



**DİREKT PÜSKÜRTMELİ BENZİNLİ MOTORLARDA
KİSMİ YÜKTE ÇALIŞMADA KARIŞIM OLUŞUMUNUN
NÜMERİK İNCELENMESİ**

İbrahim TAŞ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİREKT PÜSKÜRTMELİ BENZİNLİ MOTORLARDA KİSMİ YÜKTE
ÇALIŞMADA KARIŞIM OLUŞUMUNUN NÜMERİK İNCELENMESİ**

İbrahim TAŞ

Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

TEZ ONAYI

İbrahim TAŞ tarafından hazırlanan "DİREKT PÜSKÜRTMELİ BENZİNLİ MOTORLARDA KISMİ YÜKTE ÇALIŞMADA KARIŞIM OLUŞUMUNUN NÜMERİK İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL

Başkan : Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Müh. ABD

İmza

Üye : Prof. Dr. Ali SÜRMEŒ
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Müh. ABD

İmza

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erdem UZUNSOY
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi, Makine Müh. ABD

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

17.06.2019

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

.../.../2019

İbrahim TAŞ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DİREKT PÜSKÜRTMELİ BENZİNLİ MOTORLARDA KISMİ YÜKTE ÇALIŞMADA KARIŞIM OLUŞUMUNUN NÜMERİK İNCELENMESİ

İbrahim TAŞ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL

Sunulan yüksek lisans tez çalışması kapsamında günümüzde püskürtme yönlendirmeli direkt benzin püskürtmeli motorlarda kullanılan, içi boş koni tip püskürtme yapabilen bir enjektörün nümerik kalibrasyonu literatürde bulunan deneysel çalışmalardan istifade edilerek sağlanmıştır. Bu enjektör kullanılarak püskürtme analizleri gerçekleştirilmiş ve ortam şartlarının yakıt demeti karakteristikleri üzerine etkisi incelenmiştir. Ardından, bu enjektörü kullanan direkt püskürtmeli benzinli bir motor için silindir içi akış analizleri gerçekleştirilmiştir. Silindir içi akış analizlerinde üç farklı çoklu enjeksiyon stratejisi kullanılmış ve buji civarında iyi bir karışım oluşumu için verilen çoklu enjeksiyon stratejilerinden uygun püskürtme stratejisi belirlenmiştir.

Ortam şartlarının, yakıt demeti karakteristikleri üzerine etkisinde ortam basıncının artması yakıt demetinin nüfuz derinliği ve Sauter ortalama çap değerini azaltırken, buharlaşmanın arttığı görülmüştür. Ayrıca, yakıtın buharlaşmasında ortam basıncının sıcaklıktan daha etkili bir parametre olduğu belirlenmiştir. Silindir içi akış analizlerinde ise gönderilecek olan yakıtın sıkıştırma sonuna doğru yapılması buji civarında tutuşabilir yakıt-hava karışımının eldesini olumlu yönde etkilediğini, çok erken yapılan püskürtmelerin ise buji civarında tutuşabilir yakıt-hava karışımının tutturulmasını zorlaştırdığı görülmüştür. Erken yapılan püskürtmelerde düşük silindir içi basınç nedeniyle gönderilen yakıtın nüfuz derinliğinde artış meydana geldiği görülmüştür. Son olarak en uygun çoklu enjeksiyon stratejisi için buharlaşan yakıt miktarı krank mili açısına göre değişimi verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Direkt püskürtme, enjektör, benzin motorları
2019, xi + 151 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

NUMERIC INVESTIGATION OF MIXTURE FORMATION AT PARTIAL LOAD CONDITIONS IN DIRECT INJECTION GASOLINE ENGINES

İbrahim TAŞ

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Automotive Engineering

Supervisor: Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL

In the context of this master thesis, numerical calibration of a hollow cone type injector, which is used in spray-guided gasoline direct injection engines nowadays, has been provided by using experimental studies in the literature. Spray analysis was performed using this injector and the effect of ambient conditions on fuel bundle characteristics was investigated. In-cylinder flow analyses were then performed for a gasoline direct injection engine equipped with this injector. Three different multiple injection strategies were used in the in-cylinder flow analysis and an appropriate spraying strategy was determined from the multiple injection strategies given for the formation of a good mixture around the spark plug.

The increase of ambient pressure in the effect of the ambient conditions on the fuel spray characteristics decreases the penetration depth of the fuel cluster and the Sauter mean diameter, while the evaporation increases. In addition, it has been determined that the ambient pressure is more effective than the temperature in the evaporation of the fuel. In the in-cylinder flow analyzes, it was observed that the fuel to be sent towards the end of the compression has a positive effect on the intake of flammable fuel-air mixture in the vicinity of the spark plug, while very early sprayings made it difficult to hold the flammable fuel-air mixture around the spark plug. Due to the low in-cylinder pressure in early spraying, the penetration depth of the fuel has increased. Finally, for the most suitable multiple injection strategy, the amount of vaporized fuel is changed according to the crankshaft angle.

Key words: Direct injection, injector, gasoline engines
2019, xi + 151 pages.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren danışman hocam Prof. Dr. Mehmet İhsan KARAMANGİL'e teşekkür ederim.

Bu çalışma sırasında her zaman yanımda olan, karşılaştığım problemlerin çözümünde kıymetli bilgi, birikim ve tecrübeleri ile bana destek olan Arş. Gör. Emre BULUT'a teşekkür ederim.

Analizlerin gerçekleştirilmesi için bilgisayar donanımı konusunda destek sağlayan Doç. Dr. Erkan ÖZTÜRK'e, Doç. Dr. Özer CAN'a, Prof. Dr. Ramazan LİVAOĞLU ve Arş. Gör. Cavit SERHATOĞLU'na teşekkür ederim.

Çalışma süresince tüm zorlukları benimle göğüsleyen, kahrımı çeken ve hayatımın her evresinde bana destek olan çok kıymetli eşim Tülay TAŞ'a teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak bugünlere gelmemde büyük emeği olan, maddi ve manevi her zaman yanımda olan başta değerli Annem olmak üzere, Medine, Sadiye ve Emine ablama teşekkürlerimi sunarım.

İbrahim TAŞ
.../.../2019

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
2.1. Buji Ateşlemeli Direkt Püskürtmeli Benzin Motorları.....	3
2.1.1. Girdap/Swirl.....	5
2.1.2. Takla/Tumble.....	8
2.2. Kademeli Dolgu ve Metotları.....	13
2.2.1. Piston/Cidar Yönlendirmeli Karışım Oluşumu.....	14
2.2.2. Hava Yönlendirmeli Karışım Oluşumu.....	16
2.2.3. Püskürtme Yönlendirmeli Karışım Oluşumu.....	17
2.3. Kaynak Araştırması.....	21
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	47
3.1. İğnesi Dışarı Doğru Açılan Enjektör ve Teknik Detayları.....	47
3.2. Matematiksel Modelleme.....	49
3.2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi.....	50
3.2.2. Yakıt Demetinin Modellenmesi.....	65
3.2.3. Sınır Şartlar için Kullanılan Matematiksel İfadeler.....	80
3.2.4. Püskürtme Odası ve Ağ Yapısı.....	84
3.3. Ortalama İndike Basıncın Hesaplanması.....	84
3.4. Deneysel Verilerle Yakıt Demetinin Doğrulanması.....	88
3.5. Silindir İçi Karışım Oluşumu ve Analizi.....	94
3.5.1. Motor CAD Modeli.....	95
3.5.2. Ağ Yapısı.....	97
3.5.3. Sınır Şartları.....	100
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	105
4.1. Soğukta İlk Çalışma Durumunda Yakıt Demeti Karakteristiği İncelenmesi.....	105
4.1.1. Ortam Sıcaklığının SMD üzere Etkisi.....	105
4.1.2. Ortam Basıncının SMD Üzerindeki Etkisi.....	107
4.1.3. Ortam Basınç ve Sıcaklığının Nüfuz Derinliği üzerine Etkisi.....	110
4.1.4. Ortam Basınç ve Sıcaklığının Buharlaştırma Oranı üzerine Etkisi.....	112
4.1.5. Ortam Basınç ve Sıcaklığının Püskürtme Morfolojisi Üzerine Etkisi.....	114
4.2. Çoklu Enjeksiyon Stratejisinin Karışım Oluşumu Üzerine Etkisi.....	116
4.2.1. Birinci Durumdaki Enjeksiyon Stratejisinin Karışım Oluşumu üzerine Etkisi ..	116
4.2.2. İkinci Durumdaki Enjeksiyon Stratejisinin Karışım Oluşumu üzerine Etkisi	124
4.2.3. Üçüncü Durumdaki Enjeksiyon Stratejisinin Karışım Oluşumu Üzerine Etkisi	130
5. SONUÇ.....	140
KAYNAKLAR.....	143
EKLER.....	149
EK 1.....	149
ÖZGEÇMİŞ.....	151

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
σ	Gaz-Sıvı ara yüzeyindeki yüzey gerilimi
ρ_g	Gaz yoğunluğu
ρ_l	Sıvı yoğunluğu
μ_l	Sıvının dinamik viskozitesi
D	Nozzle delik çapı
η_{termik}	Termik verim
η_{indike}	İndike verim
$P_{\text{enjektör}}$	Enjektör püskürtme basıncı
P_{silindir}	Silindir içi basınç
A_{meme}	Enjektör meme kesit alanı
H_u	Yakıtın alt ısı değeri
m_y	Yakıt kütlesi
L_b	Parçalanma uzunluğu
C_D	Boşaltım katsayısı
P_{mi}	Ortalama indike basınç
U_{ti}	Teğetsel girdap hızı
U_p	Ortalama piston hızı
Λ_r	Rayleigh-Taylor dalga boyu
V_h	Tek silindir hacmi
\dot{m}	Kütleli debi
We_g	Gazlar için Weber sayısı
We_l	Sıvılar için Weber sayısı
k	İzentropik üs
ε	Sıkıştırma oranı
ν	Kinematik viskozite
Re	Reynolds sayısı
Z	Ohnesorge sayısı
u	Hız
T	Sıcaklık
λ	Hava fazlalık sayısı
ω	Açısal hız
T	Taylor sayısı

Kısaltmalar Açıklama

AA	Ateşleme Avansı
AÖN	Alt Ölü Nokta
CFD	Computational Fluid Dynamics (Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği)
CVCC	Constant Volume Combustion Chamber (Sabit Hacimli Yanma Odası)
ÇNP	Çok Noktadan Püskürtme
DNS	Direct Numerical Solutions (Direkt Sayısal Çözümler)
EGR	Exhaust Gas Recirculation (Egzoz Gaz Resirkülasyonu)
EOI	End of Injection (Püskürtme Sonu)
FSI	Fuel Stratified Injection (Yakıt Kademelendirmeli Enjeksiyon)
GDI	Gasoline Direct Injection (Direkt Benzin Püskürtme)
HAD	Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
HFK	Hava Fazlalık Katsayısı
ICE	Internal Combustion Engine (İçten Yanmalı Motor)
KH-RT	Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor
KMA	Krank Mili Açısı
LES	Large Eddy Simulations (Büyük Girdap Simülasyonu)
MAP	Manifold Absolute Pressure (Manifold Mutlak Basıncı)
MPI	Multi Point Injection (Çok Noktadan Püskürtme)
OEM	Original Equipment Manufacturer (Orijinal Ekipman Üreticileri)
RANS	Reynolds Avaraged Navier Stokes (Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes)
SMD	Sauter Mean Diameter (Sauter Ortalam Çapı)
SR	Swirl Ratio (Girdap Oranı)
TAB	Taylor Analogy Breakup
UHC	Unburned Hydrocarbons (Yanmamış Hidrokarbonlar)
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
YFK	Yakıt Fazlalık Katsayısı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Avrupa standartlarında partikül madde ve azot oksitlerin yıllara göre değişimi.	1
Şekil 2.1. Motor devrindeki değişime bağlı olarak türbülans yoğunluğundaki değişim ..	5
Şekil 2.2. (a) Motorun silindiri içindeki girdap hareketi (b) Havanın silindire teğetsel yönde girmesi (c) Eş yükselteli emme manifoldu dağıtıcısı (d) Eş yükselteli supap.....	6
Şekil 2.3. Direkt püskürtmeli bir motorun girdap oluşturan emme portuna ait görüntü...7	
Şekil 2.4. Girdap/Swirl hareketinin oluşmasını destekleyen özel bir piston tasarımı.....	8
Şekil 2.5. Takla/Tumble tipi silindir içi hava hareketi.....	9
Şekil 2.6. Takla/Tumble tipi silindir içi hava hareketinin oluşturulma prensibi.....	9
Şekil 2.7. Takla/Tumble tip silindir içi hava hareketini destekleyen piston tasarımı	10
Şekil 2.8. Emme manifolduna püskürtme sistemli bir motor ile GDI tip bir motorun güç ve tork eğrisi.....	11
Şekil 2.9. Direkt ve çok noktadan püskürtmeli bir motorun P-V diyagramı	12
Şekil 2.10. Direkt püskürtmeli ve alışlagelmiş buji ateşlemeli motorun teorik ve gerçek motor çevrimlerine ait P-V diyagramları	13
Şekil 2.11. Kademeli dolgunun meydana getirilmesinin temel yöntemleri a)Piston/Cidar yönlendirmeli b) Hava yönlendirmeli c) Püskürtme yönlendirmeli	14
Şekil 2.12. Mitsubishi GDI ve Volkswagen FSI motorunun çalışma prensibi.....	15
Şekil 2.13. Audi 2.0 FSI motorunun hava yönlendirme sistemi	17
Şekil 2.14. Püskürtme yönlendirmeli karışım oluşum tekniğinde kademeli dolgu bölgeleri.....	21
Şekil 2.15. Enjektörün aksel mesafesine göre yakıt buharının almış olduğu şekil a) 1,5 mm b) 5,5 mm.....	23
Şekil 2.16. Manifold mutlak basıncının piston yüzeyinde biriken sıvı yakıt miktarı üzerine etkisi	24
Şekil 2.17. Tekli ve bölünmüş tip enjeksiyon stratejisinde türbülans kinetik enerjisinin krank mili açısına bağlı olarak değişimi	25
Şekil 2.18. Püskürtmenin erken veya gecikmeli yapılması durumunda nüfuziyetin değişimi	29
Şekil 2.19. Ortam şartlarına göre püskürtme demetinin almış olduğu görüntü	31
Şekil 2.20. Etanol ve izo-oktanın PLIF yöntemiyle yüzde sıvı faz dağılımı	32
Şekil 2.21. Püskürtme anında meydana gelen iğnemsiz yapıların deneysel ve simülasyon sonuçlarının penetrasyon açısından karşılaştırılması	38
Şekil 2.22. Kademeliendirme endeksinin buji ve piston konumuna göre değişimi	39
Şekil 2.23. Nüfuz derinliğinin değişimi a) Ortam gaz yoğunluğunun etkisi b) Yakıt sıcaklığının etkisi	40
Şekil 2.24. a) B1 parametresinin penetrasyon üzerine etkisi b) C3 parametresinin penetrasyon üzerine etkisi c) B1 parametresinin SMD üzerine etkisi d) C3 parametresinin SMD üzerine etkisi.....	42
Şekil 2.25. Silindir geometrisi ve enjektör bölgesinin detaylı ağ yapısı.....	44
Şekil 2.26. Altmış saatlik çalışma sonrası enjektör meme uçlarında biriken depozitler.44	
Şekil 2.27. İğne kalkma miktarına bağlı olarak püskürtme demetine ait penetrasyon ve yakıt damlacıklarının SMD değişimi	46
Şekil 2.28. Ortam yoğunluğuna bağlı olarak sıvı jetin parçalanma uzunluğu değişimi..46	
Şekil 3.1. İğnesi dışarı doğru açılan piezoelektrik tetiklemeli enjektörün kesit ve önemli ana alt parçaları	48

Şekil 3.2. İçi boş koni püskürtme yapan enjektörün iğne yapısının şematik gösterimi; (a) Kapalı konumdaki iğne, (b) Açık konumdaki iğne ve (c) İğne gövdesi kesiti	49
Şekil 3.3. Yakıt demetine ait önemli tanımlar.....	66
Şekil 3.4. a) Kelvin-Helmholtz b) Rayleigh-Taylor modelinin şematik görünümü	67
Şekil 3.5. Ohnesorhe Diyagramı: Sıvı jet parçalanma rejimleri	72
Şekil 3.6. Gaz yoğunluğunun parçalanma üzerine etkisinin dahil edildiği diyagram.....	73
Şekil 3.7. Parçalanma rejimlerinin şematik gösterimi	73
Şekil 3.8. Jet yüzeyinin hıza bağlı olarak parçalanma uzunluğu (ABC: Damlama akışı, CD: Rayleigh parçalanması, EF: Birinci rüzgar etkili parçalanma rejimi, FG (FH): İkinci rüzgar etkili parçalanma rejimi, G (H)'den sonrası: Atomizasyon rejimi	74
Şekil 3.9. Pilch ve ark.'a göre aerodinamik parçalanma mekanizmaları	76
Şekil 3.10. İçi boş koni tip püskürtmenin genel şekli ve parçalanma rejimleri püskürtme demeti karakteristikleri.....	79
Şekil 3.11. Enjeksiyona ait bilgilerin girildiği varsayılan ayarlı ekran.....	81
Şekil 3.12. İğne ve oturma yüzeyine ait geometri.....	82
Şekil 3.13. Hesaplama hacmi veya domain	84
Şekil 3.14. Dört silindirli turboşarjlı bir motorun ortalama efektif basınç ve motor devir sayısına göre kademeli, homojen kademeli ve homojen dolgu sınırları	86
Şekil 3.15. Emme ve egzoz supaplarının kalkma miktarının krank mili açısına bağlı olarak değişimi	87
Şekil 3.16. Motora ait supapların kalkma miktarını ayarlayan sistemin aktif/pasif olması durumunda yakıt tüketimine olan etkisi.....	88
Şekil 3.17. KH-RT parçalanma modeline ilişkin katsayıların girildiği pencere	90
Şekil 3.18. a) Deneysel ve (b) Simülasyon sonucunun karşılaştırılması	90
Şekil 3.19. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile yapılan analizlerin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması: a) Deneysel görüntüler b) Analiz Sonuçları	91
Şekil 3.20. İçi boş koni tip püskürtmenin püskürtme sonrasında demette meydana gelen vorteksler.....	92
Şekil 3.21. Deneysel veriler ve simülasyon sonuçlarının püskürtme süresine bağlı olarak nüfuz derinliği değişiminin karşılaştırılması.....	92
Şekil 3.22. Püskürtme karakteristiklerinin püskürtme morfolojisi üzerinde gösterimi ..	93
Şekil 3.23. Ansys ICE modülü genel görünümü.....	95
Şekil 3.24. Motor geometrisi.....	96
Şekil 3.25. Motor geometrisinin bölgelere ayrılmış hali.....	96
Şekil 3.26. Motor geometrisine ait ağ yapısı.....	98
Şekil 3.27. Mesh eleman ve bölgelerinin ayrıntılı gösterimi	99
Şekil 3.28. Emme portundaki katmanlı yapının görüntüsü.....	99
Şekil 3.29. Ayrıklaştırılmış motor geometrisinin supapların ortasından alınmış kesiti	100
Şekil 3.30. Supapların kalkma miktarını krank açısına bağlı olarak değişimi.....	101
Şekil 3.31. Püskürtme stratejisinin şematik gösterimi	103
Şekil 4.1. Ortam sıcaklığının Sauter ortalama çapı üzerine etkisi	107
Şekil 4.2. Ortam basıncının Sauter ortalama çapı üzerine etkisi.....	108
Şekil 4.3. Ortam basınç ve sıcaklığına bağlı olarak hız vektörünün değişimi: (a) 5 bar, 243 K (b) 10 bar, 243 K (c) 15 bar, 243 K (ç) 20 bar, 243 K (d) 5 bar, 263 K (e) 10 bar, 263 K (f) 15 bar, 263 K (g) 20 bar, 263 K (ğ) 5 bar, 283 K (h) 10 bar, 283 (i) 15 bar, 283 K, (i) 20 bar 283 K.....	109

Şekil 4.4. Ortam basınç ve sıcaklığına bağlı olarak püskürtme derinliğinin değişimi..	112
Şekil 4.5. Ortam basınç ve sıcaklığına bağlı olarak buharlaşma oranının değişimi	113
Şekil 4.6. Basınç ve sıcaklığa bağlı olarak penetrasyon ve damlacık çaplarının değişimi (a) 5 bar, 243 K (b) 10 bar, 243 K (c) 15 bar, 243 K (ç) 20 bar, 243K (d) 5 bar, 263 K (e) 10 bar, 263 K (f) 15 bar, 263 K (g) 20 bar, 263 K (ğ) 5 bar, 283 K (h) 10 bar, 283 K (ı) 15 bar, 283 K ve (i) 20 bar, 283 K....	115
Şekil 4.7. Bir numaralı durum için silindir içi yakıt hava karışım oranının dağılımı a) Birinci püskürtmenin başlangıcından 234 µs sonrası b) Birinci püskürtmenin başlangıcında 559 µs sonrası c) İkinci püskürtmenin bitiminden 234 µs sonrası d) Tam ateşleme anı.....	117
Şekil 4.8. Emme esnasında silindir içine emilen havanın çeşitli krank mili açılarındaki hız dağılımları	119
Şekil 4.9. Birinci durum için sıkıştırma sonuna doğru tam yanma anındaki hava ve yakıtın hız vektörleri	120
Şekil 4.10. Birinci durum için çeşitli krank mili açılarındaki çap dağılım değişimlerinin ön ve üstten görüntüleri.....	122
Şekil 4.11. Birinci durum için kümülatif buharlaşan ve püskürtülen yakıt kütlelerinin krank mili açısına göre değişimi	122
Şekil 4.12. Birinci durum için ateşleme anında yakıt fazlalık katsayısının bire eşit olduğu eş yüzeylerin görünümü: a) Önden görüntüsü, b) Soldan görüntüsü c) Üstten görüntüsü	123
Şekil 4.13. İki numaralı durum için silindir içi yanma odasındaki yakıt hava karışım oranının dağılımı a) Birinci enjeksiyonun başlangıcından 234 µs sonrası b) Birinci enjeksiyonun başlangıcından 917 µs sonrası c) İkinci enjeksiyonun bitiminden 400 µs sonrası d) Tam ateşleme anı	124
Şekil 4.14. İkinci durum için sıkıştırma sonuna doğru tam yanma anındaki hava ve yakıtın hız vektörleri	126
Şekil 4.15. İkinci durum için çeşitli krank mili açılarındaki çap dağılım değişimlerinin ön ve üstten görüntüleri.....	127
Şekil 4.16. İkinci durum için kümülatif buharlaşan ve püskürtülen yakıt kütlelerinin krank mili açısına göre değişimi.....	128
Şekil 4.17. İkinci durum için ateşleme anında yakıt fazlalık katsayısının bire eşit olduğu eş yüzeylerin görünümü; a) Önden görüntüsü, b) Soldan görüntüsü c) Üstten görüntüsü	129
Şekil 4.18. Motor devrinin püskürtme demeti morfolojisi üzerine etkisi.....	130
Şekil 4.19. Üç numaralı durum için silindir içi yanma odasındaki yakıt hava karışım oranının dağılımı a) Birinci enjeksiyonun başlangıcından 267 µs sonrası b) Birinci enjeksiyonun başlangıcından 3584 µs sonrası c) İkinci enjeksiyonun bitiminden 434 µs sonrası d) Tam ateşleme anı	131
Şekil 4.20. Üçüncü durum için sıkıştırma sonuna doğru tam yanma anındaki hava ve yakıtın hız vektörleri	133
Şekil 4.21. Üçüncü durum için çeşitli krank mili açılarındaki çap dağılım değişimlerinin ön ve üstten görüntüleri.....	135
Şekil 4.22. Üçüncü durum için kümülatif buharlaşan ve püskürtülen yakıt kütlelerinin krank mili açısına göre değişimi.....	135
Şekil 4.23. Enjeksiyon stratejilerine göre silindir içi nüfuziyetin değişimi	138

Şekil 4.24. Püskürtme stratejisine göre silindir içi yakıt demetinin almış olduğu form
a) Piston ÜÖN'dan 27 KMA° öncesi b) Pistonun ÜÖN'dan 90 KMA°
öncesi 139



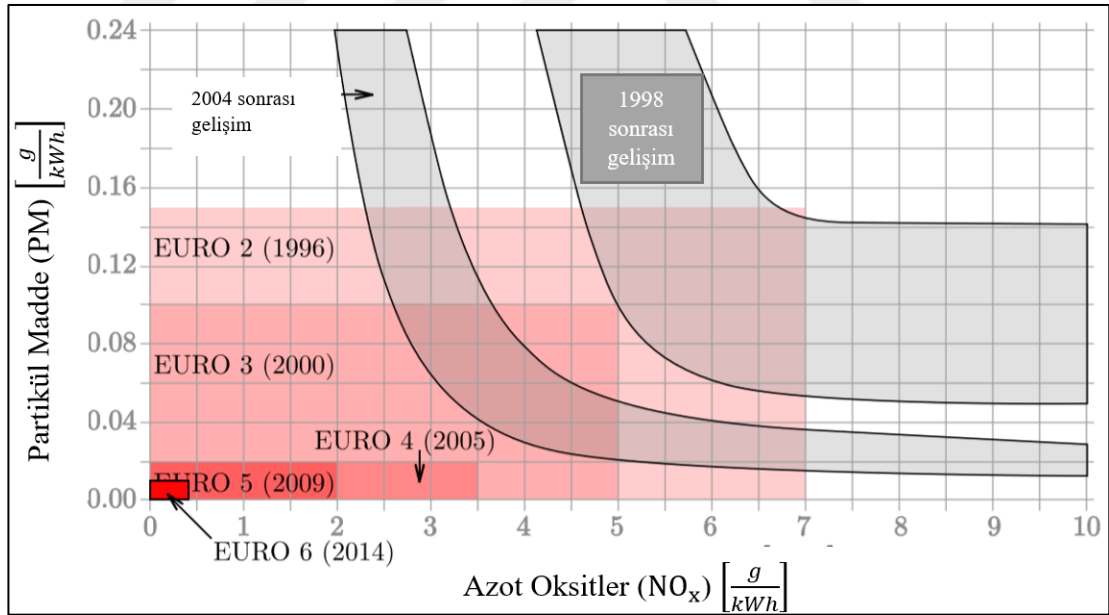
ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. İçi boş koni tip püskürtme yapabilen piezoelektrik tetiklemeli enjektöre ait teknik özellikler.....	47
Çizelge 3.2. Farklı damlacık parçalanma rejimlerine geçişte Weber sayısı	77
Çizelge 3.3. Püskürtme ve ortama ait parametreler	89
Çizelge 3.4. Kalibrasyona ait katsayılar.....	89
Çizelge 3.5. Motorun teknik özellikleri	97
Çizelge 3.6. Supapların açılma kapanma açıları	102
Çizelge 3.7. Motorun çalışması esnasında sıcaklık ve basınç değerleri için kullanılan sınır şartları.....	102
Çizelge 3.8. Püskürtme stratejisinde kullanılacak olan tetikleme ve durma sürelerinin değeri.....	103
Çizelge 4.1. Püskürtme çalışmalarında ortam basınç ve sıcaklığına ilişkin değerler ...	105
Çizelge 5.1. Her üç durum için maksimum hız, buji civarındaki lambda ve Sauter ortalama çap değerinin karşılaştırılması	142
Çizelge 5.2. Her üç durum enjeksiyonlar neticesinde buharlaşan toplam yakıt miktarının karşılaştırılması.....	142

1. GİRİŞ

Karayolu, taşımacılık ve diğer pek çok alanda yakıtın yanması neticesinde elde ettiği ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren içten yanmalı motorlar kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorlar özellikle de 1971’te yaşanan petrol kriziyle beraber büyük hacimlerden daha küçük hacimlere doğru evrilmişlerdir (Schmid 2012). Motor hacimlerinin küçülmesiyle yakıt tüketimleri azalmış, dolayısıyla da verimlerinin artması sağlanmıştır.

Motorların kullandıkları petrol kaynaklı yakıtların sınırsız olmayışı küçük hacimlerden daha yüksek güç elde etmek için bu alandaki uzmanları ciddi araştırmalar yapmaya sevk etmiştir. Dahası 1992 yılında düşük yakıt tüketiminin yanı sıra emisyon salınımının azaltılması da yasal zorunluluk haline gelmiştir (Schmid 2012). Şekil 1.1’de partikül madde (PM) ve azot oksit (NO_x) emisyonları yıllara göre ne derece azaltıldığı açıkça görülmektedir. Bu durum yanmamış hidrokarbon (HC), karbonmonoksit (CO), is ve karbondioksit (CO_2) emisyonları içinde geçerlidir.



Şekil 1.1. Avrupa standartlarında partikül madde ve azot oksitlerin yıllara göre değişimi (Guzzella 2010’dan değiştirilerek alınmıştır)

İçten yanmalı motorların sınıflandırılmasında bir yöntem olarak, yakıt-hava karışımı motorun içinde veya dışında hazırlanış tekniğine göre silindir içi/silindir dışı karışım

teşkilî olmak üzere ikiye ayrılır. Silindir dışı karışım oluşumu karbüratörlü ve manifolda püskürtmeli buji ateşlemeli motorlarda kullanılırken, silindir içi karışım oluşumu ‘Gasoline Direct Injection (GDI)’ ve dizel motorlarda kullanılmaktadır. Dizel motorlar, çalışma doğası gereği silindir içi karışım teşkilini kullanmaktadır. Silindir dışında karışım teşkilini kullanan buji ateşlemeli motorlar ise sıkı emisyon standartlarını ve düşük özgül yakıt tüketimini sağlama konusunda gelişimini tamamlamıştır (Karamangil 2004). Bu nedenle günümüzde pek çok buji ateşlemeli içten yanmalı motorlar, silindir içi karışım teşkilini kullanmaktadır.

Buji ateşlemeli direkt püskürtmeli motorlarda karışım teşkilinin silindir içerisinde meydana gelme işlemi oldukça zor ve pek çok değişken parametreye bağlıdır (Karamangil 2004). Bu değişken parametrelerin en önemlilerin birisi de püskürtme basınç ve stratejisidir. Püskürtme basınç ve stratejisi, yakıt-hava karışımını, özgül yakıt tüketimini ve emisyonları doğrudan etkilediği bilinmektedir.

Bu araştırmada, buji ateşlemeli direkt püskürtmeli benzinli bir motorun silindir içi akış ve karışım oluşumu hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle üç boyutlu olarak analizleri gerçekleştirilmiş ve artan püskürtme basıncının ve farklı püskürtme stratejilerinin/konfigürasyonlarının karışım oluşumu üzerine etkisi incelenmiştir. Silindir içi karışım oluşumu analizlerine başlamadan evvel enjektör kalibrasyon çalışmaları yürütülmüş ve kalibrasyonu sağlanan enjektörle püskürtme ortam basınç ve sıcaklığının püskürtme karakteristiği üzerine olan etkisi incelenmiştir. Ardından silindir içi akış ve karışım oluşumu hesaplamalarında kalibre edilen bu enjektör kullanılarak püskürtme basınç ve stratejisinin karışım oluşumu üzerine etkisi irdelenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Buji Ateşlemeli Direkt Püskürtmeli Benzin Motorları

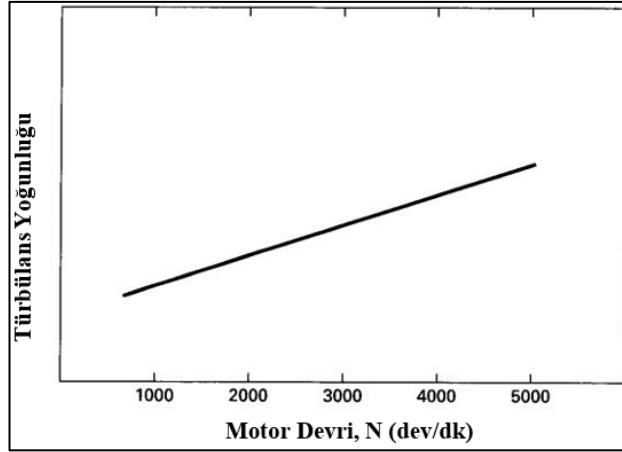
Direkt püskürtmeli buji ateşlemeli motorlarla ilgili çalışmalar 1900'lü yılların başlarına kadar dayanmaktadır (Schmid 2012). Bu motorların temel çalışma fikri tıpkı dizel motorlar gibi kademeli/heterojen dolgu şeklinde çalışma isteğinden gelmektedir (Schmid 2012). Bilindiği üzere, dizel motorlarda karışım silindir içinde oluşturulur ve oluşan karışım heterojendir. Diğer bir değişle yakıtın püskürtülmesi neticesinde yanma odasının her bölgesinde yakıt-hava oranı aynı değildir. Oysa, klasik tip buji ateşlemeli motorlarda silindir içindeki her yerde yakıt-hava oranı aynıdır. Ancak, direkt püskürtmeli buji ateşlemeli motorlar belli devir aralıklarında tıpkı dizel motorlarında olduğu gibi heterojen/kademeli dolgu modun da çalışabilmektedir (Schmid 2012, Günter ve ark. 2012).

Kademeli dolgu modunda direkt püskürtmeli buji ateşlemeli motor sıkıştırma zamanının sonuna doğru yakıtı silindir içine püskürtür ve buji etrafında hafif zengin karışım ($\lambda=0,8-1,0$), bujiden uzaklaştıkça da yakıt fazlalık katsayısının giderek azaldığı bir silindir içi karışım meydana gelir (Devassy ve ark. 2014). Böylece buji etrafında yanabilir bir karışım ateşlemeyi sağlarken silindir cidarlarına doğru yakıtça aşırı fakir karışım sayesinde heterojen bir dolgu sağlanmış olur (Krishna ve Mallikarjuna 2017). Silindir içi hava fazlalık katsayısı kademeli dolgu modunda 3 ile 5 aralığında bir değer alabilmektedir (Basshuysen 2009). Silindir içi global hava fazlalık katsayısı ideal olarak $\lambda=4,0$ civarında olduğu belirtilmiştir (Basshuysen 2009).

Direkt püskürtmeli buji ateşlemeli bir motorun kademeli dolgu modunda çalışması doğrudan motor devrine bağlıdır. Bu motorlar, kısmi yükte denilen düşük devirlerde (1200-3500 dev/dak) kademeli dolgu modunda çalışmaktadır. Bazı kaynaklar/motor üreticilerine göre bu sınır değerler değişebilmektedir (Basshuysen 2009, Vent ve ark. 2012). Bunun nedeni ise pek çok araştırmacı ve motor üreticilerinin özellikle de kademeli dolgu üst sınır devir değerini sürekli olarak arttırmaya böylece daha yüksek devirlerde bile kademeli dolgu modun da çalışma imkanı sağlamayı arzulamalarındandır (Mürwald ve ark. 2013).

Kademeli dolgu modunda çalışan GDI bir motor, homojen çalışma moduna göre daha az yakıt sarfiyatı dolayısıyla da daha az kirletici emisyon üretmektedir (Spicher ve ark. 2016, Schmid 2012). Böylece motor/araç/orjinal ekipman üreticileri (OEM) hem artan sıkı emisyon regülasyonlarını sağlarken nazaran düşük yakıt tüketimi sayesinde de pazarda rekabet edilebilirliğini daha güçlü hale getirmiş olacaktır. Ancak, kademeli dolgu modunu sınırlayan en önemli etken buji civarında hava fazlalık katsayısı λ değerlerini yukarıda belirtilen sınırlar içerisinde ($\lambda=0,8-1,0$) tutmanın zorluğundan kaynaklanmaktadır. Eğer lambda (λ) değeri belirtilen aralıkta olmaz ise motorda meydana gelen güç/ateşlenme zamanlamasında ateşlenmeme ‘misfiring’ olasılığı artacaktır (Basshuysen 2009, Vent ve ark. 2012). Yani, stabil yanma durumu oluşmamış olacaktır (Song ve ark. 2015, Dahlander ve ark. 2015, Oh 2013). Diğer yandan ateşlenmeme durumunda kullanılmayan ham yakıtın doğrudan atılmasıyla yakıt tüketiminin artmasına neden olurken, özellikle de benzin motoru için oldukça önemli olan yanmamış hidrokarbon (UHC/HC) emisyonlarının artmasına neden olmaktadır (Basshuysen 2009, Schmid 2012).

İçten yanmalı motorlarda, motor devrinin artması silindir içi hava hareketlerini artırır. Artan silindir içi hava hareketleri hem emme hem de egzoz işleminde türbülanslı akışa neden olur. Bu duruma tek istisna ise yanma odasındaki dar boşluklarda ve köşelerdeki akıştır. Bu bölgeye çok yakın olan cidarlar türbülansı sönümler. Artan türbülans yoğunluğu beraberinde termodinamiksel transfer hızlarını artırır. Türbülansın artışı daha iyi bir yanma için yakıtın buharlaşmasını artırır ve daha iyi yakıt-hava karışımı sağlanmış olur (Pulkrabek 2003). Motor devrine göre türbülans yoğunluğunun değişimi Şekil 2.1’de verilmiştir.



Şekil 2.1. Motor devrindeki değişime bağlı olarak türbülans yoğunluğundaki değişim (Pulkrabek 2003'den değiştirilerek alınmıştır)

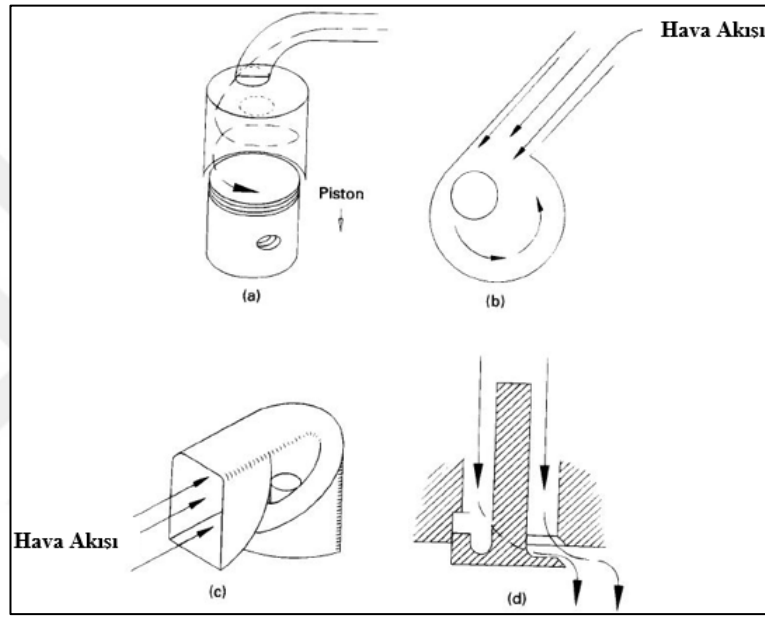
Türbülansın artması genel olarak iyi olsa da yanma anında artan türbülans ısı transferini artırır. Isı transferinin artması motorda meydana gelen ısı kaybını artırarak termik verimin düşmesine neden olur. Bu açıdan türbülansın negatif etkisi istenmiyor olsa da diğer tüm olumlu etkisinden dolayı yanma odaları bilinçli olarak türbülans oluşturacak şekilde tasarlanıp imal edilmektedir (Pulkrabek 2003). Sonraki bölümlerde, bu türbülanslı hava hareketi çeşitlerinden bahsedilmiştir.

2.1.1. Girdap/Swirl

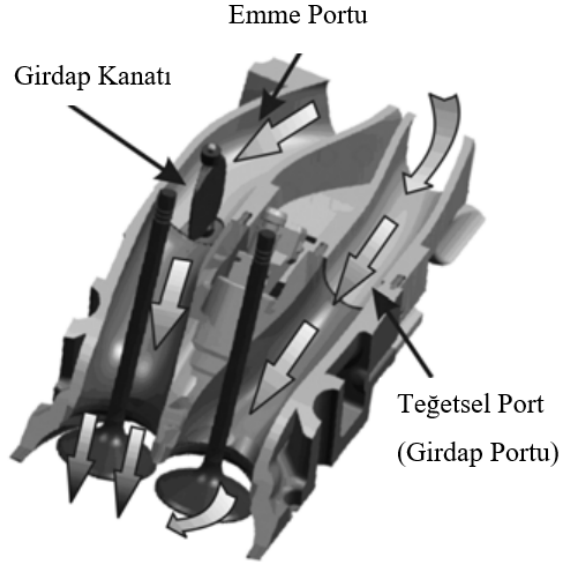
Girdap/Swirl, akışkanın silindir içersindeki dairesel hareketi olarak tanımlanabilir. Bu dairesel hareket, emme sisteminden giren hava/akışkana teğetsel yönde bir hız bileşeni kazandıracak şekilde tasarlanarak oluşturulur (Pulkrabek 2003).

Silindir içine yüksek basınçla püskürtülen yakıt kazandığı yüksek enerjiyle silindir cidarlarına ve piston tablasına doğru hızla yol alır. Yüksek basınçla püskürtülen yakıt silindir cidarlarına ve piston tablasına çarpması durumunda emisyonları arttıracığından arzu edilmeyen bir durumdur. Ancak yakıt jetinin hızlı parçalanıp buharlaşabilmesi ve yakıt-hava karışımının daha iyi karışması/oluşması için yakıt damlacıklarının mümkün mertebe küçük olması hatta yanma neticesinde ise sıfır çap değerine sahip olması arzu edilir (Spicher ve ark. 2016). Bu nedenle, enjektör püskürtme basınçları mümkün mertebe yüksek tutularak yakıt jetinin enjektörü terk etme hızı yükseltilir (Basshuysen 2009). Bu

birbirine iki ters durumdan kurtulmak yani hem yüksek püskürtme basıncıyla yakıtın püskürtülmesi sağlamak hem de silindir cidarları ve piston tablasına yakıtın çarpmasını engellemek için radyal yönde hava akışı sağlanarak elimine edilmiş olur (Karamangil 2003). Ayrıca bu olay beraberinde karışım oluşumunu iyileştirmesini sağlar (Pulkrabek 2003, Karamangil 2004). Girdap/swirl hareketi oluşturmanın pek çok yöntemi mevcuttur. Bu yöntemler Şekil 2.2’de ve Şekil 2.3’de girdap hareketi oluşturan özel bir emme portuna ait kesit görüntüsü verilmiştir.



Şekil 2.2. (a) Motorun silindiri içindeki girdap hareketi (b) Havanın silindire teğetsel yönde girmesi (c) Eş yükselteli emme manifoldu dağıtıcısı (d) Eş yükselteli supap (Pulkrabek 2003’den değiştirilerek alınmıştır)



Şekil 2.3. Direkt püskürtmeli bir motorun girdap oluşturan emme portuna ait kesit görüntüsü (Basshuysen 2009’dan değiştirilerek alınmıştır)

Girdap oranı iki farklı şekilde tanımlanmaktadır. Bunlar;

$$a) (SR) = (\text{Açısal Hız})/(\text{Motor Devri}) = \omega/n \quad (2.1)$$

$$b) (SR) = (\text{Teğetsel Girdap Hızı})/(\text{Ortalama Piston Hızı}) = U_{ti}/U_p \quad (2.2)$$

Denklem 2.1 ve Denklem 2.2’de sırasıyla belirtilen açısal ve teğetsel hızlar için ortalama değer alınmalıdır. Çünkü, silindir ekseninden cidarlara gidildikçe hız uniform olmayıp cidarlara doğru azalır. Tam cidarda akışkanlar mekaniğinin temel prensiplerinden olan kaymama şartı (‘no slip condition’) gereği hız sıfırdır (Pulkrabek 2003).

Denklem 2.1’de tanımlanan girdap oranı modern bir içten yanmalı motorda 5-10 arasındadır (Pulkrabek 2003).

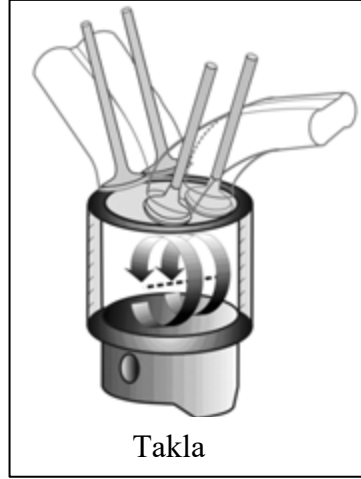
Girdap (swirl) hareketinin oluşturulmasında sadece yukarıda belirtilen yöntemlerle değil ayrıca piston tablası tasarımı da etkili olup girdap hareketini destekleyecek şekilde tasarlanır. Bu tip tasarıma sahip piston Şekil 2.4’de verilmiştir.



Şekil 2.4. Girdap/Swirl hareketinin oluşmasını destekleyen özel bir piston tasarımı (Basshuysen 2009'dan alınmıştır)

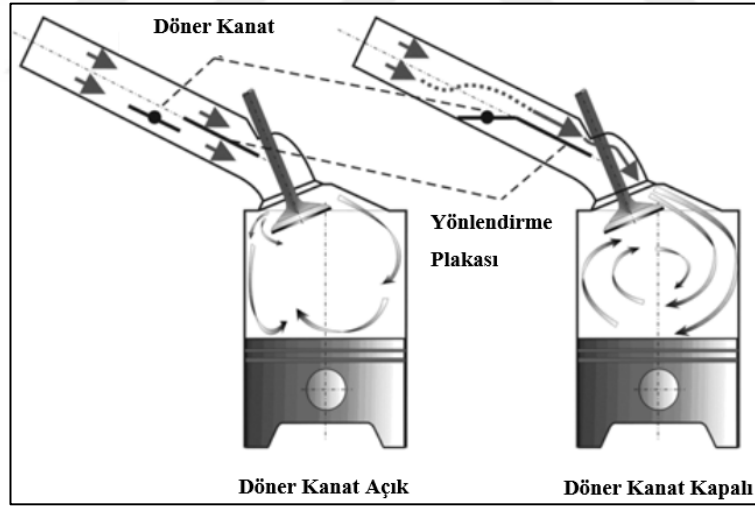
2.1.2. Takla/Tumble

Takla/Tumble hareketi akışkanın/havanın silindir yatay eksenini etrafında dairesel hareketi olarak tanımlanır. Bu tip silindir içi hava hareketi de swirl (girdap) hareketi gibi GDI motorlarda çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Öyle ki GDI motorların ilk seri üretimini 1996 yılında yapan Mitsubishi firmasının yanma odası ve silindir içi hava hareketi tumble (takla)'dır (Karamangil 2004). Tumble hareketi, girdap hareketinden daha çok piston tasarımına bağlıdır. Piston tasarımı tumble tipi silindir içi akışın elde edilmesinde son derece önemli olup Mitsubishi tip GDI motorlarda kullanılması daha avantajlıdır. Bunun sebebi olarak Mitsubishi GDI tipi/piston yönlendirmeli motorlarda piston tablasının özel bir kavise sahip olması girdap hava hareketini desteklemek yerine sönmüleyici etki oluşturacağından tercih edilmemektedir (Basshuysen 2009). Takla hareketi Şekil 2.5'de temsili olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Takla/Tumble tipi silindir içi hava hareketi (Basshuysen 2009'dan değiştirilerek alınmıştır)

Tumble hareketinin elde edilmiş şekli emme manifolduna özel olarak yerleştirilen yönlendirme plakası ve açılıp kapanabilen bir kelebeğin kapanması sayesinde elde edilir. Bu emme sistemi ve elemanları Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Takla/Tumble tipi silindir içi hava hareketinin oluşturulma prensibi (Basshuysen 2009'dan değiştirilerek alınmıştır)

Ayrıca takla hareketinin kazandırılmasında emme portunun yatay düzlem ile yaptığı açı ve port girişinin silindir kafasına olan yüksekliği etkili olduğu da bilinmektedir (<https://www.caeses.com/blog/2018/intake-port-design/>, erişim tarihi 16.02.2019).

Girdap hareketinin elde edilmesindeki gibi, takla hareketi oluşturmada da piston tasarımı önemli olup bu tip bir piston tasarım örneği Şekil 2.7’de verilmiştir.



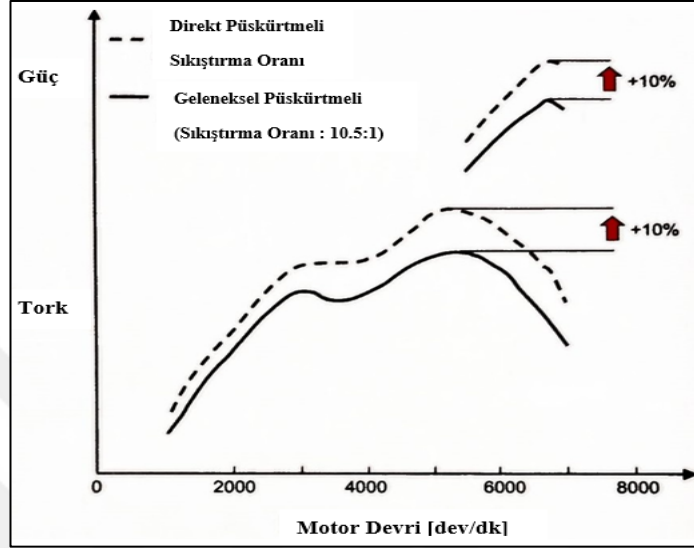
Şekil 2.7. Takla/Tumble tip silindir içi hava hareketini destekleyen piston tasarımı (Basshuysen 2009’den alınmıştır)

Sonuç olarak, yukarıda bahsedilen iki tip silindir içi hava hareketleri, artan motor devriyle beraber türbülans yoğunluğunu artacağından direkt püskürtmeli motorlarda buji etrafında kademeli dolgunun oluşumunu zorlaştıracaktır. Bu yüzden motoru kademeli moda çalıştırmaya belli bir üst sınır devrinden sonra devam edilemeyecektir (Bulut 2016, Basshuysen 2009, Zhao 2009).

Direkt püskürtmeli buji ateşlemeli motorlar, klasik tip benzinli motorlara göre pek çok avantajı mevcuttur. Üstünlükleri karşılaştırmalı olarak verilirken porta püskürtmeli/çok noktadan püskürtmeli buji ateşlemeli motorların kıyaslanması ileryen bölümlerde açıklanacaktır. Çünkü; GDI motorlardan bir önceki teknoloji, çok noktadan emme manifolduna püskürtmeli (MPI) motor teknolojisidir. Bununla beraber günümüzde hala porta püskürtmeli motor teknolojisi de yaygındır. Bunun başlıca nedeni GDI tip motorların üretim maliyetleri ve teknolojik gereksinimleri porta püskürtmeli motorlara göre daha yüksek olmasıdır. Bu durum, direkt püskürtmeli benzin motorlarının önemli dezavantajlarından biridir (Basshuysen 2009, Karamangil 2004).

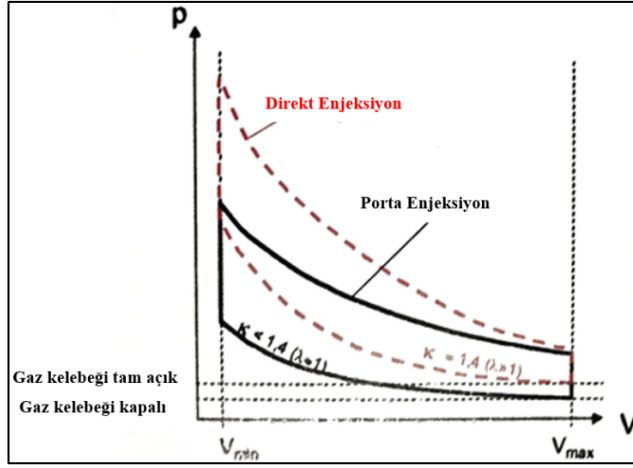
Direkt püskürtmeli buji ateşlemeli motorlarda kısmi yükte karışımın silindir içerisinde meydana gelmesi, yakıtın buharlaşması için gerekli enerjiyi ortamdan karşılaması

sonucunda ortamda soğuma meydana gelir. Bu soğuma içeri alınan havanın yoğunluğunda bir artışa neden olur. Bu da volümetrik verimin artmasına dolayısıyla da aynı motor hacminden % 10 daha yüksek tork/güç elde edilmesini sağlar. Bu değişime ilişkin grafik Şekil 2.8’de gösterilmiştir (Basshuysen 2009).



Şekil 2.8. Emme manifolduna püskürtme sistemli bir motor ile GDI tip bir motorun güç ve tork eğrisi (Basshuysen 2009’dan değiştirilerek alınmıştır)

Ayrıca ortamdan çekilen enerji sıkıştırma sonunda yakıt-hava karışımını soğutması neticesinde motorun vuruntuya girme eğilimini azaltır. Bu da sıkıştırma oranının bir parça arttırılabileceği anlamına gelmektedir. Artan sıkıştırma oranı termik verimin artması anlamına gelir (Basshuysen 2009). Direkt Püskürtmeli benzinli motor ile porta püskürtmeli benzinli motorun basınç-hacim ilişkisi Şekil 2.9’da gösterilmiştir.

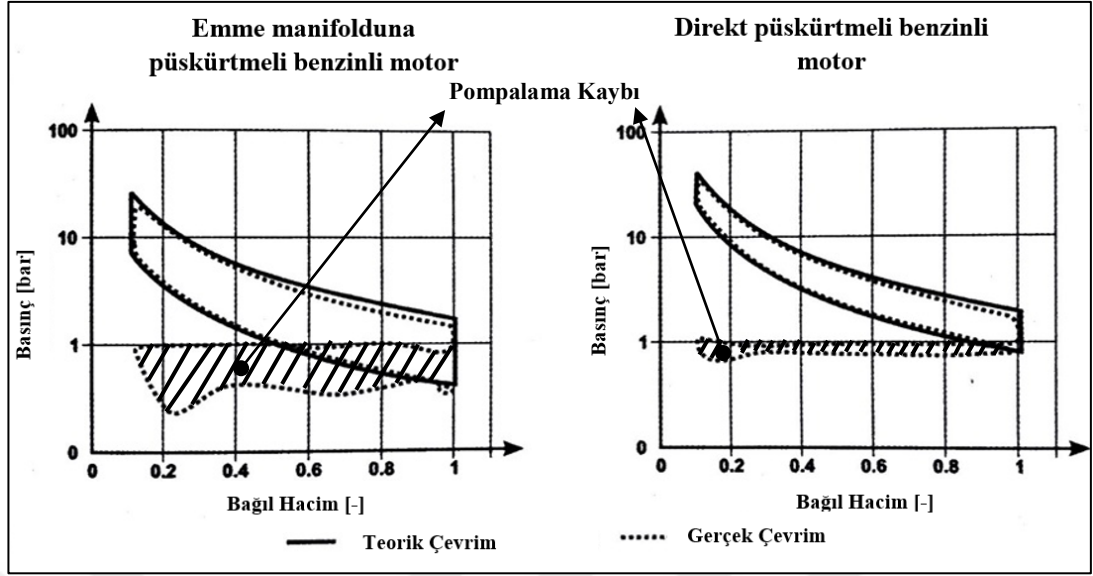


Şekil 2.9. Direkt püskürtmeli ve çok noktadan püskürtmeli bir motorun P-V diyagramı (Basshuysen 2009'dan değiştirilerek alınmıştır)

Termik verimin en genel ifadesi Denklem 2.3'te belirtilmiştir.

$$1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (2.3)$$

Alışlagelmiş buji ateşlemeli motorlarda güç kontrolü gaz kelebeğiyle yapılmaktadır. Ancak, direkt püskürtmeli benzinli motorlarda kısmi yükte gaz kelebeği tam açık konumda olup güç kontrolü dizel motorlarda da olduğu gibi yakıt ile sağlanmaktadır. Bu da emme zamanındaki pompalama kayıplarının düşeceğini gösterir (Basshuysen 2009). Emme manifolduna ve direkt silindir içine benzin püskürtmeli motora ait basınç-hacim grafiği üzerinde pompalama kayıpları karşılaştırmalı olarak Şekil 2.10'da verilmiştir.

