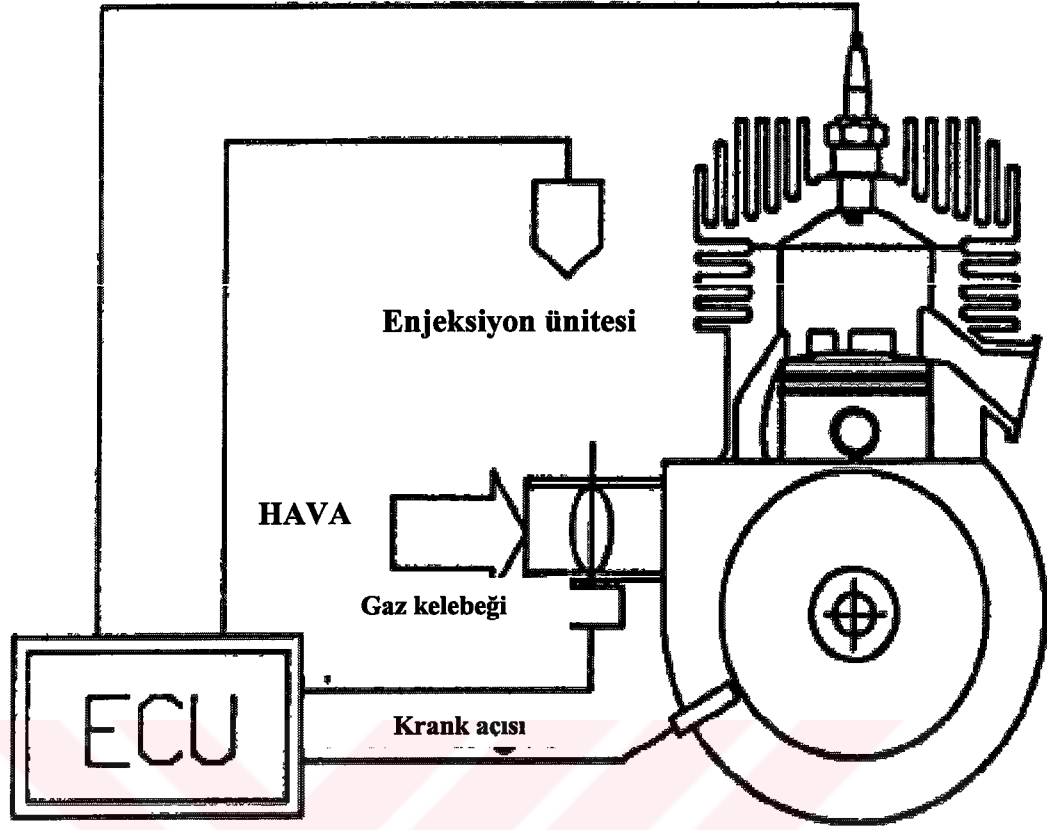
Tablo 3.1. en iyi uyum koşulları altındaki karbüratörlü iki adet seçilmiş motosiklet motorunun, ECE-40 test sonuçlarını göstermektedir. Test sonuçlarının ortalama değerleri HC=3.88g/km, CO=3,7g/km ve yakıt tüketimi 42km/litre olarak gerçekleşmiştir. HC emisyonlarına bakarsak, motosiklet için elde edilen Motor #2'deki 3.66g/km değeri, bu tip bir motorun ulaşabileceği hemen hemen en düşük limittir diyebiliriz.

Tablo 3.2. En iyi uyum altındaki karbüratörlü motora sahip iki motosikletin ECE-40 test sonuçları [2]

Motor no	Emisyonlar (g/km)			Yakıt Ekonomisi (km/l)
	HC	NO _x	CO	
Motor #1	4,1	0,03	3,29	44,2
Motor #2	3,66	0,03	4,11	40
Ortalama değer	3,88	0,03	3,7	42,1

3.3. Yakıt Püskürtmesi için Elektronik Kontrol

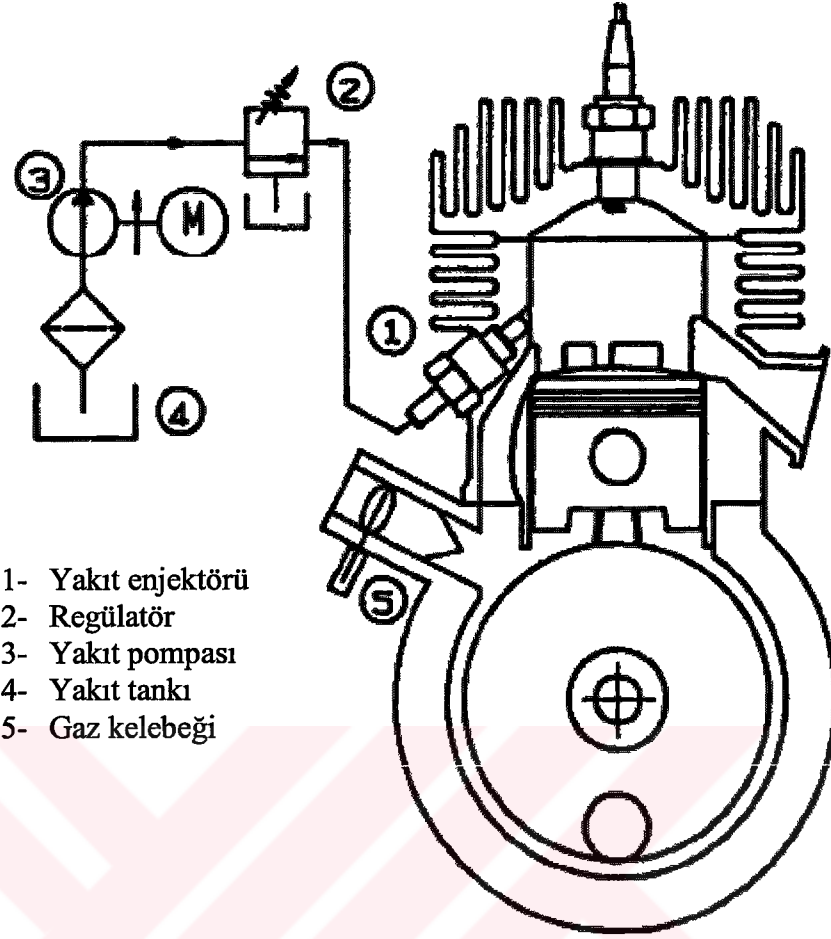
Yakıt enjeksiyonunu, küçük motorda kontrol etmek için, elektronik kontrol ünitesi geliştirilmiştir. (kısaltılmış hali ECU'dur) Şekil 3.2.'de yakıt püskürtmesi için motor kontrolünün şematik diyagramı görülebilir. Bu çalışmalara bakarak söylenebilir ki, motor dönme sayısı ve gaz keleşğı pozisyonu, püskürtme tipinden bağımsız olarak, motor kontrolünde kullanılan iki temel parametredir. (Hall Effect) Krank mili konum verici adapte edildi ve motorun krank miline, hızını tespit etmesi için yerleştirildi. Potensiometre tipi verici (sensör) konumu, kısma plakasıyla sabitlendi, böylece giriş hava akış hızı kontrol edilebilir hale geldi. Krank mili konum verici ve kısma konum vericisinden aldıktan sonra, ECU mevcut sinyali, püskürtme ünitesinin içine, yakıt püskürtme zamanlamasını ve miktarını kontrol etmek için gönderecektir. Buna ek olarak, kıvılcım tutuşma zamanı da ayrıca ECU tarafından kontrol edilecektir. Optimize olmuş ateşleme ve yakıt püskürtme zamanlaması, motor dinamometre testleriyle kararlaştırılabilir.



Şekil 3.2. Yakıt enjeksiyonu için elektronik kontrol [18]

3.4. Sürekli Silindire Duvardan Püskürtmeli Enjeksiyon Sisteminin Gelişimi

Yanmamış karışımın kaybını önlemek için, püskürtme memesi, motor silindirine yerleştirilmiştir. Şekil 3.3. sürekli silindire duvardan püskürtmeli enjeksiyon sisteminin şemasını göstermektedir. Püskürtme basıncı, basınç regülatörü ve elektrikli yakıt pompası tarafından 300kPa civarlarında sabit bir noktada tutulmaktadır. ECU'nun kontrolü sırasında, egzoz kanalının tersine, silindir duvarına yerleştirilen enjektör, yakıtı silindir içine direkt olarak püskürtmektedir.



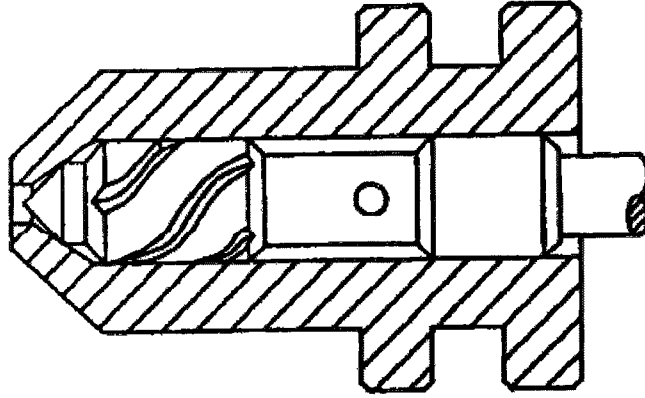
- 1- Yakıt enjektörü
- 2- Regülatör
- 3- Yakıt pompası
- 4- Yakıt tankı
- 5- Gaz kelebeği

Şekil 3.3. Düşük basınçlı sürekli silindire duvardan püskürtmeli sistemin şeması [18]

Bu püskürtme sistemini geliştirmek için, uygunluk açısından, geleneksel EFI enjektörü öncelikle adapte edilmiştir. EFI enjektörü orijinal olarak dört zamanlı motorlarla birlikte kanal enjektör sistemine uygulanmıştı. Bu yakıt enjekteli motorun testlerinden görüldü ki, eğer EFI enjektörü silindir duvarına, silindir içi enjeksiyonunu yerine getirmesi için yerleştirilirse, yakıt sayaç problemi doğuyor. Uzun süre motor işletiminden sonra, meme ucunun kirlendiği görüldü ve yakıt ayarlama kesinliğinin saptığı belirlendi. Enjektör yakıt akış hızı mertebeleri %20'ye kadar değişkenlik gösterebiliyor.

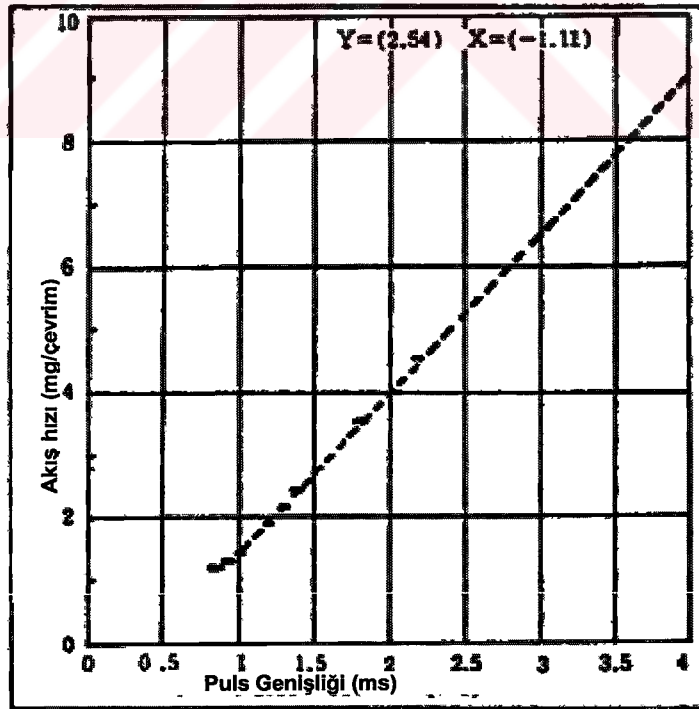
Bu problemi çözmek için, Şekil 3.4.'deki gibi bir enjektör geliştirildi. Hareket eden memenin önündeki çeşitli spiral oluklardan oluşan bir tasarımı vardır. Bu spiral oluklar, sadece yakıt atomizasyonunu ilerletmek için kullanılmıyor, ayrıca yakıt akış hızını kontrol etmek için de kullanılmaktadır. Bu sırada, meme çıkışının toplam çapraz kesit alanı, spiral oluklardan daha büyük olarak şekilde tasarlandı. Bu yüzden böyle bir dizayn kavramı altında, enjektörün netliği, meme çıkışı kirlendiği hallerde

de, korunabildi. Uygulanmış motor testlerindeki sonuçlara bağlı olarak söylenebilir ki, bu dizayn kavramı kullanışlıdır.



Şekil 3.4. Sürekli silindire duvardan püskürtme için enjektör supabı [2]

Şekil 3.5.'de enjektörün dinamik yakıt akış karakteristiği görülebilir. Lineer akış aralığındaki minimum sinyal genişliği 0.8ms'ye düşürülebilir. Geleneksel EFI enjektörüyle kıyaslandığında ki, bu değer yaklaşık 1.3-1.5ms'dir, bu enjektör silindir içinde dinamik cevapların gelişimini açığa çıkarmaktadır. Ayrıca 8000d/d gibi yüksek devirli motorlarda kullanımı da epey uygundur.



Şekil 3.5. Sürekli yakıt püskürtmesi için enjektörün dinamik akış karakteristikleri [2]

Şekil 3.6. enjektörün yakıt huzme modelini (fuel spray pattern) göstermektedir. Spiral oluklar tarafından ilerletilen girdap hareketine (swirl motion) bağlı olarak, püskürtme atomizasyonu geliştirilebilir. Damlacıkların SMD'si (Sauter Mean Diameter – Sauter Ortalama Çapı) $70\mu\text{m}$ civarındadır. Bununla beraber EFI enjektörü için, SMD genellikle $100\mu\text{m}$ 'nin üzerindedir. buradaki püskürtme atomizasyonu ölçümleri P.D.P.A. (Phase Doppler Particle Analyzer – Faz Doppler Partikül Analizörü) tarafından ölçülmektedir.



Şekil 3.6. Sürekli yakıt püskürtmenin huzme yolu [2]

Tablo 3.3. ECE-40'ın bu yakıt püskürtme sistemine sahip, motosiklet için test sonuçlarını göstermektedir. Karbüratörlü olanla kıyaslandığında, motor çıkışındaki HC emisyonları ve püskürtme sistemi tarafından kazanılan yakıt tüketimi sırasıyla %25 ve %30'dur.

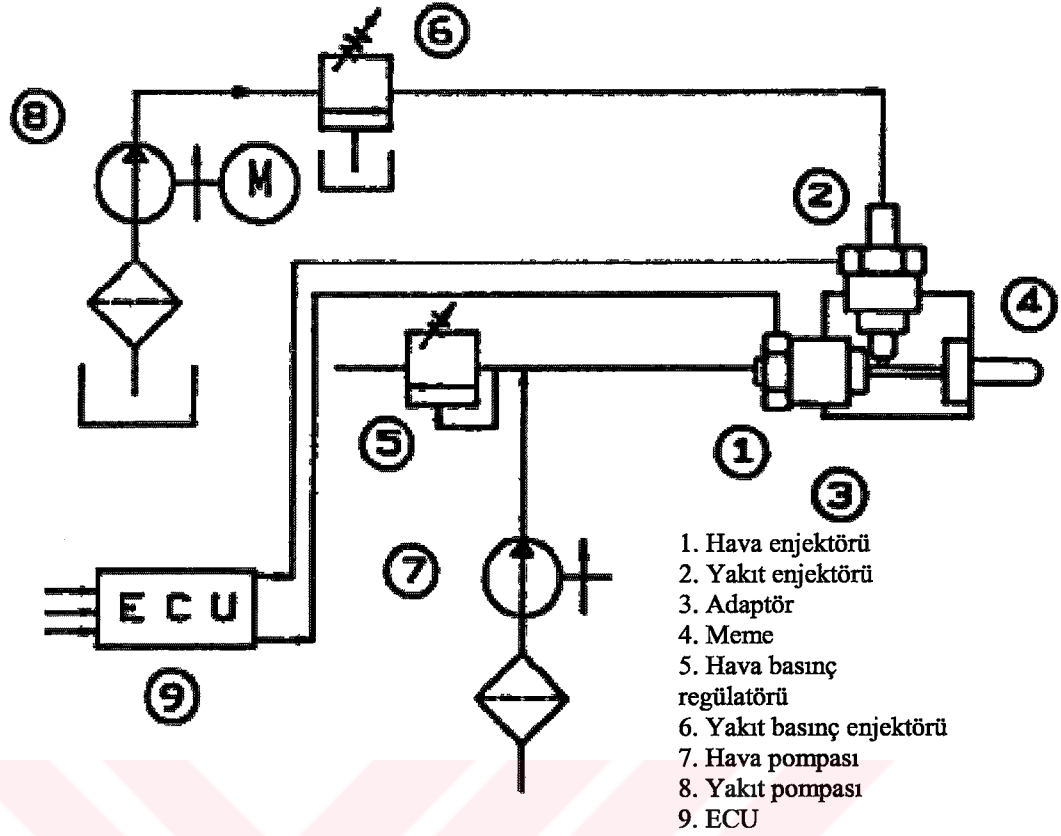
Tablo 3.3. Karbüratörle, sürekli silindire duvardan püskürtmeli enjeksiyon sisteminin ECE test sonuçları karşılaştırması [2]

Yakıt Sistemi	Emisyonlar (g/km)			Yakıt Ekonomisi (km/l)
	HC	NO _x	CO	
Karbüratör	3,88	0,03	3,7	42,1
Enjeksiyon (sürekli-yakıt)	2,9	0,06	3,4	48

3.5. Düşük Basınçlı Hava Destekli Yakıt Püskürtme Sistemi

Daha öncede belirtildiği gibi, sürekli yakıt püskürtme sisteminin adaptasyonu, hem yakıt tüketiminde, hem de emisyonlarda başarı sağlayabilir. Bununla beraber, eğer egzoz HC emisyonlarından kaygı duyulursa, bu düşüş beklendiği gibi kayda değer olmamaktadır. HC emisyonlarını daha da iyileştirmek için, enjekte edilen yakıt huzmesinin nispeten kötü atomizasyonu düzeltilmelidir. Silindir içi yakıt püskürtme durumu iyi biliniyor ki, yakıt huzmesinin karışma prosesi ve silindir içinde taze havanın mevcut zaman aralığı çok kısadır. Bu yüzden, huzme atomizasyonu motor yanma ve emisyonlarını ciddi şekilde etkileyecektir. Genel olarak, huzme damlacıklarının SMD'si artan bir EFI enjektörü için, 100µm ortalamalarındadır ve bu atomizasyon seviyesi sadece dıştan püskürtmeli silindir koşulunda geçerlidir. Örnek olarak püskürtme kanalı veya kısma plakası enjeksiyonudur. Enjektörün modifikasyonu sırasında, girdap hareketine bağlı olarak damlacıkların çapı 70µm'ye düşürülse de, bu silindir içi yakıt püskürtmesi gereksinimi için yeterli gözükmemektedir.

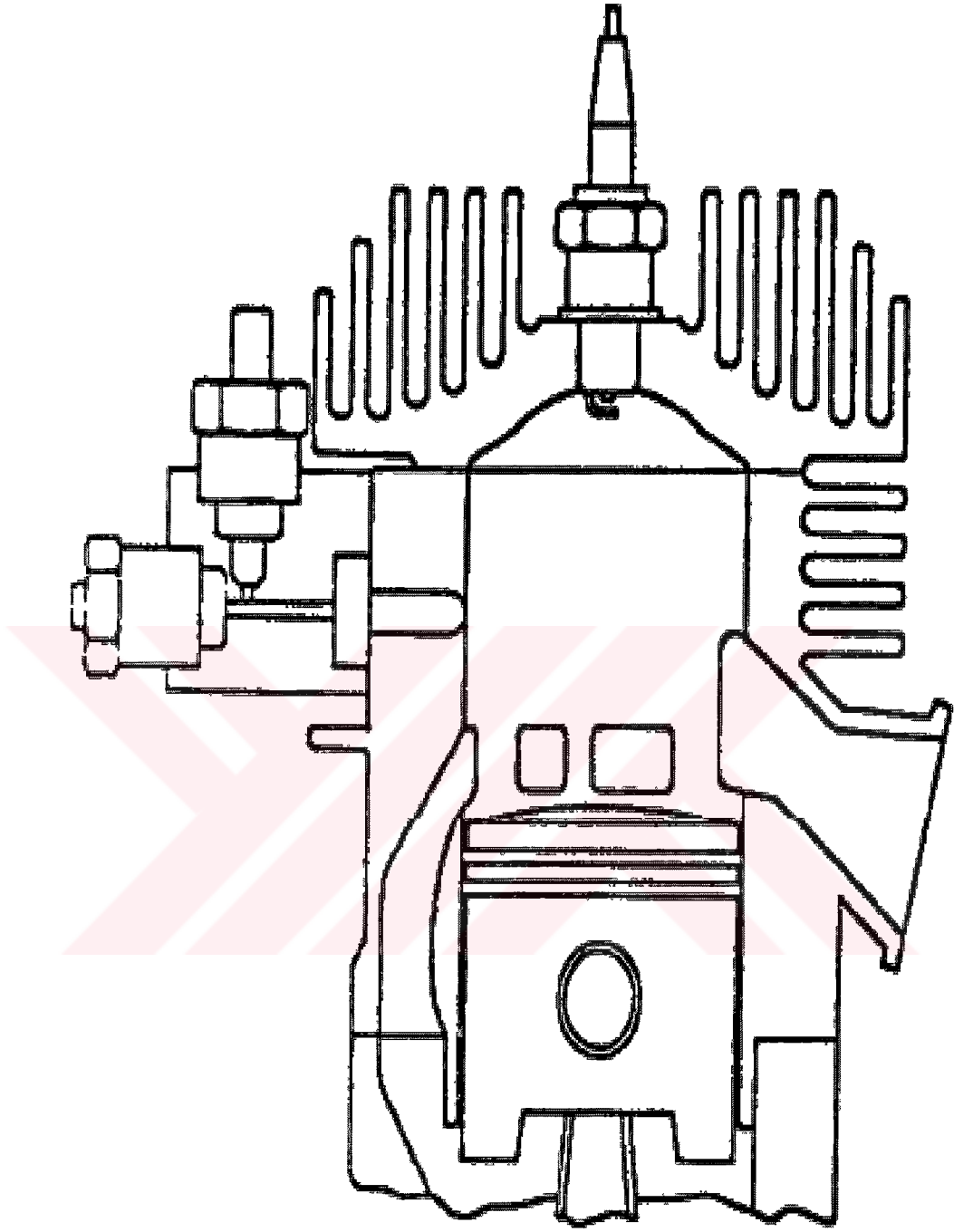
Yakıt atomizasyonunu artırmak için, düşük basınçlı hava destekli püskürtme sistemi geliştirilmiştir. Şekil 3.7.'de gösterildiği gibi hava destekli püskürtme sisteminin atomizasyon prensibi bu şekilde olmaktadır. Püskürtme işlemi sırasında, sıkıştırılmış az miktardaki hava, enjekte edilmiş sıvı yakıt ile karıştırılır ve hızlı hareket eden karışım oluşturulmuş olur. Daha sonra iyi dizayn edilmiş bir meme içinde, bu önceden karıştırılmış zengin karışım, silindir içine istenilen huzme modeliyle enjekte edilir.



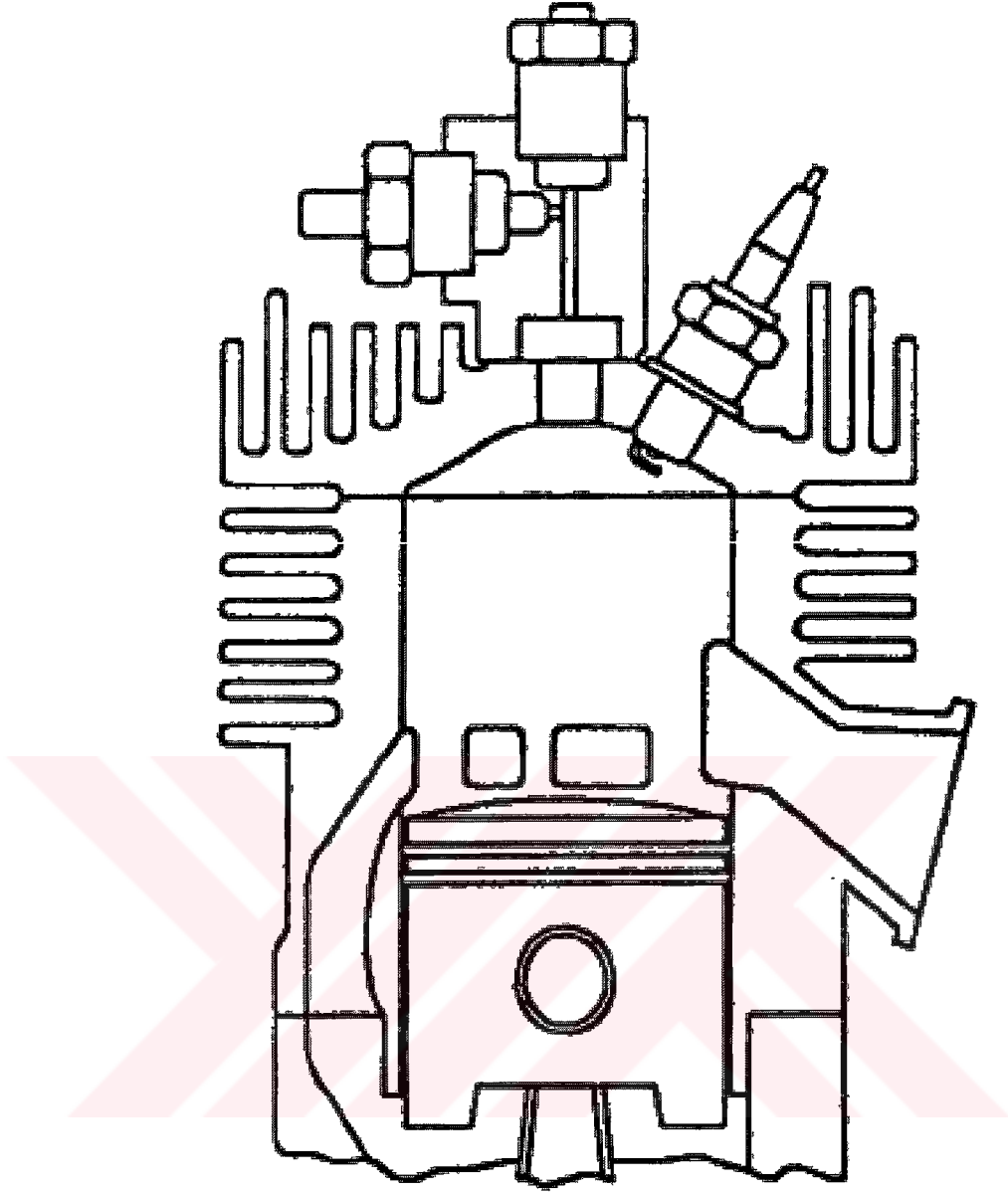
Şekil 3.7. Hava destekli yakıt püskürtmenin sistem şeması [18]

Bu yakıt sistemi temel olarak yakıt sağlayıcı, hava sağlayıcı ve püskürtme ünitesinden oluşmaktadır. Yakıt sağlayıcı alt sistemi, püskürtme sistemi için basınçlandırılmış yakıt akışı sağlamaktadır. Sistem; elektrikli yakıt pompası, yakıt filtresi ve basınç regülatöründen oluşmaktadır. Ayarlanmış basınçlı hava, hava kompresöründen sağlanmaktadır. Püskürtme ünitesi dört parçadan oluşmaktadır. Bunlar yakıt enjektörü, hava enjektörü, meme ve adaptördür. Yakıt enjektörü, iki zamanlı motor uygulamasındaki hızlı dinamik gereksinimi karşılamak için geliştirilmiştir. Hava enjektörü, yakıt transferini ve atomizasyonunu desteklemek için gerekli püskürtme zamanlamasını ve hava miktarını kontrol eder. Adaptör ise, karışımın meme içinden yanma odasına doğru hareketinde rehberlik etmektedir.

Meme bölgesine bağlı olarak, hava destekli yakıt püskürtme sistemi, iki püskürtme tipine kategorize edilebilir. Bunlarda Şekil 3.8.'de gösterilen silindir-duvar ve Şekil 3.9.'da gösterilen silindir-kafa püskürtme sistemleridir.



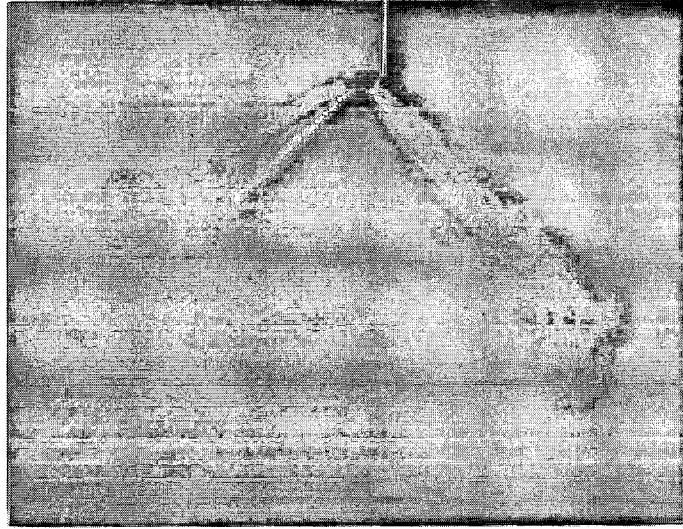
Şekil 3.8. Hava destekli silindire duvardan yakıt püskürtmeli motorun şematik diyagramı [18]



Şekil 3.9. Hava destekli silindire kafadan yakıt püskürtmeli motorun şeması [18]

3.5.1. Hava Destekli Silindire Duvardan Püskürtmeli Motorun Gelişimi ve Test Sonuçları

Şekil 3.10.'da yakıt huzmesinin çift jet huzmesinden, silindir-duvar enjeksiyon motoru için, püskürtülmesi gözüktüyor. Bu silindir içinde daha iyi yakıt karışımının oluşmasını sağlar. Bazı jet huzmeleri, silindir kafası yönünde, diğerleri silindir duvarı yönündedir. Huzme damlacıklarının SMD'si 35-40µm civarındadır.



Şekil 3.10. Hava destekli silindire duvardan püskürtmenin huzme örneği [2]

Tablo 3.4. Hava destekli silindire duvardan püskürtmeli motorların ECE-40 test sonuçları [2]

İstatiksel Durum	Emisyonlar (g/km)			Yakıt Ekonomisi (km/l)
	HC	NO _x	CO	
Ortalama değer	2,58	0,09	3,01	50,43
Std.Sapma	0,15	0,02	0,72	1,69
En iyi sonuç	2,24	0,06	1,75	52
En kötü sonuç	2,79	0,15	4,18	47

Egzoz emisyonları için ortalama değerler; HC için 2.58g/km, NO_x için 0.086g/km ve CO için 3.01g/km olarak bulunur. Standart sapmaları ise HC, CO ve NO_x için sırasıyla 0.15, 0.72 ve 0.02g/km'dir. Bu sapmaların oluşmasının ana nedeni, püskürtme sistemi parçalarının üretilme toleranslarındandır.

