



T. C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DİREKT PÜSKÜRTMELİ MOTORLARDA PÜSKÜRTME
KARAKTERİSTİKLERİNİN NÜMERİK İNCELENMESİ

Emre BULUT

Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa- 2016

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Emre BULUT tarafından hazırlanan ‘Direkt Püskürtmeli Motorlarda Püskürtme Karakteristiklerinin Nümerik İncelenmesi’ adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL

Üye: Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL

Mühendislik Fakültesi

İmza

Otomotiv Mühendisliği

Üye: Prof. Dr. Ali SÜRMEŒ

Mühendislik Fakültesi

İmza

Otomotiv Mühendisliği

Üye: Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

Mühendislik Fakültesi

İmza

Makine Mühendisliği

Yukarıdaki Sonucu Onaylarım

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR

Enstitü Müdürü

.././....(Tarih)

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.

.././....

Emre BULUT

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DİREKT PÜSKÜRTMELİ MOTORLARDA PÜSKÜRTME KARAKTERİSTİKLERİNİN NÜMERİK İNCELENMESİ

Emre BULUT

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL

Günümüzde kullanılan araçların büyük bir kısmını fosil yakıtlar kullanarak kimyasal enerjiyi hareket enerjisine çeviren içten yanmalı motorlu araçlar oluşturmaktadır. Petrol ürünlerinin içten yanmalı motorlarda kullanılması sonucu oluşan kirletici emisyonların çevreye ve insan sağlığına karşı oluşturduğu olumsuz etkiler günden güne artmaktadır.

Bu tez çalışmasında püskürtme yönlendirmeli direkt püskürtmeli benzin motorunda kademeli dolgu modunda çalışma sınırının arttırılarak motordan elde edilebilecek veriminin arttırılması hedeflenmektedir.

Çalışmada Fluent programı ile silindir içi akış analizleri yapılarak buji etrafında karışım oluşumu incelenmiştir. Analizler sonucunda denenen yöntemlerle buji etrafında düzgün kademeli dolgu oluşup oluşmadığı gözlemlenmiştir. Emme basıncının arttırılması ile kademeli dolgu modunda çalışma sınırlarının arttırılabileceği sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Püskürtme yönlendirmeli direkt püskürtmeli benzin motorları, Fluent, silindir içi akış analizi, içi boş koni yakıt demeti

2015, xii + 97 sayfa.

ABSTRACT

Msc Thesis

NUMERIC INVESTIGATION OF INJECTION CHARACTERISTICS IN DIRECT INJECTION ENGINES

Emre BULUT

Uludağ University

Graduate School Of Natural And Applied Sciences

Department Of Automotive Engineering

Supervisor: Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL

Recently most of the vehicles we use are vehicles powered by internal combustion engines which use fossil fuels as energy source. Using petroleum-extrated fuels for internal combustion engines generate pollutant emissions and that adversely affect the environment and human health day by day.

The aim of this thesis study is to increase thermal efficiency by extending stratified operation limit of spark ignited direct injection gasoline engines.

In this study mixture formation around the spark plug was investigated by in cylinder flow analysis on Fluent. Through these analyses we tried to investigate whether a proper stratification is formed or not around the spark plug. It is observed that stratified operation limit could be extended by increasig intake pressure.

Key Words: Spray guided GDI engines, Fluent, in cylinder flow, hollow-cone sprays
2015, xii + 97 pages.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme, yüksek lisans eğitimim süresince akademik anlamda bizlere örnek olan, bilgisini ve deneyimlerini her zaman cömertçe bizlerle paylaşan danışman hocam Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL'e ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocalarıma teşekkür ederim.

Ayrıca yardımlarından dolayı makine mühendisi Hüseyin GÜZELDAL ve yüksek makine mühendisi Mehmet TEKE'ye teşekkür ederim.

Emre BULUT

.././...

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	2
3. Direkt püskürtmeli buji Ateşlemeli benzinli motorlar	10
3.1. Direkt püskürtmeli benzin motorlarında kademeli dolgu metodu	11
3.1.1. Duvar yönlendirmeli karışım oluşumu.....	13
3.1.2. Hava yönlendirmeli karışım oluşumu	14
3.1.3. Püskürtme yönlendirmeli karışım oluşumu.....	14
3.2 Direkt püskürtmeli benzin motorlarında kullanılan enjektör türleri	16
3.3. Matematiksel modelleme	19
3.3.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi	19
3.3.1.1. Hareket denklemleri	20
3.3.1.2. Sınır Şartları	21
3.3.1.3. Çeper sınır şartları	21
3.3.1.4. İçeri akış/dışarı akış sınır şartları	22
3.3.1.5. Çeşitli sınır şartları	23
3.3.1.6. Türbülanslı HAD çözümleri.....	24
3.3.1.7. RNG k-ε türbülans modeli	27
3.3.1.8. Sıkıştırılabilir akış HAD çözümleri	27
3.3.2. Yakıt demeti modellenmesi.....	29
3.3.2.1 Sıvı jetlerinin parçalanma rejimleri.....	30

3.3.2.3. İçi boş koni tipi yakıt demetleri	35
3.3.3. Sınır Şartlarının Belirlenmesi İçin Kullanılan Matematiksel İfadeler.....	36
3.3.4. Yakıt demetinin modellenmesi.....	37
3.3.5. Püskürtme odası ve ağ yapısı	39
3.4. Ortalama indike basınç hesabı	40
3.5. Yakıt demetinin deneysel veri ile doğrulanması.....	41
3.5.1. Ölçülen yakıt demeti karakteristikleri	43
3.6. Silindir içi akış ve karışım oluşumu analizi	43
3.6.1. 3 Boyutlu katı model	44
3.6.2. Motor modelinin ağ yapısı	45
3.6.3. Sınır şartlarının girilmesi.....	46
3.6.4. Sınır şartları	53
4.BULGULAR	55
4.1 Püskürtme ve ortam parametrelerinin yakıt demeti karakteristiklerine etkisi	55
4.1.1 Püskürtme basıncının nüfuz derinliğine etkisi	55
4.1.2. Püskürtme basıncının SMD üzerine olan etkisi.....	56
4.1.3. Püskürtme basıncının yakıt demeti genişliğine etkisi	57
4.1.4. Ortam basıncının ve püskürtme basıncının yakıt demeti açısına etkisi.....	58
4.1.5. Ortam sıcaklığının nüfuz derinliğine etkisi	60
4.1.6. Ortam sıcaklığının yakıt demeti genişliğine etkisi	61
4.1.7. Ortam sıcaklığının SMD üzerine etkisi	61
4.1.8. Ortam basıncının nüfuz derinliğine etkisi	62
4.1.9. Ortam basıncının SMD üzerine etkisi	63
4.1.10. Ortam basıncının yakıt demeti genişliğine etkisi	63
4.1.11. İğne kalkma miktarının nüfuz derinliğine etkisi	64
4.1.12. İğne kalkma miktarının SMD üzerine etkisi	65
4.2. Silindir içi akış ve püskürtme analizi sonuçları	66
4.2.1. Hız vektörleri yakıt fazlalık katsayısı dağılımları	66
4.2.1.1 3000 d/d atmosfer şartlarındaki analiz	70
4.2.1.2 3500 d/d atmosfer şartlarındaki analiz	72
4.2.1.3 4000 d/d atmosfer şartlarındaki analiz	74

4.3. Kademeli dolgu modu çalışma sınırlarını arttırma.....	76
4.3.1 3000 d/d 126325 Pa emme basıncı şartlarındaki analiz	77
4.3.2 3000 d/d 151325 Pa Emme basıncı şartlarındaki analiz.....	79
4.3.3 3500 d/d 126325 Pa Emme basıncı şartlarındaki analiz.....	81
4.3.4 3500 d/d 151325 Pa Emme basıncı şartlarındaki analiz.....	83
5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	85
KAYNAKLAR	87
EK1	91
EK2	92
EK3	95
EK4	96
ÖZGEÇMİŞ	97

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklamalar
σ	Sıvı-Gaz ara yüzeyindeki yüzey gerilmesi
ρ_l	Gaz yoğunluğu
ρ_l	Sıvı yoğunluğu
μ	Sıvının dinamik viskozitesi
D	Nozzle delik çapı
η_t	Termik verim
k	İzentropik üs
r_c	Sıkıştırma oranı
ν	Kinematik viskozite
We_g	Gazlar için Weber sayısı
Re	Reynolds sayısı
We_l	Sıvılar için Weber sayısı
Z	Ohnesorge Sayısı
u	Hız
T	Sıcaklık

Kısaltmalar	Açıklamalar
GDI	Gasoline Direct Injection
HFK	Hava Fazlalık Katsayısı
EGR	Egzoz Gazı Resürkilasyonu
HOS	Homojen Kademeli Dolgu
YFK	Yakıt Fazlalık Katsayısı
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
SMD	Sauter Mean Diameter
RANS	Reynolds Avaraged Navier Stokes
LES	Large Eddy Simulations
DNS	Direct Numerical Solutions
ÜÖN	Üst Ölü Nokta
AÖN	Alt Ölü Nokta

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. İçi boş koni püskürtme sonucu oluşan vorteks hareketi	3
Şekil 2.2. Devir Sayısı ile takla ve girdap oranlarının değişimi.....	4
Şekil 2.3. Farklı basınç ve HFK değerlerinin özgül yakıt tüketimine etkisi	5
Şekil 2.4. Yanma odasına ortadan ve yandan püskürtmeli püskürtme yönlendirmeli sistemler	6
Şekil 2.5. Motor çalışma modları ve püskürtme stratejileri	8
Şekil 2.6. Çalışma modlarının sınırları ve yakıt tüketimi avantajları	8
Şekil 2.7. Çalışma modlarının kayıp diyagramı	9
Şekil 3.1. Direkt püskürtmeli ve çok noktadan püskürtmeli motorların P-V ve T-S diyagramları	10
Şekil 3.2. Sabit hacimde yanma sürecinin termik verimi	11
Şekil 3.3. Solda duvar yönlendirmeli, ortada hava yönlendirmeli ve sağda püskürtme yönlendirmeli yöntem	13
Şekil 3.4. Girdap tipi enjektör	17
Şekil 3.5. Çok delikli enjektör memesi ve yakıt demeti formları	18
Şekil 3.6. Dışa doğru açılan enjektör (A-nozül)	19
Şekil 3.7. Jet parçalanma rejimleri diyagramı	31
Şekil 3.8. Gaz yoğunluğunun etkisinin de eklendiği jet parçalanma rejimleri diyagramı	32
Şekil 3.9. Jet parçalanma rejimlerinin şematik gösterimi	32

Şekil 3.10. Jet parçalanma uzunluğunun jet hızına göre fonksiyonu.....	34
Şekil 3.11. Dışa doğru açılan enjektörün oluşturduğu içi boş koni tipi yakıt demeti	35
Şekil 3.12. Nozül içi akış: Hava ile etkileşim ve kavitasyon sebebiyle yakıt demeti alanı kaybı ve gerilmelerin etkisi sonucu oluşan hız profili	36
Şekil 3.13. Yakıt demeti püskürtme odası ağ yapısı	40
Şekil 3.14. Yakıt demeti parametrelerinin girildiği pencere	42
Şekil 3.15. Deneysel veri ile analiz sonucu elde edilen verinin karşılaştırılması	42
Şekil 3.16. Yakıt demeti karakteristikleri	43
Şekil 3.17. Ansys IC engine modülünün ilk basamağı	44
Şekil 3.18. Ansys Design Modeler ile parçalara ayrılmış üç boyutlu katı model.....	45
Şekil 3.19. Üç boyutlu katı modelin ağ yapısı	46
Şekil 3.20. Ansys IC engine modülünde ön çözücü ayarları penceresi	46
Şekil 3.21. Fluent programının çalıştırma ayarları penceresi	47
Şekil 3.22. Genel ayarların yapıldığı pencere	48
Şekil 3.23. Modellerin seçildiği pencere.....	48
Şekil 3.24. Akışkanların özelliklerinin seçildiği pencere.....	49
Şekil 3.25. Sınır şartlarının tanımlandığı pencere.....	50
Şekil 3.26. Dinamik ağ yapısı özelliklerinin belirlendiği pencere	50
Şekil 3.27. Emme zamanında dinamik ağ yapısı ile oluşturulmuş ağ yapısı	51
Şekil 3.28. Çözücü algoritmalarının seçildiği pencere.....	52
Şekil 3.29. Analize başlamadan önceki ortam şartlarının tanımlandığı pencere	52

Şekil 4.1. Püskürtme basıncının nüfuz derinliği ile olan ilişkisi.....	56
Şekil 4.2. Püskürtme basıncının SMD üzerine etkisi.....	57
Şekil 4.3. Püskürtme basıncının yakıt demeti genişliğine etkisi.....	57
Şekil 4.4. Ortam basıncının ve püskürtme basıncının yakıt demeti açısına etkisi.....	58
Şekil 4.5. Ortam basıncının yakıt demeti açısına etkisi.....	59
Şekil 4.6. Ortam sıcaklığının nüfuz derinliğine etkisi.....	60
Şekil 4.7. Ortam sıcaklığının yakıt demeti genişliğine etkisi.....	61
Şekil 4.8. Ortam sıcaklığının SMD'ye olan etkisi.....	62
Şekil 4.9. Değişken ortam basıncının nüfuz derinliğine etkisi.....	62
Şekil 4.10. Ortam basıncının SMD üzerine etkisi.....	63
Şekil 4.11. Ortam basıncının yakıt demeti genişliğine etkisi.....	64
Şekil 4.12. İğne kalkma miktarının nüfuz derinliğine etkisi.....	65
Şekil 4.13. İğne kalkma miktarının SMD üzerine etkisi.....	65
Şekil 4.14. Değişik kesitlerde HFK dağılımları.....	67
Şekil 4.15. Üstte normal emme portu, altta takla hareketi kazandıran emme portu.....	68
Şekil 4.16. Arttırılmış takla hareketi portu kullanımında HFK dağılımı.....	68
Şekil 4.17. Üstte normal emme portu, altta takla hareketi kazandıran emme portu ile oluşan karışım dağılımları.....	69
Şekil 4.18. 3000 d/d'da simetri ekseninde hız vektörleri.....	70
Şekil 4.19. 3000 d/d'da simetri ekseninde YFK dağılımı.....	71

Şekil 4.20. 3000 d/d'da üstten görünümde YFK dağılımı	71
Şekil 4.21. 3500 d/d'da simetri eksenindeki hız vektörleri.....	72
Şekil 4.22. 3500 d/d'da simetri ekseninde YFK dağılımı.....	73
Şekil 4.23. 3500 d/d'da üstten görünümde YFK dağılımı.....	73
Şekil 4.24. 4000 d/d'da simetri eksenindeki hız vektörleri.....	74
Şekil 4.25. 4000 d/d'da simetri ekseninde YFK dağılımı.....	75
Şekil 4.26. 4000 d/d'da üstten görünümde YFK dağılımı	75
Şekil 4.27. 3000 d/d'da 126325 Pa emme basıncında hız vektörleri.....	77
Şekil 4.28. 3000 d/d'da 126325 Pa emme basıncında simetri ekseninde YFK dağılımı	78
Şekil 4.29. 3000 d/d'da 126325 Pa emme basıncında üstten görünümde YFK dağılımı	78
Şekil 4.30. 3000 d/d'da 151325 Pa emme basıncında hız vektörleri.....	79
Şekil 4.31. 3000 d/d'da 151325 Pa emme basıncında simetri ekseninde YFK dağılımı	80
Şekil 4.32. 3000 d/d'da 151325 Pa emme basıncında üstten görünümde YFK dağılımı	80
Şekil 4.33. 3500 d/d'da 126325 Pa emme basıncında hız vektörleri.....	81
Şekil 4.34. 3500 d/d'da 126325 Pa emme basıncında simetri ekseninde YFK dağılımı	82
Şekil 4.35. 3500 d/d'da 126325 Pa emme basıncında üstten görünümde YFK dağılımı	82
Şekil 4.36. 3500 d/d'da 151325 Pa emme basıncında hız vektörleri.....	83
Şekil 4.37. 3500 d/d'da 151325 Pa emme basıncında simetri ekseninde YFK dağılımı	84
Şekil 4.38. 3500 d/d'da 151325 Pa emme basıncında üstten görünümde YFK dağılımı	84

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Kalibrasyon için belirlenen sınır şartları	41
Çizelge 3.2. Motor sınır şartları.....	54
Çizelge 4.1 Değişken püskürtme basıncı test koşulları.....	57
Çizelge 4.2 Değişken ortam ve püskürtme basıncı test koşulları.....	58
Çizelge 4.3 Değişken ortam basıncı test koşulları.....	59
Çizelge 4.4 Değişken ortam sıcaklığı test koşulları.....	60
Çizelge 4.5 Değişken iğne kalkma miktarı test koşulları	64
Çizelge 4.6 Silindir içi akış ve püskürtme analizleri.....	76

1. GİRİŞ

Günümüzde kullanılan araçların büyük bir kısmını petrol ürünleri kullanarak kimyasal enerjiyi hareket enerjisine çeviren içten yanmalı motorlu araçlar oluşturmaktadır. Petrol ürünlerinin içten yanmalı motorlarda kullanılması sonucu oluşan kirletici emisyonların çevreye ve insan sağlığına karşı oluşturduğu olumsuz etkiler günden güne artmaktadır. Kirletici emisyon seviyelerini düşüren kısıtlamalar, motor üreticilerini daha az emisyon üreten motorlar üretmeye zorlamıştır.

Motorlu araçların icadından beri, daha düşük masraflarla yapılan iyileştirmeler sayesinde yüksek özgül güç üreten benzinli motorlar yolcu araçlarında dominant güç kaynağı olmuştur. Ancak, karbondioksit emisyonlarını ve yakıt tüketimini düşürmek için yapılan baskı daha verimli benzinli araçların geliştirilmesi için verilmesi gereken önemi arttırmıştır. Örnek olarak EU regülasyonları 2015 yılından itibaren ortalama CO₂ emisyonlarının 130 g/km olmasını önermiştir. Son 10 yıldır Avrupa'da ortalama CO₂ emisyonlarındaki azalma yüksek hızlı dizel motorların marketteki payını hızla arttırmasıyla sağlanmıştır. Batı Avrupa'da satılan yeni araçların %50'den fazlası yüksek hızlı direkt püskürtmeli dizel motorlu araçlardır. Ancak, ham petrolün rafine işleminin doğası benzin üretimini ve kullanımını gerektirmektedir. Ayrıca dizel motorları gelecekteki emisyon kısıtlarını sağlayabilmek için daha yüksek enjeksiyon basınçlarını ve daha karışık ve pahalı egzoz sistemleri gerektirmektedir. Bu sebeplerden dolayı direkt püskürtmeli dizel motorlarla kıyaslanabilecek yüksek özgül güç üreten, daha basit egzoz sistemli ve daha düşük masraflı yakıt püskürtme sistemli daha verimli benzinli motorların geliştirilmesi çok önemlidir. (Zhao 2009)

Otomotiv endüstrisinin yanma odasına direkt yakıt püskürtmeli, dört zamanlı, buji ateşlemeli motorların tasarımını geliştirmesi dünya çapında önemli bir girişimdir. Silindir içine direkt püskürtmeli motorların daha iyi yakıt tüketimi, geçici cevap ve soğukta ilk çalışmadaki emisyon seviyeleri için termodinamik potansiyeli olması direkt püskürtmeli benzinli yanma sistemlerinin anlaşılması, geliştirilmesi ve optimizasyonu için çok sayıda araştırma ve geliştirme projesi yapılmasına yönlendirmiştir. (Zhao 1999)

2. LİTERATÜR TARAMASI

Direkt püskürtmeli benzin motorları ile ilgili yapılmış çalışmalar 1930 yılına kadar dayanmaktadır. Mitsubishi firmasının 1996 yılında seri üretim araçlarda GDI (Gasoline Direct Injection) motorlar kullanmaya başlamasıyla başlayan dönemden sonra birçok kendi GDI motorlarını üretmeye başlamışlardır. GDI motorlarda kullanılan enjektörler, yöntemler, iyileştirmeler ve bazı sorunları gidermek üzerine literatürde yapılan bazı çalışmalar bu bölümde sunulmuştur.

Buri ve ark. (2009) püskürtme basıncının karışım oluşumu, yanma hızı, özgül yakıt tüketimi, is emisyonu ve NO_x emisyonu üzerine etkilerini incelemiştir. Çok delikli bir enjektörde 200-1000 bar arası değişen püskürtme basınçlarında deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Artan püskürtme basınçlarıyla daha yüksek ortalama indike basınç değerlerinde kademeli dolgu modunda çalışma sağlanmıştır. Yüksek püskürtme basınçlarıyla daha iyi karışım oluşumu, iyileştirilmiş yanma süresi, daha düşük HC, NO_x ve is emisyonları elde edilmiştir.

Schmidt ve ark (2011) içi boş koni tip püskürtme yapan enjektör ile kademeli dolgu modunda çalışmada farklı yakıt türlerinin karışım oluşumunu deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Benzin, E85, M30 yakıtları ile HAD (Ricardo VECTIS) programıyla analizler yapılmış ve deneysel çalışmayla doğrulamışlardır. Sabit hacimli ortama püskürtme durumunda genel yakıt demeti yapısı ve nüfuz derinliği doğrulandığı gibi silindir içi analiz sonuçlarında da deneysel sonuçlarla iyi bir uyum sağlanmıştır.

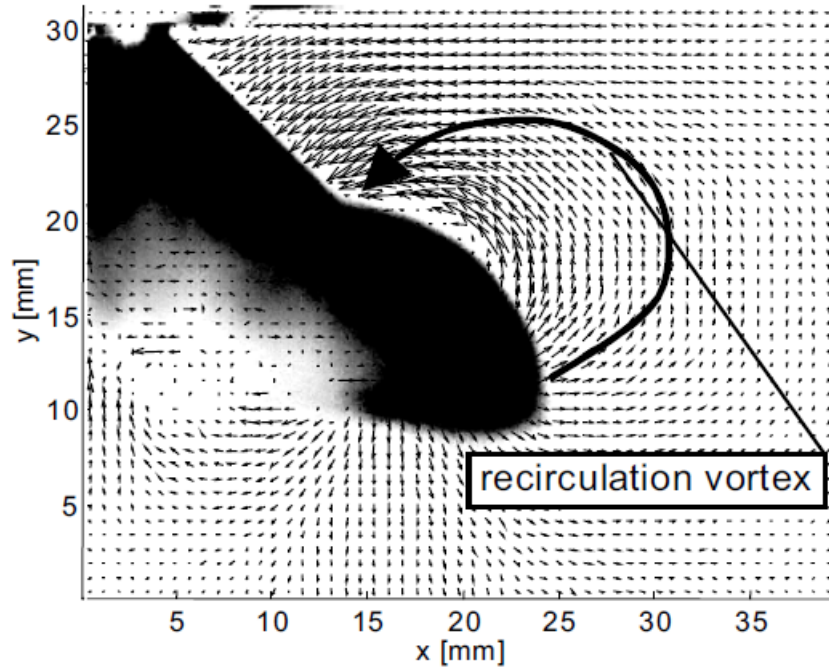
Smith ve ark. (2011) dışa doğru açılan piezo tahrikli enjektör ile çok delikli selenoid tahrikli enjektörün püskürtme yönlendirmeli, kademeli dolgu modunda yanma performanslarını karşılaştırmıştır. İki farklı enjektör için test sonuçları, birkaç detay dışında şaşırtıcı şekilde birbirlerine yakın çıkmıştır. Yüksek yüklerde kademeli dolgu modunda iki sistem de birbirlerine yakın sonuçlar vermiştir. Yüksek devirlerde kademeli dolgu modunda ise piezo enjektör daha düşük özgül yakıt tüketimi, daha düşük HC emisyonları ve daha istikrarlı yanma sergilemiştir.

Hindi ve ark (2011) kısme yükte kademeli dolgu modunda çalışmada enjektör tipinin etkisini nümerik olarak incelemiştir. İçe doğru açılan ve dışa doğru açılan, içi boş koni üreten iki farklı enjektör modellenmiştir. Dışa doğru açılan enjektör ile püskürtmede yakıt

damlacıkları birbirleriyle daha az etkileşimde olduğundan geç püskürtme sonu zamanlarında daha iyi buharlaşma sergilemiştir. Daha iyi karışım oluşumunun bir sonucu olarak HC, CO ve is emisyonlarında düşüş sağlanmıştır. Ancak daha yüksek silindir içi sıcaklık yanma verimi arttırırken NO_x emisyonlarını da arttırmıştır.

Nishad ve ark. (2012) dışa doğru açılan bir piezo tetiklemeli enjektörün Large Eddy Simulation (LES) temelli türbülans modelini kullanarak nümerik analizini yapmışlardır. Modelde yakıt püskürtme sürecinde meydana gelen atomizasyon, damlacık çarpışması türbülans ve buharlaşmanın etkileri de hesaba katılmıştır. LES modeli ile nüfuz derinliğini, damlacık çap dağılımını ve delik çıkış hızını kabul edilebilir bir doğrulukla tahmin etmişlerdir.

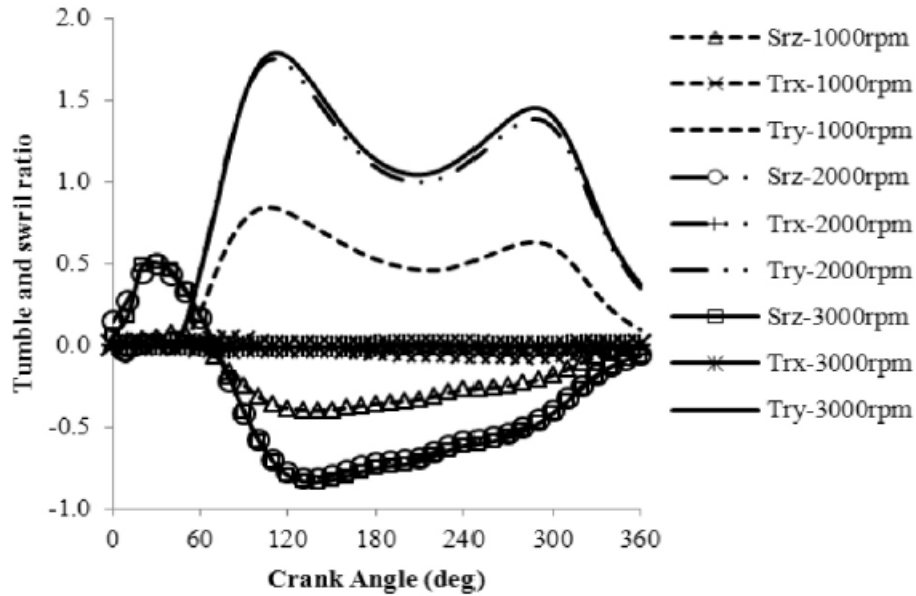
Sauter ve ark. (2006) yaptığı çalışmanın sonuçları göstermektedir ki dışa doğru açılan piezo tetiklemeli enjektörlerden yapılan püskürtmede, yakıt demeti ilerlemesiyle birlikte içi boş koni yakıt demeti düzeninin içinde ve dışında güçlü vorteks yapıları oluşmaktadır. Particle Image Velocimetry (PIV) metoduyla elde edilen vorteks yapıları Şekil 2.1'de gösterilmektedir.



Şekil 2.1. İçi boş koni püskürtme sonucu oluşan vorteks hareketi (Sauter 2006)

Gunasekaran ve ark. (2011) girdap ve takla hava hareketlerinin yanma karakteristikleri üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Duvar ve hava hareketi yönlendirmeli bir motorda çok delikli enjektör kullanmışlardır. Yüksek takla hareketi kazandıran emme supabı kullanımında, girdap hareketi kazandıran emme supabı kullanımına göre daha iyi karışım oluşumu elde etmişlerdir. Basınç, sıcaklık ve ısı salınım hızı değerlerinin yüksek takla oranı kazandıran supap ile sağlanan hava hareketleri ile diğer hava hareketlerine göre daha iyi sonuçlar elde etmişlerdir.

Ramesh ve ark. (2013) takla ve girdap hareketlerinin türbülans oluşumunda ters takla hareketine göre daha egemen olduğunu HAD ile analiz edip deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Ayarlanmış vorteks yapılarının sıkıştırma sonlarına doğru yanma odasındaki türbülansı iyileştirdiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca artan devir sayısı ile türbülansın arttığını tespit etmişlerdir. Devir sayısı ile takla ve girdap oranlarının değişimi Şekil 2.2’de gösterilmiştir.



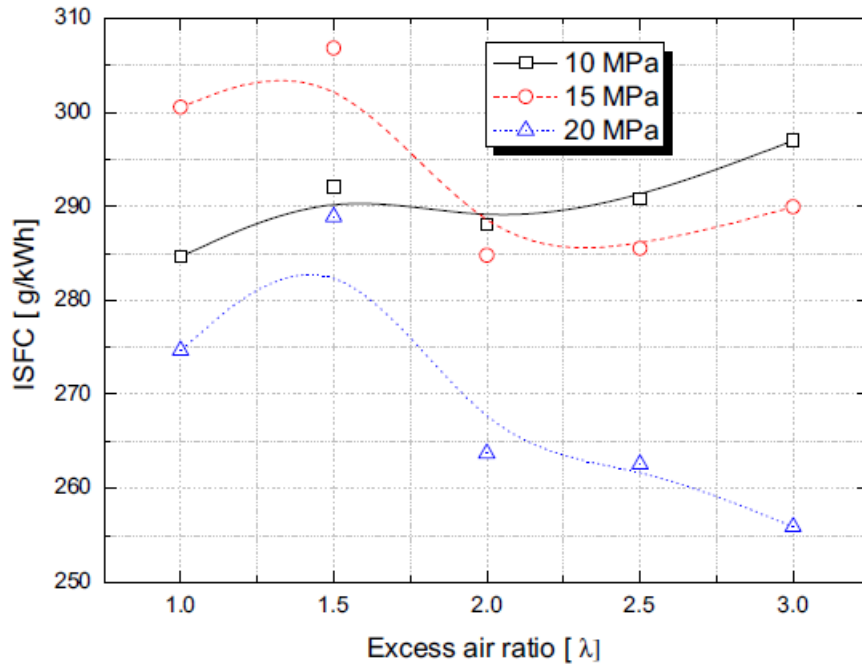
Şekil 2.2. Devir Sayısı ile takla ve girdap oranlarının değişimi (Ramesh 2013)

1000 devir/dakika gibi düşük hızlarda hava hareketleri çok etkili değilken 2000 ve 3000 devir/dakika gibi yüksek hızlara çıkıldığında hava hareketlerinin güçlendiğini tespit etmişlerdir.

Kim ve ark. (2008) püskürtme yönlendirmeli bir GDI motorda, hava yönlendirmeli GDI motorlarda olduğu gibi emilen havaya değişken port geometrisi ile takla hareketi

kazandırmışlardır. Ancak aşırı fakir çalışma modunda, artan takla oranı ile birlikte buji etrafında aşırı zengin karışım oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Bunun sonucu olarak da yanma hızında ve yanma stabilitesinde düşüş olduğunu tespit etmişlerdir.

Park ve ark. (2012) merkeze konumlanmış piezo tetiklemeli dışa doğru açılan enjektöre sahip püskürtme yönlendirmeli, tek silindirli bir GDI motorda kademeli dolgu modunda yanma karakteristiklerini incelemişlerdir. Değişken püskürtme basınçlarının ve HFK değerlerinin özgül yakıt tüketimi, yanma stabilitesi ve emisyon değerlerine olan etkisi üzerinde durmuşlardır. Deneyler 2000 d/dak'da 2.8 bar ortalama indike basınç şartlarında gerçekleşmiştir. Şekil 2.3'de farklı püskürtme basınçları ve HFK'nın özgül yakıt tüketimine etkisi gösterilmiştir.

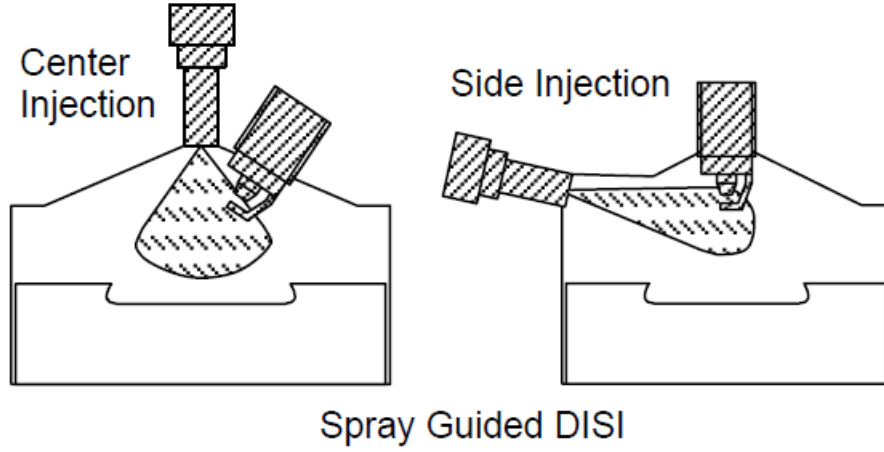


Şekil 2.3. Farklı basınç ve HFK değerlerinin özgül yakıt tüketimine etkisi (Park 2012)

Düşük püskürtme basınçlarında iyi atomizasyon sağlanamadığından stabil bir kademelendirme sağlamadığı sonucuna varmışlardır. 200 bar'da yakıt püskürtmede ise HFK=1 durumuna göre %6.8'lik bir azalma sağlamışlardır.

Kawamoto ve ark. (2005) püskürtme yönlendirmeli bir GDI motorda yanma odasının ortasından ve yanından püskürtme stratejilerini denemiş ve karşılaştırmışlardır. İki

sistemde de püskürtme yönlendirmeli yanma sağlanmıştır. Yakıt demetinin yanma odasının ortasından gönderildiği sistem daha geniş stabil yanma aralığı sağlamıştır.



Şekil 2.4. Yanma odasına ortadan ve yandan püskürtmeli püskürtme yönlendirmeli sistemler (Kawamoto 2005)

Schwarz ve ark. (2006) BMW markasının püskürtme yönlendirmeli GDI motorlarının verimliliğini incelemiştir. Yakıt tüketimini düşürmek amacıyla kademeli dolgu modunun çalışma aralığını arttırmayı turboşarj sistemi ile sağlamaktadırlar. Emilen havanın basıncını arttırarak içeri daha fazla hava almaktadırlar. Turboşarj kullanımı ile silindir içine daha fazla yakıt gönderileceğinden pistonla olacak yakıt temasını engellemek için birden fazla püskürtme yapma yöntemini iyi bir çözüm sağladığını gözlemlemiştir.

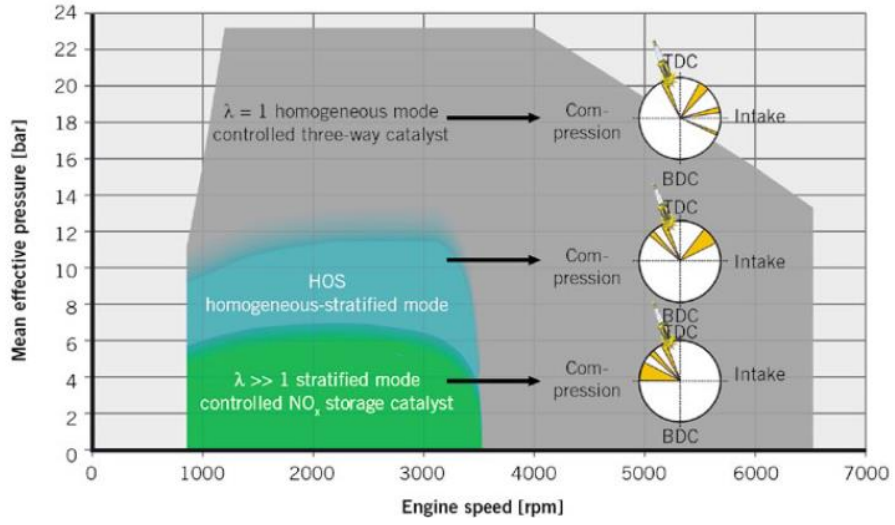
Prikhodko ve ark. (2014) fakir yanma sonucu oluşan NO_x emisyonlarını gidermek için üç yollu katalitik konvertör ile pasif üre üretilen SCR yöntemini incelemiştir. Hafif zengin karışım ile çalışmada elde edilen üre SCR'de depolanmaktadır. Fakir moda geçildiğinde NO_x gazları SCR'den geçerek indirgenmektedir. Bu yaklaşım ile püskürtülmesi gereken üre miktarı büyük miktarda azalmakta ve yüksek maliyetli değerli metaller kullanılan indirgeyicilerden kaçınılmaktadır.

Kniefel ve ark. (2008) süperşarj ile püskürtme yönlendirmeli GDI motoru kombine ederek elde edilebilecek faydaları incelemiştir. Bu kombinasyon ile kabul edilebilir miktarda yakıt tüketiminde düşüş sağlamışlardır. Bunun sebeplerinden biri ise kademeli dolgu modunda çalışma aralığını arttırmalarıdır. 2000 devir/dakika'da çalışmada 9 bar

ortalama indike basınç değerlerine kadar kademeli dolgu modunda çalışma aralığını genişletebilmişlerdir. Bir diğer sebebi ise pompalama kayıpları azalması ve karışımın daha fakir olmasıyla termik verimin artmasıdır.