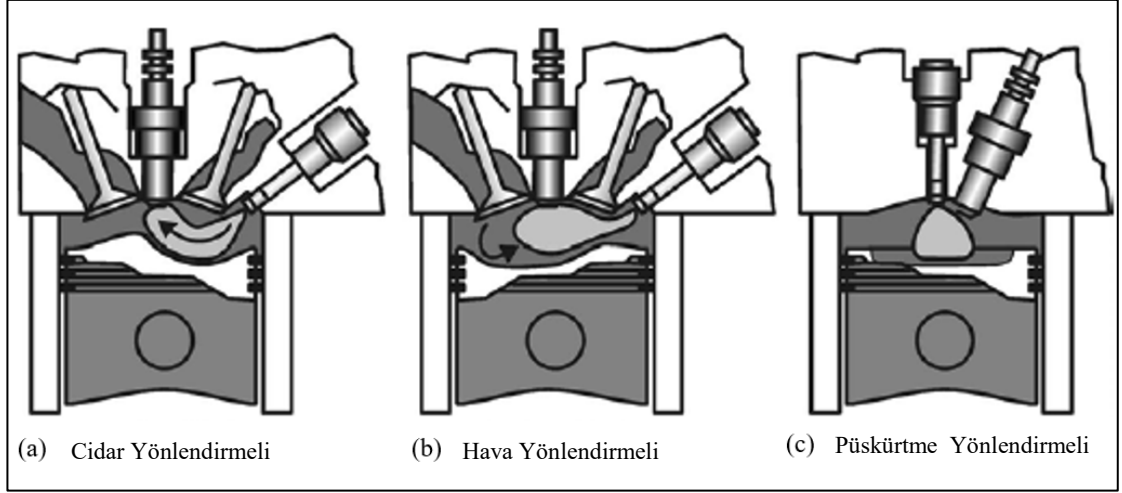


Şekil 2.10. Direkt püskürtmeli ve alışlagelmiş buji ateşlemeli motorun teorik ve gerçek motor çevrimlerine ait P-V diyagramları (Basshuysen 2009'dan değiştirilerek alınmıştır)

Kısmi yükte kademeli dolgu modunda çalışan direkt püskürtmeli buji ateşlemeli bir motorun buji civarındaki karışım sırasıyla, aşırı zengin, hafif zengin, fakir ancak tutuşabilir karışım, saf hava ve artık gaz katmanlarından oluşmaktadır. Kademeli dolgu, yanma anında silindir içinden olan ısı transferiyle atılan enerjinin daha az olmasını sağlar. Çünkü, kademeli karışımında buji civarında tutuşabilir hava-yakıt karışımı taze hava, bir önceki çevrimden kalan artık gaz ve sistemde EGR durumunda içeri alınan egzoz gazlarından oluşan inert gaz tabakasıyla sarılı olacağından ısı transferini azaltıcı yönde etkileyecektir (Basshuysen 2009).

2.2. Kademeli Dolgu ve Metotları

Direkt püskürtmeli buji ateşlemeli motorlarda kademeli dolgu oluşturmanın çeşitli metotları vardır. Buji etrafında kademeli dolgu katmalarının oluşturmada üç temel yöntem mevcut olup bunlar Şekil 2.11'de verilmiştir.



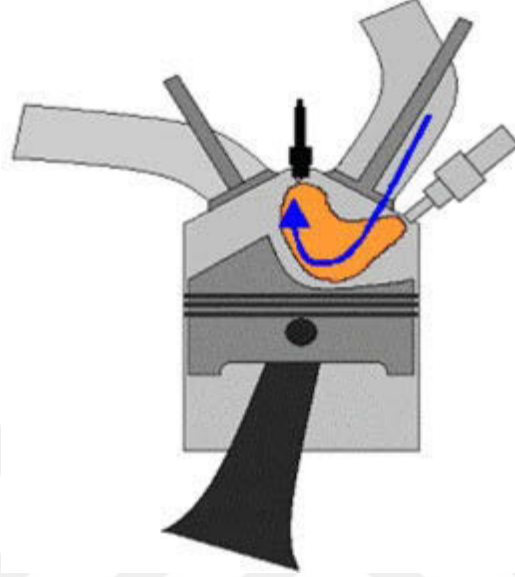
Şekil 2.11. Kademeli dolgunun meydana getirilmesinin temel yöntemleri a) Piston/Cidar yönlendirmeli b) Hava yönlendirmeli c) Püskürtme yönlendirmeli (Baumgarten 2006'dan değiştirilerek alınmıştır)

Bu metotlar sırasıyla açıklanacak olup üstünlükleri ve sınırlamalarına da kısaca değinilecektir.

2.2.1. Piston/Cidar Yönlendirmeli Karışım Oluşumu

Piyasaya ilk sürülen ve birincil nesil olarak en yaygın kullanılan karışım oluşum tekniği cidar yönlendirmeli karışım oluşum tekniğidir. Bu teknikte enjektör memesiyle buji arasında, diğer yöntemlere nazaran, daha büyük bir mesafe mevcuttur. Karışımın bujiye doğru taşınması ve karışım oluşum sürecinde püskürtülen yakıt demetiyle yanma odası cidarları arasında ciddi bir etkileşim meydana gelir. Özel olarak şekillendirilmiş piston yüzeyi, girdap (swirl) veya takla (tumble) gibi silindir içi akışla desteklenen yakıt demeti genellikle bujiye doğru yönlendirilir. Püskürtülen yakıt yanma prosesinde piston tarafından direkt olarak bujiye doğru yönlendirildiğinden, piston yüzeyinde yakıt birikir ve bu durum yanmamış hidrokarbon (HC) emisyonlarını artırır (Zhao 2009, Basshuysen 2009). Bunun yanı sıra enjeksiyon zamanlaması piston hızına dolayısıyla da motor devrine doğrudan bağlıdır. Bu durumda yakıtın her bir motor devrine uygun olacak şekilde bujiye doğru taşınması, stabil olarak akış/hava alınması, stabil yanma, ateşleme anında uygun miktarda yakıtın buharlaşmasını sağlayacak şekilde özel birtakım önlemlerin alınmasını gerektirir. Tüm bunlara karşın cidar yönlendirmeli direkt

püskürtmeli benzin motorları hayata geçirilmiş ancak önceki bölümlerde de bahsedilen tüm teorik avantajları kullanılamamıştır. Mitsubishi'nin GDI ve Volkswagen'in FSI motoru ilk olarak kullanılan birincil nesil direkt püskürtmeli motorları bu temele göre çalışmakta olup Şekil 2.12'de gösterilmiştir (Basshuysen 2009).



Şekil 2.12. Mitsubishi GDI ve Volkswagen FSI motorunun çalışma prensibi (Basshuysen 2009'dan alınmıştır)

Teorik avantajlarından faydalanılamayışının nedenleri (Basshuysen 2009, Zhao 2009):

- Enjektör memesi ile buji arasındaki uzaklıktan dolayı emilen havanın yakıt-hava karışımını uzun bir mesafe boyunca taşıması gerekir. Bu yüzden püskürtme ve ateşleme noktasının tam belirlenmesi kadar güçlü bir girdap veya takla gibi silindir içi hava hareketlerinin oluşturulması da vazgeçilmezdir. Silindir içi hava hareketleri yüksek devirlerde/yüklerde negatif yönde etki eder.
- Dışardan karışım teşekküllü emme manifolduna yakıt enjeksiyonlu sistemler de yakıt-hava karışımı emme supaplarını temizleyerek kurum birikimi engeller. Bu tip karışım oluşum metodunu kullanan direkt püskürtmeli benzin motorlarında ise kısmi yüklerde emme supaplarında kurumlaşma meydana gelir.

- Tam yanma anında yakıt-hava karışımı, piston tablasına çok yakın olmasından dolayı piston tablası zengin yanma bölgesinde kalır. Zengin yanmadaki yakıtın fazlalığı piston tablası üzerinde depozit/tortunun oluşmasına neden olur. Kısmi yüklerde düşük yanma odası sıcaklığından dolayı yanma tam olarak gerçekleşmez. Tamamlanmamış yanma da tortu ve kurum oluşumuna neden olur. Tortu ve kurum gibi artıklar motorun çalışmaya devam etmesi neticesinde sonraki çevrimlerde enjekte edilen yakıtı bir sünger gibi emer. Bu da yanmamış hidrokarbon (HC) emisyonlarını artırır.
- Kısmi yüklerden orta yüklere geçiş süresince daha fazla yakıt silindir içersine gönderilir. Bu da verim bakımından optimum ateşleme için püskürtme avansının artması anlamına gelir. Ancak, püskürtülen yakıt 'squish' boşluğuna sızma ve dolayısı ile yanmaya iştirak etmeyerek yanmamış hidrokarbon emisyonlarını arttırabilir.
- Özel olarak şekillendirilmiş olan piston daha ağır ve artan ağırlık beraberinde sürtünme ve atalet kuvvetlerinde artışa neden olur. Artan sürtünme kuvveti mekanik güç kaybını arttırırken, atalet ise motor dinamiğini olumsuz yönde etkilemektedir.

2.2.2. Hava Yönlendirmeli Karışım Oluşumu

Cidar/Piston yönlendirmeli karışım oluşum sisteminin aksine hava yönlendirmeli karışım oluşum sistemi yanma odası cidarlarıyla püskürtülen yakıtın etkileşimini engelleyerek cidar yönlendirmeli sistemde meydana gelen yanmamış hidrokarbon (HC) emisyonlarını azaltmayı amaçlar. Bu durum yakıt tortularını ideal olarak elimine eder. Bu durumu gerçekleştirmek amacıyla emilen havaya değişik hareketler verilerek yakıt hava karışımı hazırlanır. Ayrıca, karışım oluşumunda piston tablasının şekli olumlu bir rol oynar. Bu yüzden bu sistemin başarısı özel bir emme sisteminin oluşturulmasına ve yakıt jetinin oryantasyon yönüne bağlıdır. Özellikle de buji civarında tutuşabilir karışımın oluşumunu garanti edebilmek için özel emme sistemi hareketlerini devamlı olarak korunması çok

önemlidir. Girdap ve takla hareketi bunu sağlarken volümetrik verimi azaltır. Bu durumun performans üzerine negatif etkisi vardır (Zhao 2009).

Cidar yönlendirmeli sistem, yakıt-hava karışımını bujiye taşımada hava yönlendirmeli sisteme göre farklılık gösterebilir de gerçekte pratik değildir. Piston yönlendirme sistem de girdap ve takla gibi silindir içi hava hareketlerini kullanılmaktadır. Bu nedenle, bu yöntemde iki metot birlikte kullanılmaktadır. Bu yüzden hava yönlendirmeli veya birincil nesil direkt püskürtme sistemi olarak adlandırılır (Zhao 2009).

Bu metodu Audi 2.0 FSI birincil nesil direkt püskürtmeli benzin motorlarında kullanmıştır (Basshuysen 2009). Metoda ilişkin görüntü Şekil 2.13’de verilmiştir.



Şekil 2.13. Audi 2.0 FSI motorunun hava yönlendirme sistemi (Basshuysen 2009’den alınmıştır)

2.2.3. Püskürtme Yönlendirmeli Karışım Oluşumu

Bu yöntemin en önemli karakteristik özelliklerinden biri buji ile enjektör arasındaki mesafenin daha küçük olmasıdır. Enjektör ile buji; emme ve egzoz supapları arasında birbirlerine yakın olacak şekilde konumlandırılmıştır. Uzmanlar ve araştırmacılar sadece bu yöntemle karışım oluşumu sağlayan direkt püskürtmeli benzinli motorların kısmi

yüklerde potansiyel avantajlarından yararlanılabileceği görüşündedirler. Bu nedenle, otuz yılı aşkın süredir direkt püskürtmeli benzinli motorlar üzerine olan çalışmalara/araştırmalara rağmen, bu yöntem ikinci nesil direkt püskürtme yöntemi olarak bilinir. Püskürtme yönlendirmeli yanma prosesi, enjekte edilen yakıtı aerodinamik etkilerce sararak karışımın oluşmasını sağlar. Bu yüzden kademelendirme gradyeni çok yüksektir. Başka bir deyişle çok zengin karışım, püskürtme demeti çekirdeğinde mevcutken püskürtme demetine dik yönde hava miktarı hızlı biçimde artış gösterir. Direk püskürtmeli benzin motorlarının çalışma prensibi gereği tüm çalışma noktalarında ateşleme anında buji elektrotu civarında tutuşabilir karışım ayarlanmalıdır (Basshuysen 2009). Bu yöntem büyük oranda enjektör püskürtme karakteristiğine ve karışımdaki hafif bir değişim veya kademeler arasında bir girişimin meydana gelmesine hassas bir şekilde bağlıdır (Song ve ark. 2015, Basshuysen 2009). Ayrıca, bu metotta buji ve enjektörün birbiri konumuna göre üç farklı (enine-‘transverse’, boyuna-‘longitudinal’ ve genişlik-‘distant’ sıralama) durumu mevcut olup daha ayrıntılı bilgi için Basshuysen (2009) kaynağına bakınız.

Püskürtme yönlendirmeli sistemin bilinen problemleri aşağıdaki gibi sıralanabilir (Basshuysen 2009, Zhao 2009);

- Enjektör memesi üzerinde karbon tortu birikimi ‘coking’ oluşur. Rölanti ve kısmi yükte düşük yanma sıcaklığından dolayı karbon tortu birikimi meydana gelebilir. Bu durum, enjektörden ayrılan yakıt demetinin geometrisi üzerine olumsuz etkisi olabilir.
- Motor çalışma şartları veya üretim toleranslarının sonucu olarak püskürtme geometrisi/deseni değişebilir ve yanma performansı üzerine olumsuz etki oluşturabilir.
- Tıpkı enjektörde olduğu gibi kısmi yük ve rölantide düşük yanma sıcaklıklarından dolayı buji elektrotları arasında karbon tortu birikimi oluşabilir. Buji tırnakları arasında biriken tortular bujinin ateşleme kabiliyetini kötü etkileyerek çevrimlerde ateşlenmeme ‘misfiring’ riskini doğurur.

- Sıvı yakıtın aşırı ısınmış buji tırnaklarıyla temasa geçmesi durumunda, buji tırnakları çok ani şekilde soğuyarak bujinin yüksek termal gerilmelere maruz kalmasına neden olur. Bu da buji ömrünü olumsuz etkiler.
- Yakıt enjeksiyonu ve ateşleme çok yakından ilişkili olduğu için, üst ölü noktadan çok kısa bir süre önce termodinamik olarak uygun bir noktada yakıt enjekte edilir. Bu nedenle yakıt-hava karışımı oluşumu için çok kısa bir süre kalır.
- Düşük veya yüksek motor devirlerinde emme havasının hızında, silindir içi akışkanın bağıl hızında ve enjekte edilen yakıt demetinin hızında değişimler meydana gelir. Bu durum buji civarındaki karışımın kademelendirilmesini bozabilir.

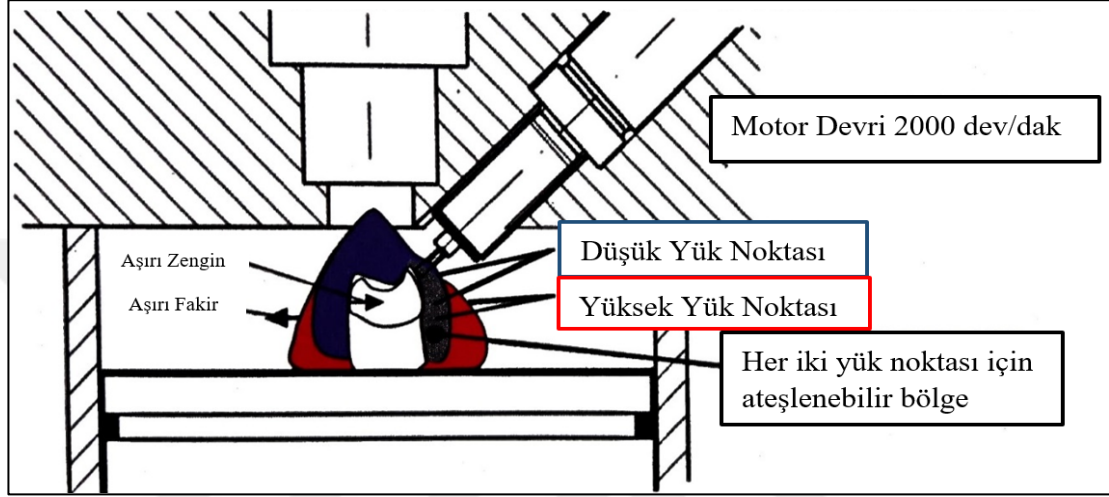
Yukarıda da bahsedilen problemlerden dolayı püskürtme yönlendirmeli yanma sistemine sahip direkt püskürtmeli buji ateşlemeli motorlardan tam manasıyla istifade edebilmek için aşağıdaki gereksinimler yerine getirilmelidir (Basshuysen 2009, Zhao 2009).

- Yakıt enjektörünün püskürtme kalitesi yüksek olmalı ve mümkün olduğu kadar tüm motor devir ve yüklerinde tekrarlanabilir olmalıdır. Düşük karbonmonoksit (CO) ve yanmamış hidrokarbon (HC) emisyonlarının oluşması için tek yoldur.
- Termodinamik olarak en verimli yanmayı elde edebilmek adına karışım oluşumu geciktirilmiş püskürtmede optimize edilmelidir.
- Hidrokarbon (HC) salınımlarını minimize etmek için sıvı yakıt ile yanma odası cidarları arasındaki etkileşim mümkün olduğunca az olmalıdır.
- Buji civarındaki karışım bileşeni bir çevrimde çoklu püskürtme yapabilen çok esnek püskürtme sistemleriyle donatılarak yanmanın kararlılığını maksimize edecek şekilde ayarlanabilmelidir.

- Yakıt enjektörünün kirleticilere karşı hassasiyeti mümkün olduğu kadar az olmalı ve püskürtme karakteristiği açısından mühendislikte kabul edilebilecek kadar uzun bir ömür sergilemelidir.
- Geciktirilmiş püskürtmede, yüksek enjeksiyon basıncı sayesinde karışım oluşum zamanı azaltılarak yanmanın optimizasyonu sağlanmış olur. Artan enjeksiyon basıncı damlacıkların daha küçük olmasını dolayısıyla daha hızlı buharlaşmasını sağlayarak direkt püskürtmeli motorlarda ciddi bir emisyon sorunu olarak karşımıza çıkan partikül salınımının azaltılması sağlanmış olur.
- Püskürtme yönlendirmeli sistemi kullanan motorlar çalışma durumunda özel gereksinimleri karşılayan sağlam, verimli ve değişken ateşleme sistemlerinin kullanımını zorunlu kılar. Buji yüksek aşınma ve ayrıca termal şok gerilmelerine karşı mümkün olduğunca yüksek direncine sahip olmalıdır.

Direkt enjeksiyon sistemlerinde yakıtın silindir içinde buharlaşmasının sonucu olarak daha düşük sıcaklıklar, emme havası özgül ısılarındaki iyileşmeyle verimde artış ve azaltılmış pompalama kayıpları gibi bilinen termodinamik yararlarının yanı sıra püskürtme yönlendirmeli yanma sistemleri verim açısından ayrıca avantaj sağlar. Hava/piston yönlendirmeli karışım oluşum tekniğini kullanan direkt püskürtmeli motorlar ile karşılaştırıldığında, yakıtın piston tablası ve yanma odası cidarlarıyla daha az etkileşime girmesi yanmamış hidrokarbon emisyonlarının azalmasını sağlamaktadır. Püskürtme demetinin birincil atomizasyonunu geliştirerek daha çok yakıtın daha hızlı buharlaşmasını sağlar; bu da daha kompakt karışımın oluşabilmesi ve sabit hacimde yanma süreciyle bu süreç arasındaki benzerlikleri kuvvetlendirir. Hava/piston yönlendirmeli karışım oluşum tekniklerinde karışımın bujiye taşınmasında silindir içi hava hareketleri (girdap, takla) kullanılmasına gerek duyulmadığından bu durum hacimsel verimi olumlu yönde etkiler. Emme sistemi yanma odasındaki alevin yayılmasını sağlayan türbülansın meydana gelmesi amacıyla tasarlanır. Böylece yakıt-hava karışımını daha kapsamlı şekilde yanması sağlanmış olacaktır (Zhao 2009).

Püskürtme yönlendirmeli karışım oluşum tekniği son yıllarda yangınlaşmış olup Mercedes-Benz, BMW benzinli motorlarında kullanılmaktadır (Breitbach ve ark. 2013, Mürward ve ark. 2013, Schwarz ve ark. 2006). Bu yöntemle ilişkin karışım oluşum tekniği, karışım bölgeleri ve silindir içerisinde enjektör ve bujinin konumu Şekil 2.14’de gösterilmiştir.



Şekil 2.14. Püskürtme yönlendirmeli karışım oluşum tekniğinde kademeli dolgu bölgeleri (Basshuysen 2009’dan değiştirilerek alınmıştır)

2.3. Kaynak Araştırması

Silindir içine benzin yakıtı püskürtme fikri 70 yıldan fazla bir süre önce ortaya atılmış ve çalışmalar yürütülmeye başlanmıştır (Daimler Media, Schmid 2012). Yapılan çalışmalarda tam yanma anında yakıt-hava karışımı istenilen oranlarda ve tutuşabilir/ateşlenebilir bir karışımın buji civarında oluşturulamayışı zorlayıcı olan bir faktör olarak karşılaşılan bir problemdir. Bu durum geçmişte teknolojik yetersizlikten dolayı gerçekleştirilememiştir. Geçen zaman içerisindeki teknolojik gelişmelerle beraber -özelliklerde elektronik kontrollü enjektörler- bu fikrin uygulanabilirliği kolaylaştırmış ve ilk seri üretim GDI motor 1996 yılında Mitsubishi şirketi gerçekleştirmiştir (Arcoumanis ve Kamimoto 2009, Karamangil 2004). Ardından pek çok araç üreticisi kendi seri imal direkt püskürtmeli motorlarını piyasaya sürmüşlerdir. Bu motorların daha da yaygınlaşacağını öngören diğer araç üreticileri ve akademisyeler bu motorlara ait

sorunlarını çözmek üzere çeşitli araştırmalar yapmışlardır. Bu araştırmalara bu bölümde yer verilmiştir.

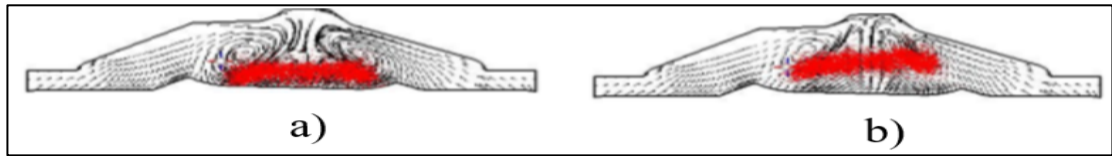
Kubach ve ark. (2001) yanma odası şartlarını simüle edebilen bir odada yakıt demetinin gelişimi ve parçalanmasını araştırmış, yakıt damlacıklarının ve ortamda etkili gaz hareketlerinin hız ve yönünü belirlemek için PIV metodunu kullanmışlardır. Yakıt demetinin koni açısını ölçmek için ise gölgelendirme tekniğini uygulamışlardır. Ölçüm tahminlerini doğrulamak ve silindir içi gaz akışını, enjektör basıncını, enjektör konumunu ve buji konumu gibi parametrelerini ayarlamak adına hızlı gaz örnekleme valfi vasıtasıyla gerçek çalışma şartları altında üç farklı motorla deneyler gerçekleştirmişlerdir. Bu motorlarda kullanılan karışım hazırlama teknolojileri sırasıyla çok noktadan püskürtmeli (MPI) benzin motoru, püskürtme yönlendirmeli ('spray-guided') ve cidar yönlendirmeli ('wall-guided') direkt püskürtmeli benzin motorudur. Bu teknolojilerin birbirlerine göre üstünlüklerini vurgulamışlardır. Özellikle çok noktadan püskürtmeli benzin motorlarına göre direkt püskürtmeli benzin motorlarının emisyonlar açısından en önemli dezavantajı kurum oluşumu olması nedeniyle çalışmalarında kurum oluşumu üzerinde durmuşlar ve tek silindirli GDI bir motorda, püskürtme basınçlarını arttırarak TCM ('Two-Colour-Method') yöntemiyle krank mili açısına göre kurum oluşumu ve silindir içi sıcaklıkları ölçmüşlerdir. Artan püskürtme basınçlarında yakıt damlacıklarının küçülmesi, dolayısıyla buharlaşmanın kolaylaşması nedeniyle kurum oluşumu dikkate değer bir oranda azaldığını gözlemlemişlerdir. Son olarak dört farklı buji konumu için indike ortalama efektif basınç ve ateşlenmeme ('misfiring') durumunu dikkate alarak buji ömrünün en uzun olduğu konumu belirlemişlerdir. Püskürtülen sıvı yakıtın buji elektrotlarına teması neticesinde ıslanan buji elektrotlarında termal bir şok meydana geldiği dolayısıyla da ömürlerinde azalmaların meydana geldiğini görsellerle açıklamışlardır.

Karamangil (2003) çalışmasında, günümüzde kullanılan üç temel direkt sıvı yakıt püskürtme tekniğini açıklamış birbirlerine göre avantaj ve dezavantajlarına değinmiştir. Ardından direk püskürtmeli (DP) benzin motorlarında (GDI) karışım teşkili için enjektör seçim kriterlerini açıklamıştır. Elektronik kontrollü çok noktadan yakıt püskürtme (ÇNP)

sistemlerinde performans ve verim bakımından maksimum seviyeye ulaşılmış olduğundan dolayı yakın gelecekte GDI tip motorların yaygınlaşacağını ileri sürmüştür.

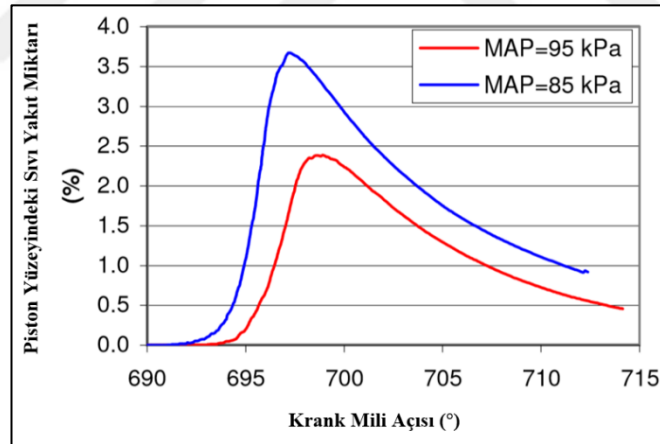
Karamangil (2004) çalışmasında, direkt püskürtmeli benzin motorlarının çalışma prensiplerini tarif etmiş ve alışlagelmiş tip çok noktadan manifolda püskürtmeli benzin motorlarında ulaşılabilecek maksimum gelişmelerin sağlandığını belirtmiştir. Bu gelişmeler neticesinde daha ileri gidebilmek adına direkt püskürtmeli benzin motorlarının alışlagelmiş çok noktadan püskürtmeli sistemlerle karşılaştırıp avantaj ve dezavantajlarına değinmiştir. Son olarak direkt püskürtmeli benzin motorunu seri imalata geçiren Mitsubishi firmasının yöntemini açıklamış; seri üretime geçmesiyle, maliyetlerde düşüşün meydana geleceğini ve giderek yaygınlaşacağını belirtmiştir.

Iyer ve ark. (2004) kademeli ve homojen dolgu çalışma modunda direkt püskürtmeli benzinli bir motor ile deneysel ve CFD tabanlı çalışma yapmışlardır. İçi boş koni tip püskürtme yapan bir enjektör ile vorteks etkili kademeli yanma sisteminin avantajlarından bahsetmiş ve bu sistem üzerinde etkisi olan pek çok parametreyi incelemişlerdir. Öncelikle enjektöre ait kalibrasyon çalışmaları yapmış ve deneysel veriler ile karşılaştırarak doğrulamışlardır. Enjektörün yanma odası içersindeki eksenel konuma göre yakıt-hava karışımını incelemiş, enjektör konumunu eksen boyunca 1,5 mm mesafeden 5,5 mm mesafeye getirilmesi durumunda yakıt hava karışımının iyileştiğini rapor etmişlerdir (Şekil 2.15). Bunun yanında artan mesafeyle piston tablasına yakıt damlacıklarının ulaşamaması dolasıylada piston tablası üzerinde yakıt damlacıklarının daha az olmasını sağladığını böylece yanmamış HC emisyonlarının azaldığını belirtmişlerdir.



Şekil 2.15. Enjektörün eksenel mesafesine göre yakıt buharının almış olduğu şekil a) 1,5 mm b) 5,5 mm (Iyer ve ark. 2004'den alınmıştır)

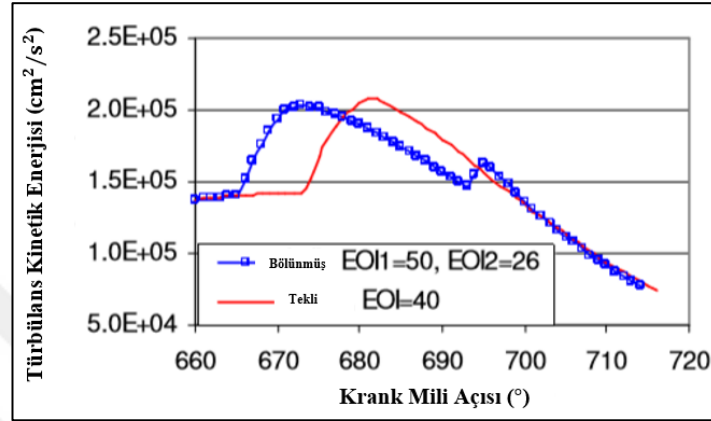
Ardından kalibre etmiş oldukları enjektör bilgilerini kullanarak girdap oluşturma valfinin açık veya kapalı olma durumu içinde analizler gerçekleştirmişlerdir. Girdap oluşturma valfinin kapalı olma durumu, açık olma durumuna göre silindir içi türbülans yoğunluğunun arttığını belirtmiş, bu artış beraberinde buji civarında yakıt bulutunun daha iyi oluşmasını ve daha stabil bir yanma oluşumuna katkı sağladığını rapor etmişlerdir. Kademeli dolgu modu için is emisyonlarının azaltılmasına ilişkin olarak yaptıkları çalışmada karışım oluşum sürecinde piston üzerinde biriken sıvı yakıt miktarını krank mili açısına bağlı olacak şekilde bir fonksiyon geliştirmişlerdir. Bu fonksiyona ilişkin karışım oluşumu olarak enjeksiyon süresinin bitişinin olduğu zaman diliminde piston üzerinde biriken yakıtın miktarı ve bu zamana güçlü bir şekilde bağlı olduğunu göstermişlerdir. Daha sonra emme havası mutlak basıncının piston üzerinde biriken sıvı yakıt miktarı ve yakıt hava karışımı üzerine olan etkisini incelemişlerdir. Mutlak basıncın artması sıkıştırma sonu basıncının artmasına dolayısıyla penetrasyon miktarını azaltmış olduğunu bildirmiş bunun da piston üzerinde biriken sıvı yakıt miktarını azalttığını ileri sürmüşlerdir (Şekil 2.16).



Şekil 2.16. Manifold mutlak basıncının piston yüzeyinde biriken sıvı yakıt miktarı üzerine etkisi (Iyer ve ark. 2004'den değiştirilerek alınmıştır)

İs emisyonlarının azaltmanın bir diğer yöntemi olarak bölünmüş tip/çoklu enjeksiyon stratejisini kullanmışlardır. Püskürtülecek yakıtın tamamını tek bir enjeksiyonda veya ilk püskürtmeyi sıkıştırma zamanından kısa bir süre sonra başlatmış ikinci püskürtmeyi ise sıkıştırma zamanının sonlarına doğru yapılması durumunda buji civarında daha iyi tutuşabilir yakıt-hava karışımı oluşmuş ve yanma stabilitesinin iyileştiğini belirtmişlerdir.

Ayrıca, çoklu püskürtme stratejisinde piston yüzeyinde daha az miktarda sıvı yakıt miktarının kalacağını göstermişlerdir. Böylece is ve karbonmonoksit emisyonlarında azalmanın olduğunu belirtmişlerdir. Çoklu püskürtmenin bir avantajı ise silindir içi türbülans kinetik enerjisini arttırdığı bu sayede yanma stabilitesinin iyileştiğini rapor etmişlerdir (Şekil 2.17).



Şekil 2.17. Tekli ve bölünmüş tip enjeksiyon stratejilerinde türbülans kinetik enerjisinin krank mili açısına bağlı olarak değişimi (Iyer ve ark. 2004'den değiştirilerek alınmıştır)

Schwarz ve ark. (2006) porta püskürtmeli motorlar ile püskürtme yönlendirmeli direkt enjeksiyonlu motorların yakıt tüketimi ve emisyonlar açısından karşılaştırmışlardır. Ayrıca çalışmalarına konu olan motora ait özel emme valf sistemini de bu kıyaslamalara dahil etmişlerdir. Püskürtme yönlendirmeli motorların kademeli dolgu çalışma modu aralığının artırılması böylece yakıt tüketimini de düşürülebileceğine değinmişlerdir. Yakıt tüketimi kademeli dolgu modunda azaltmak için sisteme eklenen giriş havası basıncını arttıran turboşarj sistemi ile sağlanabileceğini belirtmişlerdir. Turboşarj sisteminin kullanılması, içeri hapsedilen hava miktarını arttırdığını dolayısıyla da silindir içersine daha fazla yakıt gönderilmesi gerektirdiğini belirtmişlerdir. Ancak, gönderilecek olan yakıtın tek bir püskürtmede silindir içersine gönderilmesi durumunda piston tablasına yakıtın teması söz konusu olacağını bunu engellemek için ise çoklu püskürtme yaparak bu problemin aşılabileceğini vurgulamışlardır.

Yi ve DeMinCo (2006) çalışmalarında altı delikli bir enjektörden çıkan yakıt jeti ile gaz akışının etkileşimi, sıvı yakıt damlacıklarının parçalanmasını ve buharlaşmasını

öngörmek için simülasyonlar yapmışlardır. Püskürtme modeline ait sabitleri, püskürtme test sisteminde kalibre etmişlerdir. Ardından, direkt püskürtmeli benzinli bir motorun emme ve egzoz valflerinin dinamik ağ yapısıyla modellemişlerdir. Silindir içersine giren havanın akışını, yakıt demetinin gelişim ve dağılımını 'Ansys Fluent' yazılımı kullanılarak simüle etmişlerdir. Ayrıca, farklı motor çalışma koşullarının yanma işlemi kalitesi üzerindeki etkilerini incelemek için enjeksiyon basıncı ve enjeksiyon zamanlamasını değiştirmişlerdir. Yanma odasında yakıt fazlalık oranı dağılımını hesaplamış ve buji konumu, lokal yakıt-hava oranını, ateşleme ve yanma performansını değerlendirmişlerdir. Tek başına, karmaşık ateşleme ve alev yayılma sürecini değerlendirmek için yakıt fazlalık katsayısı dağılımının yeterli olmadığını homojenlik endeksi gibi bir diğer parametre olarak, tutuşmadan sonra yanma ve alev yayılımının analizi için gerekli olabileceğini belirtmişlerdir. Son olarak, ateşleme ve yanma işlemlerini etkileyen diğer karışım kalite endekslerini geliştirmek için daha fazla çalışmaya ihtiyaç olduğunu rapor etmişlerdir.

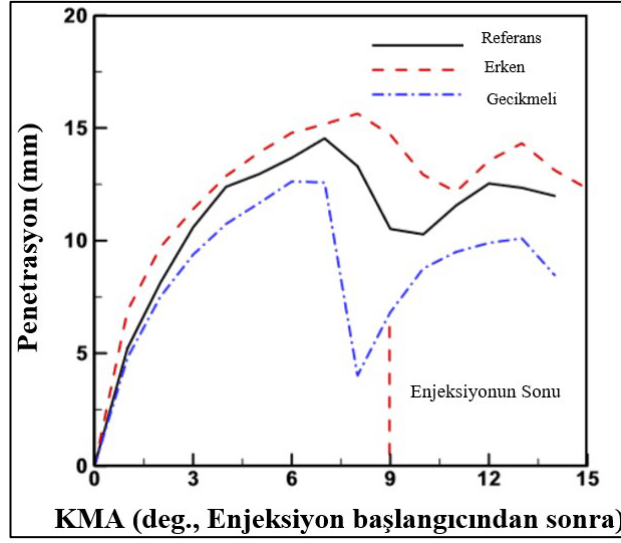
Abani ve ark. (2007) direkt püskürtmeli buji ateşlemeli klasik bir içten yanmalı motorda üç boyutlu yakıt-hava karışım simülasyonunu yapmışlardır. Çift fazlı akış modellemelerindeki LDEF ('Lagrangian-drop and Eulerian-fluid') modeli referans alarak yeni bir model geliştirip uygulamışlardır. İçi boş koni püskürtmeyi modellemek için TAB ('Taylor Analogy Break-Up') modelini kullanmış, damlacık çarpışması, sürüklenmesi ve buharlaşması için uygun modelleri belirlemişlerdir. Ardından dinamik sınır şartı algoritmasını kullanarak her iki yöntemi (Lagrangian-Eulerian) çift fazlı akışa uygulanmışlardır. Enjekte edilen yakıtın zamanlaması ve miktarını her yük durumu için değiştirmişlerdir. Analizler neticesinde yakıt-hava karışım oranında yüke bağlı olarak bölgesel farklılıklar olduğunu gözlemlemişlerdir. Geliştirdikleri model, zamana ve konuma bağlı olarak yakıt-hava karışımının tahmin edilmesinde ayrıca enjektör ve buji konumuna göre direkt püskürtmeli motorların tasarım ve optimizasyonunda kullanılabilecek faydalı bir model olduğunu göstermişlerdir. Simülasyonlarda geniş bir motor devri ve yükü için bilinen ateşleme stratejisini kullanmış ve bujinin konumuna karar vermede yönlendirici olduğu gibi çift bujiye ihtiyacın olduğunu da belirtmişlerdir. Skogsberg ve ark. (2007) iğnesi dışarı doğru açılan piezo tetiklemeli tip bir enjektörle (A-meme geometrisine sahip enjektör) sprey/püskürtme oluşum ve atomizasyon özelliklerini

deneysel olarak incelemişlerdir. Püskürtme oluşumunun temel mekanizmalarını anlamak, damlacık boyutlarını ve hızlarını tanımlamak için Faz Doppler Anemometrisi (PDA) ile birlikte yüksek hızlı bir video kamera kullanmışlardır. Ardından, bu mekanizmaları daha ayrıntılı incelemek için Düzlemsel Mie Saçılması (Mie Scattering) ve Düzlemsel Lazer Kaynaklı Floresan (PLIF) kullanılmıştır. Araştırma için kullanılan sistemler deneylerin gerçekleştirilmesi için kullanılan sabit hacimli püskürtme odasında (CVCC) ortam basıncı ve sıcaklığı gibi çeşitli sınır şartlarını değiştirmişler; ayrıca çeşitli enjeksiyon stratejilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Ayrıca, çok delikli selonoid tahrikli enjektörle piezo tetiklemeli enjektörü de kıyaslamalı olarak vermişlerdir.

Piezo enjektörü tarafından üretilen spreylere atomizasyon ve karışım oluşum parametrelerinin, çok delikli ve dönen tip enjektörler tarafından üretilenlerden belirgin şekilde farklılık gösterdiğini saptamışlardır. Piezo enjektörde yakıt, çok ince bir dairesel açıklıktan enjekte edildiğini ve ön jet olmadan içi boş bir koni sprej oluşturduğunu, iyi tanımlanmış sprej, çevredeki hava ile çarpıştığında, sprejin dış çevresinde bir ön kenar girdabı oluşurken, yakıt-hava etkileşim mekanizmaları, sprejin içinde ikinci bir karşı dönen girdap oluşturmaya yardımcı olduğunu belirtmişlerdir. Bu girdapların, yakıt demetini kinetik enerjisini rotasyona dönüştürdüğünü böylece yakıt demeti nüfuziyeti etkili bir şekilde azaldığını ve buji civarında yakıtın küçük, yavaş hareket eden damlalara dönüştürmeye yardımcı olduğunu deneylerle göstermişlerdir. PDA kullanılarak yapılan deneysel çalışmada, ön kenar girdabının üst bölgelerinde bulunan damlaların, püskürtmenin önüne yakın bulunan damlalardan daha küçük olduğunu ve daha yavaş hareket ettiğini ortaya çıkarmışlardır. Ayrıca; belirli koşullar altında, püskürtme kaynaklı girdapların, enjeksiyon bitiminden sonra sıvı yakıtı, memeye geri taşıyan ve potansiyel olarak enjektör birikintileriyle ilgili problemler oluşturan hava hareketlerinin bölünmüş enjeksiyon stratejisiyle etkili şekilde azaltılacağını belirtmişlerdir. Son olarak, 'flash boiling'in püskürtme parametreleri üzerindeki etkilerini araştırmış, içi boş koni tip püskürtme yapan enjektörün çok delikli enjektöre göre 'flash boiling'e daha az duyarlı olduğunu göstermişlerdir.

Kim ve ark. (2008) püskürtme yönlendirmeli direkt enjeksiyonlu benzinli bir motorda yakıt-hava karışımının oluşumu ve yanmasını ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği

yazılımı olan STAR-CD ile incelemiştir. Analizleri gerçekleştirilen motorun püskürtme sistemi elemanı olan içi boş koni tip püskürtme yapan dışa doğru açılan piezo tetiklemeli enjektörü (A-tipi meme) kullanmışlardır. Sabit hacme sahip kapalı ortamda püskürtme çalışmalarını Reitz-Diwakar (RD) parçalanma modeli ile modellemiş, kalibrasyon için gerekli katsayıları elde etmişlerdir. Kalibrasyonu gerçekleştirilen püskürtme modeli ile ultra fakir karışım ($\lambda \approx 4$) çalışma modunda yanma odasında karışım oluşumu ve yakıt demeti karakteristiklerini incelemiştir. Buji civarında yakıt dağılımının nasıl gerçekleştiği ve alev ilerlemesini detaylı şekilde sunmuşlardır. Ardından motorda takla hareketinin oluşmasını sağlayan emme kanalına yerleştirilen klapenin açık ve kapalı durumları için buji civarında karışımın kalitesinin değişimini incelemiştir. Takla hareketinin ('tumble motion') artmasını sağlayacak şekilde kapalı konumda olan klapa hem takla hareketi oranını hemde yanma odasındaki türbulansın şiddetini arttırması nedeniyle buji civarında daha zengin karışımın oluştuğunu ortaya koymuşlardır. Sıkıştırma oranının arttırılmasının yine karışım oluşum ve yakıt-hava oranının değişimi üzerine etkisini irdelemiştir. Sıkıştırma oranının artması (10,5'den 12,0'a) yine silindir içi ortam basıncının arttırması nedeniyle penetrasyonda azalma ve buji civarında zengin karışımın oluşmasına neden olduğunu dolayısıyla ateşleme avansı arttırılarak motorun düzgün çalışmasının sağlanabileceğini göstermişlerdir. Ateşleme avansı arttırılarak karışım oluşumu için daha çok zaman verilmesi anlamına geldiğini böylece buji civarında daha az zengin karışımın oluşacağını ileri sürmüşlerdir. Ayrıca, püskürtme avansının referans duruma göre erken veya geç yapılması durumunda penetrasyonun ne yönde etkilendiğini grafiklerle göstermişlerdir (Şekil 2.18).

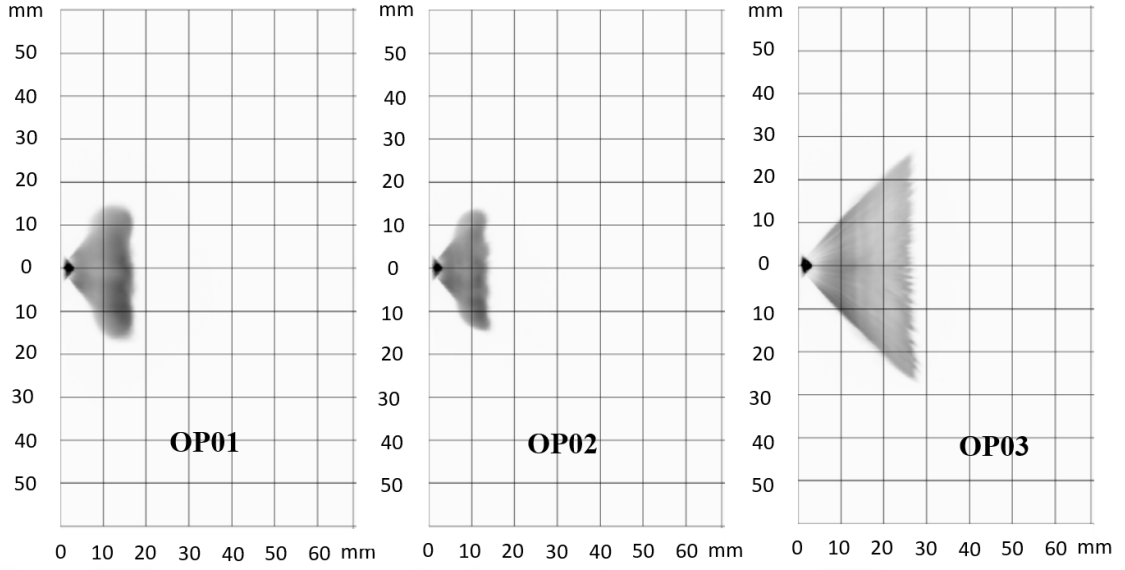


Şekil 2.18. Püskürtmenin erken veya gecikmeli yapılması durumunda nüfuziyetin değişimi (Kim ve ark. 2008'den değiştirilerek alınmıştır)

Dahlander ve ark. (2008) porta püskürtmeli benzinli motorlarda yanmamış HC emisyonlarının yaklaşık % 90'nın, katalitik konvertörün çalışma sıcaklığına erişmeden önce soğukta ilk çalıştırma anında meydana geldiğini belirtmişlerdir. Direkt benzin püskürtmeli motorların soğukta ilk çalıştırmada meydana gelen yanmamış HC emisyonların porta püskürtmeli motorlardan daha düşük olduğunu ancak yine de önemli olduğunu belirtmişlerdir. Bu nedenle de çalışmalarında bu şartlarda üretilen püskürtmelerin oluşumunu ve püskürtme özelliklerini etkileyen değişkenlerin bağıl olarak önemini değerlendirmişlerdir. Çalışmalarında 243 K (-30 °C)'e kadar soğutulabilen basınçlandırılabilir sabit hacimli püskürtme odasına piezo tetiklemeli içi boş koni tip püskürtme yapan enjektör vasıtasıyla yakıt göndermiş ve püskürtmeye ilişkin görüntüleri yüksek hızlı kamerayla kaydetmişlerdir. Püskürtme basıncı, ortam basıncı, enjeksiyon stratejisi ve yakıt sıcaklığı gibi parametreleri değiştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmaların sonucunda enjektör tasarım basıncı olan 200 bar basınçtan 50 bar püskürtme basıncına getirilmesi durumunda püskürtme demetinde meydana gelmesi beklenen vorteksin oluşmadığına ilişkin gözlemlerini rapor etmişlerdir. Vorteks oluşumunda çoklu enjeksiyon veya yakıt sıcaklığının etkisinin enjektör püskürtme basıncına göre daha az etkili olduğunu vurgulamışlardır. Ayrıca, püskürtme penetrasyonu üzerine püskürtme basıncı ve ortam basıncının önemli miktarda etkili olduğunu diğer test değişkenlerin küçük etkilere sahip olduğunu rapor etmişlerdir. Ancak, buharlaşmanın daha etkili olması

bakımından arttırılan ortam sıcaklığı püskürtme penetrasyonu üzerine etkisi olabileceğini de belirtmişlerdir.

Shi ve ark. (2008) çalışmalarında, dışa doğru açılan A-tipi içi boş koni püskürtme yapan bir enjektör için nümerik ve deneysel olarak araştırmalar gerçekleştirmişlerdir. Araştırmalarında püskürtme demetine ait karakteristik özelliklerin belirlenmesi için yapılan deneylerde, Mie saçılma tekniği ve PDA ölçümü kullanılarak, koşullandırılabilen basınçlı bir odada gerçekleştirilmişlerdir. Başlangıçta yakıt sıcaklığı $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve koşullandırılmış odanın da sıcaklığı $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ de sabit tutularak buharlaşmanın olmadığı durum için çeşitli yakıt tipleriyle deneyler yapmışlardır. Püskürtme konturleri, damlacık çapı ve hızı çeşitli enjektör ve ortam basınçları için elde etmişlerdir. Ölçümler sonucunda artan enjeksiyon basıncıyla beraber yakıt penetrasyonunun arttığını ölçümlerle göstermişlerdir. Düşük püskürtme ortam basınçlarında ise vorteks oluşumunun gözlemlenmediğini ayrıca buharlaşmanın ihmal edilebilecek düzeyde olmasıyla da yakıtın sıvı fazda kalarak silindir içersinde daha uzak noktalara eriştiğini rapor etmişlerdir. Testlerden elde ettikleri ölçümleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinin validasyonu için kullanmışlardır (Şekil 2.19). Testleri gerçek motor çalışma şartlarını oluşturulacak şekilde düzenlemiş, deneylerde tek, iki ve üçlü bileşenden meydana gelen yakıtları kullanmışlardır. İki ve üç bileşenli yakıtları da tekil olan n-heksan (yüksek uçucuklu), izo-oktan (orta uçuculuklu) ve n-dekan (düşük uçuculuklu) olan yakıtların oransal karışımlarından oluşturmuşlardır. Ayrıca; benzin, etanol ve etanol karışımı benzin (E85) yakıtında kullanmışlardır. Deneylerde üç bileşenli yakıtın buharlaşma davranışının normal benzin yakıtıyla yakın olduğunu ancak tüm durumlarda ise gerçek benzinden biraz daha hızlı olduğunu göstermişler ve beklenmedik şekilde iki bileşenli yakıt üç bileşenli yakıttan daha fazla oranda buharlaştığını rapor etmişlerdir. Sayısal modelleme için 'ANSYS CFX11' yazılımının kullandığı 'Lagrange' yaklaşımıyla modeller oluşturmuşlardır. CAB ('Cascade Atomization and Drop Breakup') modeli kullanarak CFD çalışmalarıyla PDA ve Mie saçılma tekniğinden ele etmiş oldukları sonuçları doğrulamışlardır.

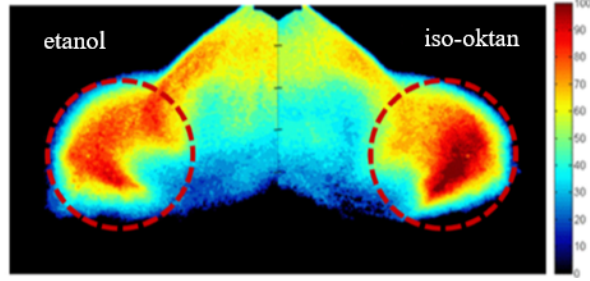


Şekil 2.19. Ortam şartlarına göre püskürtme demetinin almış olduğu görüntü (Shi ve ark. 2008'den değiştirilerek alınmıştır)

Nümerik çalışmalarda farklı enjeksiyon basınçlarındaki Weber sayısına göre model sabiti olan k_l değerine göre kalibrasyonları sağlamışlardır. k_l değeri 0,01 için tam yük durumu (OP01 / 200 bar püskürtme ve 15 bar ortam basıncında) uygun iken 0,3 olması kısmi yük durumu (OP03/100 bar püskürtme ve 1 bar ortam basıncında) için uygun olduğunu ortaya koymakla beraber nümerik çalışmalar ile de akış alanı için detaylı bilgiler sunmuşlardır.

Oh ve ark. (2010) tek silindirli püskürtme yönlendirmeli direkt enjeksiyonlu benzinli bir motorda benzin-etanol karışımının püskürtme karakteristiği ve egzoz gaz emisyonlarına olan etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Püskürtme karakteristiği, yerel homojenite ve faz dağılımını PLIF ve Mie saçılması tekniğiyle sabit hacimli koşullandırılabilen bir odada deneysel olarak incelemişlerdir. Ardından saf benzin ve benzine hacimsel olarak % 85, % 50 ve % 25 oranında karıştırılan etanol-benzin karışımından oluşan yakıtı bu motorda kullanmışlardır. Püskürtme yönlendirmeli GDI motorlarda, etanolün yüksek sıcaklıklarda daha yüksek buharlaşma basıncına sahip olmasından dolayı uygun bir yakıt olarak kullanılması potansiyelinden dolayı tercih ettiklerini belirtmişlerdir. PLIF yöntemiyle yaptıkları deneylerde difüzyon hızının daha yüksek ve dolayısıyla da lokal homojeniteyi arttırdığını göstermişlerdir (Şekil 2.20). Mie saçılma tekniği kullanarak izo-oktan ile etanolün karşılaştırmalı denemelerinde buji civarında daha az sıvı fazda

etanolün bulunduğunu bununda nedeni olarak etanolün daha hızlı buharlaşması olduğunu ve daha stabil bir yanma elde edilmesi için uygun bir yakıt olduğunu belirtmişlerdir.



Şekil 2.20. Etanol ve izo-oktanın PLIF yöntemiyle yüzde sıvı faz dağılımı (Oh ve ark. 2010'dan değiştirilerek alınmıştır)

Saf benzin ile yapılan çalışmalarda enjeksiyon zamanlamasının sabit tutulduğunu ve 24 KMA° kadar geciktirildiğini bunun sebebi olarak ise yerel zengin karışım bölgelerinin oluşmasından kaynaklandığını; ancak karışıma eklenen etanolün artırılmasıyla yapılan çalışmalarda ise üst ölü noktaya daha yakın bir yerlere çekilebileceğini belirtmişlerdir. Sonuç olarak, geçikmeli enjeksiyon zamanlaması sayesinde ortalama efektif basınç değerinde bir artış meydana geldiği ve silindir içi maksimum basınç değerinin düştüğünün dolayısıyla azot oksit (NO_x) emisyonlarında azalma meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Son olarak, etanolü karışımlarda hızlı buharlaşma neticesinde lokal zengin bölgelerin azalması ve etanolün kimyasal yapısının oksijen içermesi is emisyonlarında azalma sağladığı belirtmişlerdir.

Oh (2011) çalışmasında, püskürtme yönlendirmeli tek silindirli doğrudan enjeksiyonlu buji ateşlemeli bir motorda çoklu enjeksiyonların kademeli yanma özellikleri üzerindeki etkisini araştırmıştır. Motor; 1200 dev/dak'da çalıştırılmış, düşük yük koşulunu temsil etmek amacıyla çevrim başına 11 mg yakıt göndermiş, tekli ve çoklu enjeksiyon stratejilerini test etmiştir. Çoklu enjeksiyon stratejisinde yakıt bölünme şekli olarak çift enjeksiyon için % 50 - % 50 ve üçlü enjeksiyon için de her püskürtmede aynı oranda yakıt göndermiştir. Tüm enjeksiyonlar arasında bekleme süresi aynı olup 200 μs olarak ayarlamıştır. Tek enjeksiyon stratejisiyle yaptığı motor deneyi sonucunda, enjeksiyon zamanlaması üst ölü noktaya doğru çekildiğinden dolayı indike ortalama efektif basıncın arttığını belirtmiştir. Bununla birlikte; enjeksiyon zamanlamasının gecikmesi, yüksek

ortam basıncı altında yerel olarak zengin karışım oluşumundan kaynaklanan ateşlenmeme olayları ile sınırlandığını belirtmiştir. Ayrıca, belirtilen maksimum efektif ortalama basıncın gösterildiği enjeksiyon zamanlamasında, kademeli dolgu karışımının yerel olarak zengin alanları nedeniyle hidrokarbon ve is emisyonlarını arttırdığını rapor etmiştir. Kademeli dolgu karışımının yerel olarak homojenliğini arttırmak için çoklu enjeksiyon stratejisini uygulamış ve ikili enjeksiyonla yapılan motor deneyi sonucunda, indike ortalama efektif basınç ve yanma verimini arttırdığını; diğer yandan yanma kararsızlığı endeksi olarak, indike ortalama efektif basınç katsayısı değişimi, çift enjeksiyonla önemli ölçüde azalttığını göstermiştir. Bu sonucun; kademeli dolgu çalışma modunda, karışımın lokal homojenliğinin, çift enjeksiyonla güçlendirildiği anlamına geldiğini belirtmiştir. Ayrıca, hidrokarbon (HC) ve karbonmonoksit (CO_2) emisyonlarının da çift enjeksiyon stratejisiyle birlikte önemli ölçüde azaldığını belirtmiştir. Ancak, daha etkin yanma sonucu oluşan daha yüksek silindir içi sıcaklık artışı nedeniyle azot oksit (NO_x) emisyonlarının arttığını raporlamıştır. Üçlü enjeksiyonla, tutuşabilir zamanlamanın daraldığını, dolayısıyla indike ortalama efektif basınç ve yanma veriminin düştüğünü belirtmiştir. Bu düşüşün nedeni ise kademeli dolgu karışımının, azalan püskürtme penetrasyonundan dolayı bujinin üst konumunda oluşması olarak açıklamıştır.

