

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA SONUCU ISI AÇIĞA ÇIKIŞ ORANI
MODELLERİNİN BİRBİRLERİ İLE KARŞILAŞTIRILARAK FARKLILIKLARININ
İNCELENMESİ**

SİNEM ŞENGÜLER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. İRFAN YAVAŞLIOL**

İSTANBUL, 2011

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA SONUCU ISI AÇIĞA ÇIKIŞ ORANI
MODELLERİNİN BİRBİRLERİ İLE KARŞILAŞTIRILARAK FARKLILIKLARININ
İNCELENMESİ**

SİNEM ŞENGÜLER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. İRFAN YAVAŞLIOL**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA SONUCU ISI AÇIĞA ÇIKIŞ ORANI
MODELLERİNİN BİRBİRLERİ İLE KARŞILAŞTIRILARAK FARKLILIKLARININ
İNCELENMESİ

Sinem ŞENGÜLER tarafından hazırlanan tez çalışması 31.05.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. İrfan YAVAŞLIOL

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. İrfan YAVAŞLIOL

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Metin ERGENEMAN

İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Muammer ÖZKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Yüksek Lisans tez çalışmamda engin bilgi, tecrübe ve desteklerini benden esirgemeyen ve tez çalışmam sırasında yaşadığım aksiliklerin üstesinden gelmem için bana yol gösteren danışmanım Sayın Prof. İrfan YAVAŞLIOL'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmama, kendisinin yönlendirmesi ile başladığım rahmetli Prof. Dr. Orhan DENİZ'i de saygıyla anmak isterim.

Son çıkmazda tecrübe ve bilgilerini benimle paylaşan Sayın Doç. Dr. Alp Tekin ERGENÇ'e verdiği destek ve yüksek lisans öğrenimim boyunca gösterdikleri sabır için ailem ve Ayhan EPDENLİ'ye içten teşekkür ederim.

Mayıs, 2011

Sinem ŞENGÜLER

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	Vii
KISALTMA LİSTESİ.....	Vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖZET	xii
ABSTRACT.....	xiii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	1
1.3 Bulgular	2
BÖLÜM 2	
DİZEL MOTORLARDA YANMA	3
2.1 Dizel Motorlarda Yanma Prosesi.....	8
2.1.1 Yakıt Püskürtmesi.....	8
2.1.2 Tutuşma Gecikmesi.....	11
2.1.2.1 Kendi Kendine Tutuşma Esasları	13
2.1.2.2 Tutuşma Gecikmesini Etkileyen Fiziksel Faktörler	14
2.1.3 Isı Açığa Çıkış Oranı	19
2.1.4 Emisyon Oluşumu	21
2.1.4.1 Karbonmonoksit (CO) Oluşumu	21
2.1.4.2 Hidrokarbon (HC) Oluşumu.....	23
2.1.4.3 NO _x ve Partikül Oluşumu.....	23

BÖLÜM 3

DİZEL MOTORLARDA YANMA PROSESLERİNİN MODELLENMESİ	30
3.1 Sıfır Boyutlu Modeller (Thermodynamical Models)	30
3.1.1 Termodinamik Esaslar	30
3.1.2 Kütle ve Enerji Dengesi	31
3.1.3 Kütle Akışı.....	32
3.1.3.1 Gaz Değişimi	32
3.1.3.2 Yakıt Püskürtmesi.....	35
3.1.3.3 Blowby.....	36
3.1.4 Mekanik İş	36
3.1.5 Silindir Duvarından Isı Transferi	37
3.1.6 Motorlarda Isı Açığa Çıkış Oranı.....	39
3.1.6.1 Wiebe Yanma Profili.....	40
3.1.6.2 Poligon Hiperbol Yanma Profili	42
3.1.7 Tutuşma Gecikmesi.....	46
3.1.8 İç Enerji.....	47
3.2 Sanki Boyutlu Modeller (Phenomenological Models)	48
3.2.1 Paket Modelleme	51
3.2.1.1 Sprey Dağılımı ve Hava-Yakıt Karışımı.....	52
3.2.1.2 Yakıt Atomizasyonu ve Damlacık Buharlaşması.....	54
3.2.1.3 Tutuşma ve Yanma	55
3.2.1.4 Bölgesel Termodinamikler	56
3.2.2 Serbest Gaz Jet Teorisi	57
3.2.2.1 Cummins Motor Modeli.....	57
3.2.2.2 Sprey Geometrisinin ve Karışım Oluşumunun Analitik Açıklaması ..	60
3.3 Çok Boyutlu Modellemeler (CFD-Kodları).....	62
3.3.1 Korunum Eşitlikleri.....	62
3.3.1.1 Kütle Korunumu	62
3.3.1.2 Momentum Korunumu	63
3.3.1.3 Enerji Korunumu	63
3.3.2 Nümerik Metodoloji.....	63
3.3.2.1 Direk Nümerik Simülasyon (DNS).....	63
3.3.2.2 Büyük Anaför Simülasyonu (Large Eddy Simulation - LES)	64
3.3.2.3 Reynolds-Averaged Navier-Stokes Eşitlikleri (RANS)	65
3.3.3 Türbülans Modeller.....	66
3.3.3.1 Karışım-Uzunluk Modeli (Mixing-Length Model).....	66
3.3.3.2 k-ε Modeli	67

BÖLÜM 4

ISI AÇIĞA ÇIKIŞ ORANLARININ KARŞILAŞTIRILMASI.....	68
4.1 Wiebe Fonksiyonu ve Parametreleri	69
4.2 Poligon Hiperbol Yanma Fonksiyonu ve parametreleri	72
4.3 Wiebe ve Poligon Hiperbol Simülasyonlarının Karşılaştırılması	73

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER	77
KAYNAKLAR	79
ÖZGEÇMİŞ	81