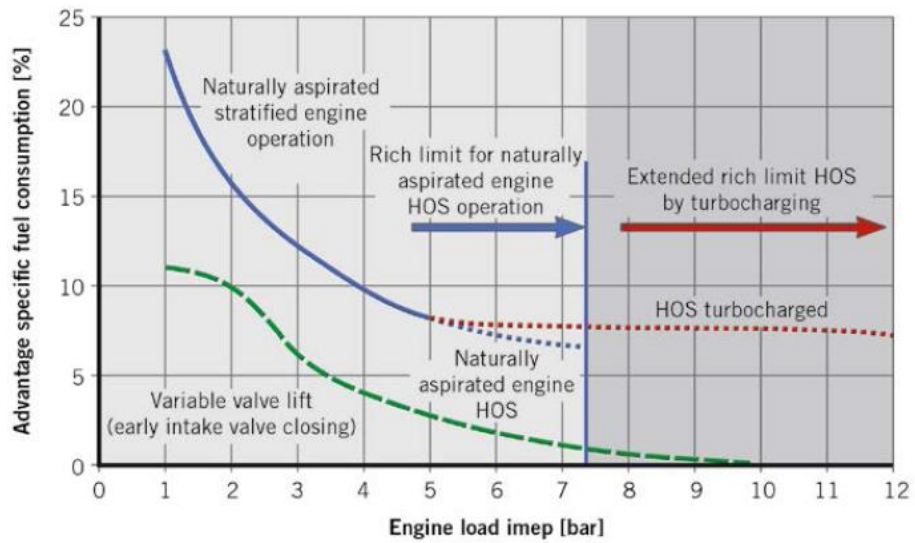
Schmidt ve ark. (2011) birden fazla püskürtme taktiği ile daha stabil bir yanma ve kademeli dolgu modunda iyileştirme için çalışma yapmışlardır. Tek püskürtmeye göre birden fazla püskürtme ile termodinamik olarak daha iyi bir yanma sağlamışlardır. Çünkü birden fazla püskürtme ile daha geç ateşleme sağlanabilmektedir. Bunun sonucu olarak silindir içi maksimum basınç ve sıcaklık düşmüş ve motor ıkış NO_x emisyonları da azalmıştır. Stabil bir yanma sağlayacak ateşleme aralığı birden fazla püskürtme taktiği ile artmıştır.

Breitbach ve ark. (2013) benzinli motorlarda kademeli modda fakir yanmayı irdelemişlerdir. İrdeledikleri motor bu yapılan çalışmada da yararlanılan motordur. Kademeli fakir yanmanın yüksek verimi iki faktörden kaynaklanmaktadır. Bunlar gaz kelebeği tam açık konumda çalışma ve iyileştirilmiş yanma verimidir. Kısmi yükler altında çalışmada hava yakıt oranı yükseltilerek pompalama kayıpları azaltılmıştır. Ancak ideal homojen karışımın ateşlemesi $HFK = 1.6$ ya kadar mümkün olmaktadır. Kademeli yanma prosesini kullanarak, buji etrafında tutuşabilir karışım ve yanma odasının dış kısımlarında çok fakir karışım olması yanma odasının içinde toplamda hava yakıt oranının $HFK > 5$ 'den büyük olması mümkün olmaktadır. Yanma sürecinin önemli karakteristiği püskürtmedir. Yani içi boş koni yakıt demeti düzeninde, dışa doğru açılan piezo tetiklemeli, 200 bar basınç seviyelerinde püskürtme yapabilen enjektör ve dış egzoz gazı resürkilasyonu (EGR) dur. 4 silindirli M274 motorunun yanma sürecinin iyileştirilmesi için 3 alana odaklanılmıştır. Yani fakir yanmanın daha yüksek yüklerde de kullanılabilmesi için homojen kademeli yanma modu (HOS), turboşarj ve çoklu ateşleme üzerinde durulmuştur. Şekil 2.5'te püskürtme yönlendirmeli direkt püskürtmeli M274 motorunun çalışma modları ve püskürtme stratejileri gösterilmiştir.



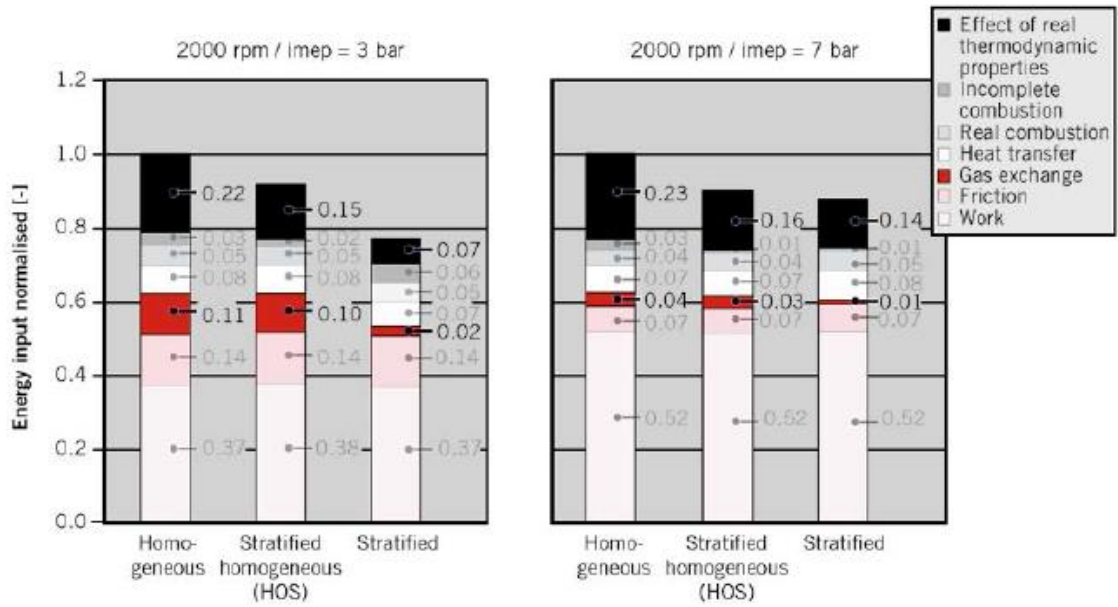
Şekil 2.5. Motor çalışma modları ve püskürtme stratejileri (Breitbach 2013)

Homojen kademeli çalışma modu, yanma odası için homojen fakir karışımı ve geç püskürtme ile kademeli karışım oluşumunu birleştirir. Homojen mod ile çalışmada homojen karışım emme zamanı sırasında birden çoklu püskürtme ile sağlanmaktadır. Kademelendirme ise yaklaşık 4000 d/d devirde 4 bar ortalama efektif basınca kadar sıkıştırma stroğu sırasında çoklu püskürtme ile sağlanmaktadır. Yakıt ateşlemeden bir miktar KMA önce püskürtülmektedir ve buji etrafında tutuşabilir karışım oluşturulmaktadır. Çoklu püskürtme ile türbülans artmakta ve stabil yanma sağlanmaktadır.



Şekil 2.6. Çalışma modlarının sınırları ve yakıt tüketimi avantajları (Breitbach 2013)

Şekil 2.6’da çalışma modlarının avantajları ve sınırları gösterilmiştir. Belli bir indike basınca kadar kademeli dolgu modunda çalışılabilmektedir. Bu moddan sonra HOS moduna geçilmektedir. Tam gaz keleşbeği açık konumda çalışmada HOS modunda sınırları vardır. Çünkü yük arttıkça HOS modu sağlanamamakta karışım zenginleşmektedir. Bu limiti arttırmak için turboşarjdan faydalanılarak içeri daha fazla hava alınmakta ve zenginleşmenin önüne geçilerek HOS modundan daha da fazla yararlanılmaktadır. Kesikli mavi çizgi incelendiğinde 5 bar ile 7,4 bar arası çalışma tabi emişli HOS modunda çalışma olduğu görülür. Bu modda yaklaşık 7,4 bar sınır olarak gösterilmiştir. Kesikli kırmızı çizgi incelendiğinde 5 bar-12 bar arası HOS modunda turboşarjlı çalışma aralığıdır. Bu modda yaklaşık 12 bar sınır olarak gösterilmiştir.

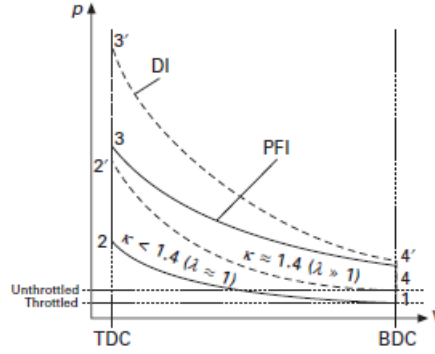


Şekil 2.7. Çalışma modlarının kayıp diyagramı (Breitbach 2013)

Şekil 2.7’de ise çalışma modlarının kayıp diyagramları verilmiştir. Düşük ortalama efektif basınçta çalışmada kademeli dolgu modu homojen moda ve HOS moduna göre yüksek oranda avantaj sağlamaktadır. Daha yüksek ortalama indike basınç değerinde ise kademeli dolgu modu yine en avantajlı durumdadır. Ancak HOS moduna göre çok fazla olmayan %2 daha az kayıp vardır.

3. DİREKT PÜSKÜRTMELİ BUJİ ATEŞLEMELİ BENZİNLİ MOTORLAR

Direkt püskürtmeli benzinli motorların çok noktadan püskürtmeli motorlara birçok avantajı vardır. İdeal Otto çevrimi göz önüne alındığında termodinamik olarak verimlilik özellikle kademeli dolgu modunda artmaktadır. Şekil 3.1’de gösterildiği gibi pompalama kayıplarında azalma vardır.

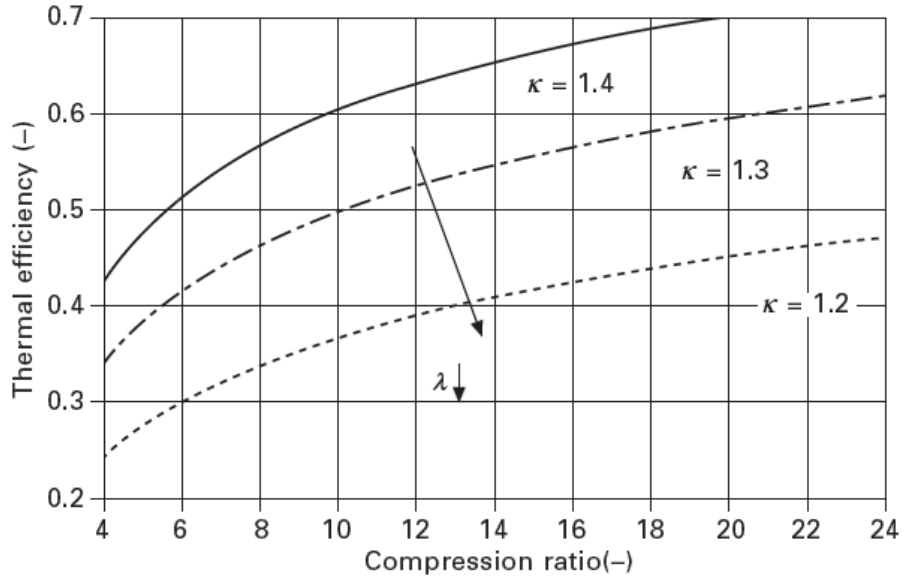


Şekil 3.1. Direkt püskürtmeli ve çok noktadan püskürtmeli motorların P-V diyagramı (Zhao 2009)

Direkt püskürtme metodunun bir diğer avantajı da yakıt silindir içinde buharlaştığından iş gazından ısı çekmektedir. Bu da sıkıştırma sonu sıcaklığın daha düşük olmasını sağlamaktadır. Dolayısıyla vuruntuya karşı direnç artmaktadır. Direkt püskürtmeli benzinli motorlar çok noktadan püskürtmeli motorlara göre daha yüksek sıkıştırma oranlarına sahip olabilmektedir. Ayrıca kısmi yüklerde kademeli dolgu modunda çalışma olacağından gaz keleşiği tam açık konumda tutulmaktadır. Bu da pompalama kayıplarını azaltmaktadır. Termik verim en genel ifadesiyle,

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}}$$

olduğundan dolayı direkt püskürtmeli motorlarda hem sıkıştırma oranı hem de izantropik üs yükseleceğinden termik verim de artacaktır. Bu değişkenlerin etkisi Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Sabit hacimde yanma sürecinin termik verimi (Zhao 2009)

3.1. Direkt püskürtmeli benzin motorlarında kademeli dolgu metodu

Direkt püskürtmeli benzin motorlarında kademeli dolgu metodu ile karışım oluşturmak, verimi arttırmak için yapılabilecek faydalı bir yöntemdir. Bu yöntemde, yanma odasında kademeli dolgu oluşumunu sağlayabilmek için yakıt sadece sıkıştırma zamanının sonunda veya sıkıştırma zamanında yanma odasına gönderilir. Ateşleme anında buji etrafında tutuşabilir bir karışım gereklidir. Buji civarlarında uzaklaştıkça çok fakir ancak tutuşabilir karışım veya sadece hava veya egzoz gazı resürkilasyonu ile sağlanan egzoz gazları bulunabilir (Zhao 2009).

Az zengin karışım ($HFK \approx 1$) buji etrafında, çok fakir karışım ise yanma odasının cidar civarlarında bulunur. HFK ideal olarak, kısmi yükte çalışmada 3 ile 5 arasında bulunabilir. Tipik olarak kademeli dolgu metoduyla çalışmada hava yakıt oranını $HFK=4$ olarak kabul edersek, stokyometrik ve gaz kelebeği kontrollü çalışmaya göre önemli miktarda verim artışı sağlanabilir.

Silindir içine direkt püskürtme metodu, motorun termik verimini arttıracak birçok değişkeni iyileştirmektedir. Yakıt yanma odasında buharlaşırken emilen havadan ısı çekecektir. Bu olay da basıncın ve sıcaklığın düşmesine sebep olacaktır. Fakir karışım

oluşumuyla izentropik üs (k) yükselecektir. İçerideki inert gaz miktarının artması ve sıcaklıktaki düşüş bu yükselişe sebep olmaktadır.

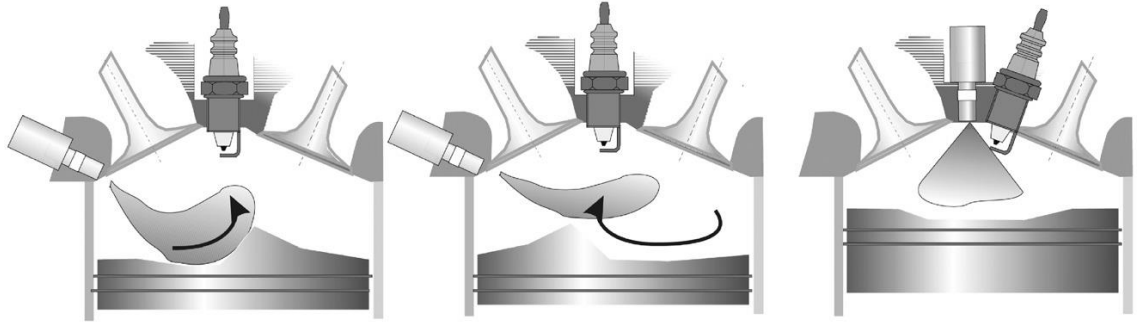
İdeal olarak gaz kelebeksiz (unthrottled) çalışma metodu pompalama kayıplarını önemli miktarlarda azaltmaktadır. Geleneksel benzin motorlarına göre pompalama kayıpları azalması verimde artışa sebep olmaktadır.

Cidarlara olan ısı kayıpları kademeli dolgu metodu ile azalmaktadır. Çünkü ideal olarak havadan, atık gazlardan veya EGR gazlarından oluşan izole bir katman oluşmaktadır.

Bir diğer değişken olan mekanik kayıplarda ise bir miktar artış söz konusudur. Bunun sebepleri ise sisteme eklenen yüksek basınç pompası, daha yüksek silindir içi basınçlar ve gaz kebeği tam açık konumda çalışma ile silindir içindeki dolgu kütlelerinin artmasıyla piston segmanı sürtünmelerinin artmasıdır. Ek olarak egzoz gazlarının zararsız hale getirilmesi için daha karmaşık yöntemler gerekmektedir. Çünkü geleneksel üç yollu katalitik konvertörler kademeli dolgu metodu ile çalışmada hava fazlalığı sebebiyle etkisini kaybetmektedir. Bu durum termodinamik kazanımları gerçekleştirmeyi zorlaştırmaktadır.

Direkt püskürtmeli benzin motorlarında bir önemli konu da her yükte ve devirde, ateşleme anında buji etrafında tutuşabilir karışım olması gerekmektedir. Bunu sağlayabilmek için birçok değişkende özel gereklilikler uygulanmaktadır. Özellikle emme akışı, yanma odası şekli (silindir kapağı ve piston şekli), sıkıştırma oranı, enjektör konumu, buji konumu ve püskürtme parametreleri (püskürtme başlama zamanı, süresi, basıncı ve geometrisi) göz önüne alınmalıdır. Direkt püskürtmeli benzin motorlarındaki karışım oluşumu, ateşleme ve yanma olayları birbirleriyle koordinelidir ve düzgünce anlayabilmek için çok fazla araştırma gerektirmektedir.

Direkt püskürtmeli benzin motorlarında kademeli dolguyu oluşturabilmek için değişik yöntemler vardır. Şekil 3.3'de görüldüğü gibi yakıtın enjektörden bujiye yönlendirilip karışım oluşturulması için üç farklı yöntem öne çıkmaktadır (Zhao 2009).



Şekil 3.3. Solda piston yönlendirmeli, ortada hava yönlendirmeli ve sağda püskürtme yönlendirmeli yöntem (Zhao 2009)

3.1.1. Duvar yönlendirmeli karışım oluşumu

Birinci nesil kademeli dolgu motorlarının büyük bir kısmı duvar yönlendirmeli karışım oluşumu ve yanma yöntemiyle çalışmaktadır. Çoğu motorda enjektörden çıkan yakıt demeti bujiye pistonu verilen özel bir şekilde sağlanır. Genelde karışım oluşumu takla veya girdap hareketiyle de desteklenir. Yakıt jeti piston ile yönlendirildiğinden yakıt tortuları ve yanmamış HC salımı yüksektir. Püskürtme zamanı pistonun konumuna bağlıdır ve sonuç olarak motor devrine bağlıdır. Arzu edilen ve düzenli bir silindir içi akış da motor devrine bağlı olduğundan geniş bir devir/yük aralığında püskürtme ve ateşleme zamanını koordine etmek zordur. Uygulamada, aşağıdaki sebeplerden dolayı duvar yönlendirmeli yöntemin teorik olarak elde edilebilecek yüksek verimini gerçekleştirmek zordur (Basshuysen 2009).

- Karışımın taşınması piston konumuna bağlıdır. Geniş çalışma aralıklarında püskürtme ve ateşleme zamanını ayarlamak zordur.
- İstenilen emme akışını sağlayabilmek için takla veya girdap emme portu gereklidir. Bu da yüksek yüklerde dolgu alımını kötü olarak etkiler.
- Piston ve yanma odası cidarlarında yakıt filmi oluşur. Bu sıkıntı sadece soğukta ilk çalışmada ve ısınma periyodunda değil normal çalışma periyodunda da geçerlidir. Tamamlanmamış yanma ürünleri is oluşumuna sebep olur. Oluşan yakıt filmi, kısmi yüklerde düşük yanma sıcaklıkları sebebiyle tamamıyla yanamaz.
- Düşük yüklerden orta yüklere geçerken daha fazla yakıt püskürtmek gerekmektedir. Optimum noktada ateşleyebilmek için püskürtme avansı arttırılmaktadır. Bu sebeple

pistona püskürtülen yakıtın squish boşluğuna nüfuz etme ihtimali ve yanamama ihtimali vardır. Gönderilen yakıtın tamamı tüketilmediği için yanmamış HC salınımlarında artış olmaktadır.

- Pistona verilen özel şekiller sebebiyle piston daha büyük ve daha ağır olacaktır. Bu da mekanik kayıpları arttıracaktır (Basshuysen 2009).

3.1.2. Hava yönlendirmeli karışım oluşumu

Hava yönlendirmeli yöntem, piston yönlendirmeli yöntemde oluşan HC salınımlarını elimine etmek için geliştirilmiştir. Yakıtın yanma odası cidarlarına temasını engellemek için kullanılmaktadır. Burada amaç havanın hareketinden yararlanarak yakıt hava karışımının sağlanmasıdır. Özel şekil verilmiş piston da hava hareketlerine destek olmaktadır. Özellikle sıkıştırma zamanında istenilen hava hareketlerinin sağlanması, karışımın bujiye taşınması için önemlidir. Bu yöntemi sağlayabilmek için gereken takla ve girdap akışı hacimsel verimi düşürmekte ve performansı kötüleştirmektedir.

Piston yönlendirmeli yöntemde de takla veya girdap gibi hava hareketleri kullanılmaktadır ve bu sebepten dolayı bu iki yöntem birlikte kullanılmaktadır. Piston/Hava yönlendirmeli yöntem veya birinci nesil direkt benzin püskürtme olarak isimlendirilmektedir (Basshuysen 2009).

3.1.3. Püskürtme yönlendirmeli karışım oluşumu

Püskürtme yönlendirmeli yöntemde enjektör ve buji konumları arasındaki mesafe diğer yöntemlere göre daha azdır. Uzmanların görüşlerine göre püskürtme yönlendirmeli yöntem ile kademeli dolgudan tam anlamıyla yararlanabilir. Bu nedenle bu yöntem ikinci nesil direkt püskürtme olarak bilinmektedir. Püskürtme yönlendirmeli yöntemde püskürtülen yakıt demeti, aerodinamik etkilerle etrafındaki hava ile karışmaktadır. Direkt püskürtmeli benzin motorlarının çalışma prensiplerine göre, bütün çalışma noktalarında, ateşleme anında buji etrafında tutuşabilir bir karışım olması gerekmektedir. Bu süreç büyük oranda kullanılan enjektörün püskürtme karakterine bağlıdır ve yapılacak müdahalelere veya ani değişimlere karşı hassastır. Püskürtme yönlendirmeli yöntemin bilinen sorunları aşağıdaki gibidir.

- Kısmi yükte ve rölantide düşük yanma sıcaklıklarında, enjektör memesinde karbon tortuları oluşabilir ve yakıt demeti geometrisi etkilenebilir.
- Üretim toleransları bazı enjektörlerinde yakıt demeti geometrisini ve bunun sonucu olarak yanma sürecini etkilemektedir.
- Kısmi yükte ve rölantide düşük yanma sıcaklıkları buji üzerinde de karbon tortuları oluşturabilir. Bu da ateşlemeye sebep olabilir.
- Püskürtme sırasında önceki yanmadan dolayı hala sıcak olan bujiye gelen sıvı yakıt için hızlıca buharlaşır. Bunun sonucu olarak bujide güçlü bir soğuma gerçekleşir ve bujide oluşan termal yük artar. Termal şoka karşı dayanıklılık gereklidir.
- Düşük devirlerde emilen hava ile püskürtülen yakıt arasındaki izafi hız düşük olabilir. Yakıt damlacıkları daha büyük olur ve daha zor buharlaşır. Bu durum geç püskürtme ile birlikte çok zengin karışım oluşumuna sebep olur.
- Yüksek devirlerde emilen havanın hızı artacağından, emilen hava ile püskürtülen yakıt arasındaki izafi hız yükselir. Daha küçük ve daha hafif yakıt damlacıkları oluşur. Taze dolgunun hızının yüksek olmasından dolayı yakıt damlacıkları sürüklenir ve buji etrafında kararlı bir kademelendirme sağlanamayabilir.

Yukarıdaki problemlerden dolayı, püskürtme yönlendirmeli sistemden tam anlamıyla yararlanabilmek için aşağıdaki gereklilikler yerine getirilmelidir. (Kemmler 2002, Hübner 2003)

- Enjektörün püskürttüğü yakıt demetinin, bütün devir ve yük aralıklarında yüksek kalitede ve tekrarlanabilir olması istenir. Yanma olayını düşük CO ve HC salınımlarıyla tamamlamak için tek yoldur.
- Yanma olayını termodinamik açıdan en verimli halde olmasını başarabilmek için geç püskürtmede karışım oluşumunun optimize edilmesi gerekmektedir.
- HC salınımlarını en aza indirmek için sıvı yakıt ile yanma odasının birbirleri ile temasının mümkün olduğunca az olması gerekmektedir.

- Yanmanın kararlı bir şekilde olması için buji etrafındaki karışımı ayarlamaya müsaade eden ve bir çevrimde birden fazla püskürtme yapabilen enjektör gerekmektedir.
- Enjektörün kirlenmeye karşı hassasiyeti oldukça düşük olmalıdır. Püskürtme karakteristiklerini uzun süre koruyabilmelidir.
- Yüksek püskürtme basınçları karışım oluşum zamanını azaltır ve geç püskürtmede yanmayı optimize etmek için bu önemlidir. Küçük damlacıkların hızlıca buharlaşması partikül salınımlarını azaltabilir.

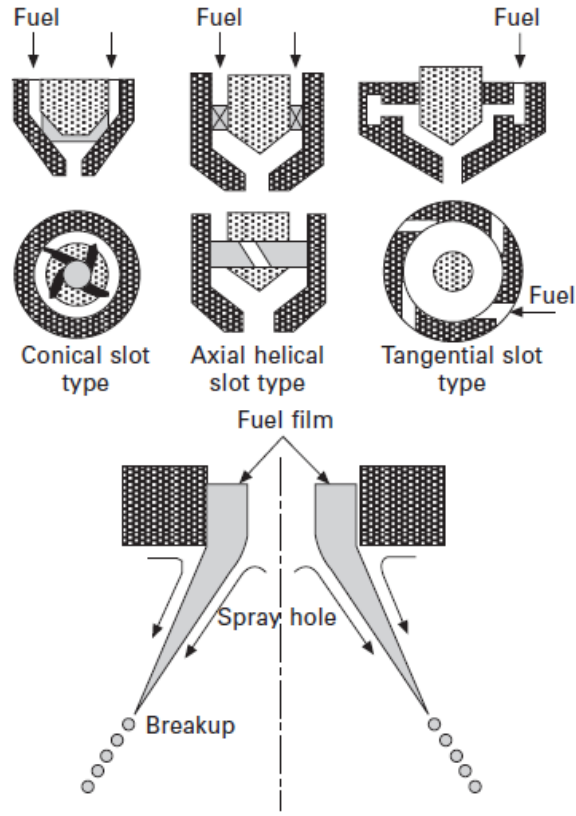
Piston/Hava yönlendirmeli direkt püskürtmeli benzin motorları ile karşılaştırıldığında pistonda ve yanma odası cidarlarında oluşan yakıt filmleri azaltılmıştır hatta çoğu zaman elimine edilmektedir. Bunun sonucu olarak yanmamış HC salınımları azalmaktadır.

Piston/Hava yönlendirmeli direkt püskürtmeli benzin motorlarında yakıt hava karışımını bujiye taşıyabilmek için hacimsel verimi düşüren ve bunun sonucu olarak performansı düşüren takla veya girdap akışı gerekmektedir. Prensip olarak püskürtme yönlendirmeli sistemlerde bu kısıtlama olmamaktadır (Basshuysen 2009).

3.2 Direkt püskürtmeli benzin motorlarında kullanılan enjektör türleri

Yakıt besleme sistemleri GDI motorlar için anahtar bileşendir. Kademeli dolgu modunda geç püskürtmeyi ve homojen çalışma modunda emme zamanı sırasında erken püskürtmeyi sağlayabilmelidir. Homojen çalışma şartlarında düşük silindir içi basınçlarda iyi atomize olmuş ve düzgünce dağılmış bir karışım oluşturabilmelidir. Kademeli dolgu modunda ise kontrollü bir kademelendirme için iyi atomize olmuş ve tekrarlanabilir bir hızlı karışım sağlayabilmelidir.

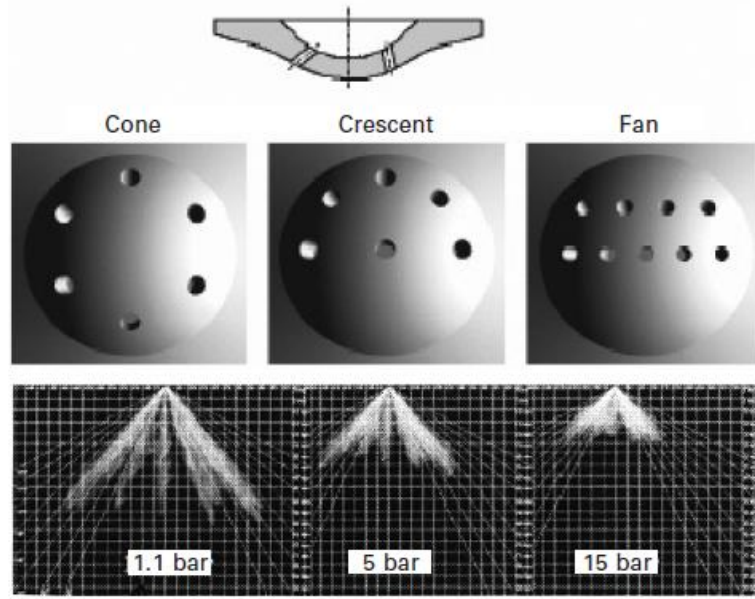
İlk nesil GDI motorlarda daha çok girdap tipi denilen enjektörler kullanılmıştır. Bu enjektörler içeri doğru açılan selenoid tahrikli enjektörlerdir. Enjektör içinde kazandırılan girdap hareketiyle yakıt enjektörden çıkarken içi boş koni şeklinde bir form oluşturmaktadır. Şekil 3.4'te içi boş koni tipi yakıt demeti oluşturan girdap tipi enjektör çeşitleri gösterilmektedir.



Şekil 3.4. Girdap tipi enjektör (Zhao 2009)

Ancak girdap tipi enjektörlerde içi boş koni tip yakıt demeti karakteristiklerini tekrarlanabilir olması düşüktür. Çünkü püskürtme basıncı, ortam basıncı ve yakıt sıcaklığı gibi parametreler içi boş koni formunu fazlasıyla etkilemektedir. Yüksek ortam basıncına püskürtme şartlarında yakıt demeti açısı istenmeyecek kadar çok düşmektedir ve kademelendirme aralığını düşürmektedir.

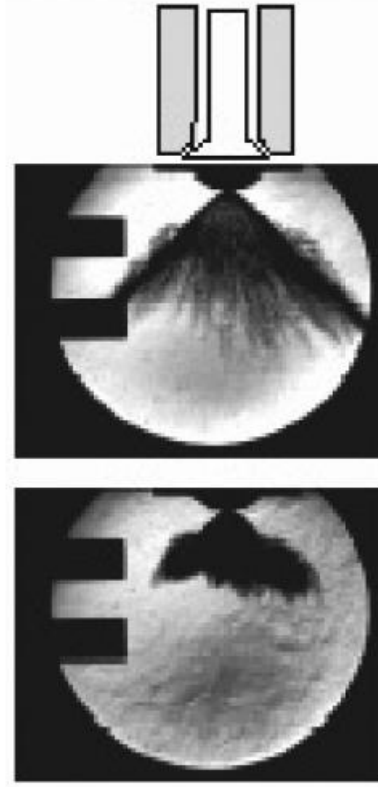
İkinci nesil olarak da bilinen püskürtme yönlendirmeli sistemlerde genel olarak selenoid tahrikli çok delikli enjektörler ve piezo elektrik tahrikli dışa doğru açılan enjektörler kullanılmaktadır. Çok delikli enjektörlerin en büyük avantajı yakıt demeti açıları, delik sayısı istenildiği gibi ayarlanabilmesidir. Ancak bu tip enjektörlerde iyi atomizasyon için 1500 bar gibi yüksek basınçlar gerekmektedir. Genelde GDI için üretilen çok delikli enjektörler 200 bar basınç mertebelerinde püskürtme yapmaktadır. Şekil 3.5'te çok delikli enjektör tipleri ve oluşturdukları yakıt demeti formları gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Çok delikli enjektör memesi ve yakıt demeti formları (Zhao 2009)

Dışa doğru açılan tip enjektörlerde ise yakıtın ilk çıkış alanı dar bir kesit olduğundan dolayı atomizasyon daha iyidir ve iğnenin açılma miktarıyla kontrol edilebilmektedir. Dışa doğru açılan iğneye sahip olması yakıt demeti açısı, nüfuz derinliği ve damlacık boyutları gibi parametrelerin kontrol edilebilmesine müsaade etmektedir.

Piezo tetiklemeli enjektörler selenoid tetiklemeli enjektörlere göre çok daha hızlı cevap verebilmektedir. Açılma ve kapanma sürelerinin hızlı olması sebebiyle içeri gönderilecek yakıt çok daha hassas bir şekilde ayarlanabilmektedir. Aynı zamanda bir çevrimde birden fazla püskürtmeye imkan tanımaktadır (Zhao 2009). Şekil 3.6'da dışa doğru açılan enjektör ile oluşturduğu yakıt demeti formu gösterilmektedir.



Şekil 3.6. Dışa doğru açılan enjektör (A-nozul) (Zhao 2009)

3.3. Matematiksel modelleme

Günümüzde bilgisayarlar yardımı ile tasarım ve analiz işlemleri çok daha kolay olarak yapılabilmektedir. Bilgisayar ortamında tasarlanan ürünler yine bilgisayar ortamında analiz edilerek üretilecek parçaların üretime geçmeden önce üretilmesi gereken model sayısını azaltmaktadır. Aynı zamanda yapılabilecek iyileştirmeler deneysel olarak tespit edilmeden önce bilgisayar ortamında çok farklı kombinasyonlar ile denenebilmektedir.

Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemini kullanarak yakıt demeti modellemesi ve hareketli ağ yapısı ile silindir içi akış modellemesini gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde kullanılan matematiksel modeller ve yapılan kabuller anlatılacaktır.

3.3.1. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi

Akışın olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizinde iki temel yaklaşım vardır: deney yapma ve hesaplama. Bunlardan ilki, tipik olarak rüzgar tüneline veya başka yerlerde test edilecek modellerin yapımını gerektirirken ikincisi diferansiyel

denklemlerin analitik veya sayısal olarak çözülmesini içerir. Günümüz mühendisleri hem deneysel analizi hem de hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizini uyguladılar ve bu ikisi birbirini tamamlar. Örneğin mühendisler, kaldırma, direnç, basınç düşüşü veya güç gibi genel özellikleri deneysel olarak elde edebilirler, ancak kayma gerilmeleri, hız ve basınç dağılımları ve akışa ait akım çizgileri gibi akış alanı hakkındaki ayrıntıları elde etmek için HAD kullanırlar. Ayrıca sayısal ve deneysel olarak bulunan genel büyüklüklerin karşılaştırılması yoluyla HAD çözümlerini doğrulamak için çoğunlukla deneysel veriler kullanılır. HAD, daha sonra, dikkatlice kontrol edilen parametrik incelemeler yoluyla, gerekli deneysel test sayısını düşürerek tasarım sürecini kısaltmak için kullanılır (Çengel ve Cimbala 2008).

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin günümüzdeki durumu şu şekilde özetlenebilir: HAD ile laminer akışlar kolayca çözümlenebilirken, uygulamadaki türbülanslı akışları türbülans modellerini kullanmaksızın çözmek imkansızdır. Ne yazık ki genel bir türbülans modeli yoktur ve bir türbülanslı HAD çözümü, sadece türbülans modelinin uygunluğu kadar iyidir. Bu sınırlamaya rağmen, standart türbülans modelleri uygulamadaki çoğu mühendislik problemlerinde makul çözümler verir (Çengel ve Cimbala 2008).

3.3.1.1. Hareket denklemleri

Viskoz, sıkıştırılmaz, serbest yüzey etkileri olmayan Newton tipi akışkanın daimi, laminer akışı için hareket denklemleri, süreklilik denklemi,

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

ve Navier-Stokes denklemdir:

$$(\vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P' + \nu\nabla^2\vec{V} \quad (3.2)$$

Tam olarak ifade etmek gerekirse, denklem (3.1) korunum denklemi, denklem (3.2) ise hesaplama bölgesi boyunca doğrusal momentumun taşınmasını temsil eden transport denklemdir. Denklem (3.1) ve denklem (3.2)'de V akışkanın hızını, ρ yoğunluğunu, ν kinematik viskozitesini gösterir. Serbest yüzey etkilerinin olmaması, değiştirilmiş basınç P' 'nin kullanılmasına ve böylelikle denklem (3.2)'den yerçekimi teriminin çıkarılmasına imkan verir. Denklem (3.1) bir skaler denklem, denklem (3.2) ise bir vektörel denklemdir.

Denklem (3.1) ve denklem (3.2) ρ ve ν 'nin sabit olduğunu kabul ettiğimiz sadece sıkıştırılmaz akışlara uygulanır. Bu nedenle, Kartezyen koordinatlardaki üç-boyutlu akış için dört bilinmeyenli (u , v , w ve P'), dört bağlı-diferansiyel denklem vardır.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

X-Momentum Denklemi:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.4)$$

Y-Momentum Denklemi:

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

Z-Momentum Denklemi:

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

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

3.3.1.2. Sınır Şartları

İki HAD çözümü için, hareket denklemleri, hesaplama bölgesi ve hatta ağ bile aynı olabilmesine karşın, modellenen akışın türü uygulanan sınır şartları tarafından tayin edilir. Doğru bir HAD çözümü elde etmek için uygun sınır şartları gerekir. Birkaç sınır şartı türü vardır; bunlardan konuyla en çok ilgili olanlar aşağıda sıralanmış ve kısaca tarif edilmiştir. Verilen tanımlarda üç-boyutlu akışı ifade etmek için yüz veya düzlem kelimeleri kullanılmıştır. İki-boyutlu akışlar için yüz veya düzlem yerine kenar veya çizgi kelimeleri kullanılmalıdır (Çengel ve Cimbala 2008).

3.3.1.3. Çeper sınır şartları

En basit sınır şartı çepere ait olandır. Akışkan çeperden geçemeyeceği için, üzerinde çeper sınır şartının verileceği bir yüz boyunca çepere göre hızın normal bileşeni sıfır alınır.