Schmidt ve ark. (2011) çoklu enjeksiyon stratejilerinin yakıt tüketimi, emisyonlar ve yanma kararlılığı üzerindeki etkileri, püskürtme yönlendirmeli tek silindirli GDI tipte olan Ricardo Hydra motorunda incelemişlerdir. Bu motor, iğnesi dışa doğru açılan piezoelektrik tahrikli bir enjektörle donatılmışlardır. Motor devrine göre yakıt enjeksiyon stratejisi olarak tek bir çevrimde beş enjeksiyon yapabilecek şekilde ayarlamışlardır. Enjeksiyon sayısı ve süresi, püskürtme başına 0,1 ms'den daha fazla olarak almışlardır. Deneysel diğer değişkenler; bölünmüş enjeksiyonlar arasındaki kütle miktarı, yakıt basıncı, EGR miktarı, valf zamanlaması, hava hareketleri ve iç artık gaz fraksiyonunununa yer vermişlerdir. Hızlı test yöntemleri, motorun analiz ve nihai optimizasyonu, deneysel tasarım tekniklerini kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Belirli bir kısmi yük durumu için, çoklu yakıt enjeksiyon olaylarının, tek bir enjeksiyon olayına kıyasla daha etkili yanma kararlılığı ile sonuçlandığı göstermişlerdir. Ayrıca, yanma stabilitesini de ateşleme zamanlamasına daha az duyarlı hale getirecek şekilde optimize etmişlerdir. Çoklu

enjeksiyon durumunda, yakıtın kütlece % 50'sinin yanmış olduğu krank mili açısı, tek enjeksiyon durumunda elde edilebilecek olandan, optimum termodinamik seviyeye daha yakın olduğunu göstermişlerdir. Kademeli dolgu modunda yanma sisteminin önemli bir özelliği olan düşük motor çıkışlı NO_x emisyonları, çoklu enjeksiyonlar ve harici EGR sistemiyle iyileştirmişlerdir.

Nishad ve ark. (2012) direkt püskürtmeli benzin (GDI) motorlarında KIVA-4 ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD/CFD) yazılımını kullanarak püskürtme dinamiğini LES (Large Eddy Simulation) simülasyon ve modelleme temelli olarak çalışmışlardır. Literatür de mevcut olan atomizasyon, püskürtme, parçalanma-birleşme, damlacık buharlaşması modellerini açıklamış ve hesaplamaları 5 bar 300 K (buharlaşma yok), 5 bar 600 K (buharlaşma var) ve 10 bar 600 K (buharlaşma var) sınır şartlarında gerçekleştirmişlerdir. Yakıt püskürtme sürecindeki atomizasyon, türbülans, damlacık çarpışma-birleşme ve buharlaşma gibi cereyan eden bir takım prosesleri hesaba katacak şekilde mevcut modelleri geliştirmişlerdir. Deneysel çalışmalarla oluşturdukları yeni modellerini doğrulamışlardır.

Pielecha (2013) çalışmasında, dizel veya benzin direkt püskürtmeli motorlarda tercih edilen çok delikli enjektörler için önceki çalışmalarda penetrasyon/nüfuziyet miktarına ilişkin amprik bağıntılar olduğunu belirtmiştir. Ancak modern benzin motorlarında kullanılan içi boş koni tip püskürtme yapabilen enjektörler için amprik bir bağıntının olmadığını rapor etmiştir. Bu nedenle çalışmasında piezo elektrik tetiklemeli içi boş koni tip püskürtme yapabilen enjektörle deneysel çalışmalar yürütmüş ve A-meme geometrilili enjektörlere ilişkin amprik bağıntı ortaya koymuştur. Bu bağıntıyı ifade ederken enjektör basıncı, ortam basıncı, ortam yoğunluğu ve enjektör tetiklenme süresi gibi parametreleri dikkate alarak ifade etmiştir. Matematiksel denklemi ifade ederken literatürde yaygın olarak tercih edilen enjektör basıncı ve ortam basıncı arasındaki fark (ΔP) yerine, her ikisinin de denklemin içerisine değişken olarak dahil etmiştir. Bu değişkenleri barındıran genel denklemin ifadesini 5-20 MPa enjektör, 0,5-2,0 MPa ortam basıncı aralığında 0,5-3,5 ms tetiklenme sürelerini dikkate alacak şekilde MS Excell yardımıyla denkleme ait üssel katsayıları % 97,97 doğruluk oranında bulmuştur. Amprik denklemde özellikle ortam basıncında amprik bağıntıya dahil edilmesiyle beraber ortam basınç

değişimindeki küçük farklar bile penetrasyon üzerindeki etkisinin görülmesine imkan sağladığını belirtmiştir. Son olarak, elde edilen amprik bağıntı vasıtasıyla yukarıda belirtilen sınır şartlar altında nümerik analiz gerçekleştirmiş ve bu analizler neticesinde enjeksiyon basıncının yakıt nüfuziyet miktarı üzerindeki en önemli parametre olduğunu belirtmiştir. Püskürtme basıncındaki 1 MPa'lık basınç artışı (5-20 MPa arasında ve püskürtme süresi 0,5-3,5 ms tetikleme süresiyle) püskürtme penetrasyonu % 5, kesit yüzey alanında % 3'e kadar bir artış meydana getirdiğini, aynı bağıntıda ortam basıncındaki 0,1 Mpa basınç artışının yakıt penetrasyon miktarını % 4, kesit alanında ise % 7'e kadar bir azalma meydana geldiğini belirtmiştir.

Huang ve ark. (2014) yüksek ve hızla değişen basınç koşulları altında kademeli dolgu modunda türbülanslı yanmaya özgü bazı etki modellerinin geliştirilmesi gerektiği belirtmişlerdir. Bu iki etkiyi, bir motorda kademeli ve türbülanslı yanma simülasyonlarının zamana bağlı üç boyutlu simülasyonlarını OpenFOAM ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımıyla gerçekleştirerek ele almışlardır. Çalışmalarında yer alan motor, içi boş koni püskürtme yapabilen bir enjektör ile donatılmıştır. Püskürtme yönlendirmeli kademeli dolgu metoduyla karışım oluşumu sağlayan ve 1500 dev/dak sabit dönme hızına sahip motorun düşük (3,6 bar) ve orta yük (5 bar) şartlarını referans almışlardır. Püskürtme çalışmalarında yakıt demetini KH-RT parçalanma modeliyle modellemişler, ardından belirtilen parametrelerin silindir içi basınç ve sıcaklık değişimine olan etkisini incelemişlerdir. Ayrıca yakıt-hava karışımının silindir içersindeki dağılımını araştırmışlardır.

Dahlander ve Hemdal (2015) çalışmalarında, AVL marka tek silindirli direkt püskürtmeli benzinli optik görüntülemeye izin veren bir araştırma motoruyla kademeli ve yarı kademeli dolgu mod durumunda yanma durumunu deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarında üçlü enjeksiyon stratejisini kullanmışlardır. Çoklu enjeksiyon stratejisine izin verebilen ve yüksek cevap verme hızına sahip piezoelektrik tetkiklemeli iğnesi dışarı doğru açılan bir enjektörü kullandıklarını belirtmişlerdir. Yaptıkları deneysel çalışmada kademeli, yarı kademeli ve homojen dolgu modundan olmak üzere toplam altı farklı seneryo için yanmayı analiz etmişlerdir. Bu altı farklı seneryo içinde üçlü enjeksiyon stratejisini uygulamışlar; ayrıca deneyler esnasında silindir içersine gönderilen toplam

yakıt miktarını sabit tutmuşlardır. Diğer bir deyişle toplam enjektör tetikleme süresini sabit tutmuşlardır. Enjektör çalışma şartları olarak 200 bar basma basıncı ve 30 μm iğne kalkma durumu, motor çalışma şartları 1500 dev/dak ve ortalama efektif basınç değerinin 3,5-4,8 bar aralığında deyiştiği durumları incelemişlerdir. Efektif basınç değerinin sabit tutulmak istendiği ancak motor çalışma şartlarından özellikle de yanmanın daha iyi olduğu püskürtme stratejilerinde toplam enjekte edilen yakıt miktarının aynı olmasına rağmen bu değerin deyiştiğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında göstermişlerdir ki kademeli dolgu modunda çalışan motorun birinci seneryo durumunda iyi bir yanma durumunun olduğu dolayısıyla silindir içi maksimum basınç değerinin diğer tüm durumlardan daha iyi olduğunu göstermişlerdir. Kademeli derecesinin deyişiminden dolayı da enjekte edilecek yakıt miktarı aynı olsa bile erken veya geç püskürtme durumunun yanma stabilizasyonu üzerine direkt etki ettiğini belirtmişlerdir.

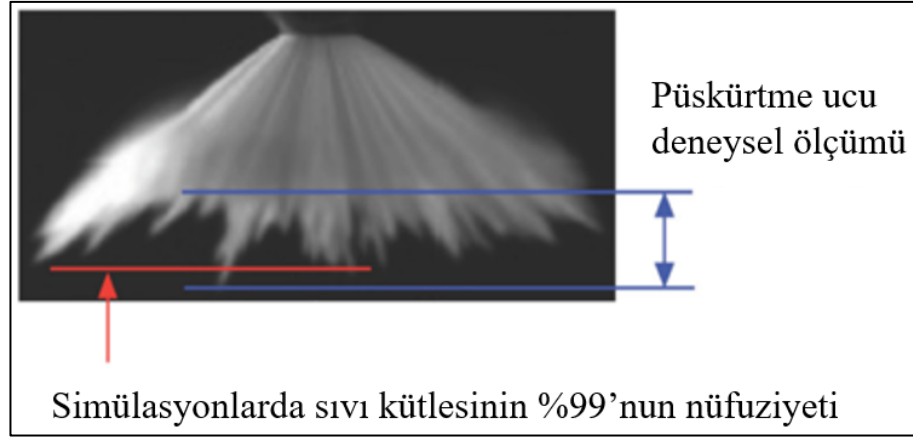
Banerjee ve Kumar (2016) direkt püskürtmeli benzinli bir motorun kısmi yük şartları altında yakıt-hava karışımının oluşum ve atomizasyonunu ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılı olan Ansys Fluent ile nümerik/sayısal olarak incelemişlerdir. Başlangıçta tek delikli bir enjektörün performansı incelemiş ardından ortam basınç ve sıcaklığının etkisi ve püskürtülen yakıt sıcaklığının sıvı-buhar penetrasyon/nüfuziyet uzunluğu üzerine etkisini araştırmışlardır. Model doğrulama amacıyla tek delikli enjektör analizini gerçekleştirmiş bu analizlerden belirlenen parametreler daha sonra gerçekleştirilecek olan 8 delikli basitleştirilmiş bir GDI motor enjektörü için kullanmışlardır. Tek delikli enjektör analizlerinden elde edilen sonuçlar ise;

- Sıvı penetrasyon uzunluğu başlangıçta hızla arttığını, bu da damlacık parçalanmasına bağlı olarak çok sayıda sıvı damlacıklarının oluşmasına neden olduğunu; ancak belli bir eşik değerden sonra ise buharlaşmadan dolayı damlacıkların çaplarında azalma olduğunu belirtmişlerdir.
- Ortam basınç ve sıcaklığı sıvı penetrasyon uzunluğu üzerine önemli bir etkiye sahip iken, püskürtülen yakıtın sıcaklığı, yakıtın kaynama sıcaklığından daha düşük olmasından dolayı orta derecede bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir.

8-delikli GDI enjektörlü yapılan analizlerde ise;

- Direkt püskürtmeli benzinli motorlarda piston tablası geometrisinin önemli bir etkiye sahip olduğunu ve ters takla hareketli piston tablası tasarımının damlacık kümelenmesine yol açabilen ve potansiyel olarak sıkıştırma zamanının son kademesinde damlacık buharlaşma oranlarının düşmesine yol açabileceğini belirtmişlerdir.
- Parametrik çalışmada buji civarında yakıt fazlalık katsayısı ve damlacık boyutu dağılımının önemli bir etkiye sahip olduğu belirtilmişler ve kademeli dolgu modunda yukarıda bahsedilen tüm parametrelerin etkisini detaylandırmışlardır.

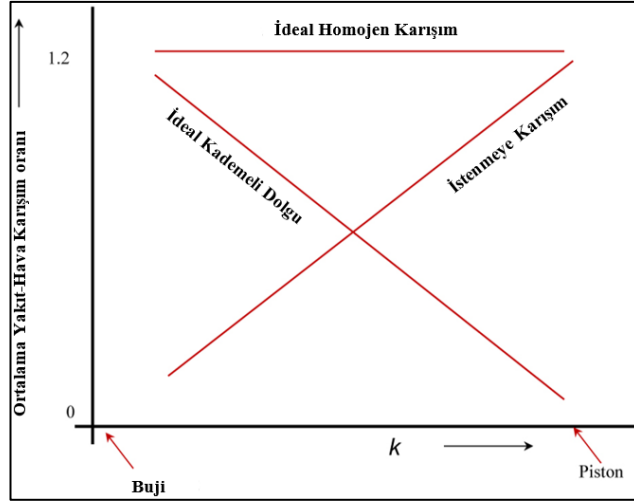
Sim ve ark. (2016) dışa doğru açılan piezo tetiklemeli bir enjektör ile deneysel ve nümerik çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında yaygın olarak kullanılan mevcut püskürtme modellerinin eksik olan yönlerini ortaya koymuş ve yeni bir modelleme tekniği geliştirmişlerdir. Mevcut modelleme tekniklerindeki eksik olarak değerlendirdikleri durum ise deneysel püskürtme çalışmalarında meydana geldiği gözlemlenen iğnemsî yapıların ve bu iğnemsî yapıların daha doğru modellenemeyişi olduğunu belirtmişlerdir (Şekil 2.21). Diğer bir eksik yön olarak enjektörlerde meme geometrisinin tam bilinmemesi dolayısıyla da mevcut modelleme çalışmalarında istenen ilk damlacık çap değerinin enjektör kalkma miktarına eşit olarak alınabileceğini öneren mevcut çalışmalardan farklı olarak yeni bir hesaplama modeli ortaya koymuşlardır. Bu hesaplamalarda deneysel olarak yapılan çalışmalarda enjektör kütleli debisinin bilindiği varsayımıyla, püskürtülen yakıtın enjektörden çıkış hızını hesaplamak için Bernoulli denkleminde faydalanmışlardır. Ancak, çıkış hızının gerçek çıkış hızı olarak modellemeye dahil edilebilmesi için enjektöre ait boşaltım katsayısının (C_D) bilinmesinin gerektiğini belirtmişlerdir. Boşaltım katsayısını dışa doğru açılan A-tipi meme geometrisine sahip enjektörlerde deneysel olarak 0,75 değerine eşit olarak alınabileceğini belirtmişlerdir. Enjektörden çıkan ilk damlacığın çap değerini enjektör gövdesiyle iğnemsî yapılar arasındaki parametreye bağlı olarak yeni bir formülasyon ortaya koymuşlardır.



Şekil 2.21. Püskürtme anında meydana gelen iğnemsî yapıların deneysel ve simülasyon sonuçlarının penetrasyon açısından karşılaştırılması (Sim ve ark. 2016'dan değiştirilerek alınmıştır)

Ayrıca, yeni modelleme tekniğinde püskürtme dağılım modelinide geliştirmiş ve diğer yöntemlerle kıyaslamalı olarak çalışmalarında yer vermişlerdir. Geliştirilen modellemedeki püskürtme dağılımının mevcut olan diğer dağılım modellerinden daha doğru sonuçlar ürettiğini göstermişlerdir. Geliştirmiş oldukları bu yeni modelleme varsayımlarının nümerik olarak doğruluğunu göstermek adına CONVERGE CFD ticari yazılımını kullanmışlardır. Nümerik çalışmalarda farklı ortam sıcaklık ve basınç durumu için geliştirmiş oldukları yeni modelleme yaklaşımını referans bir test ortamına göre kıyaslamalı olarak sunmuşlardır. Yeni geliştirilen modelleme tekniği ile deneysel sonuçlarla nümerik/sayısal sonuçların iyi bir uyum içersine olduğunu göstermişlerdir.

Krishna ve Mallikarjuna (2017) kademeli dolgu modunda çalışan direkt benzin püskürtmeli bir motorda karışım oluşumunu CONVERGE yazılımı ile incelemişlerdir. Araştırmalarında yeni bir kademelendirme endeksi ortaya koymuş olup, bu endeksi tanımlarken bujinin konumuna göre ve piston cidarına doğru gidilirken yakıt-hava karışımının değişimini dikkate almışlardır (Şekil 2.22).

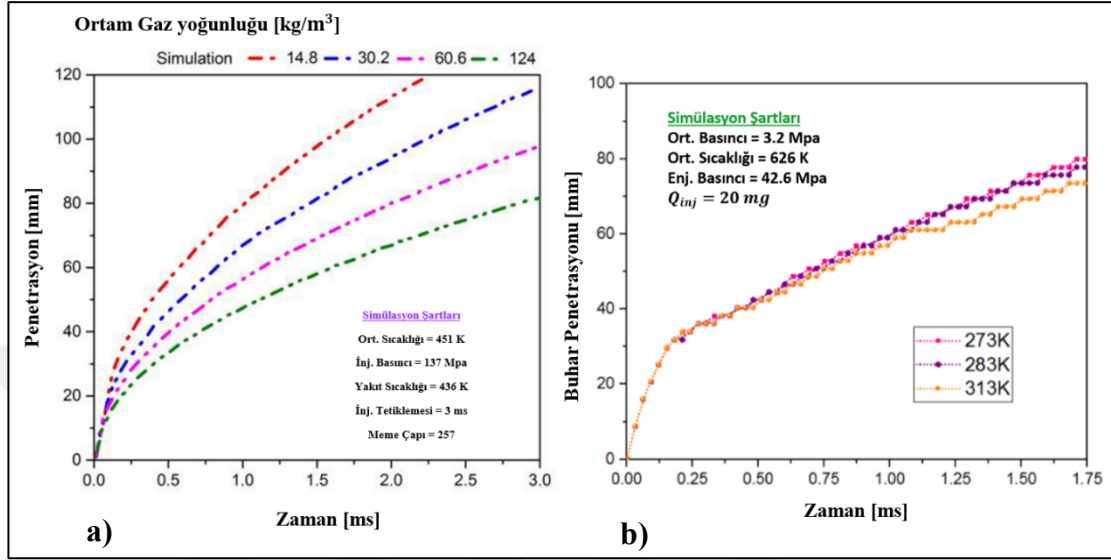


Şekil 2.22. Kademelendirme endeksinin buji ve piston konumuna göre değişimi (Krishna ve Mallikarjuna 2017'den değiştirilerek alınmıştır)

Ardından sıkıştırma oranı, motor devri ve emme havası basıncı gibi motor çalışma şartlarının yakıt-hava dağılımı üzerine olan etkisini hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle incelemiştir. Ayrıca; motor çalışma parametrelerinin, yakıtın buharlaşması, kademelendirme endeksi ve ısı salınımı üzerine olan etkisini incelemiştir. Tanımlamış oldukları kademelendirme endeksinin yapılmış ve yapmış oldukları çalışmalar ile uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Diğer yandan, sıkıştırma oranının değişimi kademelendirme endeksi üzerinde önemli bir değişikliğe sebep olmazken emme havası ve motor devrinin değişimi ise oldukça etkili olduğunu rapor etmişlerdir.

Das ve Lim (2017) dizel motorun gerçek çalışma şartları altında yakıt demeti karakteristiğini belirlemek için sabit hacimli yanma odasında (CVCC) deneyler gerçekleştirmişlerdir. ANSYS FORTE ticari yazılımı ile nümerik çalışmalar yapmış, püskürtme modelleme çalışmalarında KH-RT parçalanma modelini kullanmışlardır. Elde ettikleri deneysel verileri yapmış oldukları püskürtme modelleme çalışmalarının doğrulanmasında kullanmışlardır. Araştırmalarında ortam gaz yoğunluğunu ve yakıt sıcaklığını sırasıyla arttırmış ve püskürtme penetrasyonu üzerine olan etkisini incelemiştir. Artan ortam yoğunluğunun püskürtmenin hemen sonrasındaki bir sürede ($85\mu s$) neredeyse aynı olduğunu ancak geçen süre içerisinde ortam gaz yoğunluğunun daha etkili hale gelerek damlacık püskürtme penetrasyonunu azalttığını belirtmişlerdir

(Şekil 2.23 a). Yüksek motor yük şartlarının yakıtta kaymaya karşı daha sert/rijit bir kabiliyet kazandırdığından dolayı püskürtmeden hemen sonraki çok kısa bir an (85 μ s) için penetrasyonların aynı olacağını rapor etmişlerdir.

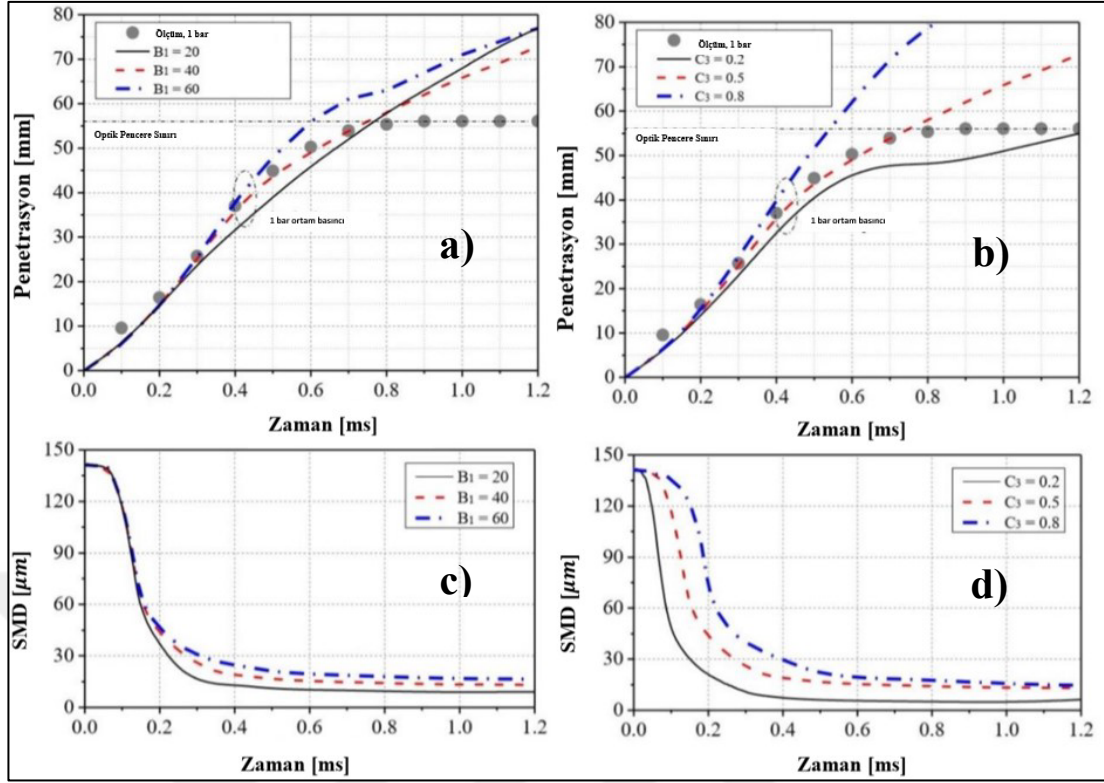


Şekil 2.23. Nüfuz derinliğinin değişimi a) Ortam gaz yoğunluğunun etkisi b) Yakıt sıcaklığının etkisi (Das ve Lim 2017'den değiştirilerek alınmıştır)

Son olarak, yakıtın sıcaklığındaki azalış ile yakıtın daha zor buharlaşmasına dolayısıyla da yakıt zerreciklerinin sıvı faz halinde kalarak silindir içerisinde daha uzak noktalara erişerek püskürtme penetrasyon miktarının artmasına neden olduğunu belirtmişlerdir (Şekil 2.23 b). En düşük yakıt sıcaklığı olarak alınan 273 K, orta sıcaklıktaki (283 K) yakıtın penetrasyon miktarı ile en sıcak (313 K) yakıt sıcaklığı arasındaki penetrasyon farkı referans sıcaklık ile artan sıcaklık farkı penetrasyonu daha çok azalttığını belirtmişlerdir.

Wang (2018) çalışmalarında direkt benzin püskürtmeli motorlarda kullanılan dışa doğru açılan içi boş koni tip püskürtme yapabilen piezo-elektrik tetiklemeli bir enjektörün püskürtme prosesini ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan STAR-CD yardımıyla nümerik ve deneysel olarak incelemiştir. Yaptığı çalışmada püskürtme basıncı 180 bar, yakıt sıcaklığı 293 K, 1 ve 10 bar ortam basıncı olacak şekilde iki farklı ortam basıncında parçalanma modellerinin yapısallığını (robustness) değerlendirmiştir.

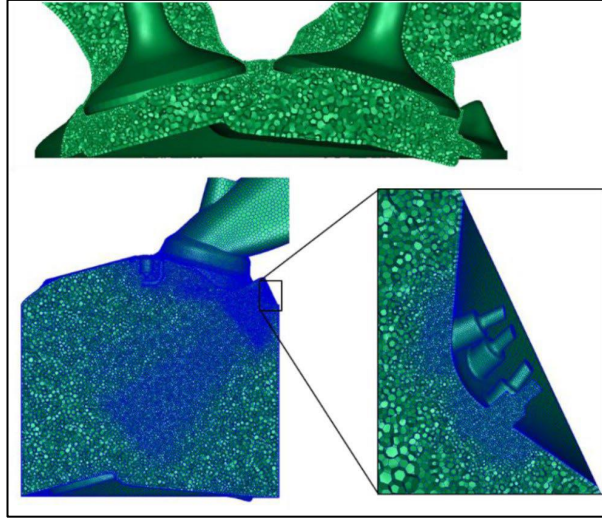
Püskürtme çalışmalarında RNG-k- ϵ türbülans modelini kullanmış olup ağ sayısının etkisi, çözüm aşamasındaki zaman adımının ('timestep') etkisi ve ağ yapısında enjektör gövdesinin karışım oluşumu üzerine etkisine bakmak için enjektör gövdesinin ayıklanmadan/meshlenmeden analizler yapmıştır. Püskürtme prosesini analiz etmek ve nümerik hesaplamaları gerçekleştirmek amacıyla Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor (KH-RT) hibrid parçalanma modeli ile Reitz-Diwakar (RD) parçalanma modelini karşılaştırmalı olarak vermiştir. Ayrıca, KH-RT ve RD parçalanma model parametrelerini değiştirerek nüfuziyet miktarı ve Sauter Ortalama Çapı (SMD) gibi püskürtmeyi karakterize eden kavramlara olan etkilerini incelemiştir. Çalışması neticesinde KH-RT hibrid parçalanma model parametrelerinden biri olan B1 sabiti değerinin artışıyla parçalanma prosesinin daha zayıflayacağı dolayısıyla Sauter ortalama çapında artış ve sıvı yakıtın penetrasyon miktarının artacağı belirtmiştir (Şekil 2.24 a, c). Yine, C3 parametresinin artışıyla beraber enjeksiyonun başlamasından çok kısa bir süre sonra bile SMD azalma olduğunu dolayısıyla da penetrasyon miktarında azalma olacağını belirtmiştir (Şekil 2.24 b, d). Ancak, analizler neticesinde püskürtme prosesi üzerine C3 parametresinin etkisi B1 parametresinden daha fazla olduğunu belirtmiştir. Enjektör gövdesinin püskürtme prosesi üzerine olan etkisinin az olduğunu ortaya koymuştur. Çözüm için zaman adımı olarak orta büyüklükte olan 0,0025 ms ile en düşük olan çözüm adımı 0,001 ms sonuçları çok etkilemediğini bu yüzden çözüm süresini daha kısa olan 0,0025 ms belirlenebileceğini rapor etmiştir. Reitz-Diwakar parçalanma modelinde, C_{b1} ve C_{s2} model parametrelerinin artışıyla beraber parçalanma prosesinin zayıfladığını dolayısıyla da daha uzun penetrasyon derinliğininin oluştuğu sonucuna varmıştır.



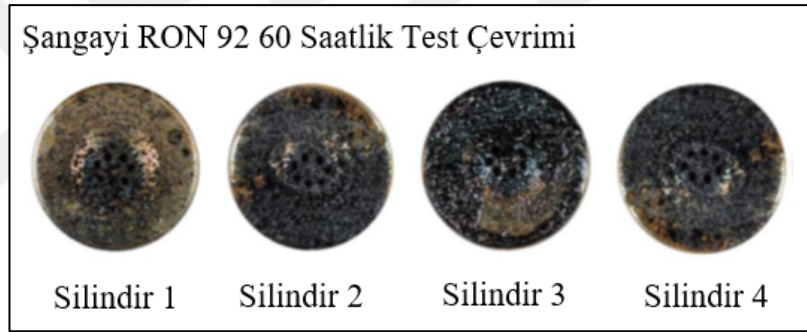
Şekil 2.24. a) B1 parametresinin penetrasyon üzerine etkisi b) C3 parametresinin penetrasyon üzerine etkisi c) B1 parametresinin SMD üzerine etkisi d) C3 parametresinin SMD üzerine etkisi (Wang 2018’den değiştirilerek alınmıştır)

Karaya ve ark. (2018) GDI bir motorda enjektör deliğinin konumu ve delik çapının karışım oluşumu üzerine etkisini CONVERGE CFD analiz programıyla incelemişler. İlk dört durum için enjektör delik oryantasyonu değiştirilirken enjektör çap değerini sabit tutmuşlardır. Ardından eş durumlu oryantasyonlar için delik çapını değiştirmiş ve bu değişimlerin yanma odası içindeki yakıt-hava karışımına olan etkisine bakmışlardır. Daha sonra ise enjektör konumu orijinal konuma göre 10 mm değiştirilip yukarıda bahsedilen durumlar tekrarlanmış ve tüm bu değişkenlerin motor emisyon ve performans karakteristiğine olan etkisini incelemişlerdir. Karışım oluşumunun buji civarında krank mili açısına bağlı olarak hava fazlalık katsayısının tersi olan ‘eşitlik oranı (equivalence ratio)’ değişimini, kademeli dolgu veya homojen dolgu durumu için en uygun durumları belirlemişler. GDI motor emisyonları (NO_x , HC oluşumu gibi), ortalama efektif basınç, ısı salınım oranı, silindir içi sıcaklık, yanmanın tamamladığı krank mili açısına olan etkisi incelenmiştir.

Fischer ve Thelliez (2018) çalışmalarında GDI motorlar için giderek daha bir sorun haline gelen partikül emisyon regülasyonları motor üreticilerini ve enjektör geliştiricilerini zorladığını belirtmiş, egzoz sistemlerinde GPF ('Gasoline Particul Filter') kullanılmasına rağmen direkt motor çıkışında egzoz gazında kirletici emisyonların azaltılması gerektiğini böylece pahalı egzoz gazı müdahale edici sistemlerin kullanılmasının azaltılabileceğini vurgulamışlardır. Yaptıkları motor testlerinde enjektörde depozit birikiminden dolayı partikül emisyonlarının % 200 gibi oldukça yüksek oranda bir artış gözlemlenmiştir. Enjektör uç bölgesinde oluşan kurumu optimize etmek için çok fazlı enjektör simülasyonlarının da dahil edildiği, cidar film modeliyle birleştirilen püskürtme simülasyonu gibi bir dizi aracı kullanmışlardır (Şekil 2.25, Şekil 2.26). İlk olarak 3D-X Ray yöntemiyle enjektör nozzulundaki akış incelenmiş ardından Enjektör ucu ve havşa üzerinde yakıt çarpışmasını simüle eden bir cidar film modülü ile 'Lagrangian' püskürtme simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Düşük enjeksiyon basınçlarında ve enjektör nozzul girişindeki yuvarlatılmış kenarda hidro-erozif aşınmadan dolayı enjektör uç bölgesindeki yakıtın cidar film kalınlığını arttırdığını tespit etmişlerdir. Püskürtme boyunca yüksek hızlı kamerayla ölçümler yapmış simülasyonlar ile sonuçlarını doğrulamışlardır. Son olarak, motor 3000 dev/dak-10 bar ortalama efektif basınç çalışma koşullarında test etmişlerdir. 720 KMA° boyunca enjektör nozzul geometrisini de dahil ederek simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Dolgu hareketi, enjektör ve yakıt sıcaklığı gibi parametreleri değiştirerek enjektör ucunda meydana gelen yakıt cidar film kalınlığını azaltma ve yakıtın buharlaşmasını geliştirmek için araştırmalar yapmışlardır. Yakıt ve enjektör sıcaklığının artması enjektör uç bölgesinde meydana gelen cidar film kalınlığının azaltılması yönünde olumlu etkilediğini keşfetmişlerdir. Son olarak, benzinin destilasyon eğrisi temel alınarak çok bileşenli yakıtların analizlerini gerçekleştirmiş, ıslak enjektör uç bölgesinin kalınlığı tahmininde bulunmuşlardır.



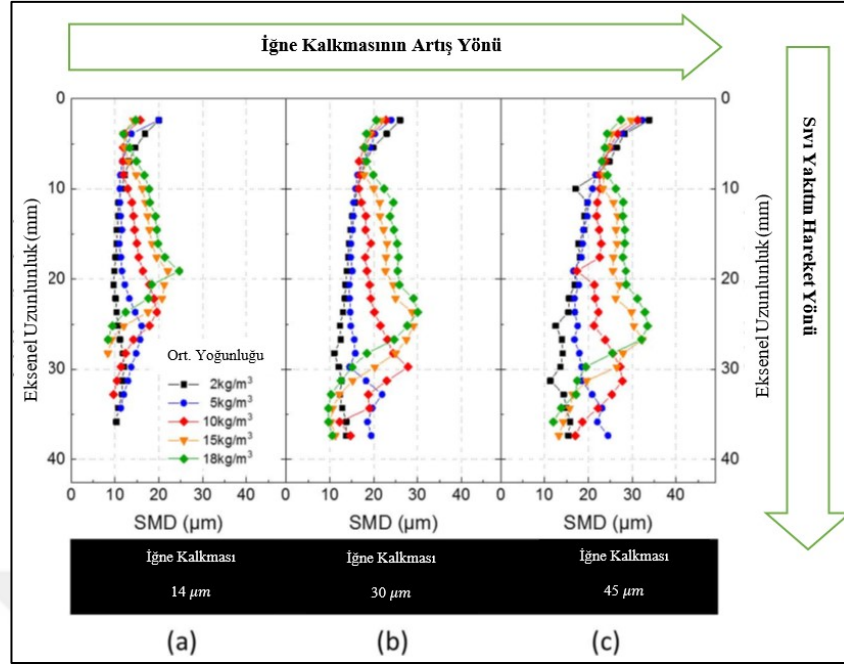
Şekil 2.25. Silindir geometrisi ve enjektör bölgesinin detaylı ağ yapısı (Fischer ve Thelliez 2018'den alınmıştır)



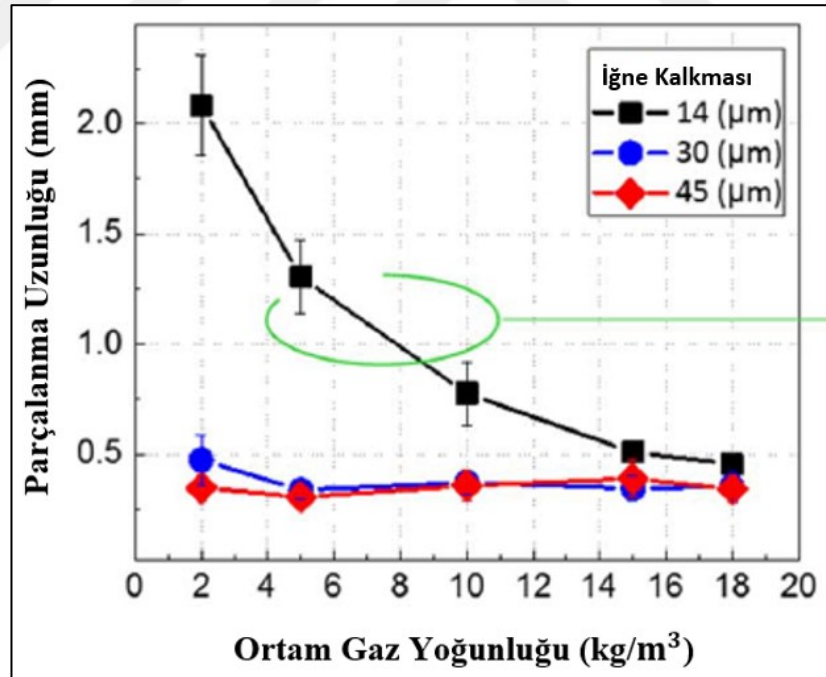
Şekil 2.26. Altmış saatlik çalışma sonrası enjektör meme uçlarında biriken depozitler (Fischer ve Thelliez 2018'den değiştirilerek alınmıştır)

Jeon ve Moon (2018) dışa doğru açılan içi boş koni püskürtme yapabilen direkt püskürtmeli benzinli motor enjektörü kullanarak silindir içi ortam yoğunluğunun sıvı jetin parçalanması ve bölgesel damlacık boyutu dağılımı üzerine etkisini X-ray ve Mie-saçılma görüntüleme teknikleri kullanarak araştırmışlardır. Ortam yoğunluğunun etkisini sıvı jet kalınlığının değişiminin yanı sıra başlangıç akışındaki türbülansın değişimine neden olan üç farklı iğne konumuna göre gerçekleştirmişlerdir. Araştırmaları neticesinde elde ettikleri bulgular göstermiştir ki enjektör deliği içinde başlangıçta dalgalı bir akışın mevcudiyetinden dolayı daha yüksek miktarda enjektör iğnesinin kalkması daha çok ön türbülansı arttırmış ve parçalanma uzunluğunu kısalttığını ortaya koymuşlardır. Düşük iğne kalkma miktarında ($14 \mu\text{m}$) akış düzgün iken, ortam basıncındaki artış yakıt-hava

arasındaki kayma kuvvetini arttırdığından dolayı yakıtın parçalanma uzunluğunu kısaltmış; ancak, yüksek iğne kalkma miktarında ($45 \mu\text{m}$) ön türbülans fazla iken, parçalanma uzunluğu ortam yoğunluğundan dikkate değer bir oranda etkilenmemiş olduğunu belirtmişler (Şekil 2.27). Ortam yoğunluğunun artışıyla, enjektör meme ucuna yakın bölgelerde aerodinamik kuvvelerin artmasından dolayı sıvı jeti olumlu yönde etkilendiğini fakat daha büyük sürüklenme/direnç kuvvetinin yakıt demetin daha hızlı bir şekilde yavaşlamaya zorladığını, dolayısıyla da enjektör meme ucuna daha yakın bölgede atomizasyonun gerçekleşmesiyle sonuçlandığını rapor etmişlerdir (Şekil 2.28). Ayrıca, daha yüksek ortam yoğunluklarında püskürtme atomizasyonunun daha hızlı bir şekilde sona ermesi, aşağı yönde daha büyük damlacık boyutlarının oluşmasına neden olduğunu belirtmişlerdir. Püskürtme ucunun yakınındaki 'sprey-vorteks' etkileşim bölgesinde, damlacık boyutunda ani bir artış belirlenmiştir. Vorteks akışından yeniden sürüklenen küçük yakıt damlacıkları bu bölgedeki sıvı damlacıklarıyla çarpışıp birleştiğini belirtmişlerdir. Ortam yoğunluğundaki artış, güçlendirilmiş girdap hareketi ve daha yüksek sıvı damlacıkları konsantrasyonuna bağlı olarak püskürtme-girdap etkileşim bölgesinde damlacık boyutunun muhtemel artmasına sebep olduğunu, içi boş koni spreylere için bölgesel/yerel damlacık boyutu dağılımı üzerinde çevre yoğunluğu etkileri, büyük ölçekli vorteks akışının mevcudiyetine bağlı olarak, delik tipi nozül spreylere kıyasla daha belirgin olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 2.27. İğne kalkma miktarına bağlı olarak püskürtme demetine ait penetrasyon ve yakıt damlacıklarının SMD değişimi (Jeon ve Moon 2018'den değiştirilerek alınmıştır)



Şekil 2.28. Ortam yoğunluğuna bağlı olarak sıvı jetin parçalanma uzunluğu değişimi (Jeon ve Moon 2018'den değiştirilerek alınmıştır)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. İğnesi Dışarı Doğru Açılan Enjektör ve Teknik Detayları

Yakıt besleme sistemi, direkt püskürtmeli benzin motorlarında hayati öneme sahiptir. Yakıt besleme sistemi elemanlarından olan enjektörler karışımın oluşumuna direkt olarak etki eder ve karışım oluşumunu belli bir kalitede olmasını sağlar. Enjeksiyon sisteminin görevi çok kısa bir zaman diliminde yeterli buharlaşmayı sağlayacak kadar yüksek dereceli atomizasyon oluşturmak bunun yanında enjekte edilen yakıtın silindir cidarlarına teması olmayacak kadar da püskürtme nüfuziyeti sağlamaktır. İstenilen bu özellikleri sağlayabilen ve günümüzde modern püskürtme yönlendirmeli benzinli motorlarda kullanılan iğnesi dışarı doğru açılan (yanma odasına/silindir içersine açılan) tip enjektörlerdir. Düşük basınçlı porta püskürtmeli enjektörler ortalama ~3-5 bar civarında püskürtme yapabilmektedir (Cardosa 2011). Bu tip enjektörlerin aksine iğnesi dışarı doğru açılan piezo elektrik tetiklemeli enjektörler ise 350 bar gibi çok daha yüksek basınçlara erişebilmektedir (Yamaguchi ve ark. 2019).

Bu enjektöre ait özellikler Çizelge 3.1’de verilmiştir. Ayrıntılı bilgi için Heinstejn ve ark. (2013), Breitbach ve ark. (2013) ve Altenschmidt ve ark. (2005) kaynaklarına bakınız.

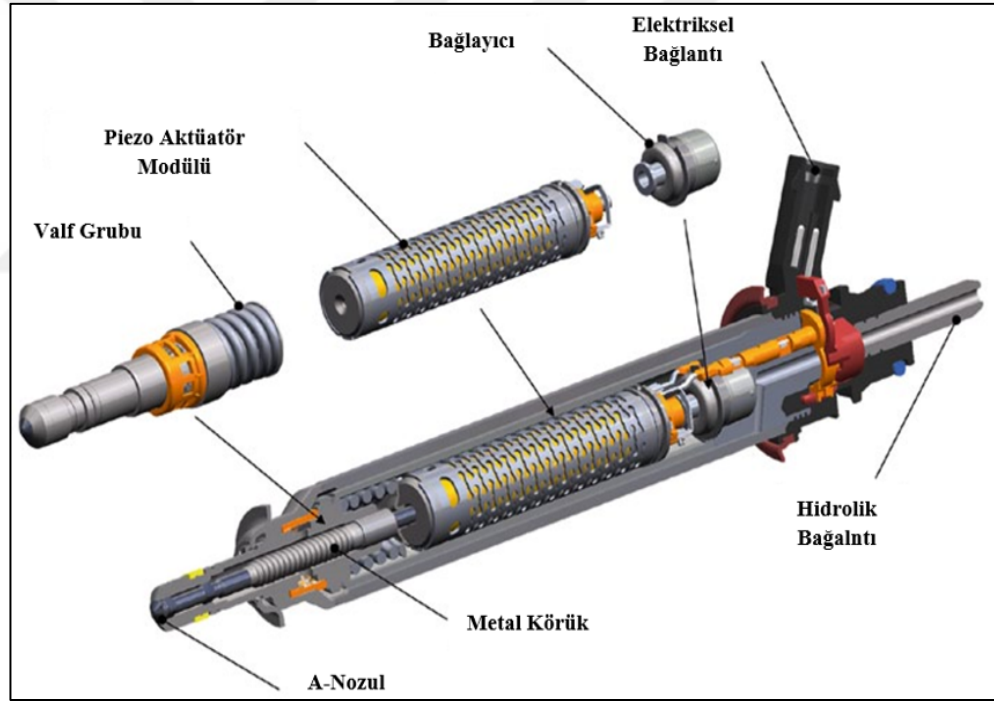
Çizelge 3.1. İçi boş koni tip püskürtme yapabilen piezoelektrik tetiklemeli enjektöre ait teknik özellikler (Breitbach ve ark. 2013’den alınmıştır)

Tanımlamalar	Değer
İğnenin aktivasyonu	Direkt
Yakıt Demeti Açısı	85±5 (ideal 85,9)
Ardıl tetiklemeler arasındaki yakıt demeti açısının değişimi	±1
Ortam basıncından etkilenme	< % 4°
Damlacık boyutu (Sauter Ortalama Çapı)	10–15 µm
Nüfuz	< 30 mm
Sistem basıncı	20 MPa
İğne kalkma mesafesi	≤ 35 µm

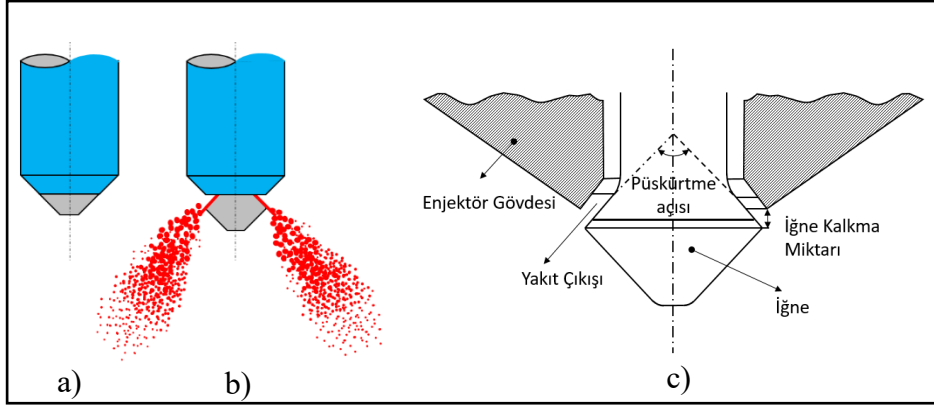
Çizelge 3.1. İçi boş koni tip püskürtme yapabilen piezoelektrik tetiklemeli enjektöre ait teknik özellikler (Breitbach ve ark. 2013'den alınmıştır) (devam)

Dinamik Debi	34,5 mg/lift $t_i = 1$ ms
İğne kısmi kalkma mesafesi	$\geq 10-35 \mu\text{m}$
Enjeksiyon süresi	70-5 000 μs
Çoklu Püskürtme	≤ 5 enjeksiyon/çevrim
Bekleme Süresi	$\geq 50 \mu\text{s}$
Dojajlama aralığı	0,5-150 mg/enjeksiyon

Enjektöre ait alt ana parçalar Şekil 3.1'de, enjektör meme geometrisi ve iğne yapısına ait görseller Şekil 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.1. İğnesi dışarı doğru açılan piezoelektrik tetiklemeli enjektörün kesit ve önemli ana alt parçaları (Breitbach ve ark. 2013'den değiştirilerek alınmıştır)



Şekil 3.2. İçi boş koni püskürtme yapan enjektörün iğne yapısının şematik gösterimi; (a) Kapalı konumdaki iğne, (b) Açık konumdaki iğne ve (c) İğne gövdesi kesiti

3.2. Matematiksel Modelleme

Günümüzde fen ve mühendislik alanında matematiksel modelleme temelli hesaplama yöntem ve metotları hızla gelişmekte ve yaygınlaşmaktadır. Mühendisler ve araştırmacılar bu metotların geliştirilmesinde kilit roller üstlenmekle kalmayıp ayrıca bilgisayar destekli mühendislik yazılımlarını aktif ve etkin olarak kullanmaktadırlar. Bu yazılımların temelinde ise matematiksel olarak ifade edilen bir fiziksel olay/fenomene ait denklem/denklem takımlarının çözümü yer almaktadır. Ancak; çözümü zor, zahmetli ve herhangi bir adımda yapılacak hatanın yanlış sonuçların alınmasına neden olabilecek kadar karmaşık işlemlerdir.

Bilgisayar destekli tasarım ve analiz bir ürünün henüz fiziksel olarak üretilmeden üründen beklenen performansı karşılayıp karşılayamayacağını bilgisayar ortamında hesaplayarak üründe gerekli iyileştirmeler yapmamızı sağlar. Ürünün performansını etkileyen parametreleri çeşitli kombinasyonlarla deneyerek ürünün performansı üzerine etkili parametre ve bu parametreler içinden de daha etkili olan parametre belirlenebilir. Yapılan değişikliklerle daha etkili olan parametreler için deney düzenekleri kurularak oluşturulan matematiksel modelden de elde edilen sonuçlar, doğrulama işlemi sayesinde daha az sayıda deney ve prototip üretimi yapılmış olur. Böylece hem zaman hem de daha az prototip üretimiyle maliyetler oldukça düşürülmüş olur.

Matematiksel modellemenin temelinde tasarımı yapılan ürün üzerinde basit mühendislik hesaplamalarının yetersiz kalması dolayısıyla da karmaşık bir tasarım için hesaplamaların gerçekleştirilememesi yatar. Bu noktada karmaşık forma sahip olan geometrik model dikdögen, dört yüzlü, prizma, küp gibi bilindik geometrik elemanlara bölünerek (mesh/ağ) bu elemanlar üzerinden işlem yapmamızı sağlar.

Akışkanlar mekaniğinin en önemli temel denklemi olan ve genel bir çözümü olmayan Navier-Stokes denklemini bir problem için uygularken o problemi kapsayan bir domain/hacim belirtilmelidir. Çünkü; sonlu hacimler metodu kullanılarak Navier-Stokes denklemi çözümlenmektedir. Ancak, diğer yöntemler ile de çözüm sağlanabilir fakat bu denklemin çözümü sonlu hacimler metodu kullanılarak gerçekleştirilmesi daha uygun ve daha hızlı yakınsama sağlaması nedeniyle bu yöntem ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımında tercih edilmektedir. Bu hacim ise kullanıcı tarafından belirlenir. Problem için oluşturulan domain/hacim matematiksel işlemler yapılabilmesi için sonlu küçük hacimlere ayrılarak problem için belirlenen sınır değerler ile çözümü gerçekleştirilir.

Bu bölümde yapılan çalışmada gerekli kabuller ve değerler anlatılacaktır. Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak yakıt demeti modellenmiş ve ardından silindir içi karışım oluşumu incelenmiştir.

3.2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi

Akışkanların hareketini içeren mühendislik sistemlerinin tasarım ve analizi için iki temel yaklaşım vardır: bunlar deney ve hesaplamadır. Bu yaklaşımlardan ilki olan ve tipik olarak, rüzgar tünellerinde veya benzeri tesislerde test edilen modellerin inşasını içerirken, ikincisi, analitik olarak veya hesaplama yoluyla diferansiyel denklemlerin çözümünü içerir. Bu bölümde, bir bilgisayar (veya daha yakın zamanlarda, paralel çalışan birçok bilgisayar) aracılığıyla akışkana ait akış denklemlerinin çözümünü benimsemiş çalışma alanı olan hesaplamalı akışkanlar dinamiğine (HAD) kısa bir giriş yapılacaktır. Modern mühendislik sistemlerinde hem deneysel hem de CFD/HAD analizleri birbirini tamamlar. Örneğin, mühendisler kaldırma, sürüklenme, basınç düşmesi veya güç gibi

deneysel olarak global özellikler elde edebilir, ancak kesme alanı, hız ve basınç profilleri gibi akış alanı hakkında ayrıntılı bilgi elde etmek için CFD/HAD'ı kullanabilirler. Ayrıca; deneysel veriler, genellikle hesaplama ve deneysel olarak belirlenen global nicelikleri eşleştirerek CFD çözümlerini doğrulamak için kullanılır. CFD daha sonra dikkatlice kontrol edilen parametrik çalışmalar vasıtasıyla tasarım döngüsünü kısaltmak ve böylece gerekli deney sayısını azaltmak için kullanılır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin şu anki durumu, laminer özellikteki akışları kolaylıkla çözebilmektedir. Fakat türbülanslı akış durumundaki pratik mühendislik uygulamalarında türbülans modellerini olmaksızın çözmek imkansızdır. Ne yazık ki, genel bir türbülans modeli mevcut değildir. Türbülanslı bir CFD/HAD çözümü sadece uygulanan türbülans modelinin uygunluğu kadar iyidir. Bu sınırlamaya rağmen, standart türbülans modelleri birçok pratik mühendislik problemi için makul sonuçlar vermektedir (Çengel ve Cimbala 2008)

Literatürde pek çok türbülans modeli mevcuttur. Bu modellerin hepsinin sınırlaması ve modelleme yeteneklerinin etkin olduğu tip problemler mevcuttur. Bu noktada ise mevcut probleminin iyice özümseyip analiz edildikten sonra problemi doğru olarak modelleyen tip türbülans modelini seçmek gerekmektedir. NASA tarafından geliştirilen özellikle de uçak veya benzeri hava araçlarının kanat profilleri için oldukça doğru, hassas ve hızlı çözüm sunan Spalart-Allmaras türbülans modeli örneği verilebilir (<https://turbmodels.larc.nasa.gov/spalart.html>, erişim tarihi: 08.07.2018).

Sayısal simülasyonlar, deneyler ve teorik analizler ile birlikte, bilim ve mühendislikte araştırma ve geliştirmeyi desteklemek için sıklıkla bir araç olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD/HAD) kullanılmaktadır. Simülasyonların kullanımı, bilgisayarların geliştirilmesi ve geniş çaplı kullanılabilirliği ile popüler hale gelmiştir. Sayısal hesaplamalar hız, güvenilirlik ve maliyet gibi pek çok açıdan deneylerden daha avantajlı olduğundan, endüstride yaygın kabul görmektedir. Simülasyonlar aynı zamanda temel araştırmalarda da önemli bir araç haline gelmiştir, çünkü deneysel ölçümlerle veya teorik olarak çalışmanın zor olabileceği karmaşık olayları analiz edebilme yeteneğine sahiptir. Bu eğilimlere dayanarak, hesaplamalı kelimesi hesaplamalı fizik ve hesaplamalı kimya gibi çeşitli alt disiplinlerde günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır (Çengel ve Cimbala 2008).

Sayısal benzetimler ve çeşitli benzetim algoritmalarının geliştirilmesi hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD/HAD) olarak bilinen çalışma alanıyla ilgilidir. Aşağıda belirtilen çalışma alanlarında hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulanabilir. Bunlar:

- Uçak, gemi, tren ve otomobilleri saran akış ortamı
- Uçak motorları, türbin (Pelton, Francis, Uskur&Kaplan) ve pompa gibi turbo makineler
- Biyomedikal ve biyolojik akışlar (damar içinde akan kan veya mikro kanal akışı)
- Çevresel akış (hava kirliliği, termik santrallerden yayılan buhar ve kirleticilerin ulaşabileceği maksimum yükseklik ve etki alanı), inşaat mühendisliği ve mimarı tasarımlarda (Gökdelenlere etki eden rüzgar yükü)
- Astrodinamik, hava tahmini ve okyanus bilimi gibi büyük ölçekli akışlarda (Large-scale flows)

Yukarıda bahsedilen uygulamalarda akışkan özellikleri, dış kuvvetler ve geometrik sınırlamalardan ortaya çıkan karmaşık fiziksel olaylardan dolayı genellikle analitik olarak hesaplamak neredeyse imkansızdır. CFD analizlerinde ise akışkan fiziği bilgisayarların kullanımıyla akış alanında tekrarlanan ve alanı yöneten denklemler nümerik olarak çözümlenerek analiz ve tahminde bulunur (Çengel ve Cimbala 2008).