SİMGE LİSTESİ

A	Yakıtı bağılı sabitler
B	Silindir çapı
C	Sabit sayı
C_D	Boşalım katsayı
C_m	Ortalama piston hızı
CN	Setan sayısı
E	Enerji
E_A	Yakıtın aktivasyon enerjisi
F	Kuvvet
h	Konvektif ısı transferi katsayısı
	Entalpik
imep	indike ortalama efektif basınç
k	Isı iletkenlik
	Türbülansın kinetik enerjisi
n	Motor devir hızı
P	Basınç
Q	Isı girişi
R	Gaz sabiti
R_s	Türbülans oranı
T	Sıcaklık
t	Süre
T_{tg}	Tutuşma gecikmesi süresi
U	İç enerji
V	Hacim
W_t	Mekanik iş
γ_2	Poligon hiperbol ısı açığa çıkış oranı parametresi
γ_4	Poligon hiperbol ısı açığa çıkış oranı parametresi
γ_6	Poligon hiperbol ısı açığa çıkış oranı parametresi
ρ	Yoğunluk
ϕ	Krank açısı
ω	Açısal hız
μ	Viskozite
η	Verimlilik

KISALTMA LİSTESİ

ARGE	Araştırma Geliştirme
CFD	Sayısal akışkanlar dinamiği
DI	Doğrudan püskürtmeli
EGR	Egzoz gazı geri dolaşımı
IDI	İndirekt püskürtmeli
KMA	Krank mili açısı
LHV	Yakıt alt ısı değeri
MBT	Maximum Brake Torque
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynold sayısı
Rpm	Dakikadaki devir sayısı
SMD	Sauter ortalama yarıçapı
ÜÖN	Üst ölü nokta

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	Dizel motor geometrisi.....	4
Şekil 2.2	Dizel yanma prosesi diyagramı	7
Şekil 2.3	Tutuşma gecikmesi süresince silindir iç basıncı değişimi.....	13
Şekil 2.4	Dört strok silindirli küçük bir DI dizel motorda 1980 dev/dak'lık yükün fonksiyonu olarak tutuşma gecikmesi.	14
Şekil 2.5	(a) Hafif yağ püskürtülen sabit hacimli yanma bombasının resiprok hava sıcaklığı fonksiyonu olarak tutuşma gecikmesi (b) No.2 Dizel yakıtlı steady akış reaktöründe resiprok hava sıcaklığı fonksiyonu olarak tutuşma gecikmesi	15
Şekil 2.6	1980 d/d yükte çalışan küçük bir DI motorunda hava giriş ve basıncının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi. (a) Doğal soğutmalı motor (b) Doğal soğutmalı motor.....	16
Şekil 2.7	MAN, "M" DI yanma odası	17
Şekil 2.8	Yanma bombası çalışmalarında spreyin enjektörden 100 mm uzaklıktaki etkisi	18
Şekil 2.9	Tek silindirli bir DI motorda gaz içerisindeki oksijen yoğunluğunun tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi..	19
Şekil 2.10	DI Dizel motor için ısı açığa çıkış hızı.....	20
Şekil 2.11	Sabit ekivalans oranı (0,6) ve püskürtme değerlerinde iki farklı hız için azotoksit oluşumunun deneysel ve hesaplama yöntemleri ile karşılaştırması	24
Şekil 2.12	EGR çalışma prensibi.....	26
Şekil 2.13	Püskürtme basıncı ve zamanlamasının NO _x partikül oluşumu üzerindeki etkisi..	26
Şekil 2.14	Dizel motor yanma odasında is oluşumu.....	28
Şekil 2.15	İs oluşum miktarının zamanla değişimi	29
Şekil 3.1	Açık kontrol hacminin içine ve dışına doğru akışın şematik gösterimi	31
Şekil 3.2	Tek bölgeli silindir modeli	32
Şekil 3.3	Valfin yükselme fonksiyonu olarak valf açılma alanı	33
Şekil 3.4	Valfin oturduğu bölgede akış kısılması	34
Şekil 3.5	Valf açılışına bağlı olarak boşaltma katsayısı değişimi.....	34
Şekil 3.6	Ön ve son püskürtme ile empirik püskürtme oranı profili gösterimi	35
Şekil 3.7	Krank mekanizması geometrisi	37