Buna ek olarak kaymama koşulundan ötürü, durağan bir çeper üzerindeki teğetsel hız bileşeni de genellikle sıfır alınır. Eğer enerji denklemi çözülyorsa, ayrıca çeper sıcaklığı veya çeper ısı akısı da belirtilmelidir. Eğer bir türbülans modeli kullanılıyorsa, türbülans transport denklemi çözülyür ve türbülanslı sınır tabakalar çeper pürüzlülüğünden büyük oranda etkilendiği için çeper pürüzlülüğü belirtilmelidir. Ayrıca kullanıcıların bunları, türbülanslı çeper davranışlarının (çeper fonksiyonları vb.) değişik türleri arasından seçmeleri gerekir. Neyse ki modern HAD yazılımlarının çoğunda bulunan varsayılan seçenekler, türbülanslı akış da dahil olmak üzere çoğu uygulamalar için yeterlidir (Çengel ve Cimbala 2008).

3.3.1.4. İçeri akış/dışarı akış sınır şartları

Akışkanın hesaplama bölgesine girdiği (içeri akış) veya bu bölgeden çıktığı (dışarı akış) sınırlarda birkaç seçenek söz konusudur. Bunlar genellikle ya hızı belirtilmiş şartlar ya da basıncı belirtilmiş şartlar olarak sınıflandırılır. Hız girişinde giriş yüzü boyunca giren akışın hızı belirtilir. Eğer enerji ve/veya türbülans denklemleri çözülecekse, bu durumda giren akışın sıcaklık ve/veya türbülans özelliklerinin de belirtilmesi gerekir.

Bir basınç girişinde giriş yüzü boyunca toplam basıncı belirtiriz. Bir basınç çıkışında ise akışkan hesaplama bölgesinden dışarı akar. Statik basıncı çıkış yüzü boyunca belirtiriz. Çoğu durumda bu basınç atmosferik basınçtır (sıfır etkin basıncı). Örneğin, çevredeki havaya açık olan sesaltı egzoz borusunun çıkışındaki basınç atmosferiktir. Sıcaklık gibi akış özellikleri ve türbülans özellikleri de basınç girişlerinde ve basınç çıkışlarında belirtilir. Bununla birlikte ikinci durum için çıkışta çözüm ters akış gerektirmedikçe bu özellikler kullanılmaz. Bir basınç çıkışındaki ters akış, çoğunlukla hesaplama bölgesinin yeteri kadar büyük olmadığına göstergesidir. HAD çözümünde iterasyon devam ederken ters akış uyanları devam ederse hesaplama bölgesi büyütülmelidir.

Hareket denklemlerindeki basınç ve hız bağılı olduğundan, hız girişinde basınç belirtilmez, zira bu durum aşırı matematiksel belirtme yol açar. Dahası bir hız girişindeki basınç, akış alanının geri kalanına uymak için kendisini ayarlar. Benzer şekilde, bir basınç girişinde veya çıkışında hız belirtilmez, çünkü bu da matematiksel olarak aşırı belirtme yol açar. Buna gerek kalmaksızın, basıncın belirtildiği bu sınır şartında hız, akış alanının geri kalanına uymak için kendisini ayarlar.

Hesaplama bölgesinin çıkışındaki diğer bir seçenek ise dışarı akış sınır şartıdır. Dışarı akış sınırında hiçbir akış özelliği belirtilmez. Bunun yerine, hız türbülans büyüklükleri ve sıcaklık gibi akış özellikleri, dışarı akış yüzüne dik yönde sıfır gradyenlere sahip olmaya zorlanır. Örneğin çıkıştaki 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.

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 belirtilmelidir ki çıkışta ters akış olmadığından emin olunmalıdır (Çengel ve Cimbala 2008).

3.3.1.5. 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 tekrarlama 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 türbo makina kanatları arasındaki akış veya bir ısı değiştiricisinin boru demeti arasından geçen akış gibi tekrarlayan geometrileri olan akışlar için kullanışlıdır. Periyodik sınır

şartlan, tüm akış alanından çok daha küçük hesaplama bölgesi ile çalışma imkanı verir ve böylece 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 gradyanları 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 eksenel simetrik akışlarda ise akışkan ayrıca simetri eksenini etrafındaki dairesel bir yörüngede teğetsel olarak akabilir. Girdaplı eksenel simetrik akışlara bazen dönümlü simetrik olarak nitelendirilir (Çengel ve Cimbala 2008).

3.3.1.6. Türbülanslı HAD çözümleri

Türbülanslı akışın HAD simülasyonları, ortalama olarak akış alanının daimi olduğu durumlarda (istatistikçiler bu durumu durağan olarak nitelendirilir) bile laminar akış simülasyonlarından çok daha zordur. Bunun nedeni, türbülanslı akış alanının daha ince özelliklerinin sürekli olarak daimi olmaması ve üç-boyutlu olmasıdır. Bir türbülanslı akışta tüm yönlerde türbülans girdapları adı verilen gelişigüzel, girdaplı ve çevrintili yapılar ortaya çıkar. Bazı HAD hesaplamaları, türbülanslı akışın tüm ölçeklerinin daimi olmayan hareketini çözmek için bir girişimin yapıldığı doğrudan sayısal simülasyon (direct numerical simulation DNS) adı verilen bir teknik kullanır. Bununla birlikte en büyük ve en küçük girdaplar arasında birkaç merteye büyüklük ve zaman ölçeği farkı.

Buna ek olarak, Reynolds sayısı ile birlikte bu farklar büyür ve hatta Reynolds sayısı büyüdükçe türbülanslı 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 türbülanslı akışlar için DNS sonuçları henüz mümkün değildir. Bilgisayarların gelişmesi günümüzde görülen bu olağanüstü hız ile devam etse bile, bu durumun birkaç on yıl daha değişmesi beklenmemektedir.

Bu nedenle, yüksek Reynolds sayılı türbülanslı akış alanlarının simülasyonunu yapmak için bazı basitleştirici kabuller yapmak gerekir. DNS'nin bir altındaki seviye büyük girdap simülasyonudur (large eddy simulation LES). Bu yöntem ile türbülans girdaplarının büyük ölçekli daimi olmayan özellikleri çözülür. Bu arada küçük ölçekli ve yitirgen eğilimli türbülans girdapları ise modellenir. Temel kabul küçük türbülanslı girdapların izotropik olduğudur. Yani türbülanslı 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,

$$(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P' + \nu\nabla^2\vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij,türbülans}) \quad (3.7)$$

halini alır. Denklem (3.2) ile karşılaştırıldığında, denklem (3.7)'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 τ_{ij} , türbülans,

$$\tau_{ij,türbülans} = - \begin{pmatrix} \overline{u'^2} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'^2} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'^2} \end{pmatrix} \quad (3.8)$$

olarak ifade edilir. 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.

Cebirsel, tek-denklemlilik, iki-denklemlilik ve Reynolds gerilme modelleri dahil olmak üzere günümüzde kullanılan birçok türbülans modeli vardır. Türbülans modellerinin en çok kullanılan üçü k- ϵ modeli, k- ω modeli ve q- ω modelidir. İki-denklemlilik 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- ϵ 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.

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. İnceltilmiş bir ağ daha iyi sayısal doğruluk sağlarken, çözümün fiziksel doğruluğu her zaman türbülans modelinin fiziksel doğruluğu ile sınırlı kalır (Çengel ve Cimbala 2008).

3.3.1.7. RNG k-ε türbülans modeli

RNG k-ε modeli, renormalizasyon grup teorisi olarak bilinen istatistiksel bir teknik ile türetilmiştir. Standart k-ε modeline benzemektedir ancak aşağıdaki iyileştirmeleri barındırmaktadır.

- Girdap hareketinin türbülans üzerine olan etkisi dahil edilmiştir. Girdaplı akışlarda doğruluğu iyileştirmektedir.
- RNG teorisi türbülans Prandtl sayısı için analitik bir formül sağlamaktadır. Standart modelde kullanıcı tarafından belirlenen sabit değerler kullanılmaktadır.
- Standart model yüksek Reynolds sayısına sahip akış modeli iken RNG model düşük Reynolds sayıları için analitik diferansiyel denklem sağlamaktadır (Fluent Help).

3.3.1.8. Sıkıştırılabilir akış HAD çözümleri

Akış sıkıştırılabilir olduğunda, yoğunluk artık sabit olmayacak ve denklem takımında ilave bir değişken olarak yer alacaktır. İdeal gaz yasasını uyguladığımızda ise bir başka bilinmeyen, yani sıcaklık T için içine girer. Bu nedenle enerji denklemi, kütle korunumu ve momentumun korunumuna ait denklemlerin sıkıştırılabilir formları ile beraber 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 görünse de, bir çok

ticari HAD yazılımı şok dalgaları da dahil olmak üzere sıkıştırılabilir akış problemlerini çözebilmektedir.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.9)$$

İdeal Gaz Denklemi:

$$P = \rho RT \quad (3.10)$$

X-Momentum Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \vec{\nabla} \cdot \vec{V} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.11)$$

Y-Momentum Denklemi:

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

Z-Momentum Denklemi:

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

Enerji Denklemi:

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \beta T \left(u \frac{\partial P}{\partial x} + v \frac{\partial P}{\partial y} + w \frac{\partial P}{\partial z} \right) \\ + \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + \Phi \end{aligned} \quad (3.14)$$

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 ısıl genişleme katsayısı ve Φ ise yitim fonksiyonu olup aşağıdaki şekilde verilmiştir (White 1991).

$$\begin{aligned} \Phi = & 2\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2\mu \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2\mu \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \\ & + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Sıkıştırılabilir akış problemlerini HAD ile çözerken sınır şartları sıkıştırılmaz 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).

3.3.2. Yakıt demeti modellenmesi

Geçmişten günümüze kadar bilim insanları yakıt demetlerinin enjektör içi ve enjektör dışındaki akış özelliklerini incelemişlerdir. Yakıt demetlerinin enjektörden çıktıktan sonra gösterdiği davranışların teorik modellerden ve deneysel verilerden yararlanarak

oluşturulan matematiksel ifadeler, günümüzde yüksek doğruluk oranlarıyla bilgisayar yazılımlarında kullanılarak mühendislerin ve araştırmacıların işlerini kolaylaştırmaktadır.

3.3.2.1 Sıvı jetlerinin parçalanma rejimleri

Bir sıvı jetinin parçalanması sıvının özelliklerine, sıvının püskürtüldüğü ortam havasının özelliklerine ve sıvının izafi hızına bağlıdır. Bir sıvı jetinin parçalanmasında farklı parçalanma mekanizmaları hakimdir. Bu farklı mekanizmalar genellikle iğne ile ilk damlacığın oluştuğu nokta arasındaki mesafe ile karakterize edilir. Bu mesafe parçalanma uzunluğu olarak isimlendirilir. Reitze'e göre 4 rejim vardır (Reitz 1986). Bu rejimler Reyleigh rejimi, birinci rüzgar etkili parçalanma rejimi, ikinci rüzgar etkili parçalanma rejimi ve atomizasyon rejimidir. Reynolds ve Ohnesorge sayılarına göre jet parçalanma rejimleri Şekil 3.7'de gösterilmektedir.

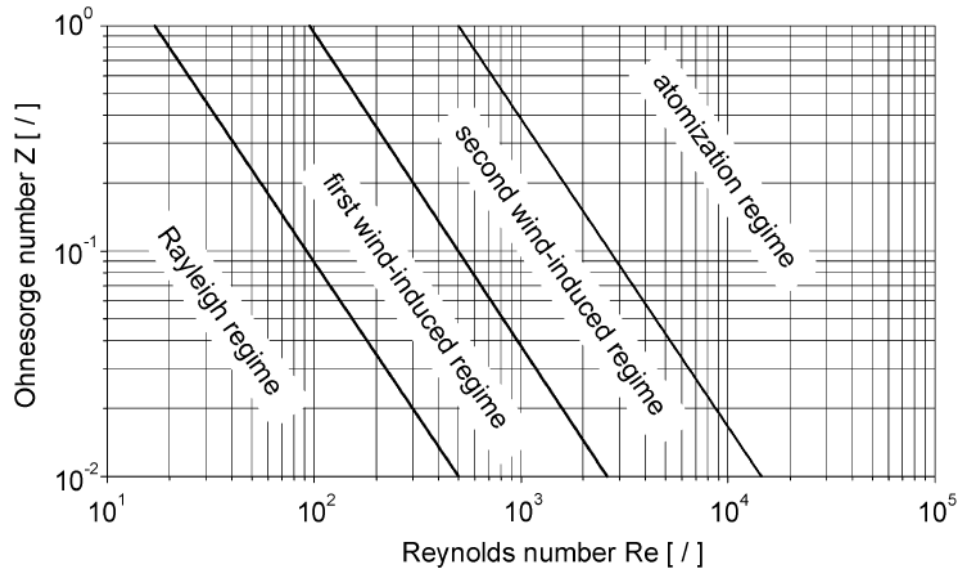
Jet parçalanma sürecini bir değerle tanımlayabilmek için Ohnesorge bozulmamış jet uzunluğunun ölçümlerini yapmış ve sıvı Weber sayısı ile ayrılma sürecini tarif etmiştir (Ohnesorge 1931).

$$We_l = \frac{u^2 D \rho_l}{\sigma} \quad (3.16)$$

$$Re = \frac{u D \rho_l}{\mu_l} \quad (3.17)$$

Jet hızı, u elimine edilerek boyutsuz Ohnesorge sayısı türetilmiştir.

$$Z = \frac{\sqrt{We_l}}{Re} = \frac{\mu_l}{\sqrt{\sigma \rho_l D}} \quad (3.18)$$



Şekil 3.7. Jet parçalanma rejimleri diyagramı (Baumgarten 2006)

Ohnesorge sayısı tamamen yakıtta ait özellikler içerir. Burada,

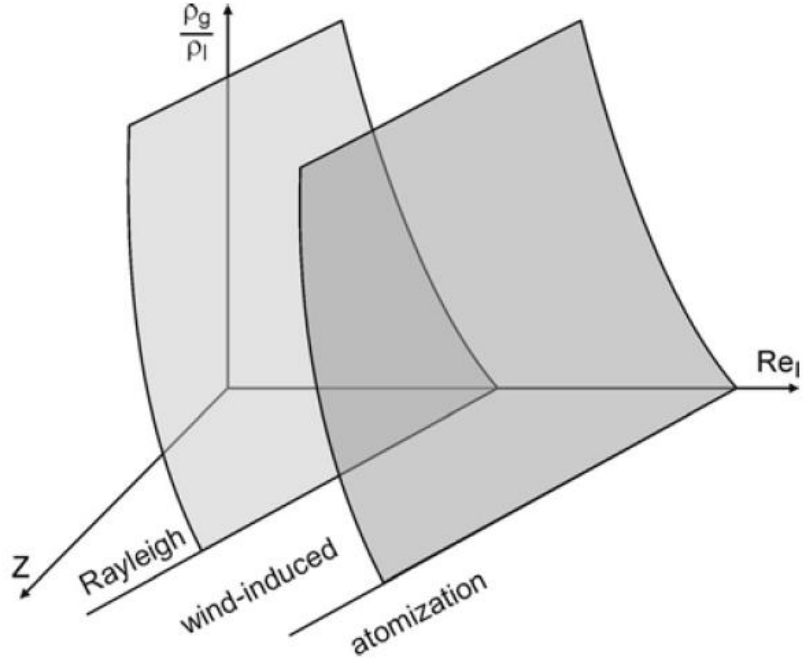
$$\sigma = \text{Sıvı-Gaz ara yüzeyindeki yüzey gerilmesi}$$

$$\rho_l = \text{Sıvı yoğunluğu}$$

$$\mu_l = \text{Sıvının dinamik viskozitesi}$$

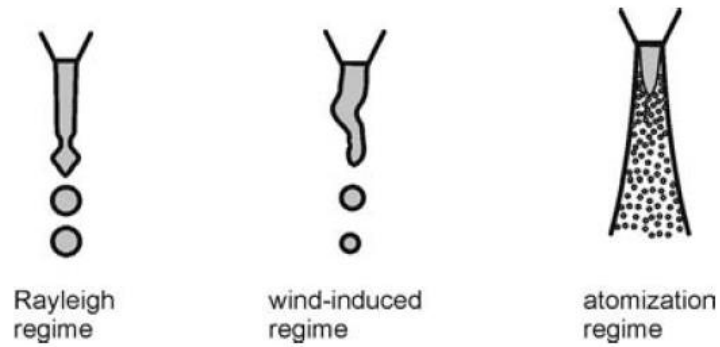
$$D = \text{Nozzle delik çapı}$$

Şekil 3.8'de gaz yoğunluğunun etkisinin de eklendiği Ohnesorge diyagramı gösterilmiştir. Sabit şartlar için 4 farklı parçalanma rejimi arasındaki sınırlar çizilebilir. Bununla birlikte, rejimlerin tanımında sadece sıvı fazın özelliklerinin bulunması yeterli görülmemiştir. Çünkü Turda ve Hirayasu gaz yoğunluğunun artması ile birlikte atomizasyonun da artacağını söylemiştir (Tamaki 2000, Arai 1990). Bu nedenle Reitz, Şekil 3.8'de gösterildiği gibi, 3 boyutlu eksen takımında 2 boyutlu Ohnesorge diyagramının ρ_g/ρ_l oranı ile değişimini veren grafiği önermiştir (Reitz 1978).



Şekil 3.8. Gaz yoğunluğunun etkisinin de eklendiği jet parçalanma rejimleri diyagramı (Baumgarten 2006)

Şekil 3.9’da jet parçalanma rejimleri şematik olarak gösterilmiştir. Düşük hızlarda damlama akışı meydana gelir ve jet oluşmaz. u ’nun artmasıyla parçalanmayan bir jet uzunluğu oluşmaya başlar ve bu jetin uzunluğu hızın artması ile birlikte artar. Bu rejim Rayleigh parçalanma rejimi olarak isimlendirilir. Yüzey gerilme kuvvetleri ve sıvı atalet kuvvetleri tarafından ilk harekete geçirilen tüm jet hacmi içindeki eksene simetrik osilasyonların büyümesi nedeniyle parçalanma oluşturur. Jetten ayrılan damlacıkların sayısı azdır ve ortalama damlacık büyüklüğü meme delik çapından daha büyüktür. Bu akış teorik olarak Rayleigh tarafından izah edilmiştir (Rayleigh 1878).

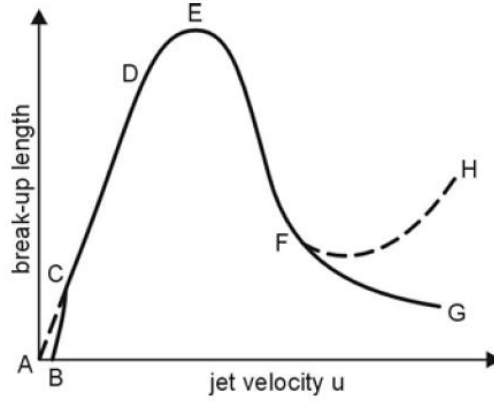


Şekil 3.9. Jet parçalanma rejimlerinin şematik gösterimi (Baumgarten 2006)

Jet hızında meydana gelen daha fazla artış parçalanma uzunluğunda azalma ile sonuçlanır ama damlacık çapı meme çapından hala büyüktür. Ortalama damlacık büyüklüğü azalır ve bu anda meme çapı civarındadır. Bu birinci rüzgar etkili parçalanma rejiminde, Rayleigh rejiminde etkili olan kuvvetlerin şiddeti aerodinamik kuvvetler tarafından arttırılır. İlgili parametre gaz fazı Weber sayısıdır Weber sayısıdır. Bu sayı ortamdaki gaz fazının etkisini ifade eder.

$$We_g = \frac{u_{rel}^2 D \rho_g}{\sigma} \quad (3.19)$$

Şekil 3.10'da jet parçalanma uzunluğunun jet hızına göre fonksiyonu verilmiştir. İkinci rüzgar etkili parçalanma rejiminde nozül içindeki akış türbülanslıdır. Bu sırada jetteki parçalanmanın sebebi türbülans tarafından ve gazla jet arasındaki izafi hız farkı nedeniyle oluşan aerodinamik kuvvetler tarafından harekete geçirilen dalgaların kısa dalga boylu yüzeylerinin dengesiz büyümesidir. Oluşan damlacıkların çapı meme çapından daha da küçüktür ve parçalanma uzunluğu (FG) artan Reynolds sayısı ile birlikte azalır. Bu noktada artık jet bir bütün olarak parçalanmaz. Jet yüzeyinden küçük damlacıkların ayrılması nedeniyle, yüzeyde ayrılma süreci başlar ve jet tamamen parçalanana kadar yavaş yavaş aşınır. Tam bu anda iki tane parçalanma uzunluğu dikkate alınmalıdır. Birincisi yüzey parçalanmasının başlangıcı ile ifade edilen uzunluktur (Bozulmamış yüzey uzunluğu). İkincisi ise jet parçalanmasının sonu ile ifade edilen uzunluktur (Kor uzunluğu). Bozulmamış yüzey uzunluğu artan jet hızı ile birlikte azalırken kor uzunluğu artabilir. Bununla birlikte, her iki uzunluğunda artan Reynold sayılarında ölçümünün son derece zor olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle bu rejimde farklı yazarlar tarafından farklı deneysel sonuçlar bulunmuştur.



Şekil 3.10. Jet parçalanma uzunluğunun jet hızına göre fonksiyonu (Reitz 1986)

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

Eğer bozulmamış yüzey uzunluğu sıfıra yaklaşırsa atomizasyon rejimine ulaşılır. Konik bir sprej gelişir ve jet memeden ayrıldıktan hemen sonra sprejin parçalanması başlar. Sprej konisinin tepesi enjektör içinde şekillenir. Bir bozulmamış kor veya en azından büyük sıvı liflerini içeren yoğun bir kor meme akış yönünde hala bulunabilir. Bu motor sprejleri için geçerli rejimdir. Oluşan damlacıklar meme çapından çok çok daha düşüktür. Atomizasyon rejiminde jet parçalanmasının teorik ifadesi diğer rejimlerden çok daha karmaşıktır. Çünkü ayrılma süreci çok güçlü bir şekilde meme içindeki akış şartlarına bağlıdır ki bu durum genellikle bilinmeyen ve karmaşık bir yapıya sahiptir. Ayrıca modellerin doğrulanması zordur. Çünkü deneyler yüksek hızlardan, küçük delik çaplarından ve çok yoğun sprejlerden dolayı son derece karmaşıktır.

Bir yakıtın ortalama damlacık boyutunu, dolayısıyla parçalanmanın başarısını karakterize eden bir sayıya Sauter Ortalama Çapı (SMD) denir. Sauter ortalama çapı, toplam yakıt demeti için geçerli olan yüzey/hacim oranına eşit yüzey/hacim oranına sahip olan damlacık çapını gösterir.

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

$$\left(\frac{SMD}{6}\right)_m = \left(\frac{V}{A}\right)_{spray} = \left(\sum_{i=1}^n d_i^3\right) / \left(6 \sum_{i=1}^n d_i^2\right) \quad (3.20)$$

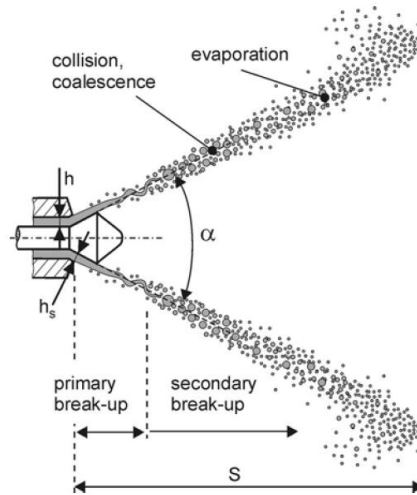
Birinci ve ikinci denklem birbirlerine eşitlenirse;

$$SMD = \left(\sum_{i=1}^n d_i^3\right) / \left(\sum_{i=1}^n d_i^2\right) \quad (3.21)$$

Daha küçük SMD değeri birim hacim başına daha büyük yüzey alanı demektir. Daha fazla yüzey alanı daha efektif buharlaşma ve karışım oluşumu demektir. SMD sprey oluşum prosesini karakterize eden en meşhur sayı olmasına rağmen, spreyn damlacık büyüklüğü dağılımı hakkında herhangi bir bilgi vermediğini belirtmek gerekir.

3.3.2.3. İçi boş koni tipi yakıt demetleri

Orta seviyedeki püskürtme basınçlarında ve düşük ortam basınçlarında sıvının maksimum yayılımını sağlamak için, içi boş koni tipi yakıt demetleri kullanılır. İçi boş koni tipi yakıt demetleri genellikle küçük damlacık çapları, efektif yakıt-hava karışımı, azaltılmış nüfuz derinliği ve neticede yüksek atomizasyon verimleri ile bilinir. Bu yakıt demetleri manifolda püskürtmeli klasik benzin motorlarında ve direkt püskürtmeli benzin motorlarında kullanılır. Şekil 3.11’te dışa doğru açılan bir enjektörün oluşturduğu yakıt demeti formu gösterilmektedir.



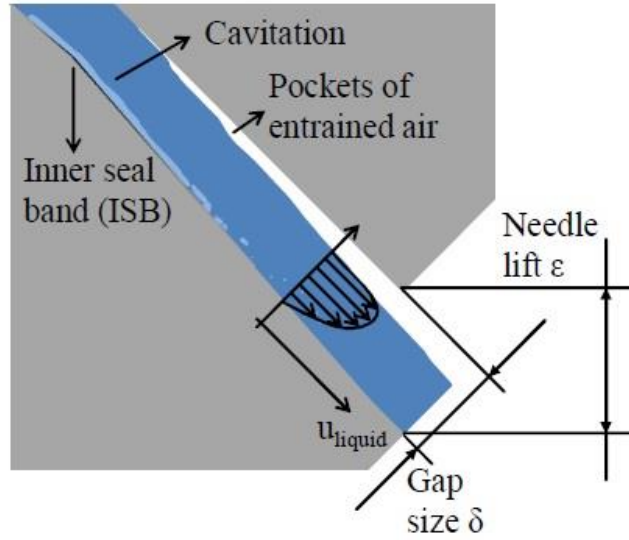
Şekil 3.11. Dışa doğru açılan enjektörün oluşturduğu içi boş koni tipi yakıt demeti (Baumgarten 2006)

3.3.3. Sınır Şartlarının Belirlenmesi İçin Kullanılan Matematiksel İfadeler

Enjektör memesinin etrafındaki kütleli debi aşağıdaki formülle hesaplanır (Schmid 2012).

$$\dot{m} = A_{meme} \cdot u_{yakıt} \cdot \rho_{yakıt} \cdot C_D \quad (3.22)$$

Kavitasyon ve hava etkileşimi sebebiyle yakıtın ortama boşaldığı alan azalmaktadır. Boşaltım katsayısı olan C_D teorik ve efektif kütleli debinin birbirlerine olan oranını vermektedir. Bu katsayı deneysel olarak belirlenir. Şekil 3.12’de dışa doğru açılan içi boş yakıt demeti bir enjektörün nozul içi akışı gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Nozul içi akış: Hava ile etkileşim ve kavitasyon sebebiyle yakıt demeti alanı kaybı ve gerilmelerin etkisi sonucu oluşan hız profili (Schmid 2012)

$$C_D = \frac{\dot{m}_{efektif}}{\dot{m}_{teorik}} \quad (3.23)$$

Enjektör çıkış alanının azalmasından kaynaklanan kayıplar için C_a katsayısı kullanılır.

$$C_a = \frac{A_{efektif}}{A_{teorik}} \quad (3.24)$$

Enjektör çıkışındaki basınç kayıplarından dolayı ilk çıkış hızındaki azalma için C_v katsayısı kullanılır.

$$C_v = \frac{u_{efektif}}{u_{teorik}} \quad (3.25)$$

Tüm kayıpları belirleyen C_D katsayısı aşağıdaki ifadeden bulunur.

$$C_D = C_v \cdot C_a \quad (3.26)$$

Daha önce literatürde yapılmış çalışmalardan C_v katsayısının Bernoulli hızının 0,95'i olarak alınabileceği saptanmıştır. C_a katsayısı elimizdeki deneysel verilere göre ayarlanarak 0,85 olarak belirlenmiştir. Bernoulli hızının hesaplanması için aşağıdaki ifade kullanılmaktadır.

$$u_{bernoulli} = \sqrt{\frac{2(P_{yakıt} - P_{ortam})}{\rho_{yakıt}}} \quad (3.27)$$

Enjektör çıkışındaki ilk damlacık çapını meme açıklığı olarak kabul edebiliriz. Daha önce bu tarz enjektörlerde yapılan HAD çalışmalarında bu yöntemin kullanıldığı literatürde bulunmaktadır. Biz yaptığımız çalışmada meme açıklığını C_a katsayısı ile çarparak ilk damlacık çapını hesapladık.

3.3.4. Yakıt demetinin modellenmesi

Yakıt demetinin çok boyutlu modellenmesinde, sıvının parçalanması sonucu oluşan damlacıklar, mevcut bilgisayar kapasitelerinin yetersizliği nedeniyle stokastik damlacık (çap) grupları ile temsil edilmektedir. Bu yöntemde yöneten denklemler Lagrangian bakış açısıyla türetildiğinden yakıt demeti modeli ağ yapısına bağımlı olmaktadır. Dolayısıyla, deneylerle model katsayılarının kalibre edilmesi gerekmektedir (Soruşbay 2008).

Düşük basınçlı içi boş koni tip yakıt demetlerinin modellenmesinde kullanılan TAB (Taylor Analysis Breakup) modeli yüksek basınçlı içi boş koni tip yakıt demelerinin modellenmesinde doğru sonuçlar verememektedir. Çünkü yüksek basınçlı yakıt demetlerinde yüksek Weber sayılı damlacıklar bulunmaktadır. Daha çok dizel yakıt demetlerini modellemek için kullanılan KH-RT (Kelvin-Helmhotz, Rayleigh-Taylor) yakıt demeti parçalanma modeli bizim çalışmamıza daha uygundur. Araştırmacılar KH-RT modelini piezo tetiklemeli dışa doğru açılan yüksek basınçlı enjektöre ait yakıt demetlerini modellemek için kullanmışlar ve güzel sonuçlar almışlardır (Huang 2014).

Modelde ilk parçalanmanın türbülans ve kavitasyon nedeniyle nozül içerisinde gerçekleştiğini ve dolayısıyla enjektör delik çapı büyüklüğüne bağlı olarak büyük

damlaların püskürtülebileceği kabul edilmektedir. KH modeli ile kararsız yüzey tedirginliklerinin büyümesiyle yüzeyden kopacak olan küçük damlacıklar simule edilmektedir.

Püskürtmenin başlamasıyla aerodinamik kuvvetlerin etkisi altında sıvı jeti üzerindeki yüzey tedirginlikleri artmaya başlamaktadır. Bu tedirginliklerden en kararsız olanı yüzeyden kopmakta ve

$$r_c = B_0 \cdot \Lambda \quad (3.28)$$

yarıçapında yeni damlacık grubu oluşturulmaktadır. Burada $B_0=0.61$ model katsayısı, Λ ise en kararsız tedirginliğin dalga boyudur. Ana damlacık grubunun yarıçapı ise τ_{kh} parçalanma süresi boyunca kopan damlacıkların ana damladan çıkartılması ile elde edilir.

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{r-r_c}{\tau_{kh}}, \quad \tau_{kh} = \frac{3.788B_1r}{\Omega\Lambda} \quad (3.29)$$

Burada B_1 ayarlanabilir model katsayısı, Ω ve Λ sırasıyla en kararsız tedirginliğin maksimum büyüme hızı ve dalga boyudur.

$$\Omega = \frac{0.34+0.38We^{1.5}}{(1+Oh)(1+T^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_d r^3}} \quad (3.30)$$

$$\Lambda = 9.02r \frac{(1+0.45\sqrt{Oh})(1+0.47T^{0.7})}{(1+0.865We^{1.67})^{0.6}} \quad (3.31)$$

Taylor boyutsuz sayısı aşağıda verilmiştir.

$$T = Oh\sqrt{We} \quad (3.32)$$

RT modeli ise damlacıkların yüksek göreceli hızları nedeniyle aerodinamik kuvvetler etkisi altında parçalanmasını temsil etmektedir. Bu modelde aerodinamik direnç kuvveti etkisiyle damlacık ivmesini kaybetmekte ve RT kararsızlıkları oluşmaktadır. Parçalanma sonrası yeni damlacıkların boyu (Λ_t) RT dalga boyuna göre belirlenmektedir.

$$\Lambda_t = C_{RT} \frac{\pi}{K} \quad (3.33)$$

$$K = \sqrt{\frac{|g_t(\rho_l - \rho)|}{3\sigma}}, g_t = \left(g + \frac{du_d}{dt}\right) \frac{u_d}{|u_d|} \quad (3.34)$$

Burada C_{RT} KH modelindeki gibi ayarlanabilir model katsayısıdır. $\tau_t = 1/\Omega_t$ parçalanma süresi ise en hızlı büyüyen kararsızlığın frekansına göre (Ω_f) göre belirlenmektedir.

$$\Omega_t = \sqrt{\frac{2|g_t(\rho_l - \rho)|^{3/2}}{\sqrt{27}\sigma(\rho_l - \rho)}} \quad (3.35)$$

Ayrıca, atomizasyon rejiminde sıvıca yoğun parçalanmamış bir çekirdek bölgenin varlığı deneylerle tespit edilmiştir. Bu bölgenin uzunluğu ampirik olarak

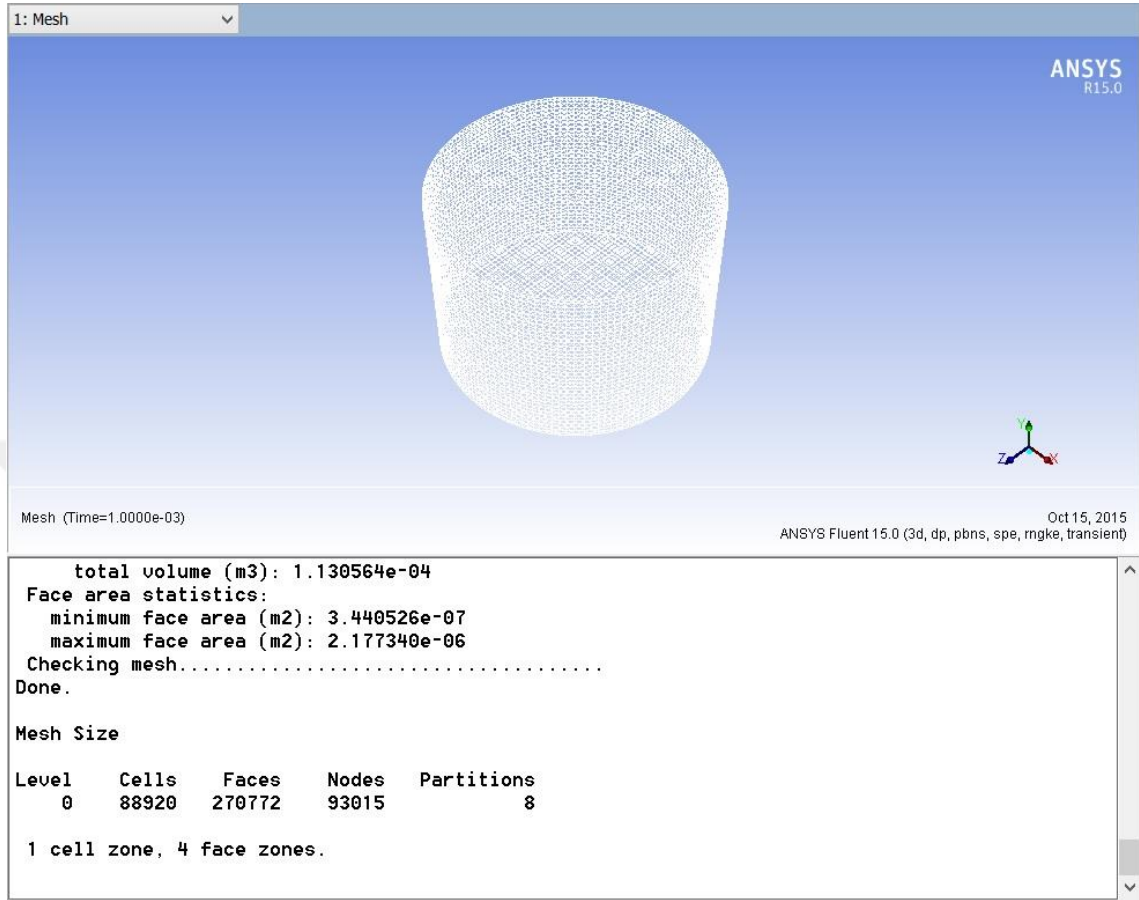
$$L_b = CD \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \quad (3.36)$$

şeklinde verilmektedir. Burada D enjektör memesinin çapını temsil etmektedir. C ise enjektör tipine bağlı olan bir katsayıdır. Modelde parçalanma uzunluğu boyunca sadece KH modeli aktif (ana damla yüzeyinden ufak damlacıklar kopmakta) olup parçalanma uzunluğundan sonra ise RT modeli devreye girerek KH modeli ile dalga boyları kıyaslanıp hangi mekanizmanın parçalanmayı sürdüreceği belirlenmektedir. Damlacıklar yavaşladıkça aerodinamik kuvvetler azalmakta ve KH modeli baskın hale gelmektedir. KH ve RT dalgalarının birbirleriyle kıyaslandığı bu model literatürde yer alan birçok çalışmada iyi sonuçlar vermiştir. Fakat, her enjektör için model katsayılarının deneylerle kalibre edilmesi gerekmektedir.