Genellikle akış alanında, kütle momentum ve enerji korunumunun olduğu sürekli bir ortam gibi düşünülebilir. Mühendislik uygulamalarında kullanılan pek çok akışkan arasında yaygın kabul görmüş güçlü ilişkiler mevcuttur. Kimyasal reaksiyonlar veya faz dönüşümleri için gerekli denklemler veya gazların durum denklemleri ayrıca çözüm için ihtiyaç duyulduğunda denklem sistemine dahil edilir. Simülasyonların amacı gerçek akışı doğru olarak modellemek ve uygun başlangıç ve sınır şartları altında türetilen denklemleri nümerik/sayısal olarak çözmektir. Simülasyonlarda/analizlerde akış alanı ayrıklaştırılmış

geometrinin herbir düğüm noktasındaki hız, basınç, yoğunluk ve sıcaklık gibi değişkenlerce temsil edilir. Bu değişkenlerin değişimi akışkanın fizliğini temsil eder (Çengel ve Cimbala 2008).

Ayrık noktalar üzerindeki sürekliliği temsil etmesinden dolayı, her zaman bir benzetimin fiziksel doğru bir şekilde yeniden üretilip üretilmediği sorusu vardır. Simülasyon metodolojisi, deneysel ölçümlere veya teorik çözümlere karşı doğrulandığında, yalnızca güvenilir sayısal çözümler elde edebiliriz. Bu tür doğrulanmış yöntemin kullanımı, uygulanabilir aralıktaki parametrelerle sınırlı olmalıdır. Tasarım alanlarında ve temel araştırmalarda sayısal dinamiklerle sayısız başarı elde edilirken, yaygın olarak uygulanabilir ve daha sağlam olan doğru simülasyon yöntemlerinin geliştirilmesi gelecekte de devam edecektir (Kajishima ve Taira 2017).

Akışkanların Hareket Denklemleri

Serbest yüzey etkileri olmayan, viskoz, sıkıştırılmaz Newton tipi akışkanın daimi laminer akışı için hareket denklemleri aşağıda verilmiştir. Bunlardan en önemlisi ve ilk denklemi süreklilik denklemi,

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (3.1)$$

Denklem 3.1'de ∇ (del) operatörü genel şekilde ifade edilmiş olup bu genel ifade Denklem 3.2'de verilmiştir.

$$\vec{\nabla} = \left(\frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} \right) \quad (3.2)$$

Vektörel hız ifadesi \vec{V} olan ise kartezyen koordinat sisteminde u, v, w bileşenlerine ayrılır.

Bir diğer önemli ve akışkanlar mekaniğinin temel denklemi Navier-Stokes denklemidir.

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla}) \cdot \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla P' + \mathfrak{G} \nabla^2 \vec{V} \quad (3.3)$$

Daha doğru ifade etmek gerekirse, bkz. Denklem 3.1 kütle korunum denklemi, Denklem 3.3 ise hesaplama bölgesi boyunca lineer momentumun transferini temsil eden transport denklemdir. Bkz. Denklem 3.1 ve Denklem 3.3'de V akışkanın hızını, ρ yoğunluğunu, \mathfrak{G} kinematik viskozitesini gösterir. Serbest yüzey etkilerinin olmaması, değiştirilmiş basınç P' kullanılmasına ve böylelikle Denklem 3.3'den yerçekimi teriminin çıkarılmasına imkan verir. Bkz. Denklem 3.1 skaler bir denklem iken, Denklem 3.3 ise vektörel bir denklemdir (Cengel ve Cimbala 2008).

Bkz. Denklem 3.1 ve Denklem 3.3 ρ ve \mathfrak{G} 'nin sabit olduğu varsayılarak sadece sıkıştırılmaz akışkanlara uygulanır. Kartezyen koordinatlardaki üç-boyutlu akış için dört bilinmeyenli (u , v , w ve P'), dört bağlı-diferansiyel denklemden oluşur (Cengel ve Cimbala 2008).

'Süreklilik Denklemi', 'X-Momentum Denklemi', 'Y-Momentum Denklemi' ve 'Z-Momentum Denklemi' sırasıyla Denklem 3.4, Denklem 3.5, Denklem 3.6 ve Denklem 3.7'de verilmiştir.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

X-Momentum Denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial x} + \mathfrak{G} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.5)$$

Y-Momentum Denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.6)$$

Z-Momentum Denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.7)$$

Sıvıların akışı hemen hemen her zaman sıkıştırılmaz kabul edilebilir. Ayrıca çoğu gaz akışları için, yeterince düşük Mach ($Ma < 0,3$) sayılarında gaz neredeyse sıkıştırılmaz akışkan olarak davranır (Çengel ve Cimbala 2008).

Modellemede Sınır Şartları

Farklı iki HAD çözümü için hareket denklemleri, hesaplama alanı hatta ağ yapısı aynı olsa bile, modellenen akış tipine uygulanan sınır şartlarına göre çözümün sonucu değişir. Bunun nedeni ise lineer olmayan kısmi diferensiyel tip bir denklem olan Navier-Stokes denkleminin genel bir çözümü olmayıp belirtilen sınır şartları altında farklı sonuçlar vermesinden kaynaklanır. Bu da problemin tipi için uygun sınır şartlarının belirlenmesinin direkt olarak problemin sonucuna etki ettiğini gösterir. Pek çok çeşitli sınır koşulları mevcuttur. Bunlardan en bilinenler sonraki başlıklar altında listelenmiştir ve kısaca açıklanmıştır (Çengel ve Cimbala 2008). Bu isimler, Ansys/FLUENT programı tarafından kullanılanlardır. Diğer CFD kodları (Star-CD, Converge, KIVA, OpenFOAM vs) farklı terminoloji kullanabilir ve sınır koşullarının detayları farklı olabilir. Verilen açıklamalarda, üç boyutlu akışa işaret eden yüz veya düzlem kelimeleri kullanılır. İki boyutlu bir akış için, yüz/düzlem için çizgi kullanılmaktadır (Çengel ve Cimbala 2008).

Cidar Sınır Şartları

En basit sınır şartı, cidar sınır şartıdır. Akışkan bir cidardan geçemeyeceğinden, duvara göre normal hız bileşeni, sifira ayarlanır. Ayrıca, kaymama koşulu nedeniyle, genellikle sabit bir cidardaki teğetsel bileşenini de sifir olarak ayarlanır. Eğer enerji denklemi çözüme dahil edilirse ya cidar sıcaklığı ya da cidardaki ısı akısı tanımlanmalıdır. Türbülans transport denklemlerin çözüleceği bir türbülans modeli çözülecekse bu durumda cidar pürüzlüğün tanımlamaya ihtiyaç duyulabilir. Çünkü, türbülans sınır tabakası cidarın pürüzlülüğünden ciddi oranda etkilenir. Ek olarak, kullanıcılar pek çok türbülans cidar davranışları arasından uygun cidar davranış modelini de seçmelidirler. Neyse ki pek çok ticari HAD yazılımları birçok uygulamalar için türbülanslı akışı da içeren seçenekleri varsayılan olarak sunmaktadır (Çengel ve Cimbala 2008).

İç/Dış Akışta Sınır Şartları

Akışkanın hesaplama alanına girdiği (içe akış) veya etki alanını (dışarı çıkış) terk eden sınırlarda birçok seçenek vardır. Bunlar genellikle hız-belirlenmiş şartlar ya da basıncı-belirlenmiş koşullar olarak kategorize edilir. Bir hız girişinde, giriş akışı boyunca gelen akışın hızını belirleriz. Enerji ve/veya türbülans denklemleri çözülmüşse, gelen akışın sıcaklık ve/veya türbülans özelliklerinin de belirtilmesi gerekir (Çengel ve Cimbala 2008).

Bir basınç girişinde, giriş yüzeyindeki toplam (statik+dinamik basınç) basıncı belirtiriz (Basıncı bilinen bir tanktan hesaplama alanına giren akış veya ortam basıncının bilindiği durum örnek olarak verilebilir.). Bir basınç çıkışı ise pek çok durumda atmosferik basınca eşit olup (sifir etkin basıncı) çıkış yüzeyindeki statik basınç olarak belirtiriz. Mesela ortam havasına açılan bir ses altı egzoz çıkışının dışındaki atmosferik basınç. Sıcaklık gibi akışkana ait özellikler ve türbülans özellikleri ayrıca basınç giriş ve çıkışları da tanımlanabilir. Bununla beraber son durum çıkış boyunca ters akışın istenmediği durumlarda kullanılmaz. Bir basınç çıkışındaki ters akış, yeterince büyük/geniş olmayan bir hesaplama domaininde genellikle görülür. Eğer CFD kodu çözüm esnasında çözüm

adımlarında sürekli ters akış uyarısı veriyor ise hesaplama hacmi (domain) genişletilmelidir (Çengel ve Cimbala 2008).

Hız girişinde basınç belirtilmez çünkü bu durumda denklem matematiksel olarak aşırı tanımlı hale gelmiş olur. Zira akışkana ait denklemlerde hız ve basınç birleştirilmiş/bağımlıdır. Dahası, bir hız girişindeki basınç kendini akış alanının geri kalanıyla eşleşecek şekilde ayarlar. Benzer şekilde, bir basınç girişinde veya çıkışında hız belirtilmez, çünkü bu da matematiksel aşırı bir tanımlamaya neden olur. Aksine, basınçla belirlenmiş bir sınır koşulundaki hız kendini akış alanının geri kalanıyla eşleşecek şekilde ayarlar (Çengel ve Cimbala 2008).

Hesaplama alanının bir çıkışındaki diğer bir seçenek, dışarı akış sınır koşuludur. Dışarı akış sınırında, akış ait özellikler belirtilmez; bunun yerine, hız, türbülans miktarları ve sıcaklık gibi akış özellikleri, dışarı akış yüzüne dik yönde sıfır gradyenlere sahip olmaya zorlanır. Örneğin çıkıştaki akışta, akış tam gelişmiş olacak şekilde bir kanal yeterince uzunsa, bu durumda dışarı akış sınır şartı uygun olacaktır; çünkü çıkış yüzüne dik yönde hız değişmez. Eğer akış hala gelişiyor, ancak çıkıştaki basınç biliniyorsa, bu durumda basınç çıkışı sınır şartı, dışarı akış sınır şartından daha uygun olacaktır. Dönümlü akışlarda, dışarıya akış sınır şartı basınç çıkışı şartına çoğunlukla tercih edilir, çünkü girdap hareketi bir basınç çıkışı ile kolayca ele alınamayacak radyal basınç gradyenlerine yol açar. Basit bir HAD uygulamasındaki yaygın bir durum, hesaplama bölgesi sınırının bazı kısımları boyunca bir veya daha fazla sayıda hız girişleri, sınırın diğer kısımlarında ise bir veya daha fazla sayıda basınç çıkışları veya dışarı akış ve hesaplama bölgesinin geriye kalan geometrisini tanımlayan çeperler belirtmektir (Çengel ve Cimbala 2008).

Son olarak, sıkıştırılabilir akış simülasyonları için giriş ve çıkış sınır şartları, Riemann değişmezlerinin ve içeri giren/dışarı çıkan dalgalarla ilgili karakteristik değişkenlerin de işin içine girmesiyle daha da karmaşık bir hal alır. Neyse ki çoğu HAD yazılımlarının sıkıştırılabilir akışlar için basınç uzak alanı sınır şartı vardır. Bu sınır şartı, girişteki Mach sayısını, basıncı ve sıcaklığı belirtmek için kullanılır. Aynı, sınır şartları bir çıkışta da uygulanabilir, akış hesaplama bölgesinden çıkarken, çıkıştaki akış değişkenleri bölge

içerisinden ekstrapolasyon edilir. Yine belirtmelidir ki çıkışta ters akış olmadığından emin olunmalıdır (Çengel ve Cimbala 2008).

Çeşitli Sınır Şartları

Hesaplama bölgesinin bazı sınırları ne çeper ne de giriş veya çıkıştır. Bunlardan ziyade bir tür simetriyi veya periyodikliği yerine getirir. Örneğin, şeklin tekrarlaması söz konusu olduğunda periyodik sınır şartı kullanışlıdır. Periyodik sınırın bir yüzü boyunca olan akış alanı değişkenleri, aynı şekle sahip ikinci bir yüze (ve çoğu HAD yazılımlarında ayrıca özdeş yüz ağına) sayısal olarak bağlanır. Böylece birinci periyodik sınırdan ayrılan (sınırı geçen) akış özellikleri (hız, basınç, sıcaklık vb.) aynı olan ikinci periyodik sınıra giriyor (sınırı geçen) gibi hayal edilebilir. Periyodik sınır şartları daima çiftler halinde olur ve turbo makina kanatları arasındaki akış veya bir ısı değiştiricisinin boru demeti arasından geçen akış gibi tekrarlayan geometrileri olan akışlar için kullanışlıdır. Periyodik sınır şartları, tüm akış alanından çok daha küçük hesaplama bölgesi ile çalışma imkanı verir; böylece hesaplamalarda hızlı çözüm alınmış ve bilgisayar zorlanmamış olur (Çengel ve Cimbala 2008).

Simetri sınır şartı, akış alanı değişkenlerinin simetri düzleminin karşısında ayna görüntülerinin oluşmasını sağlar. Bir simetri sınır şartında bazı değişkenlerin tek bazılarının ise çift fonksiyonlar olarak belirtilmelerine karşın, matematiksel olarak, simetri düzlemine dik yöndeki çoğu akış alanı değişkenlerinin gradyenleri simetri düzleminde sıfır alınır. Bir veya daha fazla sayıda simetri düzlemi olan fiziksel akışlar için bu sınır şartı fiziksel akış bölgesinin bir parçasını modellememize imkan tanır ve bu suretle bilgisayar zorlanmamış olur. Simetri sınır şartları 'eş' sınırın gerekmemesi bakımından periyodik sınır şartlarından ayrılır. Buna ek olarak akışkan simetri sınırına paralel olarak akabilir; ancak simetri sınırının içinden geçemez. Oysa akış periyodik sınırdan geçebilir. Eksenel simetrik akışlarda eksen sınır şartı, simetri eksenini temsil eden bir düz kenara uygulanır. Akışkan eksene paralel olarak akabilir, ancak eksenin içerisinden geçemez. Eksenel simetrik seçeneği sadece iki-boyuttaki akışı çözmeye olanak verir. Hesaplama bölgesi basitçe xy-düzleminde bir dikdörtgendir. Simetri eksenini oluşturmak için bu düzlemin x-ekseni etrafında döndürülebileceği açıktır.

Girdaplı aksnel simetrik akışlarda ise akışkan ayrıca simetri akseni etrafındaki dairesel bir yörüngede teğetsel olarak akabilir. Girdaplı aksnel simetrik akışlar bazen dönümlü simetrik olarak nitelendirilir (Çengel ve Cimbala 2008).

Türbölanslı CFD Çözümleri

Türbölanslı akışın HAD simölasyonları, ortalama olarak akış alanının daimi olduğu durumlarda (istatistikçiler bu durumu durağan olarak nitelendirir) bile laminar akış simölasyonlarından çok daha zordur. Bunun nedeni, türbölanslı akış alanının daha ince özelliklerinin sürekli olarak daimi olmaması ve üç-boyutlu olmasıdır. Bir türbölanslı akışta tüm yönlerde türbölans girdapları adı verilen gelişigüzel, girdaplı ve çevrintili/girdaplı yapılar ortaya çıkar. Bazı HAD hesaplamaları, türbölanslı akışın tüm ölçeklerinin daimi olmayan hareketini çözmek için bir girişimin yapıldığı doğrudan sayısal simölasyon ('direct numerical simulation (DNS)') adı verilen bir teknik kullanır. Bununla birlikte en büyük ve en küçük girdaplar arasında birkaç mertebe büyüklük ve zaman ölçegi farkı vardır (Çengel ve Cimbala 2008).

Buna ek olarak, Reynolds sayısı ile birlikte bu farklar büyür ve hatta Reynolds sayısı büyüdükçe türbölanslı akışların DNS hesaplamaları daha da güçleşir. DNS çözümlerinde aşırı derecede ince, tamamen üç-boyutlu ağlar, büyük bilgisayarlar ve çok uzun CPU zamanları gerekir. Günümüz bilgisayarları ile tam ölçekli bir uçak üzerindeki akış gibi mühendislik uygulamalarındaki yüksek Reynolds sayılı türbölanslı akışlar için DNS sonuçları henüz mümkün değildir. Bilgisayarların gelişmesi günümüzde görölen bu olağanüstü hız ile devam etse bile, bu durumun birkaç on yıl daha değişmesi beklenmemektedir. Bu nedenle, yüksek Reynolds sayılı türbölanslı akış alanlarının simölasyonunu yapmak için bazı basitleştirici kabuller yapmak gerekir. DNS'nin bir altındaki seviye büyük girdap simölasyonudur (large eddy simulation veya LES). Bu yöntem ile türbölans girdaplarının büyük ölçekli daimi olmayan özellikleri çözümlür. Bu arada küçük ölçekli ve yitirgen eğilimli türbölans girdapları ise modellenir. Temel kabul küçük türbölanslı girdapların izotropik olduğudur. Yani, türbölanslı akış alanına bakılmaksızın, küçük girdapların koordinat sisteminin yerleştirilme biçiminden bağımsız olduğu ve her zaman istatistiksel olarak benzer ve tahmin edilebilir şekilde davrandığı

kabul edilir. Akış alanındaki en küçük girdapları çözme ihtiyacını ortadan kaldırdığı için LES, DNS'nin kullandığı bilgisayar kaynaklarından çok daha azını kullanır. Buna rağmen, bugünün teknolojisiyle uygulamadaki mühendislik analizi ve tasarımı için olan bilgisayar gereksinimlerin karşılanması, yine de oldukça zordur. Bundan daha düşük zorluk seviyesi, bazı türbülans modelleri ile tüm daimi olmayan türbülans girdaplarını modellemektir. Hiçbir türbülans girdabının, hatta en büyüklerinin bile daimi olmayan özelliklerini çözmek için bir girişimde bulunulmaz. Bunun yerine türbülans girdaplarının yol açtığı artan karışım ve difüzyonu dikkate almak için matematiksel modeller kullanılır. Bir türbülans modelini kullanırken daimi Navier-Stokes denklemi, Reynolds-ortalama Navier-Stokes (Reynolds-averaged Navier-Stokes/RANS) denklemi adı verilen denklemle yer değiştirilir. Daimi (durağan), sıkıştırılmaz ve türbülanslı akış için bu denklem,

$$(\vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P' + \mathfrak{g}\nabla^2\vec{V} + \vec{\nabla}(\tau_{ij,türbülans}) \quad (3.8)$$

halini alır. Bkz. Denklem 3.3 ile karşılaştırıldığında, Denklem 3.8'nin sağ tarafında türbülans çalkantılarını hesaba katan ek bir terim olan $\tau_{ij,türbülans}$ görülmektedir.

$\tau_{ij,türbülans}$ viskoz gerilme tensörü olan τ_{ij} 'ye benzer bir rol üstlendiğinden, özgül Reynolds gerilme tensörü olarak bilinir. Kartezyen koordinatlarda $\tau_{ij,türbülans}$

$$\tau_{ij,türbülans} = \begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix} \quad (3.9)$$

olarak Denklem 3.9'da ifade edilmiştir. Buradaki üst çizgi, iki adet çalkantı hız bileşeninin çarpımının zamana göre ortalamasını, üsler ise çalkantı hız bileşenlerini göstermektedir. Reynolds gerilmesi simetrik olduğundan, probleme altı tane daha bilinmeyen katılmış olur. Bu yeni bilinmeyenler, türbülans modelleriyle çeşitli şekillerde modellenir (Çengel ve Cimbala 2008).

Cebirsel, tek-denklemliler, iki-denklemliler ve Reynolds gerilme modelleri dahil olmak üzere günümüzde kullanılan birçok türbülans modeli vardır. Türbülans modellerinin en çok kullanılan üçü; $k-\varepsilon$ modeli, $k-\omega$ modeli ve $q-\omega$ modelidir. İki-denklemliler türbülans modelleri olarak anılan bu modeller, kütle ve doğrusal momentum (ve ayrıca çözülmesi gerekiyorsa enerji) denklemleri ile aynı anda çözülmesi gereken iki tane daha transport denklemi getirir. Bir türbülans modeli kullanıldığında, çözülmesi gereken ilave bu iki transport denklemi ile birlikte giriş ve çıkıştaki türbülans özellikleri için ilave iki tane daha sınır şartı belirtilmelidir. Örneğin, $k - \varepsilon$ modelinde hem k (türbülans kinetik enerjisi) hem de ε (türbülans yitim hızı) belirtilebilir. Ancak, bu değişkenlerin uygun değerleri her zaman bilinmez. Daha kullanışlı bir seçenek türbülans yoğunluğu I 'yi (karakteristik türbülans girdabı hızının, serbest akım hızına veya başka bir karakteristik veya ortalama hıza oranı) ve türbülans uzunluk ölçeği l 'yi (enerji taşıyan türbülans girdaplarının karakteristik uzunluk ölçeği) belirtmektir. Türbülans maddelerinin, denklemleri çözülebilmesi için birer tamamlayıcı denklem oldukları ve bunların büyük ölçüde deneysel sabitlere dayalı yaklaşımlar olduğunu vurgulamak gerekir. Bu modeller; düz plaka sınır tabakaları, kayma tabakaları ve izotropik olarak bozulan türbülans aşağı akımı perdesi benzeri basit akış alanlarından elde edilen deneysel verilerin yardımı ile kalibre edilir. Ne yazık ki hiçbir türbülans modeli genel değildir. Diğer bir deyişle, kalibrasyon için kullanılan bu akışlara benzer akışlarda iyi sonuç verseler de, özellikle akış ayrılmasının ve tutunmasının ve/veya büyük-ölçekli daimi olmama durumunun söz konusu olduğu genel türbülanslı akış alanlarına uygulandığında fiziksel olarak doğru çözüm vermeleri garanti değildir (Çengel ve Cimbala 2008).

Türbülanslı akışa ait HAD çözümleri, yalnızca hesaplamalarda kullanılan türbülans modelinin uygunluğu ve geçerliliği kadar iyidir. Hesaplama ağının ne kadar ince olduğuna bakılmaksızın bu ifadenin doğru olacağına da altını çizelim. Laminer akışlara HAD'ı uygularken ağı inceltmek suretiyle simülasyonun fiziksel doğruluğunu çoğunlukla iyileştirebiliriz. Türbülans modellerini kullanan türbülanslı akış HAD analizleri için durum böyle değildir. İnceltmiş bir ağ daha iyi sayısal doğruluk sağlarken, çözümün fiziksel doğruluğu her zaman türbülans modelinin fiziksel doğruluğu ile sınırlı kalır (Çengel ve Cimbala 2008).

k-ε Türbülans Modeli

k - ε türbülans modeli, hesaplamalı akışkanlar dinamiği alanında türbülanslı akışın modellenmesinde en yaygın olarak kullanılan matematiksel modellemenin başında gelir. ANSYS Fluent'te bu model varsayılan olarak sunulmakla beraber bu modelin kendi içinde Standart, RNG, Realizable olmak üzere üç farklı versiyonu barındırır. RNG-k-ε türbülans modeli diğer iki türbülans modeline göre sayıca daha az katsayı içerir. Bu da modelin daha sade olmasını sağlar ve gerekli diğer katsayıların hesabını çözüm aşamasında herbir iterasyon için yeniden hesaplayarak problemin daha doğru modellenmesini ve çözümünü dolayısıyla da simülasyon sonuçlarının deneysel sonuçlara daha yakın olmasını sağlar. Bu tez çalışmasına konu olan modelleme çalışmasında, bahsedilen özelliklerinden dolayı literatürde de yaygın olarak kullanılan, RNG-k-ε türbülans modeli tercih edilmiştir.

RNG-k-ε modeli, istatistiksel bir teknik olan yeniden normalize edilen (renormaliz- ReNormalize Grup -RNG- başharflerinden oluşturulan kısaltma) grup teorisi olarak bilinen teori ile türetilmiştir. Standart k - ε modeliyle benzerlikler göstermekle beraber bazı iyileştirmeleri içerir. Bu iyileştirmeler (Fluent Help);

- Türbülans üzerine girdap hareketinin etkisi modellemeye dahil edilmiştir. Böylece girdaplı akışlarda modelin doğruluğu iyileştirilmiştir.
- Türbülans Prandtl sayısı için RNG teorisi analitik bir bağıntı sağlamaktadır. Kullanıcı tarafından belirlenen sabit değerler standart modelde kullanılmaktadır.
- Yüksek Reynolds sayısına sahip akış modeli için standart model kullanılıyor iken düşük Reynolds sayıları için RNG modeli analitik diferansiyel denklem sunmaktadır.

Sıkıştırılabilir Akışta CFD Çözümleri

Akış sıkıştırılabilir olduğunda, yoğunluk artık sabit olmayacak ve denklem takımında ilave bir değişken olarak yer alacaktır. İdeal gaz (Denklem 3.11) yasasını uyguladığımızda ise bir başka bilinmeyen, yani sıcaklık T işin içine girer. Bu nedenle, enerji denklemi (Denklem 3.15), kütle korunumu (Denklem 3.10) ve momentumun korunumuna (Denklem 3.12, Denklem 3.13, Denklem 3.14) ait denklemlerin sıkıştırılabilir formları ile çözülmelidir. Ayrıca, viskozite ve ısı iletkenlik gibi akışkan özelliklerini artık ister istemez sabit olarak ele alamayız; çünkü bunlar sıcaklığın fonksiyonudur. Dolayısıyla bu özellikler, sıkıştırılabilir akış diferansiyel denklemlerinde türev operatörlerinin içerisinde görünür. Denklem sistemi kaygı verici gibi görünsede, birçok ticari HAD yazılımı şok dalgaları da dahil olmak üzere sıkıştırılabilir akış problemlerini çözebilmektedir.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.10)$$

İdeal Gaz Denklemi:

$$P = \rho RT \quad (3.11)$$

X-Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.12)$$

Y-Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho \left(u \frac{\partial \vartheta}{\partial x} + v \frac{\partial \vartheta}{\partial y} + w \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) &= \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(2\mu \frac{\partial \vartheta}{\partial y} + \lambda \vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.13)$$

Z-Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left(2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.14)$$

Enerji Denklemi:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \beta T \left(\mu \frac{\partial P}{\partial x} + v \frac{\partial P}{\partial y} + w \frac{\partial P}{\partial z} \right) + \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + \varphi \quad (3.15)$$

Sıkıştırılabilir akış diferansiyel denklemlerinde kartezyen koordinatlarda Newton tipi bir akışkanın daimi, sıkıştırılabilir, laminar akışına ait hareket denklemleridir. Altı denklem ve altı bilinmeyen vardır: ρ, u, v, w, T ve P . Denklemlerin 5'i doğrusal olmayan kısmi diferansiyel denklem, ideal gaz denklemi ise cebirsel bir denklemdir. R özgül ideal gaz sabitidir, λ ikinci viskozite katsayısı olup çoğunlukla $-2\mu/3$ 'e eşit alınır; c_p sabit basınçta özgül ısı; k ısı iletim katsayısı; β ısı genleşme katsayısı ve φ ise yitim fonksiyonu olup Denklem 3.16'da verilmiştir (White 2011).

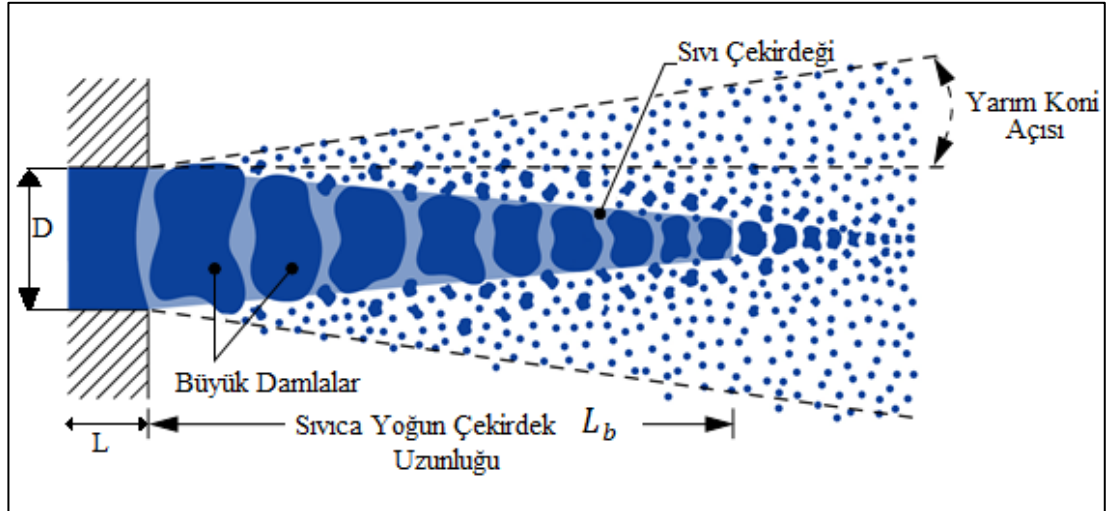
$$\begin{aligned} \varphi &= 2\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2\mu \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right)^2 + 2\mu \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \mu \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right)^2 \\ &+ \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial \vartheta}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \end{aligned} \quad (3.16)$$

Sıkıştırılabilir akış problemlerini HAD ile çözerken sınır şartları sıkıştırılamaz akıştaki durumdan biraz farklı olur. Örneğin; basınç girişinde hem durma basıncını hem de statik basıncı, durma sıcaklığı ile birlikte belirtmemiz gerekir. Ayrıca, sıkıştırılabilir akışlar için özel bir sınır şartı da (FLUENT'te buna basınç uzak alanı denir) söz konusudur. Bu sınır şartı ile Mach sayısı, statik basınç ve sıcaklık belirtilir ve bu sınır şartı hem girişlere hem de çıkışlara uygulanabilir; ayrıca sesüstü dış akışlar için de çok uygundur. Yukarıdaki denklemler laminar akış içindir; ancak çoğu sıkıştırılabilir akış problemi, akışın türbülanslı olduğu yüksek akış hızlarındadır. Dolayısıyla sıkıştırılabilir akış diferansiyel denklemleri RANS denklem sistemi haline getirilip bir türbülans modeli içerecek şekilde değiştirilmeli ve daha önce de söz edildiği gibi daha fazla transport denklemi ilave edilmektedir. Bunun sonucunda denklemler hayli uzun ve karmaşık bir hal alır, bunlara burada yer vermeyeceğiz. Neyse ki çoğu durumda akışı viskoz olmayan olarak ele almak suretiyle sıkıştırılabilir akış diferansiyel denklemlerinden viskoz terimleri atabiliriz (Böylece Navier-Stokes denklemi Euler denklemine dönüşür). İleride göreceğimiz gibi yüksek Reynolds sayılarında çeper boyunca sınır tabaka çok ince olduğundan viskoz olmayan akış yaklaşımını uygulamadaki yüksek hızlı akışların çoğu için çok iyi bir yaklaşımdır. Gerçekten de sıkıştırılabilir HAD hesaplamaları ile deneysel olarak elde edilmesi çoğunlukla çok zor olan akış özellikleri kestirilebilir. Örneğin; çoğu deneysel ölçüm yöntemleri, üç-boyutlu akışlarda ve hatta bazı eksenel simetrik akışlarda bile kısıtlı olan optik erişim gerektirir. HAD bu açıdan sınırlı değildir (Çengel ve Cimbala 2008).

3.2.2. Yakıt Demetinin Modellenmesi

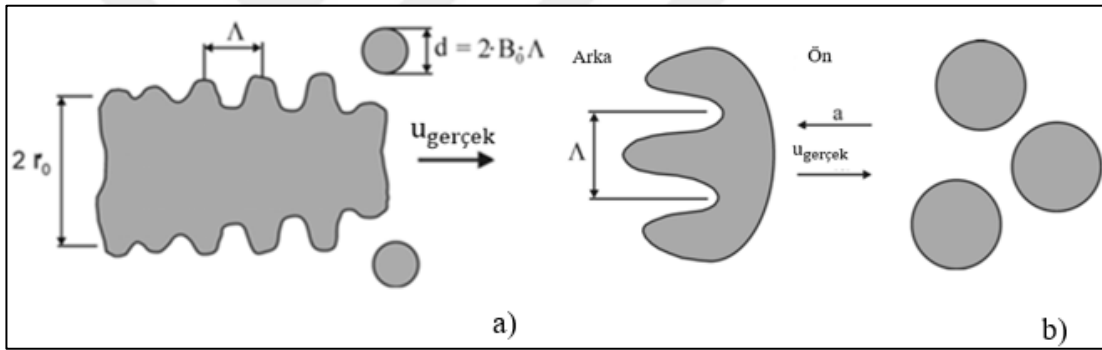
Çok boyutlu yakıt demeti modellemelerinde, sıvı jetin parçalanması neticesinde oluşan damlacıklar, günümüzde bilgisayarların çözüm kapasitelerinin yetersizliği nedeniyle stokastik damlacık (çap) grupları ile temsili olarak modellenmektedir. Bu metotta meydana gelen fiziksel olayı/fenomeni yöneten denklemler Lagrangian yaklaşımıyla türetilir (Rotondi ve Bella 2006). Bu nedenle yakıt demeti/sıvı jet modeli ağ yapısına bağımlı olmaktadır. Türetilen denklemlerde kurulan modele ilişkin katsayılar sınır şartına, enjeksiyon basıncına, enjektör tipine ve olay/fenomen anında meydana gelen daha pek çok değişkene bağlı olarak değişmektedir. Dolayısıyla, deneysel olarak modele ait katsayılarının kalibre edilmesi gerekmektedir.

Yakıt demeti modellemelerinde açıklandığı üzere enjektör püskürtme basıncı çok etkili bir değişkendir (Dahlander ve ark. 2008). Öyle ki düşük basınçlı olarak yapılan püskürtme çalışmalarında TAB (Taylor Analysis Breakup) modeli kullanımı daha doğru modelleme imkanı sağlarken, yüksek basınçlı püskürtme ile yapılan çalışmalarda bu model doğru sonuçlar üretemeyebilir (Fluent Help). Bunun nedeni ise yüksek Weber sayılı damlacıkların yüksek basınçlı püskürtmede yakıt demeti içinde yer almasından kaynaklanmaktadır (Fluent Help). Önceleri kullanıla gelen ve daha çok dizel yakıt demetlerini modellemek için kullanılan KH-RT (Kelvin-Helmholtz, Rayleigh-Taylor) yakıt demeti parçalanma modeli yapılan araştırma ve incelemeler sonucunda bu teze konu olan çalışmaya daha uygun olduğu anlaşılmıştır (Huang ve ark. 2014, Jing ve ark. 2015, Karaya ve ark. 2018, Wentsch 2018, Saw ve ark. 2017, Beale ve Reitz 1999). Literatürde yer alan çalışmalarda KH-RT modelini piezoelektrik tahrikli dışı doğru açılan yüksek basınçlı enjektöre ait yakıt demetlerini modellemek için kullanmışlar ve deneysel çalışmalarla oldukça uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir (Fluent Help ve Baumgarten 2006, Beale ve Reitz 1999, Wentsch 2018, Huang ve ark. 2014, Jing ve ark. 2015, Karaya ve ark. 2018). Yakıt demetinin parçalanmasında önemli tanımlar Şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Yakıt demetine ait önemli tanımlar (Fluent yardım dökümanlarından değiştirilerek alınmıştır)

KH-RT (Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor) modelinde ilk parçalanma, enjektör memesi içerisinde kavitasyon ve türbülans nedeniyle gerçekleştiğini ve dolayısıyla enjektör delik çapı büyüklüğüne bağlı olarak büyük damlaların püskürtülebileceği kabul edilmektedir (Baumgarten 2006). KH modelinde kararsız yüzey tedirginliklerinin büyümesi ve büyüyen sıvı jetin yüzeyden doğal olarak kopacak olan küçük damlacıkların modellenmesi esasına dayanmaktadır (Beale ve Reitz 1999). Püskürtmenin ilk anlarından itibaren etkili olan aerodinamik kuvvetler sıvı jeti üzerindeki etkisiyle yüzeyde meydana gelen tedirginliği arttırmaya başlar (Beale ve Reitz 1999). Bu tedirginliklerin en kararsız olanı yüzeyden koparak yeni yarıçaplı damlacıklar meydana getirmektedir (Beale ve Reitz 1999). Bu duruma ilişkin görsel Şekil 3.4’de verilmiştir. Bu yeni damlacıkların çapı ise Denklem 3.18’de verilen denklemle ifade edilmektedir (Fluent Help, Baumgarten 2006, Beale ve Reitz 1999).



Şekil 3.4. a) Kelvin-Helmholtz b) Rayleigh-Taylor modelinin şematik görünümü (Baumgarten 2006’dan değiştirilerek alınmıştır)

$$r_c = B_0 \cdot \Lambda \quad (3.17)$$

Denklem 3.17’de verilen B_0 model sabiti olup değeri 0,61, Λ ise yakıt demetindeki en kararsız tedirginliğe sahip dalganın dalga boyu olarak ifade edilmiştir. Parçalanma süresi (τ_{KH}) boyunca kopan damlacıkların ana damladan çıkartılmasıyla da ana damlacık grubu yarıçapı elde edilir (Baumgarten 2006, Beale ve Reitz 1999). Parçalanma süresi Denklem 3.18’de verilmiştir.

$$\tau_{KH} = \frac{3,788B_1r}{\Omega\Lambda}, \quad \frac{d_r}{d_t} = -\frac{r-r_c}{\tau_{KH}} \quad (3.18)$$

Parçalanma süresi τ_{KH} denkleminde yer alan B_1 model katsayısı olup ayarlanabilir (Beale ve Reitz 1999). Bu ayarlanabilir katsayı pek çok araştırmacıya göre değişmekle beraber Ansys Fluent yazılımında varsayılan olarak değeri 1,73'dür. Bu ayarlanabilir modele ait katsayının modelde penetrasyon/nüfuziyetini etkilemekte olup değerinin arttırılmasıyla beraber nüfuziyetin artacağını, azalmasıyla beraber de azalmakta olduğu araştırmacılar ortaya koymuştur (Wang 2018, Baumgarten 2006). Kimi yazarlara göre bir üst limit olarak değer vermek gerekirse 1,73-60,0 arasında değiştiğini belirtmişlerdir. Diğer denklemde yer alan Λ ve Ω sırasıyla en kararsız tedirginliğin dalga boyu ve maksimum büyüme hızıdır (Baumgarten 2006, Beale ve Reitz 1999). Bu parametreler ise Denklem 3.19 ve Denklem 3.20 kullanılarak hesaplanır.

$$\Omega = \frac{0,34 + 0,38We^{1,5}}{(1 + Oh)(1 + T^{0,6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho dr^3}} \quad (3.19)$$

$$\Lambda = \frac{(1 + 0,45\sqrt{Oh})(1 + 0,47T^{0,7})}{(1 + 0,865We^{1,67})^{0,6}} \quad (3.20)$$

Weber, Ohnesorge, Taylor ve Reynolds boyutsuz sayıları Denklem 3.21'de verilmiştir.

$$We = \frac{\rho|U_{rel}|^2 r}{\sigma}, \quad Oh = \frac{\sqrt{We_1}}{Re_1}, \quad T = Oh\sqrt{We}, \quad Re_1 = \frac{\rho_1|U_{rel}|r}{\mu_1} \quad (3.21)$$

Rayleigh-Taylor (RT) modeli ise, farklı yoğunluktaki iki akışkanın arasındaki arayüzün normaline hızlanma veya yavaşlama durumundaki kararsızlığını araştıran Taylor'un teorik çalışmasına dayanmaktadır. Durgun olan gaz fazındaki akışkan içersine sıvı fazdaki akışkanın gönderilmesi durumunda iki akışkan arasındaki çok küçük kararsızlıklara sahip olan ara yüzeyde bir ivmelenme meydana getirir. Bu yüzden iki

akışkan arasındaki arayüzeyde küçük kararsızlıkların büyüyerek ilerlemesine neden olur. Sıvı damlacık ve ortam havası arasında bağıl hız nedeniyle meydana gelen süreklenme kuvvetleri sıvı damlacıkları ileri yönde yavaşlamaya zorlar. Bu da bkz. Şekil 3.4(b)'de gösterildiği üzere damlacığın arkasına doğru olan kararsız dalgaların büyümesine sebep olabilir. Yüksek hızda enjektörü terk eden yakıtın sürüklenme kuvvetleri nedeniyle güçlü bir şekilde yavaşlanmaya zorlanması neticesinde damlacık ve ligamentler atalet kuvvetlerinin etkisiyle parçalanır (Baumgarten 2006, Stiesch 2003, Beale ve Reitz 1999). Parçalanma neticesinde oluşan yeni damlacıkların dalga boyu (Λ_t) RT dalga boyuna göre belirlenmektedir.

$$\Lambda_t = C_{RT} \frac{\pi}{K} \quad (3.22)$$

$$K = \sqrt{\frac{|g_t(\rho_1 - \rho)|}{3\sigma}}, \quad g_t = \left(g + \frac{du_d}{dt}\right) \cdot \frac{u_d}{|u_d|} \quad (3.23)$$

Denklem 3.22'de C_{RT} KH modelindeki B_1 katsayısı gibi ayarlanabilir bir katsayı olup değeri yazardan yazara değişmekle birlikte 1,0-5,33 arasında değişmektedir (Baumgarten 2006). $\tau_t = 1/\Omega_t$ parçalanma süresi ise en hızlı büyüyen kararsızlığın frekansına (Ω_f) göre belirlenmektedir (Soruşbay ve ark. 2008).

$$\Omega_t = \sqrt{\frac{2}{\sqrt{27}\sigma} \frac{|g_t(\rho_1 - \rho)|^{3/2}}{\rho_1 + \rho}} \quad (3.24)$$

Atomizasyon rejiminde parçalanmamış sıvıca yoğun çekirdek bir bölgenin varlığı önceki bölümlerde açıklanmıştı. Bu parçalanmamış yoğun bölgenin uzunluğu deneysel olarak tespit edilmiş olup aşağıdaki ampirik bağıntıyla ifade edilir. Bu ampirik ifade;

$$L_b = CD \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \quad (3.25)$$

şeklinde verilmektedir. Denklem 3.25’de ‘D’ enjektör memesinin çapını temsil etmektedir. ‘C’, enjektör tipine ve (L/D oranı vb.) bağlı olarak 3,3 ile 11,0 arasında değişen bir katsayıdır. Bu katsayı literatürde Levich sayısı olarak da bilinmektedir. Püskürtmenin başladığı ilk anlarda parçalanma uzunluğu boyunca sadece KH (Kelvin-Helmholtz) modeli aktif (ana damla yüzeyinden ufak damlacıklar kopmakta) olup parçalanma uzunluğunun bitişinden sonraki süreçte ise RT (Rayleigh-Taylor) modeli çözüm için devreye girmektedir. Ardından, dalga boyları ile KH modeli karşılaştırılıp uygun mekanizmanın parçalanmayı sürdüreceği belirlenir. Damlacıklar enjektör memesinden uzaklaştıkça momentumda meydana gelen azalma ile beraber hızlarında düşüş meydana gelmekte dolayısıyla da aerodinamik direnç kuvvetleri azalmaktadır. Bu nedenle de KH modeli bu aşamadan sonra baskın hale gelecektir (Fluent Help, Baumgarten 2006, Zheng 2013). KH ve RT dalgalarının birbirleriyle kıyaslandığı bu model literatürde yer alan birçok çalışmada iyi sonuçlar vermiştir (Baumgarten 2006, Soruşbay 2008, Beale ve Reitz 1999, Wentsch 2018).

Sıvı Jetin Parçalanma Rejimleri

Bir sıvı jetinin parçalanması sıvı-ortam gazı arasındaki bağıl hıza, sıvının ve etrafındaki gazın özelliklerine bağlı olarak farklı parçalanma mekanizmaları tarafından yönetilir. Bu farklı mekanizmalar genellikle, nozul ile ilk damlacık oluşum noktası arasındaki mesafeyle -ki parçalanma uzunluğu olarak da bilinmekte- karakterize edilmektedir. Reitz ve Bracco’ya göre yaygın olarak dört farklı parçalanma rejimi bilinmektedir. Bunlar Rayleigh, birincil ve ikincil rüzgar etkili ve son olarak atomizasyon rejimidir (Baumgarten 2006).

Ohnesorge bozulmamış jet uzunluğunun ölçümlerini yapmış ve jet parçalanma sürecini bir değerle tanımlayabilmek adına sıvı Weber sayısı ile ayrılma sürecini tarif etmiştir (Ohnesorge 1931, Bulut 2016).

$$We_1 = \frac{u^2 D \rho_1}{\sigma} \quad (3.26)$$

$$Re = \frac{u D \rho_1}{\mu_1} \quad (3.27)$$

Denklem 3.26 ve Denklem 3.27'nin her ikisi kullanılarak sıvı jet hızı olan u elimine edilirse boyutsuz Ohnesorge sayısı türetilmiş olur. Ohnesorge sayısı Denklem 3.28'de verilmiştir.

$$Z = \frac{\sqrt{We_1}}{Re} = \frac{\mu_1}{\sqrt{\sigma \rho_1 D}} \quad (3.28)$$

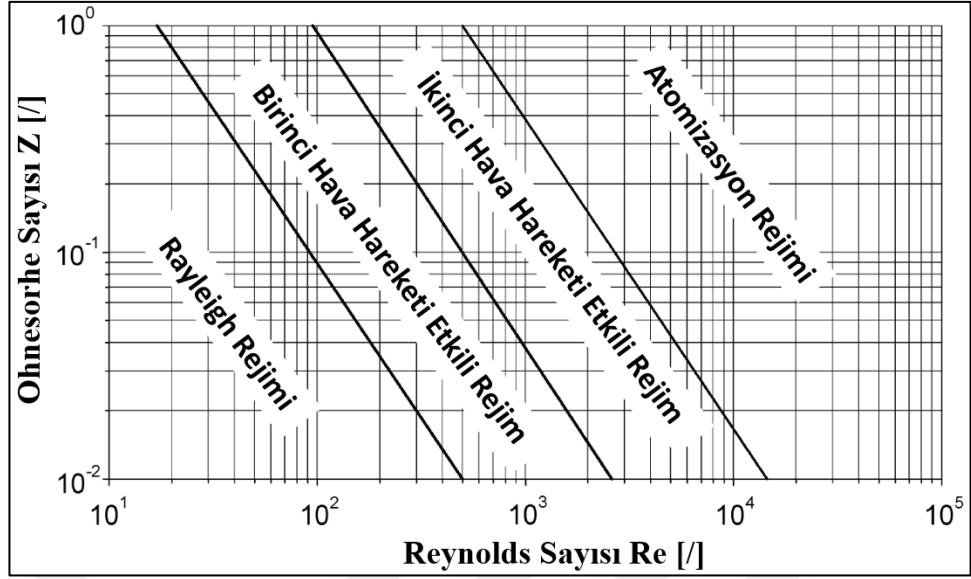
Ohnesorge sayısı tümüyle yakıta ait özellikleri içerir. Denklem 3.28'de;

D = Nozzle delik çapı

σ = Sıvı-Gaz ara yüzeyindeki yüzey gerilmesi

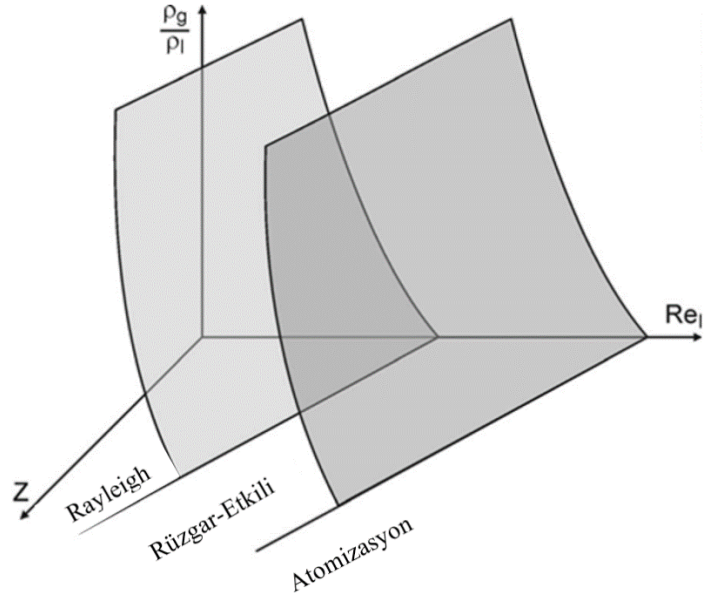
ρ_1 = Sıvı yoğunluğu

μ_1 = Sıvının dinamik viskozitesi



Şekil 3.5. Ohnesorge Diyagramı: Sıvı jet parçalanma rejimleri (Baumgarten 2006'dan değiştirilerek alınmıştır)

Şekil 3.5'de Ohnesorge sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Ancak, yukarıda tanımlanan denklemler ayrıntılı olarak incelendiğinde tanımlanan denklemler sadece püskürtülen sıvının yoğunluğunu dikkate aldığı görülmektedir. Sonraki yapılan çalışmalarda ortam gazının yoğunluğunun artması atomizasyonu arttırdığı görülmüş ve ortam gazının yoğunluğunu da dikkate alan grafik çıkarılmıştır (Şekil 3.6) (Baumgarten 2006, Stiesch 2003).



Şekil 3.6. Gaz yoğunluğunun parçalanma üzerine etkisinin dahil edildiği diyagram (Baumgarten 2006'dan değiştirilerek alınmıştır)



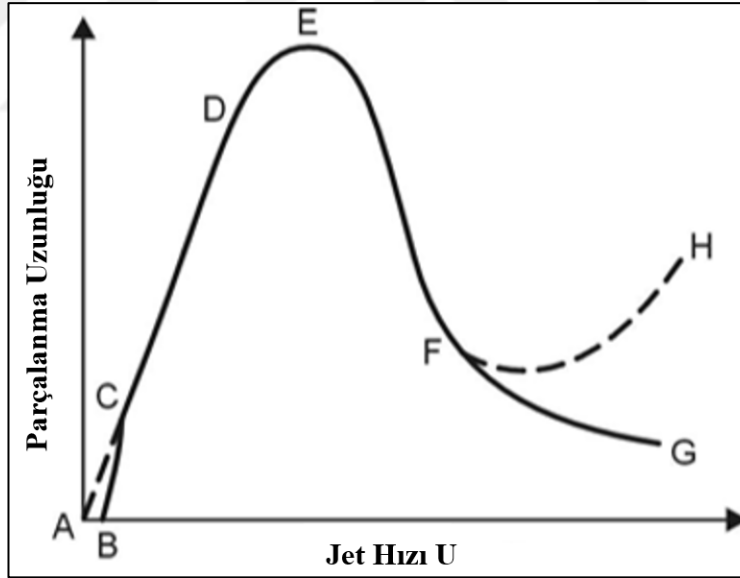
Şekil 3.7. Parçalanma rejimlerinin şematik gösterimi (Baumgarten 2006'dan değiştirilerek alınmıştır)

Jet parçalanma rejimleri gaz yoğunluğunu da içerecek şekilde Şekil 3.6'de şematik olarak gösterilmiştir. Şekil 3.7 de anlaşılacağı üzere düşük jet hızlarında damlama akışı meydana gelir ve jet oluşmaz. U hız bileşeninin artmasıyla bozulmamış/parçalanmayan bir jet uzunluğu oluşmaya başlar. Oluşan bu jetin uzunluğu, jet hızının artması ile artar. Bu rejime, Rayleigh bu akış modelini teorik olarak açıklamış ve zaman içerisinde Rayleigh parçalanma rejimi olarak adlandırılmıştır. Tüm jet hacminin aksenel simetrik osilasyonlarının büyümesinden dolayı parçalanma meydana gelir. Bu parçalanma sıvı

atalet kuvvetleri ve yüzey gerilme kuvvetlerince başlatılır. Bu rejimde sıvı jetten ayrılan damlacıkların hem sayısı azdır hem de ortalama damlacık çap büyüklüğü meme delik çapından daha büyüktür (Baumgarten 2006).

Jet hızında meydana gelen artış parçalanma uzunluğunun kısalmasıyla sonuçlanır; ancak hala damlacık çapı meme çapından birkaç kat kadar daha büyüktür. Buradan sonra ortalama damlacık çapı küçülür ve bu anda meme çap aralığına iner. Birinci rüzgar etkili parçalanma rejiminde Rayleigh rejiminden daha yüksek hızlara ulaşıldığından etkili aerodinamik kuvvetlerin şiddeti artar. Bu fenomenle/olayla ilgili değişken, gaz fazı Weber sayısıdır. Bu sayı ortamdaki gaz fazının etkisini ifade eder ve Denklem 3.29'daki gibi tanımlanır (Baumgarten 2006).

$$We = \frac{U_{rel}^2 D \rho_l}{\sigma} \quad (3.29)$$



Şekil 3.8. Jet yüzeyinin hıza bağlı olarak parçalanma uzunluğu (ABC: Damlama akışı, CD: Rayleigh parçalanması, EF: Birinci rüzgar etkili parçalanma rejimi, FG (FH): İkinci rüzgar etkili parçalanma rejimi, G (H)'den sonrası: Atomizasyon rejimi (Baumgarten 2006'dan değiştirilerek alınmıştır)

Jet parçalanma uzunluğunun jet hızının bir fonksiyonu olarak Şekil 3.8'de verilmiştir. İkincil rüzgar etkili parçalanma rejiminde enjektör memesi içinde türbülanslı akış

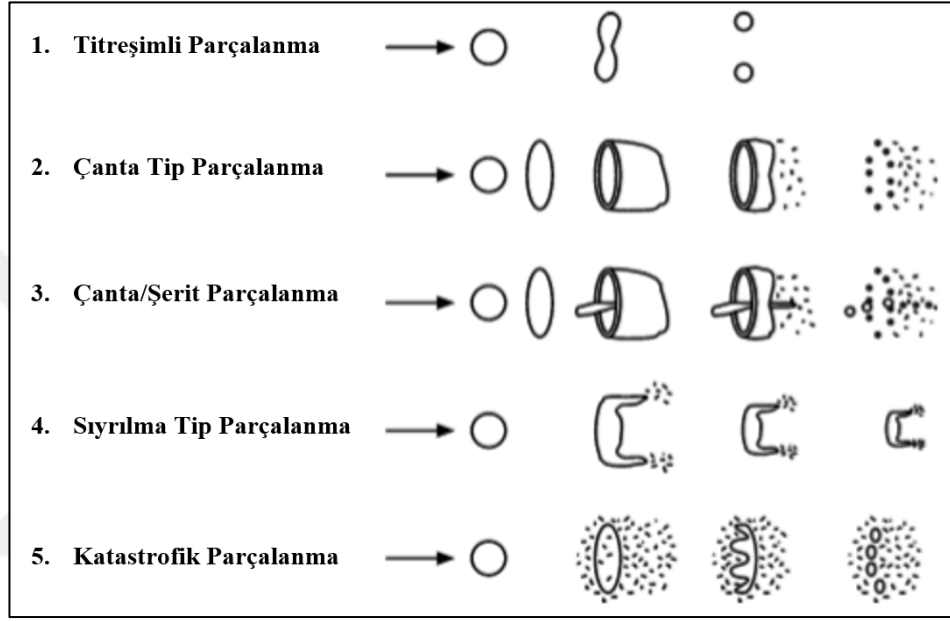
meydana gelir. Sıvı jeti ve ortam gazı arasındaki bağıl hız farkından kaynaklanan aerodinamik kuvvetlerce dalga boyu artmış ve jet türbülansı tarafından başlatılan kısa dalga boylu yüzey dalgasının kararsız/düzensiz büyümesinden dolayı parçalanma meydana gelmiştir. Nihayetinde oluşan damlacıkların çapları enjektör meme çapından daha küçüktür. FG çizgisi boyunca, artan Reynolds sayısı ile beraber parçalanma uzunluğu kısalır. Detaylı teorik analizler Reitz ve Bracco tarafından izah edilmiştir (Reitz ve Bracco 1986). Bu noktadan sonra sıvı jeti artık tamamen parçalanmaz. Jet yüzeyinden küçük damlacıkların ayrılmasından dolayı, yüzeyde parçalanma prosesi başlar ve sıvı jeti tamamen parçalanıncaya kadar kademeli olarak artan bir erozyona maruz kalır. Bu noktada iki farklı parçalanma uzunluğu tanımlama ihtiyacı doğar. Bunlar yüzeyden parçalanmanın başladığı uzunluk ve bozunmamış/parçalanmamış jetin uzunluğu (çekirdek uzunluğu) olarak dikkate alınır. Parçalanmamış yüzey jet uzunluğu artan hızla beraber azalırken, çekirdek uzunluğu artabilir. Ancak, burada dikkat edilmesi gereken husus ise artan Reynold sayısı ile beraber her iki uzunluğun ölçümü çok zor hale gelir. Bu nedenden dolayı bu rejimde deney sonuçları araştırmacılara göre değişiklik göstermektedir (Baumgarten 2006).