3.5.2. Hava Destekli Silindire Kafadan Püskürtmeli Motorun Gelişimi ve Test Sonuçları

Silindire duvardan püskürtme sistemindeki HC emisyonlarını daha da düşürmek için, silindire kafadan püskürtme modeli geliştirilmiştir. Silindire duvardan püskürtme sistemi ile karşılaştırıldığında, teorik olarak silindir-kafa sistemi iki safhada avantajlara sahiptir. Birincisi, meme silindir kafasına yerleştirildiği ve böylece enjekte edilecek yakıt huzmesi, aşağı hareket yapacağından, enjekte edilen yakıt

huzmesi daha düzenli şekilde, yanma odasında dağıtılabilir. Bu durum, istenilen homojen karışım koşullarını sağlamak için uygundur. İkinci enjekte edilen yakıt huzmesi, hareket eden piston tarafından bloke edilemeyeceği için, püskürtme zamanlaması geciktirilebilir, böylece yüksek motor hızlarında yakıtın yanmadan atılması ihtimali önlenmiş olur.

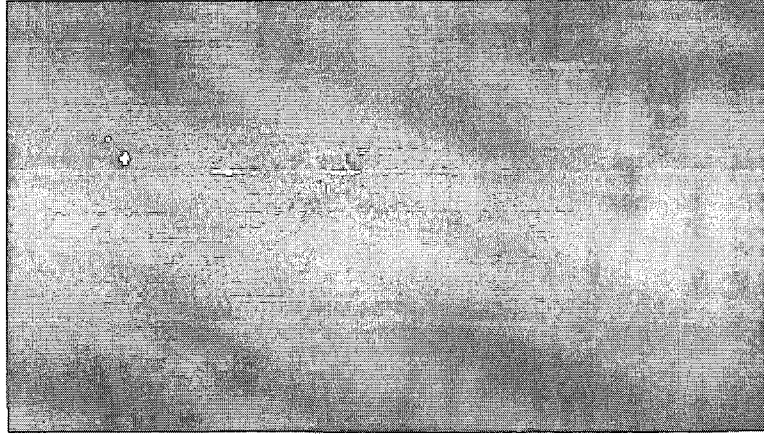
Silindir-kafa ile silindir-duvar arasındaki temel farkları şu şekildedir.

1-) Meme tasarımı: Yüksek basınçlı yanma gazının, püskürtme ünitesine geri akışını önlemek için, bir poppet-supabı silindir-kafa uygulamalarında memenin önüne yerleştirilir. Bununla beraber, çift çıkışlı meme silindir-duvar uygulamalarında kullanılmaktadır.

2-) Hava püskürtme basıncı: Geciktirilmiş-püskürtme işlemini sağlamak için, bu metottaki hava basıncı 500kPa'ya çıkarılır. Silindire duvardan püskürtme sisteminde ise 200-300kPa'lık basınç, hava-yakıt karışımını silindir içine göndermek için yeterince yüksektir.

3-) Huzme modeli atomizasyonu: Şekil 2.11.'den de görülebileceği gibi, huzme yolu düzgün konik tiptir ve yakıt huzmesinin SMD'si meme dizaynındaki değişimlere bağlı olarak 15 μ m'nin altına kadar düşürülmüştür.

Silindire kafadan püskürtmeli motor için, ECE-40 test sonuçları Tablo 3.5.'de gösterilmiştir. Tablo 3.4.'de silindire duvardan püskürtme sistemiyle sonuçları kıyaslandığında, HC emisyonları silindire kafadan püskürtmenin adaptasyonuna bağlı olarak 2.58g/km'den 2.1g/km'ye düşürülmüştür. NO_x emisyonları çok az bir şekilde artmıştır. (muhtemelen yanma verimine bağlı olarak) Bununla beraber toplam HC + NO_x emisyonları 2.65g/km'den 2.28g/km'ye düşürülmüştür. Ayrıca CO emisyonları 3.01g/km'den 2.35g/km'ye düşürülmüştür ve bu demek oluyor ki, silindir-kafa sistemli motor, daha fakir karışım koşullarında çalışabilmektedir.



Şekil 3.11. Hava destekli silindire kafadan püskürtmenin huzme örneği (pattern) [18]

Tablo 3.5. Hava destekli silindire kafadan püskürtmeli motorların ECE-40 test sonuçları [2]

İstatiksel Durum	Emisyonlar (g/km)			Yakıt Ekonomisi (km/l)
	HC	NO _x	CO	
Ortalama değer	2,12	0,16	2,35	52,8
Std.Sapma	0,07	0,04	0,65	2,1
En iyi sonuç	1,97	0,11	1,66	56,5
En kötü sonuç	2,21	0,24	3,4	49,8

3.6. ECE-40 Çevrimindeki HC Emisyonu Analizi

Daha öncede belirtildiği gibi, karbüratörlü sistem yerine püskürtme sistemi kullanılmasının sebebi, silindir süpürme işlemi sırasındaki yakıtın yanmadan atılmasını önlemek içindi. Test karşılaştırmalarından yola çıkarsak, püskürtme sisteminin, karbüratörlü sistemden avantajlı olduğu açıktır. Fakat halen HC emisyonları, silindire duvardan püskürtme sisteminde, ECE-40 sürüş test çevrimine göre 2.5g/km gibi yüksek değerlerdedir. Silindire kafadan püskürtmeli sistem kullanılsa dahi, bu değer 2.0g/km'nin altına çekilememektedir. HC emisyonlarını daha da düşürmek için, bu iki püskürtme sistemine, HC emisyonlarının kaynağını analiz etmek için takip edilen testler uygulanmıştır.

Tablo 3.6., ECE-40 test çevrimini göstermektedir. Bu çevrim boşta çalışma, yavaşlama, sabit hız (15km/h, 32km/h, 35km/h, 50km/h) ve hızlanma bölgelerini kapsamaktadır. Her bölge için zaman aralıkları ve motor işletim şartları listelenmiştir. Ayrıca Tablo 3.6., silindire duvardan veya silindire kafadan

püskürtme sistemli motor operasyon bölgelerindeki ayrı ayrı toplanılmış HC emisyon miktarlarını göstermektedir. Bir testte silindire duvardan püskürtmeli motosiklet 2.5g HC çıkarmışken, silindire kafadan püskürtmeyle 2.1g HC etrafa yayılmıştır.

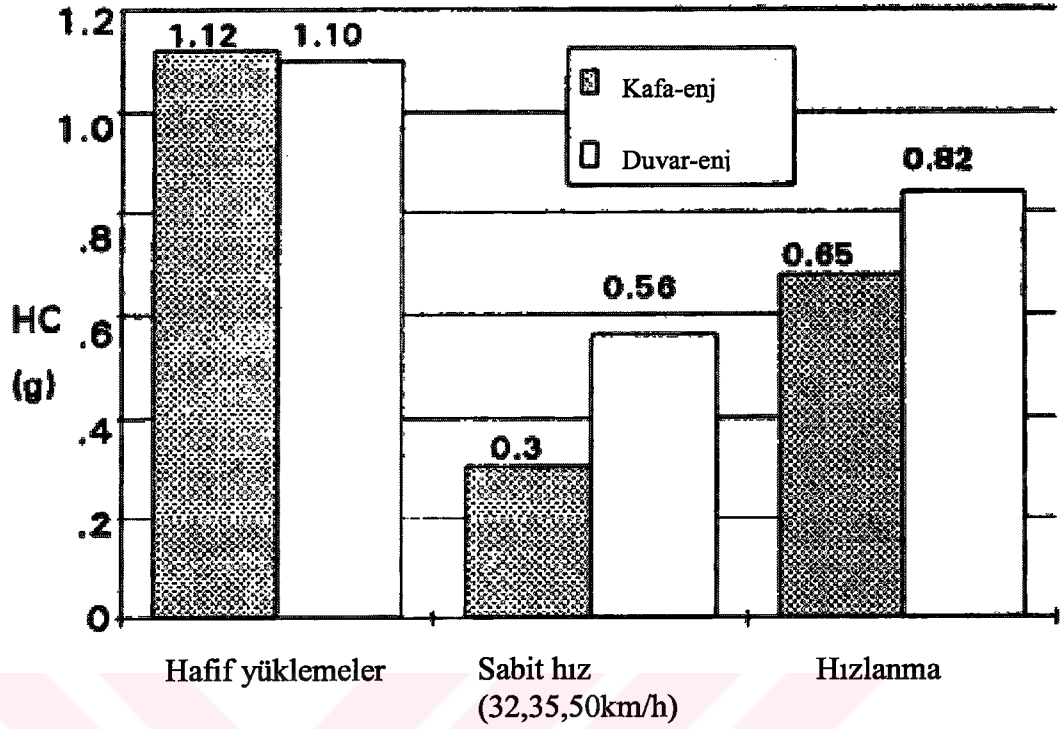
Tablo 3.6.'ya göre, ECE-40 çevrimi sırasındaki motor işletim koşulları 3 parçaya kategorize edilebilir. Şekil 3.12.'de gösterilmiş ve aşağıdaki şekillerde açıklanabilir.

3.6.1. Hafif Yükleme Şartları

Hafif yükleme şartları; boşta çalışmayı, yavaşlamayı ve 15km/h sabit hızlarında ki gidişi içermektedir. Motor, bu şartlar altında, ancak sınırlı güç üretecektir. Örnek olarak, oluşacak maksimum motor torku 15km/h sabit gidiş koşullarında 0.5Nm'dir. Bu hafif yükleme koşullarında, silindire duvardan püskürtmeli motor 1.10g HC emisyonu çıkaracaktır ki, ECE-40 çevrimi içinde bu toplam HC emisyonlarının %44'ünü oluşturmaktadır. Silindire kafadan püskürtmeliyle, yayılan HC halen 1.12g gibi fazladır ve toplamın %50'sini oluşturmaktadır. Bu bilgiler açıkça belirtir ki, ECE-40 çevriminde, HC emisyonları genel olarak hafif yükleme bölgelerinden gelmektedir. Bu bölgeler arasında, boşta çalışma durumu, HC emisyonlarının oluşumu için ana kaynak niteliğindedir. İki püskürtme sisteminde de, boşta çalışma durumunda, 0.77-0.88g arası HC gazı çıkmaktadır. Silindire kafadan püskürtme sisteminin kullanılması hafif yükleme koşulunda HC emisyonlarını düşürme de, bir başarı sağlamamıştır.

Tablo 3.6. Yakıt püskürtmeli motorlar için ECE-40 çevrimindeki ayrı çalışma bölgelerinin motor işletim şartları ve yayılan HC emisyonları [2]

Modül	Zaman (s)	Durum Nm / d/d	HC (g)	
			Duvar- dan- enj	Kafadan- enj
Boşta	60	1800-2000rpm	0,76	0,78
Yavaşlama	36	5700-1800rpm	0,14	0,13
15km/h	8	0,5/3350	0,2	0,21
32km/h	24	1,2/3750	0,23	0,1
35km/h	13	1,5/4000	0,14	0,054
50km/h	12	2,2/5700	0,19	0,152
Hızlanma	42	3,8/5000	0,84	0,677
Toplam Zaman 195s		Maksimum tork 6,3/4500	Toplam HC 2,5g/km	Toplam HC 2,1g/km



Şekil 3.12. ECE-40 çevriminde silindire duvardan ve silindire kafadan püskürtmeli sistemlerin HC analizi [2]

3.6.2. Orta ve Yüksek Sabit Hız Şartları

Bu şartlar; 32km/h, 35km/h ve 50km/h sabit hızla gidiş durumunu kapsamaktadır. Motor ortalama bir tork değeri üretir. (1.23 ila 2.2Nm arası) Silindire duvardan ve kafadan püskürtme sistemli motorlar sırasıyla 0.56g (toplam ECE-40 çevrimi HC emisyonlarının %22.4'ü) ve 0.304g (toplam ECE-40 çevrimi HC emisyonlarının %22.4'ü) HC çıkarmaktadır. Bu bölgede, silindire kafadan püskürtme sistemi, mükemmel bir başarı sağlamıştır.

3.6.3. Hızlanma Şartları

Bu işletim şartlarında, motor 5000d/d'de 3.75Nm tork üretmektedir. Silindire duvardan ve silindire kafadan püskürtme sistemlerinden yayılan HC emisyonları miktarları, sırasıyla 0.84g (çevrimdeki toplam HC'nin %33.6'sı) ve 0.677g'dır (çevrimdeki toplam HC'nin %32'si)

ECE-40 test çevrimindeki HC emisyonları dağılımına bakarsak, fark edilebilir ki, motor sadece hafif ile orta yükleme bölgelerinde çalışmıştır. Hızlanma sırasında üretilen 3.75Nm'lik maksimum tork, motorun toplam torkunun yarısından çok az daha fazladır. (Bu motorun maksimum torku 6.2Nm'dir) Buna ek olarak, çok açıktır ki, eğer yakıt enjekteli motorun HC emisyonları da düşürülmek istenirse, öncelikli çalışma, motorun hafif yükleme koşullarındaki emisyonlarını iyileştirmeye yönelik olmalıdır.

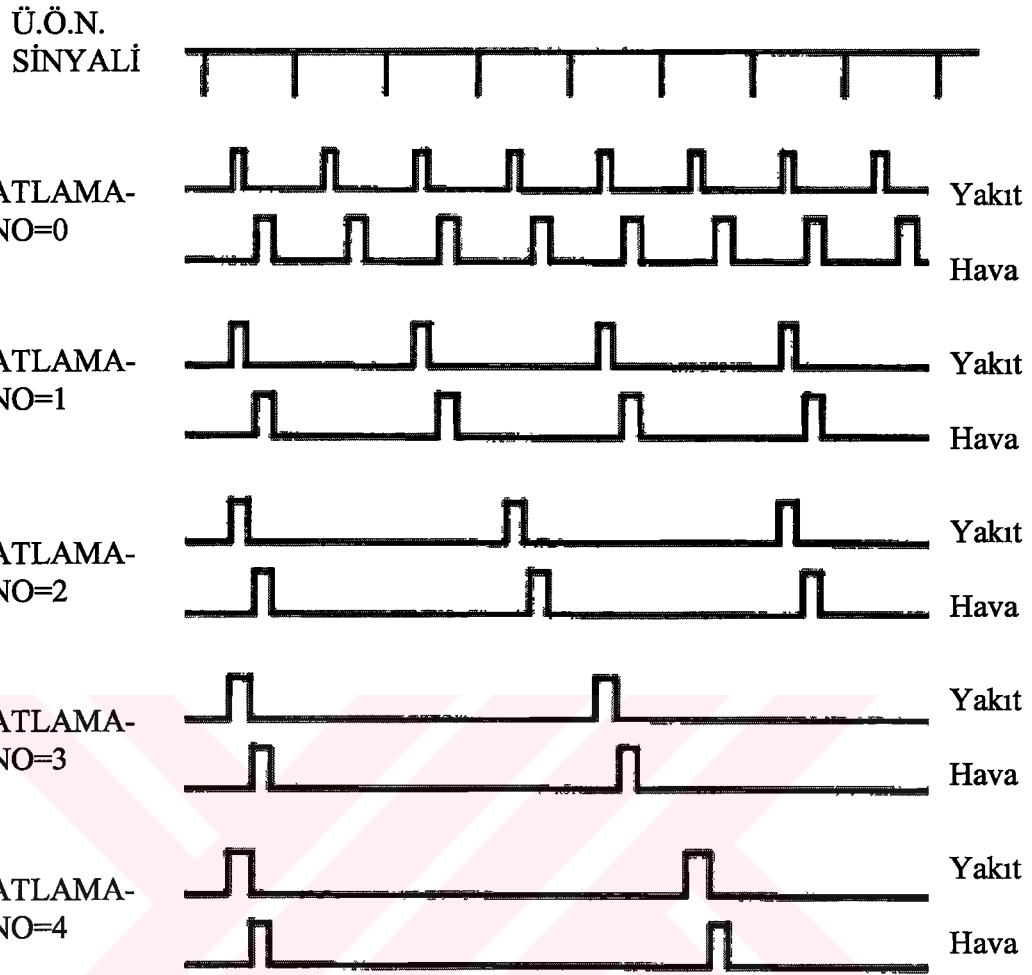
Hafif yükleme koşullarındaki yüksek HC emisyonlarının ana sebebi, düzensiz yanmanın oluşmasıdır. Düzensiz yanma, çıkması gereken egzoz gazının yanma odası içinde kalması dolayısıyla oluşur. Görünen o ki, basitçe yakıt püskürtme sisteminin adaptasyonu, bu çalışmada, hafif yükleme şartlarındaki gelişim durumunu halen verimli kılmamaktadır. Ateşleme pozisyonunun yeniden tespit edilmesi, buji çakma sayısı artırılması ve ateşleme enerjisinin artırılması gibi parametreler yanmadaki düzensizliği gidermek üzere, daha önce üzerinde durulmuş ve çalışılmış araştırmalardır, ancak sonuçlar göstermiştir ki, bu metotlar başarılı sonuçlar vermemiştir.

3.7. Boşta Çalışmada Atlamalı Püskürtme Kontrolü

Hafif yükleme şartlarında silindir içinde yüksek oranlarda artık gaz kalmasının sonucu olarak oluşan düzensiz yanma yüzünden, atlamalı püskürtme stratejisi geliştirilmiş ve uygulanmıştır. Yakıt enjekte edilen arka arkaya belirli çevrim sayısınca taze hava basılarak düzgün ve temiz bir süpürme amaçlanmıştır. Taze hava basılması, atık gaz konsantrasyonunu düşürmektedir. Daha sonra belirlenmiş yakıt püskürtme çevriminde, yanma odasındaki geliştirilmiş karışım kalitesi, yüksek yanma verimini sağlayacak şekilde sonuçlanacaktır.

Tablo 3.6.'ya göre, boşta çalışmadaki HC emisyonları, toplam HC emisyonlarının %30'una tekabül etmektedir. Bu yüzden boşta çalışma şartı (1800d/d – 2000d/d) atlamalı püskürtme kontrolünün motor üzerindeki yanma ve emisyon etkilerini görmek için, öncelikli olarak seçilmiştir.

İnceleme altındaki çeşitli atlamalı püskürtme modülleri Şekil 3.13'de gösterilmiştir.



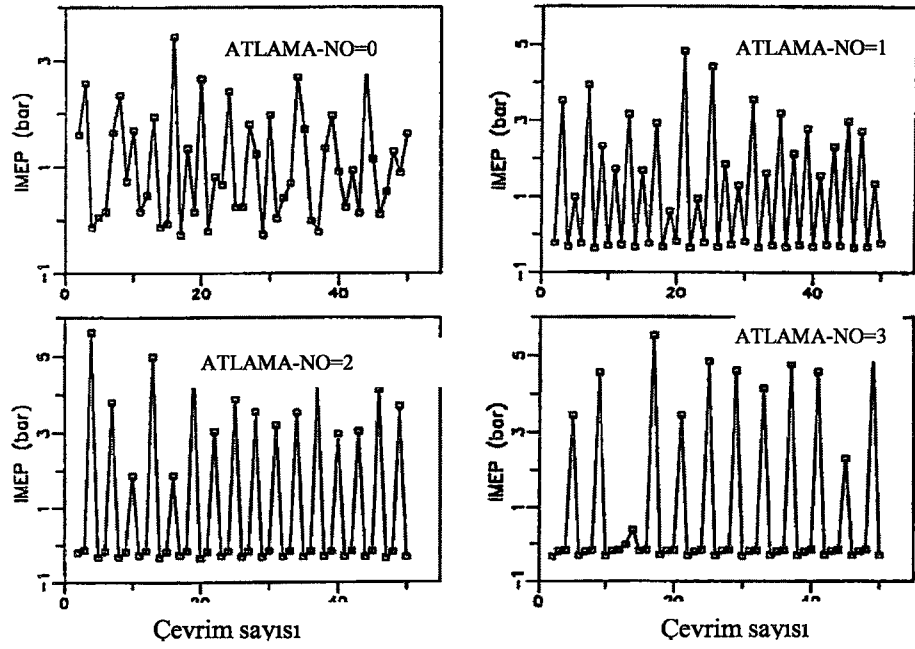
Şekil 3.13. Hava destekli püskürtme sisteminde, değişik atlamalı püskürtme modülündeki hava ve yakıt püskürtmesini kontrol için puls sinyalleri [18]

Atlamalı püskürtme kontrol araştırması, ilk olarak motor dinamometre testleriyle yürütülmüştür. Şekil 3.14. atlamalı püskürtme kontrol stratejili, silindire kafadan püskürtme motorunun boşa çalışmadaki, arka arkaya 50 çevrimden oluşan motor IMEP bilgilerini içermektedir. (Indicated Mean Effective Pressure – Belirlenmiş Ortalama Etkili Basınç) Normal püskürtme modülünde, IMEP boşa çalışma şartında değişmektedir. Birçok çevrim kolaylıkla, tamamlanmamış yanma çevrimi veya hatta hiç yanma olmamış çevrim olarak tanımlanabilir. Bu yüzden yüksek konsantrasyonlardaki yanmamış HC emisyonları (3500d/d – 4000d/d) oluşmaktadır.

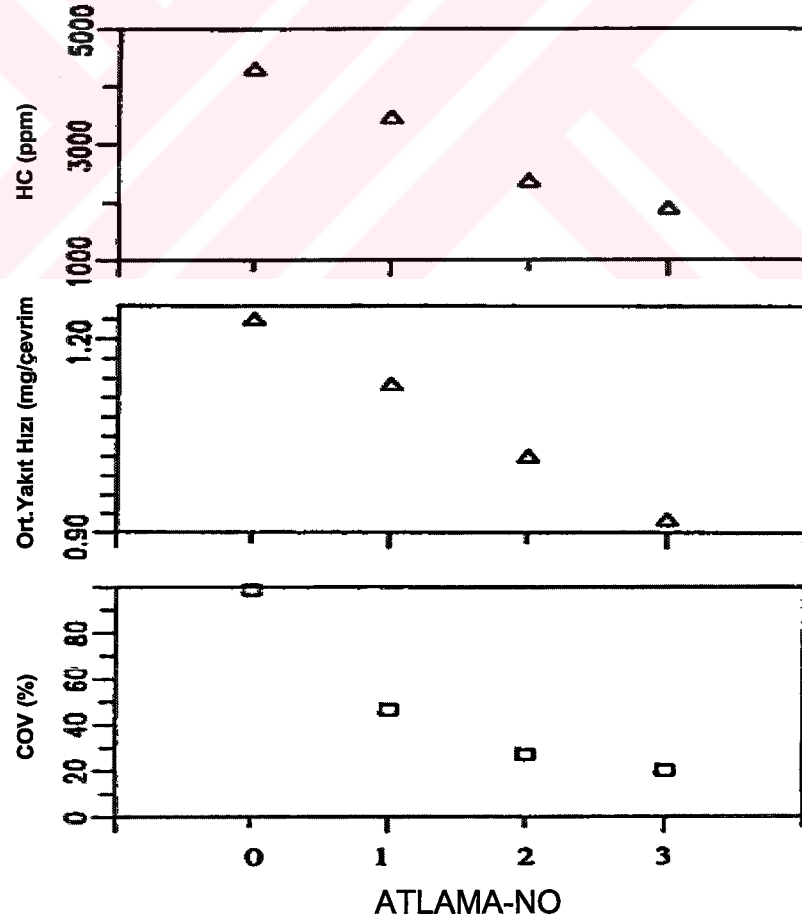
Yakıt, her farklı çevrim içine püskürtüldüğünde, yakıt püskürtmeli çevrimler, yanma oluşmamış durumdan kurtulmuş gibi gözükmetedir. Bununla birlikte, bu çevrimlerin IMEP bilgileri büyüklük olarak değişkenlik gösterecek gibi durmaktadır. Atlamalı püskürtme yakıt çevrim sayısının artıyor olması (ATLAMA-NO=2, ATLAMA-NO=3), yanma çevrimindeki IMEP bilgisini daha düzenli hale getirmektedir.

Sadece yakıt püskürtme çevrimleri için olan IMEP'in değişken katsayısı (COVi şeklinde gösterilmiştir), ortalama yakıt hızı ve HC emisyonlarıyla, değişken atlamalı püskürtme modüllerinin karşılaştırılması Şekil 3.15.'de gösterilmiştir. Bu şekilden ATLAMA-NO=3 elde edilerek, hemen hemen tüm tamamlanmamış yanma çevrimleri uzaklaştırılır ve COVi katsayısı %98.6'dan (ATLAMA-NO=0) %20.1'e düşürülür. Ayrıca HC emisyonları ve ortalama yakıt hızı sırasıyla %50 ve %30 oranlarında düşürülür.

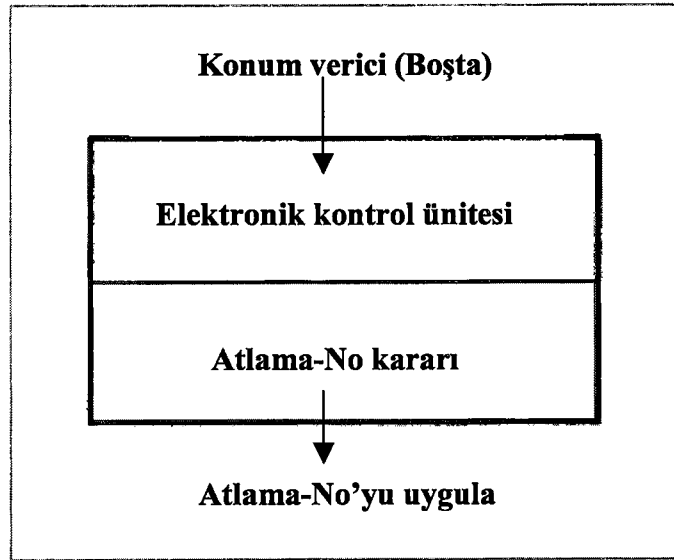
Bu atlamalı püskürtme kontrolünü, gerçek araç şartlarında uygulamak için, motosikletlerde basit bir kontrol stratejisi adapte edilmiş ve test edilmiştir. Şekil 3.16.'da gösterildiği gibi, atlamalı püskürtme modülü (ATLAMA-NO=3) sadece boşa çalışma koşulunda, gaz kelebeğinin minimum açıklık pozisyonunda olduğu durumda aktivite edilir. Kısmi plakası, boştaki pozisyonundan uzaklaştırıldığında, püskürtme kontrol modülü, atlama yapmayan normal püskürtme modülüne geçer.



Şekil 3.14. Değişik enjeksiyon modülleri için ardışık çevrimli IMEP bilgileri (1800d/d, silindir kafa enjeksiyonu) [2]



Şekil 3.15. Silindire kafadan yakıt püskürtmeli motor için, yanma karakteristikleri ve emisyonlarındaki atlamalı püskürtme kontrolünün etkileri [2]



Şekil 3.16. Boşta çalışmadaki atlamalı püskürtme kontrolü [2]

Tablo 3.7. yakıt püskürtmeli motorun, atlamalı püskürtme kontrol stratejisi uygulanmış ve uygulanmamış ECE-40 test sonuçlarını göstermektedir. Boşta çalışmada açığa çıkan yanmamış HC gazları, 0.76gr'dan 0.35gr'a düşürülmüştür. Eğer, atlamalı püskürtme kontrol stratejisi yavaşlama koşullarında, gaz keleşinin minimum açıklık pozisyonunda olduğu durumda da uygulanırsa, ECE-40 çevrimi için HC emisyonlarındaki toplam azalma, 0.5gr olabilir.

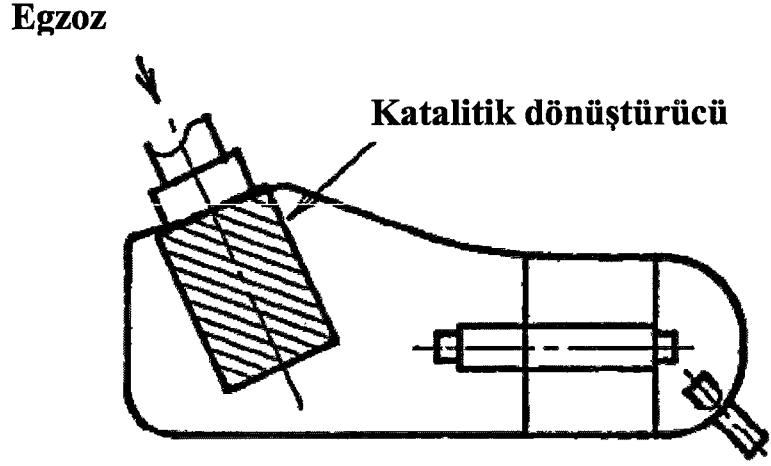
Tablo 3.7. Hava destekli silindire kafadan püskürtmeli motorların hafif yükleme şartlarındaki atlamalı püskürtme kontrolünün etkisiyle gelişimi gösteren ECE-40 test sonuçları [2]

Yakıt Sistemi	Emisyonlar (g/km)			Yakıt Ekonomisi (km/l)
	HC	NO _x	CO	
Atlamalı	1,62	0,17	1,6	55,1
Atlamasız	2,12	0,16	1,81	52,8

3.8. Egzoz Oksidasyon Katalitik Dönüştürücüsünün Adaptasyonu

Emisyonun azalma etkisini, yakıt püskürtmeli motorla birlikte egzoz cihazı kullanarak hesap etmek için, bir oksidasyon katalitik dönüştürücü, motosiklet susturucusu içine yerleştirilmiştir. Bu, Şekil 3.17.'de gösterilmiştir.

Buna ilaveten, ikincil hava, egzoz borusunun içine, oksijen konsantrasyonunu artırmak, böylece katalitik çevrimin verim etkisini hesap etmek için, verilmiştir.



Şekil 3.17. Motosiklet içindeki katalitik konvektörün birleştirilmesi [18]

Tablo 3.8. bu üç testin durumu hakkındaki sonuçları göstermektedir. Katalitik dönüştürücülü motor emisyonları 0.28g/km HC ve 0.09g/km CO seviyelerine inmemizi sağlar. Ancak ikincil havanın etkisi bize fazladan emisyon iyileşmesi sağlamaz.