Şekil 3.8	Turboşarjlı dizel motorda silindir duvarından ısı transferi.....	39
Şekil 3.9	Farklı m değerleri için Wiebe yanma profili.....	41
Şekil 3.10	Dizel yanması için ikili Wiebe ve poligon-hiperbol profili.....	42
Şekil 3.11	Püskürtme süresinin, püskürtme miktarı ve farklı püskürtme basınçları ile değişimi	44
Şekil 3.12	Tutuşma gecikmesi süresinin tutuşma fazındaki basınç ve sıcaklık değerleri ile değişimi	44
Şekil 3.13	Ön karışimli yanma fazında yanan yakıt miktarının tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarına göre değişimi	45
Şekil 3.14	Ön karışimli yanma fazında gerçekleşen maksimum yakıt hızının tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarına göre değişimi	45
Şekil 3.15	Direk püskürtmeli dizel motor için püskürtme, tutuşma gecikmesi ve ısı açığa çıkış profili gösterimi.....	47
Şekil 3.16	Ölçülen ve tahmin edilen tutuşma gecikmelerinin karşılaştırılması.....	47
Şekil 3.17	Yanma modellemelerinin sınıflandırılması	49
Şekil 3.18	Yanma modellemelerinin karmaşıklığı ve tahmini gereken hesaplama süreleri	50
Şekil 3.19	Sprey model	52
Şekil 3.20	Sprey paket kompozisyonu.....	52
Şekil 3.21	n-C ₁₄ H ₃₀ damlacığının kütle ve sıcaklık değişimi	54
Şekil 3.22	Yüksek devirli ağır sanayi dizel motor için ısı açığa çıkış ve basınç değişimi	57
Şekil 3.23	Sprey geometrisinin ve yoğunluk dağılımının şematik gösterimi.....	58
Şekil 3.24	Yanma bölgelerinin ve çevresel oranların ilerleyen gelişimi	59
Şekil 3.25	Anafor jetin şematik gösterimi	60
Şekil 3.26	Tam yükteki ağır sanayi dizel motorları için simüle edilmiş ısı açığa çıkış oranı	61
Şekil 3.27	Kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan kütle akışları	62
Şekil 3.28	Türbülans oluşumunun şematik gösterimi, spesifik uzaysal pozisyonda hızın zamana bağlı olarak değişimi	65
Şekil 3.29	Kararlı olmayan akışlar için Reynold ortalaması	66
Şekil 4.1	Deney motoru genel görünümü	69
Şekil 4.2	Ön karışım parametresine (m_p) bağlı yanma gidişinin değişimi	70
Şekil 4.3	Difüzyonlu aşama parametresi (m_d) bağlı yanma gidişinin değişimi	71
Şekil 4.4	Ön karışım fazında verilen ısının oranına (Q_p/Q_T) bağlı yanma gidişinin değişimi	71
Şekil 4.5	Poligon Hiperbol yanma profili	72
Şekil 4.6	Farklı basınç değerleri için silindir içindeki basınç değişimi	73
Şekil 4.7	Dizel yakıtı için 1100 bar püskürtme basıncı, 20 KMA avans değeri ve 3000 d/d motor hızı şartında gerçek, ikili Wiebe ve Poligon Hiperbol fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği.....	74
Şekil 4.8	Dizel yakıtı için 1200 bar püskürtme basıncı, 20 KMA avans değeri ve 3000 d/d motor hızı şartında gerçek, ikili Wiebe ve Poligon Hiperbol fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği.....	75
Şekil 4.9	Dizel yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı, 20 KMA avans değeri ve 3000 d/d motor hızı şartında gerçek, ikili Wiebe ve Poligon Hiperbol fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği	75

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Tipik dizel motorlar için boyutlar ve çıktılar	4
Çizelge 2.2 Dizel motorlarda is oluşumu için gereken süreler	28
Çizelge 4.1 Deney motoru teknik özellikleri.....	68

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA YANMA SONUCU ISI AÇIĞA ÇIKIŞ ORANI
MODELLERİNİN BİRBİRLERİ İLE KARŞILAŞTIRILARAK FARKLILIKLARININ
İNCELENMESİ**

Sinem ŞENGÜLER

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. İrfan YAVAŞLIOL

Yüzyıllar boyunca üzerinde çalışılmış ve oldukça iyi bir noktaya gelmiş olan motorlarda yanmanın geliştirilmesi gibi kompleks bir çalışma, günümüzde sadece geliştirilmiş deneysel ve hesaplama yöntemlerinin kombinasyonları ile yürütülmektedir. Nicel belirsizliklerine rağmen deneylere nispeten oldukça iyi olan bu nümerik simülasyonların, bugünkü motorların geliştirme çalışmalarında kullanımını gerekli kılan büyük avantajları vardır. Bu durumda, özellikle çok parametrelili çalışmalarda nümerik simülasyonları kullanmak zaman ve maddi açıdan farklı prototipler ve konstrüksiyonlar üzerinde çalışmaktan çok daha efektiftir.

Matematik modellerin bir diğer özelliği de alt prosesleri diğerlerinden yapay olarak ayırabilmesi veya bu proseslerin doğal olmayan sınır şartlarını araştırabilmesidir. Bu özellikler, bugün dahi tam olarak anlaşılammış olan püskürtme ve yanma prosesleri ile ilgili daha ayrıntılı bilgi sahibi olmaya yarar.

Yukarıda belirtildiği gibi, içten yanmalı motorlar için matematik modellerin geliştirilmesi ve uygulaması var olan belirsizliklerine rağmen deneysel yöntemlerle karşılaştırıldığında çok değerlidir. İçten yanmalı motorların alt proseslerinde oluşan karmaşık olaylar hakkında bilgi alma konusunda ve özellikle prosesler arasındaki bağı çözmede deneysel yöntemlerin kendine has çözümlerine nazaran çok daha iyidir.

Anahtar Kelimeler: Wiebe (Vibe), Poligon Hiperbol, Dizel motor, Modelleme

**COMPARE DIFFERENT HEAT RELEASE RATE MODELS AND ANALYSE THEM
IN INTERNAL COMBUSTION DIESEL ENGINES**

Sinem ŞENGÜLER

Department of Mechanical Engineering
MSc. Thesis

Advisor: Prof. İrfan YAVAŞLIOL

This complex task of improving on combustion engines, that have already reached a very high level of sophistication during their more than 100 year long history, can nowadays be achieved only by a combination of advanced experimental and computational studies. Despite the quantitative uncertainties of numerical simulations that are often greater than those of experiments, the modeling of combustion engine processes has some significant advantages. In this regard, it is obvious that numerical simulations are especially suited to carry out extensive parametric studies, since they are much more time and cost effective than the alternative construction and investigation of numerous prototypes.

Another capability of mathematical models is the possibility of artificially separating specific sub-processes from others that would interact in a real system, or to investigate the effect of unnatural boundary conditions on such processes. These features are also important in order to obtain more detailed information about spray and combustion processes that are still not fully understood today.

As noted above, the development and application of mathematical models for combustion engines is invaluable despite their greater uncertainties compared to experimental studies. The plenty of information they provide can help to understand the complex sub-processes occurring in combustion engines and especially the various interdependencies between these processes much better than it could be the case with the sole execution of experiments.