Parçalanmamış yüzey dalga boyu sıfıra yaklaşırsa, atomizasyon rejimine ulaşılmış demektir. Atomizasyon rejimindeki jet parçalanmasının teorik açıklaması, diğer herhangi bir rejimden çok daha karmaşıktır; çünkü parçalanma süreci, genellikle bilinmeyen ve kaotik bir yapıya sahip olan enjektör meme deliğinin içindeki akış koşullarına bağlıdır. Dahası model validasyonu/doğrulanması zordur çünkü yüksek hızlar, küçük boyutlar ve çok yoğun püskürtme nedeniyle deneyler çok karmaşıktır (Baumgarten 2006).

Damlacık Parçalanma Rejimleri

Bir püskürtme demetindeki damlacığın parçalanması damlacık ve damlacık etrafını saran ortam gazının arasındaki bağıl hızdan kaynaklanan aerodinamik kuvvetler (sürtünme ve basınç) nedeniyle meydana gelir. Tüm damlacığın veya sıvı/gaz arsında meydana gelen dalgaların kararsız büyümesi nedeniyle oluşan aerodinamik kuvvetler nihayetinde damlacığın parçalanmasını ve daha küçük çaplı damlacıkların meydana gelmesine neden olur. Bu damlacıklar tekrardan daha etkili aerodinamik kuvvetlere maruz kalır. Yüzey

gerilme kuvveti yani deformasyon kuvvetlerini karşılayan ve damlacığın küresel kalmasını sağlayan kuvvettir. Yüzey gerilme kuvveti yüzeyin eğriliğine: daha küçük damlacıklar, daha büyük yüzey gerilme kuvveti ve parçalanma için veya damlacık deformasyon kararsızlığına neden olan daha büyük göreceli hıza bağlıdır. Bu davranış, gaz Weber sayısıyla açıklanmıştır. Weber sayısı aerodinamik (dinamik basınç) ve yüzey gerilme kuvvetleri arasındaki oranla tarif edilir.



Şekil 3.9. Pilch ve ark.'a göre aerodinamik parçalanma mekanizmaları (Günter 2006'dan değiştirilerek alınmıştır)

Deneysel çalışmalardan elde edilen bilgiler ışığında Weber sayısına bağlı olarak pek çok farklı parçalanma modu mevcuttur (Şekil 3.9). Dikkat edilmelidir ki literatürde transient/geçiş rejimine ait Weber sayısı belirtilmemiştir (Günter 2006). Farklı Weber sayılarına ilişkin geçiş değerlerine göre parçalanma rejimleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Farklı damlacık parçalanma rejimlerine geçişte Weber sayısı (Baumgarten 2006'dan değiştirilerek alınmıştır)

Wierzba	Weber Sayısı	Arcoumanis ve ark.	Weber Sayısı
Titreşimli	≈12	Titreşimli	≈12
Çanta Tip	<20	Çanta Tip	<18
Çanta-Jet	<50	Çanta-Jet	<45
(Çanta/Şerit)		(Çanta/Şerit)	
Sıyırılma	<100	Kaotik	<100
		Düzlemsel Soyulma	<350
		Sivri Dalga Soyulma	<1000
Katastrofik	>100	Katastrofik	>1000

Titreşimli mod çok düşük Weber sayılarında kritik Weber sayılarına yakın $We_g \approx 12$ noktada meydana gelir. Kritik Weber sayısından daha düşük Weber sayılarında parçalanma meydana gelmez. Çanta görünümüne sahip parçalanma tipi ise 'Çanta Tip/Bag breakup' olarak adlandırılmıştır. Çanta tipi parçalanmanın dairesel kısmı daha büyük damlacıklar halinde parçalanırken, çantanın geri kalanı daha küçük damlacıklara ayrılarak çift modlu büyüklük dağılımına neden olur. Tabloda üçüncü sırada verilen 'Çanta-Jet/Bag-Streamer' tipi parçalanma rejiminde bu duruma ek bir jeti ortaya çıkarır. Sıyırılma 'Strippin' rejiminde damlacık çapları kademeli olarak azalır; çünkü küçük damlacıklar sürekli olarak kayma kuvvetinden dolayı sınır tabakadan ayrılarak erozyona uğrar. Bu erozyon ve nihayetinde oluşan şekilden dolayı soyulma/erozyona uğrama anlamına gelen 'Sıyırılma Rejimi/Stripping Regime' olarak adlandırılmıştır. Bu parçalanma modu da çift modlu büyüklük dağılımına neden olur. Katastrofik parçalanma iki kademelidir: güçlü bir yavaşlama nedeniyle, büyük genlik ve dalga boyu ile damlacık salınımları, birkaç kat büyük üretilen damlacıklarında bir parçalanmaya yol açmasından dolayı, aynı zamanda kısa dalga boylu yüzey dalgaları soyulur ve küçük ürün damlacıkları oluşturur (Baumgarten 2006).

Silindir içine püskürtme anında yukarıda bahsedilen tüm bu parçalanma mekanizmaları meydana gelir. Ancak, parçalanma işlemlerinin en yoğun olduğu bölge yüksek Weber sayılarında enjektör memesine yakın bölgelerde yer alırken, enjektör memesinden daha uzak bölgelerde Weber sayıları buharlaşma ve önceki parçalanmadan kaynaklı damlacık çaplarında azalmayla beraber şiddetli şekilde düşer (Baumgarten 2006, Fluent Help,

Jeon ve Moon 2018). Silindir içine yakıt püskürtme çalışmalarında damlacık çaplarının belirlenmesi oldukça önemli bir husustur (Sim ve ark. 2016). Her bir damlağın çapı birbirinden farklı olup her birinin tek tek belirlenmesi mümkün değildir (Baumgarten 2006).

Damlacık çapı belirlemede pek çok yöntem mevcut olmakla beraber yakıt püskürtme çalışmalarında en yoğun kullanılan ve en çok benimsenen metot Josef Sauter tarafından ileri sürülen yöntemdir. Yakıt demeti damlacık çapını karakterize eden en bilinen sayı Sauter Ortalama Çap (Sauter Mean Diameter (SMD)) değeridir (Wentsch 2018, Schmid 2012). SMD damlacık büyüklüğü dağılımı hakkında herhangi bir bilgi vermediğini belirtmek gerekir. Tüm yakıt demeti hacminin yüzey alanına oranı olarak Denklem 3.30 ve Denklem 3.31’de verilen bağıntılarla hesaplanabilmektedir.

$$\left(\frac{V}{A}\right)_m = \frac{(\pi/6)SMD^3}{\pi SMD^2} = \frac{SMD}{6} \quad (3.30)$$

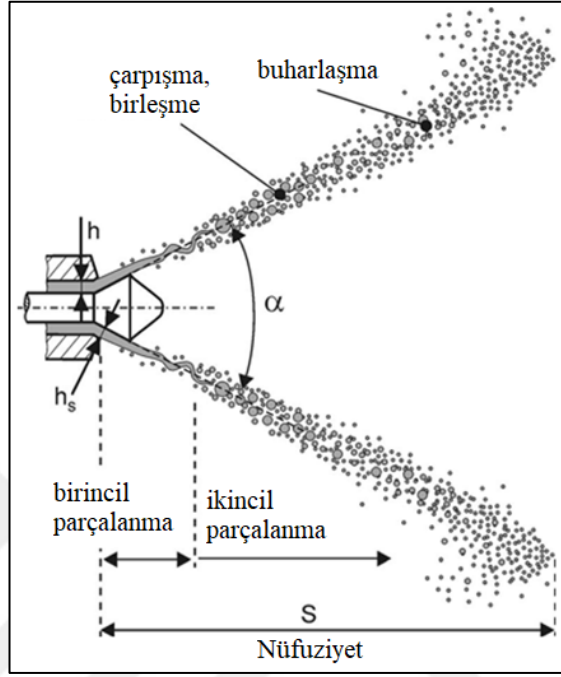
$$\left(\frac{SMD}{6}\right)_m = \left(\frac{V}{A}\right)_{\text{spray}} = \frac{\left(\sum_{i=1}^n d_i^3\right)}{\left(6\sum_{i=1}^n d_i^2\right)} \quad (3.31)$$

Sauter ortalama çap tanımından da anlaşılacağı üzere damlacığın hacmi çapın küpüyle orantılı iken alan çapın karesiyle orantılıdır. Buda damlacık çapındaki bir değişimin damlacık hacmini daha hızlı etkileyeceği anlamına gelir. Damlacık çapı küçülmesiyle beraber yüzey alanı artar. Yüzey alanının artması ile damlacığın çevresiyle olan ısı transfer hızı artar. Artan ısı transferiyle beraber damlacık hızla buharlaşır ve karışım oluşumunu iyileştirir (Baumgarten 2006).

İçi Boş Koni Tip Püskürtme

Orta enjeksiyon basınçları ve düşük ortam basınçlarında sıvı yakıtın maksimum dağılımını sağlayabilmek için genellikle içi boş koni tip yakıt demeti kullanılmaktadır. İçi boş koni tip yakıt demeti küçük damlacık çapları, etkili yakıt-hava karışımı, düşük nüfuziyet ve nihayetinde yüksek atomizasyon verimiyle tipik olarak karakterize

edilmiştir. Bu tip yakıt demeti manifoldta püskürtmeli geleneksel tip benzin motorlarında kullanıldığı gibi direkt püskürtmeli benzin motorlarında da kullanılmaktadır (Baumgarten 2006, Stiesch 2003).



Şekil 3.10. İçi boş koni tip püskürtmenin genel şekli ve parçalanma rejimleri püskürtme demeti karakteristikleri (Baumgarten 2006'dan değiştirilerek alınmıştır)

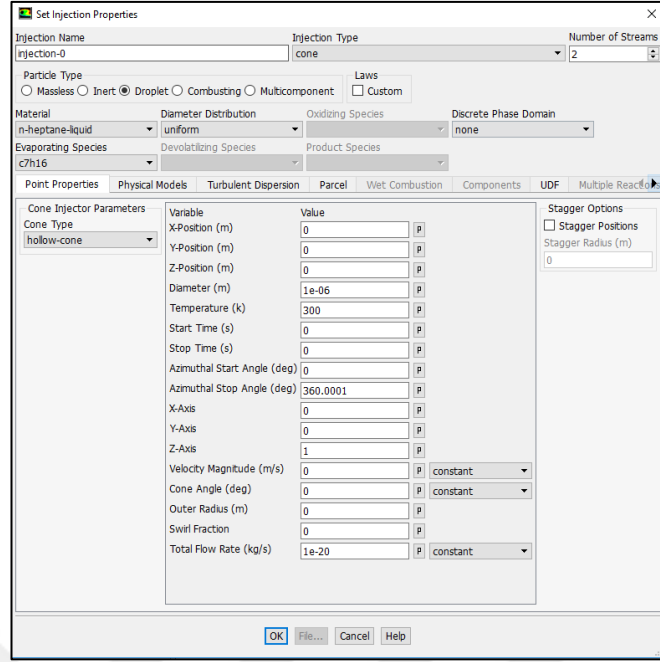
Şekil 3.10'da içi boş koni tip püskürtmenin tipik yapısı gösterilmiştir. Enjektör nozulundan ayrılan yakıt içi boş serbest yüzeyli koni ince bir sıvı katmanına sahip olacak şekilde yanma odasına girer. Bu sıvı yakıt ilerledikçe kütle korumu gereği incelik ve nihayetinde küçük damlacıklara ayrılır/parçalanır (Baumgarten 2006). İki tip nozul tasarımı mevcuttur. Bunlar içeri doğru açılan girdap 'swirl' tip ve dışarı doğru açılan içi boş koni tip nozul geometrileridir (Baumgarten 2006, Zheng 2013). Basınçlı girdap tip atomize edici nozul tasarımında yakıt, silindirik ve güçlü bir dönme hareketi kazanarak nozuldan ayrılır (Karamangil 2004). Dönme/rotasyonel harekete neden olan teğetsel hız bileşenleri ince bir film tabakalı serbest yüzeyli koni şeklinin oluşmasına neden olur (Skogsberg 2007, Schmid 2012). Dışa doğru açılan tip enjektör meme tasarımında ise enjektör iğnesinin sahip olduğu geometrik şekilden kaynaklı olarak koni şeklini alır (Baumgarten 2006).

Sıvı jetin birincil parçalanması türbülans ve aerodinamik kuvvetler etkisinde meydana gelir. İlk olarak sıvı filmin başlangıç kalınlığı h_s ve püskürtme açısı α enjektör nozulu çıkış anında kütle korunumundan dolayı daha kalındır. Nozul içinde meydana gelen türbülans, sıvı yüzeyi üzerinde ilk tedirginliklerin oluşmasına neden olur. Oluşan bu türbülansın frekans ve genlik spektrumu iç nozul delik akışına bağlıdır. Oluşan bu kararsızlık dalgalanmaları sıvı yakıt ve onu saran ortam gazının aerodinamik etkileşimiyle büyür. Kritik bir genlik değerinden sonra yakıt ortam gazının ve yüzey gerilme kuvveti etkisi altında ligamentlere ayrılarak hızlı bir şekilde damlacıklara parçalanır. Bu salınım olayları/fenomenlerinin yanı sıra, yakıt yeterli miktarda türbülanslı kinetik enerjiye sahipse, rastgele ayrılan küçük uydu damlacıklarının doğrudan nozul çıkışında kendiliğinden ayrılması mümkündür. Bu etki temel de yüksek enjeksiyon basınçlarında meydana gelir (Baumgarten 2006).

Damlacıkların ikincil parçalanması aerodinamik olarak etkili olmakla beraber bu parçalanma rejimini yöneten denklemler önceki kısımlarda zaten anlatılmıştır (Baumgarten 2006).

3.2.3. Sınır Şartlar için Kullanılan Matematiksel İfadeler

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerinde modellenecek olan problemin tipine göre genel sınır şartları haricinde farklı tip girdilerde istenebilmektedir. Bu teze konu olan problemin çözümü 'Ansys Fluent 18.1' yazılımı kullanılarak çözümlendiğinden bu yazılımda istenen değerlerin girilmesi gerekmektedir. Bu girdiler püskürtme/parçalanma modeli, enjektör çeşidi (koni, grup, tekil, basınç atomizer tip enjektör), damlacık dağılım modeli (Uniform, Rosin-Rammler) gibi değişken durumlar için girdi çeşidi değişmektedir. Bu çalışmada KH-RT parçalanma modeli, kullanılan tip enjektör içi boş koni tip enjektör ve Uniform damlacık dağılım modeli kullanılmıştır. Şekil 3.11'de Fluent yazılımında enjektöre ait istenen varsayılan 'default' girdilerin olduğu pencere görülmektedir.



Şekil 3.11. Enjeksiyona ait bilgilerin girildiği varsayılan ayarlı ekran

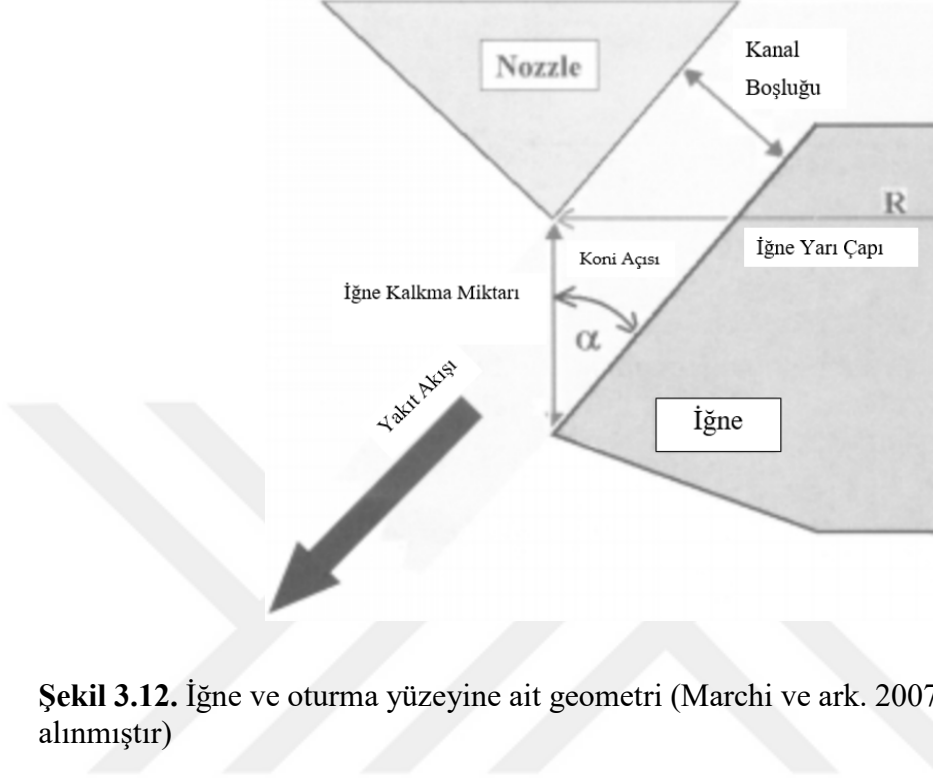
Burada önemli olan girdilerin başında enjektörden ayrılan sıvı yakıtın çıkış hızı ve kütleli debisidir. Bunu hesaplayabilmek adına enjektöre ait konstrüktif parametrelerin bilinmesi gerekmektedir. Bu parametreler literatürden alınmış bilgiler ışığında bu tez çalışmasında yer almıştır.

Enjektör memesi etrafındaki sıvı yakıtın kütleli debisi Denklem 3.32’de ifade edilmiş olup gerekli katsayıların nasıl hesaplanabileceği adım adım verilmiştir (Schmid 2012).

$$\dot{m} = \rho_f A_n u_f C_d \quad (3.32)$$

Denklem 3.32’de verilen C_d parametresi boşaltım katsayısıdır. Bu katsayı daima 1’den küçük değer almaktadır. Nozul içinde yüksek hız ve çok küçük boyutların etkisiyle nozul içindeki basıncın aniden düşmesi kaviteye sebep olur. Enjektör memesinde meydana gelen kaviteye ve havanın etkisiyle beraber yakıtın aktığı kanalın kesit alanında azalma meydana gelir. Yani, efektif akış alanı azalır. Bu da boşaltım katsayısının daima birden daha küçük bir değer almasını açıklar

(Schmid 2012). Şekil 3.12’de dışa doğru açılan içi boş koni tip yakıt demetinin enjektör nozulundaki akışı gösterilmiştir (Marchi ve ark. 2007).



Şekil 3.12. İğne ve oturma yüzeyine ait geometri (Marchi ve ark. 2007’den değiştirilerek alınmıştır)

Bu nedenle boşaltım katsayısı etkin ve teorik kütleli debinin birbirlerine oranıyla elde edilir. Boşaltım katsayısı deneylerle belirlenmekte olup; Denklem 3.33’de gösterildiği gibi ifade edilmektedir (Schmid 2012).

$$C_d = \frac{\dot{m}_{\text{etkin}}}{\dot{m}_{\text{teorik}}} \quad (3.33)$$

Enjektör çıkış alanının azalmasından kaynaklanan kayıplar için C_a katsayısı, Denklem 3.34’deki gibi ifade edilmektedir (Schmid 2012).

$$C_a = \frac{A_{\text{etkin}}}{A_{\text{teorik}}} \quad (3.34)$$

Nozul çıkışında basınçta meydana gelen kayıplar nedeniyle yakıtın çıkış hızındaki azalma için C_v katsayısı, Denklem 3.35'teki gibi ifade edilir (Schmid 2012).

$$C_v = \frac{\dot{U}_{\text{etkin}}}{\dot{U}_{\text{teorik}}} \quad (3.35)$$

Bu kayıpların hepsini kapsayan boşaltım katsayısı (C_d) olup; Denklem 3.36'daki ifadeyle belirlenir (Schmid 2012).

$$C_d = C_a C_v \quad (3.36)$$

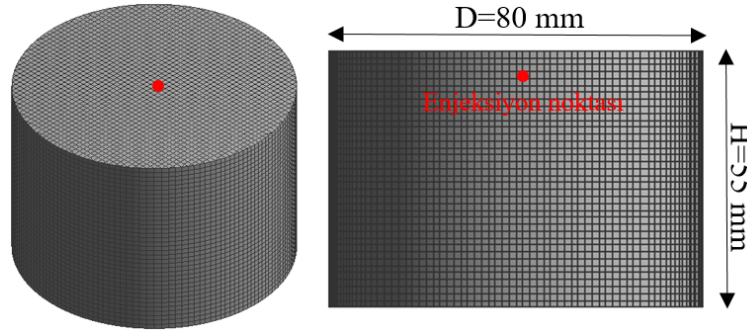
Literatürde yapılmış çalışmalardan C_v katsayısının Bernoulli hızının 0,95'i olarak alınabileceği saptanmıştır. C_a katsayısı deneysel verilere göre ayarlanarak 0,85 olarak belirlenmiştir. Bernoulli hızının hesaplanması için Denklem 3.37 kullanılmaktadır (Bulut 2016, Schmid 2012).

$$u_{\text{bernoulli}} = \sqrt{\frac{2(P_{\text{enjektör}} - P_{\text{silindir}})}{\rho_{\text{yakıt}}}} \quad (3.37)$$

Enjektör çıkışındaki ilk damlacık çapı varsayılan olarak enjektör bilgilerinde girilmesi gereken bir parametredir. Bu teze konu olan dışa doğru açılan tip enjektörle Sim ve ark. (2016) tarafından yapılan çalışmada, ilk damlacık çap değeri enjektör meme açıklığının % 90'ı kadar alınabileceğini belirtmişlerdir. Bu nedenle bu çalışmada da ilk damlacık çap değeri enjektör kalkma miktarının % 90'nına eşit olarak alınmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmalarında bu yöntem kullanılmıştır.

3.2.4. Püskürtme Odası ve Ağ Yapısı

Literatürde yakıt demetine ait püskürtme karakteristiğini deneysel sonuçlarla doğrulamak için dikdörtgenler prizması veya silindir şekline sahip iki çeşit püskürtme odası yoğun olarak kullanılmıştır (Park ve ark. 2009, Jing ve ark. 2015, Huang ve Lipatnikov 2011). Püskürtme odasının boyutları ise kullanılan tip enjektörün türüne, sınır şartlarına (püskürtme basıncı, ortam basınç, yoğunluk ve sıcaklığı, vb.) bağlı olarak değişmektedir. Doğrulama çalışmaları için püskürtme odasına ait boyutlara karar verilirken, püskürtülen yakıtın silindir cidarlarına teması engellenecek şekilde oluşturulur. Boyutları 80 mm çapında, 55 mm yüksekliğinde olup Şekil 3.13’de ayrıklaştırılmış/meshlenmiş hali verilmiştir. Eğer hesaplama hacmi daha büyük oluşturulur ise hesaplama süresinde artış meydana geleceğinden olabilecek minimum hacme sahip geometrik boyutların belirlenmesi hesaplama süresi açısından fayda sağlayacaktır. Püskürtmenin yapılacağı nokta silindir geometrisi içerisinde olup üst noktanın tam merkezinde ve 5 mm altında olacak şekilde belirlenmiştir. Püskürtme odasına ait geometri ‘Ansys Workbench Mesh’ modülünde mevcut olan ‘Cut Cell’ yöntemiyle 85692 elemana ayrıklaştırılmıştır. Bu eleman sayısı literatürde var olan çalışmalardaki eleman sayısı ile uyumludur (Wentsch 2018, Bulut 2016, Jing ve ark. 2015).



Şekil 3.13. Hesaplama hacmi veya domain

3.3. Ortalama İndike Basıncın Hesaplanması

Genişleme veya güç zamanı boyunca pistonu etki eden basınç, krank mili açısına bağlı olarak değişim gösterir. Ortalama indike basınç güç zamanı boyunca pistonu etki eden sabit basınca eş değer basınç olarak tarif edilir (Çengel ve Boles 2015). Kademeli dolgu

modundan daha çok istifade edebilmek adına hesaplamalar hava fazlalık katsayısının 2,5'e eşit olduğu durum için gerçekleştirilmiştir (Denklem 3.38). Silindir içine alınan havanın miktarına göre gönderilecek yakıt miktarı belirlenir. Bu yakıt miktarına göre ortalama indike basıncın (P_{mi}) değeri hesaplanmıştır (Denklem 3.39). Silindir içersine alınan havanın kütlesi hesaplanırken, emme ve egzoz supaplarının kapanmasından sonraki süreçte içeri hapsedilen kütle miktarıdır. İndike verim (η_{indike}) % 35 ve yakıtın alt ısı değeri $H_u = 44600$ kJ/kg olarak alınmıştır.

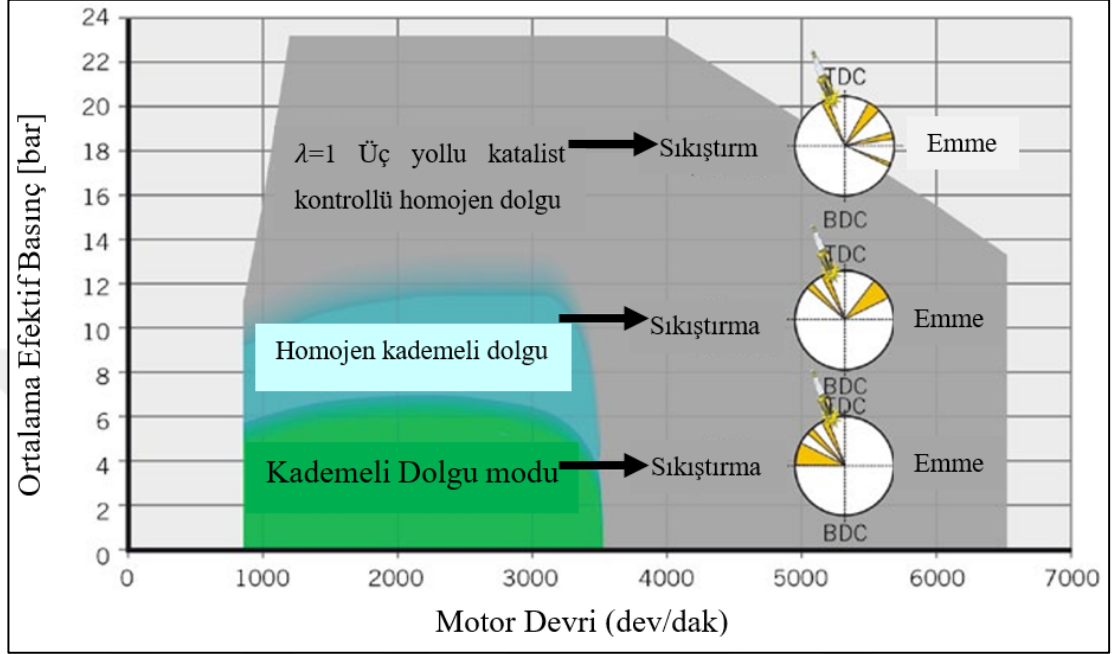
$$\lambda = \frac{\frac{m_{h,gerçek}}{m_{y,gerçek}}}{\frac{m_{h,stokiyometrik}}{m_{y,stokiyometrik}}} \quad (3.38)$$

$$P_{mi} = \frac{m_y H_u \eta_i}{V_h} \quad (3.39)$$

Motorlarda silindir içersine gönderilen yakıtın miktarı; enjektör tetikleme süresi, kesit alanı ve püskürtme basıncı düşünülerek üç farklı şekilde kontrol edilebilmektedir. Çok delikli enjektörlerde tetikleme süresi ve enjektör basma basıncı kontrol edilebiliyor iken, kesit alanı değişimi konstriktif bir parametre olması nedeniyle dinamik olarak kontrolü mümkün değildir. Ancak, bu çalışmaya konu olan dışarı doğru açılan iğneye sahip piezo tetiklemeli enjektörler de ise iğne kalkma miktarı kontrol edilerek yakıtın aktığı kesit alanı da kontrol edilebilmektedir.

Burada motorun çalışma şartları yani motorun yük durumuna göre silindir içersinde olması gereken yakıtın miktarı hesaplanır. Bu sayede enjektörün ne kadar bir süre tetiklenmesi gerektiği elde edilmiş olur.

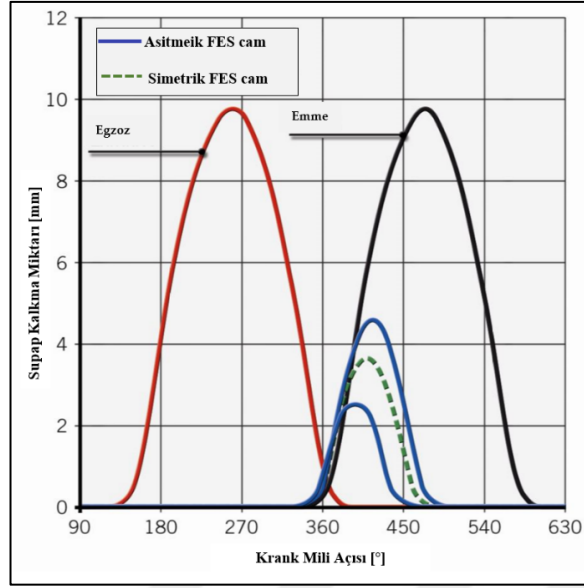
Bu çalışmada kullanılacak olan düşük ve/veya orta yüklemeler için ortalama efektif basınç değeri hesaplanırken, Şekil 3.14’de gösterilen grafik ve literatürde var olan değerler referans alınmıştır.



Şekil 3.14. Dört silindirli turboşarjlı bir motorun ortalama efektif basınç ve motor devri sayısına göre kademeli, homojen kademeli ve homojen dolgu sınırları (Vent ve ark. 2012’den değiştirilerek alınmıştır)

Huang, C. ve ark. (2014) yaptıkları çalışmada 1500 devir/dak motor devri için düşük ve orta yük değerlerinde ortalama efektif basınç değeri sırasıyla 3,6 ve 5 bar olarak almışlardır. Yukarıda Şekil 3.14’de ise 1000, 2000 ve 3000 devir/dak motor hızlarında ortalama efektif basınç değeri 2-4,5 bar aralığında alınması durumunda direkt püskürtmeli benzin motorların en etkin olarak çalışma aralığı olduğu açıktır. Bu nedenle, bu çalışmada yeşil olarak gösterilen kademeli dolgu modu aralığında ortalama efektif basınçın 2 bar olduğu durumda motorun yük değeri dikkate alınmış olup hesaplamalar bu değerler göre yapılmıştır.

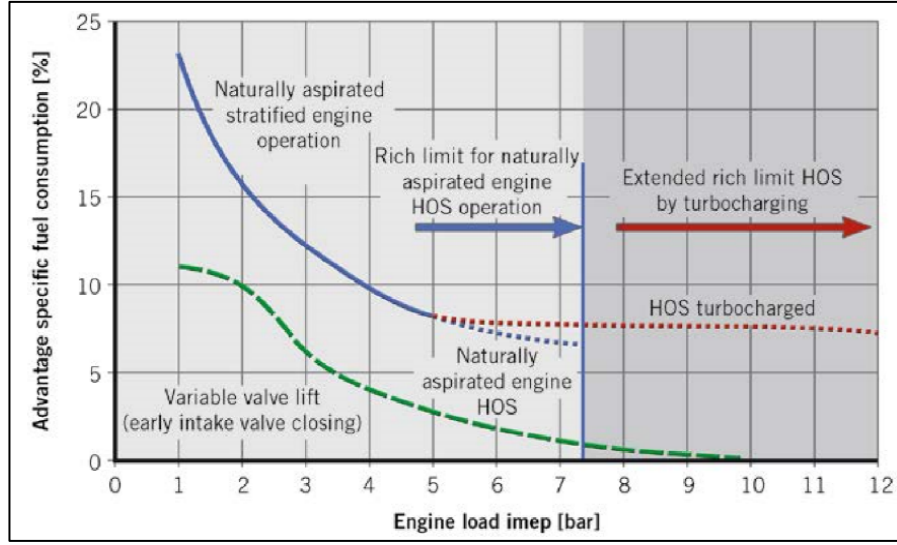
Şekil 3.15’de analizleri gerçekleştirilecek olan motorun supap kalkma miktarının krank mili açısına göre değişimini gösteren grafik verilmiştir.



Şekil 3.15. Emme ve egzoz supaplarının kalkma miktarının krank mili açısına bağlı olarak değişimi (Vollrath ve ark. 2018'den değiştirilerek alınmıştır)

Şekil 3.15'deki grafik incelendiğinde kırmızı ve siyah renkli çizgiler motorun normal çalışma aralıklarında supapların kalkma miktarını göstermiştir. Yeşil kesikli çizgi ile gösterilen kısım ise düşük motor yük ve devirlerinde supapların kalkma miktarını azaltarak içeri alınan havanın miktarını azaltır. Böylece silindir içersine gönderilmesi gereken yakıtın miktarında azaltılmış olur. Bu sayede daha düşük yakıt tüketimi ve emisyon salınımı da bu şartlar altında çalışan motor için sağlanmış olur (Vollrath ve ark. 2018, Mürwald ve ark. 2013).

Şekil 3.16'da verilen grafikte yakıt tüketimine ilişkin yukarıda bahsedilen supap kalkma miktarının küçük olduğu şartlarda çalışan motorun ortalama özgül yakıt tüketiminin yüzde olarak nasıl değiştiği gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Motora ait supapların kalkma miktarını ayarlayan sistemin aktif/pasif olması durumunda yakıt tüketimine olan etkisi (Breitbach ve ark. 2013'den alınmıştır)

Yeşil kesikli çizgi ile çizilmiş olan eğride ortalama efektif basınç değerinin 1 bar ve değişken supap kalkma sisteminin aktif olması durumunda, ortalama yakıt tüketimindeki avantaj yaklaşık % 11 civarındayken, artan motor yük durumuna göre sistemin etkinliği azalmış olduğu grafikten anlaşılmaktadır.

3.4. Deneysel Verilerle Yakıt Demetinin Doğrulması

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamalarında deneysel verilerden yararlanılarak doğrulama çalışmalarına yapılmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında deneysel veriler literatürde mevcut olan deneysel çalışmalardan istifade edilerek yapılmıştır. Yakıt demetinin kalibrasyon çalışması kapsamında Kelvin-Helmholtz/Rayleigh-Taylor (KH-RT) damlacık parçalanma modeli kullanılmıştır. Bu parçalanma modeli özellikle yüksek basınçlı dizel yakıt püskürtme modeli için geliştirilmiş olup günümüzde direkt yakıt püskürtmeli benzinli motorlarda kullanılan enjektörlerin kalibrasyonu içinde kullanılmaktadır (Beale ve Reitz 1999). Damlacık doğrulama çalışmalarında diğer bir önemli parametre; ilk damlacık çapı ve dağılım modelidir. İlk damlacığın çap değeri maksimum iğne kalkma miktarının % 90'nına eşit olacak şekilde alınmıştır (Sim ve ark. 2016, Taş ve Karamangil 2019). Damlacık dağılım modeli olarak 'Uniform' model kullanılmıştır. Ancak, 'Rossin-Rammler' damlacık dağılım modelide denenmiş; fakat

‘Uniform’ damlacık çap dağılım modelinde daha etkin sonuçlar alınmıştır. Silindir içine yakıt nüfuz etmesiyle beraber ortam havasıyla yakıt demeti arasında türbülans meydana getirir. Meydana gelen bu türbülans RNG k- ϵ türbülans modeliyle modellenmiştir (Saw ve ark. 2017). Püskürtmeye ve ortama ait parametreler Çizelge 3.3’de sunulmuştur.

Çizelge 3.3. Püskürtme ve ortama ait parametreler

Enjeksiyon Basıncı	200 bar
Ortam Basıncı	5 bar
Ortam Sıcaklığı	293,15 K
Görüntülerin Alınma Süresi	0,7 ms
Enjektör Tetikleme Süresi	1 ms
İğne Açılma Miktarı	35 μ m

Yakıt demeti için kullanılan damlacık parçalanma modeline ilişkin katsayılar ise Çizelge 3.4’de verilmiştir (Taş ve Karamangil 2019).

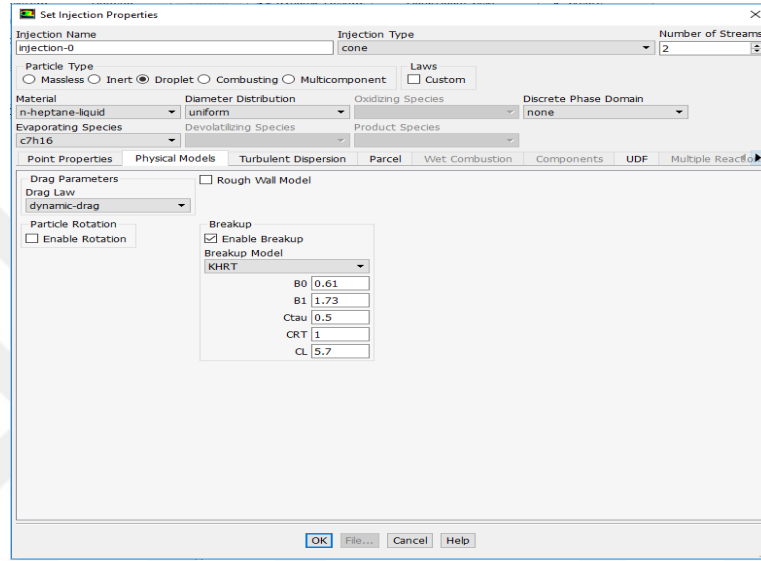
Çizelge 3.4. Kalibrasyona ait katsayılar

KH-RT Model Katsayıları	Değerleri
B_0	0,61
B_1	40
C_{RT}	0,1
C_L	5
C_τ	0,5

Ansys Fluent programı, içi boş koni tip püskürtmeyi modellemeye izin verir. Bu modelleme penceresine ait görüntü Şekil 3.17’de gösterilmiştir. Bunun için ‘Set Injection Properties’ seçeneğinden püskürtme için ‘Injection Type’ olarak ‘Cone’ seçilir. Koni tip püskürtmeye ait tanımlı dört farklı enjeksiyon tipi Fluent programında tanımlıdır. Bu tez çalışmasına konu olan enjeksiyon tipi ‘Cone Type’ kısmından seçilen ‘hollow-cone’ yani içi boş koni tip püskürtmedir. Püskürtmenin özellikleri için ‘Point Properties’ başlığı

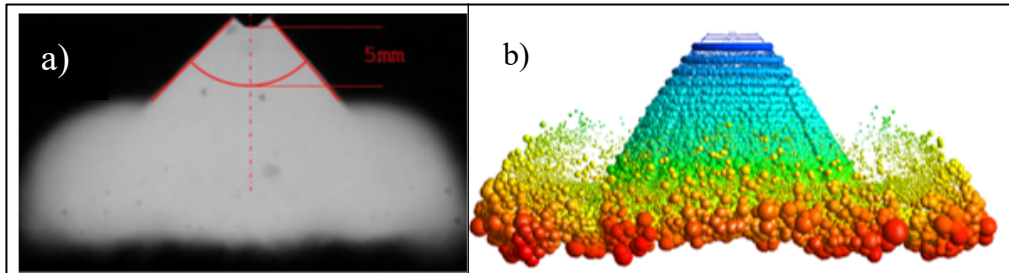
altında püskürtmenin başlayacağı nokta, ilk damlacık çapı, yakıt sıcaklığı, püskürtmenin başlangıç ve bitiş zamanları, açılmal olarak püskürtmenin başladığı ve bittiği yer, püskürtmenin yönü, hızı, enjektöre ait koni açısı, iğne çapı ve toplam kütleli debi miktarı parametreleri sırasıyla girilir.

KH-RT parçalanma model katsayılarının girildiği pencere ise Şekil 3.17’de verilmiştir.

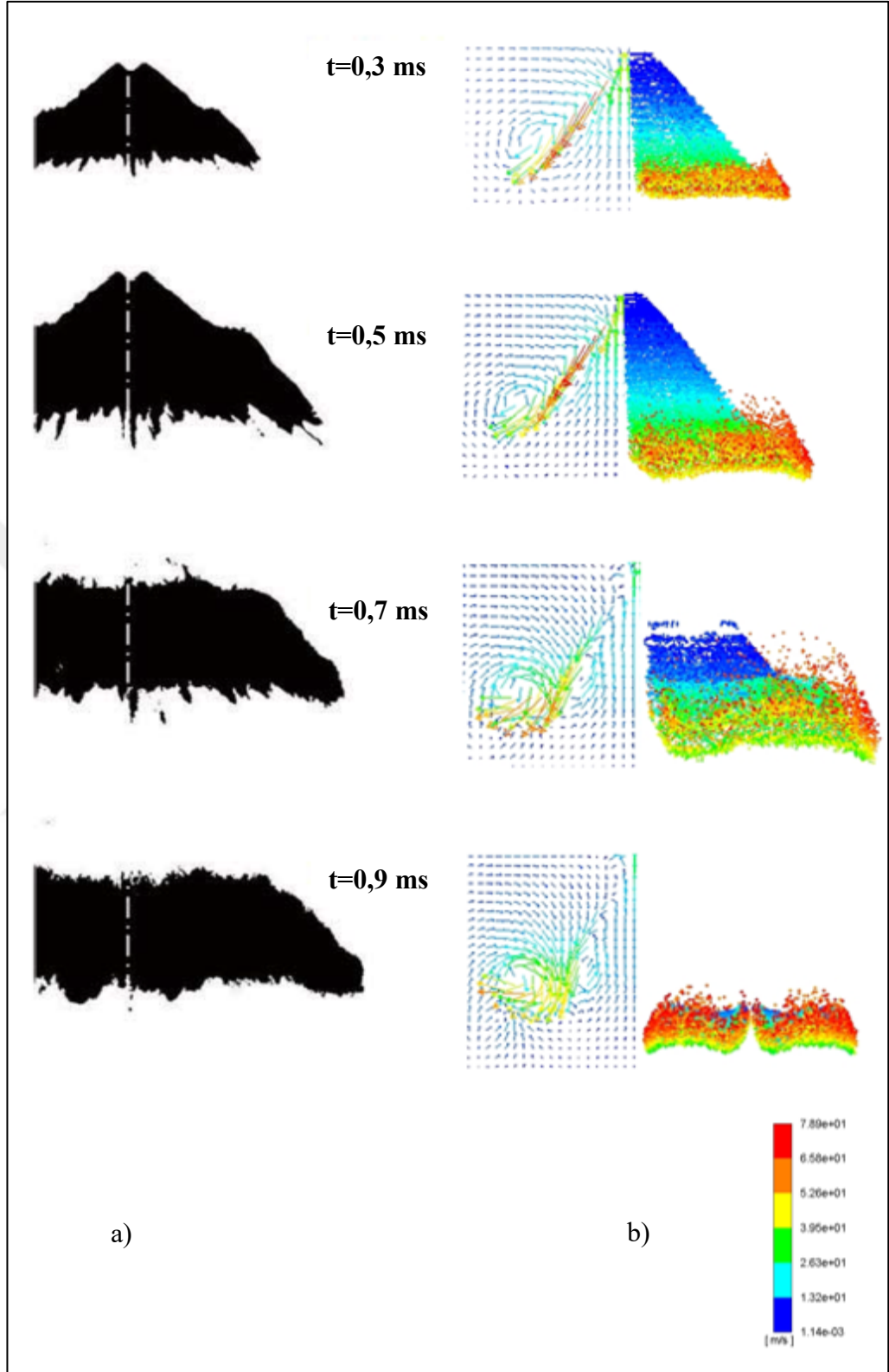


Şekil 3.17. KH-RT parçalanma modeline ilişkin katsayıların girildiği pencere

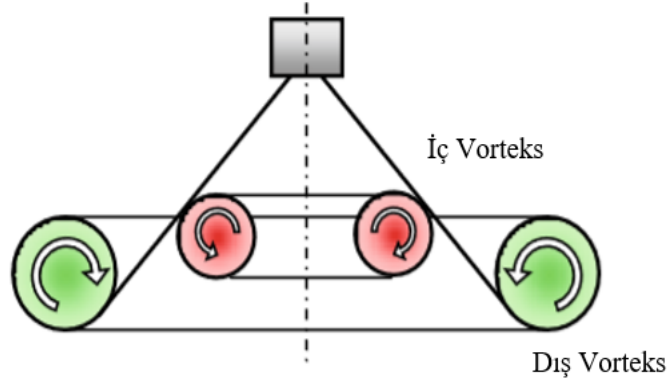
Tanımlanan tüm bu işlemler neticesinde kalibrasyona ilişkin deneysel veri ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği sonuçları Şekil 3.18 ve Şekil 3.19 ’da gösterilmiştir.



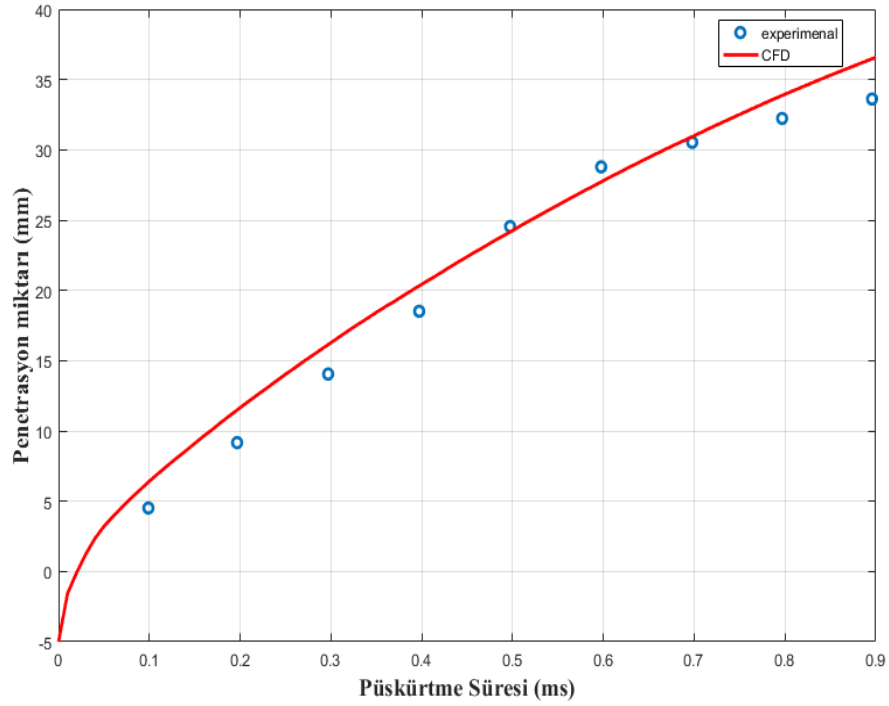
Şekil 3.18. a) Deneysel (Şentürk 2015’den alınmıştır) ve (b) Simülasyon sonucunun karşılaştırılması



Şekil 3.19. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile yapılan analizlerin deneysel sonuçlarla karşılaştırılması: a) Deneysel görüntüler (Zheng 2013'den değiştirilerek alınmıştır) b) Analiz Sonuçları



Şekil 3.20. İçi boş koni tip püskürtmenin püskürtme sonrasında demette meydana gelen vorteksler (Breitbach ve ark. 2013'den değiştirilerek alınmıştır)



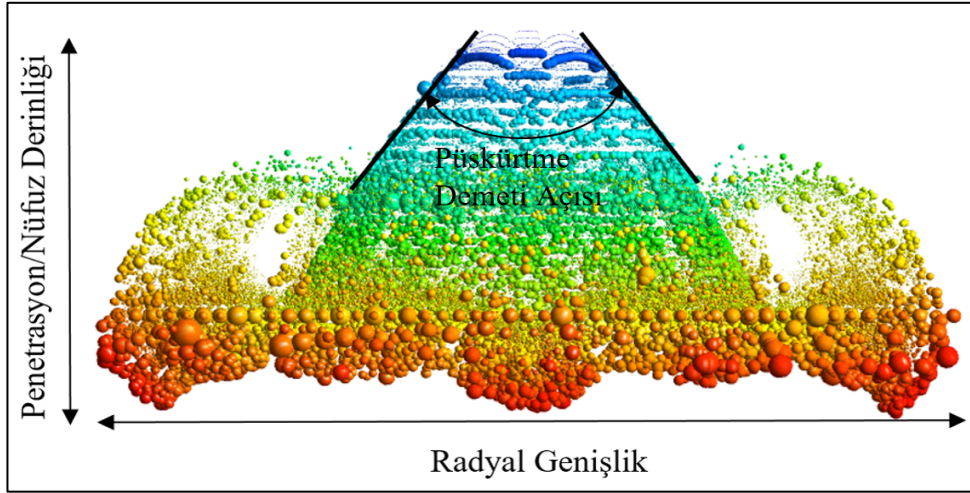
Şekil 3.21. Deneysel verilerler (Zheng 2013'den alınmıştır) ve simülasyon sonuçlarının püskürtme süresine bağlı olarak nüfuz derinliği değişiminin karşılaştırılması

Bkz. Şekil 3.19 ve Şekil 3.21 deki deneysel görüntüler ve deneysel sonuçlara ait penetrasyon verileri literatürden alınmış olup deneysel verilerin simülasyon sonuçlarıyla iyi bir uyum içinde oldukları görülmektedir.

Şekil 3.20'de yakıt demetinin püskürtülmesi esnasında meydana gelen temel vorteksler gösterilmiştir.

Yakıt Demetine Ait Karakteristiklerin Tanımlanması

Yapılan literatür çalışmalarında yakıt demetine ait karakteristiklerin, radyal genişlik, nüfuz derinliği, Sauter ortalama çapı, püskürtme koni açısı gibi parametrelerle karakterize edildiği gözlemlenmiştir (Saw ve ark. 2017, Migliaccio ve ark. 2017, Schmid 2012, Wang 2018, Lee ve Park 2002, Dong ve ark. 2013, Pielecha 2014, Oh ve ark. 2012, Schmid ve ark. 2010, Lefevre ve McDonell 2017). Ansys Fluent programı belirtilen ilk üç parametrenin sonucunu üretmektedir. Ancak, son parametre olan yakıt demeti açısını harici bir program vasıtasıyla ölçmek gerekir. Literatürde yapılmış olan deneysel çalışmalarda püskürtme başlangıcından 0,7 ms sonraki görüntü verilmiş olup püskürtme demeti açısını doğru belirlemek için ölçümler 0,7 ms sonrasında alındığı belirtilmiştir (Bulut 2016). Görüntülerin alınma sürenin artması gerek buharlaşma gerekse girdap olaralarının artmasıyla beraber yakıt demeti açısı doğru ölçülemez (Bulut 2016). Şekil 3.22’de yakıt demeti karakteristikleri gösterilmiştir. Sauter Ortalama Çapı (SMD) bu resim üzerinden gösterilememiş ancak verilen görüntüde SMD dağılımına göre olan görüntüdür. Püskürtmeyi karakterize eden SMD’ye ilişkin bilgiler sonraki bölümlerde ele alınmıştır.

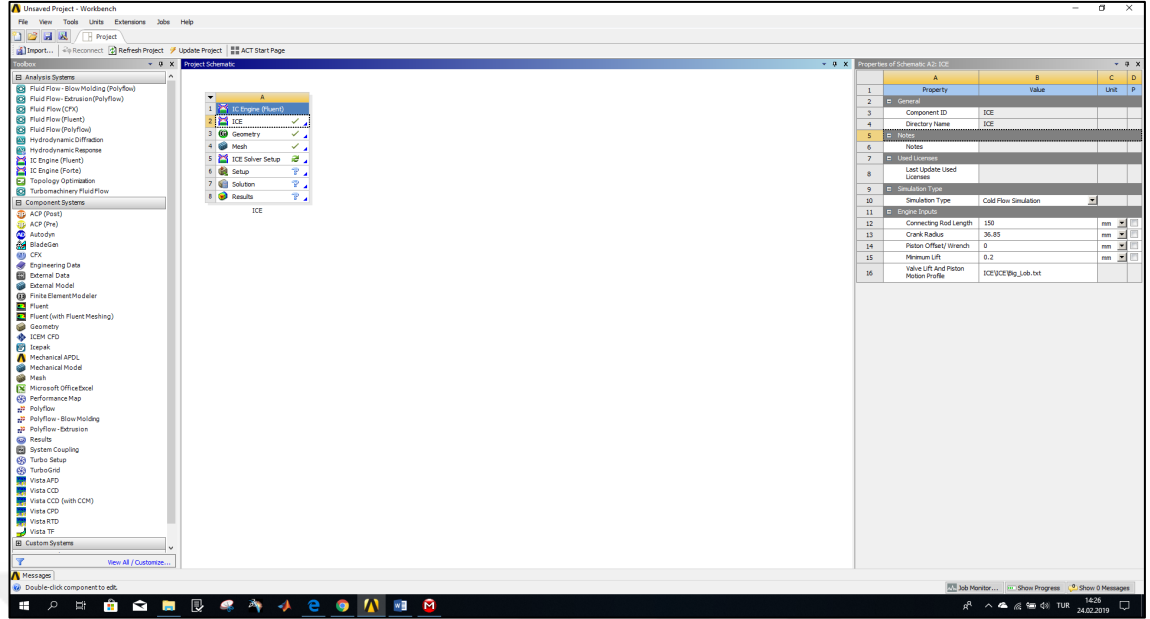


Şekil 3.22. Püskürtme karakteristiklerinin püskürtme morfolojisi üzerinde gösterimi

3.5. Silindir İçi Karışım Oluşumu ve Analizi

Bu teze konu olan motor püskürtme yönlendirmeli direkt enjeksiyonlu buji ateşlemeli olup motora ait üç boyutlu geometrik model bkz. Şekil 3.24'de gösterilmiştir. Ardından 'Ansys Fluent 18.1' yazılımı ile silindir içi karışım oluşumu kalibrasyonu sağlanan enjektör bilgileri ışığında analizleri gerçekleştirilmiştir.

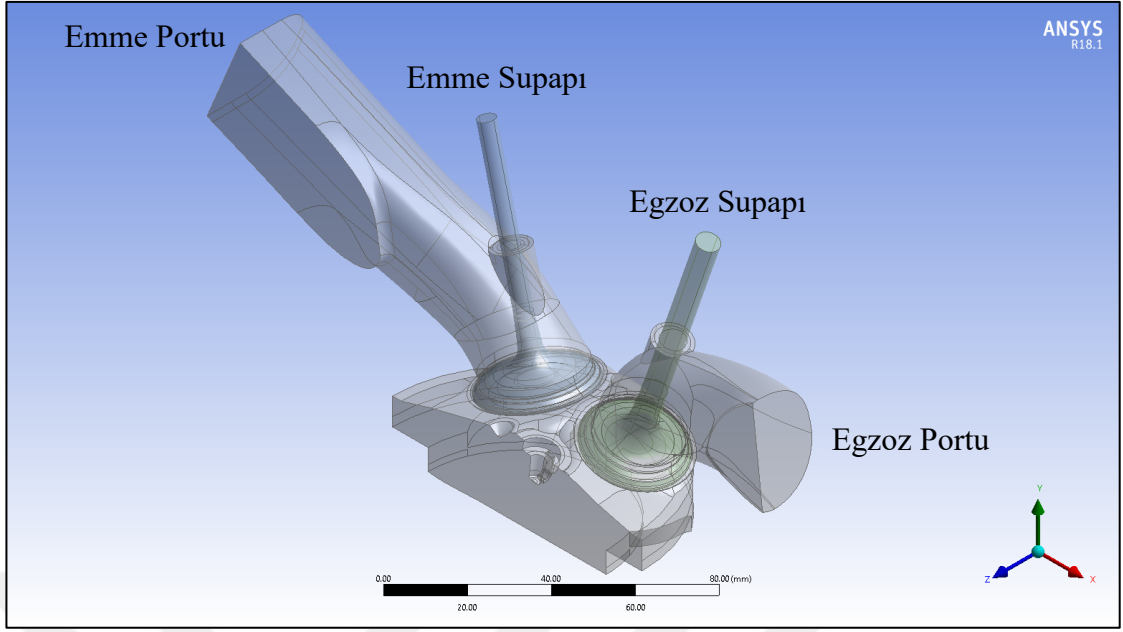
'Ansys Workbench' yazılımının 'ICE' modülü arayüzü genel görünümü Şekil 3.23'de gösterilmiştir. 'Ansys Workbench' yazılımı port akışı, silindir içi karışım oluşumu ve yanmayı modellemek için harici iki modül sunmaktadır. Bu iki modül kullandıkları çözücü tiplerine göre değişmekte olup bunlar sırasıyla 'Fluent' ve 'Fortre' çözücüleridir. Bu çalışmada, 'Fluent' çözücüsünü kullanarak hesaplamalar/analizler gerçekleştirilmiştir. Bu modülde üç farklı durumu ayrı ayrı veya beraber incelemek mümkündür. Örneğin, karışım oluşumu ve yanma ayrı ayrı modellenebileceği gibi beraber de modellenebilmektedir. Bu çalışmada ise yanma reaksiyonlarının olmadığı 'non-combustion' durumu için analizler yapılmıştır. Bir diğer önemli husus ise genel amaçlı hesaplamalı akışkanlar dinamiği programları ile bu fiziksel olay modellenebilmektedir. Ancak, modelleme işlemi hem zor hemde işlem adımları açısından hata yapmaya müsaittir. ICE modülünde ise gerekli bilgi girişleri yapılarak işlem adımları hızlı ve basitleştirilmiştir. Bu modüle ilişkin ayrıntılı bilgi için Ansys ICE Fluent 'help' dökümanları incelenebilir (Ansys Fluent Help).