Tablo 3.8. Hava destekli silindire kafadan püskürtmeli motorlara, oksidasyon katalitik dönüştürücülerin uygulanması sonucu ortaya çıkan karşılaştırmalı ECE-40 test sonuçları [2]

Egzoz boru Tipi	Emisyonlar (g/km)			Yakıt Ekonomisi (km/l)
	HC	NO _x	CO	
Katalizörsüz	1,64	0,17	1,68	55
Katalizörlü	0,28	0,16	0,09	55,3
Katalizörlü + İkincil havalı	0,25	0,16	0,08	55

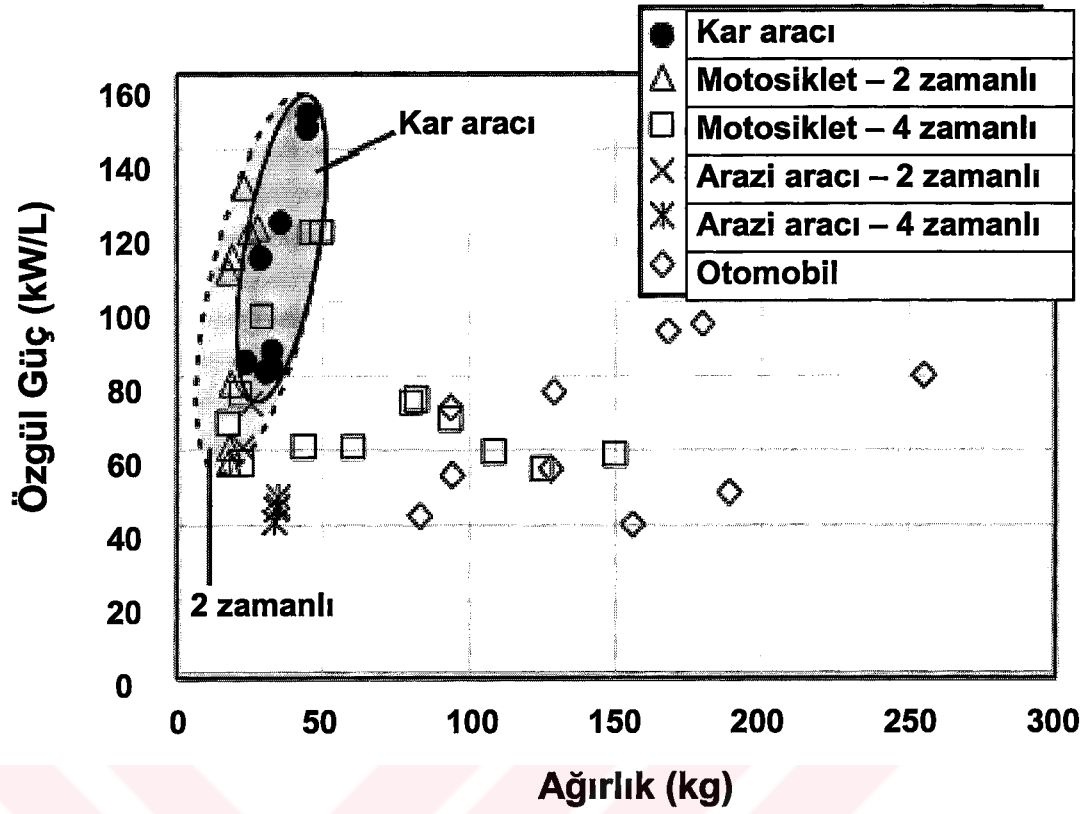
4. İKİ ZAMANLI MOTORLARDA DİREKT YAKIT ENJEKSİYONU İLE YÜKSEK ÇIKIŞ GÜCÜ VE MOTOR DÖNME SAYISINA ULAŞMA METOTLARI

4.1. Giriş

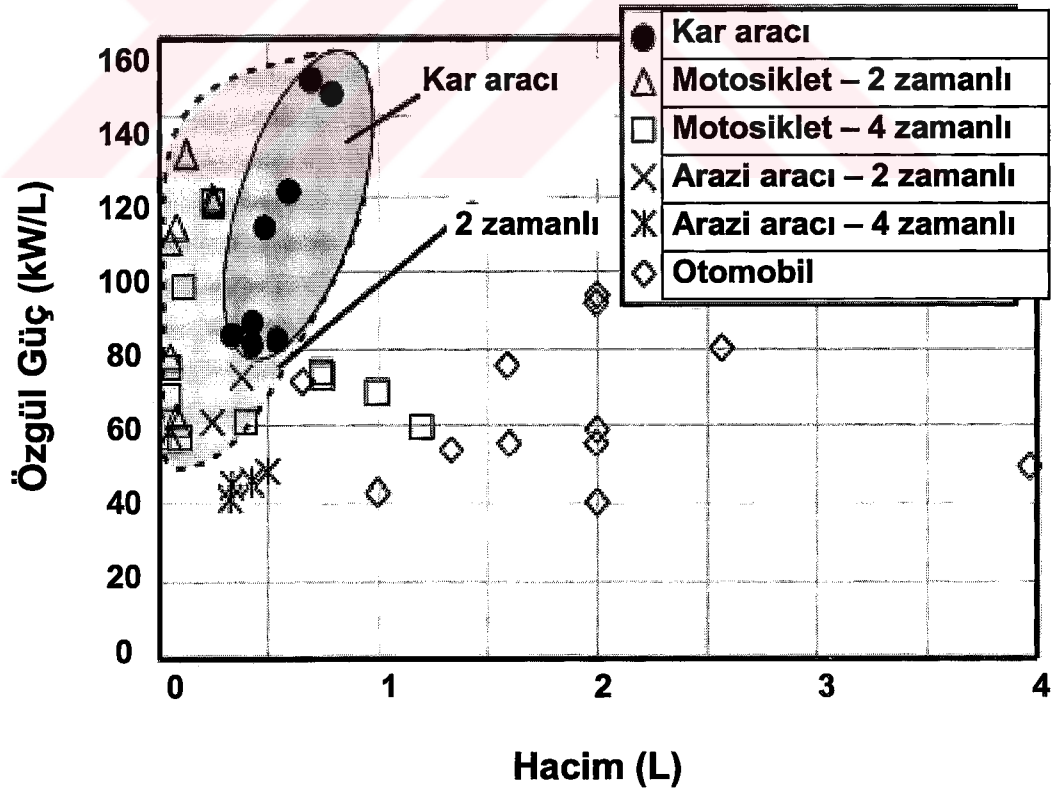
İki zamanlı motor, çeşitli içten yanmalı motor tipleri arasında, en yüksek verimlilik potansiyeline sahip olan bir motordur. Ancak bir çok kullanım alanları yüksek emisyonlar yüzünden kısıtlanmıştır. Bu dezavantajı bertaraf etmek için DFI sisteminin uygulanması incelenecektir. DFI sistemi, HC emisyonlarını azaltmada, iki zamanlı motora uygulanan en etkili metot olarak düşünülmektedir.

4.2. Özgül Çıkış Gücünün Göz Önüne Alınması

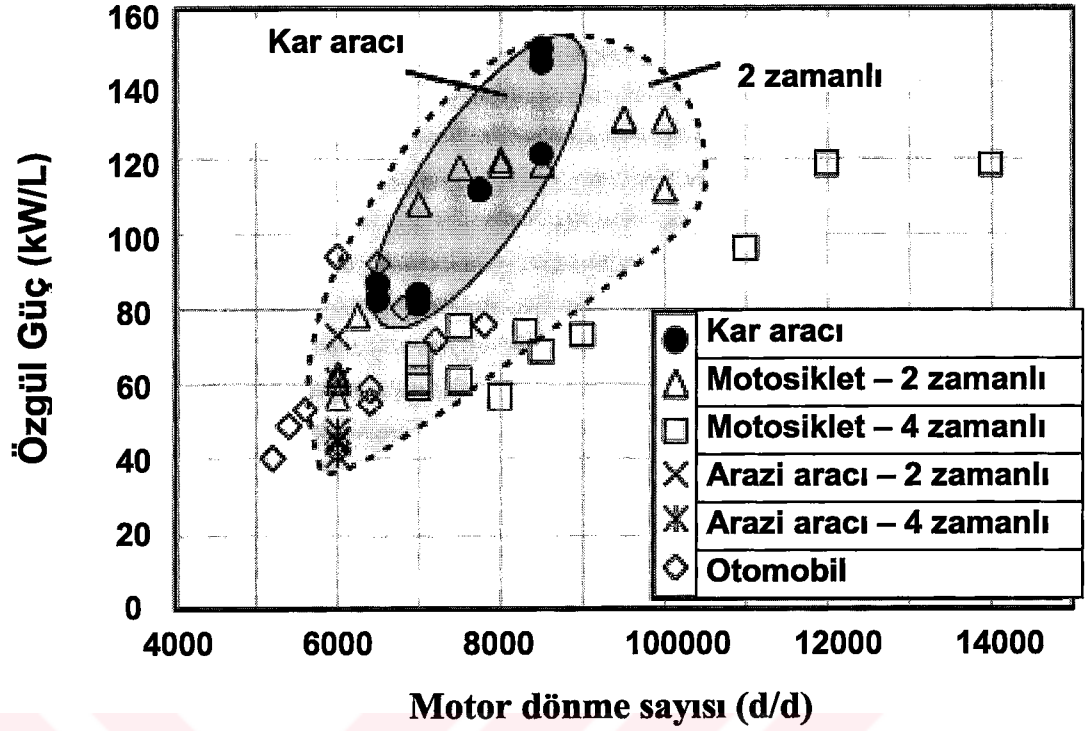
Şekil 4.1. – 4.3. motor ağırlığı, motorun kapladığı yer, maksimum güçteki motor dönme sayılarının; işaretlenmiş çeşitli motorlar için olan (iki zamanlı kar aracı, motosiklet, iki zamanlı ve dört zamanlı arazi aracı, dört zamanlı motosiklet, otomobil motorları) özgül çıkış gücü dağılımlarını kıyaslayan eğrileri göstermektedir. Bu grafikten açıkça görülebilir ki, iki zamanlı motor hiçbir diğer başka bir motor tarafından yenilgiye uğratılamamıştır.



Şekil 4.1. Özgül güç vs. Ağırlık [6]



Şekil 4.2. Özgül güç vs. Hacim [6]



Şekil 4.3. Özgül güç vs. motor hızı (maksimum güç) [6]

Kar aracı kullanımındaki motorlar daha da özel bölgededir, bu yüzden bu çalışmada üzerine konsantre olunmuştur.

4.3. DFI Yüksek Çıkış Gücüne Sahip Motor Üzerine Çalışma

4.3.1. Hedefler ve Metotlar

Bu çalışmanın hedefleri, geleneksel karbüratörlü motorlara göre, daha yüksek çıkış gücünün nasıl sağlandığını anlamak ve DFI teknolojisini kullanarak, HC emisyonlarını aynı zamanda düşürmek.

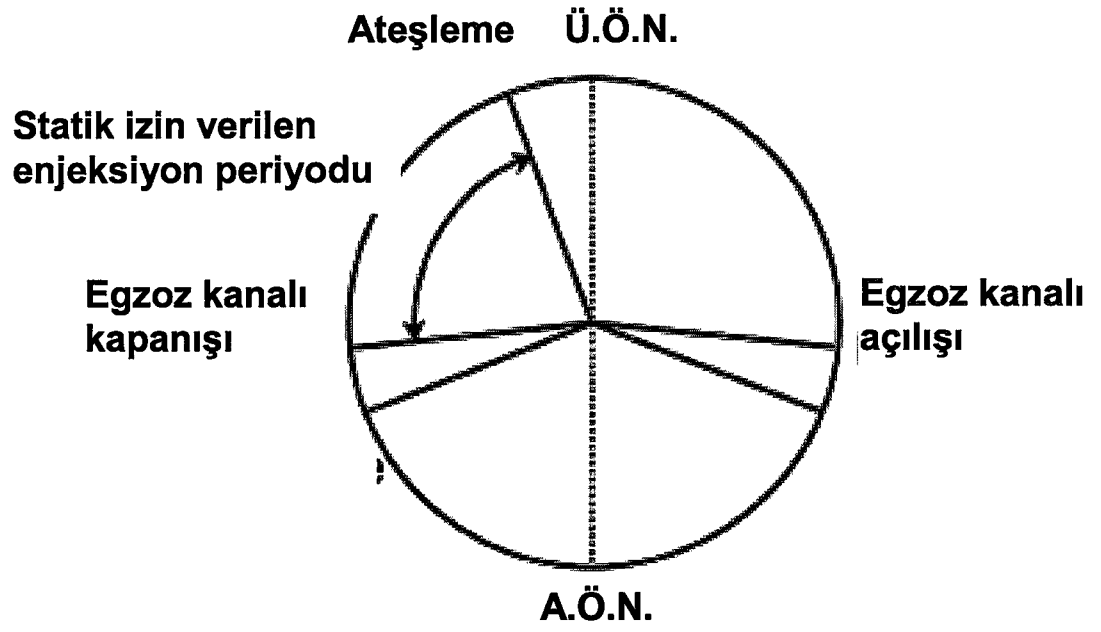
4.3.2. Yakıt Sisteminin Göz Önüne Alınması

4.3.2.1. Yakıt Dağıtımı

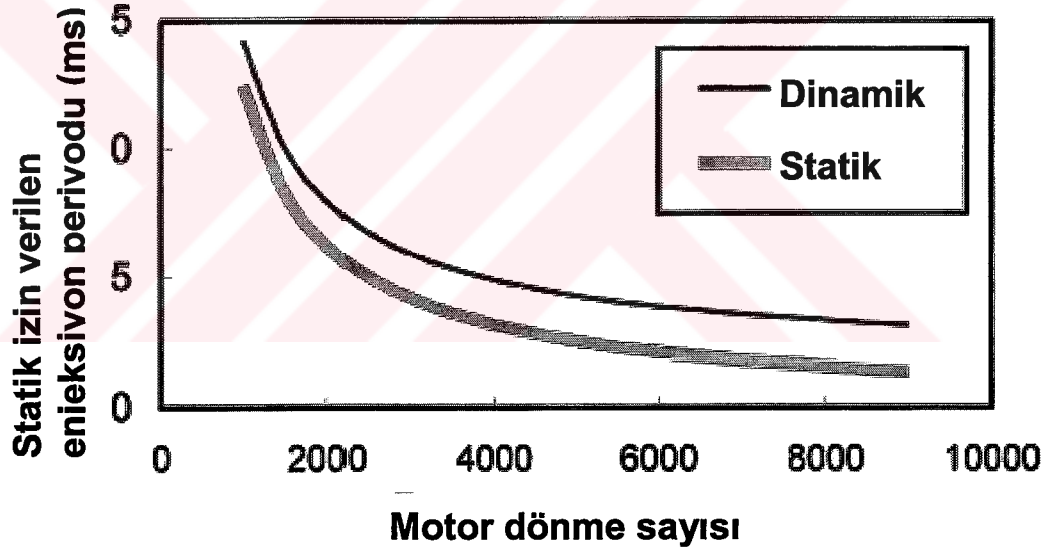
Çıkış gücünü etkileyecek çok fazla öge vardır, bununla birlikte, DFI sistemi karışım oluşumu için, anahtar faktörlerden biridir. Büyük miktarlardaki yakıt, çok kısa bir zaman aralığında, silindir içine dağıtılmalıdır. Şekil 4.4. iki zamanlı motorun tipik kanal zamanlamasını ve statik izin verilen püskürtme periyodunu göstermektedir. Şekil 4.5. egzoz kanalına püskürtme için, yakıt kaybı olmadan, izin verilen zamanı göstermektedir. Dinamik periyodun, yakıt transferinin sürekliliğinin enjektör memesi ucundan, egzoz kanalına doğru olan yolu içerdiği düşünülmektedir. Bu zaman, statik periyoduna eklenir. Yakıt naklinin sürekliliği, meme ucundan egzoz kanalına olan mesafe ve ortalama huzme hızı kullanılarak bulunan birinci derece hesap yöntemiyle yapılacağı farz edilir. 9000d/d'de izin verilen dinamik periyot 4ms'den azdır.

4.3.2.2. Yakıt Buharlaşma Zamanı

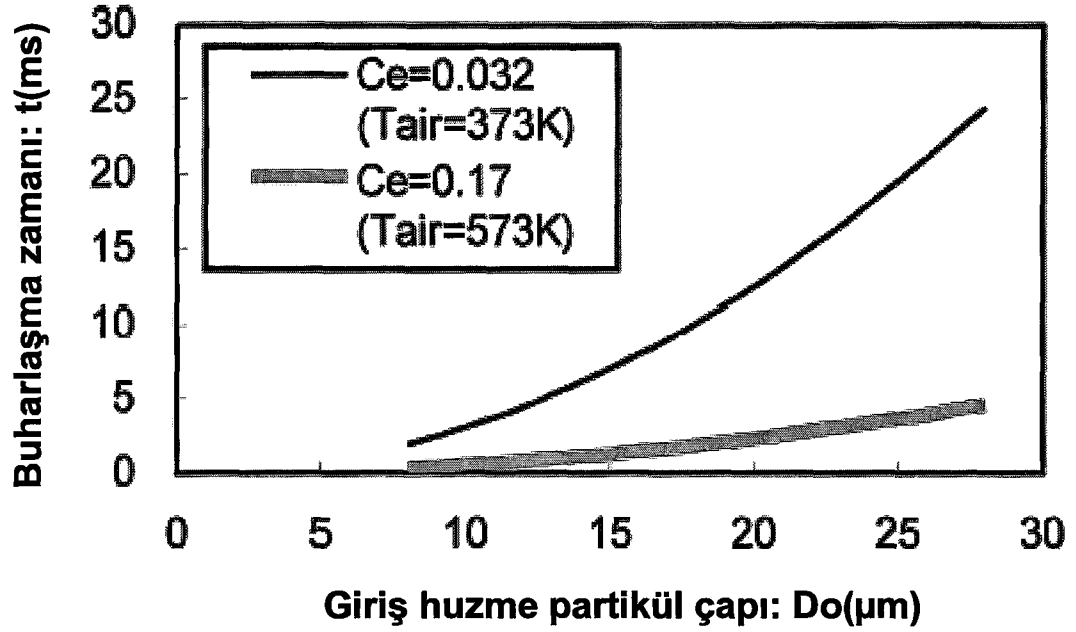
Yakıt buharlaşma zamanının kesin tahmini, huzme için olan nümerik analiz yöntemiyle yapılır. Bununla birlikte birinci derece de haberdar olma, basit bir damlacık buharlaşma katsayısı ile yapılır. Şekil 4.6. benzin damlacıkları için, çevre sıcaklıklardaki, basit buharlaşma zaman hesabını göstermektedir.



Şekil 4.4. İki zamanlı motorun tipik kanal zamanlaması [19]



Şekil 4.5. İzin verilebilir püskürtme periyodu [19]



Şekil 4.6. Tek damlacığın buharlaşma zamanı [19]

Bu hesap takip edilen formüllerde yapılır.

$$D^2 = D_o^2 - C_e \cdot t \quad [6]$$

$$C_e = 8 \cdot \lambda_g (T_a - T_w) / (L_h \cdot \rho_f) \quad [6]$$

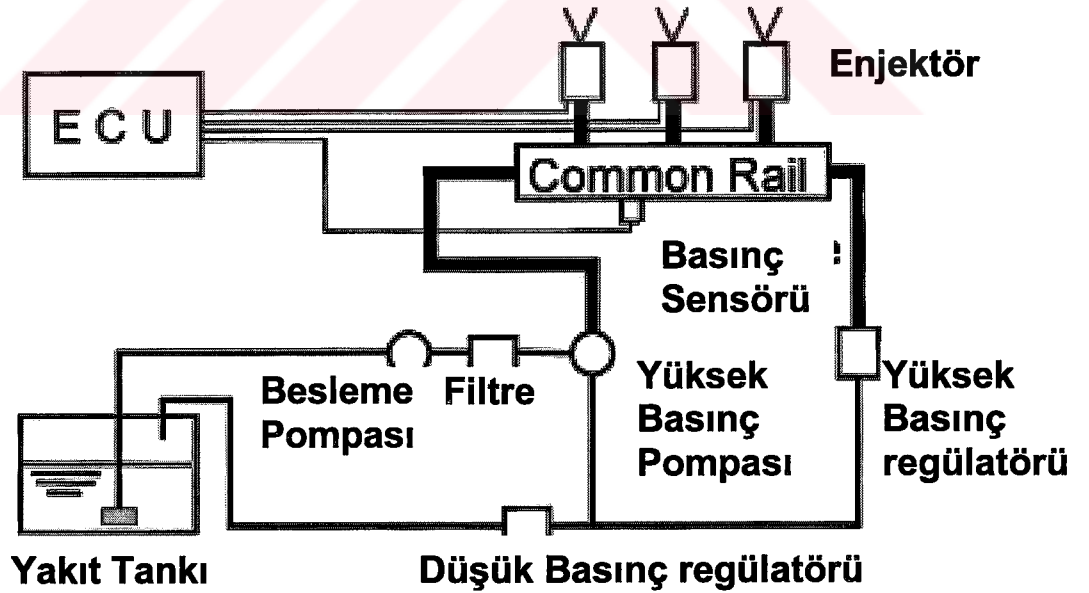
Silindir içinde cereyan eden gerçek fenomeni düşünürsek, gaz basıncı, yoğunluk, akış vb. şartları farklı ve komplikedir. Bununla birlikte birinci derecede tahmin, her sıkıştırma çevrimi sonunda yapılabilir. Eğer başlangıç partikül çapı 15-20 μm ise, buharlaşma zamanı 1-2ms civarlarında olacaktır. Yakıt püskürtmesi için kalan süre 2ms civarlarındadır. İki zamanlı DFI motor için bu sayı mümkündür, yakıt dağıtımı, buharlaşma ve karışım oluşumu toplam zamanı biraz marjinaldir. Silindir içine gönderilen yakıt süresini kısaltmak için, küçük partikül büyüklüğünde yüksek yakıt püskürtme hızı gereklidir.

4.3.2.3. DFI Sistemi

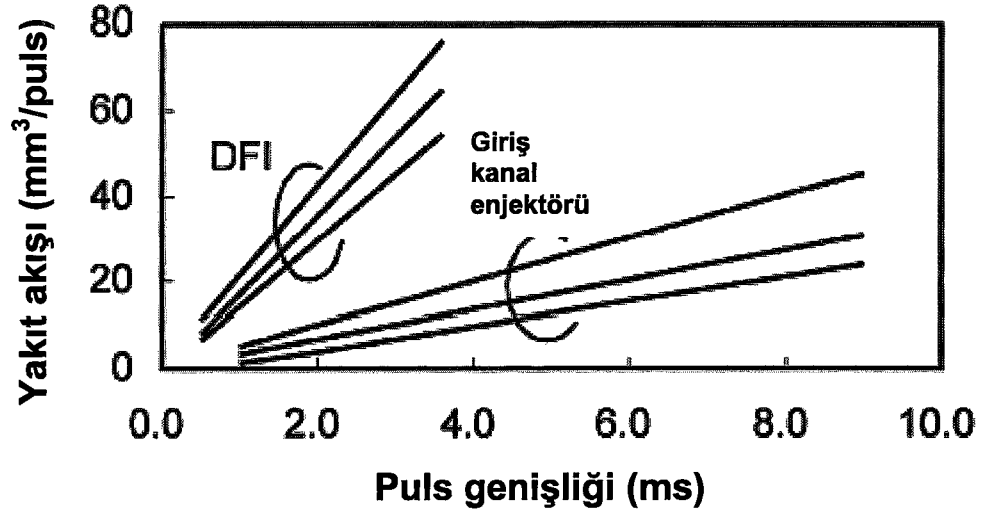
Tablo 4.1. yakıt sistemi konfigürasyonunu göstermektedir. Şekil 4.7.'de şematik diyagram belirtilmiştir. Yüksek basınçlı, tek akışkanlı sistem seçilmiştir, bunun sebebi de düzgün damlacık büyüklüğünde, püskürtme hızı tutarlılığını sağlamaktadır. Şekil 4.8. direkt yakıt enjektörünün, yakıt püskürtme hızını göstermektedir. Hem prototip, hem de piyasada kullanılan enjektörün kıyaslaması yapılmıştır. Her silindir için olan yakıt miktarını, hedeflenmiş çıkış gücündeki her çevrimi hesaplayarak, yakıt dağıtımı 2ms ortalamalarında gerçekleştirilir.

Tablo 4.1. Yakıt Sistemi [6]

Parça	Özellikler
Preşip	Comman Rail
Yakıt basıncı	7 (Mpa)
Enjektör	Girdaplama tipi
Enjektör işletimi	Yüksek voltaj
Yakıt pompası	Piston tipi



Şekil 4.7. Yakıt sistemi [6]



Şekil 4.8. Püskürtme hızı [6]

4.3.2.4. Sprey Donanımı Test Sonuçları:

Partikül büyüklük ölçümü ve huzme gözlemlemesi yapılmıştır. A ve B isimli iki tip enjektör gözlemlenmiştir. Tablo 4.2.; partikül büyüklüğünü, huzme konik açısını ve yaklaşık nüfuz etme mesafesini ki bu mesafe enjektörün meme ucundan, huzmenin durgunluk noktasına olan mesafedir, göstermektedir. İki enjektörde yaklaşık aynı SMD çaplarındadır. Bu sayı kabaca 15-20µm arasındır.

Tablo 4.2 Huzme donanımı test sonuçları [6]

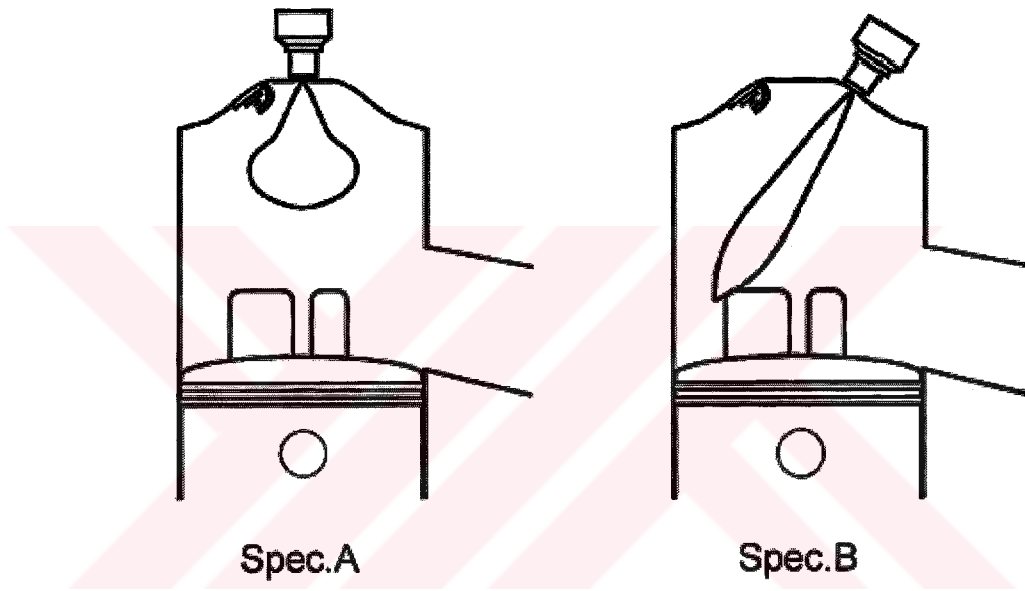
Tip	SMD	Konik açısı	Nüfuz etme
A	15µm	60 derece	30mm
B	20µm	20 derece	60mm

B enjektörü daha far koniklik açısı ve daha büyük nüfuz etme karakteristik özeliğine sahiptir.

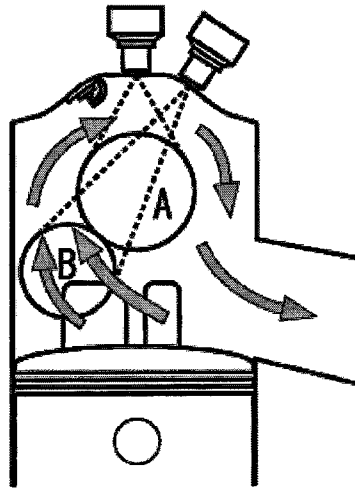
Karışım Oluşum İhtimali: Sinyal genişliği tahmininin sonuçları, 2ms hedef güç ve partikül büyüklük ölçümü olacak şekilde, 15-20µm'lik başlangıç partikül çapını gösterir ki, yakıt iletimi, buharlaşma ve karışım oluşumu için yeterli süresi vardır.

4.3.3. Karışım Oluşum Optimizasyonu

Prototip motorunun daha önceki performans testleriyle, prototip motorla teknik özellikleri benzer başka bir motor ailesi kullanılarak, karışım oluşumu çalışması yapılmıştır. Şekil 4.9., iki tip huzme bulutunun yerini göstermektedir. Spec A, A-enjektörünü; Spec B, B-enjektörünü kullanmaktadır. Şekil 4.10., huzme bulutuyla, süpürme akışının yeri arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Spec A, genel merkezi enjektör olarak sabitlenmiştir. Spec B’de ise süpürme akışına karşı olan huzme bulutu hedeflenmiştir.