Key words: Wiebe (Vibe), Polygon Hyperbol, Diesel motor, Modeling

1.1 Literatür Özeti

Püskürtme ve yanma modellerinin AR-GE mühendisleri için yararlı olabilecek çok daha fazla olanakları vardır. Bu önemli özelliklerinden biri, proses boyunca bir problemin herhangi bir zamanda veya herhangi bir fiziksel durumdaki değişkenlerinin çıktısını verebilmesidir. Deneylelerden böylesine bir bilginin bütün olarak elde edilmesi birçok nedenden dolayı mümkün değildir. Her şeyden önce karmaşık yapıda olan optik ölçüm yöntemlerini çok hızlı salınım hareketi yapan bir motorda püskürtme ve yanma sınır şartlarını etkilemeden kullanmak oldukça zordur. Yine de böyle bir uygulama yapılmak istenirse, her zaman ulaşılamayan bir nokta kalacaktır. Örneğin, enjektör deliğine yakın olan yakıtın yoğun püskürtüldüğü bölgedir ki bu bölge spreyin atomize olması gibi sonraki proseslerin takibi açısından oldukça önemlidir. Bunun yanında deneylerin üç boyutlu sonuçlar vermesi oldukça zordur. Genellikle deneyler belli bir hacim için iki boyutlu veya sıfır boyutlu sonuçlar verirler.

Matematik modellerin bir diğer özelliği de alt prosesleri diğerlerinden yapay olarak ayırabilmesi veya bu proseslerin doğal olmayan sınır şartlarını araştırabilmesidir. Bu özellikler, bugün dahi tam olarak anlaşılammış olan püskürtme ve yanma prosesleri ile ilgili daha ayrıntılı bilgi sahibi olmaya yarar.

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmanın temel amacı, içten yanmalı dizel motorları üzerinde yapılan araştırmalarda sıklıkla kullanılan modelleme yöntemlerinin kullanım alanları ve teorik

modellemelerin gerçeğe uygunluğunu göstermektir. Bu noktadan yola çıkarak tek boyutlu modellemelerde dahi, araştırmalar sırasında yol gösterici olabilecek sonuçlar elde edilebileceğini belirtmek amaçlanmıştır.

1.3 Bulgular

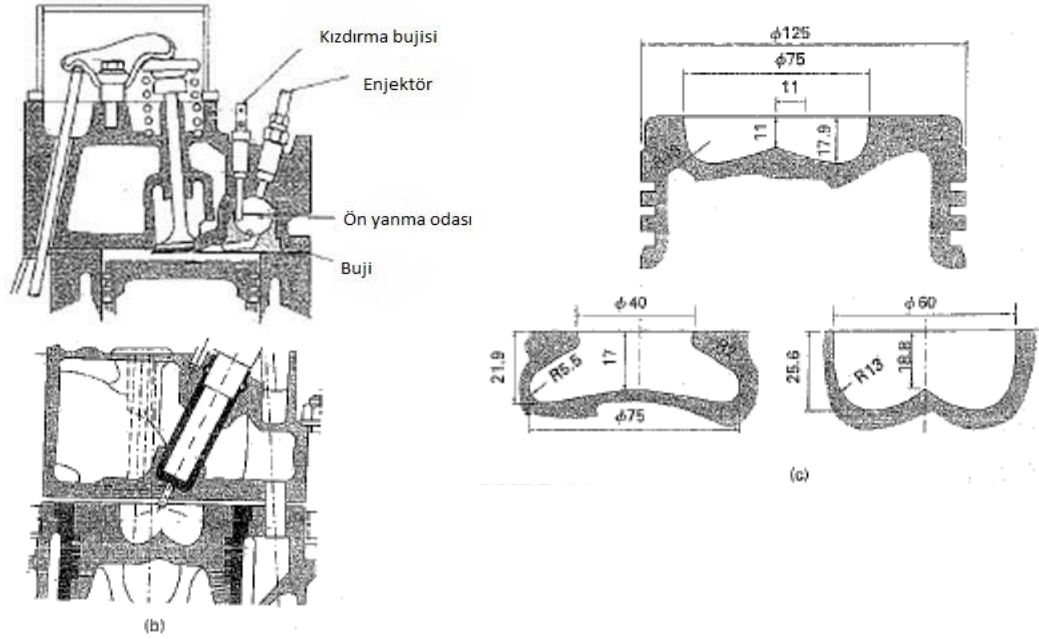
Tez çalışmasında Wiebe ve Poligon Hiperbol fonksiyonu kullanılarak ısı açığa çıkış oranı teorik olarak elde edilmiş ve deneylerde elde edilen silindir içi basınç verisi kullanılarak termodinamiğin 1. kanununa göre işlenen ısı açığa çıkış oranı ile karşılaştırılmıştır.

Silindir içerisinde çok bölgeli yanma modeli kullanılarak, silindir içerisindeki proses daha gerçekçi modellenebilir. Yanma odası içerisindeki bölge sayısının genel modele etkisi ve en iyi sonucu verecek bölge sayısı belirlenebilir. Motor simülasyonlarında sonuçların hızlı biçimde elde edilmesi simülasyon modellerindeki basitlik ile sağlanmaktadır. Sonuç olarak basit modellerle, gerçek verilere yakın sonuçların elde edilebileceği gösterilmektedir.

DİZEL MOTORLARDA YANMA

Dizel motorlarda yakıt, ana yanma odasına bağlı küçük bir ön karışım yanma odasına (endirekt enjeksiyon motorlar IDI) veya direk yanma odasına (direkt enjeksiyon motor, DI) püskürtülür. Ön karışım yanma odalı motorların avantajı daha az ses ve daha hızlı yanma oluşumudur. Yanmanın başlaması yüksek sıkıştırma oranları (24-27) ve ön karışım yanma odasına yerleştirilmiş ön kızıştırma bujisi tarafından sağlanır. Buna rağmen IDI motorların yakıt ekonomisi DI motorlara göre daha düşüktür. Yakıt ekonomisi şartlarından dolayı, DI motorlar hafif sanayi uygulamalarında bile IDI motorların yerini almıştır.