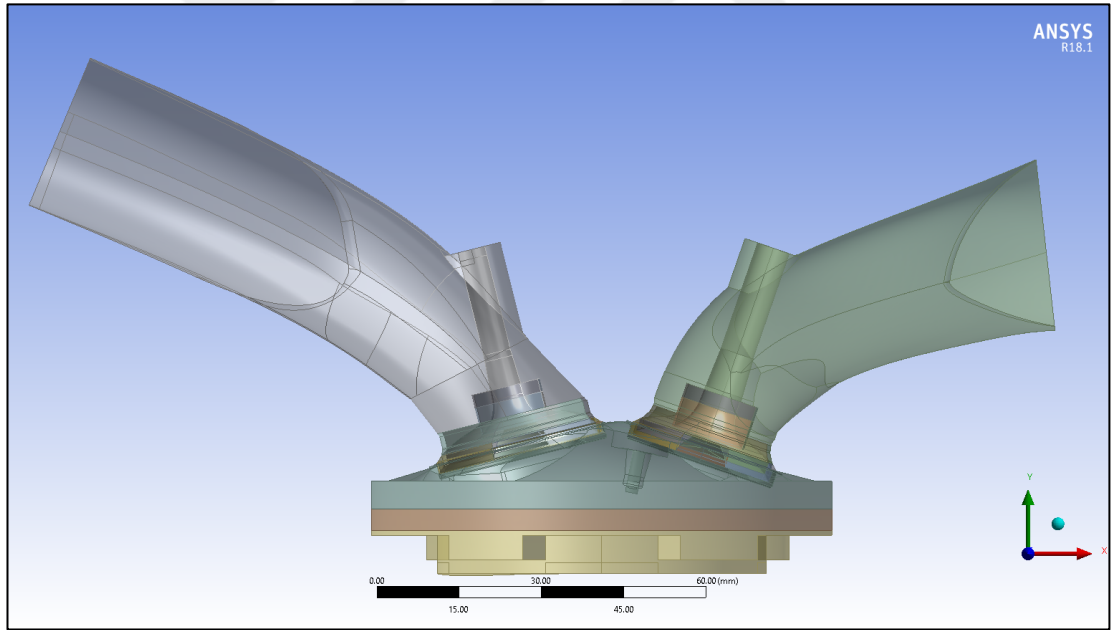
Şekil 3.23. Ansys ICE modülü genel görünümü

3.5.1. Motor CAD Modeli

Motorun üç boyutlu CAD modeli Şekil 3.24’de verilmiştir. Ansys ICE modülü motor geometrisi çeşitli geometrilere bölme işlemi gerçekleştirir. Bu bölme işlemi otomatik olabileceği gibi manuel olarak da yapılabilmektedir. Ancak, motor gibi karmaşık geometriye sahip model üzerinde bu işlemin yapılması zor ve zahmetlidir. Geometriyi uygun hale getirmeden önce motora ait emme, egzoz portlarını ve supaplarının tanımlanması, sıkıştırma oranını, silindir ve simetri yüzeylerini ve son olarak hesaplamaların hangi krank mili açısında başlatılacağına ilişkin bilgilerin girişine imkan tanıyan ‘input manager’ komutuyla bu bilgiler girilmiştir. Ardından, belirtilen giriş bilgileri doğrultusunda motor geometrisi ‘Decomposition’ komutuyla otomatik olarak bölgelere ayrılmıştır. Bu motor geometrisine ait bölgeler Şekil 3.25’de verilmiştir. Bu bölgeler motor geometrisine mesh atılma işlemi sırasında uygun mesh tiplerinin hızlı ve doğru şekilde atılmasını sağlar.



Şekil 3.24. Motor geometrisi



Şekil 3.25. Motor geometrisinin bölgelere ayrılmış hali

Şekil 3.25'deki emme ve egzoz supaplarının beraber açık oldukları – supap bindirmesi – durum için bölgelere ayrılmış motor geometrisi görülmektedir. Bu görüntü pistonun üst ölü noktadan 10 KMA° kadar önceki durum içindir. Yani, analizler gerçekleştirilirken bu andan itibaren hesaplamalar başlatılıp sıkıştırma sonuna kadar devam edecektir. Karışım

oluşumu analizlerinde hesaplamalara yanma işlemi dahil edilmediğinden güç zamanı dikkate alınmamıştır.

Motor geometrisi bkz. Şekil 3.24’de, motora ait teknik bilgiler Çizelge 3.5’de, teknik resim ise EK1’de verilmiştir.

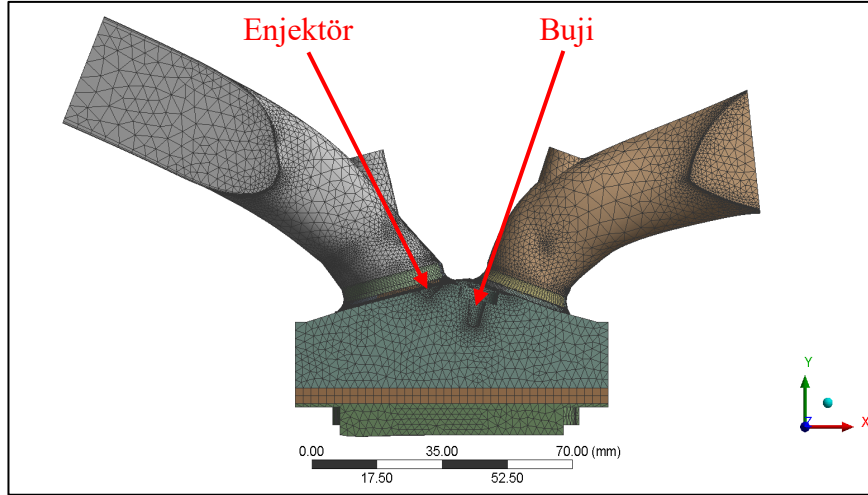
Çizelge 3.5. Motorun teknik özellikleri

Motor Hacmi [cm ³]	1595
Silindir Çapı [mm]	83
Piston Stroğu [mm]	73,7
Sıkıştırma Oranı [-]	10,3
Nominal Güç [PS] ve Devri [dev/dk]	90/5000
Nominal Tork [Nm] ve Devri [dev/dk]	200/1250-4000

3.5.2. Ağ Yapısı

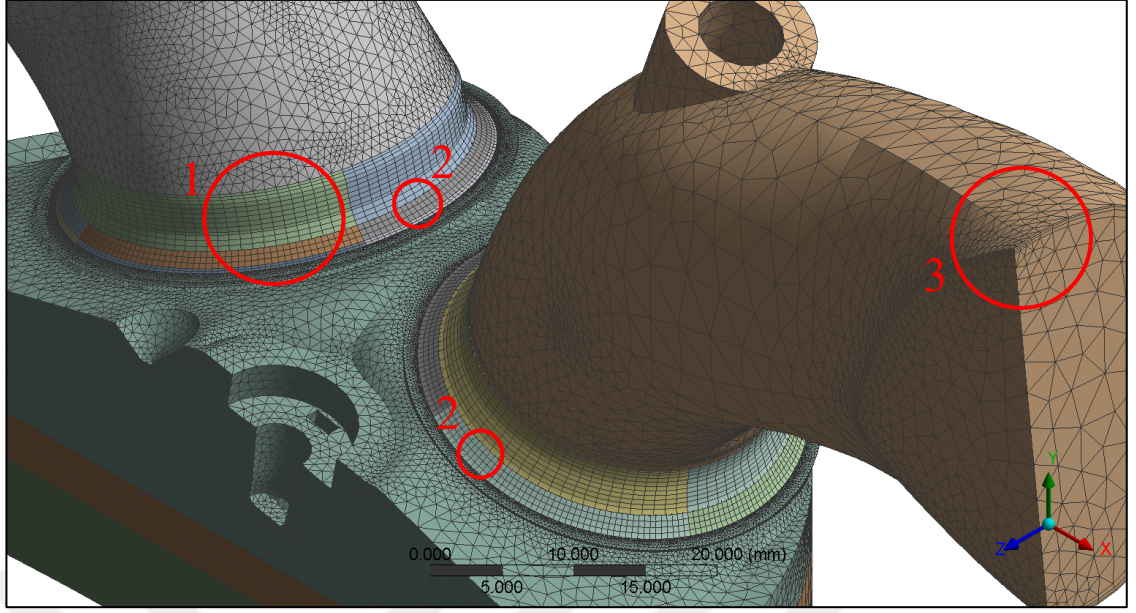
Bu çalışma kapsamında motor geometrisinin uygun ağ yapı ve sayısına bölmek için Ansys ICE Mesh modülünden yararlanılmıştır. Uygun geometrik ağ yapısına sahip motor geometrisi Şekil 3.26’da verilmiştir.

Diğer önemli bir husus ise motor geometsi, hesaplamalarının kolaylaşması ve daha hızlı gerçekleşmesi için simetrik olarak alınmıştır. Yani; yanma odası, emme ve egzoz portları, enjektör ve buji geometrisi simetriktir.

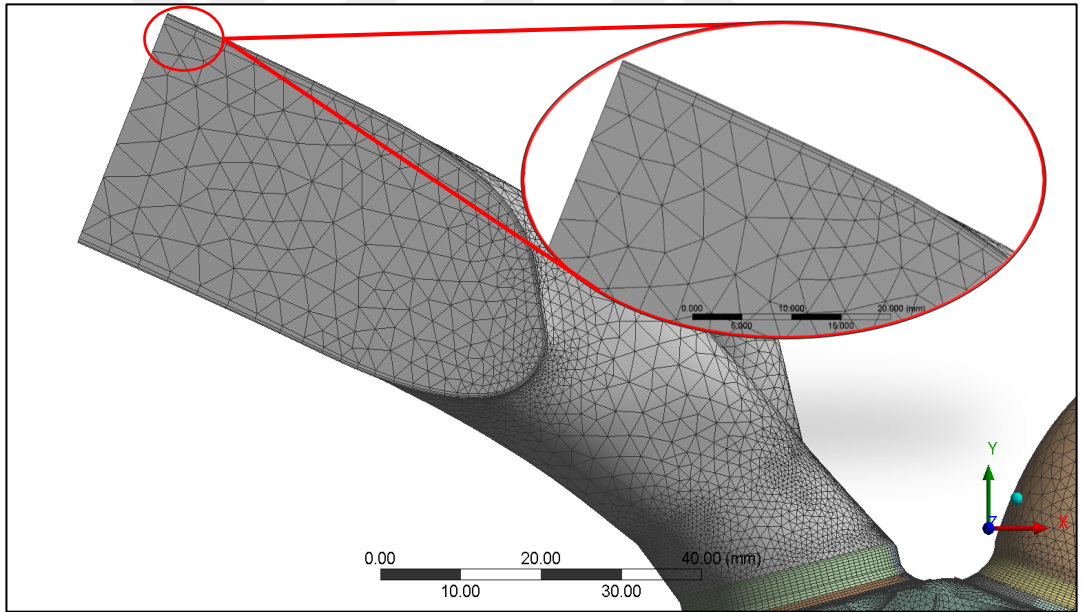


Şekil 3.26. Motor geometrisine ait ağ yapısı

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde akışkana ait özelliklerin (basınç, hız, viskozite gibi) hızlı değişim gösterdiği yerlerde daha yoğun/sık mesh uygulanarak; bu değişimlerin daha doğru şekilde yakalanması sağlanır (Çengel ve Cimbala 2008). Şekil 3.27’de görüldüğü üzerinde supap bölgeleri, buji ve enjektör gövdesi, emme ve egzoz port bölgeleri, supap oturma yüzeylerinde daha yoğun ve farklı mesh yapıları kullanılmıştır. Mesh eleman yapılarından ağırlıklı olarak tetra eleman tipi kullanılmış iken supap oturma yüzeylerine ve supap bölgesine hexa yapıları ile ayrılaştırılmıştır. Ayrıca, sınır tabaka akışını daha doğru modellemek adına portlara katmansal ‘inflation’ mesh uygulanmıştır. Bu durumlara ilişkin ayrıntılı mesh yapıları Şekil 3.28’de verilmiştir. Şekil 3.27’de ‘1’ ile gösterilen kısım supap bölgeleri, ‘2’ ile gösterilen bölge supap oturma yüzeyi ve ‘3’ ile gösterilen bölge ise egzoz portunun ‘inflation’ kısmıdır. Ayrıca, katmanlı tabaka (‘inflation’) emme portunda da mevcuttur.

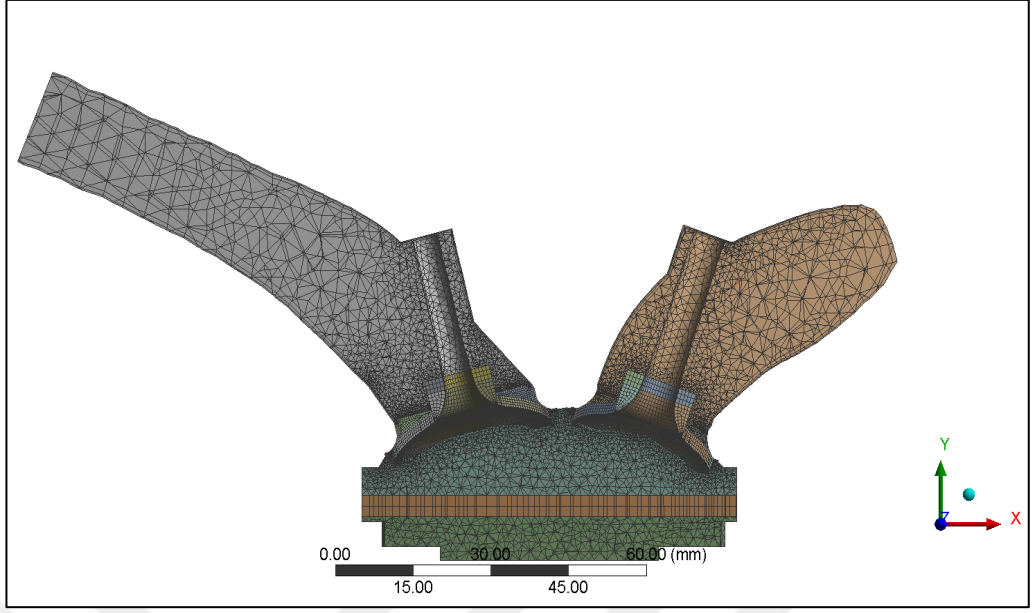


Şekil 3.27. Mesh eleman ve bölgelerinin ayrıntılı gösterimi



Şekil 3.28. Emme portundaki katmanlı yapının görüntüsü

Ayrıklaştırılmış motor geometsinin tüm bölgelerinin ayrıntılı görüntülenmesi için Şekil 3.29’da motor kesit görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3.29. Ayırıklaştırılmış motor geometrisinin supapların ortasından alınmış kesiti

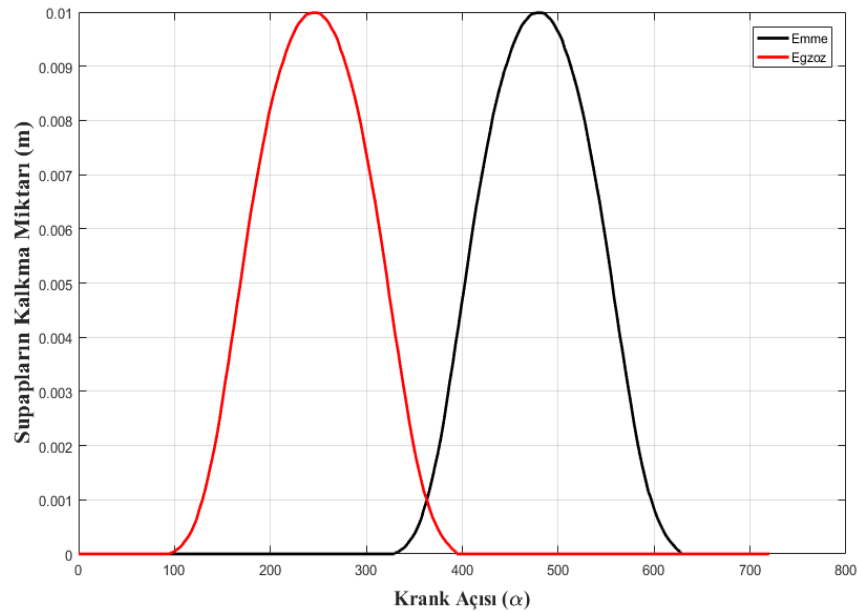
3.5.3. Sınır Şartları

Burada püskürtme yönlendirmeli benzin motorunun silindir içi akış ve karışım oluşumu analizleri için gerekli olan sınır şartları bu bölümde ele alınmıştır. Püskürtme yönlendirmeli buji ateşlemeli motorlarda püskürtme ateşlemeden kısa bir süre önce gerçekleştirilerek tam buji çakma anında yakıt fazlalık katsayısı 1-1,25 aralığında (hava fazlalık katsayısının değeri 0,8-1,0) olması arzu edildiği bilinmektedir. Çünkü, buji civarında yakıt-hava karışımının yanabilmesi için yakıt fazlalık katsayısının (YFK) bu aralıkta olması literatür ve bu alanda yazılmış kitaplarda belirtilmiştir (Migliaccio 2017, Baecker ve ark. 2007, Basshuysen 2009).

Karışım oluşumu ve silindir içi akış analizleri gerçekleştirilirken eğer dört zamanın (emme-sıkıştırma-ateşleme-egzoz) tüm süreçleri incelenecek olursa çözüm süresi uzar. Ancak, genelde çözüme emme zamanlamasından (ÜÖN'dan 10-20 KMA° kadar) çok kısa bir süre önce başlatılacak şekilde çözüm ayarlanır. Bu ayarlama 'Decomposition' adımıyla çözümün hangi krank mili açısında başlatılacağı girilebilir. Örneğin, emme/egzoz supapının açılmaya/kapanmaya başlama anında olacak şekilde yapılabilir. Bu çalışmada, çözüm işlemi emme valfinin açılmaya başlamasından 10 KMA° önce başlatılmış ve püskürtme işleminin gerçekleşip güç zamanlamasına kadar ki süreç için

hesaplamalar yapılmıştır. Bu şartlar altında oluşturulan model basınca ve zamana bağlı olarak Fluent yazılımıyla çözümlendirilmiştir. Çözümlenelerde literatürde bulunan pek çok RANS denklem tabanlı RNG k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model cidara yakın bölgedeki akışı, ayrılma bölgesindeki akışı, eğik yapıya sahip geometridelerdeki akışı ve durgunluk bölgesi veya akışın cidara çarpması neticesinde akışta meydana gelen sıkışma gibi akış alanında daha doğru çözümler sunar (Huang ve ark. 2014). Diğer yandan hassas çözümler elde etmek adına çözüme ilişkin adımlar $0,25 \text{ KMA}^\circ$ olarak belirlenmiştir. Supap açılma ve kapanma anında meydana gelen fiziksel olaylar düşünüldüğünde çok hızlı gelişen olaylar ve çok küçük boyutların olduğu açıktır. Örneğin, supapların tam kalkma/kapanma anında çok dar bir alandan akmaya zorlanan akış ses hızına yaklaşmakta hatta artan motor devirleriyle beraber ses üstü hızlara erişebilmektedir. Bu nedenle de supapların açılma ve kapanma sürecindeki çözüm adımı $0,0625 \text{ KMA}^\circ$ olarak daha küçük adım değerleriyle çözümler sağlanmıştır.

Analizi yapılan motora ait kullanılan supap valflerinin krank miline bağlı olarak kalkma miktarına ilişkin veriler harici programlar vasıtasıyla elde edilmiş ve veriler 'Matlab' yazılımı yardımıyla grafik olarak çizilmiştir. Elde edilen bu grafik Şekil 3.30'da sunulmuştur.



Şekil 3.30. Supapların kalkma miktarını krank açısına bağlı olarak değişimi

Supapların açılma ve kapanma zamanlamasına ilişkin bilgiler Çizelge 3.6’da verilmiştir.

Çizelge 3.6. Supapların açılma kapanma açıları

Supap Cinsi	Açılma / Kapanma Açısı
Emme Supapı	321 KMA° Açılma
Emme Supapı	565 KMA° Kapanma
Egzoz Supapı	136 KMA° Açılma
Egzoz Supapı	380 KMA° Kapanma

Çizelge 3.6’da verilen açıların referans durumu şu şekildedir. Piston üst ölü noktada iken 0 KMA°, alt ölü noktada iken de 180 KMA°’dır. Bu durum, Ansys ICE modülünde referans durum olarak bu şekilde belirtildiğinden analizler ve sonraki verilecek açıklamalarda bu duruma göre değerlendirilmiştir.

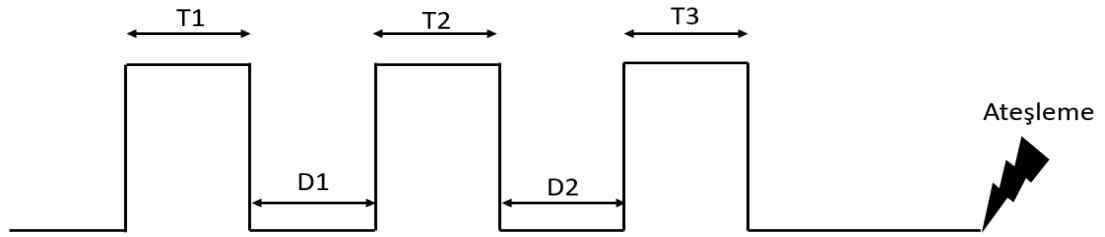
Sınır şartları olarak motorun çalışma durumunda piston, emme ve egzoz portları, silindir cidarları ve emme havasının sıcaklığı bilinmeli ayrıca emme ve egzoz sisteminin basınç değerleri girilmesi gerekir. Ancak, bu değerler deneysel çalışma imkanının olmaması nedeniyle literatürden yararlanılarak alınmıştır. Bu sınır şartlarına ilişkin bilgiler Çizelge 3.7’de sunulmuştur.

Çizelge 3.7. Motorun çalışması esnasında sıcaklık ve basınç değerleri için kullanılan sınır şartları (Saw ve ark. 2017’den alınmıştır)

Sınır Şartlarının Bölgesel Adları	Sıcaklık (K)	Basınç (bar)
Emme Havası	310	1,01
Egzoz Havası	366	1,05
Silindir Kafası	500	-
Emme ve Egzoz Valflerinin	500	-
Silindir Cidar	400	-
Emme Port	310	-
Egzoz Port	400	-
Piston	475	-

Çalışmanın bu kısmında 2000 dev/dak motor devir hızı ve ortalama efektif basıncın 2 bar olduğu durumda çoklu enjeksiyon stratejileriyle buji civarındaki yakıt-hava kaşımının değişimi incelenmiş ve uygun püskürtme şartlarının elde edilmesi hususunda bulgular kısmında değerlendirmeler yapılmıştır.

Nümerik hesaplamalarda püskürtme stratejisinin etkisini görmek adına tüm durumlarda toplam enjeksiyon tetikleme süresi 0,601 ms ve enjeksiyonun başlama açısı tüm durumlar için uygun ateşleme açısına göre ve farklı krank mili açılarında başlatılmıştır. Değiştirilen parametre ise herbir durumun kendi içerisindeki birinci, ikinci ve üçüncü enjeksiyonun tetikleme süreleri arasındaki durma süreleridir. Dolayısıyla da iki enjeksiyon arasındaki durma sürelerinin etkisi incelenmiş olacaktır. İzlenecek olan enjeksiyon stratejileri Şekil 3.31’de sunulmuş olup ayrıca tetikleme ve durma sürelerine ilişkin bilgi Çizelge 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.31. Püskürtme stratejisinin şematik gösterimi

Çizelge 3.8. Püskürtme stratejisinde kullanılacak olan tetikleme ve durma sürelerinin değeri (Dahlender ve Hemdal 2015’den alınmıştır)

Durum	T1	D1	T2	D2	T3	Püskürtme Avansı (KMA°)	Ateşleme Avansı (KMA°)
1	267	300	167	200	167	-27	-16
2	267	800	167	400	167	-38	-21
3	267	4400	167	400	167	-90	-23

Çizelge 3.8’de gösterilen T1, D1, T2, D2 ve T3 sırasıyla birinci enjeksiyonun tetiklenme (T1), birinci ve ikinci enjesiyon süresi arasındaki durma (D1), ikinci enjeksiyonun tetikleme (T2), ikinci ve üçüncü enjeksiyon arasındaki durma (D2) ve son olarak üçüncü

enjeksiyonun tetikleme süresini göstermektedir. Birinci durum için püskürtme avansı 27, ikinci durum için 38 ve üçüncü durum için 90 KMA°'dır. Belirtilen bu sürelerin birimi μs olup püskürtme ve ateşleme avans açıları ÜÖN'dan önce olduğunu belirtmek için negatif işaret kullanılmıştır. Üst ölü nokta 720 KMA°'dır. Örneğin bir numaralı durum için püskürtme ve ateşleme avasının değeri sırasıyla -27 KMA° ve -16 KMA° olup ÜÖN'dan 27 KMA° önce (yani 693 KMA°) püskürtmenin başladığı ve yine ÜÖN'dan 16 KMA° kadar öncesinde (yani 704 KMA°) de ateşlemenin yapıldığı anlamına gelmektedir. Bu durumlarda enjektörlerin toplan tetikleme süreleri değiştirilmemiş olup enjeksiyonlar arasındaki durma süreleri değiştirilmiş olduğu çizelgeden de anlaşılmaktadır.

Çizelge 3.8'de ateşleme avans değerlerinin değiştiği görülmektedir. Bu değerlerin değişmesinin nedeni Dahlander ve Hemdal (2015) tarafından yapılan deneysel çalışmada stabil bir yanma olması için değiştirildiği belirtilmiştir. Bu nedenle de bu püskürtme ve ateşleme avans değerleri referans alınarak püskürtmenin başlangıç ve bitiş süreleri belirlenmiş ve sonuçlar bu değerler dikkate alınarak sunulmuştur.

Yapılan tüm analizlerde motorun çalışma koşulları aynı olup bu tez çalışması kapsamında 2000 dev/dak ve 2 bar ortalama efektif basınç durumu için ele alınmıştır. İncelemeye ilişkin sonuçlara sonraki bölümde yer verilmiştir.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu kısımda tez çalışmamız kapsamında çeşitli durumlar için elde edilen bulgulara yer verilmiştir.

4.1. Soğukta İlk Çalışma Durumunda Yakıt Demeti Karakteristiği İncelenmesi

Püskürtmeye ait karakterizasyonların tanımlanmasına önceki bölümde yer verilmişti. Burada ise ortam basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak bu karakteristiklerin nasıl değiştiğine ilişkin çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Enjektör püskürtme basınç değeri 350 bar olup; analizler gerçekleştirilirken hesaplama hacmi ve kalibrasyona ilişkin katsayılar daha önceden belirtilen değerler kullanılmıştır.

Bilindiği üzere araç motorları imal edilirken her koşulda stabil çalışabilecek şekilde tasarlanır. Ayrıca, model ve tipleri farklı olan araçlarda aynı motor kullanılabilir. Örneğin, sert soğuk iklim şartlarına sahip Rusya ile bu iklimin tam tersi olan Suudi Arabistan yarımadasında aynı tip motoru kullanan araçlar olabilmektedir. Ancak, her iki durum içinde motordan aynı derecede etkin şekilde istifade edilmek istenir. Püskürtme çalışmaları kapsamında sert soğuk iklim şartlarında ortam basınç ve sıcaklığı düşünülerek motor çalışma şartları dikkate alınmıştır (Dahlander ve ark. 2008). Yapılan çalışmalar için ortam basınç ve sıcaklığına ilişkin bilgiler Çizelge 4.1’de sunulmuştur.

Çizelge 4.1. Püskürtme çalışmalarında ortam basınç ve sıcaklığına ilişkin değerler

Değişkenler	Değerleri
Ortam Basıncı [bar]	5, 10, 15, 20
Ortam Sıcaklığı [K]	243, 253, 263, 273, 283, 293, 303, 313

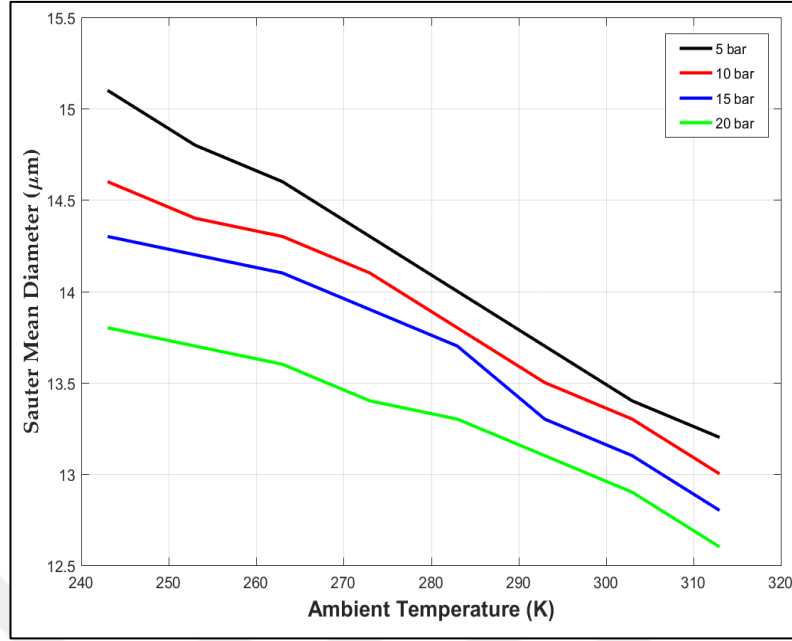
4.1.1. Ortam Sıcaklığının SMD üzere Etkisi

Yakıt damlacıkları, ortam gazı içinde hareket ettikçe gaz ile etkileşime girer ve damlacık ile etrafındaki gaz arasındaki göreceli hız nedeniyle aerodinamik kuvvetler meydana gelir. Bu aerodinamik kuvvetler yakıt parçacıklarını etkilemeye başlayarak yakıt damlacıklarında deformasyonların oluşmasına zorlar. Eğer yeterince büyük bir kuvvet

yakıt partikülüne etki ederse damlacıklar parçalanmaya başlar. Parçalanmış büyük yakıt damlacıkları daha küçük yakıt parçacıkları üretir. Bu yakıt parçacıkları toplam hacminin toplam yüzey alanına oranı -ki bu değer SMD olarak bilinir- püskürtme atomizasyonunun kalitesini gösterir (Baumgarten 2006, Stiesch 2003, Günter 2012).

Her damlacığın bir küre olduğu varsayımından yola çıkarak, toplam yüzey alanı azalan çap değeriyle artar, bu da toplam yüzeyden olan ısı transferinin miktarını arttırır. Artan ısı transferi sayesinde, yakıt damlacıkları çevreden enerji çekerek daha hızlı ve daha verimli buharlaşır. Bu da yakıt-hava karışımının daha verimli bir şekilde yanması ve dolayısıyla daha temiz bir yanmanın meydana gelmesini sağlar (Baumgarten 2006, Stiesch 2003, Günter 2012). Yanmanın kalitesindeki artışla birlikte, yanmamış yakıtın, yani yanmamış hidrokarbonların (UHC) miktarında önemli azalmalar meydana gelir (Dahlander ve Hemdal 2015, Song ve ark. 2015). Tüm bu nedenlerden dolayı, SMD değerinin mümkün olduğu kadar küçük olması arzu edilir (Baumgarten 2006, Stiesch 2003, Günter 2012).

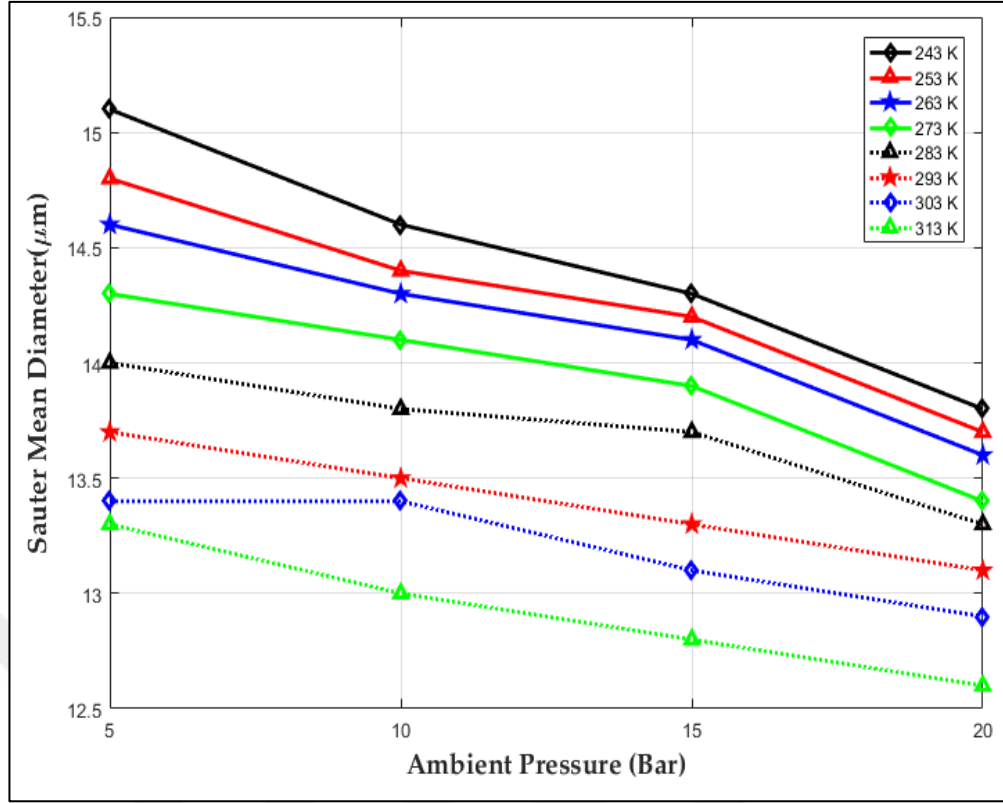
Şekil 4.1'den de görülebileceği gibi, ortam basıncı sabit tutulurken, ortam sıcaklığının arttırılması SMD'nin azalmasına neden olmuştur. Ortam sıcaklığının artması, yakıt parçacıklarının ortamdaki enerji çekmesini sağlar, böylece yakıtın buharlaşması daha kolay hale gelir ve ortalama çap azalır. Piezoelektrik tetiklemeli içi boş koni tip püskürtme yapabilen enjektörlerde SMD değeri 10-15 μm olduğunu enjektöre ait tabloda belirtilmişti (Breitbach ve ark. 2013, Şentürk 2015). Ayrıca, benzer çalışmalarda SMD değeri 14.3, 14,6 μm olduğu rapor edilmiştir (Iyer ve ark. 2004, Skogsberg ve ark. 2007).



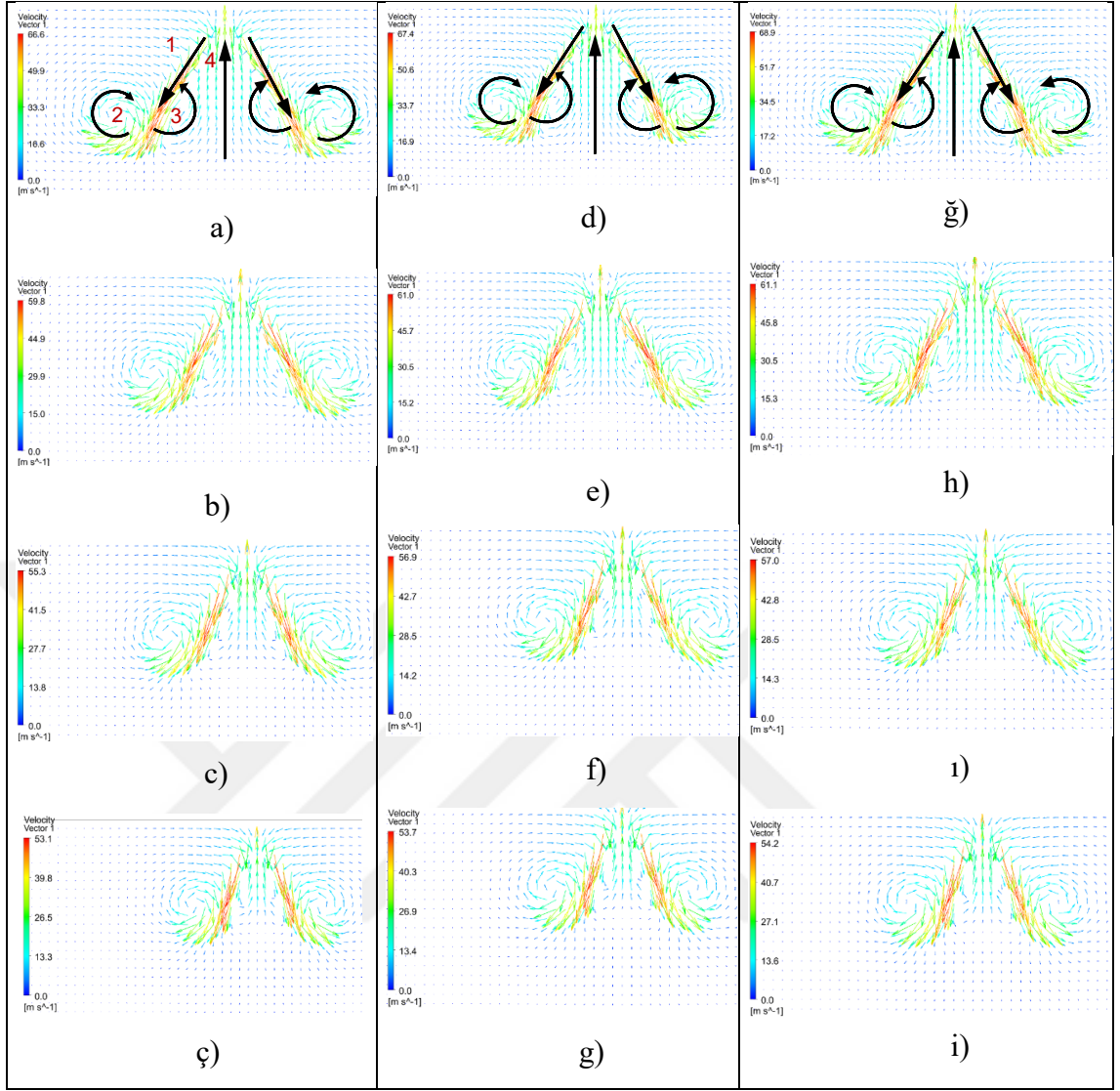
Şekil 4.1. Ortam sıcaklığının Sauter ortalama çapı üzerine etkisi

4.1.2. Ortam Basıncının SMD Üzerindeki Etkisi

Ortam sıcaklığının damlacık çapı üzerindeki etkisinde bahsedildiği üzere ortam basıncında meydana gelen artışın aerodinamik kuvvetlerin artmasına neden olduğunu belirtilmişti. Ortam basıncını artırmak, daha yoğun ortam koşullarına neden olur. Bu da yakıt damlacıklarının daha yoğun bir ortamla etkileşime girmesi sonucunda daha şiddetli parçalanmayla karşılaşacağı anlamına gelir (Migliaccio ve ark. 2017, Dong ve ark. 2013 Jeon ve Moon 2018, Das 2008). Şekil 4.2'deki grafikten de anlaşıldığı gibi, atomizasyon şiddeti aynı ortam sıcaklığında artan ortam basıncıyla artar ve böylece SMD değeri düşer.



Şekil 4.2. Ortam basıncının Sauter ortalama çapı üzerine etkisi



Şekil 4.3. Ortam basınç ve sıcaklığına bağlı olarak hız vektörünün değişimi: (a) 5 bar, 243 K (b) 10 bar, 243 K (c) 15 bar, 243 K (ç) 20 bar, 243 K (d) 5 bar, 263 K (e) 10 bar, 263 K (f) 15 bar, 263 K (g) 20 bar, 263 K (ğ) 5 bar, 283 K (h) 10 bar, 283 K (ı) 15 bar, 283 K, (i) 20 bar 283 K

Yakıt püskürtme formu, Şekil 4.3'de gösterildiği gibi 4 bölgeye bölünerek incelenebilir. Her bölgedeki hız vektörleri, farklı ortam basınçları ve sıcaklıkları için Şekil 4.3(a-i)'de gösterilmiştir. '1' içi boş koni iğnesinin yüzeyinden ayrılarak o doğrultuyu takip eden bölgedir. '2' hava direnci nedeniyle yakıt püskürtme ucunda ters yönde oluşturulmuş girdap bölgesini göstermektedir. '3', '4' yönünde hareket eden akımın oluşturduğu girdaptır. '4' merkezden iğneye giden akış bölgesidir. Şekil 4.3(a-ç)'de 243 K sabit sıcaklıkta ve farklı ortam basınçlarında (5 bar, 10 bar, 15 bar ve 20 bar), yakıt demetinin

'1' oku yönündeki hız değerleri sırasıyla 66,6 m/s, 59,6 m/s, 55,3 m/s ve 53,1 m/s'dir. Artan ortam basıncının, yakıt püskürtme hızını '1' yönünde düşürdüğü görülmektedir. Benzer şekilde, bkz. Şekil 4.3(ğ-i)'de 283 K sabit sıcaklıkta ve farklı ortam basınçlarında (5 bar, 10 bar, 15 bar ve 20 bar), yakıt demetinin '1' ok yönündeki hız değerleri sırasıyla 68,9 m/s, 61,1 m/s, 57,0 m/s ve 54,2 m/s'dir. Sıcaklık artışı, ortamın yoğunluğunu azalttığı için, hızda hafif bir artış olmuştur. Diğer bölgelerdeki (2, 3 ve 4) hız vektörleri grafiklerden incelenebilir. Ayrıca bu bölgelerin oluşumuna ilişkin detaylı bilgi için bkz. Sauter ve ark. (2006) adlı kaynağa.

Bkz. Şekil 4.3'de püskürtmeye ait vektörel hız dağılımı verilen şekiller dikkatli incelenirse püskürtme noktasıyla ilk dış vorteksin meydana geldiği yer ile arasındaki mesafe artan ortam basıncıyla beraber kısalmıştır. Bunun nedeni ortam ve sıvı yakıt demetinin arasında meydana gelen vizkoz kuvvetlerinin şidetlenmesi dolayısıyla parçalanma uzunluğunu kısaltarak daha erken parçalanmanın başlamasından kaynaklanmaktadır. Sıvı yakıt demetinin erken parçalanmasıyla yakıt demetinin toplam yüzey alanında bir artış meydana gelecek ve etki eden direnç kuvvetleri artacaktır. Direnç kuvvetlerinin artması damlacıkların var olan momentumunu azaltarak rotasyonel harekete dönüşmesine ve yakıt demetinin silindir içersine olan nüfuziyetini azaltacaktır (Schmid 2012, Das 2008, Huang ve Lipatnikov 2011).

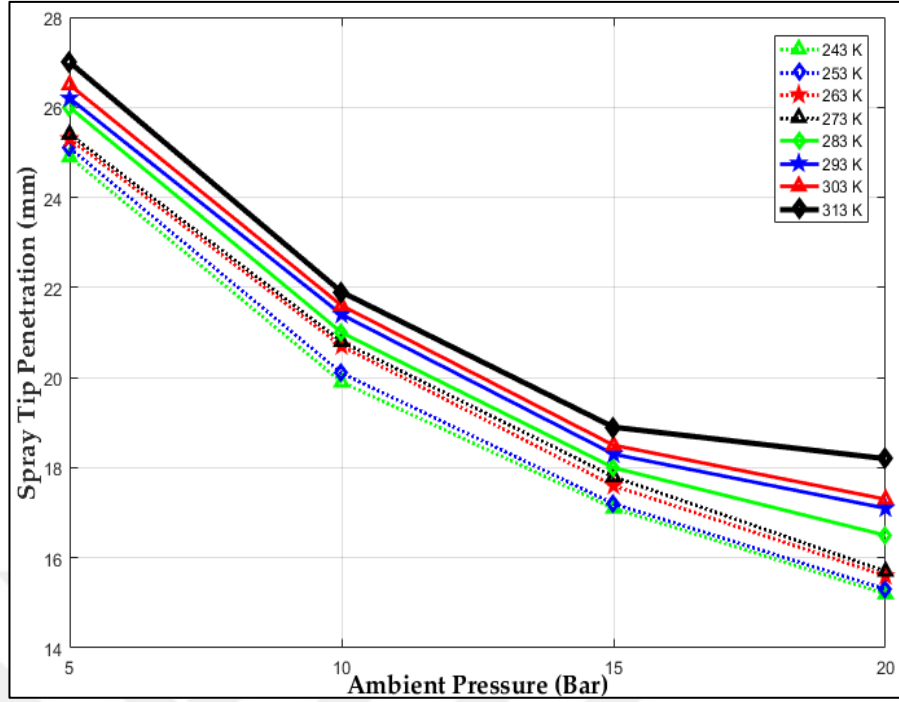
4.1.3. Ortam Basıncı ve Sıcaklığının Nüfuz Derinliği üzerine Etkisi

Yakıtın silindir içersinde gidebileceği en uzak mesafe, hem yakıt hava karışımı hem de yanmamış hidrokarbon (UHC) ve kurum emisyonları açısından büyük önem taşımaktadır (Basshuysen 2009, Schmid 2012). Enjektörden boşalan yakıtın, silindir duvarlarına veya piston tablasına çarpması arzu edilmez. Bu durum hidrokarbon (HC) emisyonlarının kaynağıdır (Basshuysen 2009, Schmid 2012). Öte yandan, enjektörden ayrılan yakıt damlacıklarının yeterince uzak mesafelere ulaşması arzu edilir (Basshuysen 2009, Schmid 2012). Bujinin yakınında uygun yakıt-hava karışımı oluşmazsa, ateşlenmeme 'misfiring' olarak bilinen olay meydana gelir. Başka bir deyişle, yanmamış yakıt silindiri terkeder bu nedenle hidrokarbon emisyonları artar. Belirtilen bu nedenlerden dolayı yakıt-hava karışımı bujinin çevresinde uygun olan hafif zengin karışım sağlanması

oldukça önemli olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca, artan püskürtme basıncıyla beraber damlacık çaplarındaki azalma sayesinde is emisyonlarında azalma sağlanmış olur. Bu nedenlerden dolayı, karışımın oluşumunda püskürtme basıncı çok önemlidir (Basshuysen 2009, Dahlander ve ark. 2008, Dong ve ark. 2013, Park ve ark 2002, Huang ve Lipatnikov 2011).

Artan ortam basıncında, ortam basıncı ile enjektör basıncı arasındaki farkın azalması nedeniyle enjektörü terk eden yakıtın hızı düşer. Bu durum, bkz. Denklem 3.37’de verilmiştir. Hızdaki düşüşe ek olarak, ortam yoğunluğundaki artış, parçalanmayı güçlendiren aerodinamik kuvvetlerin şiddetini artırır (Jeon ve Moon 2018). Parçalanmanın artmasıyla beraber, yakıt damlacıkları daha küçük parçalara ayrılır ve çevreden enerji çekerek hızla buharlaşır (Dahlander ve ark. 2007). Ayrıca, hızdaki azalma ve parçalanmanın kolaylaşmasıyla daha küçük damlacıklara ayrılan yakıt zerreciklerinin kütlelerinin azalması dolayısıyla da damlacıkların momentumunun da azalması anlamına gelmektedir (Schmid 2012). Damlacıkların çaplarının azalmasıyla beraber toplam yüzey alanının artması anlamına gelirken, ortamdaki daha hızlı enerji çekerek buharlaşması kolaylaşır ve damlacık çapında azalma gerçekleşir. Bu da GDI tip motorlarda arzu edilen bir özelliktir (Baumgarten 2006, Schmid 2012, Dahlander ve ark. 2007).

Bir diğer önemli husus ortam ile daha şiddetli etkileşime giren yakıt demeti, daha şiddetli girdapların meydana gelmesine neden olur (Kim ve ark. 2008, Schmid 2012, Das ve Lim 2008 Stiehl ve ark. 2013, Migliaccio ve ark. 2017). Girdaplar yakıt demetinin kinetik enerjisi dönmeye dönüştürür ve püskürtme derinliğini azaltır (Skogsberg ve ark. 2007). Bu durumun sonuçları, bkz. Şekil 4.3’de verilmiştir. Ayrıca, penetrasyon derinliğine ilişkin değişim ise Şekil 4.4’de grafik olarak verilmiştir.



Şekil 4.4. Ortam basınç ve sıcaklığına bağlı olarak püskürtme derinliğinin değişimi

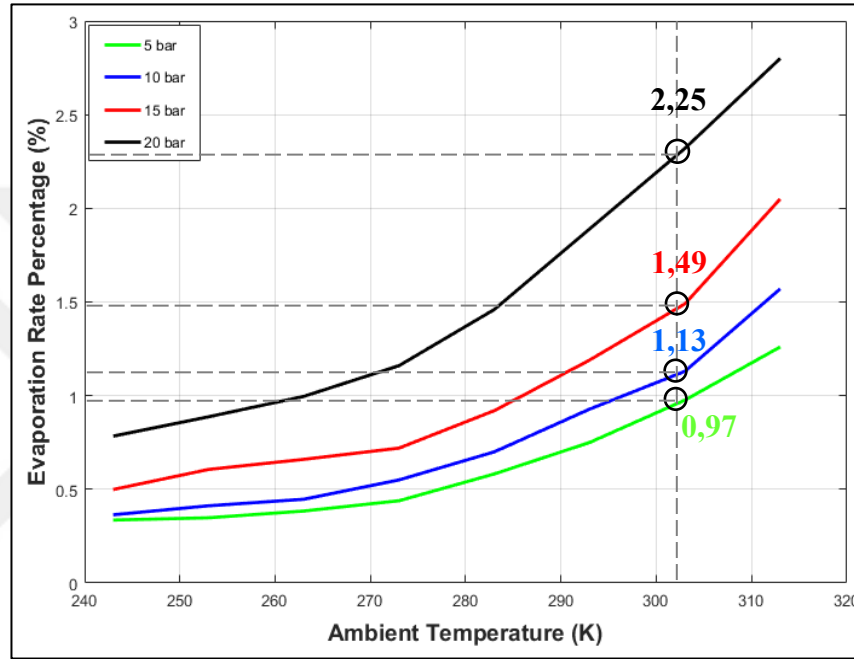
Şekil 4.4’de, aynı sıcaklıkta artan ortam basıncı ile püskürtme derinliği azaldığı görülmektedir. Diğer taraftan, aynı ortam basıncında artan sıcaklıkla püskürtme derinliğinde bir artış meydana gelmiştir. Ortam sıcaklığındaki bir artış, gaz miktarının ve ortam basıncının aynı kalması koşuluyla, gaz yoğunluğunda bir azalmaya yol açacaktır. Yoğunluğun azalması, yakıt parçacıklarına etkiyen direnç kuvvetlerini azaltacak, bu da yakıtın parçalanmasını zorlaştıracaktır. Parçalanması zorlaşan yakıt demeti daha uzak noktalara erişebildiği için, püskürtme derinliğinde bir artış meydana gelmiştir (Basshuysen 2009, Sim ve ark. 2016, Stiesch 2003, Baumgarten 2006, Schmid 2012, Skogsberg ve ark. 2007).

4.1.4. Ortam Basınç ve Sıcaklığının Buharlaşma Oranı üzerine Etkisi

Yakıtların kaynama noktası sıvılar gibi çevre basıncına bağlı olarak değişir. Ortam basıncının artmasıyla beraberinde, kaynama noktasının artması dolayısıyla buharlaşma yüzdesinde bir düşüş olması beklenmektedir. Ancak; ortam basıncındaki artış, viskoz kuvvetlerin daha etkili olmasını sağlar (Schmid 2012). Böylece, parçalanma işlemi daha kolaylaşır ve buharlaşma yüzdesinde artış meydana gelir (Sim ve ark. 2016). Ek olarak,

bu durum SMD'nin deęerini dūřürmekte ve dolayısıyla karıřım oluřumunun kalitesini iyileřtirmektedir (Baumgarten 2006, Günter 2012).

şekil 4.5'deki grafikten görülebileceği gibi, buharlaşma hızı artan sıcaklıkla birlikte artmıştır. Ayrıca grafik dikkatli incelenecek olursa buharlaşma oranı artan ortam basıncıyla da artış göstermiştir.



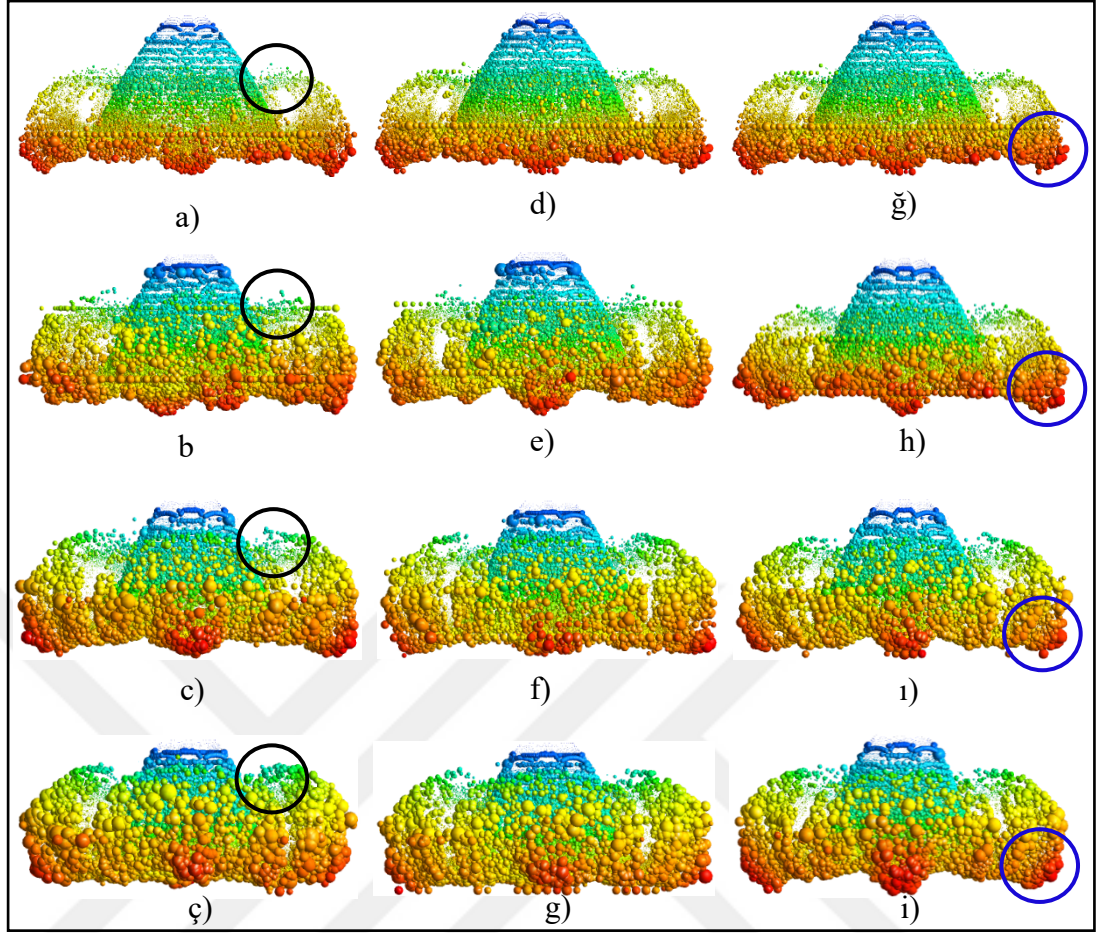
şekil 4.5. Ortam basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak buharlaşma oranının değişimi

Diğer önemli bir husus yatay ekseninde, herhangi bir sabit sıcaklık için dikey eksen takip edilirse, artan ortam basıncıyla beraber buharlaşma oranında artış gösterir. Bu da basıncın buharlaşma üzerinde daha etkin olduğunu gösterir. Örneğin, 303 K sabit bir sıcaklıkta y eksenine paralel hareket ederek (şekil üzerinde kesik siyah çizgiyle belirtilmiştir) ortam basıncının 5 bar olması durumu için buharlaşma oranı 0,97, 10 bar ortam basıncının 1,13, 15 bar ortam basıncında 1,49, 20 bar ortam basıncında 2,25'dir. Belirtilen buharlaşma oranları arasındaki farkın giderek arttığını bu durumunda buharlaşma oranı üzerinde ortam basıncının daha etkin rolü olduğunu göstermektedir (Sim ve ark. 2016).