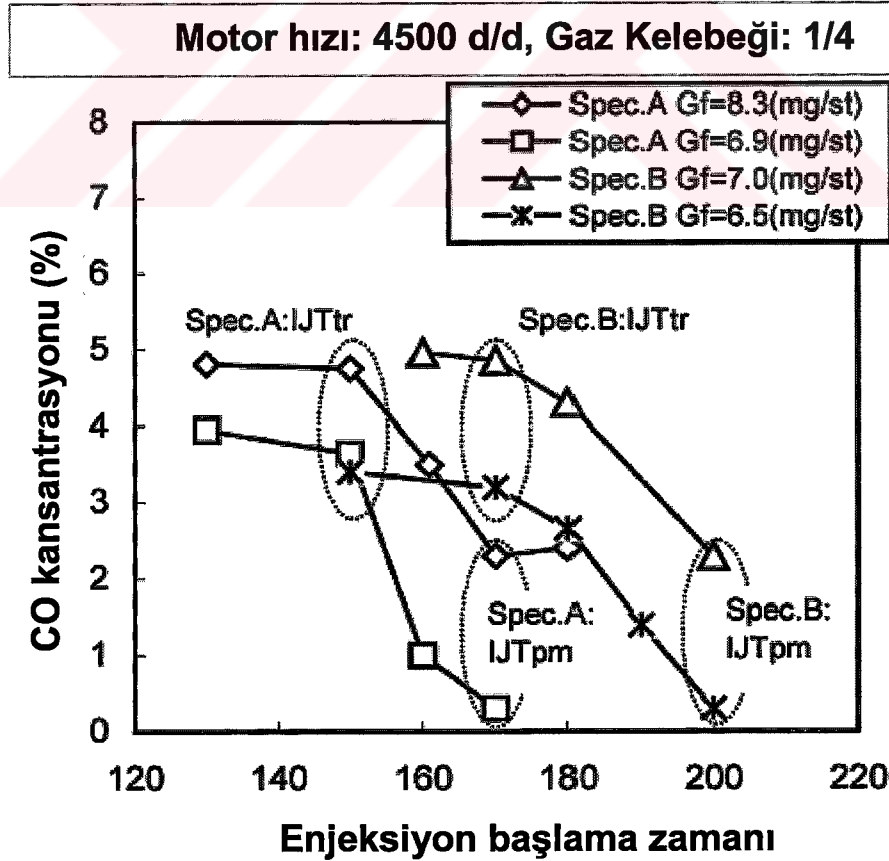


Şekil 4.9. Huzme bulutunun konumu [19]

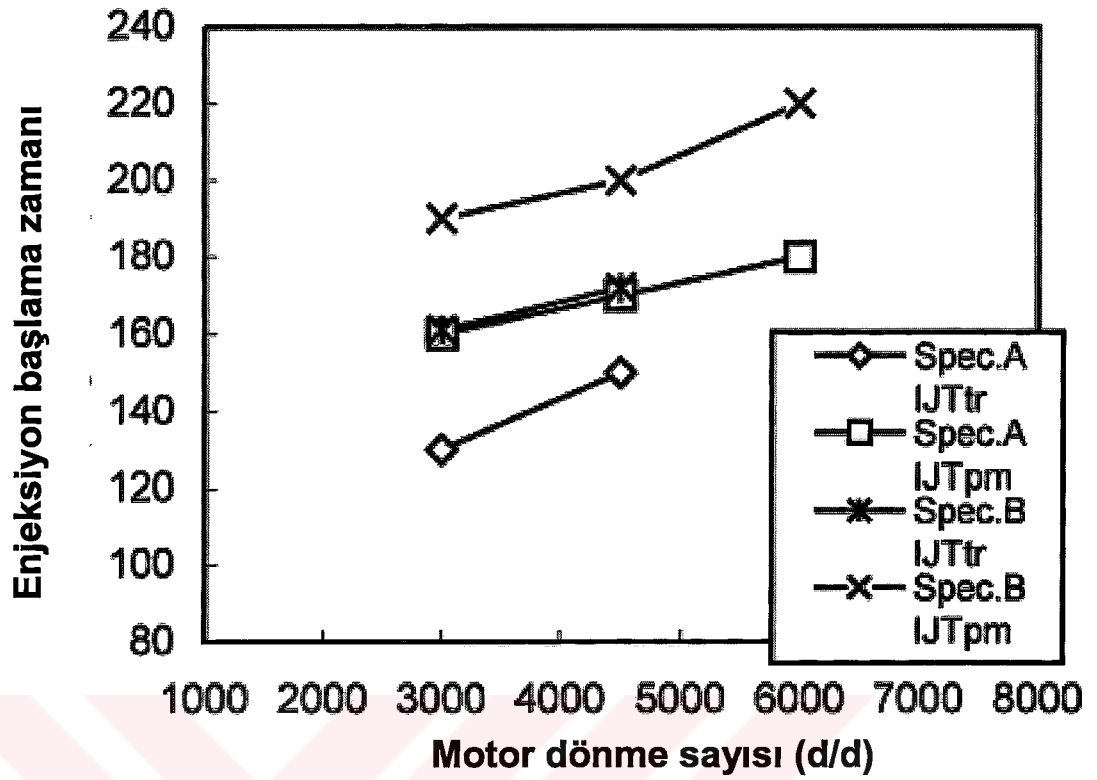


Şekil 4.10. Huzme bulutunun konumu ve süpürme akışı arasındaki ilişki [19]

“CO konsantrasyon metodu” kullanılarak bir değerlendirme yapılmıştır. Motor dönme sayısı, gaz kelebeği pozisyonu, yakıt miktarı ve ateşleme zamanı sabitlenmiş ve püskürtme zamanlaması değişken yapılmıştır. Silindir içinde H/Y oranı geç püskürtmede, zengin karışım olacak şekilde sabitlenmiştir. Silindir içine gönderilen yakıt hemen hemen hapsoldüğünde, CO konsantrasyonu büyük bir sayı olacaktır. Yakıt hemen önceden karışmış egzoz gazı gibi davranırsa da, CO konsantrasyonu küçük bir sayı olacaktır. Bunlar arasında bir geçiş bölgesi vardır. İki nokta ki, bunlar, mükemmel hapsolmadan geçiş bölgesine değişim (IJTtr) ve geçiş bölgesinden önceden hazırlanmış karışım gazına değişim (IJTpm) incelenebilir. Eğer bu zamanlamalar iletilirse, iyi yakıt kullanımı elde edilmiş olur. Şekil 4.11., püskürtme zamanlaması ile CO konsantrasyonu arasındaki tipik ilişkiyi göstermektedir. Her Spec için IJTtr ve IJTpm değişken noktaları açıkça incelenmiştir. Şekil 4.12., Spec A ve Spec B arasındaki karşılaştırmayı göstermektedir. Spec B, 20-30° ilerlemiş karakteristik gösterir. Enjektör yeri ve doğrultusunun diğer kombinasyonları ve enjektörün teknik özeliği incelenmiştir ve sonuç olarak daha ileriki çalışmalar için Spec B seçilmiştir.



Şekil 4.11. Püskürtme zamanlaması vs. CO konsantrasyonu [19]



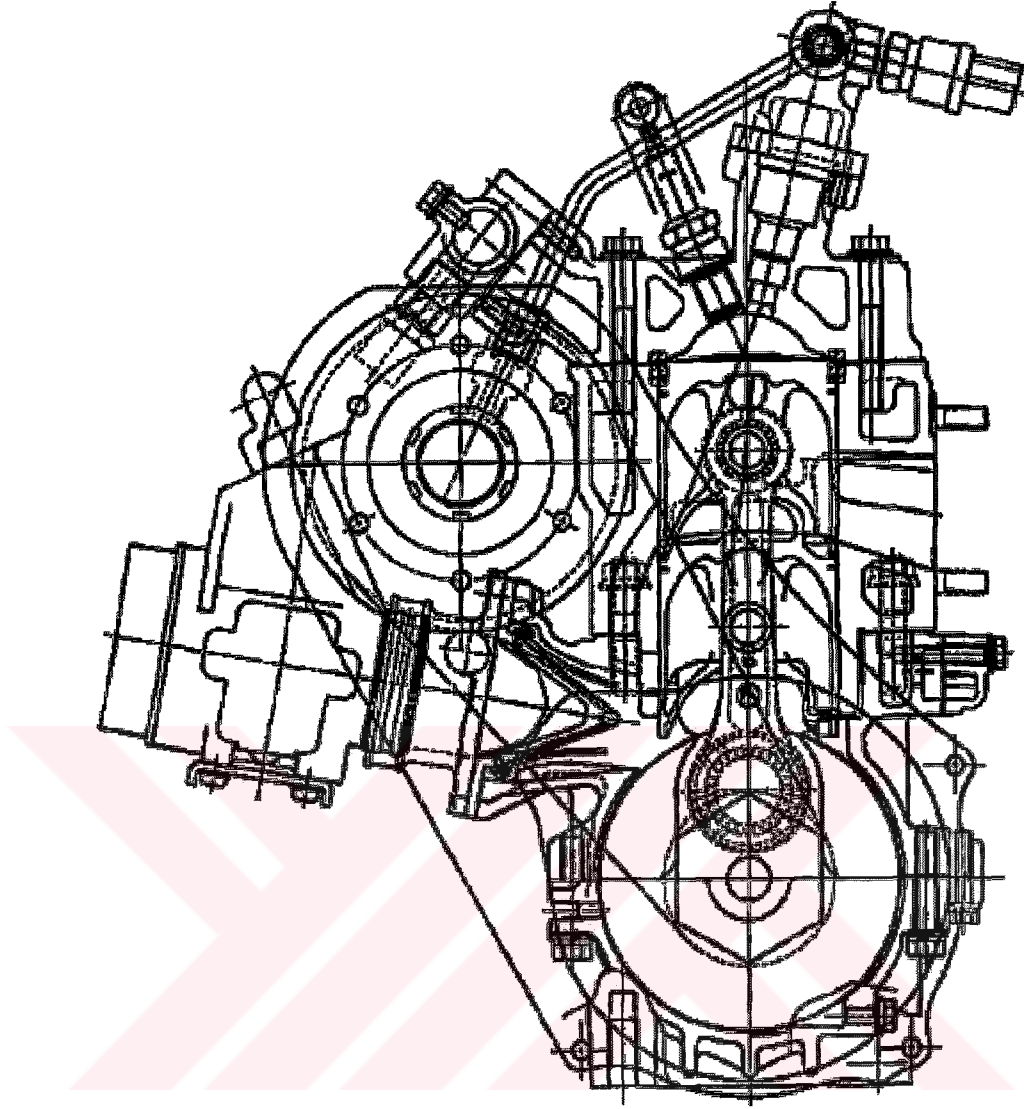
Şekil 4.12. IJTtr ve IJTpm kıyası [19]

4.3.4. Test Motoru

Tablo 4.3., test motorunun teknik özelliklerini göstermektedir. Bu test için kar aracının iki zamanlı motor uygulaması kullanılmıştır. Şekil 4.13., sadece homojen doldurma kavramlı silindir kafasından püskürtme ile donatılmış prototip motorun şematik diyagramını göstermektedir.

Tablo 4.3. Motor teknik özellikleri [6]

Motor Tipi	İki zamanlı, sıvı soğutmalı, benzinli motor
Silindir sayısı	3
Çap	66,57 (mm)
Strok	65 (mm)
Hacim	679 (cm ³)
Sıkıştırma oranı	6,6 (Etkili)
Emme tipi	Karter Reed Supabı
Süpürme tipi	Schnurle

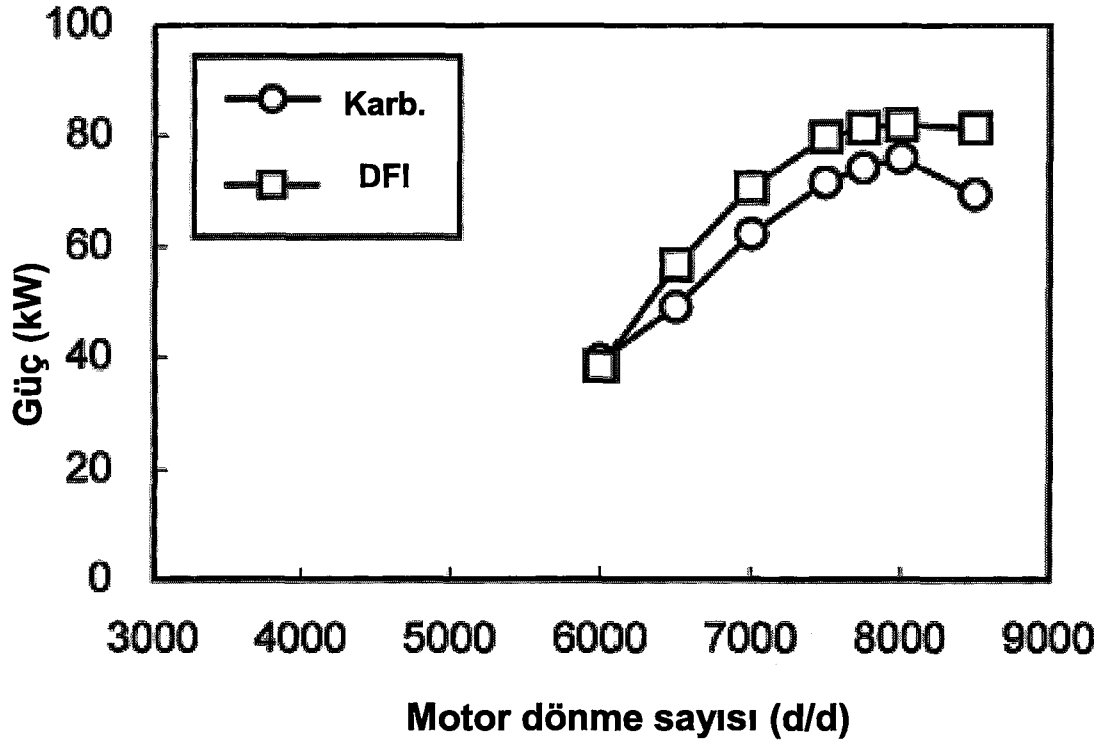


Şekil 4.13. Deneysel motorun yandan görüntüsü [6]

4.3.5. Test Sonucu

4.3.5.1. WOT Çıkış Performansı

Şekil 4.14., DFI ile baz karbüratörlü motorun, çıkış performansının karşılaştırmasını göstermektedir. Çıkış torku ve gücü %10 civarlarında geliştirilmiştir. Maksimum motor dönme sayısı, baz motordakiyle aynı olacak şekilde (8500d/d) bırakılmıştır.



Şekil 4.14. Çıkış performansı kıyası [6]

4.3.5.2. Daha Yüksek Çıkış Gücü için Elemanların Analizi

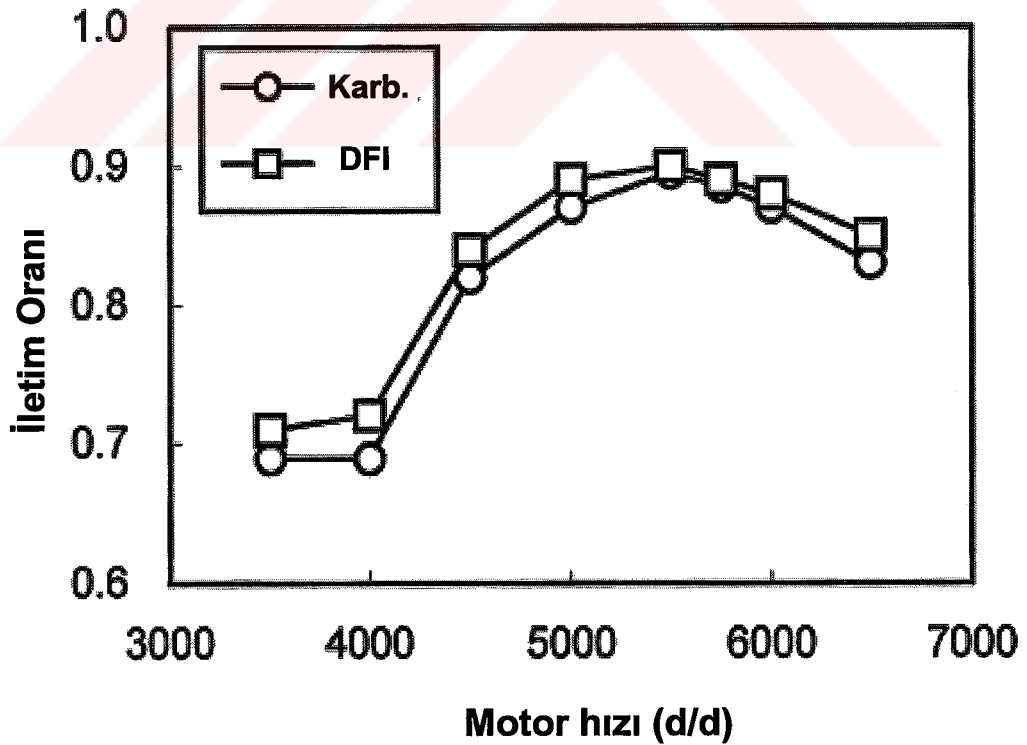
Tablo 4.4., hem artan, hem azalan tahmin edilen çıkış faktörlerinin, DFI motorla karbüratörlü motor kıyasını göstermektedir. Bu motor testinde, giriş hava akışı direk ölçümü yapılmamıştır, çünkü giriş hava, basınç düşümünü ve giriş hava sinyal karakteristiklerini ciddi şekilde etkileyecektir. Ayrıca egzoz gaz konsantrasyonlarının hava akış hesabı ve yakıt akışı, bu tip bir analiz için yeterli doğruluğa sahip değildir.

Tablo 4.4. Artan ve azalan çıkış faktörleri [6]

Artan Faktörler
i1. Yakıt buharının atılmasına bağlı olarak giriş havasının artışı
i2. Silindir üzerine yakıt buharlaşma katsayısının soğutma etkisi
i3. Vuruntu fenomeninin gelişimi
i4. Sıkıştırma oranı artırıldığında, ısı verimin artması
i5. Hava/Yakıt oranının optimizasyonu
i6. Ateşleme zamanlamasının optimizasyonu
Azalan Faktörler
d1. Karterdeki ısınmaya bağlı olarak, karterdeki hava sıcaklığının artması
d2. Kötü karışım oluşumuna bağlı kötü yanma

Prototip motora benzer teknik özelliklere sahip başka bir motor ailesi kullanılarak, giriş hava akışının direkt ölçümü yapılmıştır. Şekil 4.15., DFI değişiminin iletim oranına etkisini göstermektedir. Tüm hız aralığı bölgesinde, karbüratörden DFI'ya geçilmesiyle birlikte yaklaşık %2-4 mertebelerinde iletim oranı artışı elde edilmiştir. Sonuç I1, I2, D2 elemanlarının etkisi gösterilerek tamamlanmıştır. I3, I5, I6 ve D2 elemanları analiz edilmemiş ve birbirinden ayrılmamıştır. Bununla birlikte I3 ve I5 elemanları motorda önemli bir yere sahipmiş gibi gözükmemektedir. Genel olarak, iki zamanlı karbüratörlü motorlar, piston açısından daha az sınırlara sahiptir, bu yüzden H/Y oranı en fakir karışımla en iyi torku elde edecek tarzda ayarlanmıştır. DFI, piston üstüne direkt püskürtme yaparak, piston yüzeyinin soğumasını sağlayacaktır. Ayrıca karışım oluşumunu da etkileyecektir. Bu durum, vuruntu olması ihtimalini azaltmaktadır. I4'de yüksek güçte etkilidir, bununla birlikte bu çalışmada sıkıştırma oranı değiştirilmemiştir.

Bu fenomenler, bir faktör, diğerlerini etkileyebildiği için, epey karışıktır. Daha fazla çalışma, analizin doğru tespiti için gereklidir.



Şekil 4.15. DFI dönüşümünün iletim oranına etkisi [6]

4.4. Yüksek Çıkış Gücü ve Yüksek Motor Dönme Sayısı Çalışması

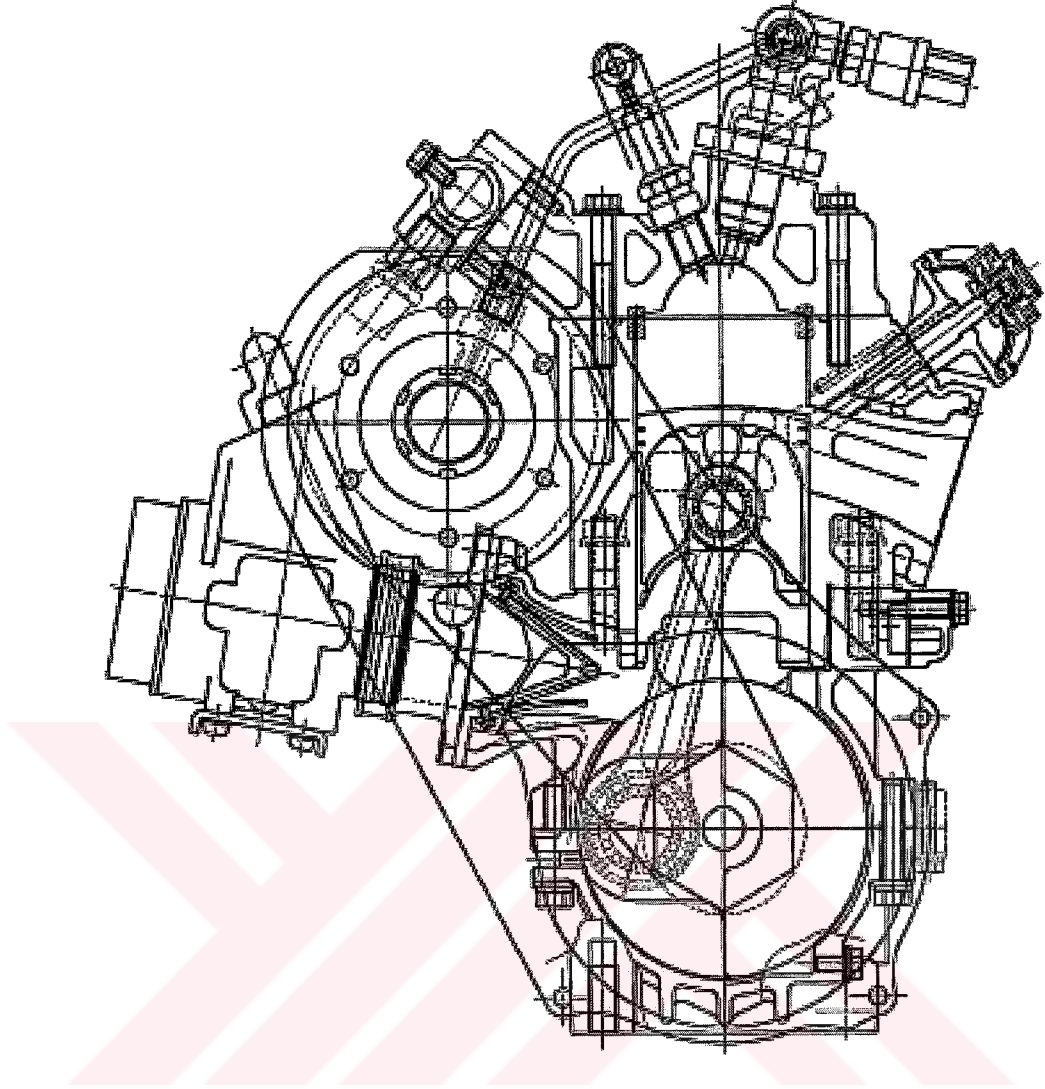
Buradaki çalışma, yüksek çıkış gücüne sahip motorun adaptasyon testidir. 140KW/L elde edilmiştir.

4.4.1. Test Motoru

Tablo 4.5., test motorunun teknik özelliklerini göstermektedir. Egzoz kontrol supabı ile donatılmış daha yüksek çıkış gücünü, geniş devir bantları arasında elde etmeyi amaçlayan, seri üretimdeki kar aracı motoru seçilmiştir. Bu motor, üretimdeki motorlar arasında, en yüksek çıkış gücüne sahip motordur. Şekil 4.16., homojen şarjlı, silindir kafasından püskürtme ile donatılmış prototip motorunun şematik diyagramını göstermektedir. Enjektörün yeri, püskürtme doğrultusu ve buji yeri Şekil 4.13.'deki motorla yaklaşık aynıdır. Ayrıca aynı yakıt sistemi kullanılmıştır.

Tablo 4.5. Motor teknik özellikleri [6]

Motor Tipi	İki zamanlı, sıvı soğutmalı, benzinli motor
Silindir sayısı	3
Çap	67,6 (mm)
Strok	65 (mm)
Hacim	700 (cm ³)
Sıkıştırma oranı	6,6 (Etkili)
Emme tipi	Karter Reed Supabı
Süpürme tipi	Schnurle

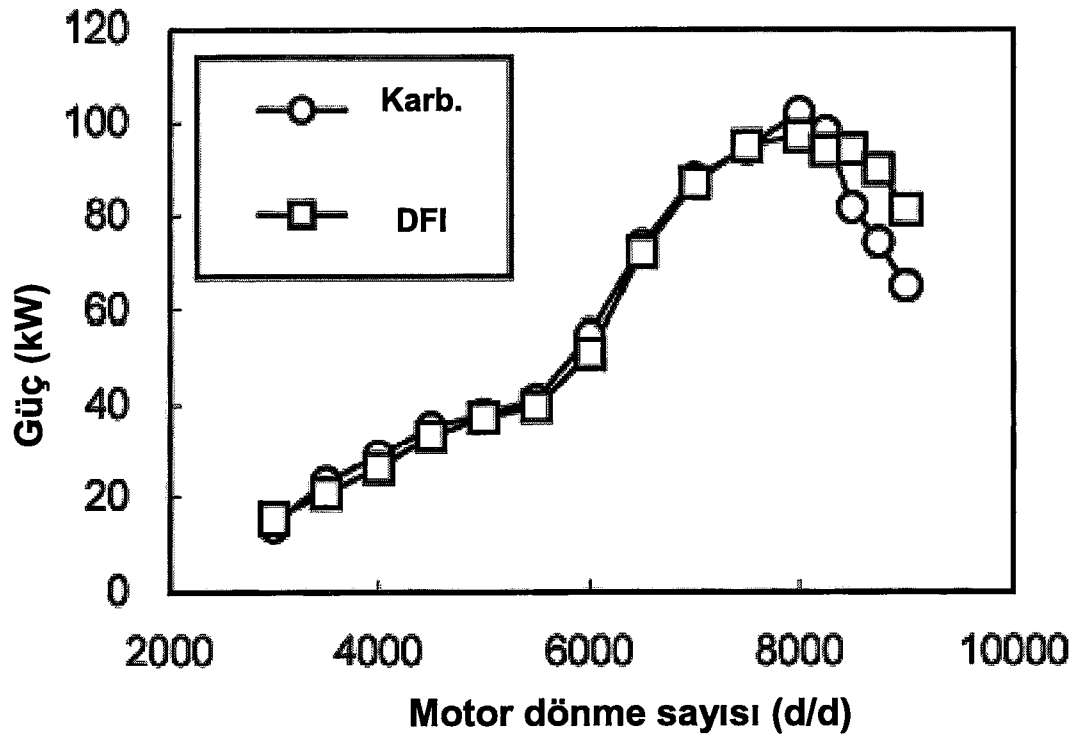


Şekil 4.16. Deneysel motorun yandan görünüşü [6]

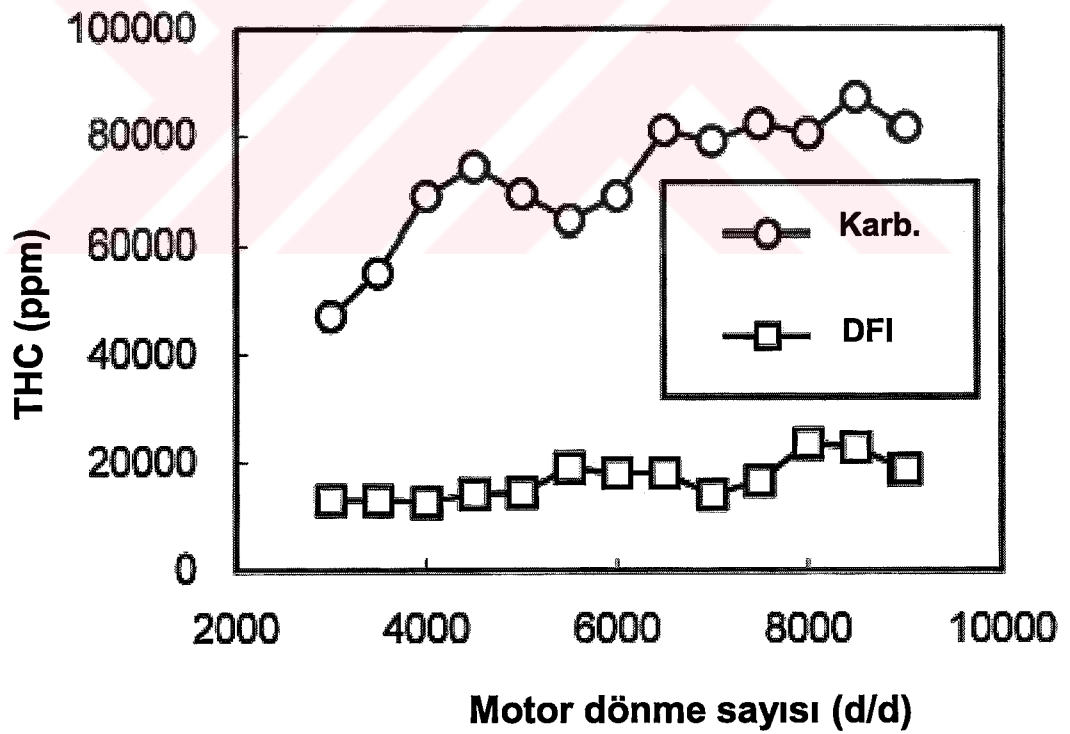
4.4.2. Test Sonuçları

4.4.2.1. WOT Çıkış Performansı, Egzoz Emisyonu ve Yakıt Tüketimi

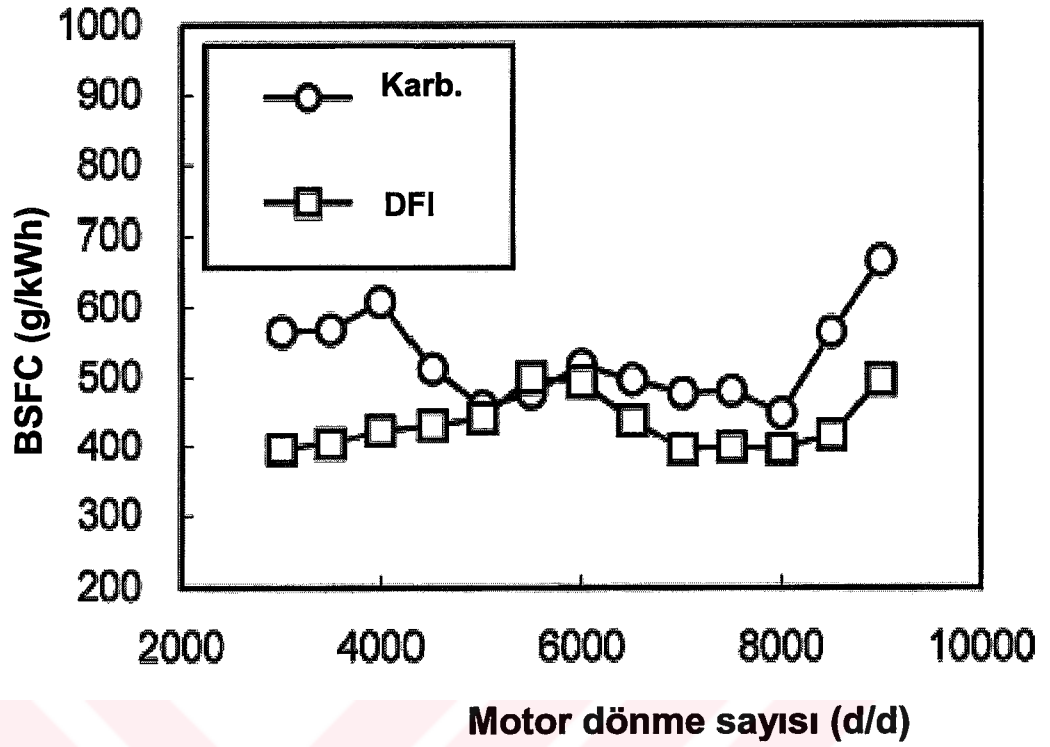
Şekil 4.17., DFI ile baz karbüratörlü motorun çıkış performansı kıyasını göstermektedir. Şekil 4.18.'de HC emisyonu ve özgül yakıt tüketimi karşılaştırılması gösterilmiştir. DFI motorunun çıkış torku ve gücü, baz motorunkiyle hemen hemen aynıdır. HC emisyon konsantrasyonu %70 mertebelerinde düşürülmüştür. Yakıt tüketimi %40'a kadar azaltılmıştır. Maksimum motor dönme sayısı ise, baz motordakiyle aynı kalmıştır. (9000d/d)



Şekil 4.17. Çıkış performansı kıyası [6]



Şekil 4.18. HC konsantrasyonu kıyası [6]



Şekil 4.19. BSFC kıyası [6]

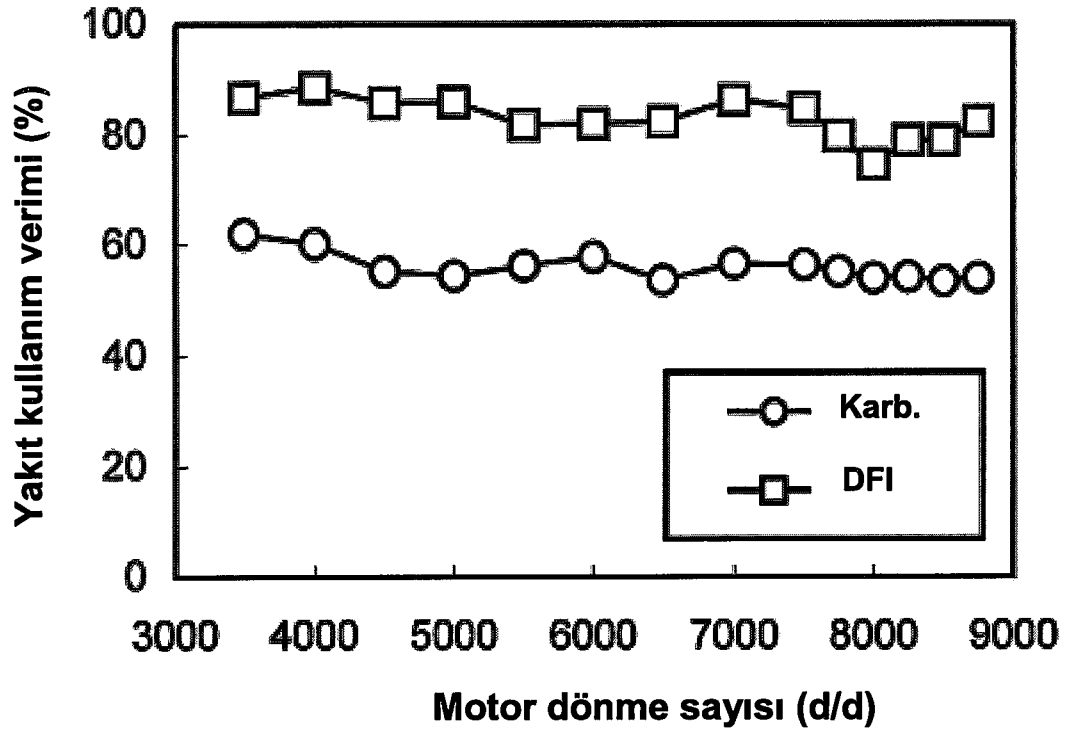
4.4.2.2. Yüksek Güç için Elementlerin Analizi

Tork eğrisi bazı noktalarda hafifçe farklılık göstermesine rağmen, toplam çıkış gelişimi, motorun tüm hız bölgelerinde neredeyse değişmemiştir. Bu çoğunlukla motorun H/Y ve ateşleme süresine bağımlı olmasındandır. Konuyu anlamak için daha fazla çalışma yapılmalıdır.