Geçmişte, direk enjeksiyonlu motorlarda varolan iki dizayn çeşidinden biri kullanılmıştır. Yüksek karışım hızlı (high-swirl) yanma odalı motorlarda piston içerisindeki yanma odası derindir, az sayıda enjektör deliği vardır ve enjeksiyon işlemini yaklaşık (13-340 atm) basınç arasında gerçekleştirirler. Düşük karışım hızlı veya hareketsiz (düz) yanma odalı motorlarda piston içerisindeki yanma odası derin değildir, çok sayıda enjektör deliği vardır ve enjeksiyon işlemini yüksek basınçta (500-1400 atm) gerçekleştirirler. Genelde daha küçük motorlar karışım odalı (swirl) tipinde, büyük motorlar da hareketsiz (düz) yanma odalıdır. Bunun yanında her yük ve hız için farklı dizayn parametreleri kullanılarak optimum dizaynlar yapılabilir, yani her uygulama için tercih edilen dizayn farklı olabilir. Sonuç olarak, tüm hız ve yükte en iyi performansta çalışacak tek bir dizayn vardır, denilemez.



Şekil 2. 1 DizeL motor geometrisi

(a) Otomobillerde kullanılan ön yanma odalı motor, (b) Hafif sanayi motorlarda derin yanma odalı DI dizeL motor, ve (c) Ağır sanayi motorlarında kullanılan üç farklı dizayn [1]

DizeL motorları, çok büyük gemi motorlarından en küçük sanayi motorlarına kadar uzanan geniş bir yelpazede kullanılırlar. Büyük motorlardan küçük motorlara hız aralıkları 50-5000 rpm arasında değişse de ortalama piston hızı çok fazla değişmez. Çizelge 2.1, üretilen dizeL motorların büyüklük aralıklarını göstermektedir.

Çizelge 2.1 Tipik dizeL motorlar için boyutlar ve çıktılar

Silindir çapı (mm)	45	80	127	280	400	840
Strok (mm)	37	80	120	300	460	2900
Silindir hacmi (litre/silindir)	0,06	0,402	1,77	18,5	57,82	1607
Silindir sayısı	1	4L	8V	6-9L	6-9L	4-12L
Çıkış/silindir (kW)	0,7	10	40	325	550	3380
Devir hızı (rpm)	3600	4800	2100	1000	514-520	55-76
Ort efektif basınç (atm)	4	7,5	13	22	22,2	16,6

DizeL motorlar genellikle yüksek verimlilik sağladığı için tercih edilirler. Bu gelişmiş verimlilik; yüksek sıkıştırma oranları (DI motorlar için 12-18 arası), düşük basınç kaybı,

fakir yakıt karışımı (0,2-0,8 yakıt/hava ekivalans oranı), ve tüm boşluk hacimlerinin yanmamış yakıt karışımı yerine hava veya yanma ürünü içermesinin etkisi sayesinde elde edilir.

Dizel motorlar için yanma sistemleri dizaynı uzun araştırma geçmişine rağmen bir bilimden çok sanata benzemektedir. Bunun sebebi dizel motorlarda yer alan proseslerin çok karmaşık yapıya sahip olmasıdır. Başlangıçta, hava silindire girer ve sıkıştırılır. DI motorlarda havaya girişi sırasında dönme hareketi yapılması sağlanabilir. Piston yukarı hareket ettiğinde silindirdeki hava sıkıştırılmış hava hareketi ile pistonun yanma odasına doğru gelir. Momentum kuralları gereği, dönme hareketi yapan gazın dönme yarıçapı azaldıkça dönme hareketi artar. Piston yukarı hareket ettiğinde, pistondaki hava pistonun hacmi kadar olmalıdır. Piston hareketi, havanın *sıkıştırılmış hacmine* gelmesini sağlar. Dönme oranı çok düşük olarak göze alınmasına ve yanma odasının hareketsiz (düz) olmasına rağmen piston içerisindeki akış hafif türbülanslıdır ve büyük ölçekte karmaşık yapıdadır.