4.1.5. Ortam Basınç ve Sıcaklığının Püskürtme Morfolojisi Üzerine Etkisi

Şekil 4.6'da, Sauter ortalama çap değerinin püskürtme derinliğine göre değişimi gösterilmiştir. Artan ortam basıncı ile püskürtme bulutu daha dar kompakt görünmektedir. Yakıt bulutunun kompaktlığı, daha dar bir alanda yakıt-hava karışımının oluşmasını sağlar. Bu da GDI motorlarda arzu edilen bir özelliktir (Schmid 2012, Basshuysen 2009).

Şekil 4.6 dikkatli incelendiğinde, artan ortam basıncıyla beraber, püskürtmenin başladığı bölge (mavi renge sahip damlacıkların olduğu yer) ve püskürtme demetinin ulaştığı nokta (kırmızı renge sahip damlacıkların olduğu yer) arasındaki mesafe azalmıştır. Ek olarak, püskürtme demetinin girdap bölgeleri, artan ortam basıncı ile topaklanmıştır (Schmid 2012, Jeon ve Moon 2018). Örneğin, Şekil 4.6'da (a), (b), (c), (ç) ile gösterilen görüntülerde, ortam sıcaklığı aynı iken, ortam basınçları sırasıyla 5, 10, 15, 20 bardır. Öte yandan, ortam sıcaklığındaki artış, yakıt bulutunun daha kompakt olması üzerine etkisi basınç kadar değildi (Schmid 2012). (a), (d), (ğ) ile gösterilen resimlerdeki ortam basınçları aynıdır ve sıcaklıklar sırasıyla 243 K, 263 K, 283 K.



Şekil 4.6. Basınç ve sıcaklığa bağlı olarak nüfuziyet derinliğinin ve damlacık çaplarının değişimi (a) 5 bar, 243 K (b) 10 bar, 243 K (c) 15 bar, 243 K (ç) 20 bar, 243 K (d) 5 bar, 263 K (e) 10 bar, 263 K (f) 15 bar, 263 K (g) 20 bar, 263 K (ğ) 5 bar, 283 K (h) 10 bar, 283 K (ı) 15 bar, 283 K ve (i) 20 bar, 283 K

Şekil 4.6’da, siyah dairesel şekillerle gösterilen bölgelerde ortam basıncının artmasıyla damlacık çaplarının arttığını görülmektedir. Çap artış durumu ise şu şekilde izah edilebilir, ortamdaki basıncın artmasıyla daha şiddetli girdaplar meydana gelmiş ve yakıt bulutunun bu bölgelerinde damlacıkların birbirleriyle çarpışıp birleşme olasılığını arttırmıştır. Bu da siyah dairesel bölgelerdeki damlacıkların görece daha büyük çapa sahip oluşunu açıklamaktadır. Diğer yandan, büyük girdapların uç kısımları küçük damlacık çaplarına sahipken, demetin uç bölgelerinin damlacık çapları (mavi dairede gösterilen alan) daha büyüktür (Schmid 2012, Skogsberg ve ark. 2007, Jeon ve Moon 2018).

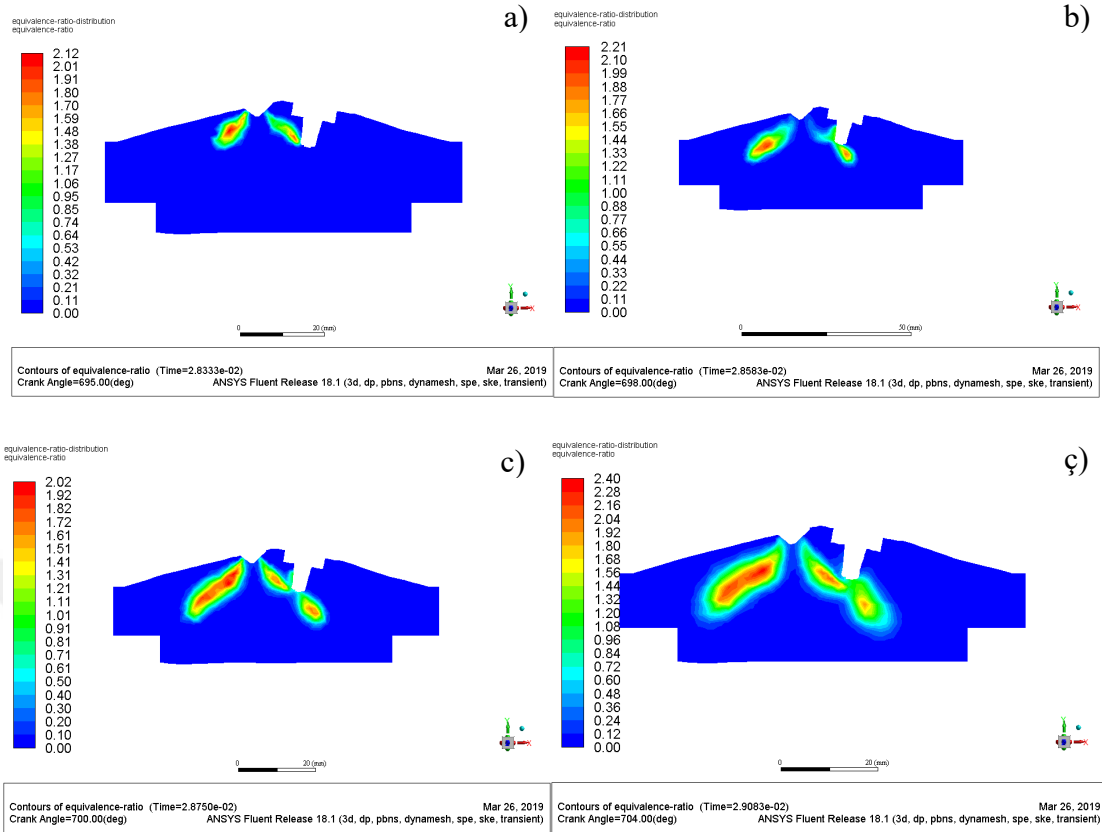
4.2. Çoklu Enjeksiyon Stratejisinin Karışım Oluşumu Üzerine Etkisi

Kalibre edilen enjektör bilgileri kullanılarak yapılan silindir içi akış ve karışım oluşum analizleri çalışmalarına ilişkin sonuçlara bu kısımda yer verilmiştir. Analizler gerçekleştirilirken enjeksiyon stratejisi ve püskürtme basınçlarının değiştirildiği daha önceki bölümde açıklanmıştır. Bu kısımda, bu değişimlerin yakıt fazlalık katsayısı üzerine etkisine dair bulgulara yer verilmiştir.

Bu durumlara ilişkin bulgulara yer verilmeden önce bu tez çalışması kapsamında enjeksiyon stratejisi belirlenirken püskürtmeler arasındaki durma süreleri, silindir içi karışımın kademelenendirilmesi üzerine olan etkisi düşünülerek iki enjeksiyon süresi arasındaki durma sürelerinin değerleri belirlenmiştir. Bkz. Çizelge 3.8'de belirtilen değerler dikkatli incelenecek olursa tetikleme sürelerinin tamamında enjektörlerin toplam açık kalma süreleri aynıdır. Bu da silindir içersine gönderilen toplam yakıt miktarının aynı olduğu anlamına gelir. Ancak, ilk enjeksiyonun yapılmaya başladığı krank mili açısı üst ölü nokta (720 KMA°) referans alınmış ve enjeksiyonlar arasındaki süre değiştirilmiştir. Burada bu değerlerin değiştirilmesindeki amaç silindir içine erken gönderilen yakıt buharlaşarak karışım oluşumuna yeteri zaman verilmesiyle daha stabil bir yanma elde edilebileceği öngörüsünden gelmektedir (Dahlander ve Hemdal 2015). Bkz. Çizelge 3.8'de 1 ve 2 numaralı durum için ilk enjeksiyon üst ölü noktaya yakın zamanlarda başlatılmış iken 3 numaralı durumda ise çok erken bir safhada püskürtme başlatılmıştır. Ayrıca, tüm durumlar için püskürtmenin sonlarına doğru üçüncü bir enjeksiyon uygulanmıştır.

4.2.1. Birinci Durumdaki Enjeksiyon Stratejisinin Karışım Oluşumu üzerine Etkisi

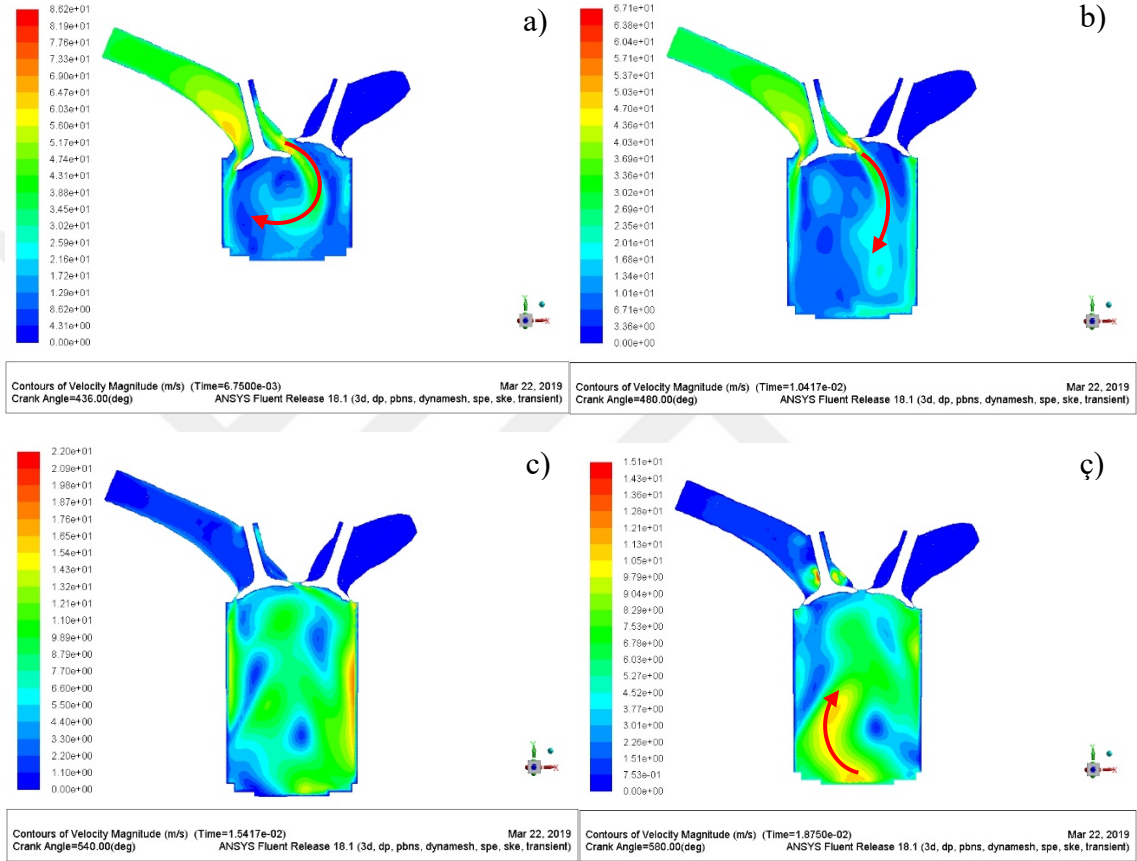
Bir numaralı duruma ilişkin olaylar açıklanmış ve veriler krank mili açısına bağlı olarak ele alınmıştır. Krank mili açısının referans olarak kabul edildiği açı ise 720 krank mili açıdır. Yani, sıkıştırma zamanının bitip genişleme zamanlamasına geçildiği evredir. Bu nedenle tüm belirtilen açılar için bu nokta -yani 720 KMA°- referans alınarak yorumlar yapılmıştır.



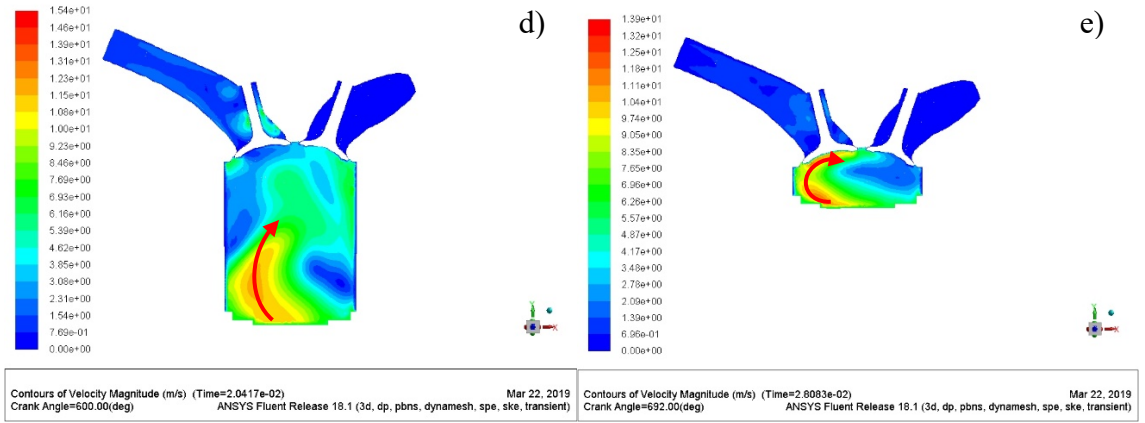
Şekil 4.7. Bir numaralı durum (T1 267 μ s D1 300 μ s T2 167 μ s D2 200 μ s T3 167 μ s AA 16 KMA) için silindir içi yanma odasındaki yakıt hava karışım oranının dağılımı a) Birinci enjeksiyonun başlangıcından 234 μ s sonrası b) Birinci enjeksiyonun başlangıcında 559 μ s sonrası c) İkinci enjeksiyonun bitiminden 234 μ s sonrası ç) Tam ateşleme anı

Şekil 4.7 incelenecek olursa bkz. Çizelge 3.8’de verilen birinci duruma ilişkin yakıt fazlalık katsayısının (YFK) dağılımı gösterilmiştir. Şekil 4.7’de ‘a’ şekli ilk enjeksiyonun bitimine çok yakın bir süre öncesi durumu, ‘b’ ikinci enjeksiyonun süresinin ortalarındaki durumu, ‘c’ ikinci enjeksiyonun bitimini, ‘ç’ üçüncü enjeksiyonunun sonundaki YFK dağılımını sırasıyla göstermektedir. ‘b’de ilk enjeksiyon sırasında bekleme süresi nedeniyle buharlaşmanın arttığını görülmekte olup YFK’nın maksimum değerinde ise artış meydana geldiği görülmektedir. Bu durumun nedeni ise emme sistemindeki supap mekanizmasının emilen havaya takla hareketi kazandırması ve alt ölü noktaya gelen pistonun zaten takla kazanmış olan havayı sıkıştırması esnasına silindir cidarının sol tarafına doğru getirmiştir. Yakıt demetinin sol tarafına ait kısmında yakıt demetini topaklanmaya zorlayarak daha fazla yakıtın tek bir noktada bulunmasına sebep olmuştur.

Bu nedenle kısmi olarak bu bölgede yakıt demetinin YFK değeri artmıştır. Silindir içine emilen havanın hareketine ilişkin görüntüler Şekil 4.8’de verilmiştir. Hava hareketi püskürtülen yakıtı bujiye doğru yönlendiren bir görevi üstlendiği Şekil 4.8’den anlaşılmaktadır. Yani ateşlemeye yakın sol taraftan yüksek bir hızla gelip püskürtülen yakıtı sağ tarafa bujiye doğru yönlendirmektedir.



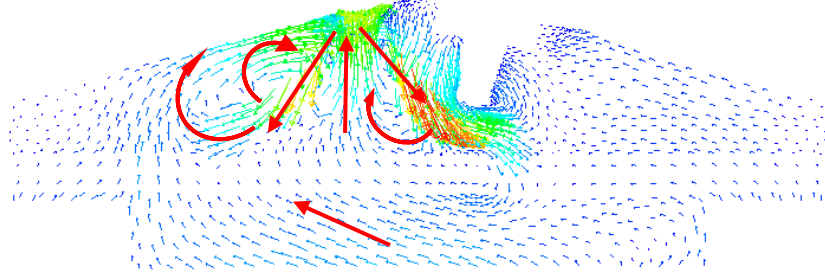
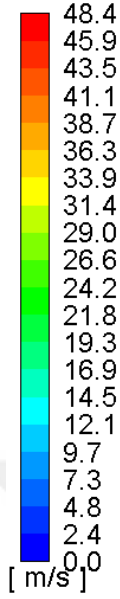
Şekil 4.8. Emme esnasında silindir içine emilen havanın çeşitli krank mili açlarındaki hız dağılımları



Şekil 4.8. Emme esnasında silindir içine emilen havanın çeşitli krank mili açılarındaki hız dağılımları (devam)

Şekil 4.8’de emme anına ait çeşitli zamanlarda emilen havanın hız dağılımı ve şekli gösterilmiştir. Şekil 4.8’deki durumlar dikkatli incelenirse ‘ç’ de gösterilen ve sıkıştırmanın başladığı noktadan kısa bir süre sonra emilen hava silindirin sol cidarına yönelmekte ve üst ölü noktadan kısa bir süre önce (Şekil 4.8 e) emme supaplarını süpürerek merkeze konumlanan enjektöre doğru yönelmektedir. Silindir içi hava hareketlerine ilişkin bu durum önceki yapılmış nümerik ve deneysel çalışmalardaki araştırmalarda da yer almaktadır (Song ve ark. 2015, Stiehl ve ark. 2013, Yan ve ark. 2007).

vector-1
Velocity Magnitude



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) (Time=2.9083e-02)
Crank Angle=704.00(deg)

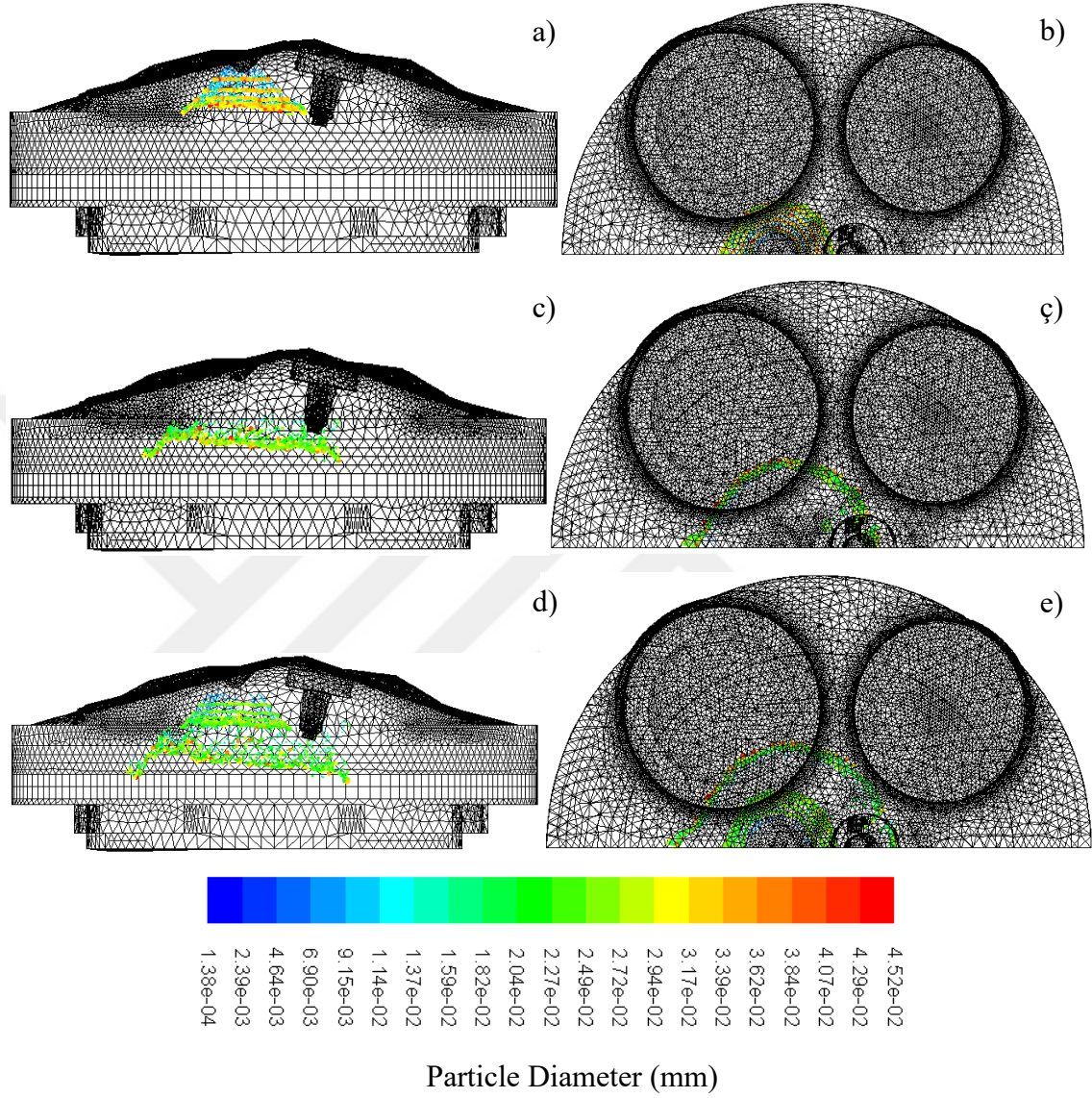
May 21, 2019
ANSYS Fluent Release 18.1 (3d, pbns, dynamesh, spe, ske, transient)

Şekil 4.9. Birinci durum için sıkıştırma sonuna doğru ateşleme avansı anındaki hava ve yakıtın hız vektörleri (Ateşleme Avansı ÜÖN'dan 16 KMA° önce)

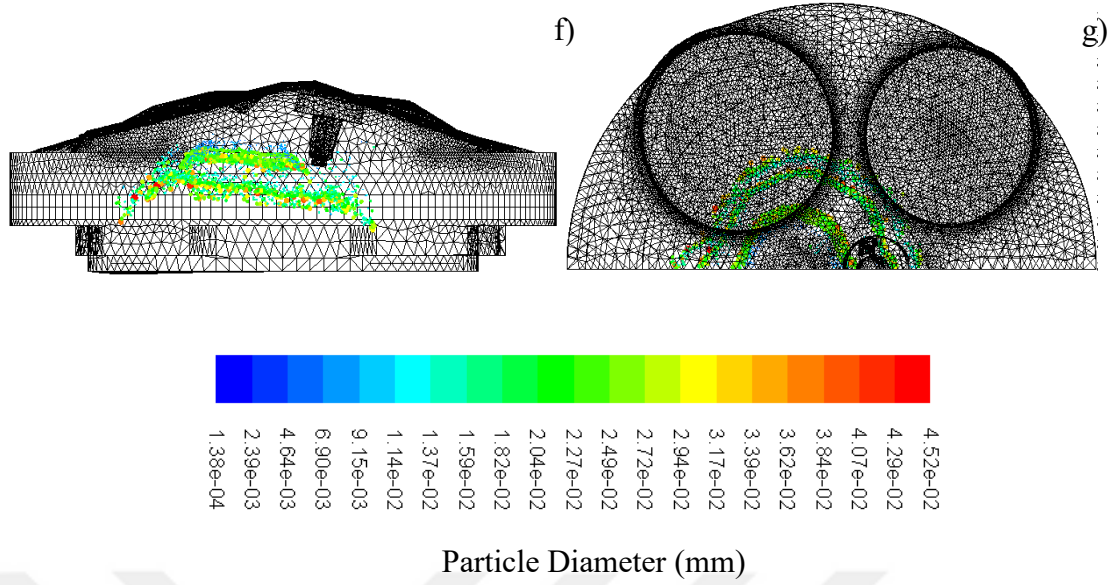
Şekil 4.9'da görüldüğü üzere içi boş koni püskürtmenin karakteristik hız vektörleri ve silindir içindeki havanın hız vektörlerinin dağılımı görülmektedir. Buradaki hız vektörü dağılımına Bkz. Şekil 4.8'de gösterildiği üzere havanın sıkıştırma sonunda silindirin sol tarafından güçlü bir hızla yakıt demetine doğru geldiği ve yakıt demetiyle etkileşime geçen hava bujiye doğru yakıt demetini taşıdığını görülmektedir (Stiehl ve ark. 2013, Marchi ve ark. 2010).

Şekil 4.10'da püskürtme demetinin krank mili açısına bağlı olarak gelişimi verilmiştir. Bu gelişimler bkz. Şekil 4.8'de bahsedilen silindir içi hava hareketlerinden etkilenmiş olup hava hareketleri bujiye doğru yakıt demetini taşımıştır. Stiehl ve ark. (2013), Marchi ve ark. (2010), Disch ve ark. (2013) tarafından yapılmış olan deneysel çalışmalarda silindir içi hava hareketlerinden etkilenen yakıt demetinin, bu tez kapsamında

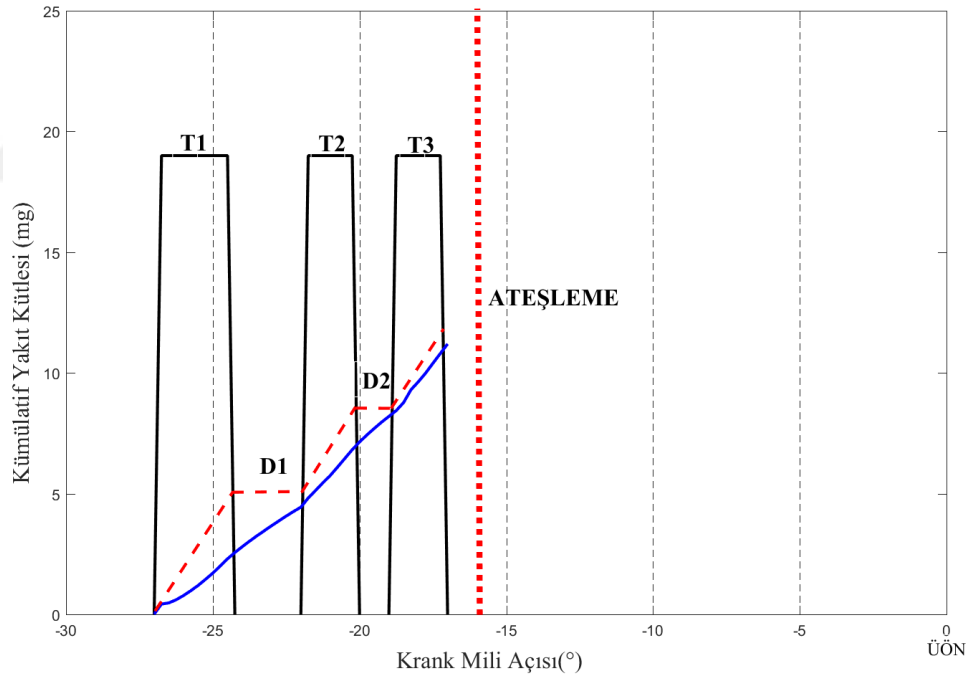
gerçekleştirilen nümerik sonuçlar ile uyum içinde olduğu görülmüştür. Bkz. Şekil 4.18’de bu duruma ilişkin deneysel çalışmaya ait görüntü verilmiştir.



Şekil 4.10. Birinci durum için çeşitli krank mili açılarındaki çap dağılım değişimlerinin ön ve üstten görüntüleri



Şekil 4.10. Birinci durum için çeşitli krank mili açılarındaki çap dağılım değişimlerinin ön ve üstten görüntüleri (devam)

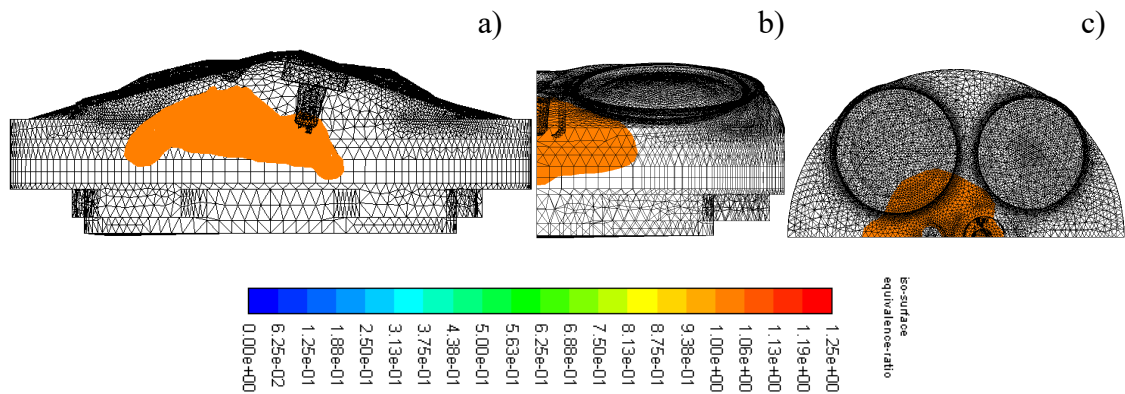


Şekil 4.11. Birinci durum için kümülatif buharlaşan ve püskürtülen yakıt kütlelerinin krank mili açısına göre değişimi

Şekil 4.11’de verilen grafikte silindir içine gönderilen yakıtın kütlesi kümülatif olarak krank mili açısına göre verilmiştir. Birinci enjeksiyonun sonunda silindir içine gönderilen yakıtın kütlesi kesik kırmızı çizgiyle verilmiş olup ilk tetikleme sonunda yaklaşık 5 mg

(her üç durumda enjektörlerin tetikleme sürelerinin aynı olması nedeniyle aynı miktarda yakıt gönderilmekte) yakıt gönderilmiştir. Grafikte mavi kalın çizgiyle gösterilen çizgi buharlaşan yakıtın kümülatif olarak değişimini göstermekte olup ilk enjeksiyon sonrasında 2,56 mg yakıt buharlaşmıştır. Kesik kırmızı çizgiyle belirtilen kısımda birinci enjeksiyon bitiminde silindir içine yakıt gönderimi durdurulmuş ancak buharlaşan yakıt kütlelerinde ise artış devam etmektedir. İkinci enjeksiyon ile 3,2 mg yakıt gönderilmiş böylece silindir içersine gönderilen yakıt miktarı 8,2 mg olmuştur. Buharlaşan yakıtın kütlesi ise bu süreçte devam etmektedir. İkinci enjeksiyonun bitiminde 7,14 mg yakıt buharlaşmıştır. Bu durum son enjeksiyon içinde geçerli olup püskürtme sonunda toplam 11,4 mg yakıt gönderilmiş bu zaman zarfında nihai olarak toplam buharlaşan yakıt kütlesi 11,2 mg olmuştur. Ayrıca, Şekil 4.11’de yakıtın buharlaşması için yeteri kadar süre verilmesiyle birlikte yakıt miktarının büyük bir çoğunluğunun (%98’i) buharlaşmış olduğu açık bir şekilde görülmektedir (Kim ve ark. 2008). Ayrıca, ateşleme işlemi gerçekleştirilmeden (ateşleme avansı ÜÖN’den 16 KMA° kadar önce) tüm yakıtın buharlaşmış olduğu görülmektedir. Bu durumun da stabil bir yanmanın elde edilebilmesini kolaylaştırdığı literatürdeki çalışmalarda yer verilmiştir (Dahlander ve Hemdal 2015, Huang ve ark. 2014, Oh 2010, Oh 2011).

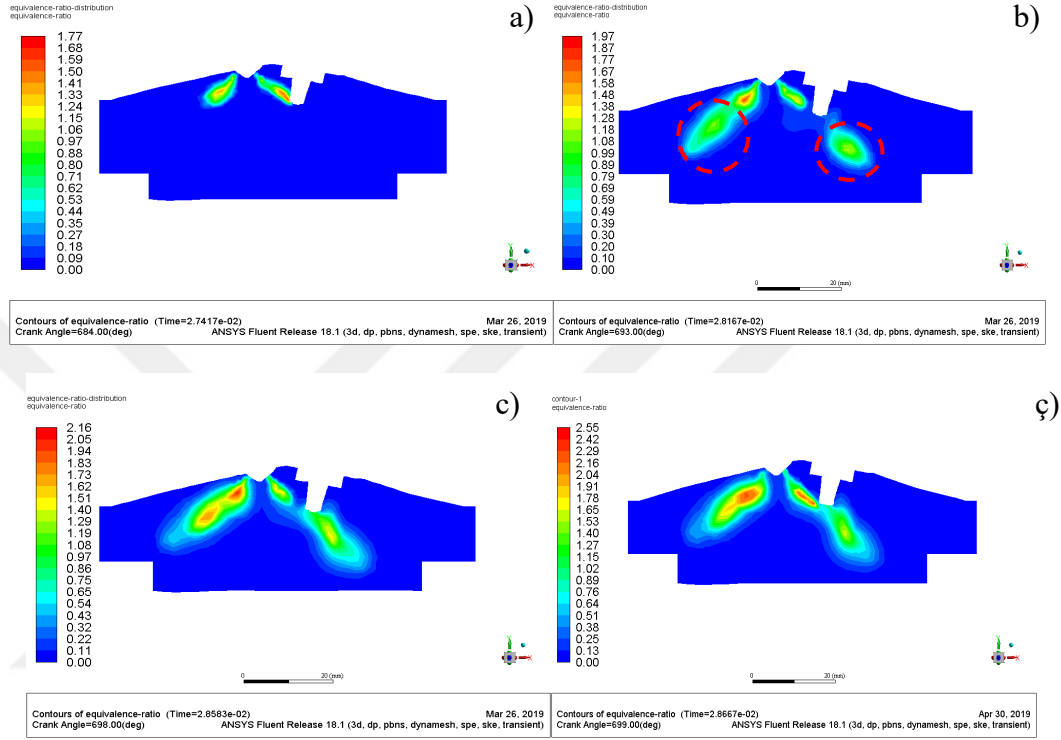
Şekil 4.12’de ateşleme anındaki YFK’nın bire eşit olduğu eş yüzey yüzeyin görüntüsü verilmiş olup yakıt demetinin buji civarında tutuşabilir sınırlar içerisinde olduğu görülmektedir.



Şekil 4.12. Birinci durum için ateşleme anında yakıt fazlalık katsayısının bire eşit olduğu eş yüzeylerin görünümü: a) Önden görüntüsü, b) Soldan görüntüsü ve c) Üstten görüntüsü

4.2.2. İkinci Durumdaki Enjeksiyon Stratejisinin Karışım Oluşumu üzerine Etkisi

İki numaralı durumda ilk püskürtme daha erken safhalarda başlatılmıştır. Bu duruma ilişkin bulgular ise Şekil 4.13’de sunulmuştur.

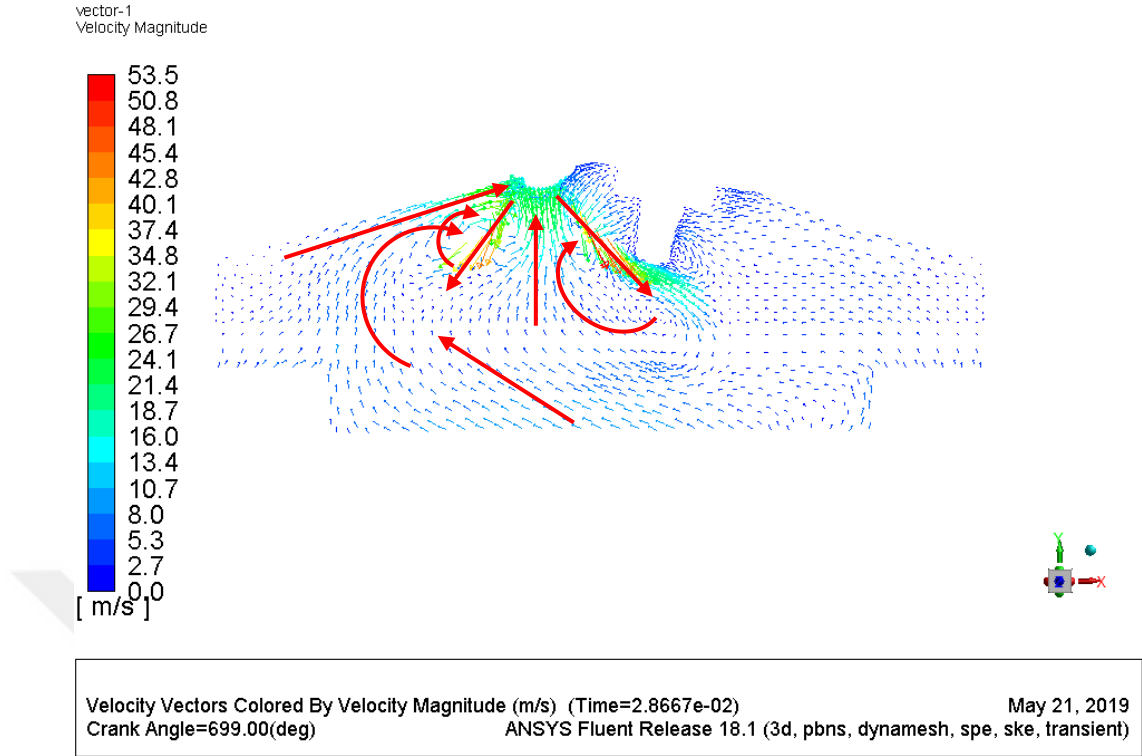


Şekil 4.13. İki numaralı durum (T1 267 μ s D1 800 μ s T2 167 μ s D2 400 μ s T3 167 μ s AA 21 KMA) için silindir içi yanma odasındaki yakıt hava karışım oranının dağılımı a) Birinci enjeksiyonun başlangıcından 234 μ s sonrası b) Birinci enjeksiyonun başlangıcından 917 μ s sonrası c) İkinci enjeksiyonun bitiminden 400 μ s sonrası d) Tam ateşleme anı

Şekil 4.13’de ilk enjeksiyon işlemi sonrası yakıt fazlalık katsayısının diğer tüm durumlara göre düşük olduğu görülmektedir. Piston üst ölü noktaya giderken silindir içi hava hareketlerinin nasıl meydana geldiği önceki bölümde verilmişti. Bu hava hareketleri üst ölü noktaya yaklaştıkça daha etkili hale gelmekte olduğu; ancak daha erken krank mili açılarında bu etki zayıf olduğundan yakıtın topaklanmasında böylece aşırı zengin bölgelerin oluşmasında birinci duruma göre daha az etkili olmuştur. Böylece ilk duruma göre daha az aşırı zengin karışım bölgesi meydana gelmiş ancak piston üst ölü noktaya doğru yaklaştıkça yakıt fazlalık katsayısında artma meydana gelmiştir. İlk enjeksiyonun

bittiği ve ikinci enjeksiyonun bitmesinin hemen öncesi olarak 'b'de verilen durumda enjeksiyon süreleri arasındaki zamanın arttırılmasıyla buharlaşma için yakıta zaman tanınmıştır. 'b' şeklinde kesik dairesel şekille gösterilen kısımlarda yakıt fazlalık katsayısında azalma olduğu görülmektedir. Ayrıca; bu bölgeler, piston yüzeyine daha çok yaklaştığı püskürtmenin erken başlamasıyla silindir içi düşük basınç nedeniyle sıvı yakıt zerreciklerinin daha çok mesafe katetmesiyle ve dolayısıyla da penetrasyon derinliğinde artış gözlemlenmiştir. Silindir içi basıncın düşük olmasıyla penetrasyon derinliğinde artışın meydana geldiği önceki bölümde verilmiştir (Dahlander ve ark. 2008, Skogsberg ve ark. 2007).

Şekil 4.14'de gösterilen silindir içi hava hareketlerinin vektörel dağılımı birinci durumdaki gibi silindir içinde etkin olan ana hava hareketleri motor devrinin değiştirilmemesi nedeniyle aynı olacaktır. Bu nedenle bu kısımda bu durum tekrardan ele alınmamıştır.



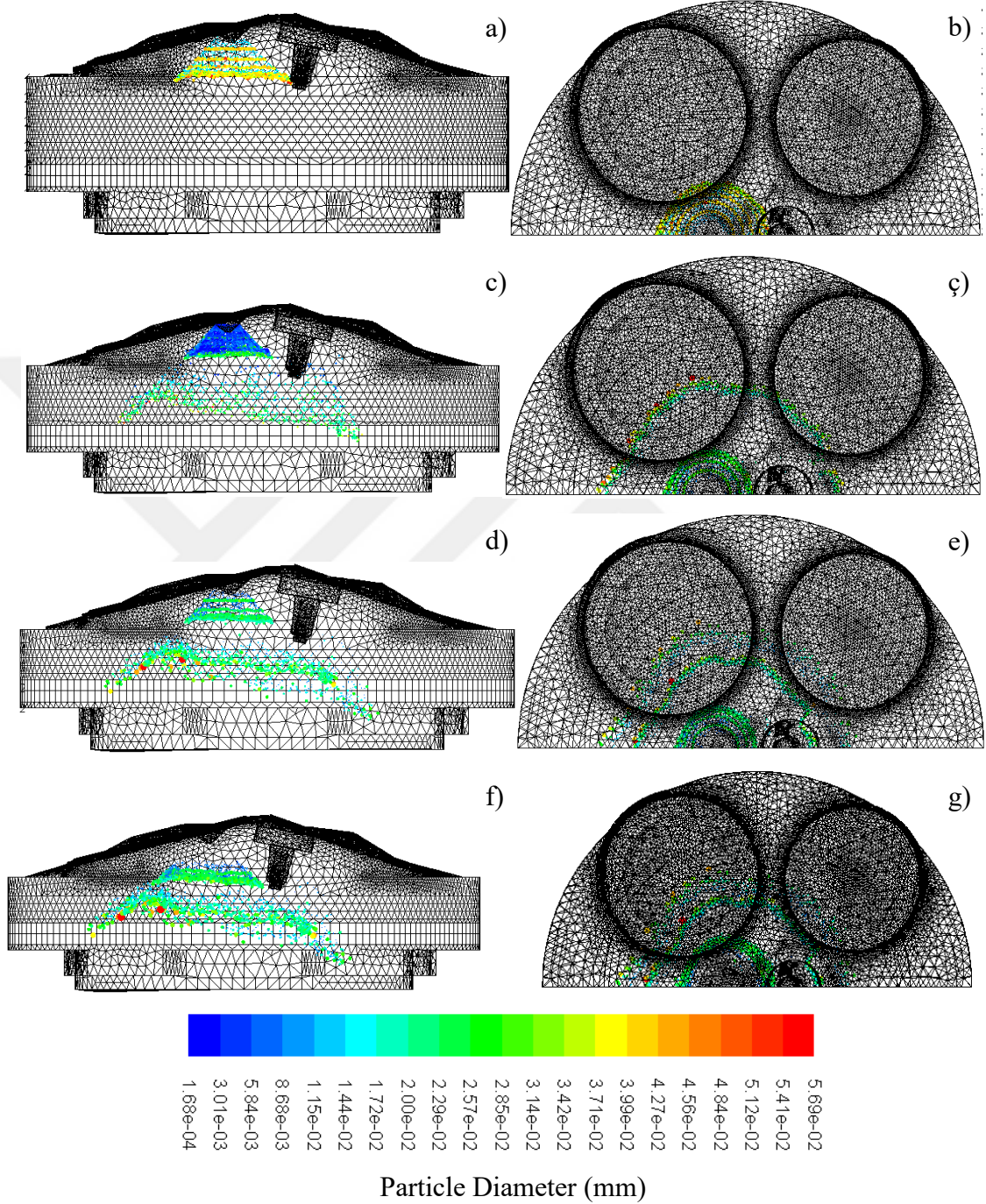
Şekil 4.14. İkinci durum için sıkıştırma sonuna doğru ateşleme avansı anındaki hava ve yakıtın hız vektörleri (Ateşleme Avansı ÜÖN'dan 21 KMA° önce)

Hız vektörü birinci durumla karşılaştırıldığında, her iki durum içinde üçüncü püskürtmenin başlangıç anına yakın olduğu durum için hız dağılımı verilmiştir. Bu stratejide püskürtme daha evvel bitmesi, dolayısıyla silindir içi basınç değerinin daha az olması nedeniyle yakıtın maksimum hızının da daha yüksek olduğu görülmektedir (Dahlander ve Hemdal 2015).

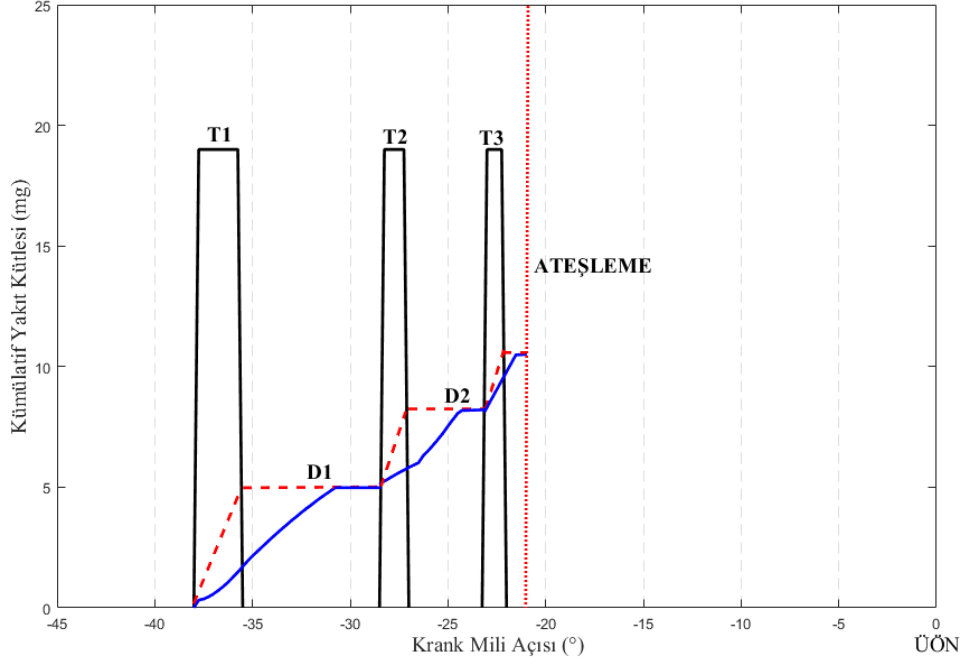
Yine silindir içi hız dağılım vektörü, birinci durumla aynı olup içi boş koni tip püskürtmeye ait karakteristik özellikleri göstermektedir. Bu kısım, birinci enjeksiyon stratejisinde silindir içi hava hareketlerine ilişkin bilgiler açıklandığı için tekrardan ele alınmamıştır.

Şekil 4.15'de püskürtme demetinin krank mili açısına bağlı olarak gelişimi verilmiştir. Bu gelişimler bkz. Şekil 4.8'de bahsedilen silindir içi hava hareketlerinden etkilenmiş olup hava hareketleri bujiye doğru yakıt demetini taşımıştır. Stiehl ve ark. (2013), Marchi ve ark. (2010) tarafından yapılmış olan deneysel çalışmalarda silindir içi hava

hareketlerinden etkilenen yakıt demetinin, bu tez kapsamında gerçekleştirilen nümerik sonuçlar ile uyum içinde olduğu görülmüştür.



Şekil 4.15. İkinci durum için çeşitli krank mili açlarındaki çap dağılım değişimlerinin ön ve üstten görüntüleri

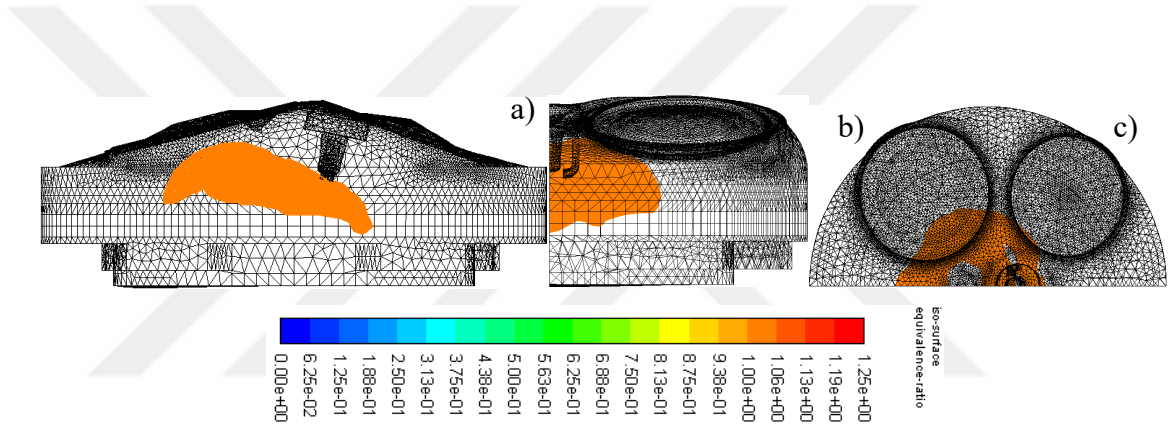


Şekil 4.16. İkinci durum için kümülatif buharlaşan ve püskürtülen yakıt kütlesinin krank mili açısına göre değişimi

Şekil 4.16'da verilen grafikte silindir içine gönderilen yakıtın kütlesi kümülatif olarak krank mili açısına göre verilmiştir. Birinci enjeksiyonun sonunda silindir içine gönderilen yakıtın kütlesi kesik kırmızı çizgiyle verilmiş olup ilk tetikleme sonunda yaklaşık 5 mg (her üç durumda enjektörlerin tetikleme sürelerinin aynı olması nedeniyle aynı miktarda yakıt gönderilmekte) yakıt gönderilmiştir. Grafikte mavi kalın çizgiyle gösterilen çizgi buharlaşan yakıtın kümülatif olarak değişimini göstermekte olup ilk enjeksiyon sonrasında 1,78 mg yakıt buharlaşmıştır. Kesik kırmızı çizgiyle belirtilen kısımda birinci enjeksiyon bitiminde silindir içine yakıt gönderimi durdurulmuş ancak buharlaşan yakıt kütlesinde ise artış devam etmektedir. İkinci enjeksiyon ile 3,2 mg yakıt gönderilmiş böylece silindir içersine gönderilen yakıt miktarı 8,2 mg olmuştur. Buharlaşan yakıtın kütlesi ise bu süreçte devam etmektedir. İkinci enjeksiyonun bitiminde 5,82 mg yakıt buharlaşmıştır. Bu durum son enjeksiyon içinde geçerli olup püskürtme sonunda toplam 11,4 mg yakıt gönderilmiş bu zaman zarfında nihai olarak toplam buharlaşan yakıt kütlesi 10,1 mg olmuştur. Ayrıca, Şekil 4.17'de yakıtın buharlaşması için yeteri kadar süre verilmesiyle birlikte yakıt miktarının büyük bir çoğunluğunun (%88'i) buharlaşmış olduğu açık bir şekilde görülmektedir (Kim ve ark. 2008). Ayrıca, ateşleme işlemi gerçekleştirilmeden (ateşleme avansı ÜÖN'dan 21 KMA kadar önce) tüm yakıtın buharlaşmış

olduğu görülmektedir. Birinci duruma göre iki numaralı durum için üçüncü püskürtmenin sonunda toplam buharlaşan yakıt daha az olduğu görülmüştür. Çünkü birinci durumda üç püskürtmenin tamamı sıkıştırma sonuna doğru yapılmıştır. Sıkıştırma sonuna doğru silindir içi basınç ve sıcaklığın daha yüksek olması ortam ve yakıt arasındaki aerodinamik kuvvetleri arttırmıştır. Parçalanması kolaylaşan yakıtın buharlaşma oranında artış olacaktır.

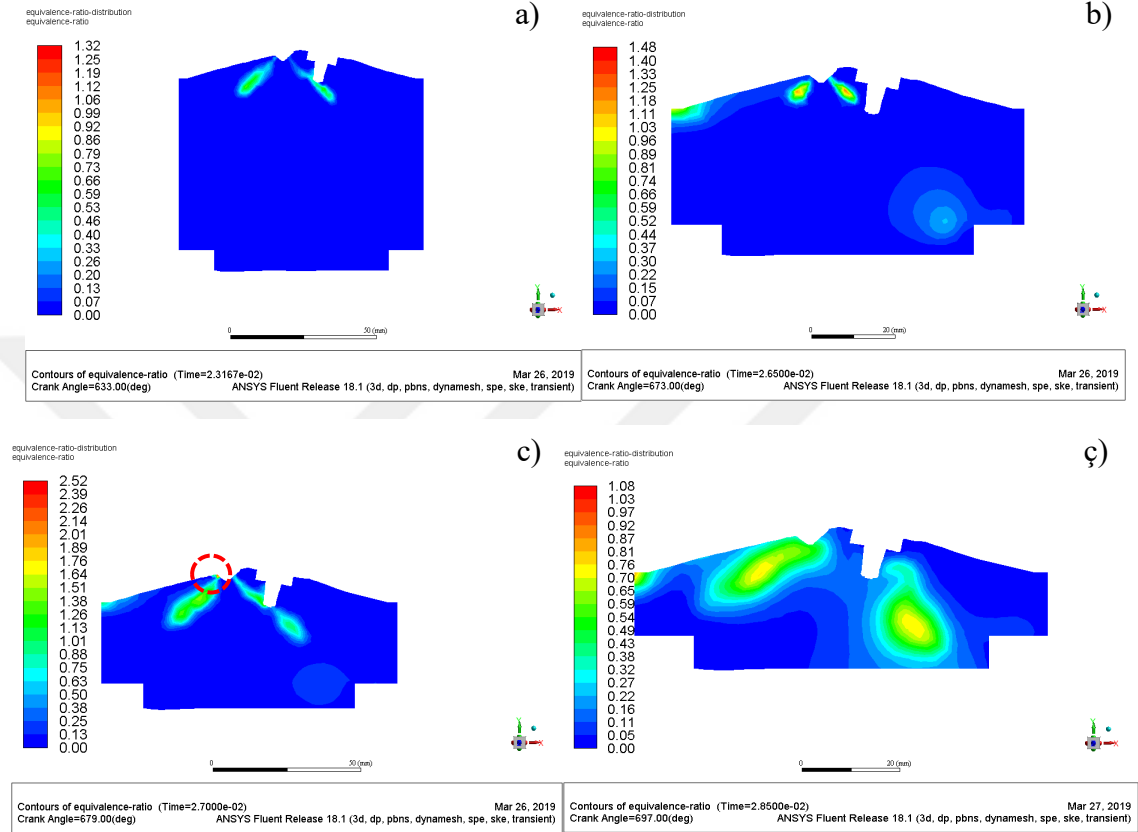
Şekil 4.17’de görüldüğü üzere belirtilen ateşleme açısından bir krank mili açısı sonrasındaki durum için yakıt fazlalık katsayısı hafif zengin karışım olup tutuşabilir sınırlar içersindedir.