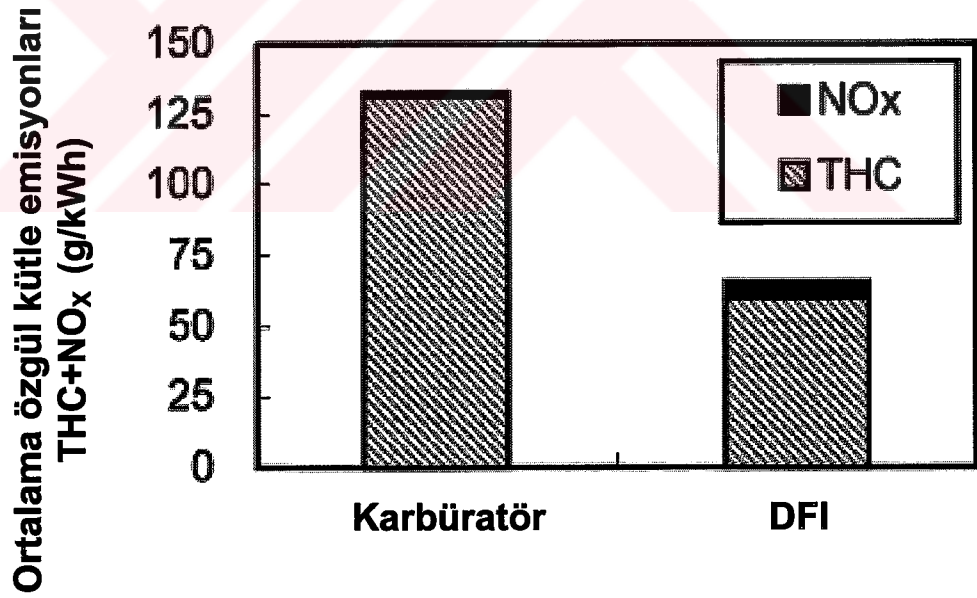
Şekil 4.20., DFI motorla, karbüratörlü motorun yakıt kullanım veriminin kıyasını göstermektedir. Yakıt kullanım verimi aşağıdaki şekilde tanımlanmış ve hesaplanmıştır.

$$\text{Yakıt: } \{[\text{CO}] + [\text{CO}_2]\} / \{[\text{CO}] + [\text{CO}_2] + [\text{HC}]\} \quad [6]$$

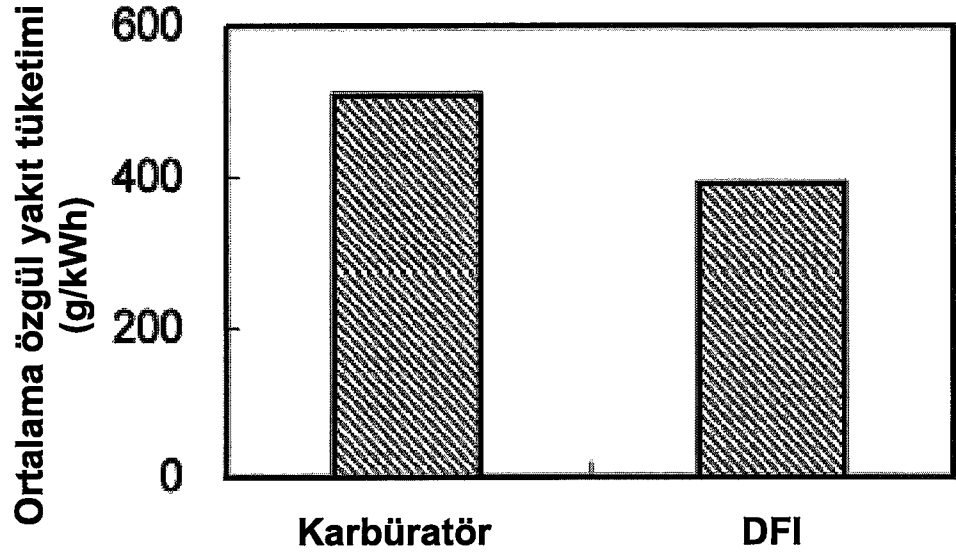
DFI motorun yakıt kullanım verimi, baz motordakinden çok daha iyidir. Bununla birlikte 8000d/d üzerindeki yüksek hızlı çalışma bölgesinde verim, düşük hızlardakine göre, daha kötüdür. Bu fenomen göstermektedir ki, yüksek hızlarda karışımı yeterli değildir. Bu da çözülmesi gereken bir problem olarak durmaktadır.



Şekil 4.20. Yakıt kullanım verimi [6]



Şekil 4.21. Round Robin'deki egzoz emisyonu [6]



Şekil 4.22. Round Robin'deki yakıt tüketimi [6]

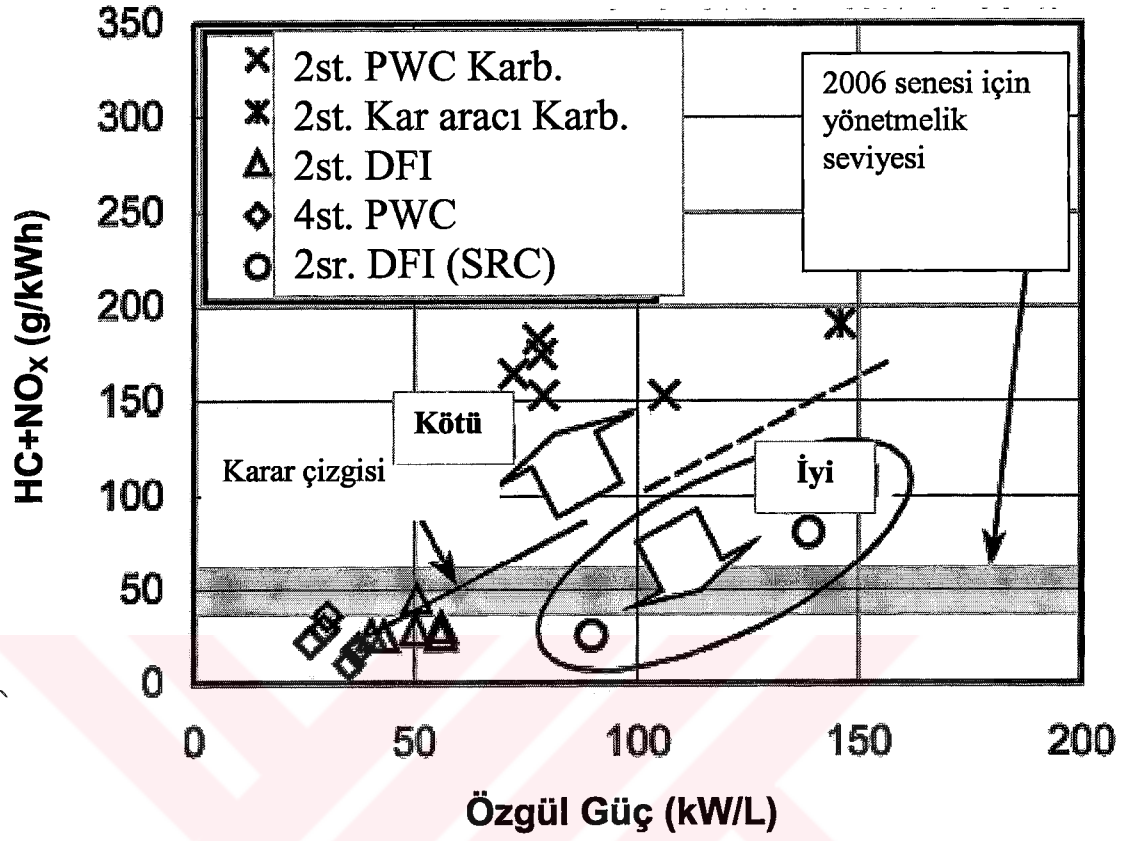
4.4.2.3. Round Robin Modülündeki Egzoz Emisyonu ve Yakıt Tüketimi

Round Robin sürüş modülünde, egzoz emisyonu ölçümü yapılmıştır. Şekil 4.21., sonucu göstermektedir. Round Robin, gerçek dünya şartlarında kullanılan kar aracı ile çoğunlukla benzer bir modüldür ve beş farklı güç seviyesinden oluşmaktadır. Baz karbüratörlü motorun bilgisiyle kıyaslandığında, DFI motor sayesinde %50'lik HC + NO_x düşümü elde edilmiştir. Eğer HC emisyonlarını daha da iyileştirmek istersek, şarjlı yanma hafif yük noktasında, tanıtılmalıdır. Şekil 4.22., DFI motorla, baz karbüratörlü motorun, Round Robin çerçevesinde yakıt tüketimleri karşılaştırmasını göstermektedir. Yaklaşım %20'lik bir ilerleme kaydetmiştir.

4.5. Motor Potansiyelinin Kıyası

Özgül çıkış gücüyle, HC emisyonları arasındaki zıt ilişki vardır.

Şekil 4.23., HC + NO_x emisyonuyla, özgül çıkış gücü arasındaki bağlantıyı göstermektedir. DFI motorun yapılan çalışma sonucu eğrisi sağa çekilmiştir. Yapılacak daha fazla çalışmayla, bu eğri daha da fazla sağa çekilebilir.



Şekil 4.23. Emisyon ve performans arasındaki ters ilişki [19]

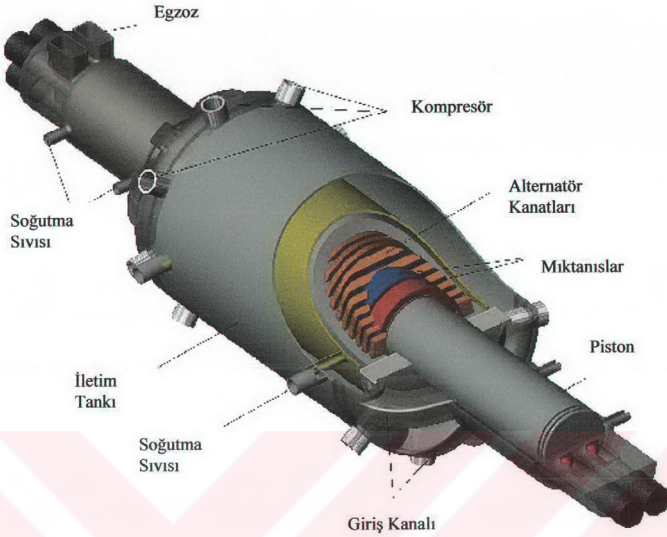
5. İKİ ZAMANLI, SERBEST PİSTONLU MOTORUN YÜKSEK VERİMLİLİK VE DÜŞÜK EMİSYONLAR İÇİN SÜPÜRME SİSTEMİNİN OPTİMİZASYONU

5.1. Giriş

Gelişmiş elektrikli jeneratörlerin yakıt tüketimi ve egzoz emisyonlarını iyileştirmek için, Sandia Uluslararası laboratuvarları yeni bir serbest pistonlu içten yanmalı motor tasarlamaktadır. Bu motor, şiddetli yanal ihtiyaçların bulunduğu taşımacılık ve sabit güç sistemlerinde uygulama alanı bulacaktır. Varolan parçalar ve mevcut içten yanmalı motor teknolojisi kullanılarak, bu motorun gelişim aşamasının önümüzdeki beş sene içinde tamamlanması, beklenmektedir.

Sandia yaklaşımı, doğrusal alternatörü direkt olarak silindirin merkez bölümüne ekleyerek, serbest pistonlu, çift çıkışlı silindir düzenlemesinden faydalanmaktadır. Alternatif silindir sonlarındaki yanma, alternatör bobini içindeki daimi mıknatısların, pistonun gerisine ve ilerisine sabitlenmesini mecbur kılmaktadır. Alternatör, faydalı elektrik gücü eldesi ve elektrik jeneratörü tarafından dinamik olarak değişen piston hareketinin kontrolü için servis sunmaktadır. Motor kalkışı da, bu alternatör kullanılarak sağlanır. Motor silindirlerinin beslemesi, iki zamanlı çevrim prosesi kullanılarak sağlanır. Şekil 5.1., motor kavramını açıklamaktadır.

Serbest pistonlu motor, hızlı homojen dolgulu sıkıştırma ateşlemesiyle, yaklaşık Ü.Ö.N. civarlarında seyreltilmiş yakıt-hava beslemesiyle (Eş değer karışım oranı: 0.35) işletilmesi için dizayn edilmiştir. Yüksek sıkıştırma oranlarından (~30:1) faydalanılarak, yakıtın elektrik çevrim verimi geliştirilebilir. Böylece Otto çevrimi sonuçlanmış olur. Düşük yanma sıcaklıkları ve serbest pistonun hızlı genişlemesinin, NO_x üretimi minimize edeceği ümit edilmektedir.



Şekil 5.1. Serbest piston motor jeneratörü [20]

Motorun değişken sıkıştırma oranı, önemli donanım modifikasyonları yapılmadan, yakıtın geniş bölgeler arasında kullanılmasına izin vermesi gerekmektedir. Sıkıştırma oranı, her yakıtın karakteristiğine göre ayarlanabilir. Propan, hidrojen, doğalgaz ve diğerleri, bu yanma şemasında tanıtılmıştır.

Motorun işletim verimi ve emisyon kabiliyetinde kritik olan, süpürme sisteminin dizaynı ve performansdır. Yetersiz HCCI yanma beslemesiyle, işlem gerileme yaşayabilir, daha az verimle (örnek olarak sabit olmayan hacim, tamamlanmamış veya otomatik ateşlemeye maruz kalan yakıt) ve yüksek miktarda atık emisyonlar (HC ve NO_x gibi) bu operasyon sonucu oluşabilir. Buna ek olarak, yanlış yakıt miktarı iletimi yakıt tüketimini düşürebilirken, yanmadan atılan dolgunun emisyonlarına sebebiyet verebilir. Bu kaygıları adreslemek için, hesaplama araştırması yapılmıştır. Amaç, süpürme sistemini optimize etmektir, böylece motorun yüksek verim ve düşük emisyon hedeflerine ulaşılabilir.

5.2. Geçmiş

Geleneksel iki zamanlı motorlar yetersiz doldurma ve yüksek yanmadan atılan dolgunun oluşturduğu emisyonlar yüzünden pek rağbet görememiştir. Bu konular motorun işlediği geniş hız aralıklarında ve çıkış güçlerinde genel olarak sonuçlanmaktadır. Kütle akış karşılaştırılması yapılmadan, motor piston hızı ve giriş/çıkış dalga karakteristikleri ile değişecektir. Silindir içindeki akış yolu değişimler ile sonuçlanabilir, bu sırada besleme verimindeki değişimler, kararlılığı ve yanmanın tamamen gerçekleşmesini etkiler.

Geçmiş çalışmalar, bu konuları tanımlamak için yapılmıştır. Bu konular; değişken kanal/supap zamanlaması, egzoz kanalını (manifold) kısma, kademeli süpürme, kanal/supap kapanması sonrası direkt enjeksiyon ve hafif yüklemde HCCI yanmasını içermektedir. Bunların çözümlerinin geleceği parlaktır, bununla birlikte bunları etkili şekilde yürütmek zor olabilir.

Serbest pistonlu motor için, çok daha dar bölgelerdeki işletme hızlarından faydalanılması ümit edilmektedir. Bu durum, cihaz tarafından kullanılan, elektrikli şemaya bağlıdır. Etkin oluşum, sabit titreşim hızıyla işletilerek, sağlanabilir. Tek hızlı uygulama kayda değer şekilde süpürme sistem dizaynını basitleştirir. Böylece doldurma işleminin, spesifik noktasında optimize edilmesine izin verir.

Bununla birlikte, çeşitli parametreler, bu dizayn için kritiktir. Öncelikle süpürme işlemi garanti etmelidir ki, verimli HCCI yanması için, silindir beslemesi yeterince hazırlanmış olmalıdır. Yanma, silindir çerçevesinde değişmez olmalı ve hızlı basınç artışıyla (hemen hemen sabit hacimde) yürümelidir. Yanma başlamadan önce, yüksek sıkıştırma oranları sağlanmalıdır. Buna ek olarak, lokal yakıt karışımları, fakir ve gaz sıcaklıkları yeterince düşük olmalıdır, böylece NO_x oluşumu engellenir. Öte yandan, uygun buji ateşlemesi ve alev yayılması veya verimli püskürtme oluşumu ve yakıt yayılması kaygıları bu motor için amaca uygun değildir.

HCCI yanma düşüncelerine ek olarak, motordaki kayıplar minimize edilebilir, böylece yüksek iş gücü çıkışı faydalı elektrik gücüne dönüştürülebilir. Bununla beraber fakir karışımın kullanılması mümkün hale gelir. Süpürme şemasındaki

kısıtlamalar (pompalama gücü, düşük patlatma kayıpları vb..) zorla kabul ettirilmiştir. Bu çalışmanın öncelikli hedefi, jeneratörün verim ve emisyon hedefleri üzerine kurulu serbest pistonlu motor için optimal süpürme tasarımını geliştirmektedir. Ümit edilmektedir ki, motor dizaynının bu özellikleri etkili ancak, bir o kadar da, basit süpürme sistemini düzenlemeye imkan verebilmelidir. Bu araştırma için hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Üç farklı süpürme metodu, sayısız dolgulu iletim seçenekleri ve işletim şemaları üzerinden incelenmiştir. Çok boyutlu, gaz akış işlemini anlamak için kullanılmıştır. Tek basamaklı parametrik metodu, dizayn olanaklarını daraltmak için uygulanmıştır. Başlangıç simülasyonları seçilmiş süpürme düzenlemeleri hesaplamalarına yol vermiştir.

Geri kalan çalışmada şu şekilde organize edilmiştir. Öncelikle, optimizasyon prosedürünün araştırma boyunca, hesaplama aletlerinin detayları sunulmuştur. Süpürme simülasyonlarının bazı sonuçları, seçeneklerin açıklaması incelendikten sonra verilmiştir. Bu sonuçların tartışılması ve çalışmanın sonlandırılması şeklinde devam etmiştir.

5.3. Hesap Araçları

Hesaplama araçları, işletim kabiliyetleri ve gelişimlerin modeller üzerindeki avantajlarına bağlı olarak, motor dizayn prosesinin ayrılmaz parçası haline gelmiştir. Bu araçlar, içten yanmalı motorların dizayn ve performansını geliştirmek için, optimizasyon metodlarını birleştirme de kullanılmaktadır. Genel olarak, iki zamanlı motorlar için, dizaynın odak noktasına bağlı olarak, ya çoklu boyutlama veya gaz dinamik modelleri kullanılır. Geçtiğimiz senelerde bu iki model tekniğini birleştirmek için teşebbüsler yapılmıştır.

Bu araştırma için, analizin odak noktası, motorun verimi ve emisyon performansını etkileyen silindir içi prosesler olmuştur. (dolgunun hazırlanması, yanmadan atılma vb..) Bu konuları keşfetmek için, çoklu-boyutlama model, temel dizayn aracı olarak adapte edilmiştir. Giriş dolgu kompresyonunu ve piston segman sürtünmesi proseslerini tanımlamak için, parça modeli birleştirilmiştir. Bu sistemin geniş özetini kolaylaştırmaktadır. Motorun kısıtlı işletim rejimine bağlı olarak, ümit edilmelidir ki,

gaz dinamik modeli ve deneysel metotlar ileriki zamanlarda giriş/çıkış sistemlerini optimize etmek için kullanılabilir.

Bu çalışma için KIVA-3V kullanılmıştır, bunun sebebi programın çok yönlülüğü, içten yanmalı motor çalışmalarındaki uzun geçmişi ve kaynak kodunun modifikasyonlar için erişilebilir olmasıdır. Kod değişimleri; hesaplanan uyumlu süpürme parametrelerini (süpürme ve yakıt kullanma verimleri, akış hızları vb.), tanımlanan serbest piston hareketini, modifiye edilen kabul edilmiş bağımlı değerler için, giriş sınır şartlarını, giriş dolgu kompresyon modelini içermektedir.

KIVA-3V'nin gücü, tatminkar kompleks akış yollarını tahmin etme kabiliyetinde yatmaktadır. Ancak yanma simülasyonları halen deneysel bilgilerle kıyaslandığında, önemli ölçüde uyumsuzluğa sahiptir. Serbest piston motorunun süpürme sistemini modellerken, prosesi tanımlayan, silindir için dinamikleridir. Aynı zamanda, boşaltma (blowdown) basınçlarının net hesabı, simülasyonların inandırıcı olduğunu garanti altına almak açısından önemlidir. Daha ileri ki aşamada, tüm prosesin NO_x oluşumu ölçümlenmektedir. Süpürme sistem analizinin hedefleri için, KIVA'nın netliği yeterli görülmüştür. HCCI yanma ve NO_x oluşumu kimyasal denklemler kullanılarak simüle edilmiştir. Hiç ateşleme zamanlaması yakıt püskürtmesi yoktur. Buna ek olarak türbülanslı karışık parametreler de yoktur.

KIVA sonuçlarının analizinin önemli durumu, silindir içindeki gaz hareketlerini göz önünde canlandırmada ki, kabiliyetidir. Bu yanmış/yanmamış karışımın etkileşimini belirlemek açısından önemlidir. Bunu kolaylaştırmak için, 3D post-processing programı olan Ensight kullanılmıştır. Bu program, silindir içindeki akışı izlemeyi sağlamak ve kazanılan süpürme prosesinin anlaşılmasına olanak tanımaktadır.

Pompalama, sistemdeki kayıplar, dolgu kompresyonu ve piston segmanı, sürtünme proseslerini biçimlendirmek için modellendirilmiştir. Kompresör parçası için, bu modelleme özellikle önemlidir, çünkü dolgu iletim metodu, silindir içi akışlarında, güç tüketimini değiştirebilir. Kompresyon prosesi, sıfır-boyutlu davranış farz edilerek modellenmiştir. Bu modelleme önemli sonuçların, KIVA-3V kodu içinde, basınç ve sıcaklık geçmişleri giriş bilgisi olduğu yerde yapılmıştır. Dolgu iletimi

İçten yanmalı motor analizinde, optimizasyon metotları artarak kullanılmaktadır. Bu metotlar, tek basamaklı parametrik varyasyonları, tepkime süresi yüzey metotları ve genetik algoritmaları içermektedir. Bu şemalar motordaki optimal performansı başarmadaki en iyi anlama karar vermek için yapı işlemi sağlamaktadır. Tek basamaklı metotlar, büyük dizayn alanlarını analiz etmek için kullanılmaktadır. Bununla beraber mutlak optimumlar genelde başarılmaz ve değişken parametre çiftleri kesin olarak yakalanamaz.

Diğer yandan, tepki yüzey metotları, farklı faktör çiftlerini birleştirmeyi sağlamaktadır. Amaç ise azaltılmış deneme sayısından mutlak optimuma ulaşmaktır. Bununla birlikte, bu metotlar hesaplanan fonksiyonun oluşumu ve yüzey boyunca eğimleri kararlaştırmak için ihtiyaç duyulan statistik algoritmalarla kısıtlanmıştır. Genetik algoritmalar ayrıca, optimal konfigürasyona ulaşmak için ihtiyaç duyulan varyasyonları ve hesaplamaları azaltmaktadır. Başarılı denemeler, önceki sonuçlar üzerine kurulu olduğundan, kolaylıkla otomatik hale getirilebilir. Bununla birlikte, parametreler içinde kısıtlanmışlardır ki, (ateşleme süresi, püskürtme sürekliliği) analiz içinde verimli şekilde birleştirilebilir.

Serbest piston motorunun süpürme sisteminin dizaynı için farklı süpürme metotlarını da içeren geniş alandaki geometrik ve işletim parametrelerinin incelenmesi arzu edildi. Bu, çoklu değişken ve otomatik optimizasyon işlemlerini önceden içermektedir. Bunun için, ana optimizasyon aracı olacak şekilde, tek basamaklı

parametrik bir metot adapte edildi. İnsanın değerlendirmesiyle birleştğinde, optimal düzenlemenin sağlanacağı ümit edilmiştir.

Bu işlemin kullanımı da özetlenmiştir. Üç farklı süpürme metodunun performansları (döngülü, hibrit-döngülü, düzenli akışlı) kabiliyet ve limitlerine ayrı ayrı karar verilebilmesi için incelenmiştir. Yüksek süpürme verimi (~0.9, yüksek sıkıştırma oranı için gereklidir) ve yüksek yakıt kullanım verimi (~1.0) kullanılmıştır. Değişik işletme şartlarının etkileri (dolgu basıncı, piston frekansı vb.) ve süpürme işlemindeki geometrik düzenlemeler incelenmiştir. Bu başlangıç simülasyonları, göz önüne alınan bir çok dizayn seçeneğinin eliminasyonuna imkan tanımakta ve optimal düzenlemenin konfigürasyonu için, bilgi temeli oluşmasını sağlamaktadır.

Döngülü ve hibrit-döngülü geometrilerindeki yetersiz performansa bağlı olarak, serbest pistonlu motor dizaynı için düzenli akış konfigürasyonu adapte edilmiştir. Bu düzenleme için çeşitli doldurma iletim opsiyonları (iletim tank büyüklüğü, tank sıcaklığı vb.) sonradan incelenmiştir. Güç tüketiminin ve silindir-içi akışların birlikte etkilerine karar verilmiştir.

Bu hesaplamalar takip edilerek, dört seçim işletme şeması (standart düzenli akışlı, düşük dolgu basıncı/düşük frekans, kademeli süpürme ve genişletilmiş çevrim) analiz edilmiştir. Metrik olarak toplam ısı verimin zamanı ve çıkış emisyonları alınmıştır. Bu analiz, optimal düzenleme ile sonuçlandırılmıştır.

5.5. Hesaplama Sonuçları

Hesaplama analizlerinin sonuçları akabinde sunulmuştur. Büyük hacimdeki bilginin elde edilmesine bağlı olarak, sadece önemli ve ilginç sonuçlara burada yer verilmiştir. Öncelikle simülasyon işlemlerini içeren birkaç detay tartışılmıştır. Üç süpürme metodunun sonuçları verilmiştir ve bunu dolgulu iletim simülasyonları takip etmiştir. Dört farklı işletim şemalarının hesaplamaları ise sonradan sunulmuştur.

Tekrar, yüksek süpürme ve yakıt kullanımı verimleri başlangıç simülasyonları ile birlikte metrik olarak kullanılmıştır. Güç tüketimi, beslemeli iletim analizi için

önemlidir. Isıl verim ve çıkış emisyonları, bu dört işletim şemalarını değerlendirmek için kullanılmıştır.

5.5.1. Simülasyon İşlemi

5.5.1.1. Başlangıç

Hesaplama sonuçlarını kararlı hale getirmek için (tipik olarak başlangıç şartlarındaki kaliteye bağlı olarak) birçok sayıda motorun simülasyonları incelenmiştir. Bu, her motor çevrimi performansının başarılı çevrimi, büyük oranda etkilediği yerdeki, iki zamanlı motor operasyonunun dinamik doğası gereği önemlidir. Çevrimden çevrime kararlılık, iletilen dolgu kütlelerine ve silindir içinde kanal/supap kapanışındaki kütleye dayandırılmıştır. Yakınsamaya, değişkenlerdeki değişimler %2'den az olduğu durumlarda, ulaşılmıştır.

5.5.1.2. Türbülans

Bu simülasyonlar için, RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır.

5.5.1.3. Hesaplama Ağları

Basitleştirilmiş geometriler, fazla sayıdaki konfigürasyonlara çözüm ağı oluşturmak ve geçerli sürede hesaplanması için kullanılmıştır. Sonuçlar birbirinden ıraksayana kadar, çözüm ağlarının tekrar çözümlemeleri, simülasyon serileri içerisinde minimize edilmiştir.