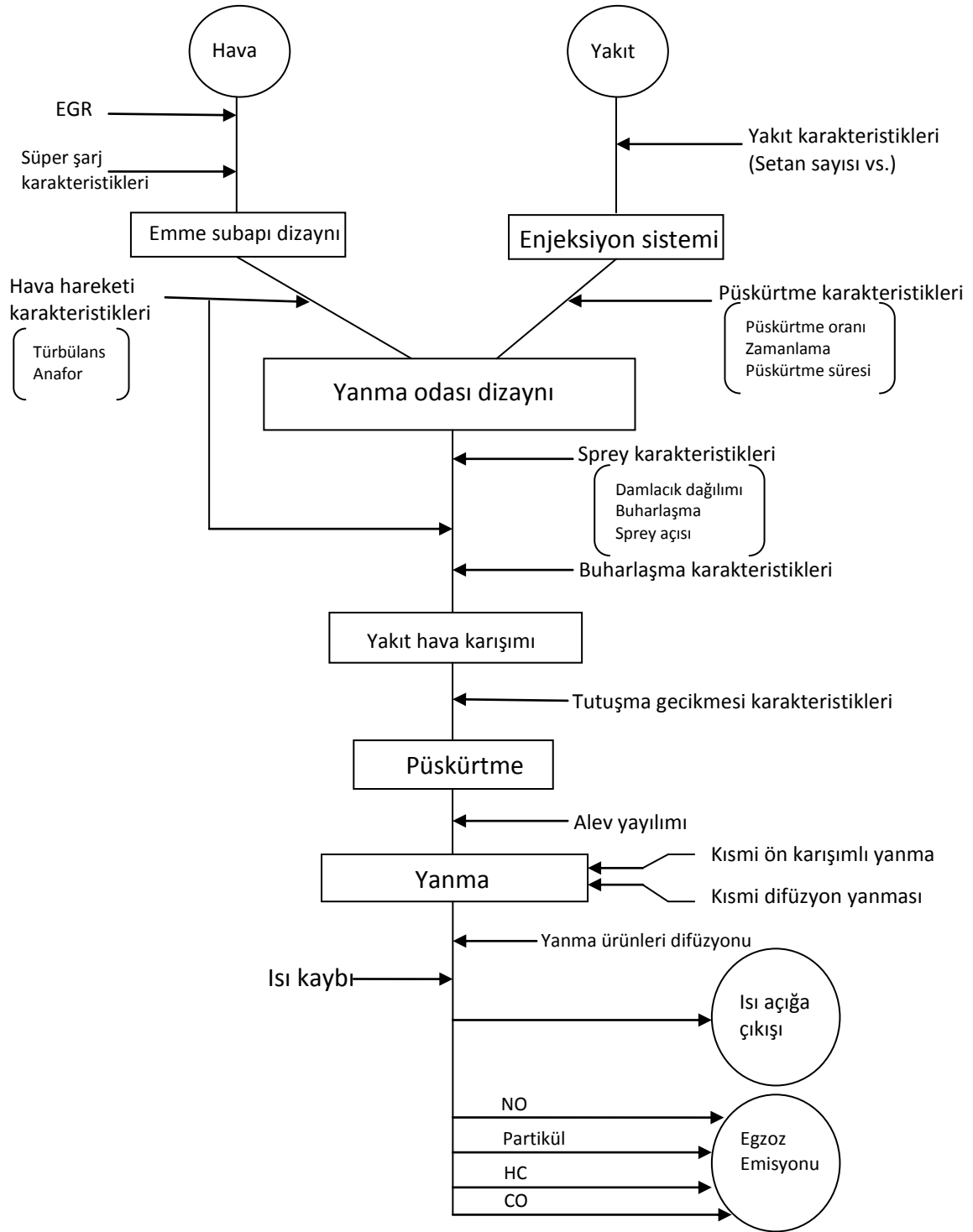
4 zamanlı motorlarda silindir içerisinde kalan artık gaz miktarı az olmasına rağmen bu gazlar (nominal değer %3-7), silindir içerisindeki gazın sıcaklığının yavaş yavaş artmasına sebep olurlar. Yine de, silindirdeki sıcaklığın artışının asıl sebebi sıkıştırmadır. Doğal soğutmalı motorda (turboşarjlı olmayan) 16:1 sıkıştırma oranı ile 2000 rpm'de en ekonomik yakıt sarfiyatını sağlayan enjeksiyon zamanlaması olan 20 KMA'da, yani ÜÖN'dan hemen önceye kadar sıkıştırıldığında, gaz sıcaklığı 830K ve basıncı 2.25MPa olur. Turboşarjlı ve kompresör ile motor arasında soğutma olmayan (intercooling olmayan) durumlarda mutlak sıcaklık bunun %12 daha fazlası olacaktır. Yakıt, en iyi sıkıştırma ve emisyon şartlarına göre tanımlanmıştır. Tipik enjeksiyon zamanı ÜÖN'nin 30° öncesi ile ÜÖN arasındadır ve yakıtın setan sayısı ile motorun dizaynına bağlıdır.

Yakıt püskürtüldüğünde bir kısmı buharlaşır ve yüksek sıcaklıkta kendi kendine tutuşabilen bir karışım oluşturacak şekilde havaya karışır. Yüksek sıcaklık sebebiyle buharlaşıp havaya karışan yakıtın bir kısmı püskürtme ile beraber hızlıca yanar. Yanmanın mekanizması oldukça karmaşıktır. Alev yayılımı, ya da ilk yanmanın yükselttiği sıcaklık sebebiyle ilerleyerek devam eden kendi kendine tutuşma şeklinde olabilir. Bu hava-yakıt karışımının ilk yanmasına *ön karışimli yanma periyodu* denir.

Püskürtülen yakıtın bir kısmı yanarken bir kısmı da yanmak üzere sıcaklığı yüksek gaz olarak kalır. Bu durum, karışım için gerekli olan oksijenin azalmasına ve püskürtülen yakıtın sıcaklığın artmasına sebep olur. Bunu takip eden yanma zengin karışimli yanmadır ve oranı da türbülanslı karışım, bazı durumlarda ise düşük basınçta yakıt püskürtme veya ilk hareket tarafından kontrol edilir. Doğal soğutmalı motorlarda düşük basınçta yakıt püskürtülmesi durumunda yanma oranını, yakıt damlacık buharlaşması kontrol edebilir. İlk harekette yakıt buharlaşması çok az miktardadır ve yakıt damlacıklarının tutuşması gözlenebilir.

Yüksek sıcaklıklar nedeniyle ön karışimli yanma ve difüzyon yanması yüksek miktarda NO_x açığa çıkmasına neden olabilir. Yüksek basınçta zengin karışım yanması, ve ardından türbülanslı difüzyon yanması yüksek miktarda partikül (çoğunlukla solid karbon) üretir. Tüm boşluklardaki hacim hava ile doldurulmuş olduğundan dolayı, yanmamış hidrokarbon emisyonu ilk hareket dışında çok düşük miktardadır. Karbonmonoksit miktarı da düşüktür, çünkü egzostaki yanma ürünleri çok zayıftır.