Şekil 4.17. İkinci durum için ateşleme anında yakıt fazlalık katsayısının bire eşit olduğu eş yüzeylerin görünümü; a) Önden görüntüsü, b) Soldan görüntüsü ve c) Üstten görüntüsü

Görüldüğü üzere yakıt fazlalık katsayısının buji çakma anındaki eşit ve bir olduğu eş yüzeyler Şekil 4.16’de verilmiştir. İlk püskürtmenin erken yapılması silindir içi basıncın o anda düşük olması ve pistonun üst ölü noktaya gelmesiyle silindirin sol tarafından güçlenen hava hareketleri yakıt demetini bujinin daha alt taraflarına ötelemiştir. Diğer bir deyişle piston sıkıştırma sonuna doğru ilerledikçe motora ait geometriden kaynaklanan ve ‘squish’ olarak bilinen hava hareketi meydana gelmektedir. Burada birinci duruma göre buji civarında oluşması beklenen hafif zengin karışımın bujinin daha alt kısımlarında oluşmasına sebebiyet vermiştir. Ancak, yakıt fazlalık katsayısının bire eşit olduğu eş yüzey çok kritik bir seviyede kalmıştır (Şekil 4.17). Yani, stabil bir yanmanın oluşmasının önceki duruma göre (birinci duruma göre) daha zorlaştığı söylenebilir. Stabil yanmanın

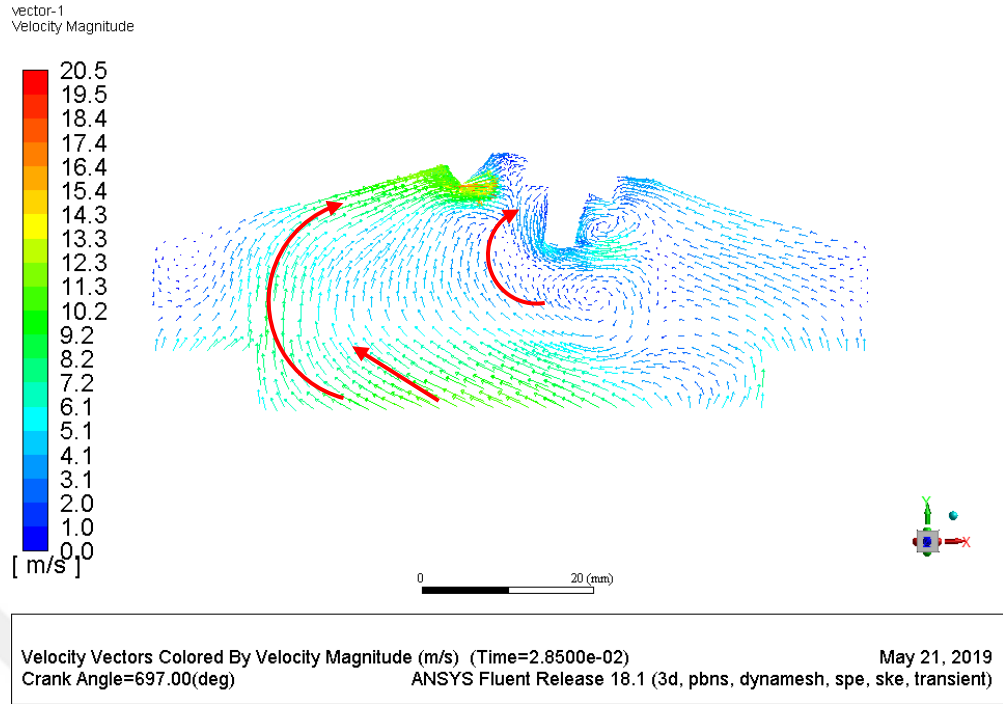
diğer iki püskürtmenin buji civarında iyi bir kademelendirme elde edilmesini sağlayacak şekilde sıkıştırma sonlarına doğru gerçekleştirilmiştir. Bu duruma ilişkin bulgular Şekil 4.19’da verilmiştir.



Şekil 4.19. Üç numaralı durum (T1 267 μ s D1 4400 μ s T2 167 μ s D2 400 μ s T3 167 μ s AA 23 KMA) için silindir içi yanma odasındaki yakıt hava karışım oranının dağılımı a) Birinci enjeksiyonun başlangıcından 267 μ s sonrası b) Birinci enjeksiyonun başlangıcından 3584 μ s sonrası c) İkinci enjeksiyonun bitiminden 434 μ s sonrası ç) Tam ateşleme anı

Şekil 4.19 ‘a’ şeklinde birinci enjeksiyonun sonundaki yakıt fazlalık katsayısının dağılımı gösterilmiştir. İlk enjeksiyon sonrasında silindir içi basınç diğer tüm durumlara göre daha düşük olması nedeniyle yakıt daha uzak noktalara erişmiştir (bkz. Şekil 4.19 a). Ayrıca, gönderilen yakıt buharlaşarak ilk enjeksiyon sonrasında zengin karışım bölgesi meydana gelmemiştir. ‘b’ ile belirtilen ve ikinci enjeksiyonun sonuna doğru olan kısımda ise ortam basıncında artış olması ve daha az tetikleme süresiyle beraber penetrasyonda önceki duruma göre azalma meydana gelmiştir. Ayrıca, ilk gönderilen yakıt silindir içersinde

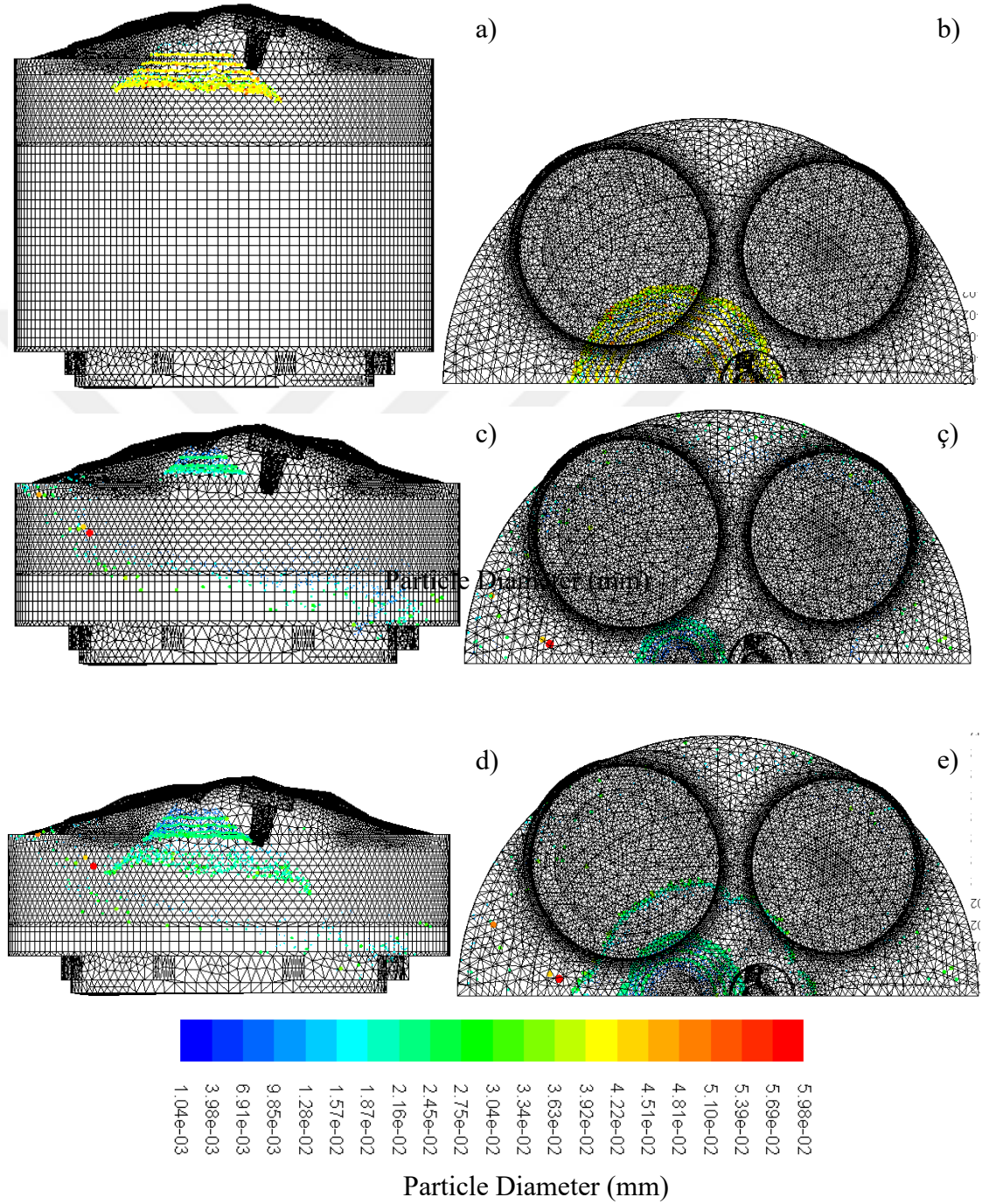
pistona temas etmiştir. Yine, 'c' ile gösterilen şekilde ise üçüncü enjeksiyonun sonlarına doğru olan zamanı göstermekle beraber buji civarında hafif zengin karışım elde edilmiştir. Ancak, görece silindir içi basıncın düşük olması ikinci enjeksiyondan kalan ve buji gövdesine çarparak ayrılan yakıt damlacıkları bujinin hemen altında görülmektedir. Ayrıca, yakıt fazlalık katsayısının maksimum olduğu durum buradadır (bkz. Şekil 4.19 c). Bunun oluşmasındaki sebep önceki kısımlarda da belirtildiği üzere silindir içi hava hareketleri neticesinde sıvı yakıt zerreciklerinin bir noktaya doğru taşınmasıdır. Bu nokta bkz. Şekil 4.19(c) üzerinde kesik dairesel şekilde gösterilmiş olup tam enjektör gövdesi kısmında meydana gelmiştir. Bu durum, silindir içi hız vektörünün dağılımında daha net anlaşılabilir (bkz. Şekil 4.19). Diğer yandan 'ç' ile gösterilen ve ateşleme anında buji civarında tutuşabilir yakıt hava karışımının oluşmadığı görülmüştür; bu da stabil yanmanın oluşmasına ve dolayısıyla da yanmamış hidrokarbon emisyonlarında artış olacağı literatürdeki çalışmalarda belirtilmiştir (Dahlander ve Hemdal 2015, Song ve ark. 2015). Yanma anında silindir içi ortam basıncının artması ve buharlaşma için zaman tanınması neticesinde bujinin altında kalan yakıt zerreciği üst ölü noktaya doğru çıkmaya parçalanıp yayılmaya zorlandığı yine 'ç' şeklinden anlaşılmaktadır. Ayrıca; piston, silindir cidar ve kapağına temas eden yakıt damlacıklarınları da yanmamış hidrokarbon emisyonların atmasına neden olmaktadır (Dahlander ve Hemdal 2015, Oh 2010, Oh 2011).



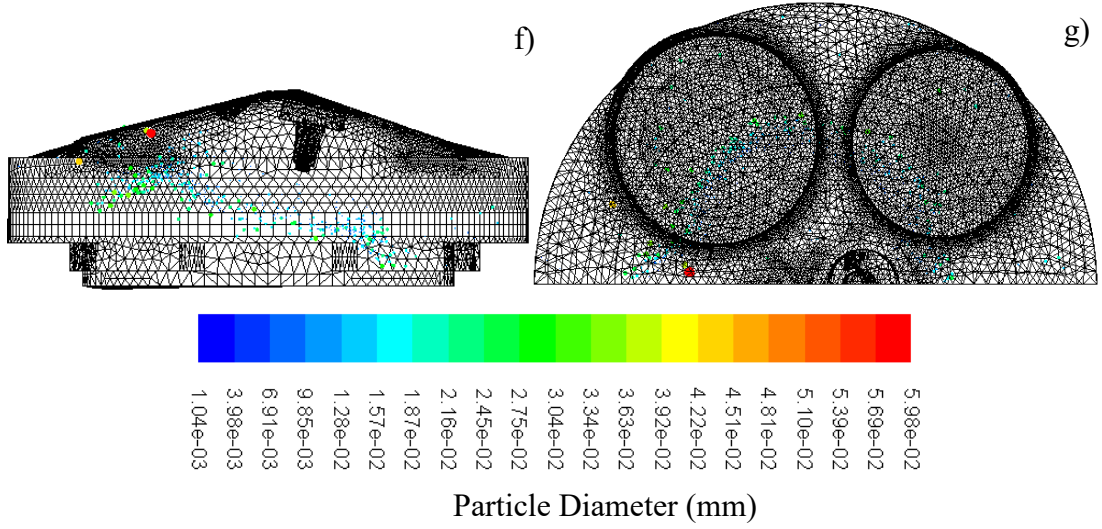
Şekil 4.20. Üçüncü durum için sıkıştırma sonuna doğru tam yanma anındaki hava ve yakıtın hız vektörleri

Şekil 4.20’de verilen silindir içi hız vektörünün dağılımından da anlaşılacağı üzere püskürtülen yakıt kırmızı ok ile belirtilen yönlerde hareket eden havayla beraber enjektör gövdesine taşınmıştır. Bu nedenle de bir önceki bkz. Şekil 4.19 ‘c’ de kesikli daire ile gösterilen kısımda yakıt birikimi meydana gelmiş ve yakıt fazlalık katsayısında artış meydana geldiği görülmektedir. Ayrıca hız değeri diğer tüm durumlara göre daha düşüktür çünkü yakıtın püskürtme işleminin sonlandığı açı 679 KMA° ’dır. Yani bu açıdan sonra enjektör püskürtme işlemi gerçekleştirmediğinden hız dağılımındaki maksimum hız değeri ateşleme açısına gelinceye kadar ortamla etileşen yakıt demetinin momentumunda azalma olacak, dolayısıyla da hızında azalma meydana gelecektir. Önceden verilen bkz. Şekil 4.9 ve bkz. Şekil 4.14. hız dağılımında enjektörden çıkan yakıtın hızındaki düşüş daha az olmuştur. Bunun nedeni ise ateşleme avansının püskürtme işlemi biter bitmez gerçekleştirilmesi dolayısıyla da yakıt ve ortamın etkileşim süresi nazaran daha az olacaktır. Bundan dolayı da momentum ve hız değerinde daha az bir azalma olmuştur.

Şekil 4.21’de çeşitli krank mili açılarında püskürtülen yakıtta ait damlacık çap dağılımı verilmiştir. Burada silindir içi hava hareketlerinin etkisinden önceki durumlarda açıklama yapılmış olduğundan burada tekrardan açıklama yapılmamıştır.

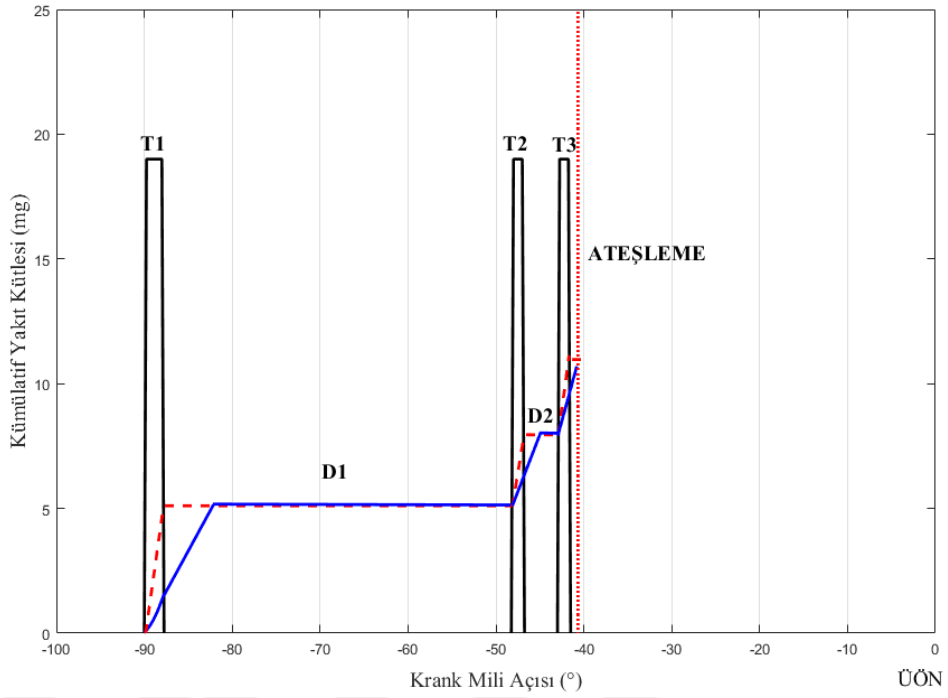


Şekil 4.21. Üçüncü durum için çeşitli krank mili açlarındaki çap dağılım değişimlerinin ön ve üstten görüntüleri



Şekil 4.21. Üçüncü durum için çeşitli krank mili açılarındaki çap dağılım değişimlerinin ön ve üstten görüntüleri (devam)

Tüm durumlar için püskürtülen yakıt demetine ait damlacıkların en büyük çap değeri birinci, ikinci, üçüncü durum için sırasıyla 45,2, 56,9 ve 22,5 μm 'dir. Ancak püskürtme demetine ait Sauter ortalama çap değeri ise birinci, ikinci, üçüncü durum için sırasıyla 22,5, 21,8 ve 19,7 μm 'dir. En küçük çap değerine sahip olan üç numaralı durum olduğu görülmüş olup buharlaşma için tanınan sürenin artması Sauter ortalama çap değerini azaltmıştır.



Şekil 4.22. Üçüncü durum için kümülatif buharlaşan ve püskürtülen yakıt kütlesinin krank mili açısına göre değişimi

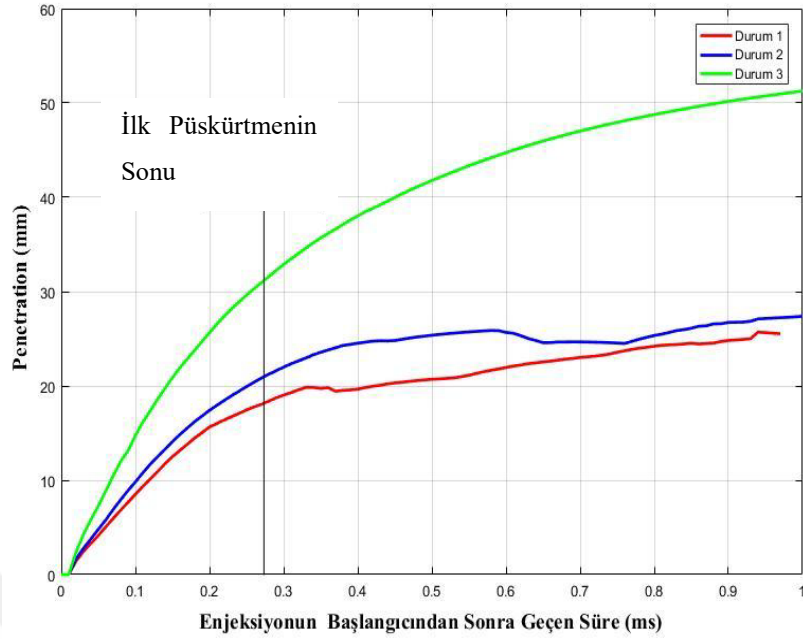
Şekil 4.22’de verilen grafikte silindir içine gönderilen yakıtın kütlesi kümülatif olarak krank mili açısına göre verilmiştir. Birinci enjeksiyonun sonunda silindir içine gönderilen yakıtın kütlesi kesik kırmızı çizgiyle verilmiş olup ilk tetikleme sonunda yaklaşık 5 mg (her üç durumda enjektörlerin tetikleme sürelerinin aynı olması nedeniyle aynı miktarda yakıt gönderilmekte) yakıt gönderilmiştir. Grafikte mavi kalın çizgiyle gösterilen çizgi buharlaşan yakıtın kümülatif olarak değişimini göstermekte olup ilk enjeksiyon sonrasında 1,55 mg yakıt buharlaşmıştır. Kesik kırmızı çizgiyle belirtilen kısımda birinci enjeksiyon bitiminde silindir içine yakıt gönderimi durdurulmuş ancak buharlaşan yakıt kütlesinde ise artış devam etmiştir. Ardından ikinci enjeksiyon ile 3,2 mg yakıt gönderilmiş böylece silindir içersine gönderilen yakıt miktarı 8,2 mg olmuştur. Buharlaşan yakıtın kütlesi ise bu süreçte devam etmektedir. İkinci enjeksiyonun bitiminde 5,33 mg yakıt buharlaşmıştır. Bu durum son enjeksiyon içinde geçerli olup püskürtme sonunda toplam 11,4 mg yakıt gönderilmiş bu zaman zarfında nihai olarak toplam buharlaşan yakıt kütlesi 9,7 mg olmuştur. Ayrıca, Şekil 4.17’de yakıtın buharlaşması için yeteri kadar süre verilmesiyle birlikte yakıt miktarının büyük bir çoğunluğunun (%88’i) buharlaşmış olduğu açık bir şekilde görülmektedir

(Kim ve ark. 2008). Yine birinci ve ikinci duruma göre üç numaralı durum için üçüncü püskürtmenin sonunda toplam buharlaşan yakıt daha az olduğu görülmüştür. Çünkü birinci ve ikinci durumda üç püskürtmenin büyük çoğunluğu sıkıştırma sonuna doğru yapılmıştır. Sıkıştırma sonuna doğru silindir içi basınç ve sıcaklığın daha yüksek olması ortam ve yakıt arasındaki aerodinamik kuvvetleri arttırmıştır. Parçalanması kolaylaşan yakıtın buharlaşma oranında artış olacaktır.

Bu kısımda buji civarında yakıt fazlalık katsayısının eş ve bire eşit olduğunu durum oluşmadığından dolayı bu görüntülere ilişkin sonuçlara yer verilmemiştir.

Çoklu enjeksiyon stratejisiyle yüksek momentuma sahip tek seferde gönderilen yakıtın yerine bölünerek gönderilen yakıtın kütleinde azalma meydana geleceği açıktır. Kütle azalan yakıtın da momentumunda bir azalma meydana gelecektir. Dolayısıyla silindir içersinde daha uzun mesafeler kat etmesi ve nüfuziyet derinliğinin artması engellenmiş olacaktır. Eğer nüfuziyet derinliğinde artış meydana gelirse piston, silindir cidarı, silindir kapağı ve piston tablasına temas eden yakıt zerrecikleri yüzeyde ince bir film tabakası meydana getirecek ve yanmaya iştirak etmeyecektir. Dolayısıyla da bu durum yanmamış hidrokarbon emisyonlarında (UHC/HC) artışa neden olur (Dahlander ve Hemdal 2015, Huang ve ark. 2014, Oh 2011, Oh ve ark. 2012).

Püskürtme stratejisinin bkz. Çizelge 3.8'de Durum 1, Durum 2, Durum 3 için aynı püskürtme zamanı içinde püskürtme nüfuziyet derinliklerinin nasıl değiştiğine ilişkin sonuçlar Şekil 4.23'teki grafikte verilmiştir.

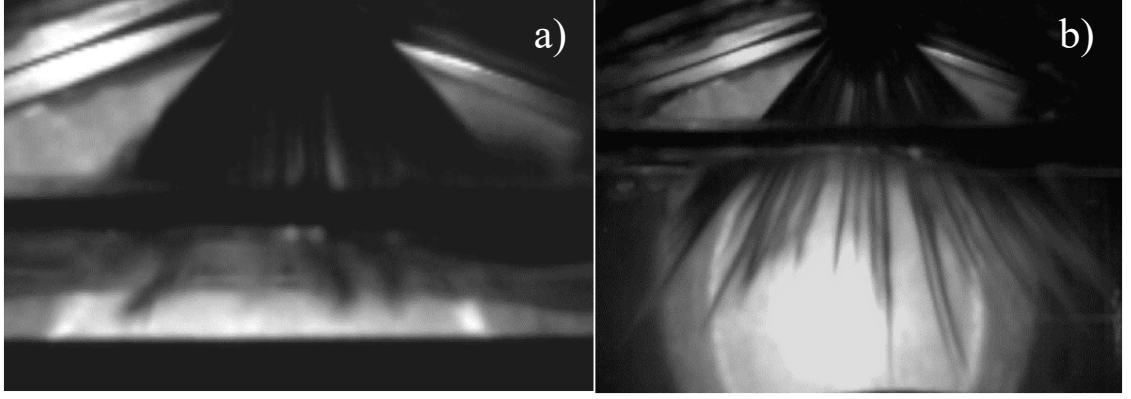


Şekil 4.23. Enjeksiyon stratejilerine göre silindir içi nüfuziyetin değişimi

Şekil 4.23’de grafikten görüldüğü üzere erken püskürtmenin olduğu durumlarda (Durum 2 ve Durum 3) ortam basıncının düşük olmasıyla beraber penetrasyonda artış olduğu görülmektedir. Özellikle de ilk püskürtmenin olduğu aşamada penetrasyon farkı açık bir şekilde görülmektedir. Birinci, ikinci ve üçüncü durum için püskürtme başlama açısı sırasıyla 693, 682 ve 630 krank mili açısıdır. Üst ölü noktaya doğru pistonun gelmesi silindir içi basıncın artmasına dolayısıyla yakıt demetinin ilerlemesini azaltmaktadır (Dahlander ve Hemdal 2015, Oh 2011).

Özellikle de üç numaralı durum için ortam basıncının düşük olması nedeniyle vorteks bölgelerinin oluşmadığı ve iğnemsî yapıların meydana geldiği bilinmektedir. Bu iğnemsî yapıların silindir cidarlarına temas etmesi dolayısıyla da hidrokarbon emisyonlarının artması yönünde etki ettiğini araştırmacılar tarafından rapor edilmiştir (Oh 2011, Dahlander ve Hemdal 2015).

Erken püskürtme durumunda silindir içersine gönderilen yakıt demetinin aldığı form Dahlander ve Hemdal (2015) tarafından yapılan deneysel çalışmayla Şekil 4.24’de gösterilmiştir.



Şekil 4.24. Püskürtme stratejisine göre silindir içi yakıt demetinin almış olduğu form
a) Piston ÜÖN'dan 27 KMA° öncesi b) Pistonun ÜÖN'dan 90 KMA° öncesi
(Dahlander ve Hemdal 2015'den alınmıştır)

5. SONUÇ

Bu çalışmada, içi boş koni şeklinde püskürtme yapabilen bir enjektörün kalibrasyon çalışması yapılmıştır. Ardından kalibre edilen bu enjektörle püskürtme ortamının sıcaklık ve basıncının püskürtme karakteristiğini nasıl etkilediği araştırılmıştır. Yine bu enjektör türünü kullanan bir püskürtme yönlendirmeli direkt enjeksiyonlu benzin motorunun kademeli dolgu modunda çalışmasında (2000 dev/dak ve ortalama efektif basıncın 2 bar olması durumu için) çoklu enjeksiyon stratejisiyle buji civarında yakıt hava karışımının alevlenebilir sınırlar içerisinde tutabilmek amaçlanmıştır.

Enjektör kalibrasyon çalışmalarında ortam sıcaklık, basınç, kullanılan gazın cinsi veya değiştirilebilen tüm parametrelerin şartlandırılabilceği bir oda kullanılmıştır. Yüksek püskürtme basınç değeri sabit tutularak püskürtme odasının sıcaklık ve basınç parametreleri değiştirilmiş; yakıt demetine ait karakteristiklerin ne yönde etkilendiği açıklanmıştır.

Elde edilen sonuçlar ise;

- 1- Ortam sıcaklık ve basınç değeri artarken Sauter ortalama çapı azalmıştır.
- 2- Ortam basıncının artmasıyla, enjektörden çıkan yakıtın hızı düştüğü dolayısıyla nüfuz derinliği azalmıştır.
- 3- Beklendiği gibi, ortam sıcaklığının artırılması, buharlaşma oranını arttırdı, ancak ortam basıncındaki artışın buharlaşma oranı üzerinde daha etkili olduğu belirlenmiştir.
- 4- Ortam basıncının artması yakıt demetini daha kompakt hale gelmiştir. Bu durum, damlacıkların yakıt demetinin alt girdap bölgesinde çarpışma olasılığını arttırmıştır. Bu nedenle, bölgedeki yakıt damlacıklarının çaplarında bir artış görülmüş ve ayrıca girdabın son bölgesindeki yakıt damlacıklarının çapları artmıştır.

5- Sıcaklık parametresinin, püskürtme demetin şekli üzerine önemli bir değişiklik oluşturmadığı belirlenmiştir.

6- Son olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle püskürtme karakteristiğine ait elde edilen sonuçların literatürde yapılmış deneysel sonuçlarla iyi bir uyum içinde olduğu görülmüştür.

Silindir içi akış analizlerinde, kalibre edilen enjektör bilgileri kullanılarak üç farklı durum için üçlü enjeksiyon stratejisi uygulanmış toplam enjektör tetikleme süresi sabit tutulmuş ancak enjeksiyonlar arasındaki durma süreleri değiştirilmiştir. Üç numaralı durum için ilk enjeksiyonun başlama açısı çok erken bir noktaya çekilmiş (ÜÖN'dan 90 KMA° önce) ve diğer tüm durumlar için silindir içi yakıt fazlalık katsayısının dağılımına bakılmıştır.

Elde edilen sonuçlar ise;

- 1) Tüm yakıtın üçlü püskürtme strateji sayesinde sıkıştırma sonuna yakın kısımlarda püskürtülmesi daha iyi bir kademelendirme sağlar.
- 2) Çok erken püskürtmenin yakıtın buharlaşma için gerekli süresinin artması nedeniyle daha homojenize yakıt hava karışımının elde edildiğini göstermiştir.
- 3) Tüm durumlar için püskürtülen yakıt demetine ait damlacıkların en büyük çap değeri birinci, ikinci, üçüncü durum için sırasıyla 45,2, 56,9 ve 22,5 μm 'dir. Ancak püskürtme demetine ait Sauter ortalama çap değeri ise birinci, ikinci, üçüncü durum için sırasıyla 22,5, 21,8 ve 19,7 μm 'dir. En küçük çap değerine sahip olan üç numaralı durum olduğu görülmüş olup buharlaşma için tanınan sürenin artması Sauter ortalama çap değerini azaltmıştır.
- 4) Uygun strateji olarak bir numaralı durumun diğer stratejilere üstün geldiği görülmüştür.

Çizelge 5.1. Her üç durum için maksimum hız, buji civarındaki lambda ve Sauter ortalama çap değerinin karşılaştırılması

	Birinci Durum	İkinci Durum	Üçüncü Durum
Ateşleme Anındaki Hız	48,4 m/s	53,5 m/s	20,5
Buji Civarındaki Lambda	~0.93	~1.11	~5
Sauter Ortalama Çapı	22,5 μm	21,8 μm	19,7 μm

Çizelge 5.2. Her üç durum enjeksiyonlar neticesinde buharlaşan toplam yakıt miktarının karşılaştırılması

	Birinci Enjeksiyon Sonu Buharlaşan Yakıt Kütlesi (mg)	İkinci Enjeksiyon Sonu Buharlaşan Yakıt Kütlesi (mg)	Üçüncü Enjeksiyon Sonu Buharlaşan Yakıt Kütlesi (mg)
Birinci Durum	2,56	7,14	11,2
İkinci Durum	1,78	5,82	10,1
Üçüncü Durum	1,55	5,33	9,7

Çizelge 5.2’de her üç durum için birinci, ikinci ve üçüncü enjeksiyon sonucunda buharlaşan yakıtın toplam kütlesi verilmiştir. Birinci enjeksiyonla sonunda buharlaşan toplam yakıtın kütlesinin en yüksek olduğu durum birinci durum olduğu açıktır. Bu durumun nedeni ise ilk püskürtmelerin yapıldığı krank mili açısı birinci durumda sıkıştırma sonuna daha çok yakındır. Dolayısıyla da bu anda silindir içi basınç ve sıcak değeri daha yüksektir. Bu durum yakıt demetinin parçalanıp buharlaşmasını kolaylaştırmıştır. Yine birinci, ikinci ve üçüncü durum için enjeksiyonların bitiminin hemen sonrasında buharlaşan yakıt miktarının birinci durum lehine olması belirtilen neden ile açıklanır.

KAYNAKLAR

- Abani, N., Bakshi, S., Ravikrishna, R.V. 2007.** Multi-dimensional modelling of spray, in-cylinder air motion and fuel-air mixing in a direct-injection engine. *Sadhana*, 32:597-617.
- Addepalli, S.K., Mallikarjuna, J.M. 2017.** Effect of Engine Parameters on Mixture Stratification in a Wall-Guided GDI Engine - A Quantitative CFD Analysis. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271/2017-01-0570.
- Altenschmidt, F., Bezner, M., Schaupp, U., Waltner, A., 2005.** Spray-Guided Combustion System with Piezo Injection. *MTZ Worldwide*, 5(5):36-38. doi: 10.1007/BF03246911.
- Ansys Workbench Fluent 18.2 Tutorials, 2019.** Sharcnet Available Online: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/18.2.2/en-us/help/forte_th/i44073.html (Erişim Tarihi: 18.03.2019).
- Arcoumanis, C., Kamimoto, T. 2009.** Flow and Combustion in Reciprocating Engines, Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH&Co. KG, Weisbaden.
- Baecker, H., Kaufmann, A., Tichy, M., 2007.** Experimental and Simulative Investigation on Stratification Potential of Spray-Guided GDI Combustion Systems. *SAE Technical Papers*, doi: 10.4271/2007-01-1407.
- Banerjee, R., Kumar, S., 2016.** Numerical Investigation of Stratified air/fuel preparation in a GDI Engine. *J. Applied Thermal Eng.*, 104:414-428., doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.05.050.
- Basshuysen, R. 2009.** Gasoline Engine with Direct Injection: Processes, Systems, Development, Potential, Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH&Co. KG, Weisbaden.
- Baumgarten, C. 2006.** Mixture Formation in Internal Combustion Engines, Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH&Co. KG, Berlin.
- Beale, J., Reitz, R.D., 1999.** Modeling Spray Atomization with the KelvinHelmholtz/Rayleigh-Taylor Hybrid Model. *Atomization and Sprays*, 9:623-650., doi: 10.1615/AtomizSpr.v9.i6.40.
- Breibach, H., Waltner, A., Landefeld, T., Porten G. 2013.,** Lean-burn Stratified Combustion at Gasoline Engines, *MTZ Worldwide*, 74(5):10-16. doi: 10.1007/s38313-013-0047-y.
- Bulut, E. 2016.** Direkt Püskürtmeli Motorlarda Püskürtme Karakteristiklerinin Nümerik İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, BUÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Anabilim Dalı, Bursa.
- Cardosa, T.J.P.L. 2011.** Port Fuel Injection Strategies for a Lean Burn Gasoline Engine. *Ph.D. Thesis*, University of Brighton.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A. 2015.** Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla, Palme Yayıncılık, Ankara.
- Çengel, Y.A., Cimbala, J.M. 2008.** Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel, İzmir.
- Dahlander, P., Gutkowski, A., Denbratt, I., 2008.** Visualization of Fuel Sprays for Stratified Cold Starts in Gasoline Direct Injection Engines. 22. European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, 8-10 September, Como Lake, Italy.
- Dahlander, P., Hemdal, S., 2015.** High-Speed Photography of Stratified Combustion in an Optical GDI Engine for Different Triple Injection Strategies. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271/2015-01-0745.

Daimler Media, <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/The-technology-of-the-new-direct-injection-petrol-engine-from-Mercedes-Benz-Direct-injection-with-spray-guided-combustion-as-a-future-technology-for-the-spark-ignition-engine.xhtml?oid=9905308>, (Erişim Tarihi 17.04.2019).

Das, S., 2008. Fluid Dynamic Study of Hollow Cone Sprays, *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/2008-01-0131.

Dasa, S.K., Limb, O.T., 2017. Spray Simulation of n-heptane in a Constant Volume Combustion Chamber over a Wide Range of Ambient Gas Density and Fuel Temperature. *Energy Procedia*, 105:1813-1820., doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.526.

Devassy, B.M., Bakshi, S., Ramesh, A., 2014. A new injector concept for multimode operation in gasoline direct injection engines, *Int. J. Engine Research*, 15(5):626-638. doi: 10.1177/1468087413501315.

Disch, C., Kubach, H., Spicher, U., Pfeil, J., Altenschmidt, F., Schaupp, U., 2013. Investigations of Spray-Induced Vortex Structures during Multiple Injections of a DISI Engine in Stratified Operation Using High-Speed-PIV, *SAE Technical Paper*, doi: 10.4271/2013-01-0563.

Dong, Q., Ishima, T., Kawashima, H., Long, W. 2013. A Study on the Spray Characteristics of a Piezo Pintle-Type Injector for DI Gasoline Engines, *J. Mechanical Sci. and Technology* 27(7):1981-1993., doi:10.1007/s12206-013-0510-3.

Fischer, A., Thelliez, M. 2018. Methodology and Tools to Predict GDI Injector Tip Wetting as Predecessor of Tip Sooting. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271/2018-01-0286.

Guzzella, L. 2010. Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

Günter, P.M., Schwarz, C., Stiesch, G., Otto, F. 2006. Simulating Combustion, Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH&Co. KG, Weisbaden.

Günter, P.M., Schwarz, C., Teichmann, R. 2012. Combustion Engines Development-Mixture Formation, Combustion, Emission and Simulation, Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH&Co. KG, Weisbaden.

Heinstein, A., Landanfeld, T., Rimer, M., Sebastian, T., 2013. High Pressure Direct Injection Systems for Gasoline Engines. *MTZ Worldwide*, 74(3):28-32. doi:10.1007/s38313-013-0027-2.

Huang, C., Lipatnikov, A., 2011. Modelling of Gasoline and Ethanol Hollow-Cone Sprays Using OpenFOAM, *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/2011-01-1896.

Huang, C., Lipatnikov, A., Johansen, L.C. R., Hemdal, S. 2014. A Study of Two Basic Issues Relevant to RANS Simulations of Stratified Turbulent Combustion in a Spray-Guided Direct-Injection Spark-Ignition Engine. *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/2014-01-2572.

Hung, D. L.S., Harrington, D. L., Gandhi, A. H., Markle, L.E., Parrish, S.E., Shakal, J. S., Sayar, H., Cummings, S.D., Kramer, J.L., 2008. Gasoline Fuel Injector Spray Measurement and Characterization – A New SAE J2715 Recommended Practice, *SAE Technical Papers*, doi: 10.4271/2008-01-1068.

Iyer, C.O., Han, Z., Yi, J., 2004. CFD Modeling of a Vortex Induced Stratification Combustion (VISC) System. *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/200401-0550.

Jeon, J., Moon, S., 2018. Ambient density effects on initial flow breakup and droplet size distribution of hollow-cone sprays from outwardly-opening GDI injector. *Fuel*, 211:572-581., doi.org/10.1016/j.fuel.2017.09.016.

- Jing, D., Shuai, S., Wang, Z., Li, Y., Xu, H. 2015.** Development of a turbulence induced breakup model for gasoline spray simulation, *SAE Technical Papers*, doi: 10.4271/2015-01-0939.
- Kajishima, T., Taira, K. 2017.** Computational Fluid Dynamics Incompressible Turbulent Flows. Springer International Publishing AG, Gewerbestrasse.
- Karamangil, M.İ. 2003.** Benzinli Motorlarda Direkt Sıvı Vakit Püskürtme Teknikleri ve Enjektör Seçimi. *Mühendis ve Makine*, 44:46-54.
- Karamangil, M.İ. 2004.** Direkt Püskürtmeli Benzin Motorları ve Mitsubishi Metodu. *Mühendis ve Makine*, 9:19-29.
- Karaya, Y., Addepalli, S.K., Mallikarjuna, J.M. 2018.** Effect of Fuel Injector Location and Nozzle-Hole Orientation on Mixture Formation in a GDI Engine: A CFD Analysis. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271/2018-01-0201.
- Kim, S.J., Kim Y.N., Lee, J.H., 2008.** Analysis of the In-Cylinder Flow, Mixture Formation and Combustion Processes in a Spray-Guided GDI Engine. *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/2008-01-0142.
- Kubach, H., Gindele, J., Ulrich S. 2001.** Investigations of Mixture Formation and Combustion in Gasoline Direct Injection Engines. *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/2001-01-3647.
- Lee, C.S., Park, S.W., 2002.** An Experimental and Numerical Study on Fuel Atomization Characteristics of High-Pressure Diesel Injection Sprays, *Fuel*, 81(18):2417-2423. doi.org/10.1016/S0016-2361(02)00158-8.
- Lefevre, A.H., McDonell, V.G. 2017.** Atomization and Sprays, CRC Press, New York.
- Marchi, A., Nouri, J., Yan, Y., Arcoumanis, C., 2007.** Internal Flow and Spray Characteristics of Pintle-Type Outwards Opening Piezo Injectors for Gasoline Direct-Injection Engines. *SAE Technical Paper*, doi:10.4271/2007-01-1406
- Marchi, A., Nouri, J., Yan, Y., Arcoumanis, C., 2010.** Spray stability of outwards opening pintle injectors for stratified direct injection spark ignition engine operation, *Int. J. Engine Research*, 11(6):413-437. doi: 10.1243/14680874JER605.
- Mathieu, F., Reddemann, M., Martin, D., Kneer, R., 2010.** Experimental Investigation of Fuel Influence on Atomization and Spray Propagation Using an Outwardly Opening GDI Injector, *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/2010-01-2275.
- Matsumoto, A. 2012.** Spray Characterization of Flex-Fuel Gasoline DI Injectors and Spray Interaction with Charge Motion In A Variable Valve Actuation Engine. *Ph.D. Thesis*, Wayne State University, Detroit, Michigan.
- Migliaccio, M., Montaaro, A., Batrice, C., Napolitano, P., Allocca, L., Fraioli, V., 2017.** Experimental and Numerical Analysis of a High-Pressure Outwardly Opening Hollow Cone Spray Injector for Automotive Engines, *Fuel*, 196:508-519., doi.org/10.1016/j.fuel.2017.01.020.
- Mürwald, M., Kemmler, R., Waltner, A., Kreitmann, F., 2013.** The New Four-Cylinder Gasoline Engines from Mercedes-Benz. *MTZ Worldwide*, 74(11):4-11. doi:10.1007/s38313-013-0108-2.
- Nishad, K., Pischke, P., Goryntsev, D., Sadiki, A., Kneer, R. 2012.** LES Based Modeling and Simulation of Spray Dynamics including Gasoline Direct Injection (GDI) Processes using KIVA-4 Code. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271/2012-01-1257.
- Oh, H., 2011.** Effect of the Multiple Injection on Stratified Combustion Characteristics in a Spray-Guided DISI Engine. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271/2011-24-0059.

- Oh, H., Bae, C., 2013.** Effects of the injection timing on spray and combustion characteristics in a spray-guided DISI engine under lean-stratified operation, *Fuel*, 107:225-235. doi: 10.1016/j.fuel.2013.01.019
- Oh, Y., Lee, S., Kigdm, D., Chon, M., Park, S., 2012.** Experimental and Numerical Study on Spray Characteristics of Multi-Hole Type GDI Injectors, Available Online: <http://www.ilass.org/2/conferencepapers/81.pdf> (Erişim tarihi: 18.03.2019).
- Ohnesorge, W. 1931.** Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik*, Bd.16, Heft 6, pp 355–358.
- Park, S.H., Kim, H.J., Suh, H.K., Lee, C.S., 2009.** Atomization and spray characteristics of bioethanol and bioethanol blended gasoline fuel injected through a direct injection gasoline injector. *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, 30(6):1183-1192. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2009.07.002.
- Park, S.W., Kim, H.J., Lee, C.S., 2002.** An Experimental and Numerical Study on Atomization Characteristics of Gasoline Injector for Direct Injection Engine, 15th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Madison, USA.
- Pielecha, I. 2014.** Modeling of Gasoline Fuel Spray Penetration in SIDI Engines. *Int. J. of Automotive Tech.*, 15 (1):47–55. doi. 0.1007/s12239–014–0005–y.
- Reitz R.D., Bracco F.V., 1986.** Mechanisms of Breakup of Round Liquid Jets. *Encyclopedia of Fluid Mechanics*, Ze Gulf Pub, NJ, 3:233–249
- Rotondi, R., Bella, G., 2006.** Gasoline Direct Injection Spray Simulation, *Int. J. Thermal Science*, 45:168-179. doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2005.06.001.
- Sauter, W., Pfeil, J., Velji, A., Spicher, U., Laudenbach, N., Altenschmidt, F., Schaupp, U., 2006.** Application of Particle Image Velocimetry for Investigation of Spray Characteristics of an Outward Opening Nozzle for Gasoline Direct Injection. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271/2006-01-3377.
- Saw, O.P., Karaya, Y., Mallikarjuna, J.M., 2017.** Effect of Fuel Injection Pressure on Mixture Stratification in a GDI Engine - A CFD Analysis, *SAE Technical Papers*, doi: 10.4271/2017-01-2317.
- Schmid, A. 2012.** Experimental Characterization of the Two Phase Flow of a Modern, Piezo Activated Hollow Cone Injector. *Ph.D. Thesis*, ETH ZURICH of University, Poly, Zurich.
- Schmid, A.M., Mojtabi, M., Wigley, G. 2010.** Experimental Investigation on the Spray Behavior for a Hollow Cone Piezo Injector with a Multiple Injection Strategy, 23rd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Brno, Czech Republic.
- Schmidt, L., Seabrook, J., Stokes, J., Zuhdi, M.F.A., Begg, S., Heikal M., King, J. 2011.** Multiple Injection Strategies for Improved Combustion Stability under Stratified Part Load Conditions in a Spray Guided Gasoline Direct Injection (SGDI) Engine. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271/2011-01-1228.
- Schwarz, C. Schünemann, E., Durst, B., Fischer, J., Witt. A., 2006.** Potentials of the Spray-Guided BMW DI Combustion System. *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/2006-01-1265.
- Shi, J., Baecker, H., Tichy, M., Bauer, W., 2008.** Numerical and Experimental Investigation of Fuel Injection and Droplet Evaporation in a Pressure Chamber for The Development of Gasoline Direct Injection. 22rd European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Como Lake, Italy.
- Sim, J., Badra, J., Elwardany, A., Im, H., 2016.** Spray Modeling for Outwardly-Opening Hollow-Cone Injector. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271/2016-01-0844.

- Skogsberg, M., Dahlander, P., Denbratt, I., 2007.** Spray Shape and Atomization Quality of an Outward-Opening Piezo Gasoline DI Injector. *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/2007-01-1409.
- Song, J., Kim, T., Jang, J., Park, J., 2015.** Effects of the injection strategy on the mixture formation and combustion characteristics in a DISI (direct injection spark ignition) optical engine. *Energy*, 93(2):1758-1768. doi: 10.1016/j.energy.2015.10.058.
- Soruşbay, C., Ergeneman, M., İmren, A., Çalık, A.T., 2008.** Experimental and Numerical Air Flow and Spray Dynamics Investigation in Internal Combustion Engines. Proje No: 104M355, <https://web.itu.edu.tr/sorusbay/DOCS/DOCS/104M355.pdf> (Erişim Tarihi: 03.04.2018)
- Spicher, U., Magar, M., Hadler, J. 2016.** High Pressure Gasoline Direct Injection in Spark Ignition Engines - Efficiency Optimization through Detailed Process Analyses. *SAE Technical Papers*, doi:10.4271/2016-01-2244.
- Stiehl, R., Schorr, J., Krüger, C., Dreizler, A., Böhm, B., 2013.** In-Cylinder Flow and Fuel Spray Interactions in a Stratified Spray-Guided Gasoline Engine Investigated by High-Speed Laser Imaging Techniques. *Flow Turbulence Combustion*, 91:431-450. doi: 10.1007/s10494-013-9500-x.
- Stiesch, G., 2003.** Modeling Engine Spray and Combustion Processes, Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH&Co. KG, Berlin.
- Şentürk, G. 2015.** Piezo Teknolojili Benzin Enjektörlerinde Püskürtme Karakteristiklerinin İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, BUÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Anabilim Dalı, Bursa.
- Taş, İ., Karamangil, M.İ.,** Numerical Investigation of the Spray Characteristics in an Outwardly-Opening Piezoelectric Gasoline Injector for Different Ambient Conditions. *Uludağ Uni. J. Faculty of Engineering*.
- Vent, G., Enderle, C., Merdes, N., Kreitmann, F., Weller R., 2012.** The new 2.0l turbo engine from the Mercedes Benz 4-cylinder engine family. 2nd Aachen Colloquium China.
- Vollrath, O., Storz, O., Lautenschütz, P., Buchholz, K., 2018.** The New Mercedes-Benz In-line Six-cylinder Gasoline Engine with 48-V Electrification, *MTZ Worldwide*, 79(5):54-61. doi:10.1007/s38313-018-0015-7.
- Wang, X. 2018.** Numerical Simulation of the Gasoline Spray with an Outward-Opening Piezoelectric Injector: A Comparative Study of Different Breakup Models. *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/2018-01-0272.
- Wentsch, M. 2018.** Analysis of Injection Processes in an Innovative 3D-CFD Tool for the Simulation of Internal Combustion Engines. Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH&Co. KG, Weisbaden.
- White, F. 2011.** Fluid Mechanics. The McGraw-Hill Companies, New York.
- Yamaguchi, A., Koopmans, L., Helmantel, A., Karrholm, F.P., Dahlander, P., 2019.** Spray Characterization of Gasoline Direct Injection Sprays Under Fuel Injection Pressures up to 150 MPa with Different Nozzle Geometries. *SAE Technical Papers*, doi: 10.4271/2019-01-0063.
- Yan, Y., Gashi, S., Nouri, J.M., Lockett, R.D., Arcoumanis, C., 2007.** Investigation of spray characteristics in a spray-guided DISI engine using PLIF and LDV, *Journal of Physics*. doi: 10.1088/1742-6596/85/1/012036.
- Yi, Y., DeMinco, C.M., 2006.** Numerical Investigation of Mixture Preparation in a GDI Engine. *SAE Technical Papers*, doi.org/10.4271/2006-01-3375.

Zhao, H. 2009. Advanced direct injection combustion engine technologies and development. CRC Press, New York.

Zheng, Y. 2013. Simulations and Experiments of Fuel Injection, Mixing and Combustion in DI Gasoline Engines. *Ph.D. Thesis*, Wayne State University, Detroit, Michigan.

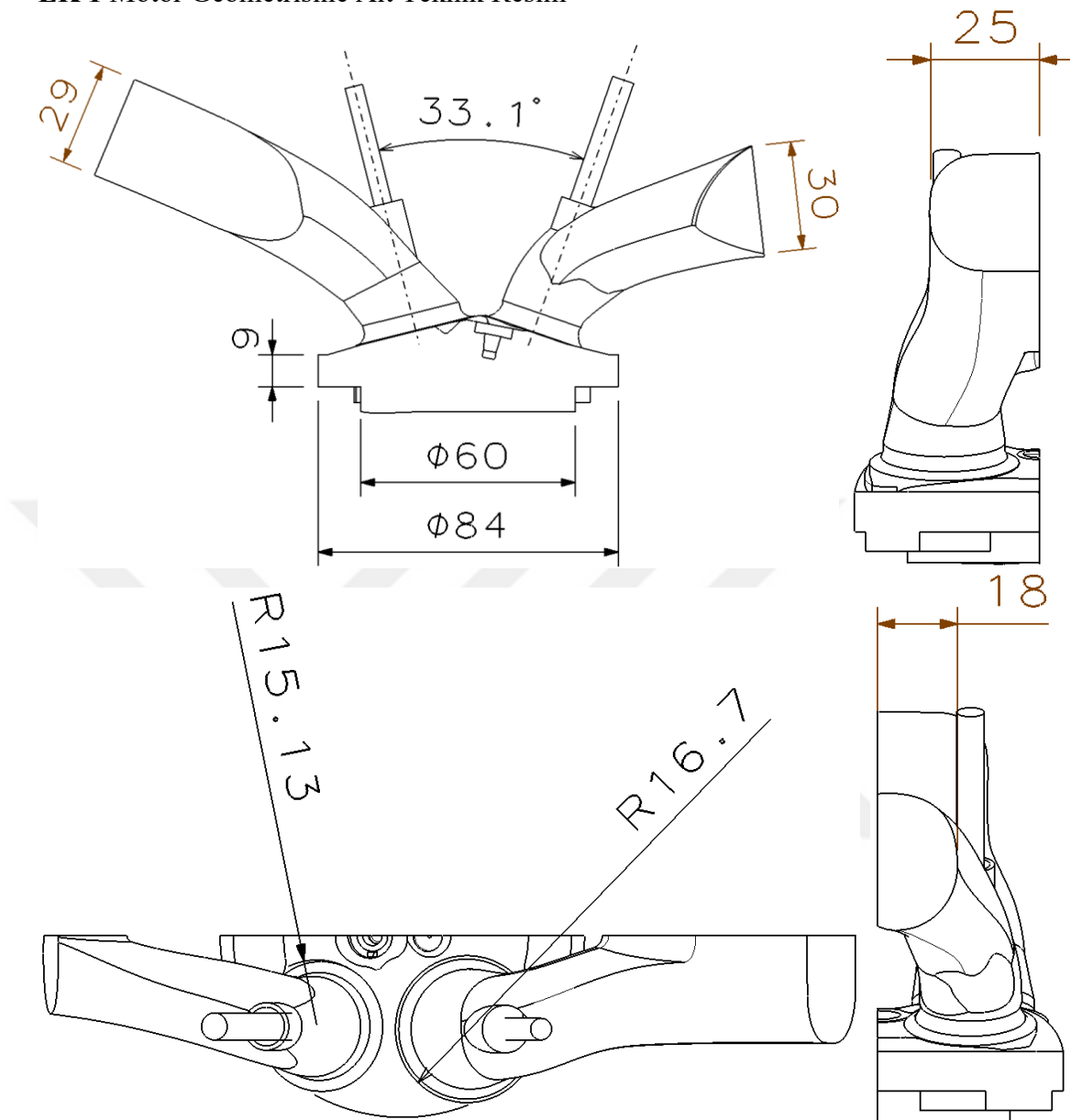


EKLER

EK 1 Motor Geometrisine Ait Teknik Resim



EK 1 Motor Geometrisine Ait Teknik Resim



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : İbrahim TAŞ
Doğum Yeri ve Tarihi : Ergani/Diyarbakır-29/07/1991
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)
Lise : B.T.S.O. Hüseyin SUNGUR Lisesi, 2010
Lisans :Uludağ Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği, 2016
Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği, 2016
Anadolu Üniversitesi İşletme, 2017
Yüksek Lisans :Uludağ Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği, 2019

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Pamukkale Üniversitesi-2018...

İletişim (e-posta) : itas@pau.edu.tr

Yayınlar :

Taş, İ., Karamangil, M.İ. 2019. Numerical Investigation of the Spray Characteristics in an Outwardly-Opening Piezoelectric Gasoline Injector for Different Ambient Conditions. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering.*

Taş, İ., Beker, E., Yıldız, Y., Tunç, Ö., Taş, M. 2017. Binek Araçlarda Kullanılan Rotil Tozlu Lastiğinde Meydana Gelen Aşınma ve Yırtılmaların İncelenmesi. International Mediterranean Science and Engineering Congress, 2042, 2042-2042.

Yaşar, A., Çelebi, K., Taş, M., Taş, İ. 2017. The Effect of Different Design Parameters on the Analysis and Optimization of Roller Bearings. International Mediterranean Science and Engineering Congress, 2158, 2158-2158.

Tunç, Ö., Taş, İ., Bidav, K., Aykut, E., Sarı, A., Kuyumcu, F., Taş, M. 2017. Rotil Gövdesinin Sonlu Elemanlar Yardımıyla Proses ve Çapak Oranı Azaltılmasının Araştırılması. International Mediterranean Science and Engineering Congress, 2048, 2048-2048.