3.3.5. Püskürtme odası ve ağ yapısı

Yakıt demetinin karakteristik analizini deneysel verilerle doğrulamak için şekil 3.13'deki 60 mm çapında 40 mm yüksekliğinde silindirik ortam ANSYS Design Modeller ile oluşturulmuştur. Püskürtme noktası silindir üst kısmının ortasındadır. Ağ yapısı ANSYS programının Mesh modülüyle Cutcell metoduyla oluşturulmuştur. 88920 hücreden oluşmaktadır. Eleman bilgileri şekilde de gösterilmektedir. Daha önce yapılan çalışmalara da bakıldığında Lagrangian yaklaşımı için eleman sayısı kalibrasyon için

yeterlidir (Jing 2015). Şekil 3.13'te yakıt demeti püskürtme odası ağ yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3.13. Yakıt demeti püskürtme odası ağ yapısı

3.4. Ortalama indike basınç hesabı

Ortalama indike basınç hesaplamaları yapılırken Denklem 3.37 ve 3.38 kullanılmıştır (Sürmen 2004). Hesaplamalarda kademeli dolgunun avantajlarının arttığı fazla fakir diyebileceğimiz $HFK=3$ kullanılmıştır. Önce içeri aldığımız hava miktarına göre göndereceğimiz yakıt miktarı belirlenmiştir. Daha sonra hesapladığımız yakıt miktarı ile ortalama indike basınç (p_{mi}) değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kullanılan hava kütleleri Fluent programında yapılan silindir içi akış analizlerinde supaplar kapandıktan sonraki içeri hapsedilen hava kütesidir. İndike verim %40 ve $H_u=44083$ kJ/kg alınmıştır.

$$HFK = \frac{\frac{m_{h,gerçek}}{m_{y,gerçek}}}{\frac{m_{h,stokiyometrik}}{m_{y,stokiyometrik}}} \quad (3.37)$$

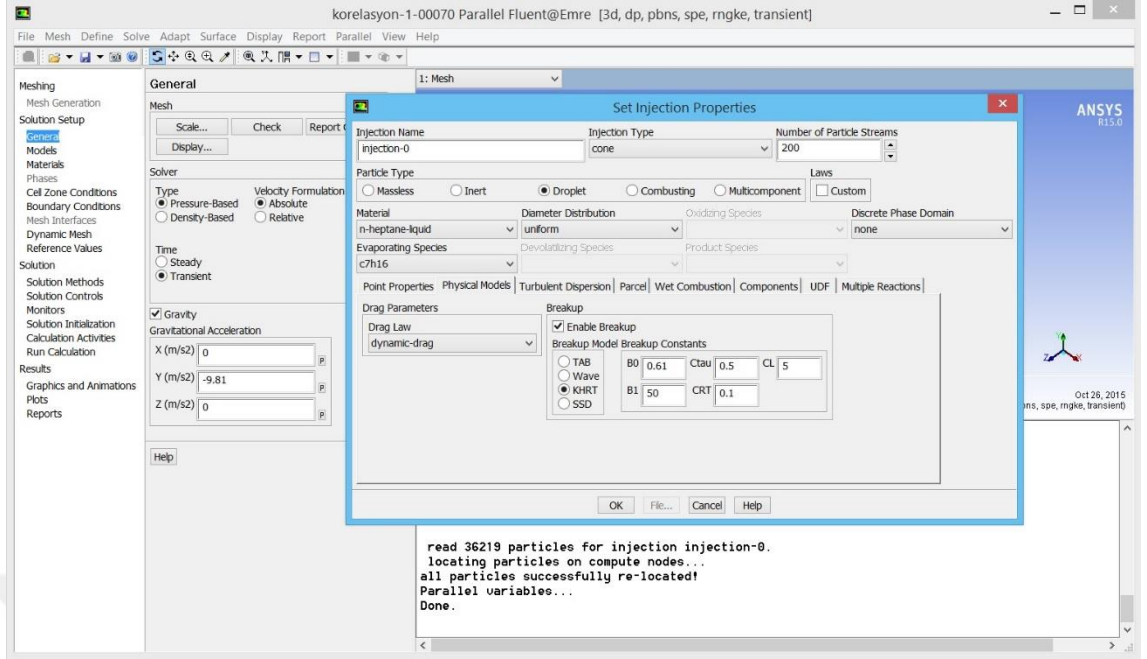
$$p_{mi} = \frac{m_y H_u \eta_i}{V_h} \quad (3.38)$$

3.5. Yakıt demetinin deneysel veri ile doğrulanması

Yakıt demetinin kalibrasyonu literatürden alınan deneysel veriler doğrultusunda yapılmıştır. KH-RT damlacık ayrılma modelinin, model katsayıları değiştirilerek aynı ortam şartlarında deneysel verilere yaklaşacak şekilde kalibre edilmiştir. Enjektör çıkışındaki ilk damlacıkların üniform olduğu model kullanılmıştır. Rossin-Rammler damlacık dağılımı da denenmiş ancak üniform dağılımın daha uygun olduğu görülmüştür. Türbülans modeli olarak k-ε realizable modeli kullanılmıştır. Ortam şartları ve püskürtme parametreleri Çizelge 3.1.'de verilmiştir. Şekil 3.14'te yakıt demeti parametrelerinin girildiği pencere ve parçalanma modelinin kalibre edilmiş katsayıları gösterilmektedir.

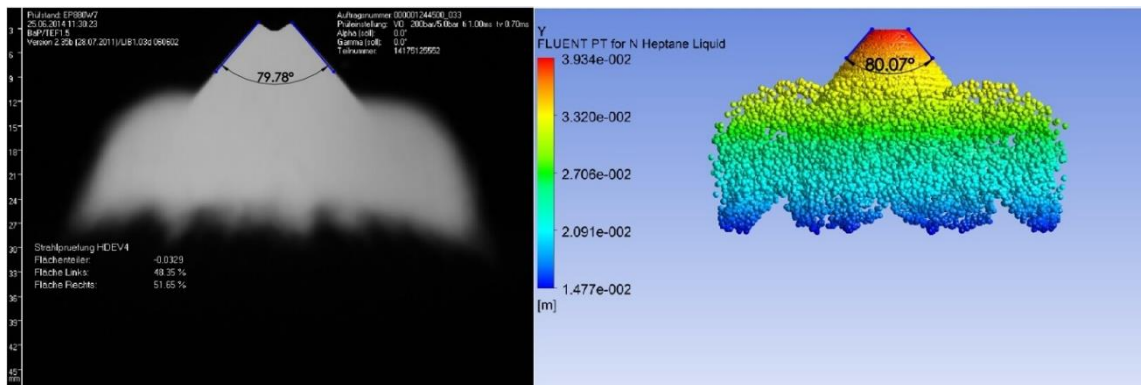
Çizelge 3.1. Kalibrasyon için belirlenen sınır şartları

Püskürtme Basıncı [bar]	200
İğne Kalkma Miktarı [μm]	35
Ortam Basıncı [bar]	5
Ortam Sıcaklığı [K]	293.15
Tetikleme Süresi [ms]	1
Veri Alma Zamanı [ms]	0.7



Şekil 3.14. Yakıt demeti parametrelerinin girildiği pencere

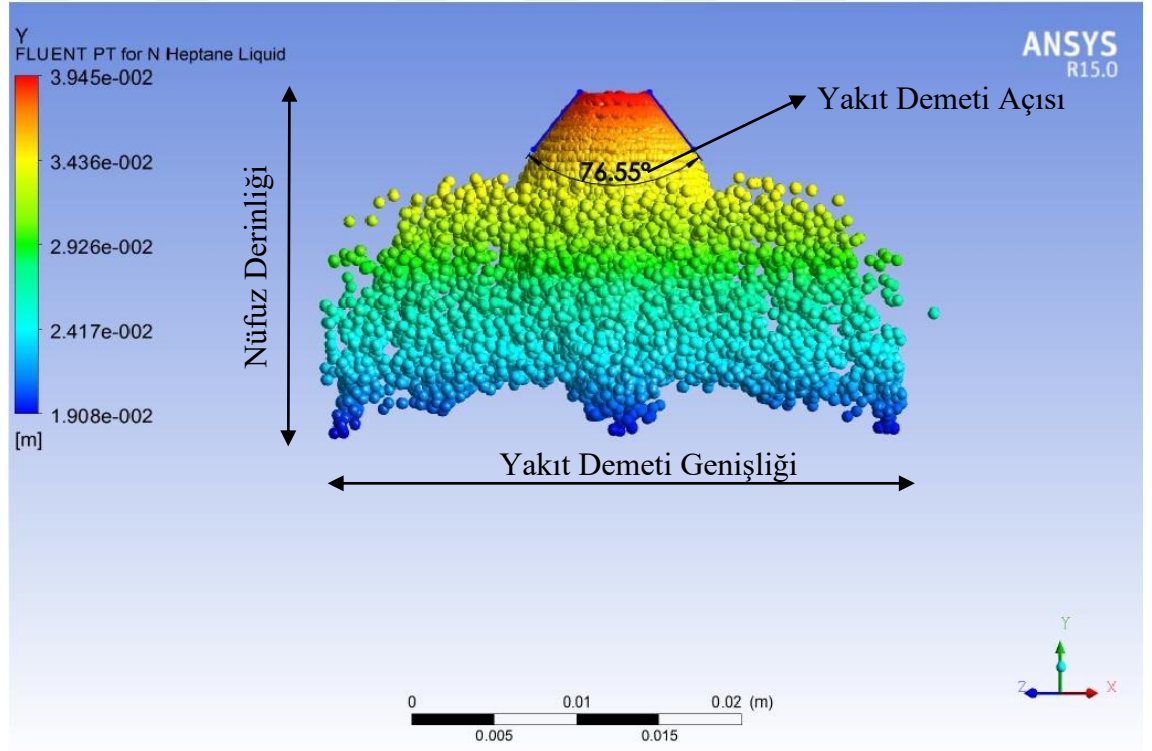
Define İnjections kısmından püskürtme tanımlanmıştır. Püskürtme türü olarak konik püskürtme seçilmiştir. Şekil 3.14'te görülen pencerede Point Properties kısmında püskürtme noktası, ilk püskürtme hızı, kütleli debi ve koni açısı tanımlanmaktadır. Physical Models kısmından damlacık ayrılma modeli katsayıları girilmiştir. Literatürden ve deneysel verilerden yararlanarak enjektörümüz için model katsayıları kalibre edilmiştir. Şekil 3.15'te ise yapılan kalibrasyon sonucunda analizin deneysel veri ile karşılaştırılması gösterilmektedir.



Şekil 3.15. Deneysel veri ile analiz sonucu elde edilen verinin karşılaştırılması

3.5.1. Ölçülen yakıt demeti karakteristikleri

Çalışmamızda dört farklı yakıt demeti karakteristiği incelenmiştir. Bunlar yakıt demeti nüfuz derinliği, yakıt demeti genişliği, SMD ve yakıt demeti açısıdır. Nüfuz derinliği, yakıt demeti genişliği ve SMD programın verdiği değerlerden alınmıştır. Yakıt demeti açısı ise ek bir program yardımıyla ölçülmüştür. Yakıt demeti nüfuz derinliği, genişliği ve SMD püskürtme başladıktan 1ms sonra ölçülmüştür. Yakıt demeti açısını ise daha net belirleyebilmek için ise püskürtme başlangıcından itibaren 0.7 ms sonra ölçümler yapılmıştır. Çünkü yüksek basınç ve sıcaklık durumlarında buharlaşma artmakta ve yakıt demeti açısının tayini zorlaşmaktadır. Şekil 3.16'da ölçülen yakıt demeti karakteristikleri gösterilmektedir.



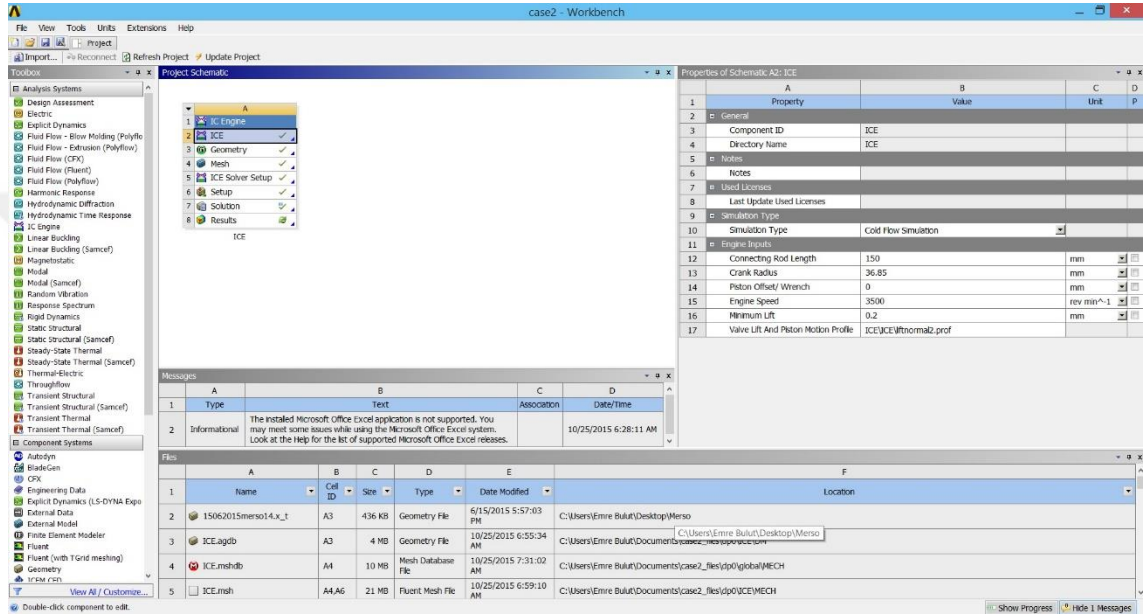
Şekil 3.16. Yakıt demeti karakteristikleri

3.6. Silindir içi akış ve karışım oluşumu analizi

Çalışmamızda püskürtme yönlendirmeli direkt püskürtmeli benzinli bir motordan yararlanılarak 3 boyutlu katı model oluşturulmuş ve silindir içi akış ve karışım oluşumu

modellemeleri yapılmıştır. Analizleri yaparken ANSYS 15 programının içindeki IC Engine modülünden faydalanılmıştır.

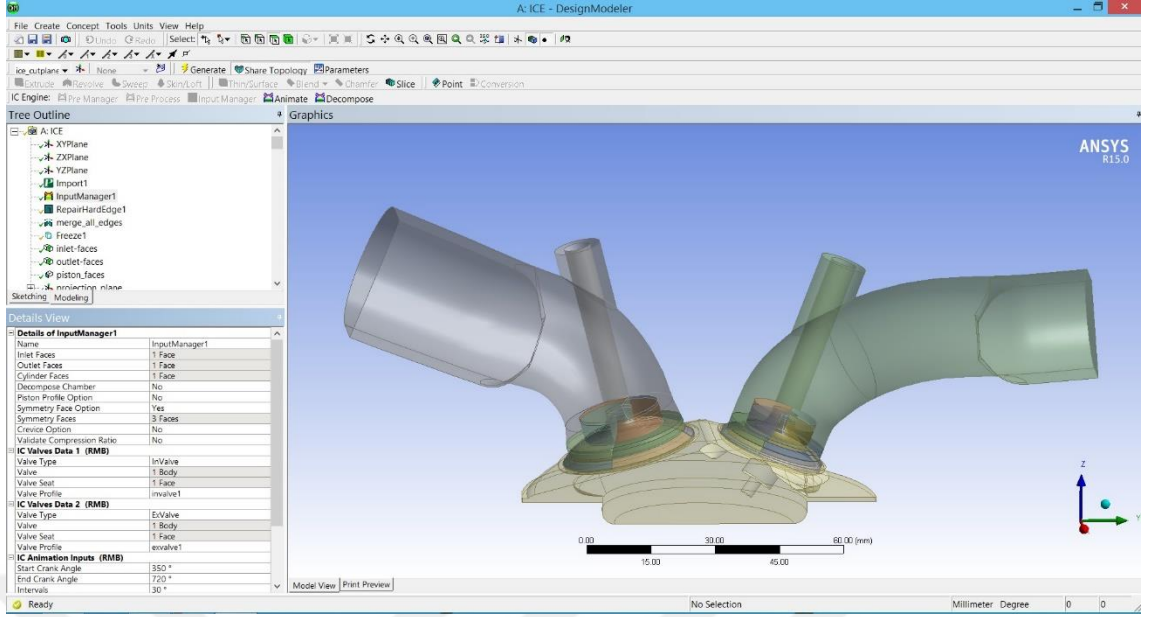
IC engine modülünün ilk basamağında soğuk akış, motor devri, krank yarıçapı, biyel kolu uzunluğu ve supap kalkma profili tanımlanmıştır. Burada belirlenen parametreler Fluent ortamına aktarılarak kolaylık sağlamaktadır. Şekil 3.17’de programdaki arayüz gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Ansys IC engine modülünün ilk basamağı

3.6.1. 3 Boyutlu katı model

Silindir çapı 83 mm stroğu 73.7 mm olan motorun modeli Siemens NX programıyla modellenmiş ve daha sonra ANSYS programına aktarılmıştır. ANSYS programının IC Engine modülünden yararlanılarak modelimiz analizlere uygun hale getirilmiştir. Şekil 3.18’de üç boyutlu model de gösterilmektedir. Çizilen motorun bazı ölçüleri EK1’de verilmiştir.

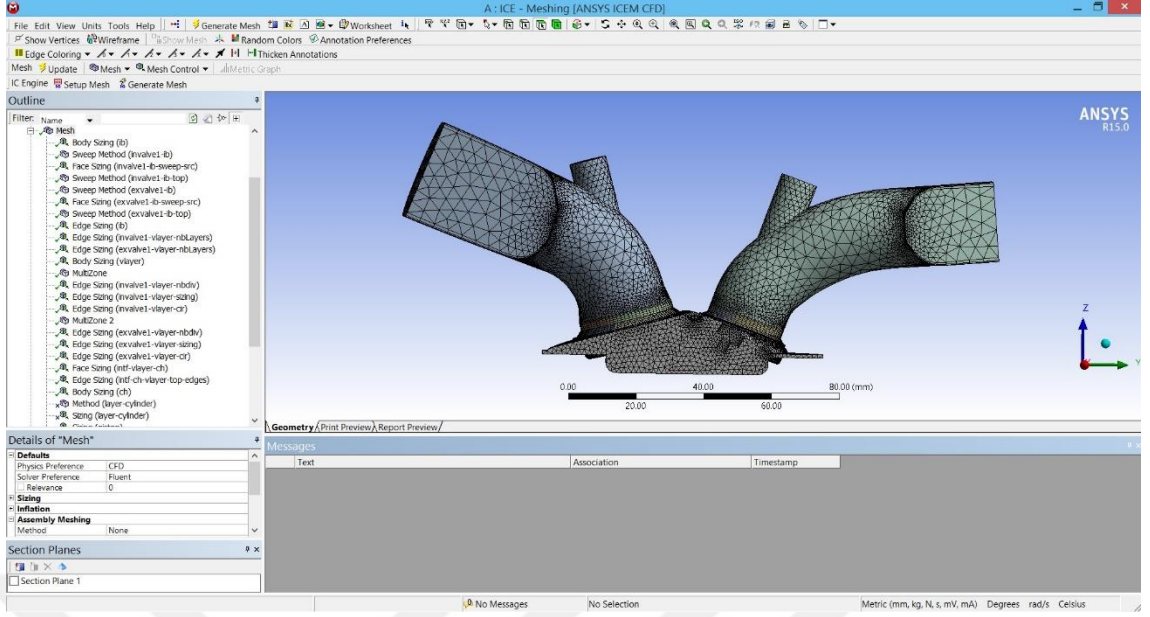


Şekil 3.18. Ansys Design Modeler ile parçalara ayrılmış üç boyutlu katı model

ANSYS IC Engine modülü ile modelimiz işimizi kolaylaştıracak şekilde parçalara ayrılmıştır. Input manager seçeneğini kullanarak programa giriş, çıkış, simetri, silindir cidarları ve supap oturma yüzeyleri tanımlanmıştır. Daha sonra emme ve egzoz supapları tanımlanmış ve kalkma profilleri seçilmiştir. İstenen girdileri işledikten sonra piston, emme zamanı başlangıcından 5 KMA önce olan 350 KMA konumuna getirilmiştir. Daha sonra Decompose seçeneği ile üç boyutlu katı modelimiz uygun ağ yapısı örebilmek için parçalara ayrılmıştır.

3.6.2. Motor modelinin ağ yapısı

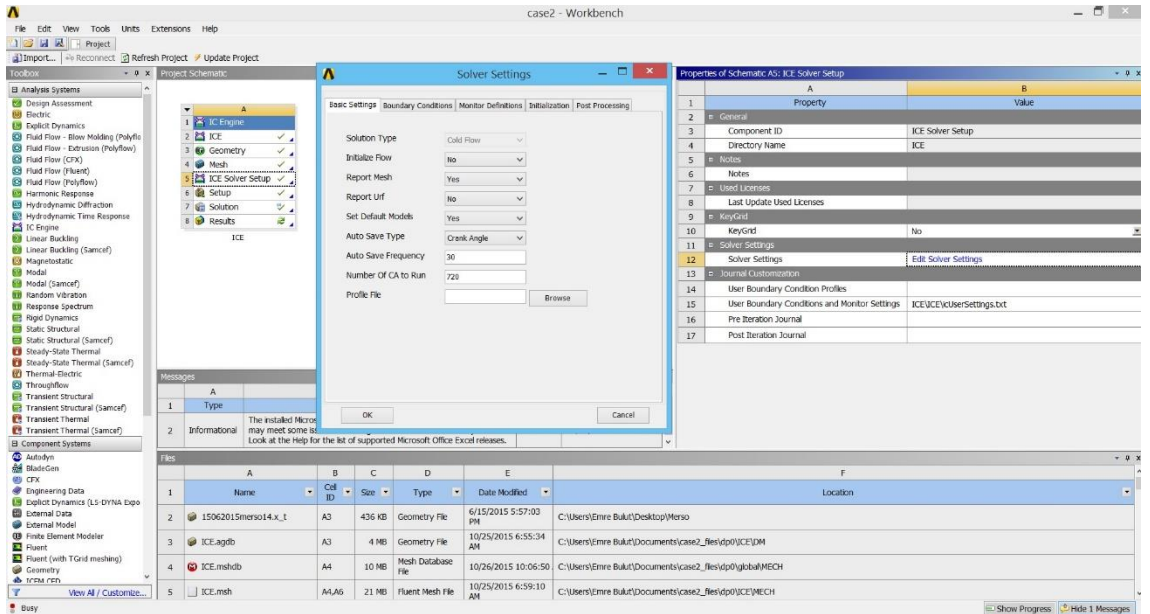
Ağ yapısını oluştururken ANSYS IC Engine modülünün Mesh kısmından da yararlanılmıştır. Şekil 3.19'daki ağ yapısı pistonun ÜÖN'dan 5 KMA° önceki durumu içindir.



Şekil 3.19. Üç boyutlu katı modelin ağ yapısı

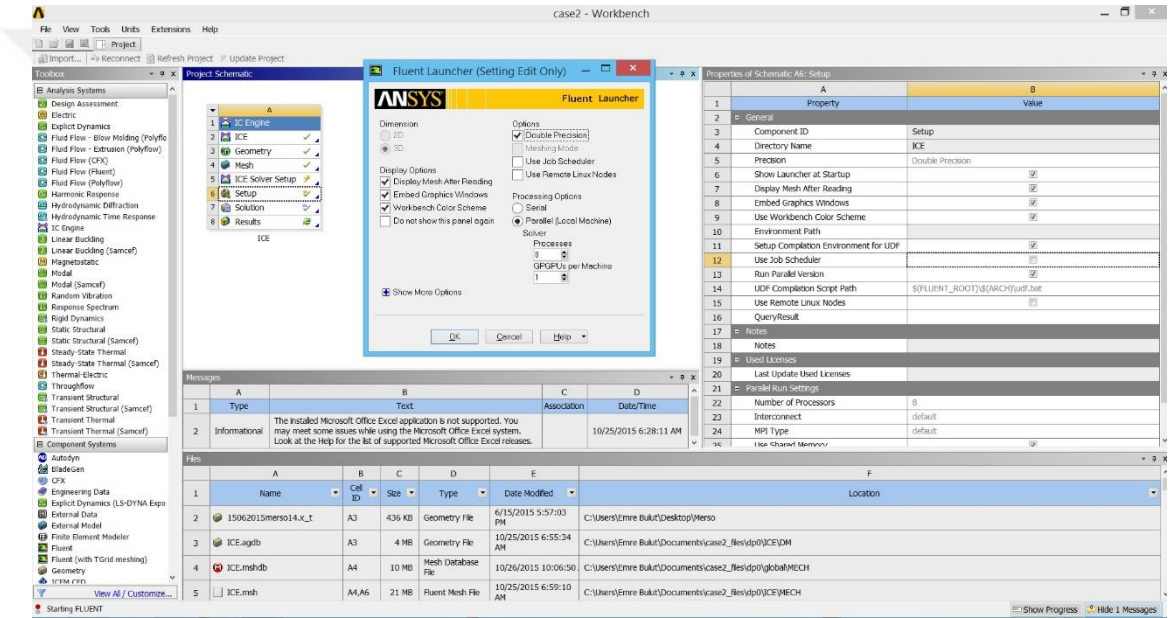
Supap bölgelerine ve kritik bölgelere daha sık ağ örülmüştür. Şekil 3.19’de görüldüğü gibi daha önceden parçalara ayrılmış modelimizin parçalarına farklı boyutlarda ve farklı yapılarda ağ örülmüştür. Emme ve egzoz supabı oturma yüzeyi ve çevresindeki bölgelerde sık sayıda hexa, kalan kısımlar tetra ağırlıklı olarak ağ örülmüştür.

3.6.3. Sınır şartlarının girilmesi



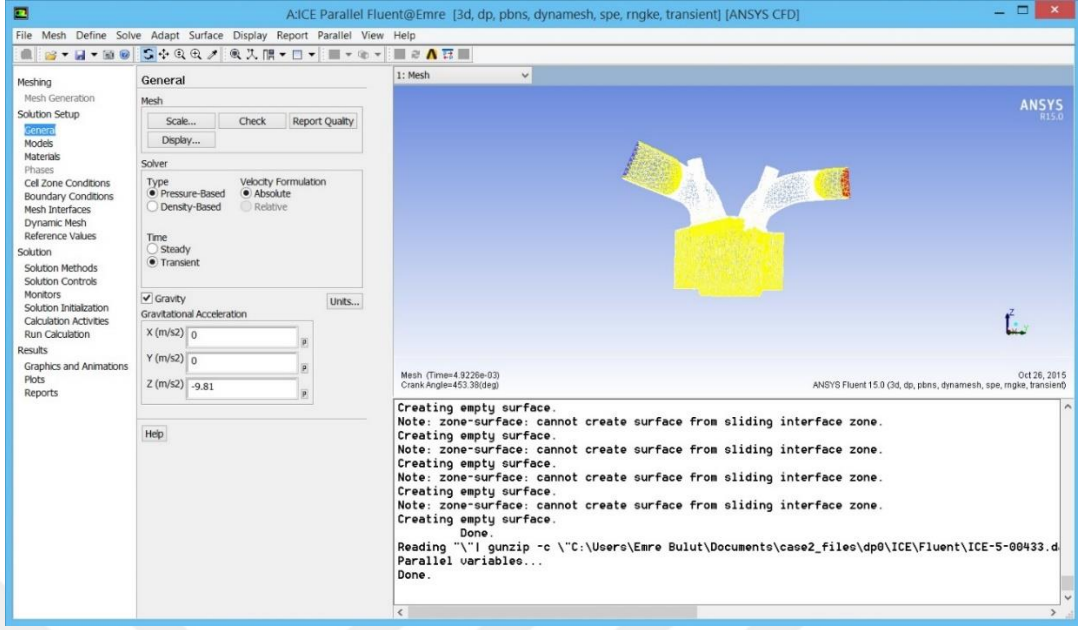
Şekil 3.20. Ansys IC engine modülünde ön çözücü ayarları penceresi

Şekil 3.20’de görüldüğü gibi Mesh işleminden sonra ICE Solver Setup işlemi gelmektedir. Burada yapılan analizin kaç KMA’da otomatik olarak kaydedeceği ve post processing için hangi verileri istediğimizi seçiyoruz. Ayrıca giriş ve çıkış şartları, analizin ilk başlangıç şartı gibi Fluent yazılımının içinden de işleyebileceğimiz verileri buradan da girebiliyoruz. Biz bu değerleri Fluent yazılımının içinden işlemeyi tercih ettik. Çünkü burada belli başlı sınır şartları tanımlanabilmektedir. Cidar sıcaklıkları, başlangıçtaki ortam şartları ve içeri göndereceğimiz havanın şartları Fluent yazılımının içinden daha ayrıntılı bir şekilde belirlenebilmektedir.



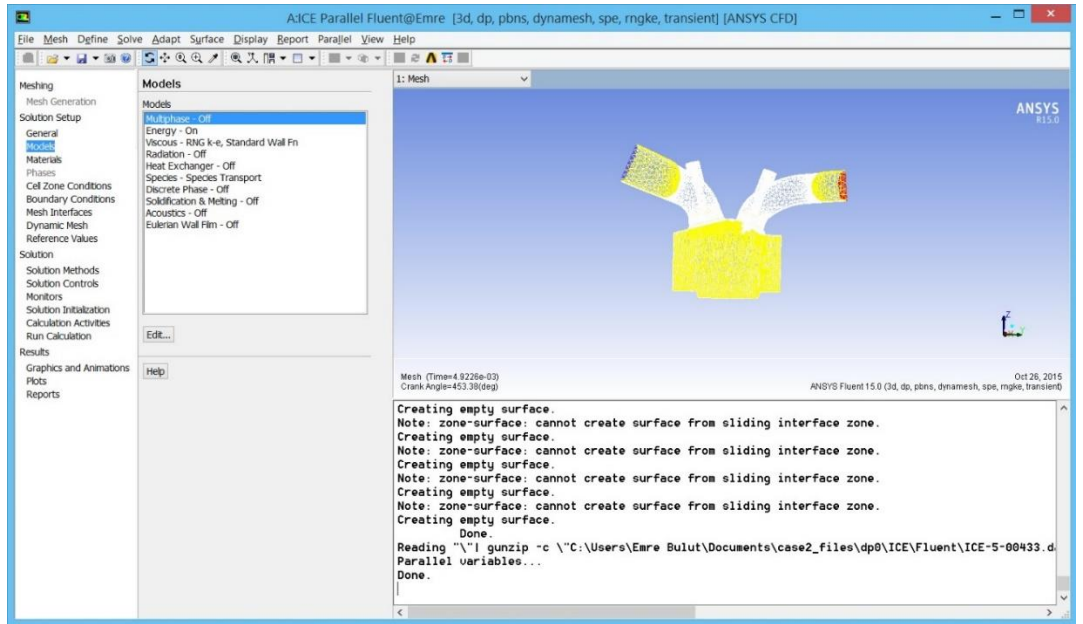
Şekil 3.21. Fluent programının çalıştırma ayarları penceresi

Şekil 3.21’ de görüldüğü üzere modulün Setup kısmında ise seri veya paralel çözüm, double precision gibi seçenekleri seçerek Fluent programı başlatılır. Bizim yaptığımız modellemede akış basit olmadığından dolayı Double Precision kısmını işaretliyoruz. Double Precision çözüm süresini %30-50 (Fluent Help) arası arttırsa da bizim çözümümüzde kullanılması daha doğru sonuç vereceğinden dolayı seçilmiştir.



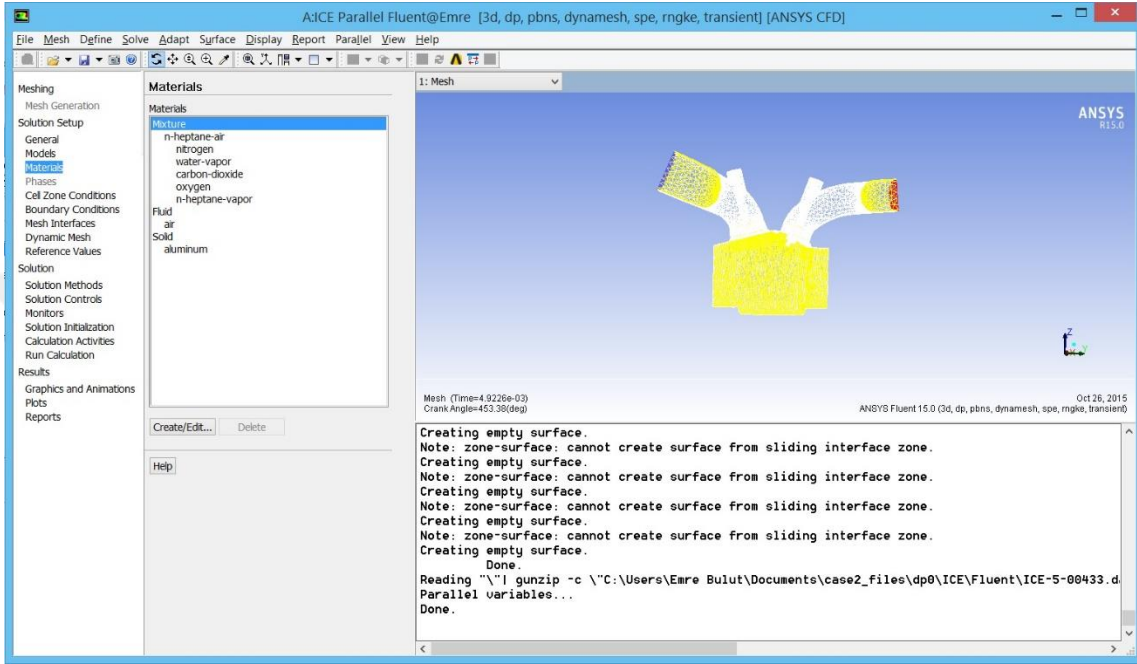
Şekil 3.22. Genel ayarların yapıldığı pencere

Şekil 3.22’ de genel ayarların yapıldığı pencere gösterilmektedir. Fluent çözücüsüne girdiğimizde yine bizi program diğer programlarda da olduğu gibi adım adım yönlendirmektedir. General sekmesinde yer çekimini tanımlıyoruz. Bizim çözdürdüğümüz model zamana bağlı çözülmektedir. Bunun için transient seçeneği işaretlenmiştir.



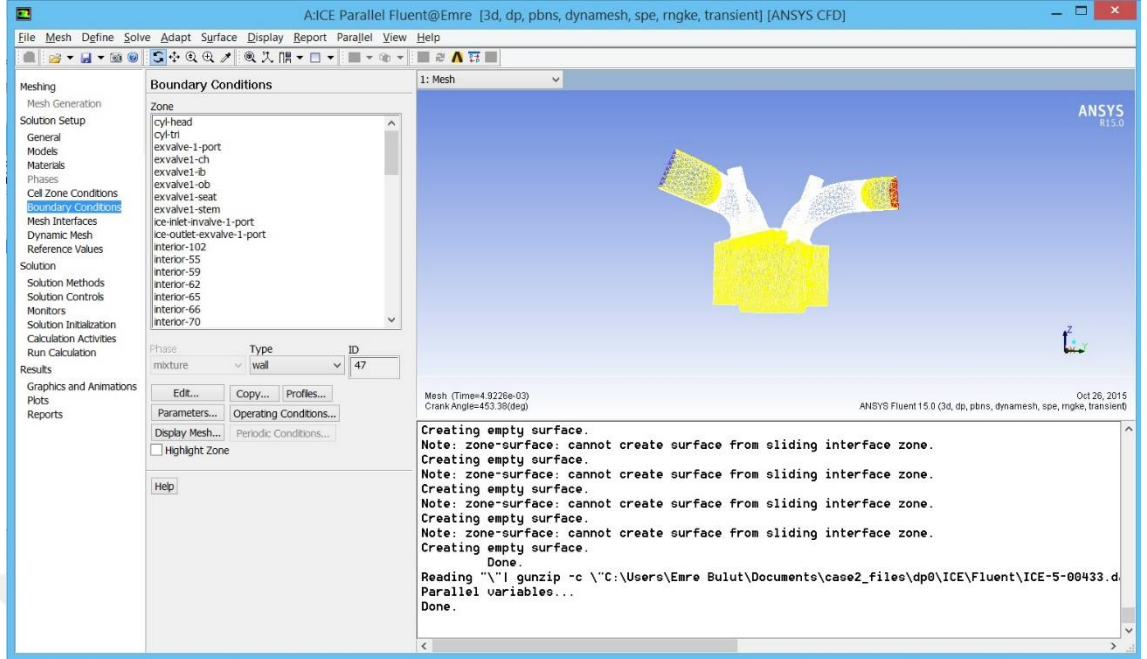
Şekil 3.23. Modellerin seçildiği pencere

Şekil 3.23'te modellerin seçildiği pencere görülmektedir. Models kısmında ise türbülans modellemesi seçilmiştir. Enerji denklemlerinin çözümü işaretlenmiştir. Sıkıştırılabilir akış çözdüğümüzden dolayı enerji denklemlerinin çözümüne ihtiyacımız vardır. Ayrıca Species Transport modeli açılmıştır. Yakıt hava karışımının oluşabilmesi için Species Transport modelinden N-Heptan-Air karışımı seçilmiştir.