Yakıtın başlangıç yanma oranı çok yüksek olmasına rağmen, dizel yanma daha çok strok aşağıya hareketinin yarısı veya daha fazlası gibi uzun süreli yanmaya eğilimlidir. Yanma prosesinin analizi ise yakıt püskürtme prosesinin karmaşıklığından ve türbülanslı difüzyon yanmasının birçok noktasının tam olarak tanımlanamamasından dolayı oldukça güçtür.



Şekil 2.1 Dizel yanma prosesi diyagramı

2.1 Dizel Motorlarda Yanma Prosesi

2.1.1 Yakıt Püskürtmesi

Yakıt enjektörünün başlıca görevi yakıtı dağıtmak ve içerideki hava ile karıştırmaktır. Motorun yükünün püskürtülen yakıt miktarı ile orantılı olmasından dolayı enjektörün gereken hacimde yakıtı püskürtmesi gerekmektedir. Maksimum yakıt/hava oranı kabul edilebilir duman seviyesi ile tanımlanmıştır ve doğal soğutmalı bir motor için tipik yakıt/hava eşdeğer oranı 0,8'dir. Böylece doğal soğutmalı bir motorda çevrim başına püskürtülen yakıt hacmi, her litrelik hacim değişimi için 80 mm^3 'tür. Bununla birlikte, genelde düşük sıkıştırma oranlı turboşarj motorlar kullanılmaktadır ve bunların maksimum eşdeğer oranı 0,5 civarlarında olmaktadır. Bu, tam yükte iken her litrelik hacim değişimi başına yakıt hacminin 100 mm^3 'ün üzerine çıkmasına neden olur.

Sabit püskürtme basıncı için püskürtülen yakıtın miktarı, püskürtme süresinin değiştirilmesi ile ayarlanabilir. Sabit basınçta yakıt püskürtülen bir silindir için püskürtme süresi, enjektör deliklerinin boyutu ve sayısı azaltılarak arttırılabilir. Enjektör delik çapı, üretimdeki imalat şartları sebebiyle kısıtlanabilir. 0,2 mm çapı olanlar kolayca üretilebilen kalitede olanlardır. 0,1 mm'nin altında olanlar da üretilebilirler ancak bunlarda kalite kontrolü problem olur. En ufak bir hata bile yakıt püskürtme şeklinde büyük bir değişikliğe sebep olabilir.

Püskürtme basıncının arttırılması ile püskürtülen damlacıkların boyutları $(\Delta p)^{-1/2}$ oranında azalırken, penetrasyon $(\Delta p)^{-1/4}$ oranında artar. Yani, yüksek püskürtme basıncının küçük damlacıklar püskürterek hızlı buharlaşma gibi bir avantajı vardır.

Çevrim başına sabit miktarda püskürtülen yakıt ve krank mili açısından sabit püskürtme süresi için püskürtme basıncı motor hızının karesi oranında artmalıdır veya enjektörün efektif akış alanı hıza orantılı olarak artmalıdır. Böyle bir kontrol enjektörlere gelen yakıt basıncının ayarlanmasıyla mümkün olabilir. Elektronik kontrollü enjektörlerin kullanılmaya başlanması ile basınç ve akış alanlarının her ikisini de kontrol etmeye olanak sağlamaktadır.

Dizel püskürtmenin kalitesi genellikle, damla boyutu dağılımı, penetrasyon geçmişi ve püskürtme açısı gibi büyüklüklerle değerlendirilir. Yine de bu büyüklükler püskürtmenin ısı açığa çıkış oranını ve emisyonları etkileyen karmaşık detaylı davranışını açıklamaya yetmez. Bu detaylara örnekler, enjektör deliklerinde oluşan türbülans, deliklerdeki kaviteasyonun etkileri, püskürtme oranının şekli, püskürtme parametreleri ve damlacık buharlaşması arasında olan ve karışımı etkileyen bağ, püskürtmenin damlacığın iç çekirdeğini ve dış kısımlarını etkileyen boşluktaki dağılımı, spreyn piston yüzeyine çarpması, spreyn karışım oranını etkilemesi ve özellikle püskürtme bittikten sonra takip eden olaylardır. Bu detayların hiçbirisi tam olarak bilinmemektedir ve bu konuda yapılan tartışmalar genelde sezgiseldir.

Bugüne kadar püskürtme oranı, şeklinin kullanım sırasında değiştirilmesi mümkün olmayan enjektör dizaynı ile belirlenmiştir. Geleneksel bakış açısı, oranın başlangıçtaki kademeli artışın dik olana göre daha fazla tercih edildiğini göstermektedir. Dik artışın basınç oranını arttırdığı ve dolayısıyla ses ve emisyondaki azot oksit miktarını da arttırdığı gözlemlenmiştir. Diğer yandan püskürtmenin bitişi dik olmalı ve zayıf atomize olmuş hiçbir yakıtın püskürtülmesine izin vermemelidir. Bu şekildeki hızlı bitişlerin hidrokarbon ve emisyondaki duman miktarını azaltarak yakıt ekonomisine ufak bir faydası olduğu gözlenmiştir. Diğer tüm dizaynlardaki gibi bu amaçları hedeflerken performansın diğer açılardan kötü etkilenmemesine dikkat edilmelidir.