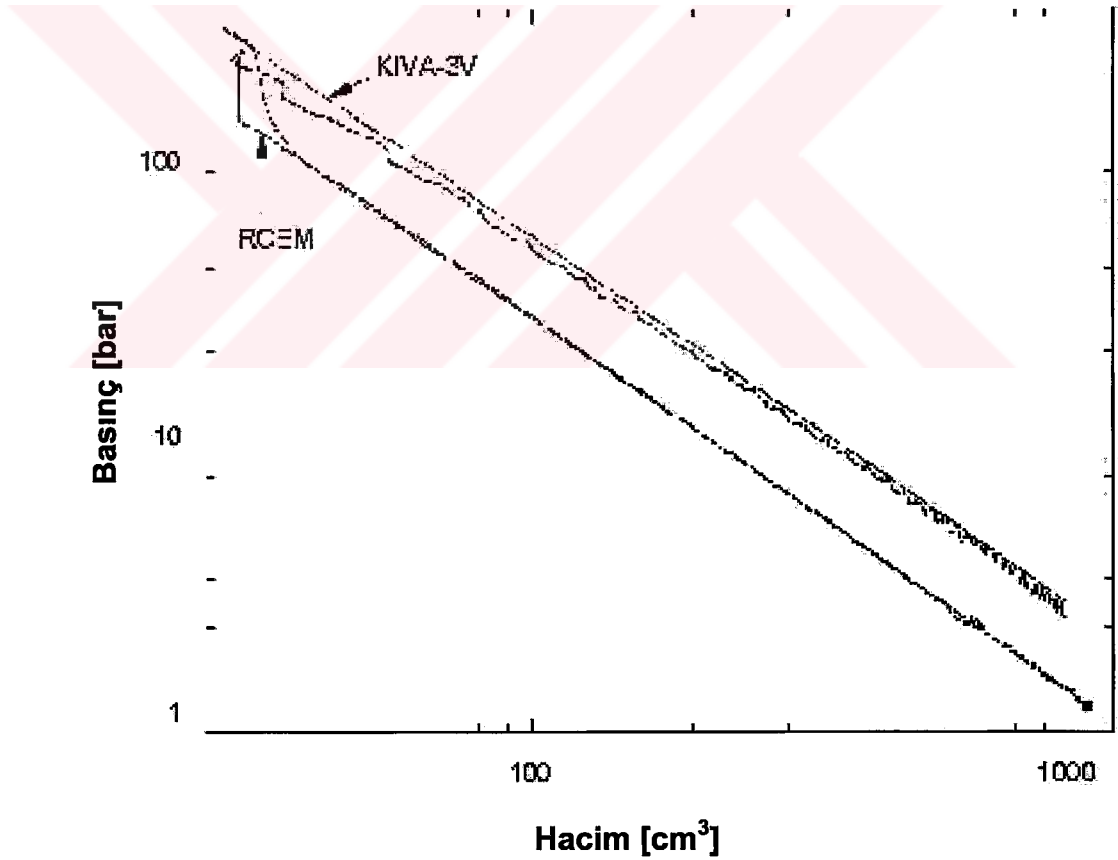
5.5.1.4. Sınır Davranışları

Düzenli giriş ve çıkış basıncı sınırlarının kullanımı, ayrıca önce karışmış giriş dolgusunun tahmini, önemli ölçüde başlangıç simülasyonlarının analizini kolaylaştırmaktadır. Düzensiz giriş basınçları da, dolgulu iletim sisteminin analizi içinde yer almıştır. Bu basitleştirmeler sonra düşünülmesi gerekmektedir. Bununla birlikte, çok sayıda dizayn seçeneğinin kıyasını sağlamaktadır.

5.5.1.5. Deneysel Karşılaştırma

Yanma hesaplarının güvenilirliği, kod sonuçlarının deneysel yolla bulunan HCCI bilgisiyle karşılaştırılması sonucu, geçerli kılınır. Bu karşılaştırma için, KIVA-3V, HCCI'yi tek vuruşlu, serbest piston hızlı kompresyon genişleme makinesinde simüle etmek için kullanılmıştır. (RCEM – Rapid Compression Expansion Machine)

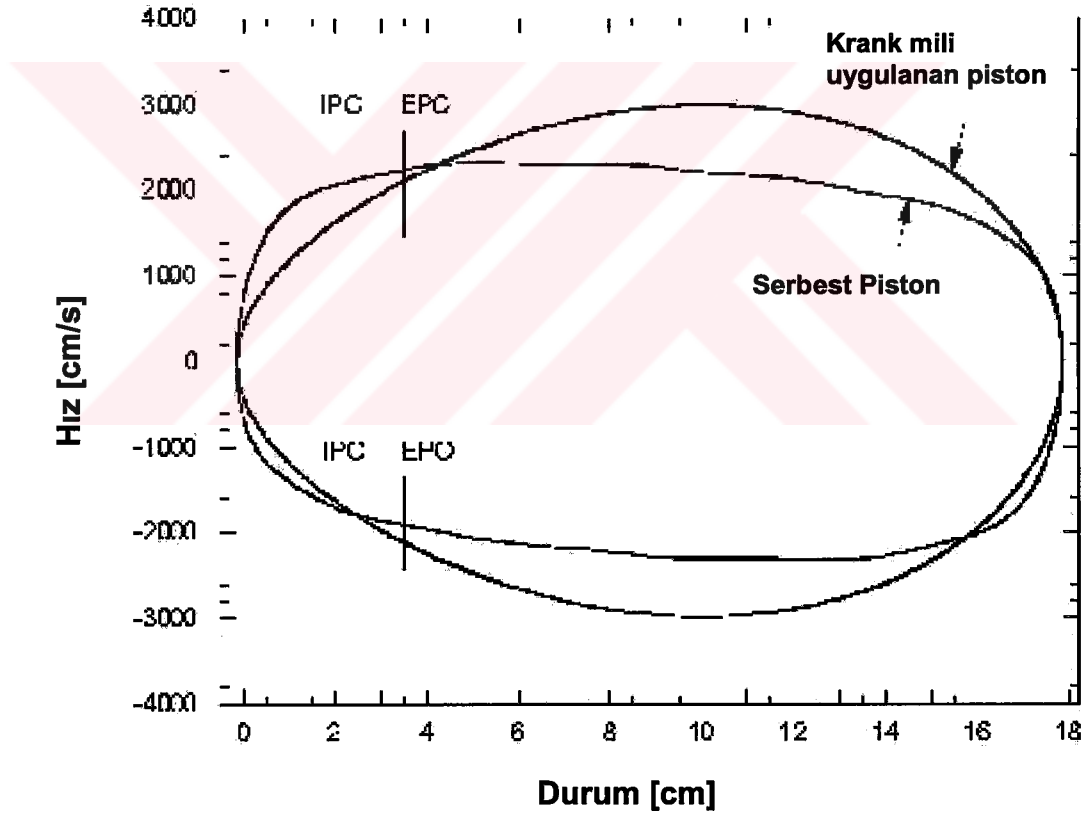
Şekil 5.2., tek atış cihaz için, deneysel ve KIVA-3V uygulamalı kompresyon, yanma ve genişleme basınçlarını açıklamaktadır. Tepe ve genişleme basınçlarındaki farklar, ayrıca yanma başlangıcı noktaları ve yanma hızları da çok belirgindir. Bununla birlikte, iki izlemedeki mantıklı anlaşmalar bulunabilir. Bu çevrimin verimini ve NO_x emisyonlarını hesaplama da, ayrıca boşaltma basıncını saptamakta çok önemlidir.



Şekil 5.2. KIVA-3V ve RCEM HCCI basınçları vs. silindir hacmi [20]

5.5.1.6. Serbest Piston Dinamikleri

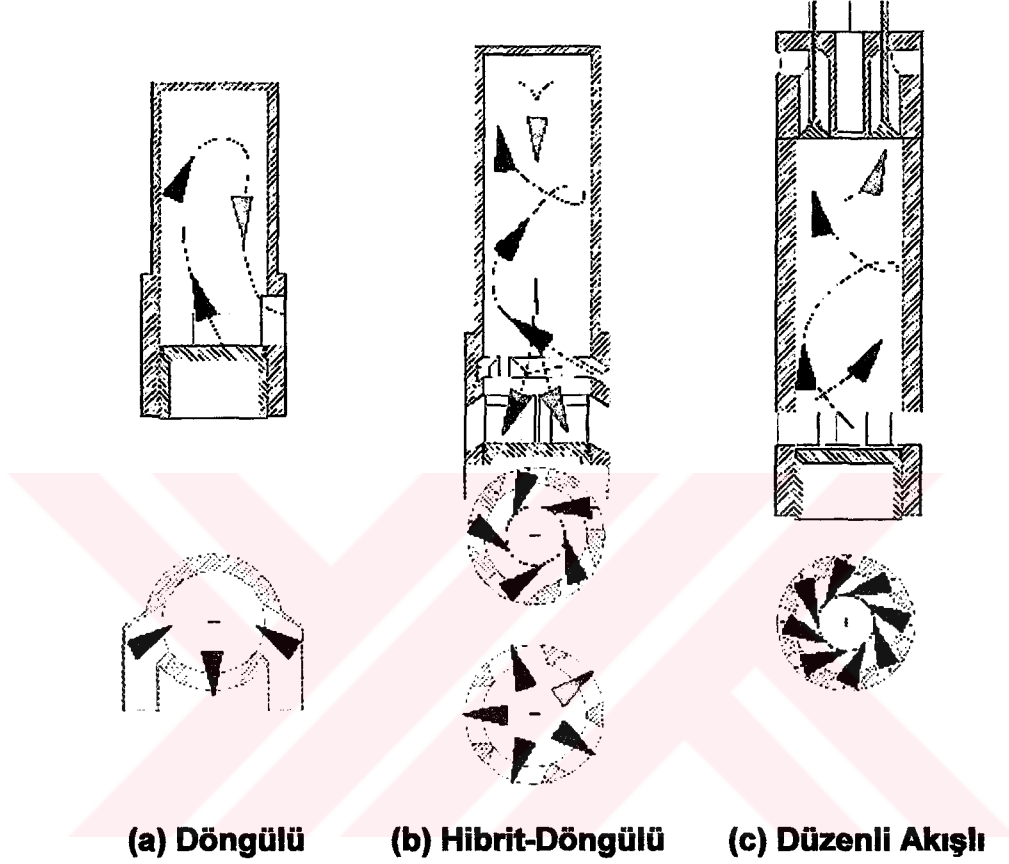
Serbest pistonun hareketleri, KIVA kodu içine birleştirilmiştir. Bu hareketler, OD serbest piston motorunun sonuçları üzerine kurulmuştur. Bu kod, piston hareketlerini; motor işletim çevrimi fonksiyonu, elektromanyetik güç ve piston kütlesi üzerine hesap etmektedir. CFD simülasyonları için, pozisyon/hız profili, OD çıkış bilgisindeki Fourier serileri yaklaşımları kullanılarak, giriş bilgisi haline getirilmiştir. Bu profil, arzu edilen işletme frekansına ve pistonun strokuna bağlı olarak ayarlanmıştır. Şekil 5.3.'de tipik pozisyon/hız profilinin çizimi, benzer strok ve frekanslar için, krank mili işletim profili ile beraber gösterilmiştir. Kanal açma/kapama ve süpürme süresi (T_{SCAV}) aşağıdaki örnekler için listelenmiştir.



Şekil 5.3. Tipik serbest piston durumu vs. hız profili [20]

5.5.2. Süpürme Metotları

 farklı süpürme metodu için düzenlemeler Œekil 5.4.'de gsterilmiŒtir. Netlik için arzu edilen akıŒ modellerini içermektedir. Uzun kompresyon strok/çap oranı kullanılmıŒtır. (2:1) GrlmŒtr ki, dizayn performansına önemli bir faktördür.



Œekil 5.4. Süpürme düzenlemeleri [7]

5.5.2.1. Döngülü Süpürme

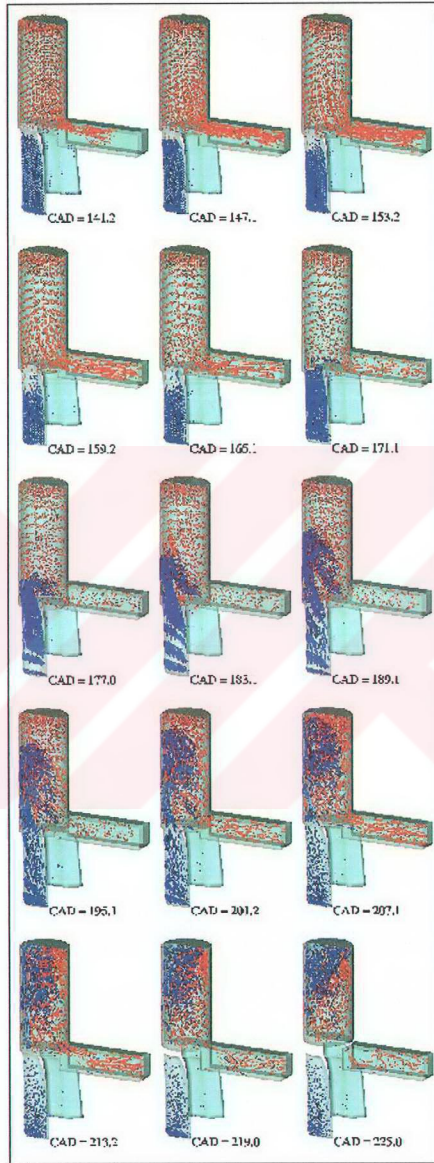
Geleneksek döngülü süpürme opsiyonu, döngülü akıŒı sağlayan konfigüre edilmiŒ emme kanalı (manifold) ile beraber iki simetrik, bir karŒı emme kanalı ve bir egzoz kanalı kullanmaktadır. Bu opsiyon, uygulama alanı geniŒ gemiŒ tarihi ile beraber, serbest pistonlu motor için, mekanik basit dizaynı temsil etmektedir, bu yüzden bu durum ilk olarak incelenmelidir.

Bu düzenleme ile gözüken tipik akış modelleri Şekil 5.5.'de gösterilmiştir. Burada motor üzerindeki taze ve yanmış dolgulu akışı takip etmek için Ensight partikül izleme usulü kullanılmıştır. Bu şekilde, küçük mavi küreler taze karışımı temsil etmekte, küçük turuncu kürelerde, yanmış karışımı temsil etmektedir. Çizgiler hızı göstermektedir.

Bu durum için, geometrik ve işletim parametreleri Tablo 5.1.'de listelenmiştir. (Burada CAD, kanal ve supap sürelerini kaydetmek için kullanılmıştır. Bununla birlikte, serbest pistonlu motor, piston hareketini tanımlamak için krank miline sahip olmadığından, sadece zaman notasyonudur.)

Tablo 5.1. Döngülü Geometrik ve İşletim Parametreleri [7]

Çap (cm)	7,62
Strok (cm)	18,03
Sıkıştırma Oranı (cm)	18:1
Egzoz Kanalı Açılması (EPO) [CAD]	131
Emme Kanalı Açılması (IPO) [CAD]	144
Emme Kanalı Kapanması (IPC) [CAD]	210
Egzoz Kanalı Kapanması (EPC) [CAD]	222
Egzoz Kanalı Genişliği (cm)	3,81
Egzoz Kanalı Yüksekliği (cm)	3,5
Emme Kanalı Genişliği (cm)	3,04
Emme Kanalı Yüksekliği (cm)	2,25
Emme Eğim Açısı	40°
Emme Eksen Açısı (arka)	72°
Emme Eksen Açısı (ön)	45°
İşletim Frekansı [Hz]	50
Emme ϕ	0,78
Emme Basıncı (bar)	1,2

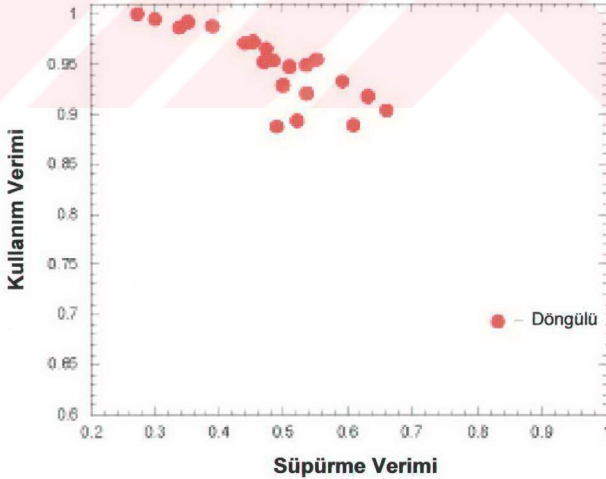


Şekil 5.5. Tipik döngülü süpürme akış canlandırılması vs. krank açısı derecesi [7]

Şekil 5.5'deki resim serileri arasında görülmektedir ki; taze karışım, yanmış karışımı bu bölgeden süpürmek için direkt olarak silindirin tepesine yönlendirilmiştir. Bununla birlikte, bu konfigürasyon ile birlikte, döngü yolu biraz uzundur ve süpürme prosesi, zıt gazlar tarafından oluşturulan spiral hareket yüzünden karışıktır. Bu akış özellikleri, prosesi zorlaştırmakta ve önemli miktarlardaki akış gazlar, taze dolgu içinde sıkışmaktadır. Silindir, önemli miktarda yanmamış yakıt kaybı olmadan, tam olarak süpürememektedir.

Bu düzenlemenin performansını artırmak için, emme karışımı basıncı içindeki varyasyonlar, emme ϕ , emme/egzoz alanları/süreleri ve piston frekansı incelenmiştir. Hesaplamalar açığa çıkarmıştır ki, sadece dolgu basıncı ve piston frekansı, motorun süpürmesini kayda değer oranda geliştirmiştir. Bununla beraber, süpürme verimi yeteri kadar artınca, yakıt kullanım kayıpları kabul edilemez hale gelmiştir.

Şekil 5.6.'da yakıt kullanımı veriminin, süpürme verimiyle beraber çizildiği görülmektedir. Zayıf performansına bağlı olarak, döngülü süpürme opsiyonu elimine edilmiştir.



Şekil 5.6. Kullanım verimi vs. süpürme verimi (Döngülü süpürme) [7]

5.5.2.2. Hibrit-Döngülü Süpürme

Hibrit-döngülü süpürme konfigürasyonu, silindirin üst noktasında daha iyi süpürme verimi sağlamak (bu sırada yüksek yakıt kullanımı kabiliyeti korunarak) için diğer çalışma olarak incelenmiştir. Bu durum; egzoz kanalları, emme kanallarından önce kapandığı için mümkün gözükmiştir. Bu mekanik basit dizaynda, giriş karışımı çevresel yerleştirilmiş kanallar (manifold) arasından silindirin üzerine doğru yönlendirilmiştir. Bunun amacı, yanmış gazları silindir merkezinin altına taşıırken, silindirin duvarlarını süpürmektir.

Bu dizaynla birlikte gözlemlenen tipik akış modelleri Şekil 5.7.'de gösterilmiştir. Tekrardan Ensight partikül izleme metodu kullanılmıştır. Bu durum için geometrik ve işletim parametreleri Tablo 5.2.'de listelenmiştir.

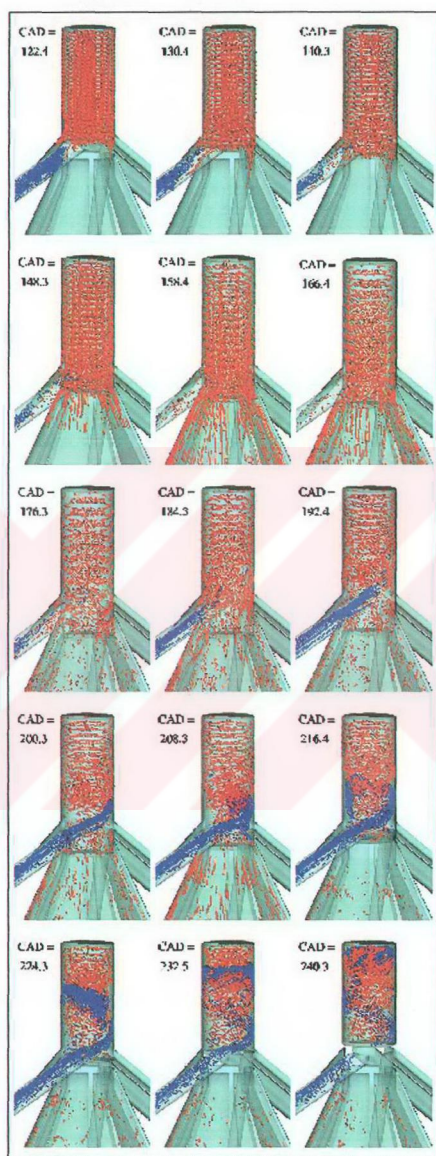
Tablo 5.2. Hibrit-Döngülü Geometrik ve İşletim Parametreleri [7]

Kanal Sayısı	5
Çap (cm)	7,62
Strok (cm)	20,58
Sıkıştırma Oranı (cm)	25:1
Egzoz Kanalı Açılması (EPO) [CAD]	141
Emme Kanalı Açılması (IPO) [CAD]	115
Emme Kanalı Kapanması (IPC) [CAD]	235
Egzoz Kanalı Kapanması (EPC) [CAD]	213
Egzoz Kanalı Genişliği (cm)	4,2
Egzoz Kanalı Yüksekliği (cm)	3
Emme Kanalı Genişliği (cm)	2,92
Emme Kanalı Yüksekliği (cm)	1,25
Egzoz Eğim Açısı	65°
Emme Eğim Açısı	35°
Emme Girdap Açısı	57,5°
İşletim Frekansı [Hz]	50
Emme ϕ	0,52
Emme Basıncı (bar)	1,5

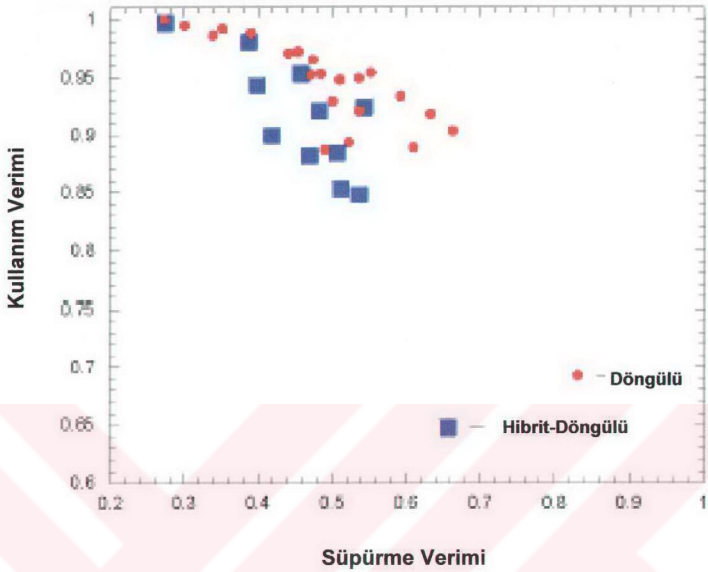
Resim serileri arasında görülebilir ki, arzu edilen girdaplama çevrimi silindir içinde oluşmadığı durumda, emme kanalına(manifold) geri akış önemlidir. Emme kanalı içindeki basınç dalgalanmaları ve egzoz kanal karşısındaki akış salınımları, emme akışı modellerini değiştirmekte, üst noktada ve motorun merkezinde yanmış dolgunun motor tarafından atılmasını, önlemektedir. Kötü süpürme ve önemli yakıt kullanım kayıpları bunun sonucudur.

Bu akış davranışını geliştirmek için (silindir süpürmesi, yakıt kullanımı karakteristiği ve dolgu değişmezliği) emme/egzoz kanallarındaki değişimler, giriş dolgusu basıncı, egzoz kanal alan/süresi ve piston frekansı incelenmiştir. Hesaplamalar göstermiştir ki, piston frekansındaki ufak bir düşüş, silindir içi dinamiklerini önemli ölçüde etkilemektedir. Bununla beraber yakıt kullanımı kayıpları olmaktadır (~%35). Taze karışımın duvarlarda toplanması ile birlikte, hiçbir çalışma da girdap döngüsü yaratılamamıştır. Sonuç karışımı Ü.Ö.N.'da düzenlenmiştir.

Bu düzenlemedeki süpürme sonuçları Şekil 5.8.'de gösterilmiştir. Döngülü süpürme sonuçları da referans olması açısından aynı eğriye konulmuştur. Kötü performansından dolayı, hibrit-döngü opsiyonu terkedilmiştir.



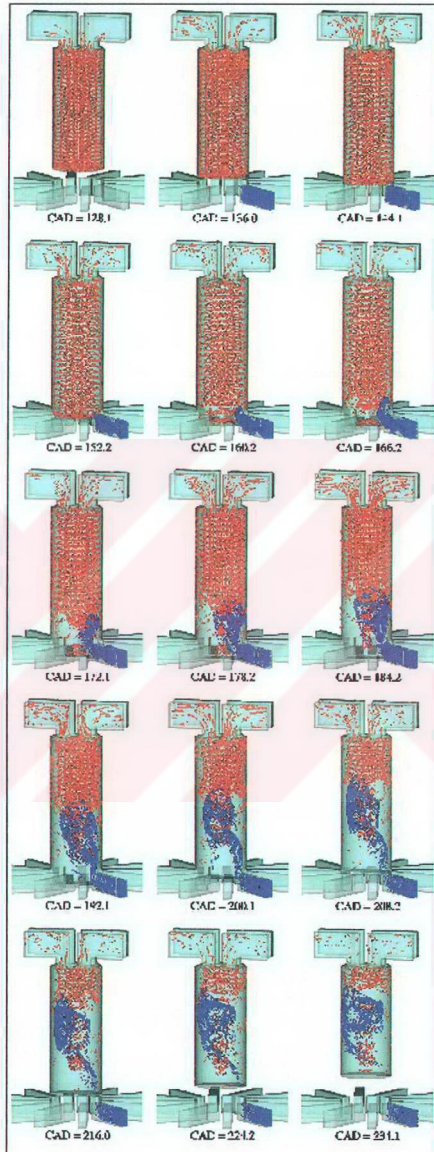
Şekil 5.7. Tipik hibrit-döngülü süpürme akış canlandırılması vs. krank açısı derecesi [7]



Şekil 5.8. Kullanım verimi vs. süpürme verimi (Hibrit-döngülü süpürme) [7]

5.5.2.3. Düzenli Akışlı Süpürme

Düzenli akışlı süpürme konfigürasyonu, basit karışım iletimi düzenlemesi ile birlikte motorun işletim hedeflerine ulaşmada son teşebbüs olarak incelenmiştir. Bu geometri ile birlikte, yanmış ve yanmamış karışımlar, süpürme süresince ayrı tutulabilmekte, küçük yakıt kullanım kayıpları ile beraber, süpürme veriminin geliştirilmesini yönlendirmektedir. Silindir kafası içindeki egzoz supaplarının konumu, yanma odasının üzerinde daha iyi süpürmeyi garanti eder. Öte yandan, bu dizayn motorun mekanik karmaşıklığını artırmaktadır, çünkü supaplar işletilmelidir.



Şekil 5.9. Tipik düzenli süpürme akış canlandırılması vs. krank açısı derecesi [7]

Bu konfigürasyonla gözlemlenmiş tipik akış modelleri Şekil 5.9.'da gösterilmiştir. Tekrardan Ensight partikül izleme metodu kullanılmıştır. Bu durum için geometrik ve işletim parametreleri referans olması açısından Tablo 5.3.'de listelenmiştir.

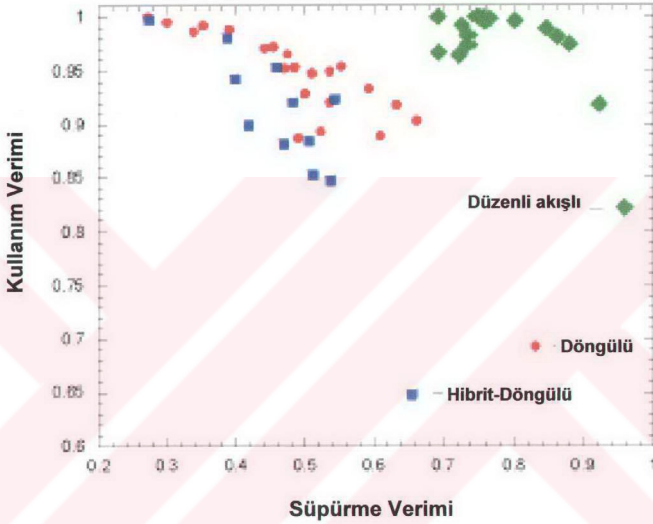
Tablo 5.3. Düzenli Akışlı Geometrik ve İşletim Parametreleri [7]

Giriş Kanalı Sayısı	12
Çap (cm)	7,62
Strok (cm)	22,26
Sıkıştırma Oranı (cm)	45:1
Egzoz Supabı Açılması (EVO) [CAD]	116
Emme Kanalı Açılması (IPO) [CAD]	144
Emme Kanalı Kapanması (IPC) [CAD]	210
Egzoz Supabı Kapanması (EVC) [CAD]	232
Supap Çapı (cm)	2,54
Supap Kalkışı (cm)	0,85
Kanal Genişliği (cm)	1,42
Kanal Yüksekliği (cm)	2,6
Girdaplama Açısı	20°
İşletim Frekansı [Hz]	50
Emme ϕ	0,42
Emme Basıncı (bar)	1,2

Bu resimler arasında görülebilir ki, bu süpürme, döngülü ve hibrit-döngülü düzenlemeleri ile kıyaslandığında daha verimlidir. Bu da uzun strokun performans kaybının daha az olmasından kaynaklanmaktadır. Bununla birlikte endişeler, aynı anda silindir çekirdeğini temizleme ve duvarları süpürme üzerinde devam etmektedir. Bununla birlikte kanal/supap kapanışından sonraki silindir-içi karışımı önemlidir.

Bu konuları adreslemek ve düzenli akış dizaynındaki süpürme ve yakıt kullanım potansiyelini maksimum hale getirmek için, simülasyonlar egzoz supap kalkış/süresini, giriş kanal konfigürasyonunu (giriş açıları, kanal sayısı) ve egzoz süpürme zamanını (piston frekansı, piston hareketleri ve giriş kanal yüksekliği kullanarak) inceleyerek çalıştırılmıştır. Düzenli akış konfigürasyonu serbest pistonlu motor dizaynına adapte edilmiştir.

Şekil 5.10., süpürme ve yakıt kullanım verimlerinin çizildiği, toplam performans, parametrik çalışma için hesaplanmıştır. Döngü ve hibrit-döngü süpürme geometrileri de referans olması açısından, etkilenmiştir. Görüldüğü gibi, düzenli akış sonuçları, diğer incelenen iki konfigürasyonlardan çok daha iyidir.