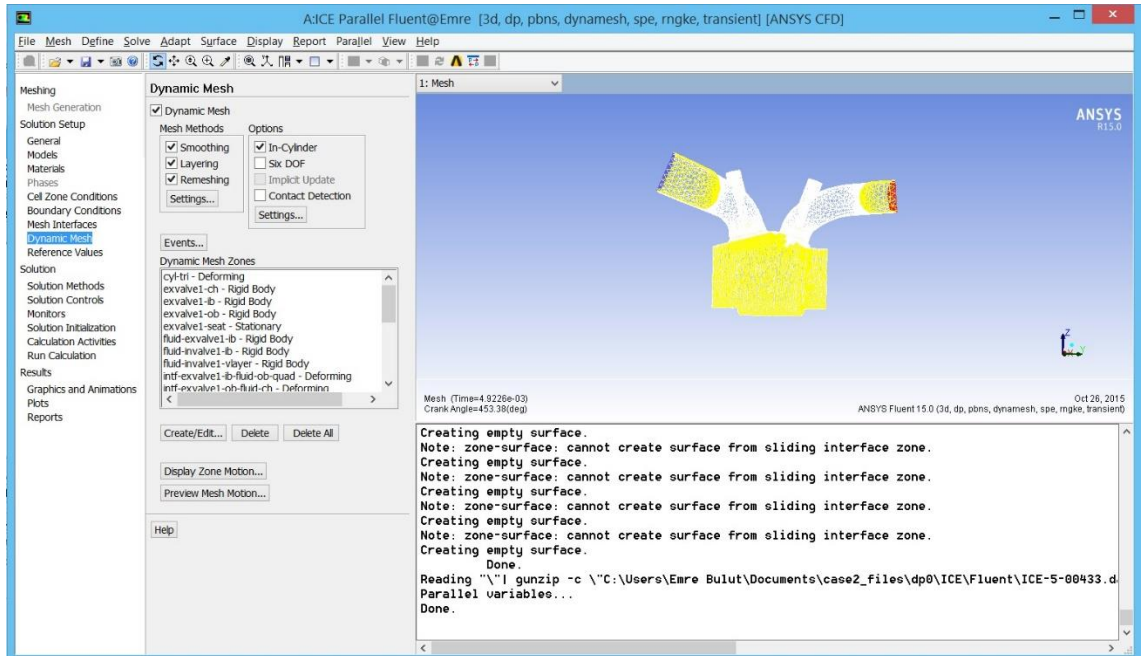
Şekil 3.24. Akışkanların özelliklerinin seçildiği pencere

Şekil 3.24'te akışkan özelliklerini belirlediğimiz pencere görülmektedir. Daha önceden tanımladığımız yakıt hava karışımı akışkanın özellikleri değiştirilmektedir. Buradan sıkıştırılamaz ideal gaz yerine sıkıştırılabilir ideal gaz seçilmiştir.



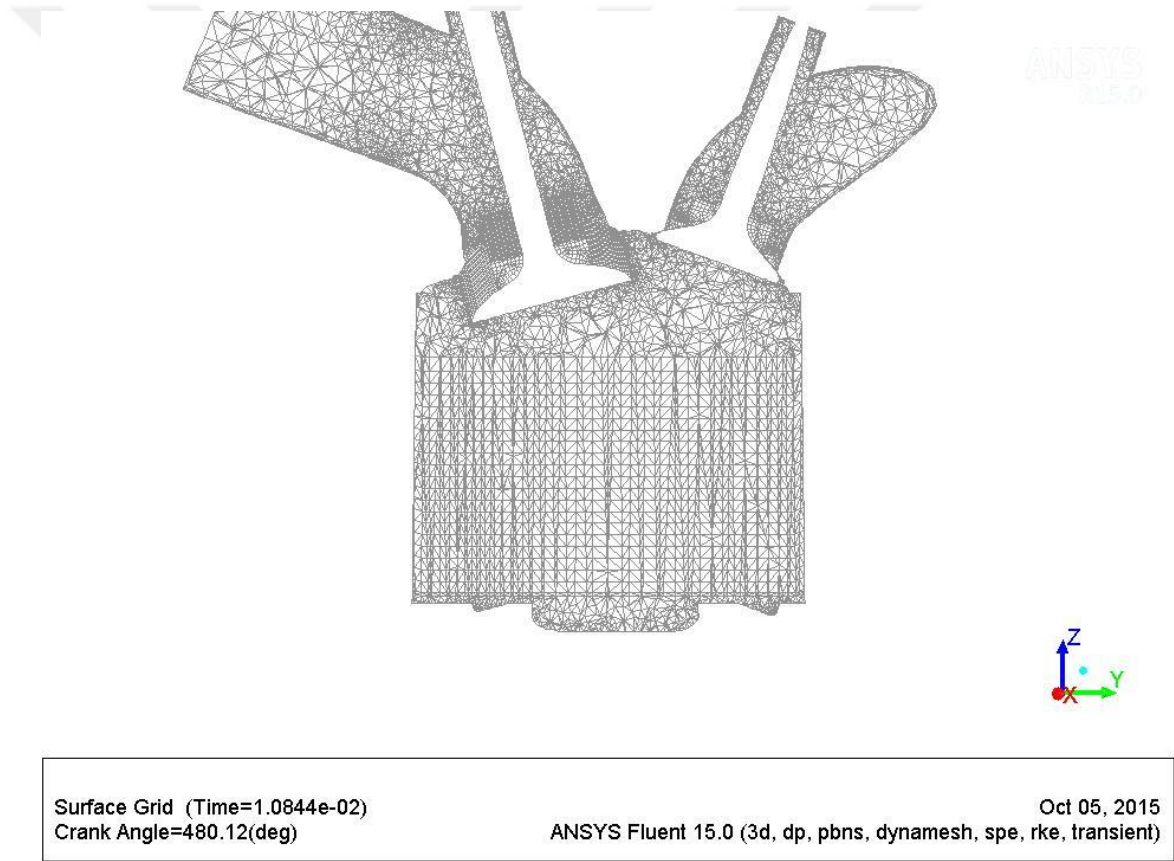
Şekil 3.25. Sınır şartlarının tanımlandığı pencere

Boundary Conditions kısmında sınır şartları girilmiştir. Sınır şartlarının girildiği pencere Şekil 3.25'te gösterilmiştir. Emme ve egzoz havasının şartları buradan tanımlanmıştır. Ayrıca cidar sıcaklıkları gibi sıcaklık değerleri buradan tanımlanmaktadır.

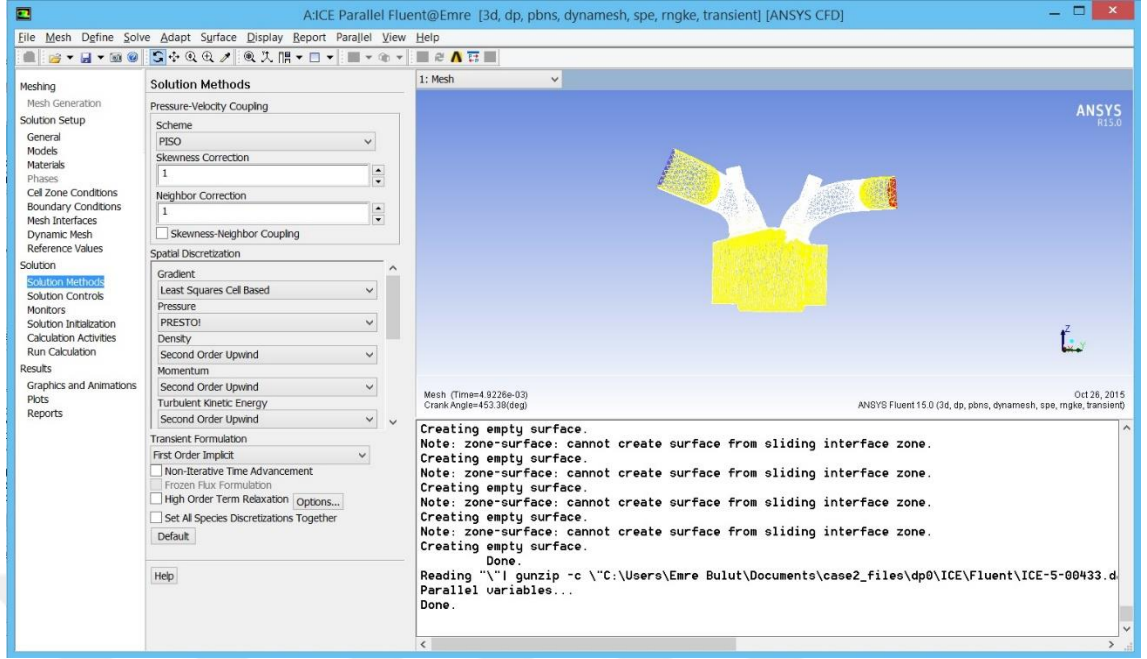


Şekil 3.26. Dinamik ağ yapısı özelliklerinin belirlendiği pencere

Dynamic Mesh kısmında ise piston ve supaplara hareket verilmiştir. Dinamik ağ yapısının oluşturulduğu pencere Şekil 3.26'da gösterilmiştir. Supap bölgesinde dar bir geçit oluştuğundan daha hassas çözüm için supap bölgesinde 0.1 mm boyutunda, piston hareketinde ise 1 mm boyutunda elemanlar oluşturacak şekilde dinamik ağ modellenmiştir. Silindir içi akış analizlerinde kullandığımız dinamik ağ eleman boyutları daha önce bu alanda yapılan çalışmalar (Vanzieleghem 2004, Yang 2010, Huang 2014, Jiao 2014,) doğrultusunda belirlenmiştir. Dynamic Mesh kısmında events sekmesinden ise supap açılma ve kapanma zamanları civarlarında çözüm zaman adamlarının düşürülmesi ayarlanmıştır. Şekil 3.27'de emme zamanı sırasında dinamik ağ ile oluşturulmuş ağ yapısından alınan kesit gösterilmektedir.

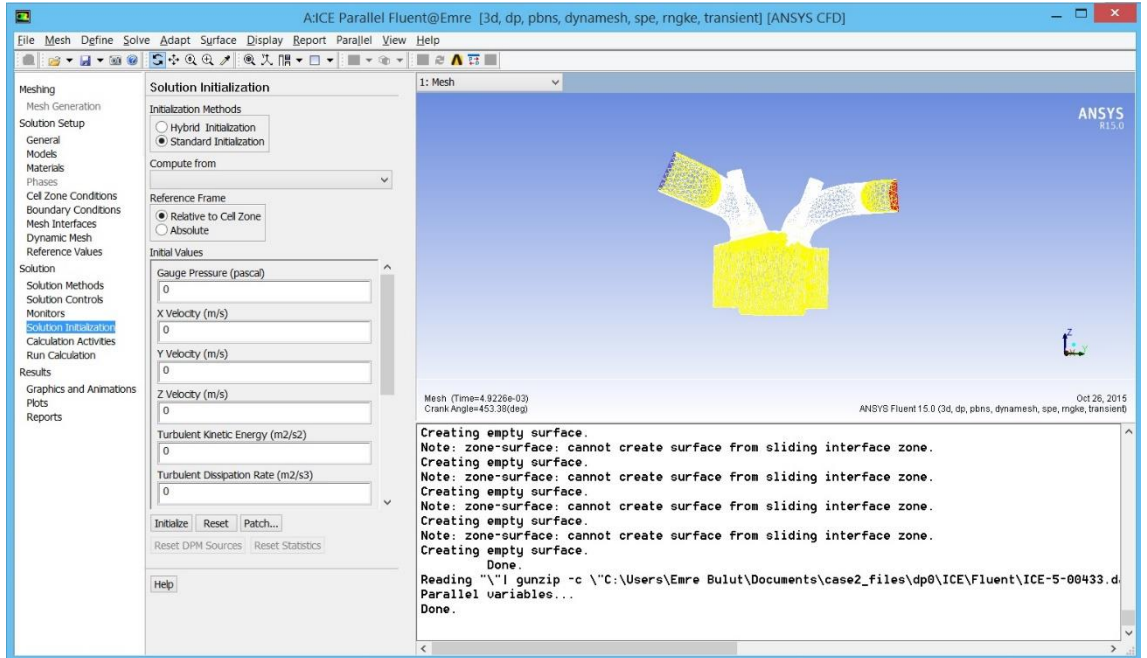


Şekil 3.27. Emme zamanında dinamik ağ yapısı ile oluşturulmuş ağ yapısı



Şekil 3.28. Çözücü algoritmalarının seçildiği pencere

Solution Methods kısmında çözücü ile ilgili ayarlamalar yapılmıştır. Daha sonra da bahsedeceğimiz çözücü algoritmaları ve denklemlerin yakınsama kriterleri buradan seçilmiştir. Çözücü algoritmalarının seçildiği pencere Şekil 3.28’de gösterilmiştir.



Şekil 3.29. Analize başlamadan önceki ortam şartlarının tanımlandığı pencere

Solution Initialization kısmında analize başlamadan daha rahat yakınsama için ilk çözüm sağlanmaktadır. Şekil 3.29'da analize başlamadan önceki ortam şartlarının tanımlandığı pencere gösterilmektedir. Genelde bu kısımda ortam emme havası şartlarına göre ayarlanır. Ancak bizim yaptığımız çalışmada egzoz ve silindir içinde kalan gaz şartları da tanımlanmıştır. Bunun için Patch seçeneğinden egzoz gazlarının basıncı, sıcaklığı ve kütleli gaz oranları başlangıç için yamalanmıştır. Daha sonra Run Calculation kısmından çözüme başlanmıştır.

3.6.4. Sınır şartları

Çalışmamızda silindir içine direkt püskürtmeli benzin motorunun silindir içi akış ve karışım oluşumu modellemesi yapılmıştır. Püskürtme yönlendirmeli tipte kademeli dolgu metodunda çalışmada püskürtme sıkıştırma zamanının sonlarına doğru yapılmaktadır. Yaptığımız analizler emme zamanının başlangıcından sıkıştırma zamanının sonlarına kadar geçen süreyi kapsamaktadır. Yaptığımız çalışmada emme havası şartları, silindir içi hava hareketleri ve püskürtme değişkenleri gibi şartların karışım oluşumun etkisi incelenmiştir. Modeli çözebilmek için gereken sınır şartları Fluent programına girilmiş ve çözdürülmüştür. Basınca ve zamana bağlı çözüm yöntemi uygulanmıştır.

Analizler daha önceki birçok çalışmada olduğu gibi emme supabı açılmasından 5 KMA⁰ önce başlamıştır. Silindir içindeki havanın başlangıç şartları ve duvar sınır şartları elimizde deneysel veri olmadığından dolayı literatürdeki değerlere yakın olarak belirlenmiştir. Kullanılan motorun ölçüleri ve kabul ettiğimiz sınır şartları tablo da verilmiştir.

Modelini çizdiğimiz ticari motorda iki tür emme sistemi vardır. Aynı kam mili üzerinde iki farklı kam lobu bulunmaktadır. Bir tanesi Miller çevriminde erken supap kapanması için kullanılan, küçük supap kalkma miktarlı kam profilidir. Diğeri ise Otto çevrim için kullanılan büyük supap kalkma miktarlı kam profilidir. Biz çalışmamızda büyük supap kalkma miktarlı kam profilini kullandık.

Literatürdeki birçok çalışma gibi RANS denklemlerine dayalı k-ε RNG türbülans modeli kullanılmıştır. Basınç temelli çözüm için PISO algoritması kullanılmıştır. Hassas bir çözüm için zaman adımları 0.25 KMA⁰ olarak belirlenmiştir. Supap açılış ve kapanış

zamanlarında zaman adımı 0.125 KMA^o'na düşmektedir. Püskürtme başlangıcından analiz sonuna kadar da 0.125 KMA^o zaman adımı kullanılmıştır. Her bir zaman adımında Fluent'in hareketli ağ yapısı modülü ile yeni ağlar örülmekte veya silinmektedir. Çizelge 3.2'de motora verilen sınır şartları gösterilmektedir.

Çizelge 3.2. Motor sınır şartları

Silindir Çapı (mm)	83
Strok (mm)	73.7
Sıkıştırma Oranı	10.3
Strok Hacmi (cm ³)	1592
Kompresyon Hacmi (cm ³)	171.2
Emme Supabı Açılış/Kapanış (KMA)	355/566
Egzoz Supabı Açılış/Kapanış (KMA)	156/366
Emme Havası Basıncı (kPa)	101.325, 126.325, 151.325
Emme Havası Sıcaklığı (K)	320
Piston Yüzeyi Sıcaklığı (K)	450
Silindir Kapağı Sıcaklığı (K)	400
Silindir Cidar Sıcaklığı (K)	400
Emme Portu Sıcaklığı (K)	350
Egzoz Portu Sıcaklığı (K)	400
Başlangıçta Silindir İçindeki Gaz Sıcaklığı (K)	450

Silindir içine püskürtme yapılırken bütün deneylerde aynı püskürtme zamanı, püskürtme basıncı ve iğne kalkma miktarı kullanılmıştır. Değişen parametrelerin etkisini görebilmek için bu yol tercih edilmiştir. Püskürtmeler sıkıştırma zamanının sonuna doğru ÜÖN'dan 50 KMA^o, 40 KMA^o ve 30 KMA^o önce olacak şekilde 3 defa yapılmıştır. İlk püskürtmede gönderilecek yakıtın %50'si diğer püskürtmelerde de yakıtın %25'i silindir içine gönderilmiştir. YFK dağılımları ise ÜÖN'dan 20 KMA^o önce gözlemlenmiştir.

4.BULGULAR

Bu kısımda püskürtme odasına püskürtme analizleri ve silindir içi akış analizlerinin sonuçları incelenecektir.

4.1 Püskürtme ve ortam parametrelerinin yakıt demeti karakteristiklerine etkisi

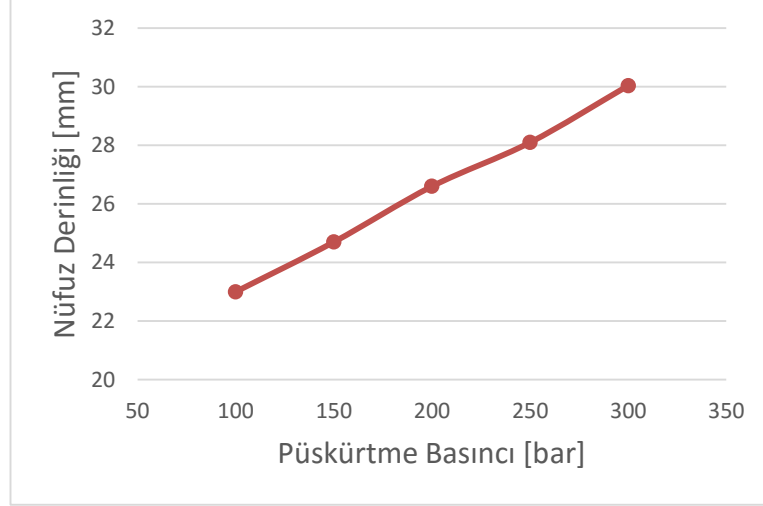
Bu kısımda iğne kalkma miktarı, yakıt püskürtme basıncı, ortam basıncı ve ortam sıcaklığı değişkenlerinin yakıt demeti karakteristiklerine olan etkileri anlatılmaktadır. Bu etkileri gözlemleyebilmek için 54 farklı test yapılmıştır. Bu testlerin ortam şartları EK2’de verilmiştir. Bu testlerin sonucunda veriler seçilip grafiksel olarak gösterilmiştir.

4.1.1 Püskürtme basıncının nüfuz derinliğine etkisi

Çizelge 4.1’de değişken püskürtme basıncının etkilerini görebilmemiz için seçilen test koşulları verilmiştir. Şekil 4.1’de görüldüğü üzere püskürtme basıncı arttıkça nüfuz derinliğinin arttığı gözlenmektedir. Artan püskürtme basıncı ile kütleli debi ve yakıt demetinin ortama giriş hızı yükselmektedir ve nüfuz derinliği artmaktadır. Daha önce yapılan deneysel çalışmalarda da artış olduğu gözlemlenmiştir (Befru 2002, Wislocki 2010, Cordes 2012, Pielecha 2014). Yapılan bu çalışmada da sonuçlar bu yöndedir.

Çizelge 4.1. Değişken püskürtme basıncı test koşulları

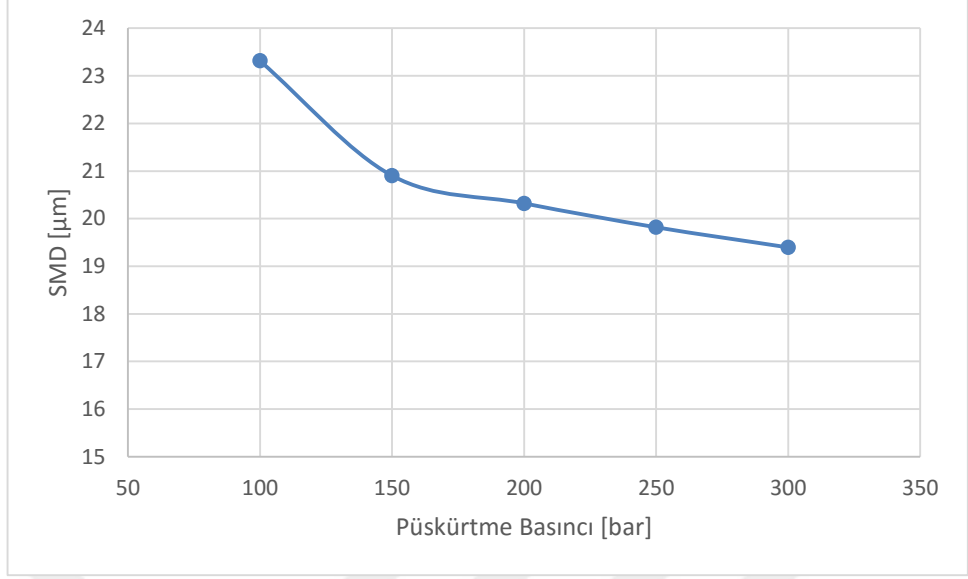
Püskürtme Basıncı [bar]	100, 150, 200, 250, 300
İğne Kalkma Miktarı [μm]	25
Ortam Basıncı [bar]	5
Ortam Sıcaklığı [K]	293.15
Tetikleme Süresi [ms]	1
Veri Alma Zamanı [ms]	1



Şekil 4.1. Püskürtme basıncının nüfuz derinliği ile olan ilişkisi

4.1.2. Püskürtme basıncının SMD üzerine olan etkisi

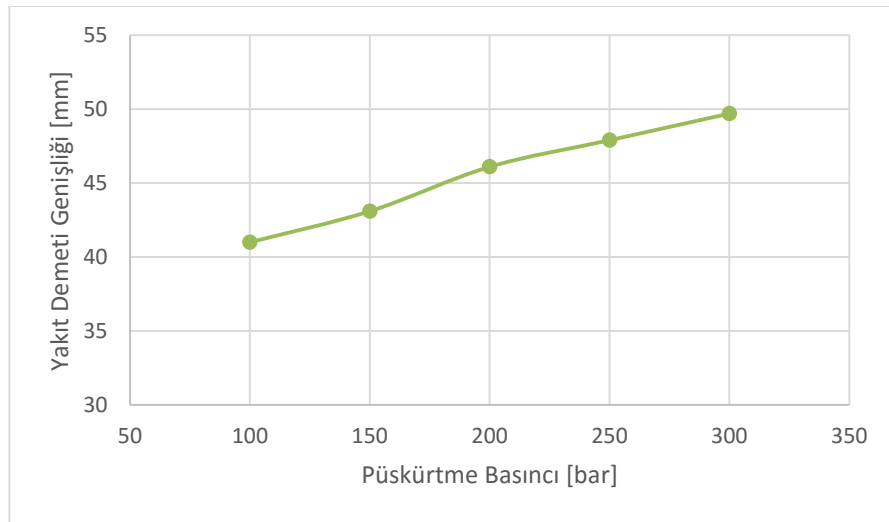
Püskürtme basıncı arttıkça atomizasyonun daha iyi olduğu bilinmektedir (Dong 2013). Bunun sebebi ise yüksek püskürtme basınçları ile birlikte yüksek püskürtme hızları oluşacaktır. Artan püskürtme hızı ise ortam gazları ile damlacıklar arasında daha yüksek izafi hız ve daha yüksek Weber sayısı sağlayacaktır (Su 1995). Yakıt demeti yönlendirmeli bir direkt püskürtmeli benzin motorunda kademeli dolgu metoduyla çalışabilmek için enjektörden beklenen karakteristiklerden bahsedilmiştir. Yüksek püskürtme basınçlarıyla daha küçük çapta damlacıklar sağlanmaktadır (Wislocki 2010, Schmid 2010). Şekil 4.2’de görüldüğü üzere bu çalışmadaki analizlerden elde edilen sonuçlar da bu doğrultudadır. Daha küçük çapta damlacıklar daha hızlı buharlaşma sağlamaktadır. Testin yapıldığı ortam şartları Çizelge 4.1.’deki ile aynıdır.



Şekil 4.2. Püskürtme basıncının SMD üzerine etkisi

4.1.3. Püskürtme basıncının yakıt demeti genişliğine etkisi

Artan püskürtme basınçları ile yakıt demetinin genişliğinin arttığı bilinmektedir (Wislocki 2010). Bunun sebebi de artan püskürtme basıncıyla birlikte enjektörden ilk çıkış hızının ve kütleli debinin artmasıdır. İğne kalkma miktarının artması da kütleli debiyi arttıracığından yakıt demeti genişliğinin artmaktadır. Şekil 4.3’de görüldüğü üzere bu çalışmada yapılan analizlerdeki sonuçlarda bu doğrultudadır. Testin yapıldığı ortam şartları Çizelge 4.1.’deki ile aynıdır.



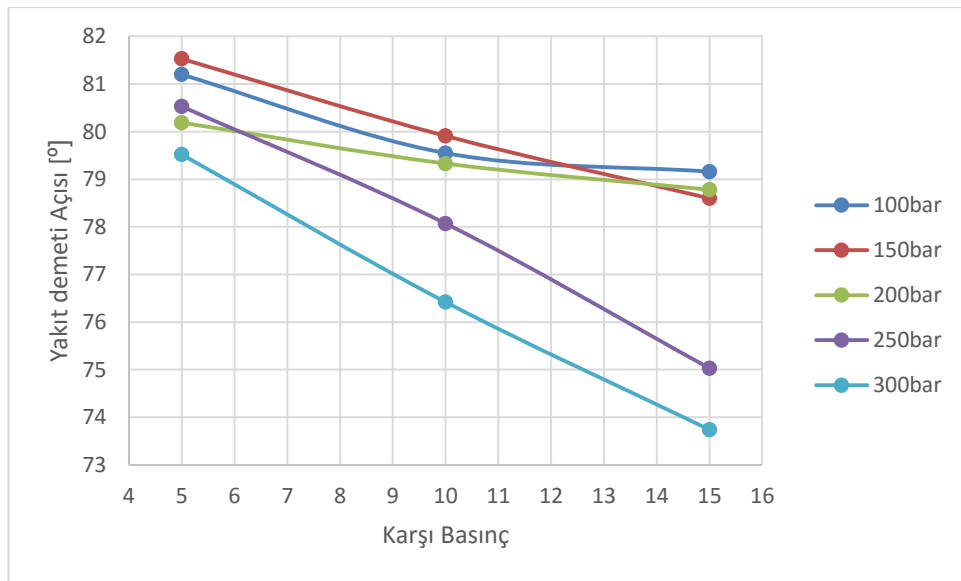
Şekil 4.3. Püskürtme basıncının yakıt demeti genişliğine etkisi

4.1.4. Ortam basıncının ve püskürtme basıncının yakıt demeti açısına etkisi

Dışa doğru açılan piezo tetiklemeli enjektörlerin sağladığı yakıt demeti açısı diğer içi boş koni tip yakıt demeti üreten enjektörlere göre karşı basınca karşı daha az duyarlıdır (Yan 2007). Bazı bilim adamları yaptıkları çalışmalarda yakıt demeti koni açısının artan basınca bağlı olarak $+2^\circ$, -2° değiştiğini gözlemlemişlerdir ve bunu değişim yok olarak kabul etmişlerdir (Nouri 2007). Yapılan diğer çalışmalarda artan karşı basınçla yakıt demeti açısının bir miktar düştüğü tespit edilmiştir (Nouri 2007, Marchi 2010). Çizelge 4.2’de değişken ortam ve püskürtme basınçlarının etkisini incelemek için yapılan test koşulları verilmiştir. Şekil 4.4’te görüldüğü üzere yapılan bu çalışmada da artan karşı basınçla birlikte yakıt demeti açısının bir miktar düştüğü görülmektedir.

Çizelge 4.2. Değişken ortam ve püskürtme basıncı test koşulları

Püskürtme Basıncı [bar]	100, 150, 200, 250, 300
İğne Kalkma Miktarı [μm]	25
Ortam Basıncı [bar]	5, 10, 15
Ortam Sıcaklığı [K]	293.15, 423.15, 483.15
Tetikleme Süresi [ms]	1
Veri Alma Zamanı [ms]	0.7

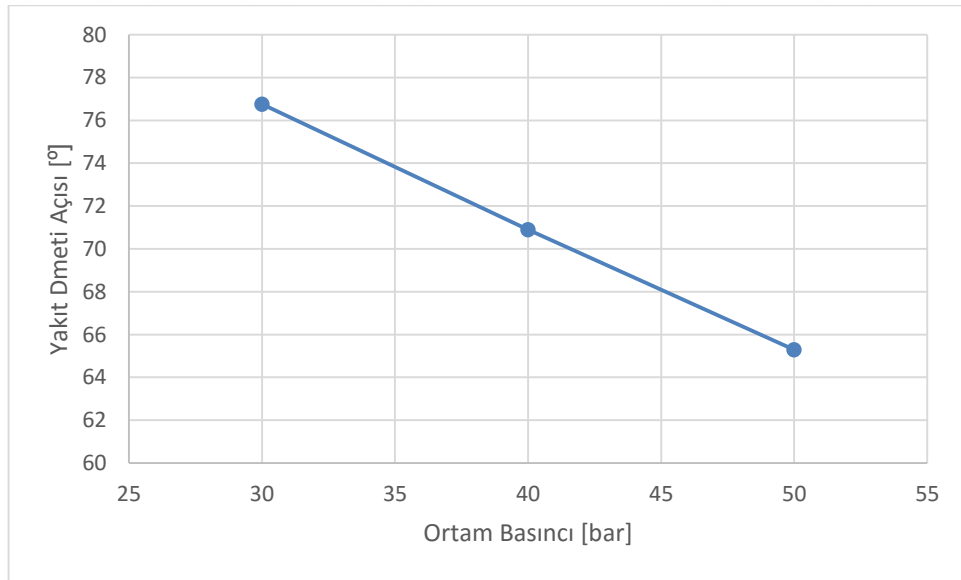


Şekil 4.4. Ortam basıncının ve püskürtme basıncının yakıt demeti açısına etkisi

Yapılan birçok analizde yakıt demeti açıları çok fazla değişim göstermemiştir. Daha yüksek basınç mertebelerinde de bu davranışın nasıl değişeceğini görmek amacıyla ek analizler yapılmıştır. Bu analizler diğerlerinden farklı olarak tam iğne açıklığında ve sabit sıcaklık şartlarında yapılmıştır. Bunun sebebi daha doğru sonuç alabilmek içindir. Çünkü benzinli motorlarda 30, 40, 50 bar gibi yüksek ortamlara püskürtme yapılmamaktadır. Karşı basınç arttıkça debi ve püskürtme hızı düşmektedir. Yapılan analizin sınır şartları aşağıdaki Çizelge 4.3.'deki gibidir. Şekil 4.5'te görüleceği üzere çok yüksek ortam basınçlarına püskürtmede yakıt demeti açısındaki düşüş daha belirgin olmaktadır.

Çizelge 4.3. Değişken ortam basıncı test koşulları

Püskürtme Basıncı [bar]	200
İğne Kalkma Miktarı [μm]	30
Ortam Basıncı [bar]	30, 40, 50
Ortam Sıcaklığı [K]	423.15
Tetikleme Süresi [ms]	1
Veri Alma Zamanı [ms]	0.7



Şekil 4.5. Ortam basıncının yakıt demeti açısına etkisi

4.1.5. Ortam sıcaklığının nüfuz derinliğine etkisi

Çizelge 4.4’te değişken ortam sıcaklığının etkilerini incelemek için yapılan test koşulları verilmiştir. Artan ortam sıcaklığı hava yoğunluğunu ve direncini düşürür. Bu sebeple artan ortam sıcaklığında nüfuz derinliği bir miktar artmaktadır (Hemdal 2009). Yükselen sıcaklıkla buharlaşma artmaktadır. Yapılan deneysel çalışmada yakıt demetinin uç kısımlarında seyrelme olmakta ve nüfuz derinliğinin arttığı görülmüştür (Wislocki 2010). Şekil 4.6’da görüldüğü üzere yapılan bu çalışmada da nüfuz derinliğinin bir miktar arttığı tespit edilmiştir. Sıcaklığın etkisinin sıvı ve buhar fazına etkileri EK4’te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Değişken ortam sıcaklığı test koşulları

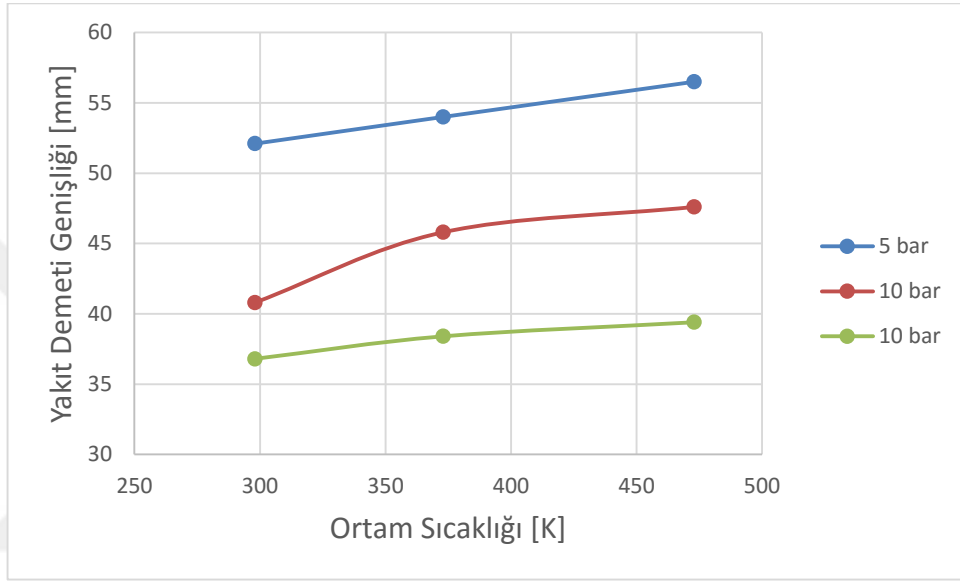
Püskürtme Basıncı [bar]	200
İğne Kalkma Miktarı [μm]	30
Ortam Basıncı [bar]	5, 10, 15
Ortam Sıcaklığı [K]	293, 373, 473
Tetikleme Süresi [ms]	1.5
Veri Alma Zamanı [ms]	1.5



Şekil 4.6. Ortam sıcaklığının nüfuz derinliğine etkisi

4.1.6. Ortam sıcaklığının yakıt demeti genişliğine etkisi

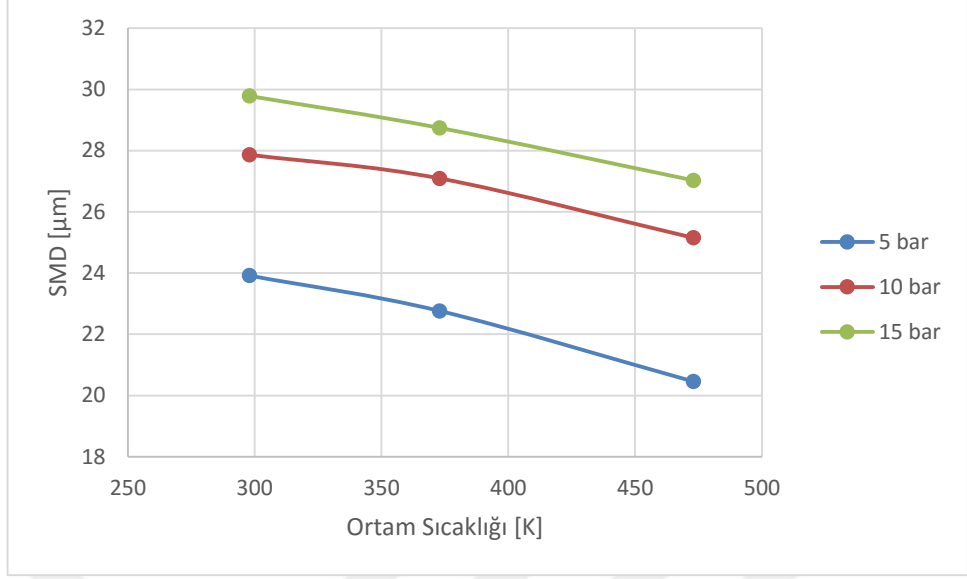
Artan ortam basıncıyla ortam havasının yoğunluğu düşmektedir. Yüksek sıcaklıklarda damlacıklar dış bölgelere doğru daha rahat dağılmaktadır. Düşük ortam havası yoğunluğundan dolayı daha az momentum enerjisi kaybı olması buna sebep olmaktadır. (Shim 2008). Şekil 4.7’de görüldüğü üzere yapılan bu çalışmadaki analiz sonuçları da bunu desteklemektedir. Test koşulları Çizelge 4.4.’teki gibidir.



Şekil 4.7. Ortam sıcaklığının yakıt demeti genişliğine etkisi

4.1.7. Ortam sıcaklığının SMD üzerine etkisi

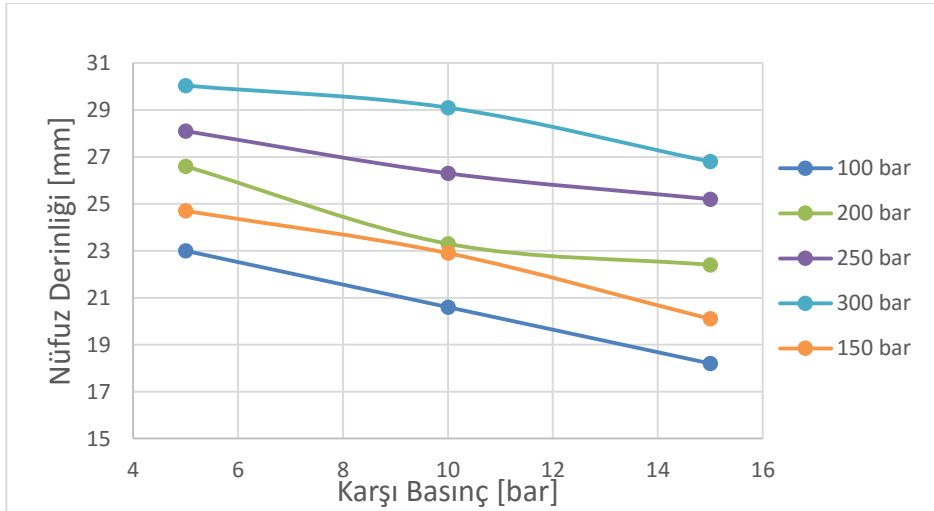
Artan ortam sıcaklığıyla damlacıklar ve ortam havası arasındaki ısı ve kütle transferi buharlaşmanın artması sebebiyle yüksek sıcaklıklarda SMD azalmaktadır (Shim 2008). Bilim adamları çalışmalarında içi boş koni tip yakıt demetlerinde artan ortam sıcaklıklarında Sauter ortalama çapının düştüğünü belirlemişlerdir. Şekil 4.8’de görüldüğü üzere yapılan bu çalışmada da sonuçlar bu yönde çıkmaktadır. Test koşulları Çizelge 4.4.’teki gibidir.



Şekil 4.8. Ortam sıcaklığının SMD'ye olan etkisi

4.1.8. Ortam basıncının nüfuz derinliğine etkisi

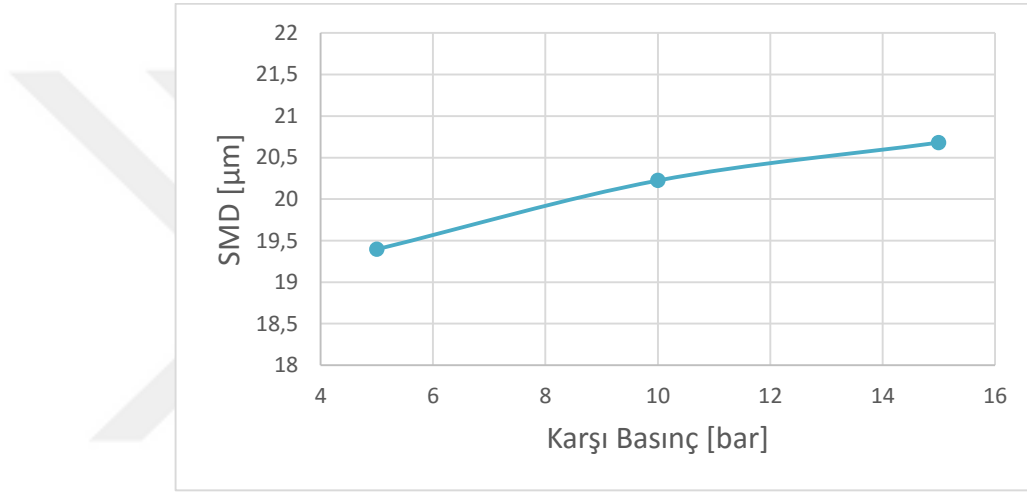
Nüfuz derinliği ile ortam basıncı birbirlerine yakın olarak bağlıdır. Artan ortam basıncı ile yakıt demeti daha yüksek sürüklenme kuvvetine (drag) maruz kalmaktadır. Bunun sonucu olarak nüfuz derinliği azalmaktadır. Ortam basıncı arttıkça nüfuz derinliğinin azaldığı deneysel çalışmalarda tespit edilmiştir (Matsumoto 2012). Şekil 4.9'da görüldüğü üzere yapılan analiz sonuçlarında artan ortam basınçlarına püskürtme durumunda nüfuz derinliğinde azalma elde edilmiştir. Test koşulları Çizelge 4.2.'deki gibidir.



Şekil 4.9. Değişken ortam basıncının nüfuz derinliğine etkisi

4.1.9. Ortam basıncının SMD üzerine etkisi

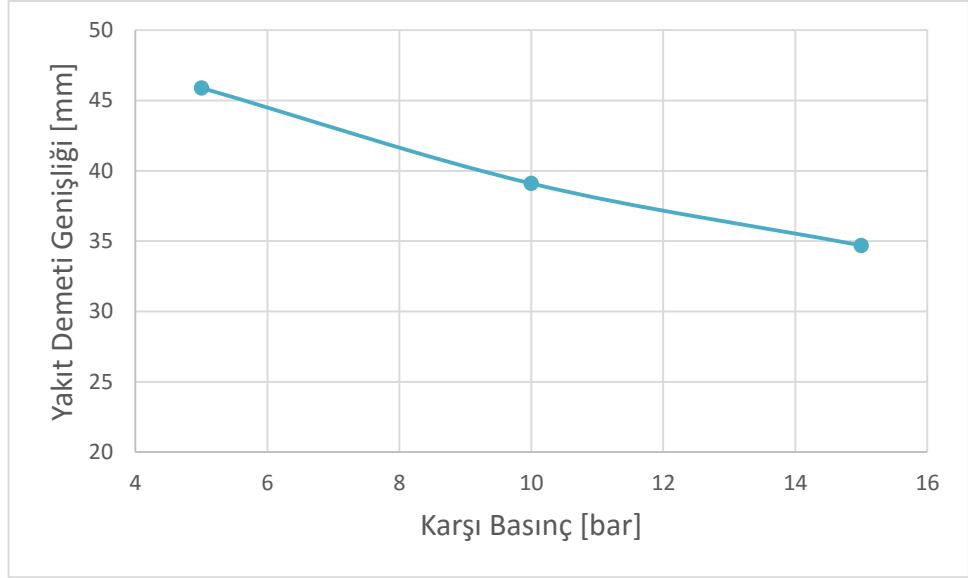
Ortam basıncı arttıkça SMD nin arttığı deneysel çalışmalarla belirlenmiştir. Çünkü artan ortam basıncı maksimum damlacık hızını ve damlacıkların dağılımını sınırlamaktadır. Bunun sonucu olarak damlacık çarpışması ve birleşmesi olayları artmaktadır. Bunun sonucu olarak SMD artmaktadır (Dong 2013). Şekil 4.10'da görüldüğü üzere yapılan bu çalışmada artış deneysel çalışmadaki kadar fazla çıkmamıştır. Çünkü deneysel çalışmayı yapan bilim adamları küresel olmayan damlacıkların ölçümlere katılmadığını söylemektedir. Test koşulları Çizelge 4.2.'deki ile aynıdır.



Şekil 4.10. Ortam basıncının SMD üzerine etkisi

4.1.10. Ortam basıncının yakıt demeti genişliğine etkisi

Artan ortam basıncı ile yakıt demeti daha yüksek sürüklenme kuvvetine (drag) maruz kalmaktadır. Bunun sonucu olarak yakıt demeti genişliği de azalmaktadır. Ortam basıncı arttıkça yakıt demeti genişliğinin azaldığı deneysel çalışmalarda tespit edilmiştir (Wislocki 2010, Matsumoto 2012). Şekil 4.11'de görüldüğü üzere yapılan bu çalışmada da yakıt demeti genişliği yüksek ortam basınçlarında azalma göstermiştir. Test koşulları Çizelge 4.2.'teki ile aynıdır.



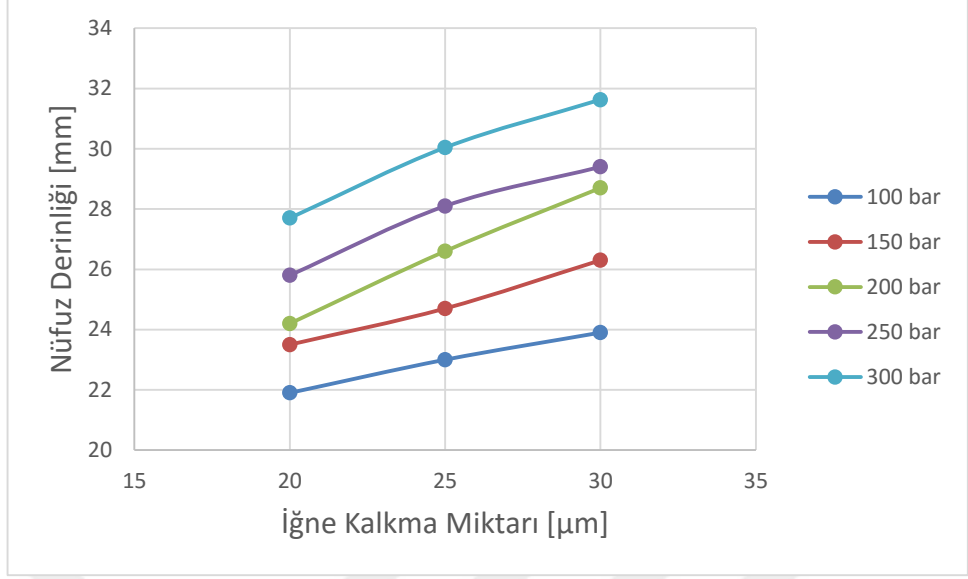
Şekil 4.11. Ortam basıncının yakıt demeti genişliğine etkisi

4.1.11. İğne kalkma miktarının nüfuz derinliğine etkisi

İğne kalkma miktarı arttıkça nüfuz derinliğinin arttığı gözlenmektedir. Artan iğne kalkma miktarının ilk giriş hızına etkisi olmadığı belirlenmiştir (Schmid 2012). Ancak artan iğne kalkma miktarı ile kütleli debi artmaktadır. Kütleli debinin artması ile nüfuz derinliği de artmaktadır. Daha önce yapılan deneysel çalışmalarda da (Befrui 2002, Wislocki 2010, Cordes 2012, Pielecha 2014) artış olduğu gözlemlenmiştir. Değişken iğne kalkma miktarının etkisini incelemek için yapılan test koşulları Çizelge 4.5'te verilmiştir. Şekil 4.12'de görüldüğü üzere yapılan bu çalışmadaki bulgularda bu yöndedir.

Çizelge 4.5. Değişken iğne kalkma miktarı test koşulları

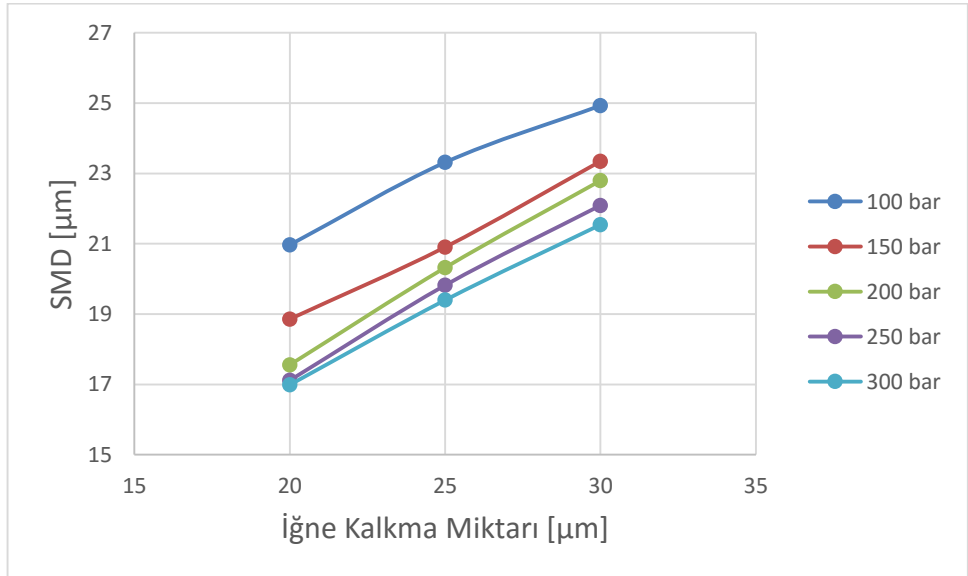
Püskürtme Basıncı [bar]	100, 150, 200, 250, 300
İğne Kalkma Miktarı [μm]	20, 25, 30
Ortam Basıncı [bar]	5
Ortam Sıcaklığı [K]	293.15, 423.15, 483.15
Tetikleme Süresi [ms]	1
Veri Alma Zamanı [ms]	1



Şekil 4.12. İğne kalkma miktarının nüfuz derinliğine etkisi

4.1.12. İğne kalkma miktarının SMD üzerine etkisi

Dışa doğru açılan enjektörlerin yapısından dolayı düşük iğne kalkma miktarlarında daha düşük çapta damlacıklar oluşacaktır. Yapılan deneysel çalışmalar bu yönde sonuçlar vermiştir (Dong 2013). Şekil 4.13'te görüldüğü üzere yapılan bu çalışmada da elde edilen sonuçlar bu doğrultudadır. Test koşulları Çizelge 4.5'teki ile aynıdır.



Şekil 4.13. İğne kalkma miktarının SMD üzerine etkisi

4.2. Silindir içi akış ve püskürtme analizi sonuçları

Yapılan çalışmada ilk önce püskürtme odasına değişik ortam ve püskürtme koşullarında çözümler yapılmıştır. Silindir içi akış analizinde kullanılmak üzere püskürtme stratejisi bu çözümler doğrultusunda belirlenmiştir. Literatürde de rastlanıldığı üzere püskürtme yönlendirmeli GDI motorlarda sıkıştırma zamanının sonlarına doğru birden fazla püskürtme yapılarak kademelendirme sağlanmaktadır. Kademeli dolgu modunda çalışmanın da sınırları vardır. Belirli bir devir ve ortalama efektif basınç değerlerine kadar kademeli dolgu modunun avantajlarından yararlanılabilmektedir. Bu limitlerden sonra homojen kademeli dolgu modunda çalışmaya geçilmektedir. Bu sınır genellikle devir için 3500 ve ortalama efektif basınç için 4 bardır (Breitbach 2013).

Yapılan çalışmada üç farklı devir için silindir içi akış denklemleri çözdürülmüştür. Sınır şartları ise literatürden de yararlanılarak belirlenmiş ve sınır şartları kısmında verilmiştir. Püskürtme zamanları ve püskürtme şartları literatürden ve daha önce püskürtme odasına yapılan çözümler doğrultusunda belirlenmiştir.

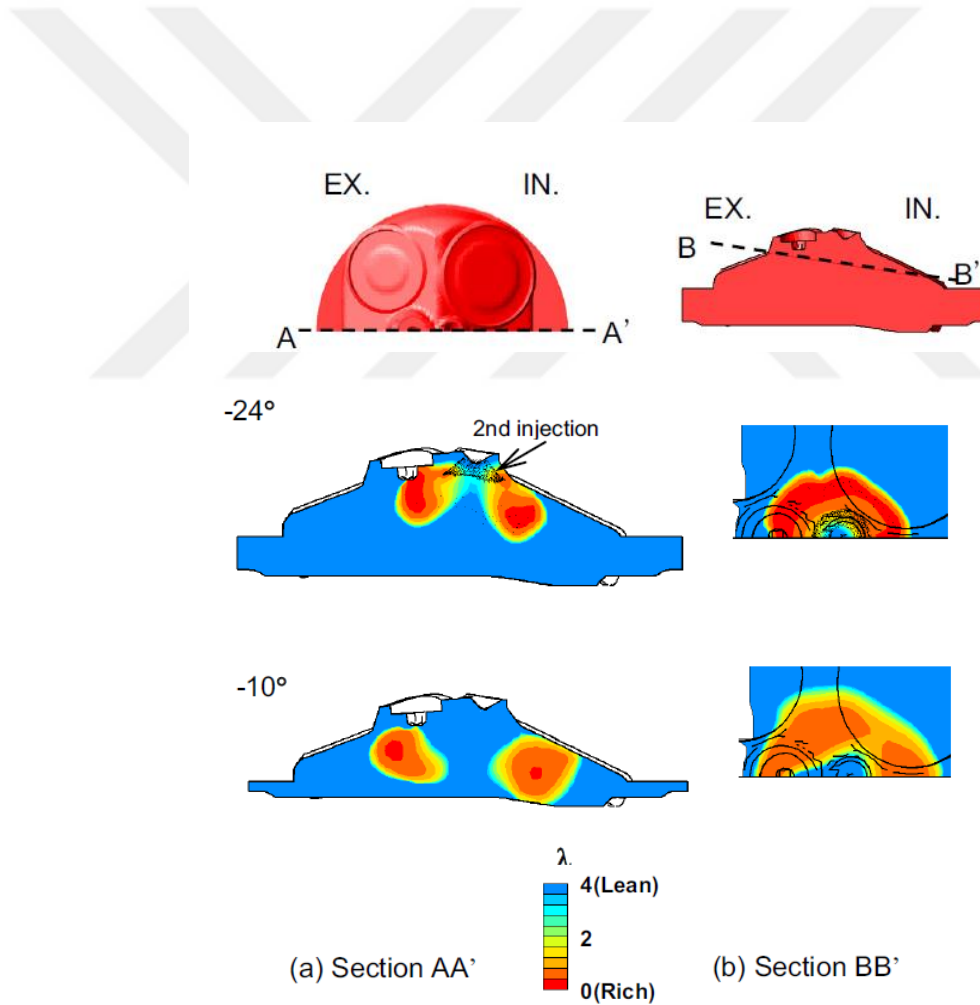
4.2.1. Hız vektörleri yakıt fazlalık katsayısı dağılımları

Ateşleme anında buji etrafında tutuşabilir karışım sağlanması gerekmektedir. Daha öncede bahsedildiği üzere püskürtme yönlendirmeli GDI motorlarda kademelendirmeyi sağlayabilmek için bir hava veya cidar yönlendirmesine ihtiyaç yoktur. Bu sayede püskürtme yönlendirme ile diğer yöntemlere göre kademeli dolgu metodunun avantajlarından daha fazla yararlanılabilmektedir. Ancak yüksek devirlere çıkıldığında diğer yöntemlerde olduğu gibi silindir içi türbülans artmakta ve aynı zamanda karışım oluşumu için tanınan süre azalmaktadır.

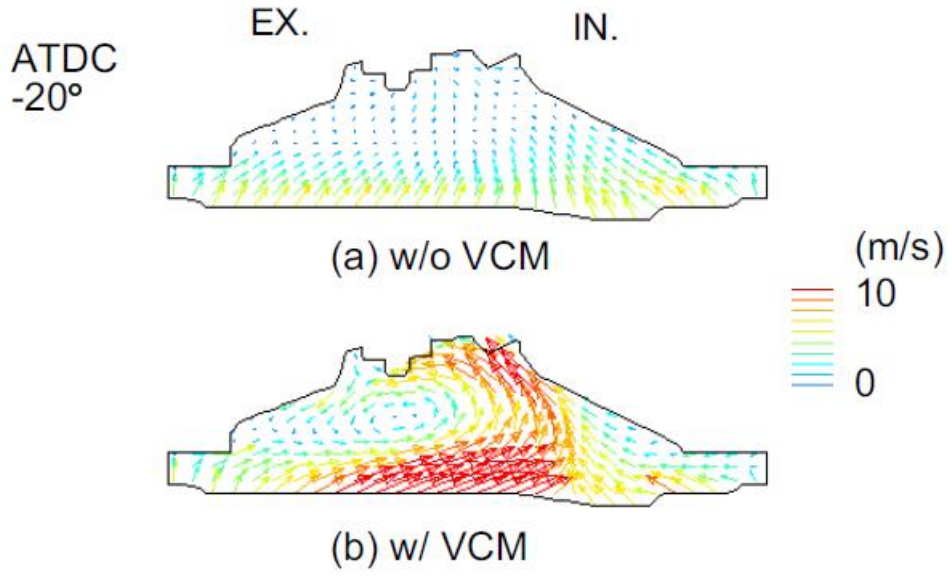
Yapılan bu çalışmada 3000, 3500 ve 4000 devir/dakika'da çalışan motorun buji etrafında karışım oluşumları incelenmiştir. Amaç artan devir sayısının karışım oluşumuna etkilerini incelemek ve bu sonuçlar doğrultusunda kademeli dolgu modunda çalışma aralığını arttırabilmek için neler yapabileceğimizi gözlemlemektir. Alınan sonuçlar doğrultusunda yeni modeller kurulup sonuçları incelenmiştir.

Daha önce yapılan bir çalışmada püskürtme yönlendirmeli bir motorda kademeli dolgu modunun HAD ile simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada emme portuna eklenen bir eleman aracılığıyla emme havasına takla hareketi kazandırılmıştır. Bu işlemin sonucunda sıkıştırma sonuna doğru güçlü vorteks yapıları gözlemlenmiştir.

Şekil 4.14.'de görüldüğü üzere püskürtme yönlendirmeli bir motorda simetri ekseninden kesit alınarak hava fazlalık katsayısı konturlarına bakıldığında iki ayrı topak şeklinde karışım gözlemlenmektedir. Bu yapıda içeri kısımda daha zengin dış kısımlarda fakirleşen karışım bulunmaktadır. Karışım olmayan yerlerde ise hava bulunmaktadır. Şekilde sağ kısımda da belirtilen kesitteki HFK konturları gösterilmektedir. Beklenildiği gibi içi boş koni püskürtmeden oluşacak karışım gözlemlenmiştir.

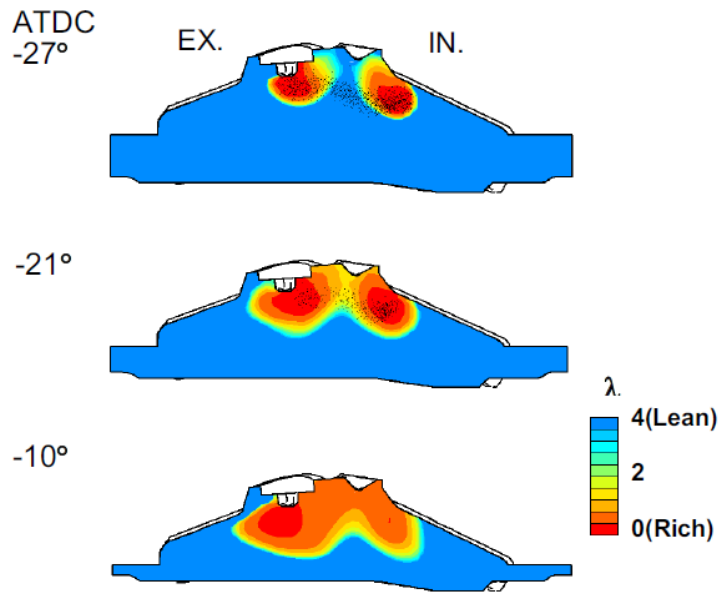


Şekil 4.14. Değişik kesitlerde HFK dağılımları (Kim 2008)



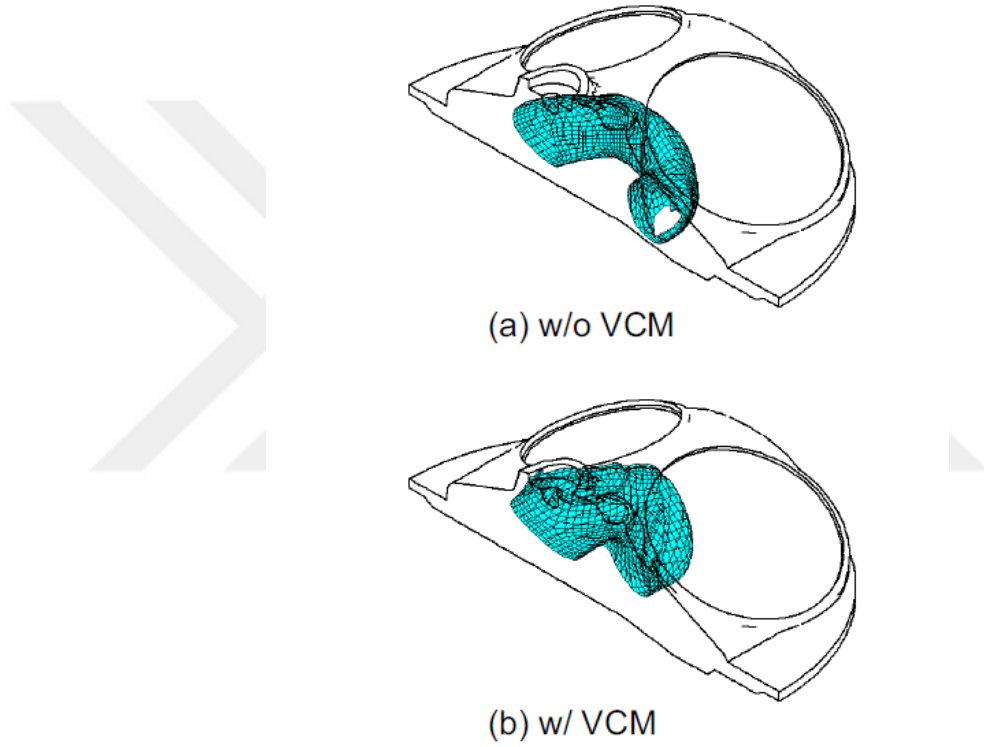
Şekil 4.15. Üstte normal emme portu, altta takla hareketi kazandıran emme portu (Kim 2008)

Ancak takla hareketi arttırılmış port kullanıldığında karışım oluşumunun kötü olarak etkilendiği gözlemlenmiştir. Şekil 4.15’de iki durum içinde hız vektörleri gösterilmektedir. Takla hareketi kazandırılmış emme portu kullanımında buji ve enjektör çevresinde güçlü vorteks yapıları oluşmaktadır.



Şekil 4.16. Arttırılmış takla hareketi portu kullanımında HFK dağılımı (Kim 2008)

Bu vorteks yapıları karışımın oluşumunu güçlü bir şekilde etkilemektedir. Yanma odasındaki karışımın kalitesini bozmaktadır. Normal emme portu kullanımına göre buji etrafında daha zengin karışım oluşmaktadır. Artan takla hareketi ile yakıt bulutları üst üste binmektedir. Şekil 4.16 ve 4.17’de görüldüğü üzere artan takla hareketi ile normale göre daha bozuk bir yapı oluşmaktadır. Oluşması gereken halkasal yapı düzgün bir şekilde oluşamamıştır (Kim 2008).



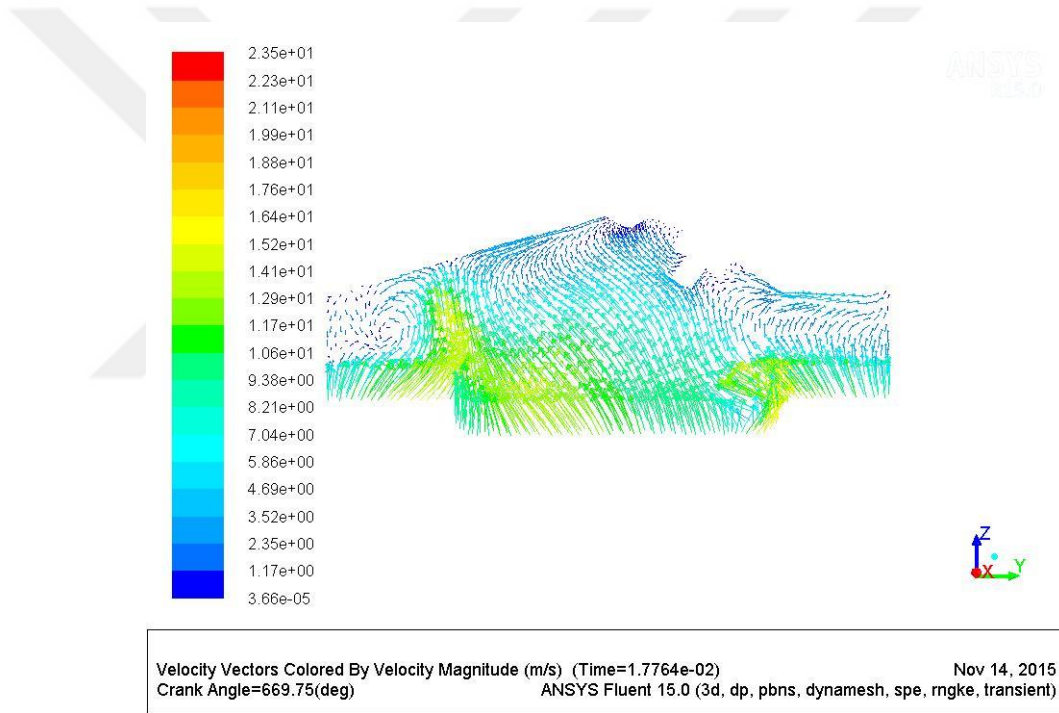
Şekil 4.17. Üstte normal emme portu, altta takla hareketi kazandıran emme portu ile oluşan karışım dağılımları (Kim 2008)

Sonuç olarak artan takla hareketi ile karışım oluşumunu kötü şekilde etkilemektedir. Birbiri üzerine binen yakıt bulutları yanma hızını düşürüp yanma stabilitesini bozabilmektedir. Bu sebeple, içi boş koni ile sağlanan püskürtme yönlendirmeli sistemde, yüksek seviyede kademelendirme için yüksek takla hareketli akış yerine sakin bir akış önerilmektedir.

4.2.1.1 3000 d/d atmosfer şartlarındaki analiz

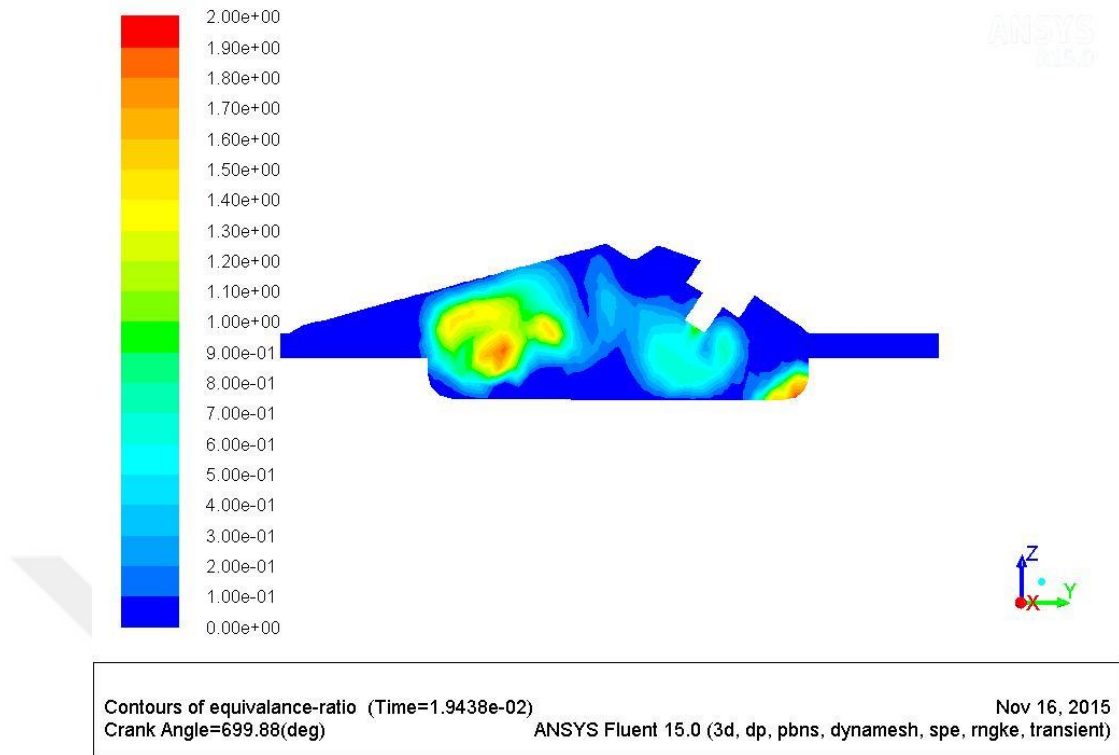
Yapılan ilk analizde motor 3000 d/d'da çalışmaktadır. Püskürtme başlamadan hemen önceki motorun simetri ekseninden alınmış hız vektörleri şekilde gösterilmektedir. ÜÖN'dan 20 KMA° önceki yakıt fazlalık katsayısı dağılımları şekil 4.19'da gösterilmektedir.

Bu devirde Şekil 4.18.'de de görüleceği üzere silindir içi hava hareketleri çok kuvvetli değildir. Kuvvetli takla hareketi oluşmamıştır. Kuvvetli takla bizim kullandığımız püskürtme yönlendirmeli sistemde istenmemektedir. Çünkü aşırı zengin bölgelerin oluşmasına sebep olabilmektedir.

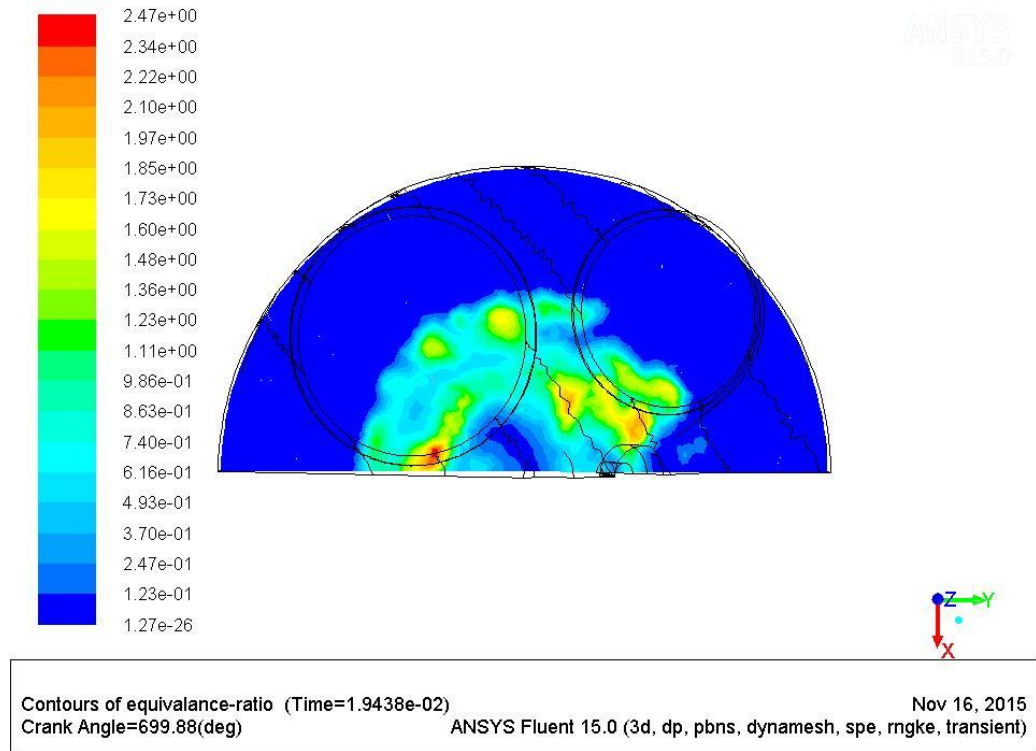


Şekil 4.18. 3000 d/d'da simetri ekseninde hız vektörleri

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de 3000 d/d'da yanma odasındaki yakıt fazlalık katsayısı dağılımı farklı kesitlerde gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere 3000 devir/dakika'da çalışmada buji etrafında tutuşabilir karışım ve yanma odasında düzgün kademelendirme bir şekilde sağlanmıştır. Oluşması gereken halkasal yapı düzgün bir şekilde oluşmuştur. Yapılan analizlerde devirin etkisini incelediğimiz için üç analizde de aynı püskürtme zamanları kullanılmıştır. Püskürtme zamanları değiştirilerek daha iyi kademelendirme sağlanabilir.