Şekil 5.10. Kullanım verimi vs. süpürme verimi (Düzenli akışlı süpürme) [7]

5.5.2.4. Egzoz Supap Kalkışı (Süre)

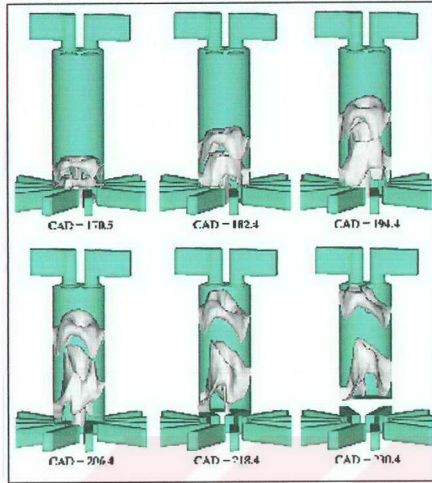
Supap kalkış ve zamanı ayarlanırsa, süpürme verimi maksimum olur, böylece emme kanalları açılmadan önce silindir basıncı, emme kanalı(manifold) basıncına getirilmiş olur. Eğer IPO'da basınç çok yüksek olursa, emme kanalına göre, taze karışım girişini geciktirecek şekilde, ters akış olur. Eğer kanallar çok geç açılırsa, süpürme kabiliyeti azaltılır. Bu durum giriş karışımının, artırılmış basınç farkına bağlı hızlı akışlı girmesinde oluşur. Yüksek akış hızı, yanmamış ve yanmış gazların hızlı karışımını ve hızlı nüfus etmeyi, yakıt kullanımı kayıplarının artırılmasına neden olur.

Simülasyonlar göstermiştir ki, egzoz supapları akışa olan büyük kısıtlamaları temsil etmektedir, böylece bu konfigürasyon yeterli süpürmeyi sağlamak için, kritik öneme sahip olmuş olur. (Dört adet dikey poppet supap dizaynı adapte edilmiştir, yüksek performans için hidrolik olarak aktivite edilen mekanizma varsayılarak)

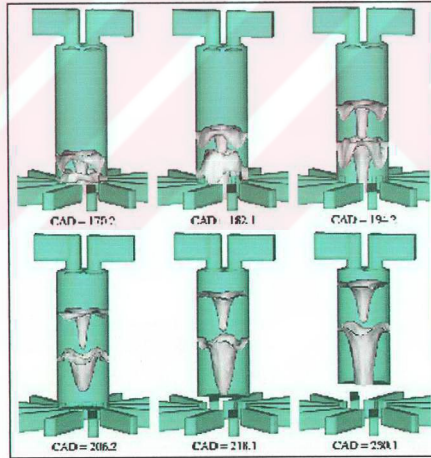
5.5.2.5. Giriş Açıları

Akışın oluşumu meyil açıları 0° ve girdap açıları 15° civarına ayarlandığında maksimum olur. Eğim açılarının 0° 'den büyük olması, bir miktar artan karışımın, pistonun üstüne hapsolmasına sebep olur. Girdap açılarının 15° den küçük olması, sadece silindir merkezine daha iyi süpürmeye neden olur, bunun sebebi de yüksek girdaplama açıları sadece silindir duvarlarını süpürür. Değişken girdaplama açıları, hem merkezi süpürmeyi, hem de duvar süpürmesini cesaretlendirir ve sadece değişken silindir-içi akışlar üretir. Bu durum, yüksek miktarlardaki taze karışımın, egzoz supaplarından kaçmasına izin verir.

Değişken girdaplama açılarından oluşan değişken silindir-içi akış örneği Şekil 5.11.'de gösterilmiştir. Bu şekilde iki yüzey silindir içinde varolan uç bölgeyi (yanmış gaz, yanmamış gaz ve karışım bölgesi) ayırt etmek için kullanılmıştır. Bu eşit yüzeyler %76 ve %8 oranındaki atık gaz parçalarını temsil etmektedir. (silindir üstündeki) Bu durum için, emme girdaplama açıları $0 - 1.82 - 3.64 - 5.45 - 7.27 - 9.09 - 10.91 - 12.73 - 14.55 - 16.36 - 18.18 - 20.00^\circ$ dir sırasıyla.



Şekil 5.11. Artık gaz bölümündeki Iso-yüzeyi canlandırılması (düzenli olmayan girdaplama düzeni) [7]



Şekil 5.12. Artık gaz bölümündeki Iso-yüzeyi canlandırılması (20° düzenli girdaplama düzeni) [7]

Bu akışı göz önüne canlandırmada görülebilir ki, girdaplama açıları giriş gazlarını istemsiz davranış ilişkilerine zorlamaktadır. Daha düzgün süpürme prosesi, açı 20° iken, Şekil 5.12.'de gösterilmiştir. Açıkça görülür ki, bu akış daha arzu edilen bir haldedir.

5.5.2.6. Kanalların Sayısı

Birbirine benzer 8-kanal ve 12-kanal konfigürasyonları kıyaslandığında, süpürme performansında, küçük değişimler gözükür. 8-kanal dizaynının üretimi daha kolay olabilir, bu yüzden bu adapte edilmiştir.

5.5.2.7. Süpürme Zamanı

Eğer süpürme zamanı uygun şekilde ayarlanırsa, silindir yeteri kadar doldurulabilir. Çok kısa ΔT_{SCAV} düşük süpürme verimlerine yönlendirir, bu sırada uzun ΔT_{SCAV} fazladan kullanım kayıplarına izin verir. Bu zaman, giriş kanal yüksekliğini değiştirerek, piston frekansını değiştirerek veya ek piston yolunu kullanarak, ayarlanabilir.

Bunların en verimlisi, piston frekansını ayarlamaktadır. Küçük değişimler (+-%15) süpürme verimini modifiye eder. (+-%6). Kanal yüksekliği değişimleri veya piston yolunun uzatılması, öte yandan, silindir-içi akışlarının değişimine sebep olur ve ayrıca bazı yanmış gazların kanal kapalıyken giriş kanalına hareketi zorlamasıyla sonuçlanır. Bu davranış süpürme potansiyelini düşürür, çünkü yanmış gazlar tekrardan süpürme çevrimine taşınmak zorunda kalırlar.

5.5.2.8. Süpürme Metotlarının Özeti

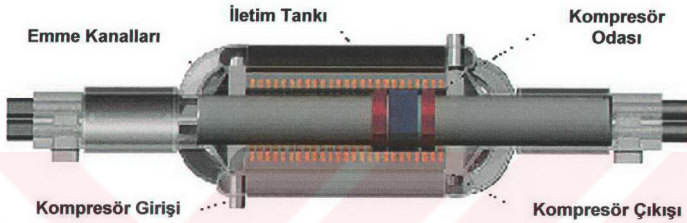
Parametrik çalışmalara bağlı olarak, döngü ve hibrit-döngü dizayn opsiyonları serbest pistonlu motor-jeneratörü için yetersizdir. Bununla birlikte, düzenli akış dizaynını konfigüre etmek mümkün gözükmemektedir, böylece yüksek süpürme verimi (~ 0.85), kayda değer kullanım kayıpları olmadan ($< 1\%$) sağlanabilir.

5.5.3. Karışım İletimi

Karışım iletim sistemiyle beraber olan simülasyonlar, güç tüketimindeki ve silindir-içi akışlardaki parametrik etkilere karar vermek için yönetilmiştir. Şekil 5.13.'de gösterildiği gibi, bu OD/KIVA-3V hesaplamaları iç kompresör düzenlemesinin kullanımını varsaymıştır. Bu konfigürasyonda, mıknatıslar, çalışan piston

fonksiyonuna, ortak merkezli düzenleme kullanan basamaklı kompresör pistonu gibi bağlanmıştır. Taze karışım iç odaya basılmıştır ve bundan sonra iletim tankına transfer edilmiştir. Bu dizayn motorun alternatör bölümünü örtmektedir.

Diğer tarafın yanma odasının sıkıştırma zamanı sırasında, taze gaz kompresörün bir tarafına gönderilir. Piston yönünü değiştirdiğinde, karışım basınçlandırılır ve iletim tankına transfer edilir. Tank bu yüzden IPO’da maksimum basınca ulaşır.



Şekil 5.13. Karışım iletim sistemi [20]

Bu bölümde incelenen parametreler, kompresörün volumetrik sıkıştırma oranını, iletim tank hacmini, iletim tank sıcaklığını ve kompresörün supap alanını kapsamaktadır. Bu analiz için giriş boyut tanımlamaları Tablo 5.4.’de listelenmiştir.

Tablo 5.4. Dağıtım Sistemi Parametreleri [7]

İç Çap (cm)	8
Dış Çap (cm)	10,9
Sıkıştırma Oranı	30:1
Giriş Akış Alanı (cm ²)	4,5
Çıkış Akış Alanı (cm ²)	4,5
Tank Hacmi (cm ³)	20
Tank Sıcaklığı (K)	300

5.5.3.1. Sıkıştırma Oranı

Bu simülasyonlar belirtmiştir ki, sıkıştırma oranı 3.5’den 30’a yükseltildiğinde, süpürme performansında ufak değişimler olmuştur. Kompresör iç bölümü (W_{comp}/W_{cycle}) seçilmiş model parametrelerine bağlı olarak; 0.21 hesaplanmıştır.

5.5.3.2. Tank Hacmi

Küçük bir tank, yüksek giriş basınçlı, kranklı sıkıştırma tipi iletimini simüle eder. Bu da süpürme çevrimi sonunda atmosferik koşullara yakın şartlarda takip edilir. ($V_{\text{tank}}/V_{\text{cyc}} \sim 0.55$). Daha önceki parametrik hesaplamalarda varsayıldığı gibi, büyük bir tank düzenli giriş şartlarını simüle eder. ($V_{\text{tank}}/V_{\text{cyc}} \sim 18.4$)

Hesaplamalar açığa çıkarmıştır ki, maksimum karışım basıncı artırılmıştır. (küçük bir tank için 1.2 -> 2.3 bar), kompresör iş bölümü artırılmıştır. (%15'den %24'e). Buna ilaveten, taze karışım yüksek akış hızlarında silindire giriş yapar, bu da yanmış ve yanmamış karışımların hızlı bir şekilde karışmasına olanak sağlar. Bu daha çok yakıtın kullanılmamasını sağlar.

5.5.3.3. Tank Sıcaklığı

Yüksek sıcaklıkta kalmış basınçlandırılmış karışım, adyabatik tank gerçek motor operasyonlarını daha iyi temsil edebilir. İzotermal tankta taze karışım, silindire gönderilmeden önce soğuma şansına sahiptir.

Hesaplamalar göstermiştir ki, silindir içi proseslerinde olduğu gibi, giriş karışımının sıcaklığının güç tüketiminde önemli etkileri vardır. Yüksek tank sıcaklığı için (400K'ye sabitlenmiş olanın 300K'ya kıyasında), silindir daha sıcak bir karışım ile beslenmiş olur. Bu durum HCCI operasyonunun düşük sıkıştırma oranında gerçekleşmesine, böylece motorun verim potansiyelinin düşmesine sebep olur. (15:1, 23:1'le kıyaslandığında) EVC'deki hapsolmüş kütle, aynı karışım basıncında daha düşüktür, bu da motorun çıkış gücünü düşürür ve çalışma bölümü artar (%70'den %35'e). Buna ek olarak, daha fazla taze karışım yanmadan atılma (by-pass) sırasında kaybedilir, çünkü daha sıcak karışımlar egzoz supabından kaçmaya meyillidirler.

5.5.3.4. Supap Alanı

İç kompresör, yay yüklemeli supaplar kullanılarak modellenmiştir. Yay dinamikleri için, hiç gecikme zamanı yoktur. (Reed supapları öncelikle düşünülmüştü, fakat bu sistem için optimize etmesi zor bulundu, bu yüzden de parametrik analizlerde

kullanılmadı.) Bu düzenleme, kompresör işi hesaplaması, tankın basınçlandırılması ve karışım iletim prosesi amacı için yeterli varsayılmıştır.

Giriş ve çıkış akış alanları OD modeli için keyfi olacak şekilde seçilmiştir, bu yüzden bu değer seçimleri tarafından tanıtılan hata derecesini gözden geçirmek için yararlıdır. 4.5 ve 8.0cm² akış alanları, karşılaştırma için simüle edilmiştir.

Sonuçlar göstermiştir ki, akış alanı, kompresör için doğru olarak işletilmesi açısından önemlidir, çünkü daha büyük supaplar pompalama gücünü kayda değer şekilde düşürmektedir. (%40'dan %12,4). Bununla beraber, bu tank/silindir düzenlemesi için süpürme performansı gerçekte, artırılmış akış alanlarına bağlı olarak, değişmektedir.

5.5.3.5. Karışım İletiminin Özeti

Karışım iletim sistemindeki simülasyonlar göstermiştir ki, daha kararlı, düşük sıcaklık karışımı ve yeterli kompresör akış alanlı büyük bir tank, süpürme sistemini ve motorun performansını maksimum duruma getirecektir.

5.5.4. İşletim Şemaları

Önceki simülasyonlar, süpürme dizaynındaki kritik parametreleri göstermiş ve serbest pistonlu motor için optimal sistem konfigüre etmekte giriş bilgisi sağlamıştır. Takip eden simülasyonlar, dört farklı işletim şeması için, işletim çevrimindeki, süpürme prosesinin etkilerini incelemiştir. Bu değerlendirme amacı ise, çevrim ısı verimi ve egzoz emisyonları burada kullanılmıştır.

Isıl verim (η_{TH}) çevrim çıkışındaki işi, kompresör girişindeki işi ve sürtünme kayıplarını içermektedir. Toplam iletilmiş yakıt, yakıt kayıplarını hesap etmek için kullanılmıştır. Egzoz emisyonları yanmadan atılan yakıt C_3H_8 ve NO içermektedir. KIVA-3V yanma hesaplamaları kısmen yanmış HC ve CO emisyonlarını tayin etmek için yeterince sofistike değildir. Bununla beraber, NO hesaplamaları silindir içindeki yakıtın zengin veya sıcak bölgelerini belirlemek için yeterli gözükmemektedir, bu yüzden bunları içermektedir. İncelenmiş dört şema aşağıdaki şekildedir.

Durum I: Standart düzenli akış düzenlemesi

Durum II: Düşük frekanslı/düşük pompalama basınç seçeneği

Durum III: Kademeli süpürme konfigürasyonu

Durum IV: Aşırı genişletilmiş çevrim

(Kademeli süpürme konfigürasyonu başlangıçta silindiri sadece hava ile süpürür, daha sonra da zengin yakıt-hava karışımıyla devam eder. Aşırı genişletilmiş düzenleme, yanmış gazları besleme basıncına yakın bir basınca genişletir. Bu genişleme, egzoz supapları veya giriş kanalları açılmadan önce olur. (Atkinson-type). Piston hareketi daha sonra kendi sıkıştırma çevriminde yanmış gazları, egzoz supaplarına doğru pompalamak için çalışır.

Bu şemaların beklenen yararları, standart şemayla karşılaştırıldığında aşağıdaki gibidir.

Durum II: Pompalama gücünün azaltılması, bununla beraber işletim frekansının yeterli beslemeyi garanti altına almak için düşürülmesi.

Durum III: Süpürme veriminin artırılması, bununla beraber geç yakıt beslemesiyle yanmadan atılmanın (by-pass) kontrolü, yüksek işletim sıkıştırma oranı, bizi gelişmiş ısı verim çevrimine yönlendirir.

Durum IV: Düzeltilmiş boşaltma potansiyeliyle beraber artırılmış iş çıkışı.

Tüm bu durumlar için düzenli akış geometrisi, önceki bölümlerdeki oryantasyon ve zamanlama konfigürasyonlarına bağlı olarak kullanılmıştır. (4 egzoz supabı, 8 emme kanalı). Düzenlenmiş süpürme durumu için, dört uzun kanal giriş hava karışımını iletmış ve dört kısa kanal ön karışımli hava-yakıt beslemesini iletmıştır. Geometrilere arzu edilen performansı sağlamasını düzenlemek için, birçok iterasyon serileri kullanılmıştır. ($n_{sc} \sim 0.8$, $n_{tr} \sim 0.99$ Durum I,II ve IV için; $n_{sc}:0.9$, $n_{tr}(\text{fuel}) \sim 0.99$ Durum III için; güç çıkışı $\sim 20\text{kW}$) (İterasyon prosesinin can sıkıcılığına bağlı olarak (örnek olarak Durum III için 12 iterasyona ihtiyaç vardır), sadece tahmini süpürme/güç performansı sağlanmıştır. Durum III için çalışmadaki ve yakıt emisyonları artışı arasındaki çıkış gücü farkı hesabın içindedir.)

Tablo 5.5. Geometrik ve İşletim Parametreleri [7]

	Durum I	Durum II	Durum III	Durum IV
Çap (cm)	7,62	8,85	7,24	7,62
Strok (cm)	21,46	29,63	25,56	44,05
Etkin Sıkıştırma Oranı (cm)	19:1	19:1	26:1	19:1
Egzoz Supabı Açılması (EVO) [CAD]	116	102	99	142
Emme Kanalı Açılması (IPO) (Hava) [CAD]	NA	NA	132	NA
Emme Kanalı Açılması (IPO) (Yakıt/Hava) [CAD]	146	130	148	139
Emme Kanalı Kapanması (IPC) (Yakıt/Hava) [CAD]	208	222	207	214
Emme Kanalı Kapanması (IPC) (Hava) [CAD]	NA	NA	220	NA
Egzoz Supabı Kapanması (EVC) [CAD]	232	245	248	285
Supap Çapı (cm)	2,54	2,86	2,38	2,54
Supap Kalkışı (cm)	0,925	0,925	0,925	0,925
Kanal Genişliği (Yakıt/Hava) (cm)	2	2,27	2,2	1,93
Kanal Genişliği (Hava) (cm)	NA	NA	1,63	NA
Kanal Yüksekliği (Yakıt/Hava) (cm)	2,3	5,8	2,7	6,5
Kanal Yüksekliği (Hava) (cm)	NA	NA	4,7	NA
Girdaplama Açısı	15	15	15	15
İşletim Frekansı [Hz]	45	33	45	45
Besleme basıncı [bar]	1,2	1,1	1,2	1,2
Emme ϕ	0,475	0,475	2,7	0,475

Tablo 5.6. İşletim Sonuçları [7]

	Durum I	Durum II	Durum III	Durum IV
η_{sc}	0,83	0,83	0,93	0,84
η_{tr}	0,997	0,995	(Hava) 0,928 (Yakıt/Hava) 0,988	0,994
m_{del} (g)	0,96	1,15	(Hava) 1,03 (Yakıt/Hava) 0,16	0,92
W_{cycle} (J)	480	790	644	697
W_{comp} (J)	24,6	29,7	45,1	35,6
W_{fric} (J)	19,2	31,2	24,3	59,9
η_{TH}	0,475	0,475	0,525	0,491
C_3H_8 (ppm)	67	133	206	136
NO (ppm)	281	707	94	560
Güç (kW)	18,7	23,1	24,6	25,7

5.5.4.1. İşletim Sonuçları

Bu düzenlemeler için geometrik ve işletim parametreleri referans olması için Tablo 5.5.'de listelenmiştir. Kompresör akış alanları, toplam alan oranının, iletim besleme kütlesine dayandırılarak seçilmiştir. ($6.7\text{cm}^2/\text{g}$ 'de sabittir). Bu, durumlar arasındaki değişiklikleri hesap etmesi beklenmektedir. Bu sırada da hala iş bölümü için karşılaştırma sağlamaktadır.

Simülasyon sonuçları Tablo 5.6.'da gösterilmiştir. Bu tabloda görülmektedir ki, Durum II için olan toplam ısı verim, standart konfigürasyonla aynıdır. Bununla birlikte yanmadan atılma (by-pass) ve NO_x emisyonları artış göstermiştir. (sırasıyla +200% ve +250%). Öte yandan, Durum III'de ısı verim artmıştır, (%10) kısa devre kayıpları artmış (+300%) ve NO_x düşmüştür. (-70%) Durum IV'de yüksek ısı verimle çalışmaktadır. (+3%), ancak daha büyük yanmadan atılma (by-pass) ve NO_x emisyonlarına sebep olur.

Bu sonuçlar, dört düzenlemede ki işletim çevrimi ve silindir/kanal akışlarını çalışarak, açıklanmıştır. Kompresörün ve sürtünmeli çalışmanın etkileri de toplam çevrimde önemlidir.

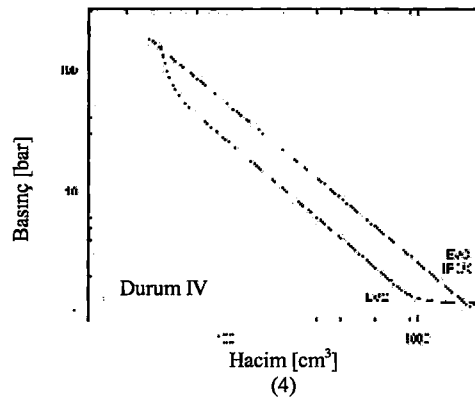
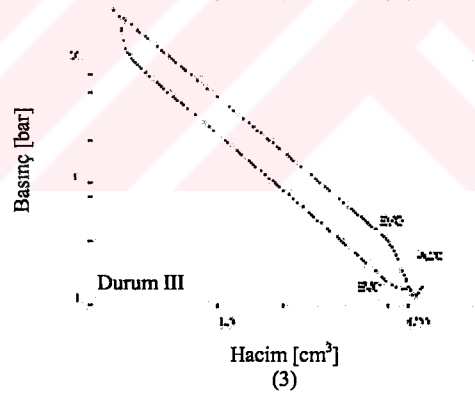
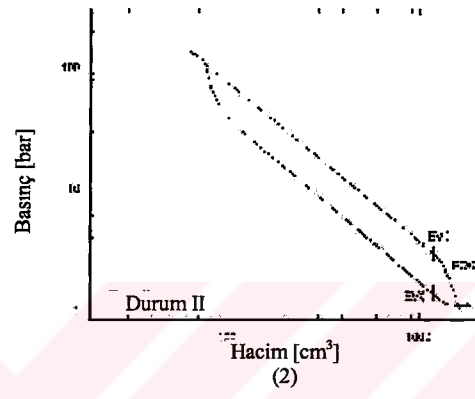
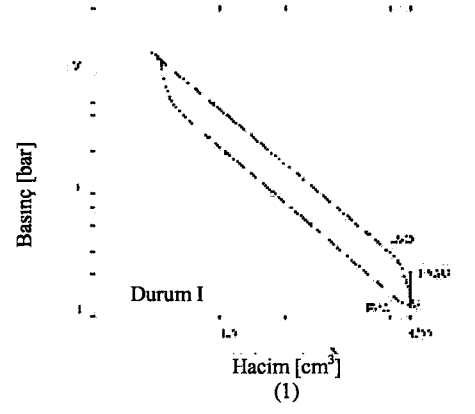
Şekil 5.14., bu dört konfigürasyon için termodinamik çevrimleri temsil etmektedir. Bu çalışmaları kıyaslarken görünmektedir ki, Durum II için HCCI yanmasının başlangıcı strok içinde bir şekilde önce olmaktadır. Bu durum Tablo 5.6.'da not edildiği gibi daha fazla NO_x emisyonlarına sebebiyet verir. Bu durum aşağıda detaylı olarak anlatılacaktır. Süpürme periyoduna baktığımızda, görülebilir ki, silindir basıncı, taze karışım içeri iletildiği müddetçe, daha fazla dalgalanmaktadır.

Durum III için termodinamik çevrim, standart duruma büyük benzerlik göstermektedir, bununla beraber yanma açıklığa kavuşmadan önce sıkıştırma oranında artış olur. Bu durum EVC'de ki daha düşük silindir sıcaklıklarına bağlı olarak, yanmış karışımın içeriye daha tamamlanmış olarak süpürülmesiyle başanlır.

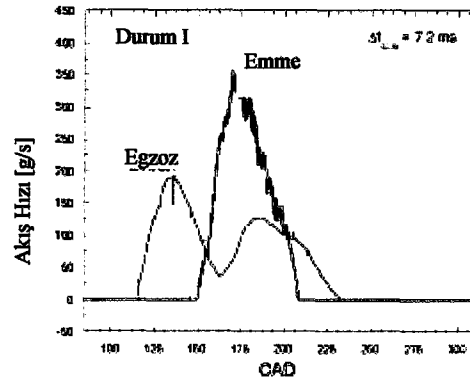
Durum IV için, süpürme çevrimindeki değişim, boşaltma olmamasıyla beraber düşündürücüdür. (Öte yandan piston genişlemesine bağlı EPO/IPO'dan sonra biraz

basınç düşümü vardır.) Bu düzenlemede, yanmadan sonra kayda değer kompresyonla birlikte, biraz erken HCCI yanması da vardır. Bu, Durum II’de de görülmüştür.

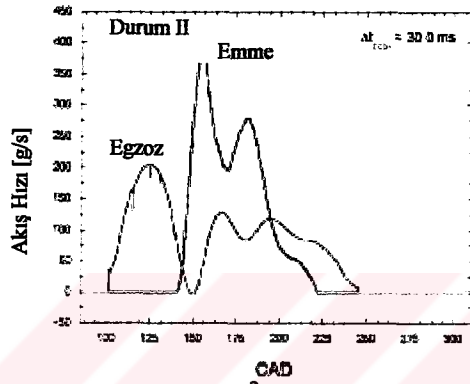
Bu dört çalışma için egzoz ve emme akış hızları Şekil 5.15.’de gösterilmiştir. Burada hızlar CAD kullanılarak çizilmiştir. Bu şekilde, süpürme dinamiklerinde farklar açıktır. Şekil 5.15.1. standart durum için olan sonuçları göstermektedir. Supapların karşısındaki ilk boşaltma incelenmiştir. Ayrıca giriş karışımına bağlı, ikincil egzoz akışına bakılmıştır. Bu yol, Durum II için tekrarlanmıştır, bununla beraber, giriş ve çıkış akış hızlarında, silindir-içi basıncındaki dalgalanmaya bağlı olarak, dalgalanmalar vardır. Daha uzun supap açma zamanı ve düşük karışım basıncı bunun muhtemel sebebidir. Kademeli süpürme durumu için (5.15.3.), hem hava hem de yakıt-hava kanallarındaki akış hızları gösterilmiştir. Hızlar iki tip kanal için, kayda değer şekilde farklıdır. Toplam egzoz akışı, standart durumdakine benzerdir.



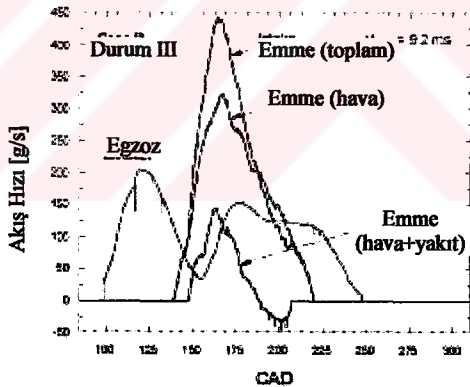
Şekil 5.14. Silindir basıncı vs. Silindir hacmi [20]



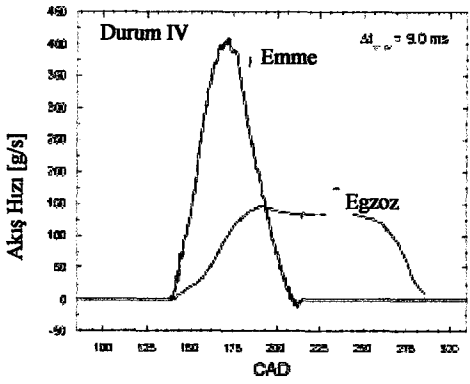
1



2



3



4

Şekil 5.15. Egzoz ve emme akış hızları vs. CAD [20]

Aşırı genişletilmiş çevrimdeki akış hızları Şekil 5.15.4.'de gösterilmiştir. Egzoz akış tutumundaki değişimler, süpürme prosesi sırasında, yakın bir sabit besleme hızıyla çarpışmaktadır. Giriş akış hızı, bununla beraber Durum I'dekine benzerdir.

Bu dört durum için akış göz önünde canlandırmaları Şekil 5.16 - 5.19'da sunulmuştur. Tekrardan Ensight partikül izleme kullanılmıştır. Şekil 5.18. için (Durum III), hava-yakıt karışımı mavi kürelerle temsil edilmiştir, bu sırada sadece hava beslemesi küçük sarı kürelerle temsil edilmektedir.

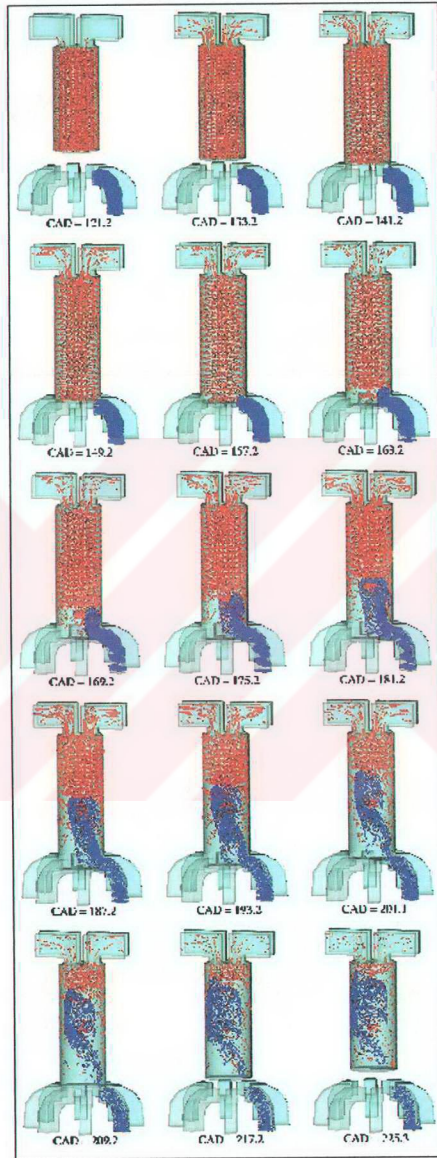
Tam bu şekiller arasında, Şekil 5.9.'da benzer akış incelenmiştir. Bununla beraber Durum II, III ve IV için kanal yükseklikleri artırıldığında, değişikliklerle sonuçlanmıştır. Birincil olarak, pistonun üzerinde bir miktar yanmış karışım hapsolmuştur. Piston sıkıştırma strokuna başladığında, bir miktarı emme kanalına doğru zorlanmıştır. Durum III'de ki kısa kanallar için, bu geri akış önemlidir. (Şekil 5.15.'de görülebilmektedir.)

Daha kayda değer bir sonuçta, azaltılmış girdap ve azaltılmış silindir-içi karışımıyla akış hareketindeki değişimdir. [Bu çalışmalar için girdap oranı (SR) Durum I için 2.9'dur, Durum II için 1.9'a, Durum III için 2.7'ye ve Durum IV için 1.7'ye düşürülmüştür.] Bu hem yanmadan atılma, hem de NO_x emisyonlarını etkilemektedir.