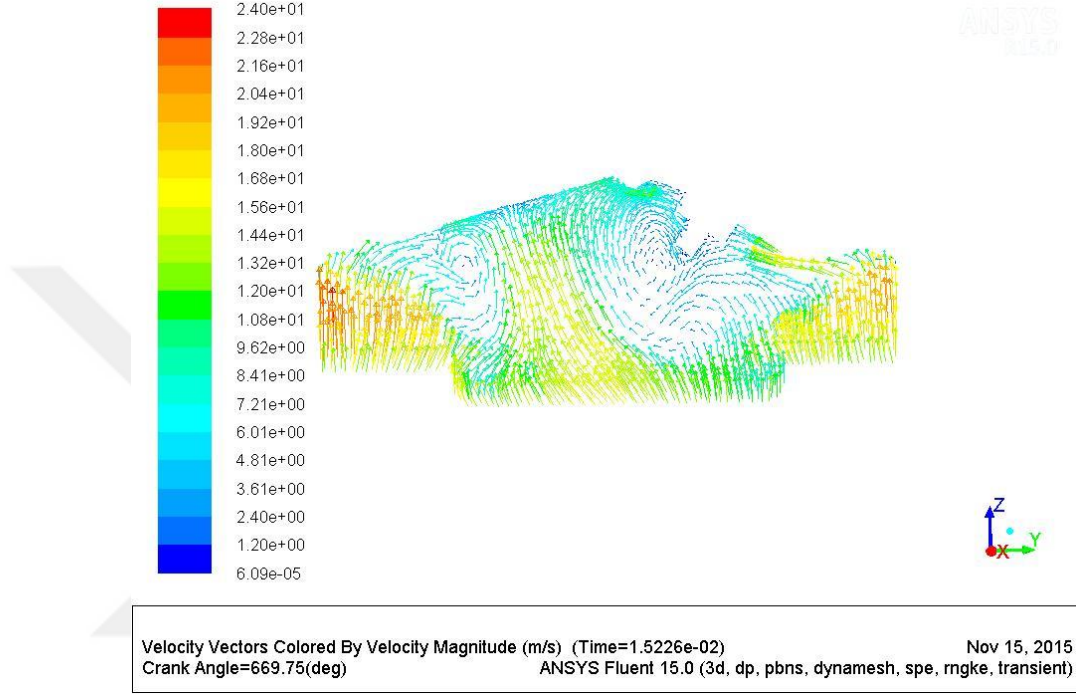
Şekil 4.19. 3000 d/d'da simetri ekseninde YFK dağılımı



Şekil 4.20. 3000 d/d'da üstten görünümde YFK dağılımı

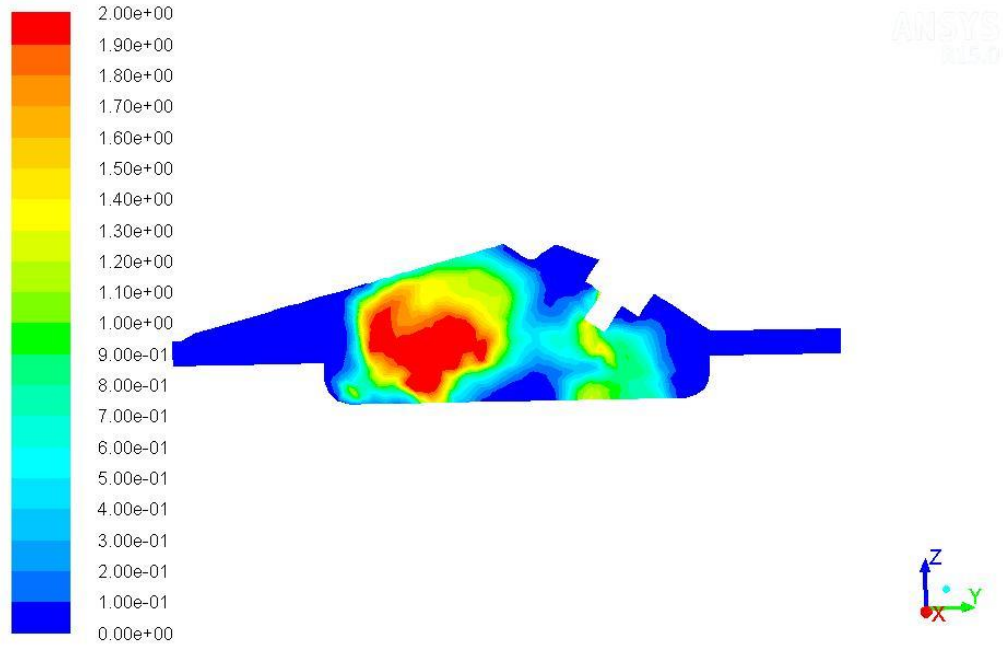
4.2.1.2 3500 d/d atmosfer şartlarındaki analiz

Şekil 4.21’de görüldüğü üzere 3500 d/d’da çalışmada ise şekilde de görüldüğü gibi hava hareketlerinin şiddeti artmaktadır. Buji ve enjektör çevresinde artan takla hareketi gözlemlenmiştir.



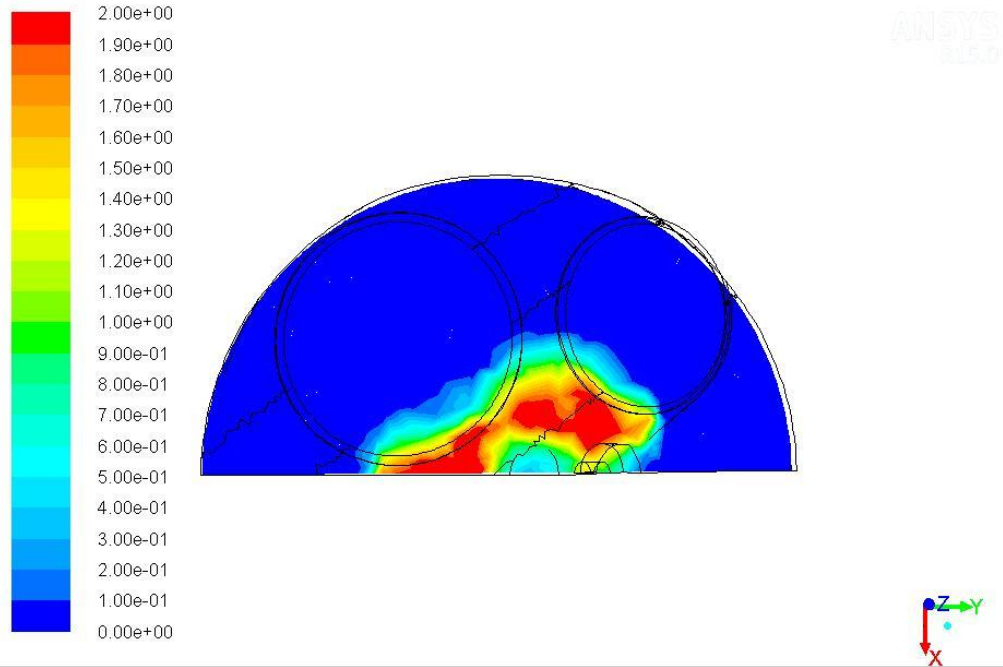
Şekil 4.21. 3500 d/d’da simetri eksenindeki hız vektörleri

Şekil 4.22 ve Şekil 4.23’te 3500 d/d’da yanma odasındaki yakıt fazlalık katsayısı dağılımı farklı kesitlerde gösterilmiştir. Buji etrafında az zengin tutuşabilir karışım sağlanmaktadır. Şekil 4.22’ye baktığımızda birbirinden ayrı olması gereken yakıt demeti bulutları silindirik merkezine doğru daha fazla yaklaşmıştır. Kademelendirme 3000 d/d’da çalışmaya göre daha zayıftır ancak bu kademelendirilmenin sağlanmadığı manası taşımamaktadır. Şekil 4.23.’te ise oluşması gereken halkasal yapı artan hava hareketinin etkisiyle daha kompakt bir hal almıştır. Bunun sebebi ise püskürtme başlangıcından önce 3000 d/d’ya göre daha kuvvetli takla hareketi bulunmaktadır.



Contours of custom-function-1 (Time=1.6661e-02) Nov 15, 2015
 Crank Angle=699.87(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, spe, rngke, transient)

Şekil 4.22. 3500 d/d'da simetri ekseninde YFK dağılımı

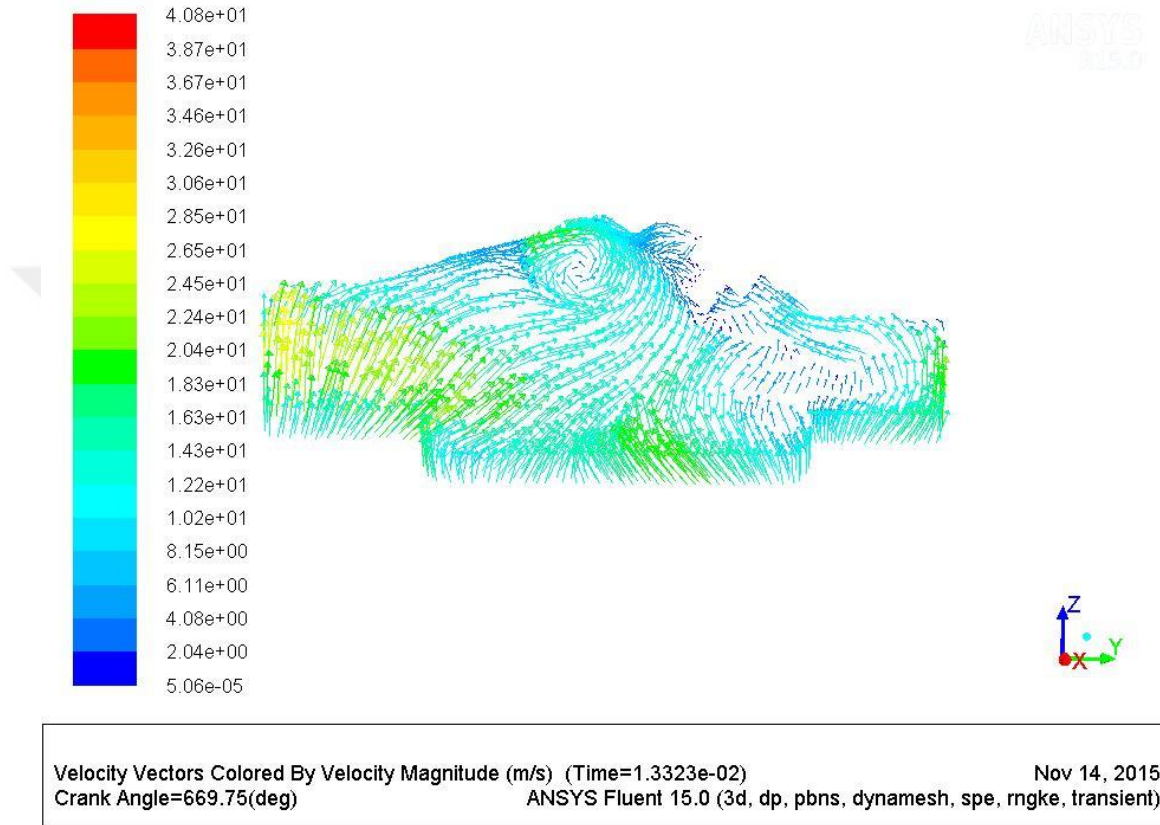


Contours of equivalence-ratio (Time=1.6661e-02) Nov 16, 2015
 Crank Angle=699.87(deg) ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, spe, rngke, transient)

Şekil 4.23. 3500 d/d'da üstten görünümde YFK dağılımı

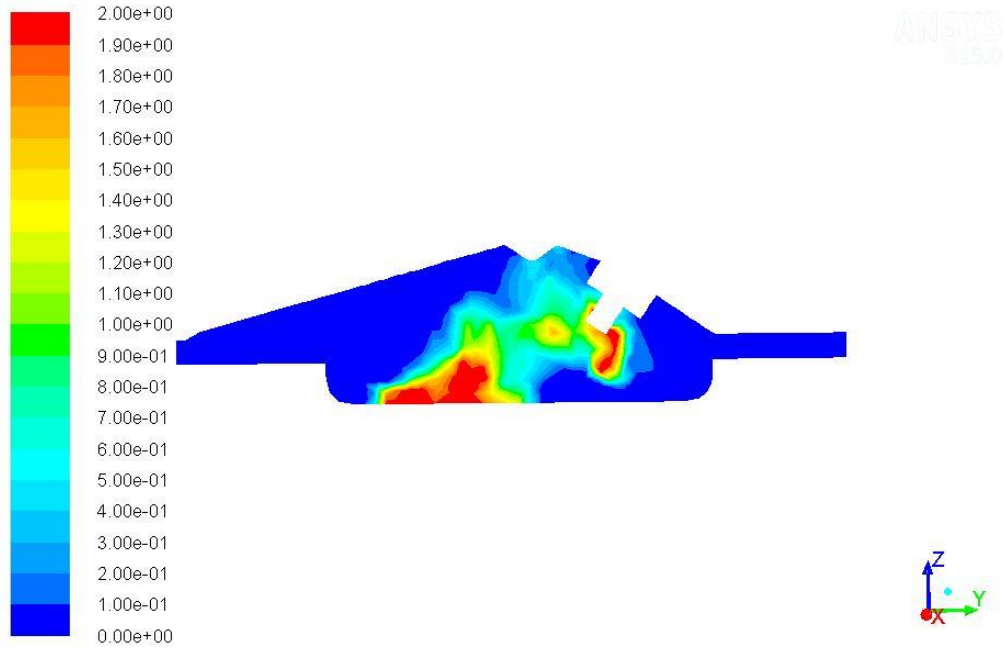
4.2.1.3 4000 d/d atmosfer şartlarındaki analiz

4000 d/d'da ise püskürtme zamanından önce kuvvetli girdap yapılarının oluştuğu Şekil 4.24'te görülmektedir. Kuvvetli takla yapıları bizim kullandığımız sistemde kademeli dolgu modunda istenmemektedir.



Şekil 4.24. 4000 d/d'da simetri eksenindeki hız vektörleri

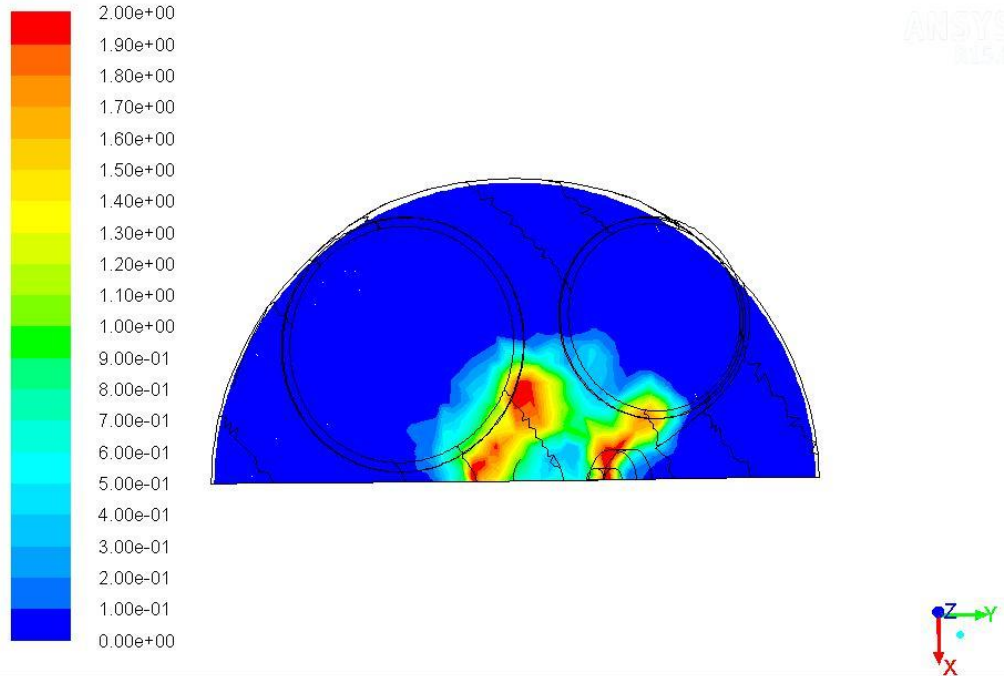
İstenilen düzgün kademelendirme bu devirde sağlanamamaktadır. Çünkü Şekil 4.25'e baktığımızda ayrı ayrı iki farklı hava yakıt karışımı bölgesi olması gerekirken püskürtme öncesi kuvvetli takla hareketi sebebiyle bu yapı oluşmamaktadır. Ayrıca bölgesel olarak aşırı zengin kısımlar bulunmaktadır. Çünkü daha belirgin bir şekilde yakıt bulutları birbirleri üzerine binmiştir. Bu durum düşük yanma hızlarına ve stabil olmayan yanma olaylarına sebebiyet verebilir. Şekil 4.26'da görüldüğü üzere oluşması gereken halkasal yapı düzgün bir şekilde oluşmamıştır. Artan takla hareketi silindir merkezine doğru daha kompakt bir yapı oluşturmuştur.



Contours of equivalence-ratio (Time=1.4578e-02)
Crank Angle=699.88(deg)

Nov 16, 2015
ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, spe, rngke, transient)

Şekil 4.25. 4000 d/d'da simetri ekseninde YFK dağılımı



Contours of equivalence-ratio (Time=1.4578e-02)
Crank Angle=699.88(deg)

Nov 16, 2015
ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, spe, rngke, transient)

Şekil 4.26. 4000 d/d'da üstten görünümde YFK dağılımı

4.3. Kademeli dolgu modu çalışma sınırlarını arttırma

Bir GDI motor kademeli dolgu modunda çalışırken gaz keleşi tam açık konumda çalıştığı kabul edilir. Aynı HFK değerlerinde daha yüksek ortalama indike basınç değerlerinde çalışabilmek için içeriye alınan hava miktarını arttırmamız gerekmektedir. Bunun yollarından biri de emme havasının giriş basıncını arttırmaktır. Bu çalışmada emme havası basıncı arttırılarak kademeli dolgunun buji etrafında oluşup oluşmadığı incelenmiştir. Denklem 3.37 ve 3.38 kullanılarak ortalama indike basınç hesaplanmıştır. HFK 3 alınmıştır.

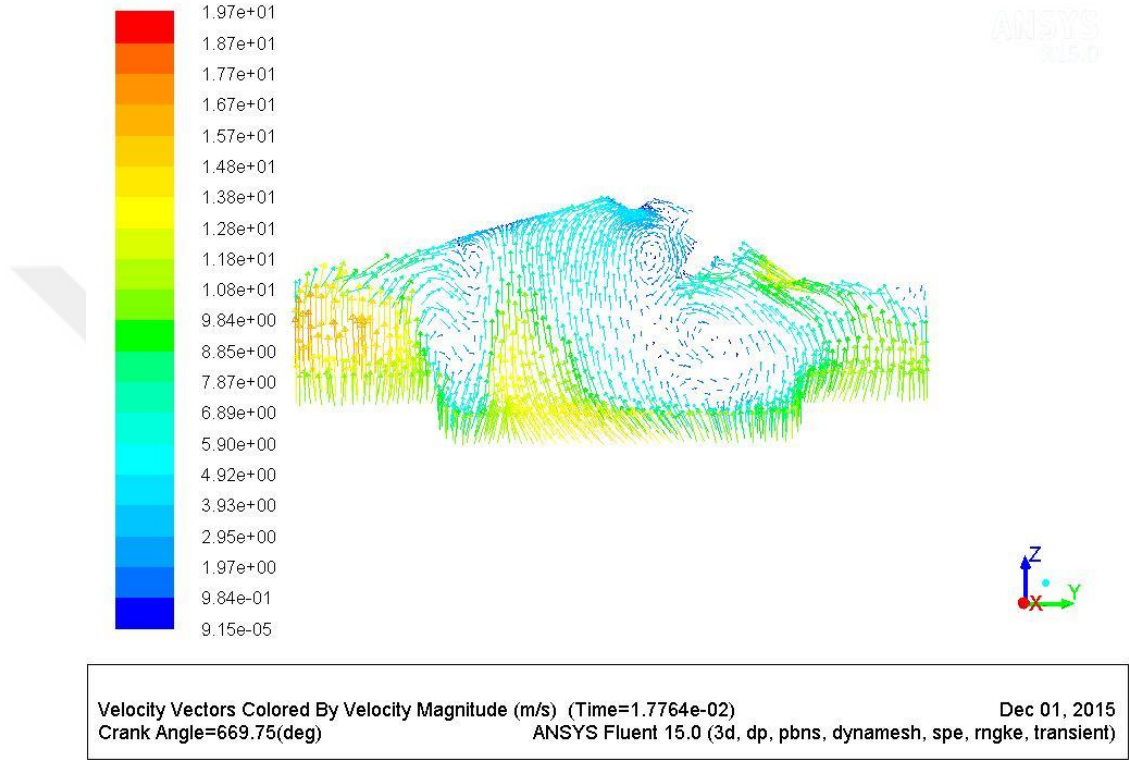
Çizelge 4.6. Silindir içi akış ve püskürtme analizleri

Analiz No	Devir	Emme Havası Basıncı [Pa]	Ortalama İndike Basınç [bar]
1	3000	101325	4,06
2	3500	101325	4,11
3	4000	101325	4,11
4	3000	126325	5,2
5	3000	151325	6,28
6	3500	126325	5,2
7	3500	151325	6,3

Çizelge 4.6.'daki ilk üç analiz atmosfer şartları düşünülerek gerçekleştirilen analizlerdir. Gaz keleşi tam açık konumdayken tabi emiş ile içeri alınabilecek maksimum hava miktarı tayin edilmiştir. HFK 3 alınarak motorun tabi emiş ile kademeli dolgu metodu ile maksimum ne kadar ortalama indike basınç değerine kadar çalışabileceği hesaplanmıştır. Diğer analizlerde ise motor emme basıncını arttırdığımızda maksimum ortalama indike basınç değerini ne kadar arttırabileceğimizi görmek hedeflenmiştir. Emme havası basıncı arttığında silindir içi akışın ve püskürtme karakteristiklerinin bu durumdan nasıl etkilendiği göz önüne alınarak istenilen şekilde kademelendirmenin sağlanıp sağlanamayacağı gözlemlenmiştir. İlk üç analiz sonuçları doğrultusunda 4000 d/d'da artan emme basıncı kullanılmamıştır. Çalışmalar 3000 ve 3500 d/d'da yapılmıştır.

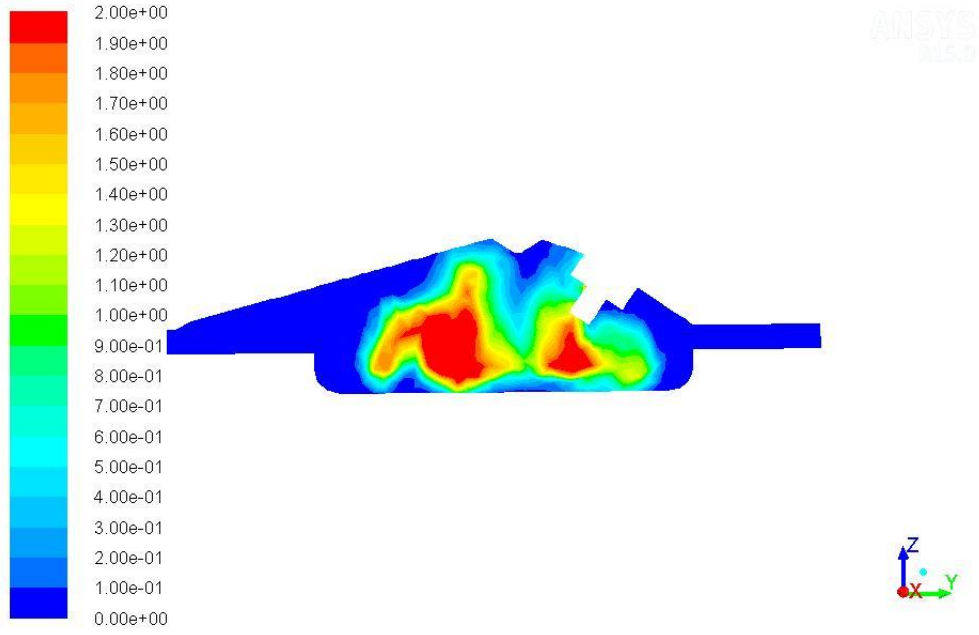
4.3.1 3000 d/d 126325 Pa emme basıncı şartlarındaki analiz

Artan emme basınçlarıyla hava hareketlerinin yapısında değişiklikler meydana gelmektedir. Buji civarında çok etkili olmasa da takla hareketi gözlemlenmektedir. Aynı devirde tabi emişli şartlarda bu durum yoktur.



Şekil 4.27. 3000 d/d'da 126325 Pa emme basıncında hız vektörleri

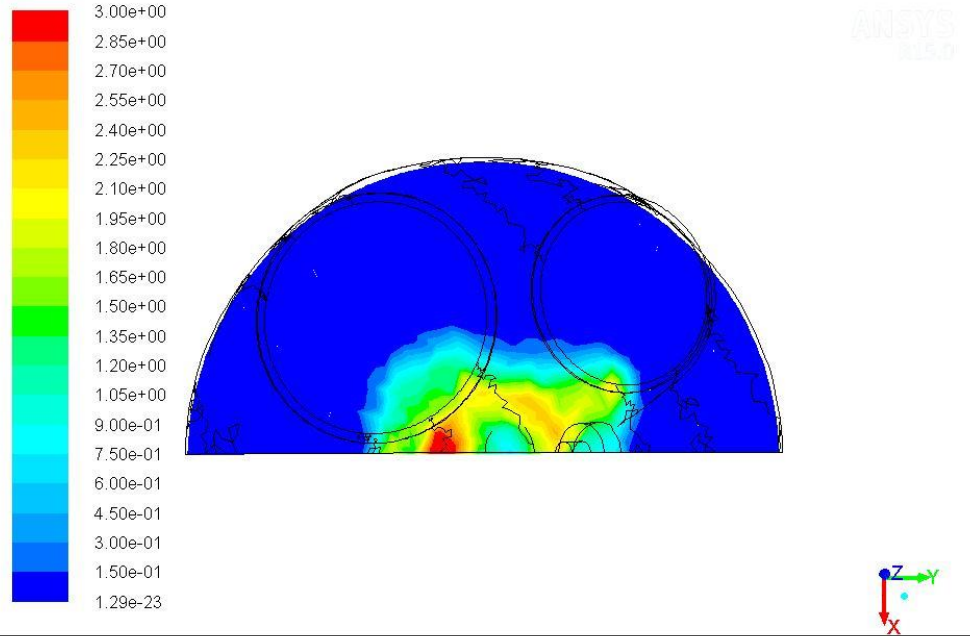
Artan emme basıncı ile sıkıştırma zamanının sonlarındaki basınçlarda artmaktadır. Bu durum nüfuz derinliğini etkilemektedir. Ayrıca Şekil 4.27'de görüldüğü üzere pistonun sağ ve sol tarafında oluşan hava hareketleri karışımı merkeze doğru taşımaktadır. Şekil 4.28'de görüldüğü üzere bu şartlarda, buji etrafında istenilen az zengin karışım oluşumu sağlanmıştır. Ancak hem içeriye daha fazla yakıt alınması hem de nüfuz derinliğinin azalması sebebiyle tabi emişli duruma göre zengin yakıt bölgelerinin arttığı tespit edilmiştir. Şekil 4.29 incelendiğinde tabi emişli duruma göre daha kompakt bir karışım dağılımı sergilenmektedir. Bu duruma püskürtme yapıldığı artan ortam basıncının etkisi büyüktür.



Contours of equivalence-ratio (Time=1.9438e-02)
Crank Angle=699.88(deg)

Dec 12, 2015
ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, spe, rngke, transient)

Şekil 4.28. 3000 d/d'da 126325 Pa emme basıncında simetri ekseninde YFK dağılımı



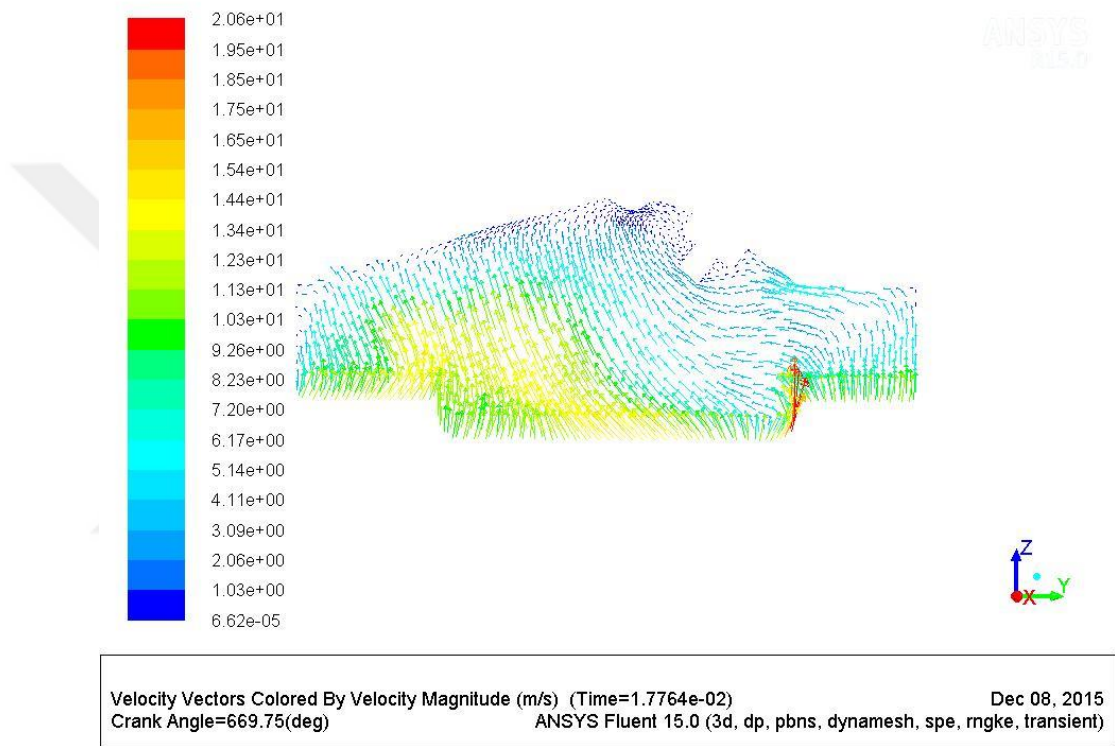
Contours of equivalence-ratio (Time=1.9438e-02)
Crank Angle=699.88(deg)

Dec 12, 2015
ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, pbns, dynamesh, spe, rngke, transient)

Şekil 4.29. 3000 d/d'da 126325 Pa emme basıncında üstten görünümde YFK dağılımı

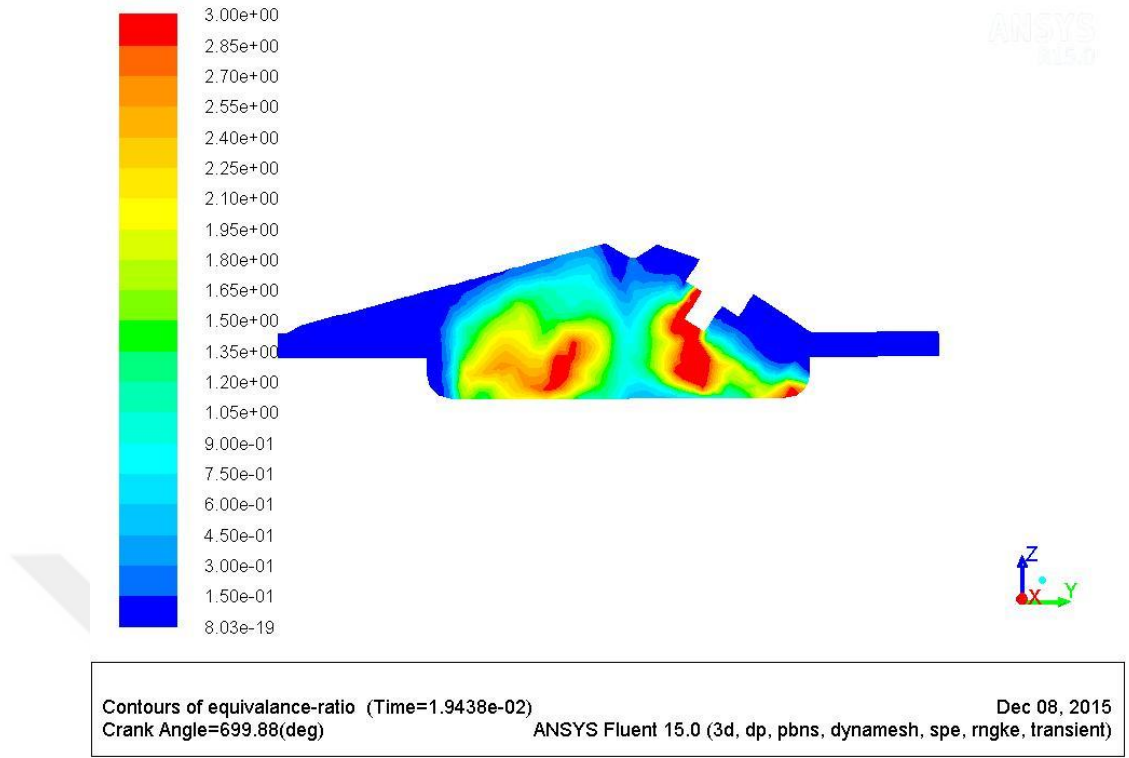
4.3.2 3000 d/d 151325 Pa Emme basıncı şartlarındaki analiz

3000 d/d'da 151325 Pa emme havası basıncında Şekil 4.30'daki hız vektörleri incelendiğinde enjektör etrafında kuvvetli bir takla hareketinin bulunmadığı görülmektedir. Çünkü Şekil 4.24'te 4000 d/d'da da görüldüğü üzere enjektör civarındaki kuvvetli takla hareketi simetri ekseninden bakıldığında görülmesi gereken iki farklı yakıt hava karışımı bölgesinin oluşmasını engellemektedir.

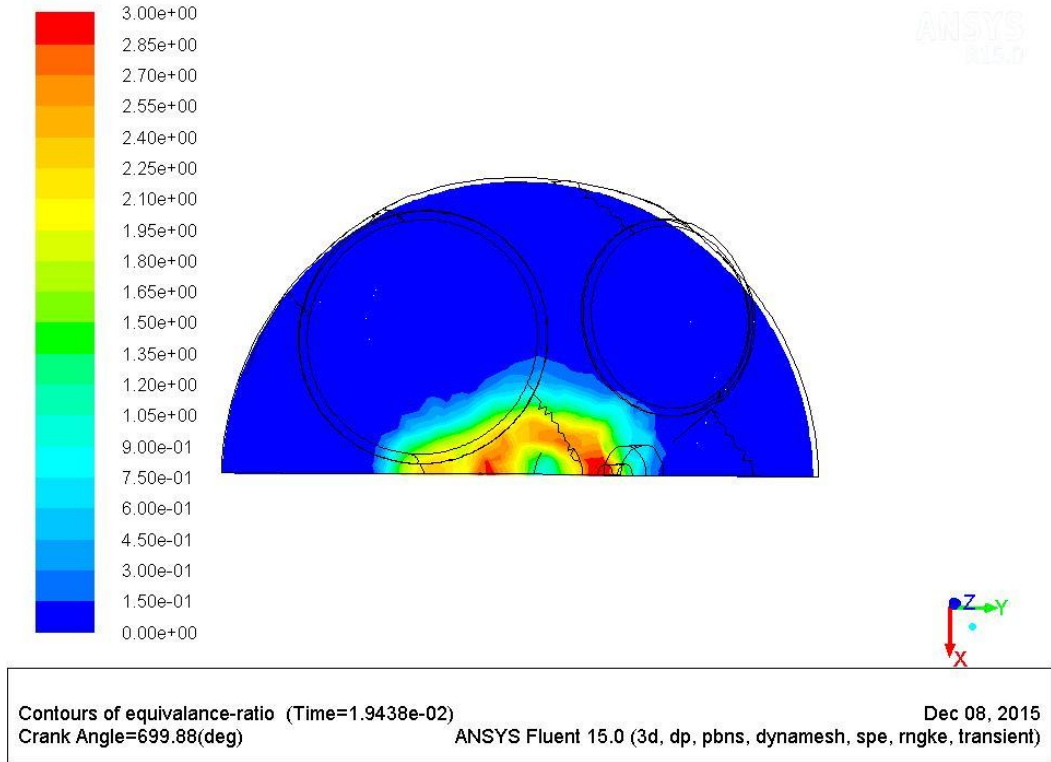


Şekil 4.30. 3000 d/d'da 151325 Pa emme basıncında hız vektörleri

Şekil 4.31'de görüldüğü üzere bu analiz şartlarında sağ taraftan gelen kuvvetli denilebilecek hava hareketiyle yakıt hava karışımı buji civarına taşınmıştır. Bu etkiyle buji civarlarında çok zengin denilebilecek yakıt hava karışımı gözlenmektedir. Bunun sebeplerinden biri silindir içi hava hareketlerinin yönlendirmesi diğeri ise iyice yükselen ortam basıncı ile nüfuz derinliğinin azalmasıdır. Püskürtülen yakıtın yüksek ortam basıncından dolayı hızını daha çabuk kaybetmesi buji civarında daha yoğun bir şekilde karışım oluşumuna sebebiyet vermektedir. Şekil 4.32'de görüldüğü üzere aynı devirdeki tabi emme basıncı şartındaki duruma göre göre daha kompakt bir görünüm sergilemiştir. Karışım oluşum bölgesinin daha küçük alanda olması cidarlara olan ısı kaybını azaltacağı düşünülmektedir.