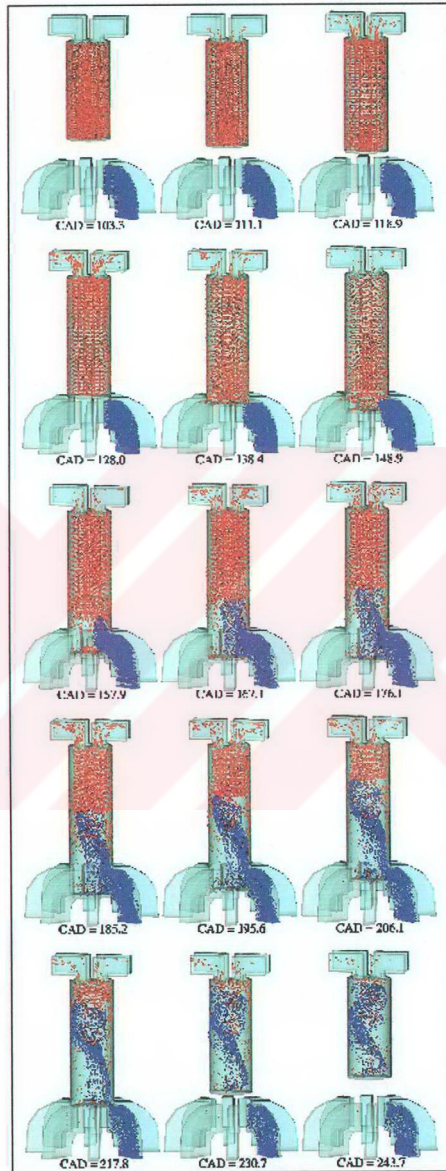
Yanmadan atılma (by-pass) durumunda, silindir hacmi hareketinde değişim ve azaltılmış karışım, daha fazla taze yakıt karışımının, egzoz supabı bölgesine nüfuz etmesini sağlar. NO_x emisyonları durumunda, süpürme ve sıkıştırma sırasında daha büyük sıcaklık düzenlenmiş olur. Bu da ön ateşlemenin silindirin çekirdeğine doğru olmasına yönlendirir. Bu ön ateşleme Şekil 5.20.'de görülebilir. Şekil 5.20.'de maksimum silindir sıcaklığı ve motor çevrimi üzerindeki ani sıkıştırma oranı kıyaslaması çizilmiştir. Durum I için, en erken ateşleme noktası CR=14:1'dir, Durum II için CR=11:1'e düşmüştür, Durum IV içinde CR=9:1'e yakındır. Bu üç düzenlemede de, silindir hacmi, daha önce kararlaştırılan basınç değişiminin maksimum hızında, CR=16:1 yakınlarında yanmıştır. (Durum III' de referans olması için eklenmiştir. Hacim yanması CR=24:1'de gerçekleşmektedir.)

Ön ateşleme problemi sadece küçük bir çevrim kaybı (%24) yaratsa da, NO_x üretimi artış göstermektedir, çünkü yanmış karışım Ü.Ö.N.'ya doğru sıkıştırmıştır. Durum II için bu daha çok dikkat çekicidir, çünkü piston hızı daha yavaştır ve sıkıştırma üstü daha geniş bir zaman aralığı için beslenilmiştir.

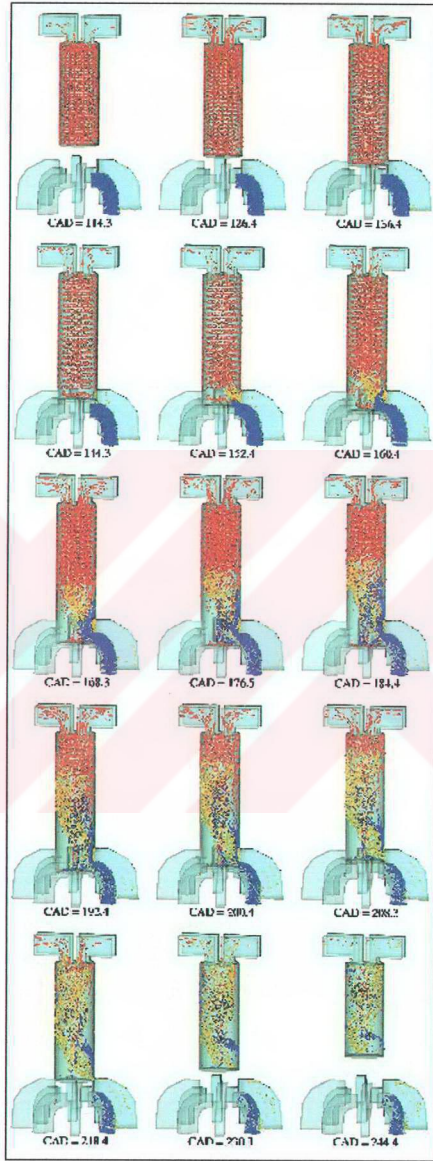




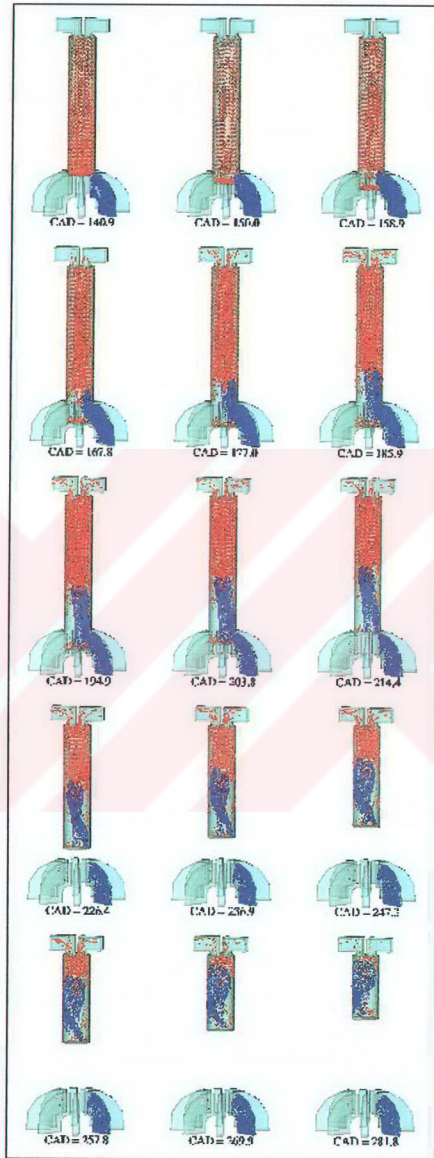
Şekil 5.16. Süpürme akış canlandırması vs. Krank açi derecesi (Durum I) [7]



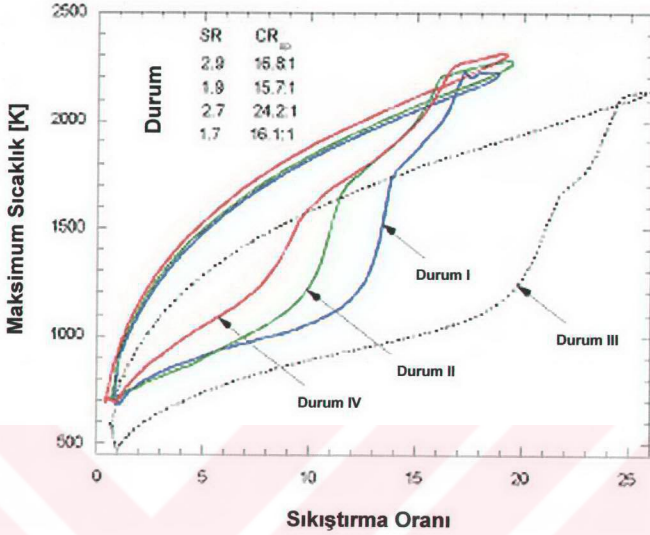
Şekil 5.17. Süpürme akış canlandırması vs. Krank açısı derecesi (Durum II) [7]



Şekil 5.18. Süpürme akış canlandırması vs. Krank açısı derecesi (Durum III) [7]

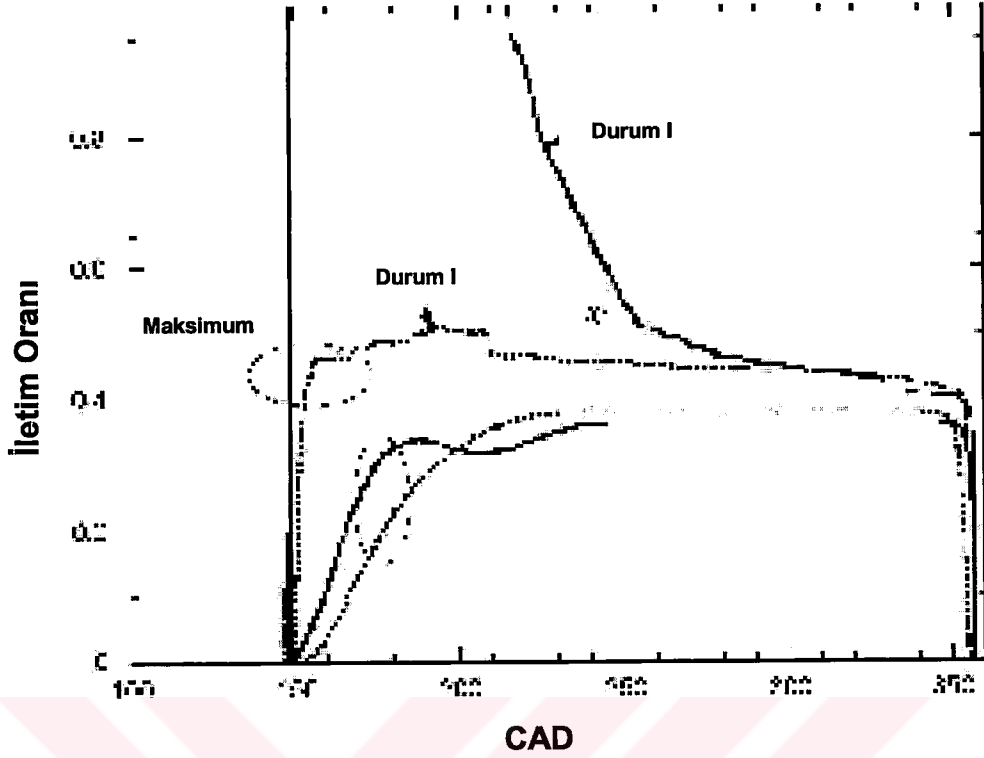


Şekil 5.19. Süpürme akış canlandırması vs. Krank açısı derecesi (Durum IV) [7]



Şekil 5.20. Maksimum silindir sıcaklığı vs. Sıkıştırma oranı [7]

Bu konfigürasyonlar için yakıt dağıtımına bakarak gözükmektedir ki; silindir-içi akışları benzer şekilde, süpürme sıkıştırma prosesleri sırasındaki giriş karışımını seyreltir. Bu kademeli süpürme opsiyonu için önemlidir. Bu nokta, Şekil 5.21.'de gösterilmiştir. Şekil 5.21.'de Durum I ve Durum III için olan maksimum ve ortalama seyreltme oranları CAD kullanılarak çizilmiştir. Gözlemlenmektedir ki, bu iki düzenleme arasında önemli farklılıklar olmasına rağmen, sıkıştırma ürünü esnasındaki hacmin akışının seyreltilmesi, yanma zamanında, maksimum ve ortalama seyreltme oranları arasındaki farklılıklara benzerdir. Bu durum şu şekilde belirtilebilir. Eğer ön karışimli besleme kullanılırsa, kademeli süpürme konfigürasyonu ile birlikte, yakıt dağıtımı problem olmayabilir.



Şekil 5.21. Maksimum ve ortalama seyreltme oranları vs. Krank açısı derecesi [20]

5.5.4.2. Kompresör İşi

Tablo 5.5.'de gösterildiği gibi; kompresör iş bölümü Durum III için artış gösterirken (+37%), Durum II için azalmaktadır. (-25%). Bu durum, düşük karışım basıncına ve yüksek iletim oranına bağlı olarak beklenmektedir. Bununla birlikte, n_{TH} ile birlikte ilgili olarak, bu değişimler, termodinamik çevrimindeki değişimler tarafından ofsetlenmiştir. Durum II için, erken ateşleme problemlerine bağlı olarak, değişim verimi azalmaktadır, bu sırada Durum III için yüksek sıkıştırma oranına bağlı olarak daha yüksektir.

5.5.4.3. Sürtünme İşi

Tablo 5.5. göstermektedir ki, sürtünme iş bölümündeki önemli değişiklikler, sadece aşırı genişleme konfigürasyonunda meydana gelmektedir. (+200%). Bu düzenleme artırılmış piston hızına bağlıdır. Bununla birlikte, artırılmış sürtünme işi, dönüştürme

verimindeki artış tarafından dengelenmiştir. Bu durum ek besleme genişlemesine bağlıdır.

5.5.4.4. Dizayn Sağlamlığı

Bu dizaynların sağlamlığını hesaplamak için, birkaç seri simülasyonlar bu dört şemayla birlikte çalıştırılmıştır. Eş değer karışım oranı ve piston frekansının giriş şartlarındaki önemsiz değişimlerin etkileri, gerçek motor işletimindeki dalgalanmaları simüle etmek için incelenmiştir. Bu çalışmalardaki sonuçlar Tablo 5.6.'da listelenmiştir.

Tablo 5.7. İşletim Sonuçlarındaki Değişimler [7]

		$\downarrow f$	$\uparrow f$	$\downarrow \phi$	$\uparrow \phi$
Durum I	η_{TH} C_3H_8 NO	+5.5% +217ppm +52ppm	-7.9 -52 -8	-1.6 -13 -224	-4.1 +28 +447
Durum II	η_{TH} C_3H_8 NO	+2.4 +409 +85	-3.3 -119 -37	+1 -50 -531	-0.8 +44 +1538
Durum III	η_{TH} C_3H_8 NO	+1.4 +277 +103	-1.8 -94 -39	-0.6 -36 -67	+0.8 +17 +243
Durum IV	η_{TH} C_3H_8 NO	NA	NA	-1.5 0 -383	NA

Bu tablodan görülmektedir ki, emisyonlardaki değişimler Durum II için, Durum I'e nazaran daha önemlidir. Bununla birlikte, Durum II için ısı verim, bu değişkenler için, daha kararlı gözükmemektedir. Bu arada Durum III içinde, eğer standart konfigürasyona göre emisyonlardaki değişimleri karşılaştırırsak, ısı verim ayrıca kararlıdır.

Bu simülasyon serilerinin önemli bir sonucu da, aşırı-genişletilmiş konfigürasyonun işletme şartlarındaki dalgalanmalara aşırı hassas olmasıdır. Küçük değişim incelemeleri için, işletim çevrimi kararlı olmamaktadır. Benzer tutarsız durum, gerçek Atkinson-çevrim motor işletiminde gözlemlenmiştir. Bununla birlikte,

değişkenin derecesi bu hesaplamalar kadar şiddetli değildir. Hesaplama yapısıyla birlikte bu durum basit şekilde bir nümerik problem olabilir. Bununla birlikte, önerilebilir ki, giriş şartlarının sıkı kontrolüne, aşırı genişletilmiş şemayla birlikte, verimli ve kararlı işletim için ihtiyaç duyulabilir.

Ek bir nokta olarak, Tablo 5.6.'da görülebilir ki, emisyonlardaki artışlar bazı işletim değişkenleri için önemlidir. Bu durum, gerçek motor işletiminde önemli olabilir.

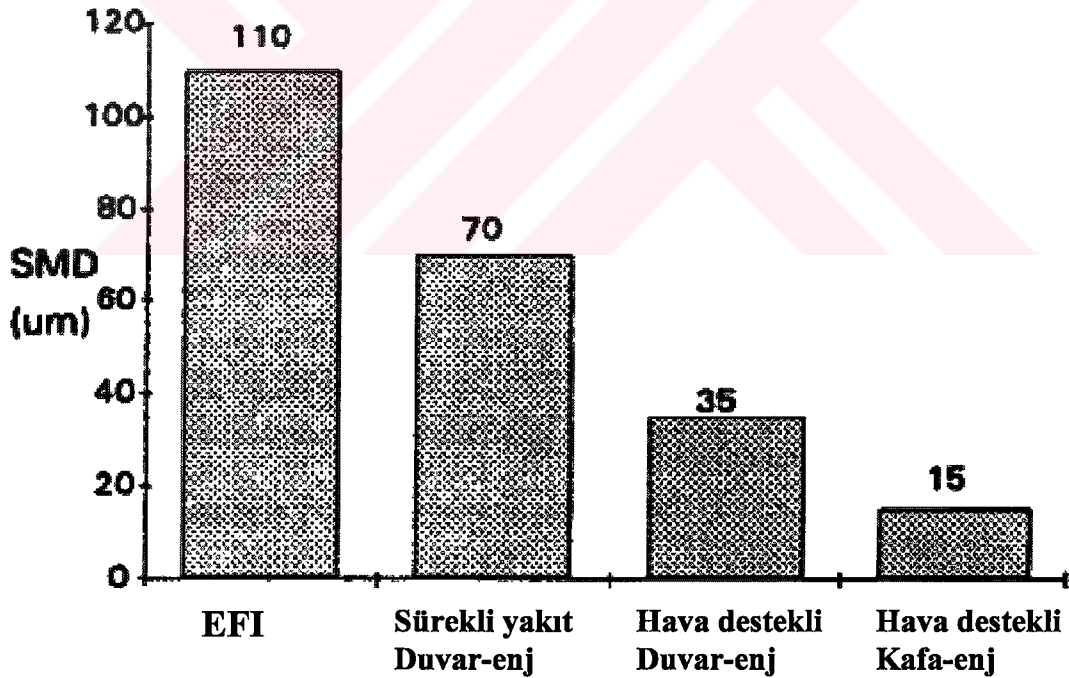
5.5.4.5. İşletim Şemalarının Özeti

İncelenmiş işletim şemalarına dayanarak görülebilir ki, kademeli süpürme konfigürasyonu çoğunlukla motorun ısı verimini, yanmadan atılma (by-pass) ve NO_x emisyonları yeterli şekilde kontrol edilerek, verimli olarak maksimuma getirebilir.

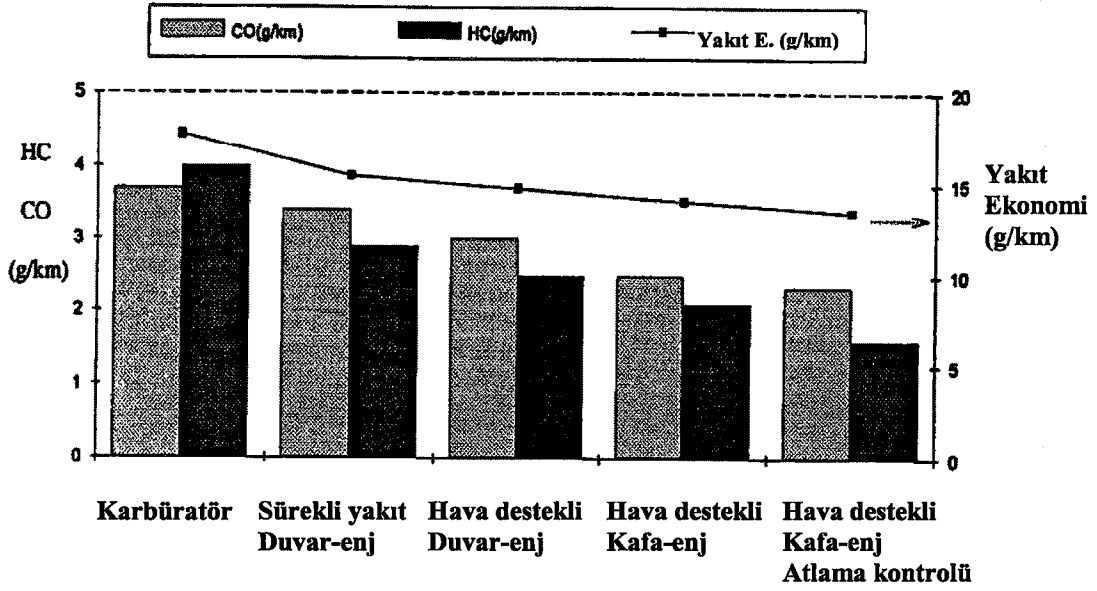


6. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Küçük motosiklet motorlarında, ECE-40 sürüş modülü testi kullanılarak, çeşitli yakıt püskürtme sistemlerinde silindir içi direkt enjeksiyon sistemlerinin geliştirilmesi ve HC emisyonlarını düşürme amacıyla testler uygulanmıştır. Bu testlerde, atomizasyon, emisyon ve yakıt tüketim sonuçları bulunmuş ve birbirleriyle kıyaslanmışlardır. Bunlar Şekil 6.1. ve Şekil 6.2.'de görülebilir. Bu şekiller baz alınarak, şu sonuçlar söylenebilir.



Şekil 6.1. Çeşitli püskürtme sistemleri için atomizasyon hesaplamaları [2]



Şekil 6.2. Çeşitli yakıt püskürtme sistemleri için ECE test sonuçlarının karşılaştırması [2]

1-) Sürekli silindire duvardan püskürtme yaklaşımının adaptasyonu (huzme atomizasyonu: 70µm SMD), ECE-40 HC emisyonları 2.9g/km seviyelerine kadar düşürülür. Başarılan HC düşümü, aynı motorun karbüratörlü versiyonuna göre %25'dir.

2-) Hava destekli silindir püskürtme sistemiyle (huzme atomizasyonu: 35µm SMD) HC emisyonları 2.5g/km seviyesine kadar düşürülebilir. Bu azalma huzme atomizasyonunun gelişiminden dolayı, sağlanmaktadır.

3-) Hava destekli silindire duvardan püskürtme motorunun, ECE-40 testlerindeki HC analizinde görülmüştür ki, toplam HC emisyonlarının hemen hemen %50'si hafif yükleme şartlarındaki, çalışma bölgesinden kaynaklanmaktadır.

4-) Hava destekli silindire kafadan püskürtme sisteminin adaptasyonu (huzme atomizasyonu: 15µm), HC emisyonları 2.1g/km seviyelerine kadar düşürülmüş olsa da, HC emisyonlarını hafif çalışma şartlarında, daha fazla azaltmak mümkün olmamıştır. Örnek olarak, hem silindire duvardan, hem de silindire kafadan püskürtme sistemi için, boşa çalışmadaki açığa çıkan HC emisyonu 0.8g gibi halen yüksek bir değerdedir.

5-) Atlamalı püskürtme kontrolü, boşta çalışmada ki düzensiz yanmayı iyileştirmek için, etkili bir yaklaşımdır. İlaveten, %50'lik HC emisyonlarındaki azalma, bu teknik sayesinde başarılmıştır. Gerçek araç işletimindeki bu kontrolün uygulanmasıyla, silindire kafadan püskürtmeli motorda ki, HC emisyonları 1.6g/km değerine kadar azaltılabilmektedir.

Kar aracına direkt enjeksiyon sistemi uygulanması ile yürütülen uygulama ve alınan sonuçlar şu şekildedir.

1-) DFI'nin karışım oluşturma çalışması, şu şekilde uygulanmıştır. Yüksek basınçlı tek akışlı yakıt sistemi, yüksek özgül çıkış güçlü motorlar için, pratik bir sistem olarak düşünülmüştür. CO konsantrasyonu metoduyla, püskürtme konik açısı, enjektör yeri ve püskürtme doğrultusu optimize edilmiştir.

2-) DFI motoru kullanılarak, 140KW/L seviyeleri korunmuş, 9000d/d motor dönme sayısı ile ½ HC emisyon çıkışı elde edilmiştir.

3-) Daha yüksek çıkış gücü elemanlarının analizinde, yaklaşık %3 oranında giriş havasının artışı ölçülmüştür, ancak bu konuda daha fazla çalışma yapılması gerekmektedir.

Serbest pistonlu motorun, yüksek verimlilik ve düşük emisyonlar için süpürme sisteminin optimizasyonu çalışmasında, KIVA-3V programı, süpürme sistemini analiz ve optimize etmek için kullanılmıştır. Bunun amacı da, düşük çıkış emisyonları ile birlikte yüksek verimli işlemi garanti altına almaktır. Döngülü, hibrit-döngülü ve düzenli akış süpürme metotlarını, farklı besleme iletim opsiyonlarını ve değişken işletim şemalarını da içeren, geniş dizayn opsiyonları incelenmiştir. Bu araçları kullanarak, baştan aşağı tüm dizayn ihtimalleri daraltılmış, bununla beraber bazı enteresan işletim konfigürasyonları keşfedilmiştir. Analizlerin sonuçları belirtmektedir ki, süpürme sistemi, bu sırada da motor performans hedeflerinin başarısını garanti altına alarak, motorun dizayn kısıtlamalarını karşılamak için optimize edilebilir. Yakıtın kullanılmadan atılması, pompalama ve sürtünme kayıplarının da yeterince azaltılması gerekir. İncelenmiş olan döngülü ve hibrit-döngülü metotları, yeterli performansı gösterememiştir. Düzenli akış

metoduysa, motorun mekanik karmaşıklığını artırmasına rağmen, en çok arzu edilen süpürme karakteristiğini sağlamaktadır.

Bu çalışma da, optimal bir düzenleme; düzgün, düşük sıcaklık/basınç beslemesi ($\sim 300\text{K}/1.2\text{bar}$) tarafından sağlanan, kademeli bir süpürme şemasını kullanmaktadır. En yüksek ihtimalle ısı verimle sonuçlanması gerekir; bununla birlikte yakıtın yanmadan atılmasına bağlı (by-pass) emisyonlarının kontrolü, motorun işletim frekansındaki küçük değişkenlere karşı zor durumda kalabilir. Öte yandan, bu konfigürasyon süpürme ve kompresyon sırasında yeterli karışımı sağlayacak gibi gözükmemektedir. Bu sırada da işletim şartları hafifçe değiştiğinde verimli performans korunarak işlem yürütülür.

Sonuç olarak, iki zamanlı motorun geleceği parlaktır, bu yapılan çalışmalar kullanılarak yapılacak diğer geliştirme çalışmalarıyla, bu motorun önü tamamen açılabilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Wyczalek F.**, 1991. Two-Stroke Engine Technology in the 1990's, SAE Paper No: 910663, Detroit, Michigan, USA, February 25 – March 1.
- [2] **Huang H., Jeng M., Chang N., Peng Y., Wang J., Chiang W.**, 1993. Improvement of Exhaust Emissions from a Two-Stroke Engine by Direct Injection System, SAE Paper No: 930497, Detroit, Michigan, USA, March 1-5.
- [3] **Nuti M., and Martorano L.**, 1985. Short-Circuit Ratio Evaluation in the Scavenging of Two Stroke S.I. Engines, SAE Paper No: 850177, USA.
- [4] **Soruşbay C.**, 1999. İçten Yanmalı Motorlarda Egzoz Gazları Emisyonu Ders Notu, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul.
- [5] **Arslan H. E.**, 1998. Taşıt Motorlarında Araştırma ve Deney Teknikleri Ders Notu, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul.
- [6] **Morikawa K. and Takimoto H.**, 1999. A Study of Direct Fuel Injection Two-Stroke Engine for High Specific Power Output and High Engine Speed, SAE Paper No: 1999-01-3288, Madison, Wisconsin, USA, September 28-30.
- [7] **Goldsborough S. and Van Blarigan P.**, 2003. Optimizing the Scavenging System for a Two-Stroke Cycle, Free Piston Engine for High Efficiency and Low Emissions: A Computational Approach, SAE Paper No: 2003-01-0001, Detroit, Michigan, USA, March 3-6.
- [8] **Janhunen T., Oy A. and Larmi M.**, 2003. Increasing the Efficiency of a Two-Stroke Car Diesel Engine, World Automotive Congress, Barcelona, Spain, May 23-27.
- [9] **Longdill S., Raine R. and Blanchard G.**, 2002. Investigation into Air-Fuel Ratio Measurement of a High Performance Two-Stroke Engine by an Optical Method, SAE Paper No: 2002-01-0741, Detroit, Michigan, USA, March 4-7.
- [10] **Ergeneman M.**, 2001. İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma Ders Notları, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul.
- [11] **Harari R. and Sher E.**, 1993. The Effect of Ambient Pressure on the Performance Map of a Two-Stroke SI Engine, SAE Paper No: 930503, Detroit, Michigan, USA, March 1-5.

- [12] **Sawada T., Wada M., Noguchi M. and Kobayashi B.,** 1998. Development of a Low Emission Two-Stroke Cycle Engine, SAE Paper No: 980761, Detroit, Michigan, USA, February 23-26.
- [13] **Callahan B., Kee R., McCartan C., Fleck R., Kenny R., Mackey D.,** 2002. Simulation of Dynamic Operation of a Single-Cylinder Two-Stroke Engine, SAE Paper No: 2002-32-1782, USA.
- [14] **Anderson T., Brandi M., Erickson R., Gillen J., Ranweiler C., Smith J., Swanson N., Utes D.,** 2002. Thorough Analysis of a Two Stroke Cycle Engine Versus a Four-Stroke Cycle Engine: Minnesota State University, Mankato's Entry for the SAE Clean Snowmobile Challenge 2002, SAE Paper No: 2002-01-2764, San Diego, California, USA, October 21-24.
- [15] **Bartolini C. M., Caresana F. and Vincenzi G.,** 1995. Direct Injection in Two-Stroke Spark-Ignition Engines: Some Proposals and Researches, SAE Paper No: 961710, Vancouver, Canada, August 5-8.
- [16] **Ghandhi J. B.,** 1998. Comparison of Motored and Fired Velocities in a Two Stroke Engine, SAE Paper No: 982012, Milwaukee, Wisconsin, USA, September 14-16.
- [17] **Walker F., Ross M., Harris R.,** 1999. A New Look at Two-Stroke Engines for Passenger Cars in Light of PNGV Goals for the Coming Decade, SAE Paper No: 1999-01-1251, Detroit, Michigan, USA, March 1-4.
- [18] <http://www.itri.org.tw/eng/>
- [19] <http://www.fhi.co.jp/english/>
- [20] <http://www.sandia.gov/>
- [21] <http://www.deq.state.mt.us/cleansnowmobile/solutions/engine/principles.htm>
- [22] http://www.k-wz.de/vmotor/z_omotore.html
- [23] <http://www.swri.org/3pubs/brochure/d03/stroke/stroke.htm>
- [24] <http://science.howstuffworks.com/two-stroke.htm>
- [25] <http://www.2si.com/>
- [26] <http://www.keveney.com/twostroke.html>
- [27] http://www.ec.gc.ca/science/sandejuly99/article3_e.html
- [28] <http://www.btsc.btinternet.co.uk/>

ÖZGEÇMİŞ

Melih Mengi, 1979 yılında İstanbul'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini F.M.V. Nişantaşı Özel Işık Lisesi'nde bitirdikten sonra, 1997 yılında İTÜ Makina Fakültesi Makina Mühendisliği bölümüne girmeye hak kazanmıştır. 4 yıllık lisans eğitimini, 2001 yılında otomotiv kolundan mezun olarak tamamlamıştır. Aynı yıl, otomotiv programında yüksek lisans eğitimine başlamış, derslerini tamamladıktan sonra tez aşamasına gelmiştir.

İyi derecede İngilizce ve orta düzeyde Almanca bilmektedir. Yüksek lisans eğitimi sırasında Alarko-Carrier A.Ş. firmasında Ar-Ge mühendisi olarak göreve başlamıştır ve halen bu görevini sürdürmektedir.