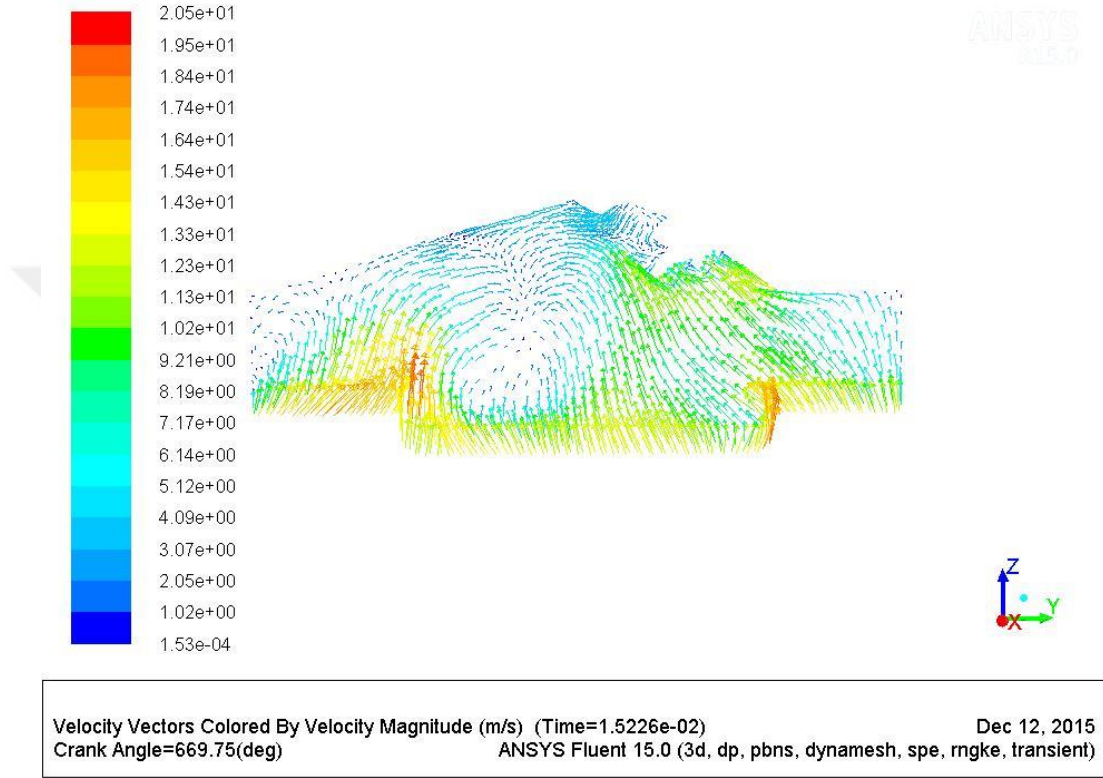
Şekil 4.31. 3000 d/d'da 151325 Pa emme basıncında simetri ekseninde YFK dağılımı



Şekil 4.32. 3000 d/d'da 151325 Pa emme basıncında üstten görünümde YFK dağılımı

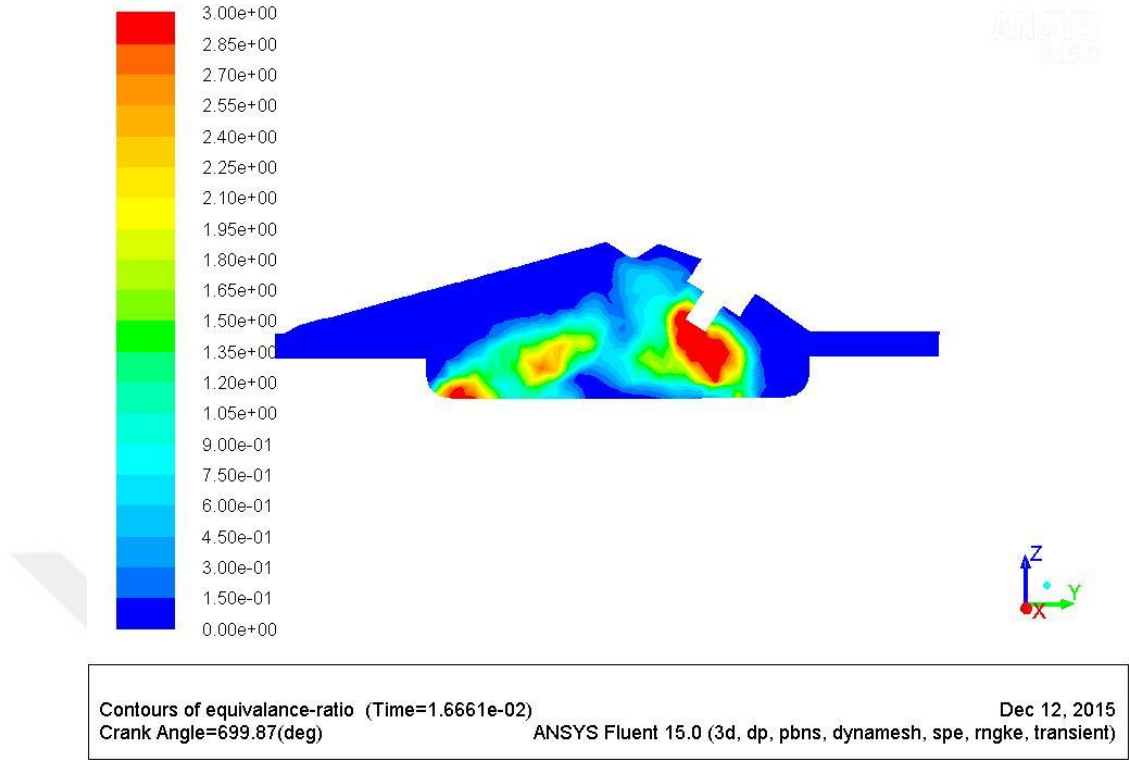
4.3.3 3500 d/d 126325 Pa Emme basıncı şartlarındaki analiz

Şekil 4.33'teki 3500 d/d'da hız vektörleri incelendiğinde enjektör tarafına doğru yanma odasının sağ ve sol tarafından kuvvetli akış olduğu gözlemlenmektedir. Bu hava hareketleri karışım oluşumunun idealden uzak olmasına sebebiyet vermektedir.

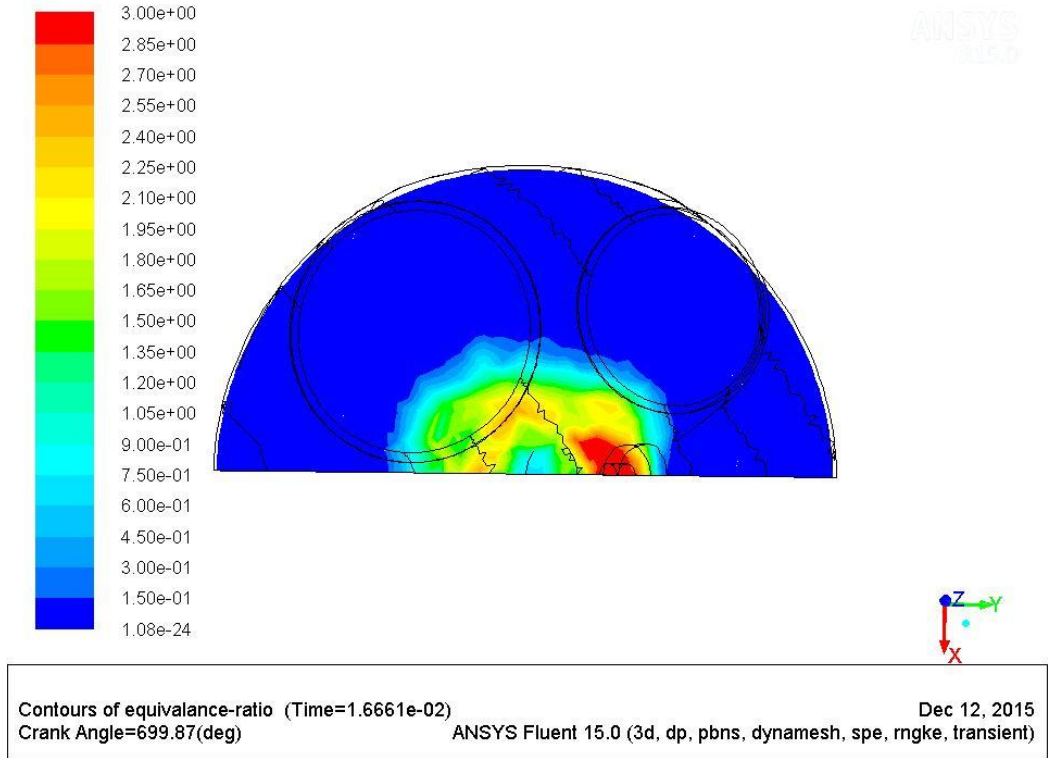


Şekil 4.33. 3500 d/d'da 126325 Pa emme basıncında hız vektörleri

Şekil 4.33.'deki hava hareketlerinin etkisi Şekil 4.34.'teki YFK dağılımlarında görülmektedir. Sol tarafta kalan karışım bölgesi idealdeki gibi oluşmamıştır. Buji etrafında da çok zengin karışım bölgesi görülmektedir. Püskürtme yönlendirmeli motorlarda dışa doğru açılan enjektörler tarafından gönderilen yakıt demetlerinin oluşturduğu hava hareketleri güçlü olsa da yakıt demetinin uçlarına doğru etkisi azalmaktadır. Emme ve sıkıştırma zamanlarında oluşan hava hareketleri bu bölgelerde daha baskın gelmektedir. Şekil 4.35'te görüldüğü üzere halkasal yapı oluşmuştur ve aynı devirdeki tabi emme basıncı şartındaki duruma göre göre daha kompakt bir görünüm sergilemiştir.



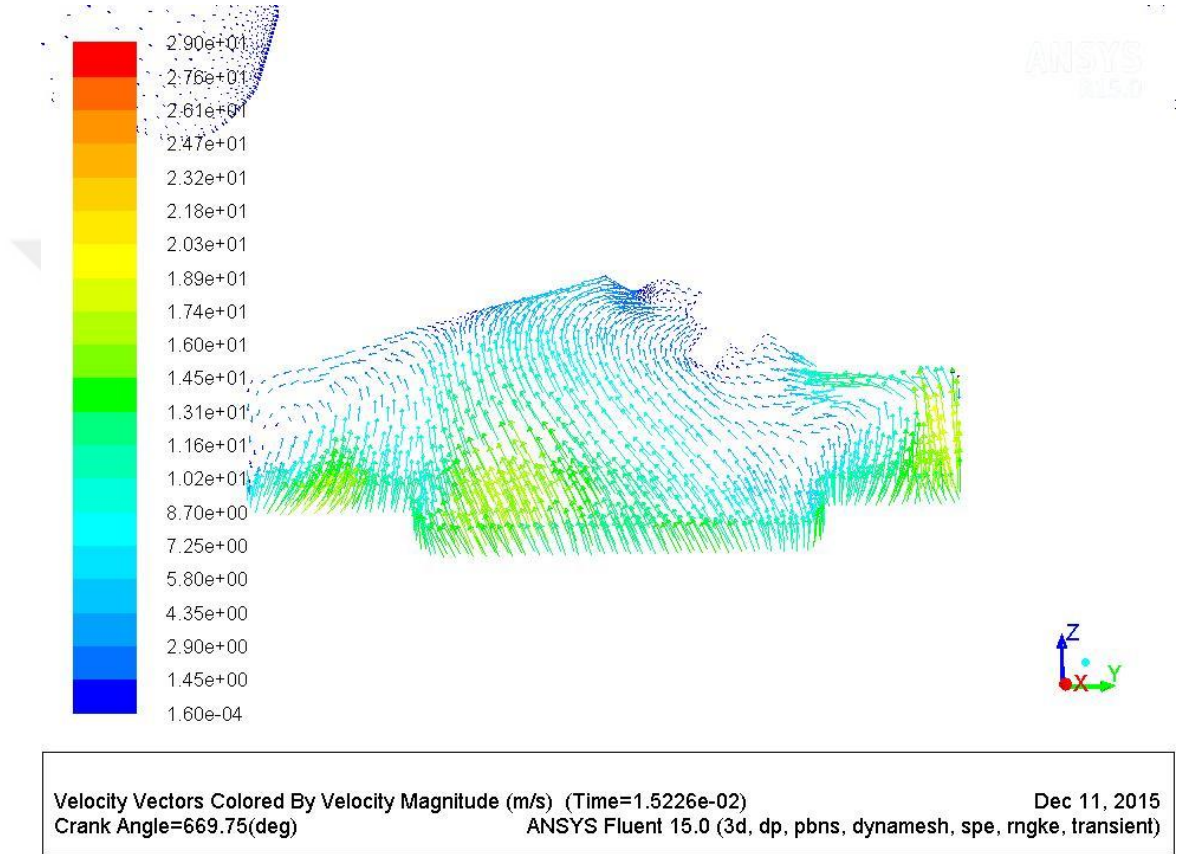
Şekil 4.34. 3500 d/d'da 126325 Pa emme basıncında simetri ekseninde YFK dağılımı



Şekil 4.35. 3500 d/d'da 126325 Pa emme basıncında üstten görünümde YFK dağılımı

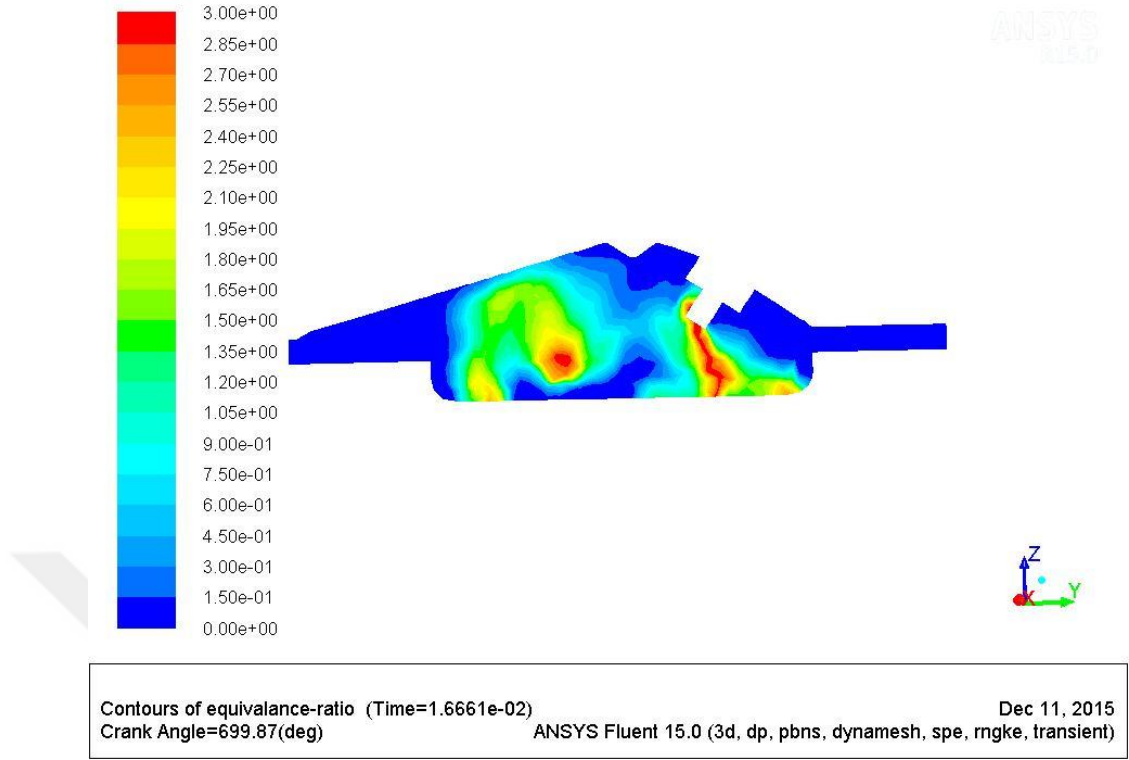
4.3.4 3500 d/d 151325 Pa Emme basıncı şartlarındaki analiz

Şekil 4.36’da görüldüğü üzere 3500 d/d’da 151325 Pa emme basıncında 3000 d/d’daki aynı emme basıncındaki şartlarda oluşan hava hareketlerine benzer hava hareketleri gözlemlenmiştir. Çok kuvvetli hava hareketleri bu şartlarda da oluşmamıştır. Bunun sonucu olarak Şekil 4.37’de de görüldüğü üzere iki farklı yakıt bölgesi oluşmuştur.

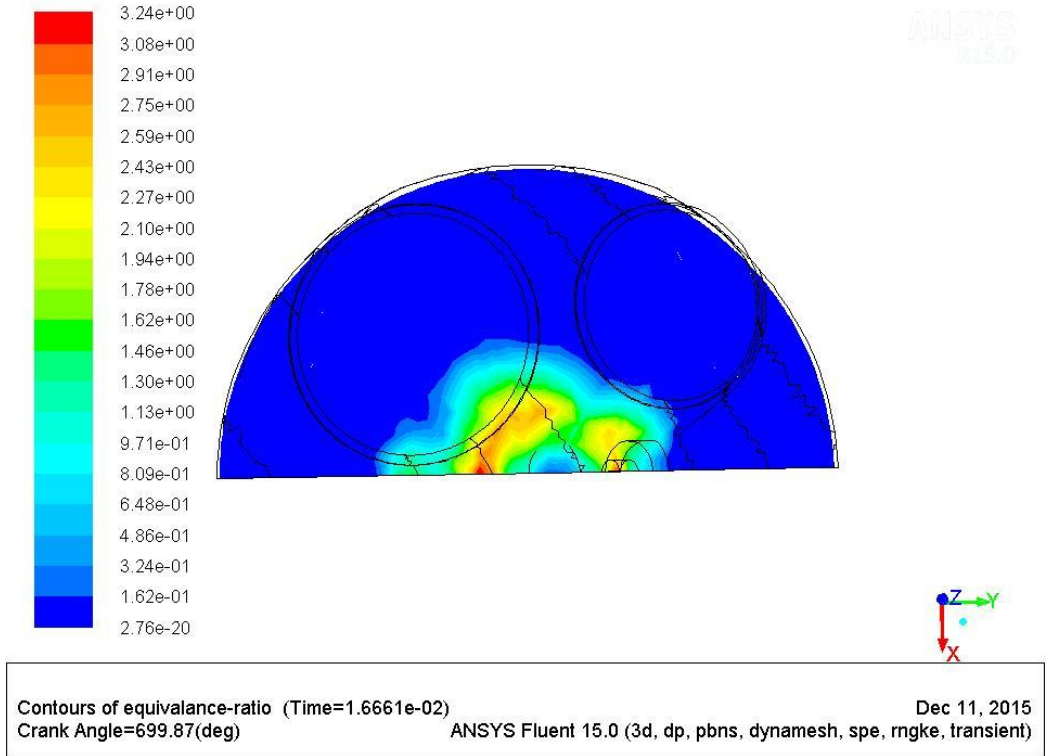


Şekil 4.36. 3500 d/d’da 151325 Pa emme basıncında hız vektörleri

Bu analiz şartlarında da sağ taraftan gelen takla hava hareketiyle yakıt hava karışımı buji civarına taşınmıştır. Bu etkiyle buji civarlarında çok zengin denilebilecek yakıt hava karışımı gözlenmektedir. Bunun sebeplerinden biri silindir içi hava hareketlerinin yönlendirmesi diğeri ise iyice yükselen ortam basıncı ile nüfuz derinliğinin azalmasıdır. Püskürtülen yakıtın yüksek ortam basıncından dolayı hızını daha çabuk kaybetmesi buji civarında daha yoğun bir şekilde karışım oluşumuna sebebiyet vermektedir. Şekil 4.38’de görüldüğü üzere halkasal yapı biraz bozulmalar olsa da oluşmuştur ve aynı devirdeki tabi emme basıncı şartındaki duruma göre göre daha kompakt bir görünüm sergilemiştir.



Şekil 4.37. 3500 d/d'da 151325 Pa emme basıncında simetri ekseninde YFK dağılımı



Şekil 4.38. 3500 d/d'da 151325 Pa emme basıncında üstten görünümde YFK dağılımı

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada dışa doğru açılan, içi boş koni tipinde yakıt demeti formu oluşturan bir enjektörün püskürtme karakteristikleri ve kademeli dolgu modunda çalışan püskürtme yönlendirmeli bir GDI motorda devir sayısı ve emme basıncı gibi hava hareketlerini etkileyen parametrelerin karışım oluşumuna etkisi incelenmiştir. Kademeli dolgu modunda çalışmanın sınırlarının genişletilebilmesi amaçlanmıştır.

Yapılan ilk analizlerde ortam basıncı ve sıcaklığı şartlandırılabilen püskürtme odası kullanılmıştır. Değişken püskürtme basınçları ve iğne kalkma miktarının etkisi de bu kısımda incelenmiştir. Bu analizler sonucunda yakıt demeti karakteristiklerinin değişen ortam koşulları karşısında nasıl etkilendiği gözlemlenmiştir. Buradan elde edilen sonuçlar ve literatürdeki veriler doğrultusunda püskürtme basıncı ve iğne kalkma miktarı gibi silindir içi akışta kullanılacak püskürtme parametreleri belirlenmiştir.

Silindir içi akış analizlerinde sıkıştırma zamanının sonlarına doğru üç defa püskürtme yapılarak belirlenen bir zamandaki YFK dağılımları incelenmiştir. Değişen devir ve emme basınçlarındaki etkileri tam görebilmek ve kıyas yapabilmek için püskürtme başlangıç zamanları ve YFK dağılımlarının incelenme zamanları KMA olarak aynı seçilmiştir.

Analiz sonuçları göstermektedir ki artan emme basıncı ile motorun kademeli dolgu modunda çalışabileceği maksimum indike basınç değerleri 4 bar seviyelerinden 6 bar seviyelerine çıkabilmektedir. Sonuçlar incelendiğinde sıkıştırma sonu basınçlarının yüksek olması sebebiyle fazla zengin karışım bölgeleri gözlenmektedir. Bu durum aynı zamanda püskürtme basınçlarının ve püskürtme zamanlarının bütün analiz şartlarında aynı olmasından da kaynaklanmaktadır. Bilindiği üzere GDI motorlarda püskürtme zamanları ve ateşleme zamanları devir sayısına göre değişiklik göstermektedir. Bu çalışmada aynı şartlardaki karışım oluşumu gözlemlendiği için püskürtme zamanları ve YFK dağılımının incelendiği zaman KMA olarak aynı tutulmuştur. Bu koşullar altında da kademeli dolgu modunda çalışmanın artan emme basıncı ile arttırılabileceği konusunda önemli bulgular elde edilmiştir.

Gelecek çalışmalarda püskürtme zamanı ve püskürtme basıncı gibi parametrelerin değiştirilerek karışım oluşumu her bir koşul için daha iyi hale getirebilir. Çünkü artan

püskürtme basınçlarıyla yakıtın daha iyi atomize olduğu ve yüksek sıkıştırma sonu basınçlarında daha iyi nüfuz derinliği değerleri vereceği ilk yapılan çalışmada tespit edilmiştir. Püskürtme basıncı, püskürtme zamanı, yapılacak çoklu püskürtme miktarı gibi değişkenlerin kullanılacağı bir optimizasyon çalışması bu çalışmayı daha da ileriye götürecektir.



KAYNAKLAR

- Arai, M., Shimizu, M., Hiroyasu, H. 1991.** Similarity between the Breakup Lengths of a High Speed Liquid Jet in Atmospheric and Pressurized Conditions. Los Alamos National Laboratory.
- Baumgarten, C. 2006.** Mixture formation in internal combustion engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Germany, 294 pp
- Basshuysen, R. 2009.** Gasoline engine with direct injection. Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, Germany, 448 pp
- Befrui, B., Kneer, R., Breuer, S., Reckers, W., Robart, D., Wanlin, H., & Weiten, C. 2002.** Investigation of a DISI fuel injector for a close-arranged spray-guided combustion system. SAE Technical Papers
- Breitbach, H., Waltner, A., Landefeld, T., Porten, G. 2013.** Lean-burn stratified combustion at gasoline engines. MTZ 74 (2013) No: 5.
- Buri, S., Busch, S., Kubach, H., & Spicher, U. 2010.** High injection pressures at the upper load limit of stratified operation in a DISI engine. SAE International Journal of Engines, 2(2), 40-47.
- Cordes, D., Pischke, P., & Kneer, R. 2012.** Influence of injection and ambient conditions on the nozzle exit spray of an outwardly opening GDI injector. SAE Technical Papers
- De Queiroz Hindi, G., Pimenta, A. P. 2011.** Numerical simulation on influence of the spray injector type in a disI engine at part-load under stratified operation. SAE Technical Papers
- 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. Journal of Mechanical Science and Technology, 27(7), 1981-1993
- Gunasekaran, J., Ganesan, V. 2011.** Effect of swirl and tumble on the stratified combustion of a DISI engine - A CFD study. SAE Technical Papers
- Hemdal, S., Denbratt, I., Dahlander, P., & Wärnberg, J. 2009.** Stratified cold start sprays of gasoline-ethanol blends. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 2(1), 683-696
- Huang, C., Yasari, E., & Lipatnikov, A. 2014.** A numerical study on stratified turbulent combustion in a direct-injection spark-ignition gasoline engine using an open-source code. SAE Technical Papers
- Huebner, W., Witt, A., Hoss, B., Albrecht, T., Durst, B., Abdelfattah, A. 2003.** Methodeneinsatz bei der entwicklung eines weiterfuehrenden DI-Brennverfahren. Direkteinspritzung im Ottomotor IV. Essen: Expert-Verlag

- Jiao, Q. 2014.** Soot Formation In GDI/GTDI Engines. Phd Thesis, Faculty of Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, USA
- 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
- Kawamoto, M., Honda, T., Katashiba, H., Sumida, M., Fukutomi, N., Kawajiri, K. 2005.** A study of center and side injection in spray guided disi concept. SAE Technical Papers
- Kim, S., Kim, Y., Lee, J. 2008.** Analysis of the in-cylinder flow, mixture formation and combustion processes in a spray-guided GDI engine. SAE Technical Papers
- Kneifel, A., Buri, S., Velji, A., Spicher, U., Pape, J., Sens, M. 2009.** Investigations on supercharging stratified part load in a spray-guided DI SI engine. SAE International Journal of Engines, 1(1), 171-176.
- Kemmler, R., Frommelt, A., Kaiser, T., Schaupp, U., Schommers, J., Waltner, A. 2002.** Thermodynamischer vergleich ottomotorischer brennverfahren unter dem fokus minimalen kraftstoffverbrauchs. 11. Aachener Kolloquium Fahreug-und Motorentchnik.
- Marchi, A., Nouri, J., Yan, Y., & Arcoumanis, C. 2010.** Spray stability of outwards opening pintle injectors for stratified direct injection spark ignition engine operation. International Journal of Engine Research, 11(6), 413-437
- 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 , Faculty of Mechanical Engineering, Wayne State University, Detroit, Michigan, USA
- 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
- Nouri, J. M., Hamid, M. A., Yan, Y., & Arcoumanis, C. 2007.** Spray characterization of a piezo pintle-type injector for gasoline direct injection engines. Journal of Physics: Conference Series, 85(1)
- 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, C., Kim, S., Kim, H., Moriyoshi, Y. 2012.** Stratified lean combustion characteristics of a spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine. Energy, 41(1), 401-407.
- Pielecha, I. 2014.** Modeling of gasoline fuel spray penetration in SIDI engines. International Journal of Automotive Technology, 15(1), 47-55
- Prikhodko, V. Y., Parks, J. E., Pihl, J. A., Toops, T. J. 2014.** Ammonia generation over TWC for passive SCR NOX control for lean gasoline engines. SAE International Journal of Engines, 7(3)

Rayleigh, L. FRS. 1878. On the Stability of Liquid Jets. Proc. of the Royal Society London

Ramesh, P., James Gunasekaran, E. 2013. Investigation of flow field pattern in a GDI engine at different speeds using numerical techniques. SAE Technical Papers, 12

Reitz, R. D., Bracco, F. V. 1986. Mechanisms of Breakup of Round Liquid Jets. Encyclopedia of Fluid Mechanics, Gulf Pub, NJ, 3, pp 233–249

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

Schwarz, C., Schünemann, E., Durst, B., Fischer, J., Witt, A. 2006. Potentials of the spray-guided BMW DI combustion system. SAE Technical Papers,

Schmid, A. 2012. Experimental characterization of the two phase flow of a modern, piezo activated hollow cone injector. Ph.D. Thesis, ETH Zürich, Switzerland

Schmidt, L., Seabrook, J., Stokes, J., Ahmad Zuhdi, M. F., 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

Schmidt, L., King, J., Stokes, J., Mullineux, J., R. ramasamy, C., Amiruddin, A. N., Begg, S. 2011. Validation of a CFD model of a hollow-cone spray with gasoline fuel blends. SAE Technical Papers

Shim, Y. S., Choi, G. M., & Kim, D. J. 2008. Numerical modeling of hollow-cone fuel atomization, vaporization and wall impingement processes under high ambient temperatures. International Journal of Automotive Technology, 9(3), 267-275

Smith, J., Szekely Jr., G., Solomon, A., & Parrish, S. 2011. A comparison of spray-guided stratified-charge combustion performance with outwardly-opening piezo and multi-hole solenoid injectors. SAE International Journal of Engines, 4(1), 1481-1497.

Soruşbay, C., Ergeneman, M., İmren, A., Çalık, A. T. 2008. Experimental and Numerical Air Flow and Spray Dynamics Investigation in Internal Combustion Engines. <http://web.itu.edu.tr/sorusbay/DOCS/DOCS/104M355.pdf>

Su, T. F., Chang, C. T., Reitz, R. D., Farrell, P. V., Pierpont, A. D., & Tow, T. C. 1995. Effects of injection pressure and nozzle geometry on spray SMD and D.I. emissions. SAE Technical Papers

Sürmen, A. Karamangil, M. İ., Arslan, R. 2004. Motor Termodinamiği. ALFA AKADEMİ Ltd. Şti., Türkiye, 240 s.

Tamaki, N., Shimizu, M., Hiroyasu, H. 2000. Enhanced Atomization of a Liquid Jet by Cavitation in a Nozzle Hole. 8th Int Conf on Liquid Atomization and Spray Systems, Pasadena, CA, USA

Vanzielegem, B. P. 2004. Combustion Modeling For Gasoline Direct Injection Engines Using Kiva-3V. Phd Thesis, Faculty of Mechanical Engineering, The University of Michigan, USA

Wislocki, K., Pielecha, I., Czajka, J., & Maslennikov, D. 2010. The influence of fuel injection parameters on the indexes of fuel atomization quality for a high pressure injection. SAE Technical Papers

White, F. M. 1991. Viscous fluid flow. McGraw-Hill, New York, USA, 614 pp

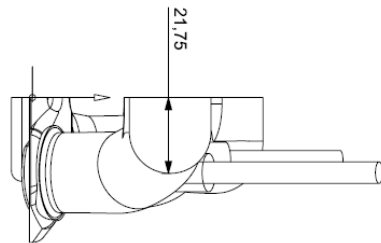
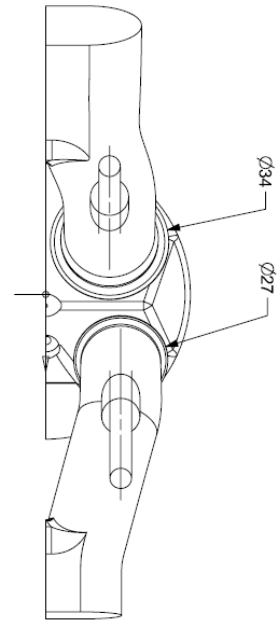
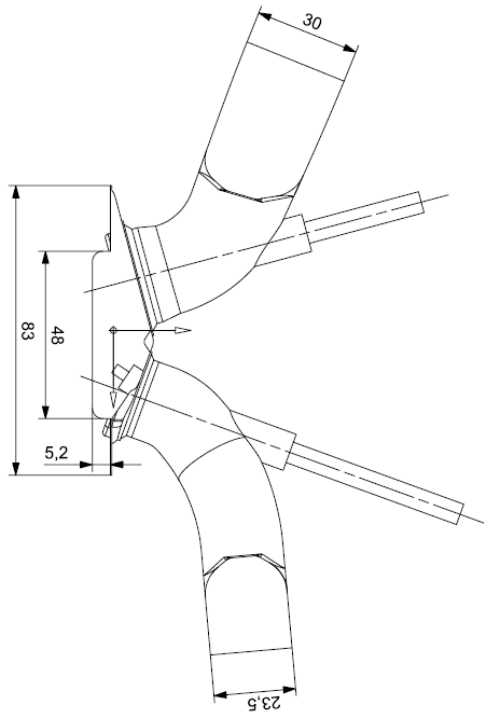
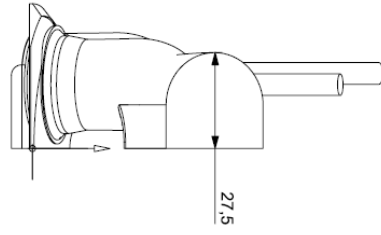
Yan, Y., Gashi, S., Nouri, J. M., Lockett, R. D., & Arcoumanis, C. 2007. Investigation of spray characteristics in a spray-guided DISI engine using PLIF and LDV. Journal of Physics: Conference Series, 85(1)

Yang, S. 2010. Modeling Multi-Component Fuel Evaporation, Flame Propagation, And Chemical Kinetics Processes For Gdi Engines. Phd Thesis, Faculty of Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, USA

Zhao, F., Lai, M. –C., Harrington, D. L. 1999. Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines. ELSEVIER SCIENCE Ltd., Oxford, UK, 562 pp.

Zhao, H., 2009. Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Woodhead Publishing Limited, Cambridge, UK, 298 pp

EK1



EK2

Bu çalışmada yakıt demetinin ortam basıncı, ortam sıcaklığı, iğne kalkma miktarı ve püskürtme basıncı gibi değişkenlerin püskürtme karakteristiklerine etkileri incelenmiştir. Sınır şartları ve test koşulları aşağıda verilmiştir.

Test NO	Püskürtme Basıncı [bar]	Ortam Basıncı [bar]	Ortam Sıcaklığı [°C]	İğne Kalkma Miktarı [µm]
1	100	5	20	20
2	100	10	150	20
3	100	15	210	20
4	100	5	20	25
5	100	10	150	25
6	100	15	210	25
7	100	5	20	30
8	100	10	150	30
9	100	15	210	30
10	150	5	20	20
11	150	10	150	20
12	150	15	200	20
13	150	5	20	25
14	150	10	150	25
15	150	15	200	25

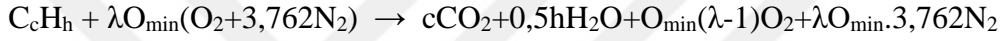
16	150	5	20	30
17	150	10	150	30
18	150	15	200	30
19	200	5	20	20
20	200	10	150	20
21	200	15	210	20
22	200	5	20	25
23	200	10	150	25
24	200	15	210	25
25	200	5	20	30
26	200	10	150	30
27	200	15	210	30
28	250	5	20	20
29	250	10	150	20
30	250	15	210	20
31	250	5	20	25
32	250	10	150	25
33	250	15	210	25
34	250	5	20	30
35	250	10	150	30
36	250	15	210	30

37	300	5	20	20
38	300	10	150	20
39	300	15	210	20
40	300	5	20	25
41	300	10	150	25
42	300	15	210	25
43	300	5	20	30
44	300	10	150	30
45	300	15	210	30
46	200	5	298	30
47	200	5	373	30
48	200	5	473	30
49	200	10	298	30
50	200	10	373	30
51	200	10	473	30
52	200	15	298	30
53	200	15	373	30
54	200	15	473	30

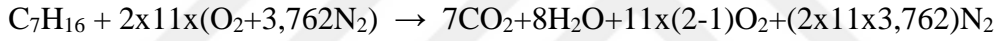
EK3

Sıkıştırma sonuna doğru yanma odasına gönderilecek yakıt miktarının hesapları püskürtme noktalarından önce Fluent yazılımından alınan silindir içi basınç ve hava kütlesi değerlerine göre yapılmıştır. Silindir içine alınan hava kütlesi, O₂ ve N₂ kütlelerinin emme zamanı başlamadan hemen önceki ve emme zamanı tamamlandıktan sonraki farkları alınarak hesaplanmıştır. Bu hesaplara göre içerideki hedeflenen HFK'yı sağlamak için gönderilecek yakıt miktarı hesaplanmıştır. İçerideki hava kuru hava olarak kabul edilmiştir.

Başlangıç konumunda silindir içinde kalan atık gazların kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.



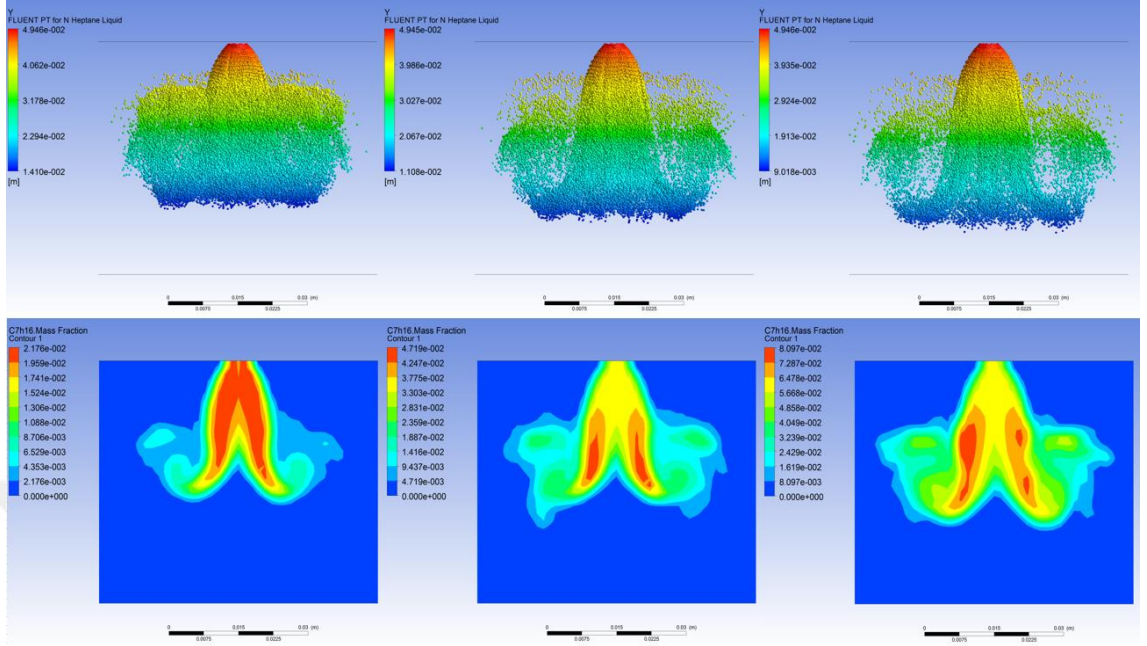
$$O_{\min} = c + 0,25h$$



Bu hesaplama göre başlangıçta silindir içindeki gazların kütleli yüzdeleri aşağıdaki tablodaki gibidir.

CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
0,099	0,046	0,113	0,742

EK4



EK3'deki şekilde 5 bar basıncında sırasıyla 293, 373, 473 K sıcaklığındaki bir ortama püskürtülen yakıt demetinin sıvı ve buhar fazları gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü üzere sıcaklık arttıkça nüfuz derinliği ve kütleli yüzde olarak buharlaşan yakıt miktarı artmaktadır.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Emre BULUT
Doğum Yeri ve Tarihi : Yıldırım, 07/05/1990
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : TC. Ziraat Bankası Balıkesir Fen Lisesi, 2008
Lisans : Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü, 2012
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı, 2016
Çalıştığı Kurum ve Yıl : Uludağ Üniversitesi 2013-...
İletişim(e-posta) : ebulut@uludag.edu.tr