Elektronik püskürtme, püskürtme oranı üzerinde çok farklı değişiklikler yapma olanağı sunar. Ana püskürtmeden önce gerçekleştirilen küçük bir miktar püskürtme, püskürtme prosesini geliştirebilir ancak emisyondaki partikül miktarını da arttırabilir. İki ya da daha fazla ana püskürtmeden meydana gelen ve püskürtme aralarında süre boşluğu bulunan bölünmüş püskürtme üzerinde yapılan araştırmalar, bu püskürtme çeşidinin partikül miktarında azalmayı sağladığını göstermiştir. Bu tip deneylerde en iyi sonuç ikinci püskürtmenin dik bir başlangıç oranına sahip olduğu zaman alınmıştır. Prosesin sonrasında gelen spreyn momentumunun çevrim içerisinde geç karışıma ve dolayısıyla silindiri terk etmeden önce daha fazla oksidize olan karbon partiküllerine sebep olduğu düşünülmektedir. Maalesef, püskürtmeler arasındaki gecikme, yanmanın sonunu uzatmaktadır ve yanma odası geometrisi gibi yanmayı hızlandıracak bir parametre ile bu etki azaltılmazsa yakıt ekonomisine de olumsuz etkisi olmaktadır.

Çok yüksek basınçlar için (200 MPa) küçük enjektör deliklerinden (0,1 mm) püskürtülen yakıtta damlacıklar çok küçüktür ve bu sebeple yakıt gas-jet davranışı göstererek çabuk buharlaşır. Lazer sistem kontrolünde tam yükte bir inch'ten daha küçük enjektörden püskürtülen yakıtın hemen buharlaştığı gözlemlenmiştir. Jetin çabuk nüfuz edebilmesine rağmen karışım oluşturma yeteneğinin geçmişteki deneylerden elde edilen az buharlaşan yakıtta göre daha düşük olması beklenmektedir. Yani yüksek basınçlı püskürtmenin yüksek momentumu sebebiyle karışım oluşumu, düşük basınçlı püskürtmeye göre oldukça iyidir. Ağır sanayi motorları için piston yanma odasına sıvı yakıt çarpması problem oluşturmaz.

Püskürtülen yakıtın ekseni boyunca sınırlı boyu olan bir çekirdeği vardır. Bu çekirdek yüksek bir momentuma sahiptir ve devamı olan sıvının bazı özelliklerini taşırlar. Bu sebeple genellikle bu çekirdeğe "bütün çekirdek" adı verilir. Yüksek basınçlı püskürtmenin buharlaşma fotoğrafları, çekirdek çevresindeki yakıt buharlaştığında bile çekirdeğin var olduğunu göstermektedir. Bu çekirdeğin emisyonundaki partikül üzerindeki etkisi bilinmemektedir ve sıvı yakıtın yanma odasına girebildiği küçük motorların karışımında önemli rol oynayabilmektedir. Sprey dağılımı ile ilgili bilinmeyen ikinci durum ise damlacığın etrafındaki bulutların aldığı düzensiz şekildir. Damlacığın etrafında bulunan bulutlar damlacığa Noel ağacı şeklini verirler. Çekilen fotoğraflarda damlacık şekillerinin birbirinin aynı olduğu, fakat detaylarda birbirlerinden farklılaştıklarını göstermektedir. Küçük damlacıkların dış kısmı yanmayacak kadar fakir karışım halinde olabilirler veya ilk tutuşmayı meydana getirebilirler. Bu kısmın bilinmeyen yanı ise, damlacık şekillerinin gözlemlenebilir olmasına rağmen hâlâ daha içerisinde bilimsel olarak açıklanamayan mekanizma barındırmasıdır.

Küçük dizel motorlarda, küçük silindirler sebebiyle sıvı yakıtın piston kafasına çarpması muhtemeldir. Türbülans, penetrasyonu azaltmak ve karışımı arttırmak için kullanılabilir, ancak volumetrik verimin azalmasına ve ısı transferinin artmasına neden olur. Isı transferi gibi tüm etkileri içeren modeller CFD kodları kullanılarak araştırılıp geliştirilebilirler.

2.1.2 Tutuşma Gecikmesi

Yakıtın püskürtülmesinden yanmasına kadar geçen süreye (veya KMA'ya) tutuşma gecikmesi adı verilir. Gecikme periyodu boyunca yakıt püskürtülmeye ve buharlaşmaya devam eder. Açık yanma odalı motorlar için püskürtme basıncı, enjektör deliği çapı ve enjektör delik sayısı gibi parametrelerin tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi çok azdır. Bu durum kısmen turboşarjlı motorlar için de geçerlidir. Dolayısıyla, tutuşma gecikmesi hava-yakıt karışımını kimyasal olarak etkileyen parametrelerin de bir fonksiyonudur [1].

Fiziksel prosesler için gerekli süre (T_{fiz})'e fiziksel tutuşma gecikmesi, kimyasal prosesler için gerekli süre (T_{kim})'e kimyasal tutuşma gecikmesi denir. Tutuşma gecikmesi bu iki sürenin toplamından oluşur.

$$T_{tg} = T_{fiz} + T_{kim} \quad (2.1)$$

Yakıt damlasının ısınması, buharlaşması ve yakıt buharının kendi kendine tutuşma sıcaklığına kadar ısınması fiziksel tutuşma gecikmesi süresinde gerçekleşir. Özellikle ağır dizel yakıtların kullanılması durumunda fiziksel tutuşma gecikmesi, tutuşma gecikmesi süresinin büyük bir süresini oluşturur.

Dizel motorlarında fiziksel tutuşma gecikmesi süresini kısaltmak için yakıt çok küçük meme delikleri olan enjektörler kullanılarak çok yüksek basınçla yanma odasına püskürtülür. Bu püskürtme sonucunda oluşan yakıt damlacıklarının ortalama çapı 10-30 mikron mertebesinde olur. Damlacık çapları küçüldükçe birim hacim başına düşen yüzey alanı artar ve yakıt damlacığın ısınma ve buharlaşma süresi kısalır.

Damlanın buharlaşma hızı büyük oranda damla ve sıcak hava arasındaki bağıl hızdan da etkilenmektedir. Fakat çok küçük çaptaki yakıt damlalarının yüksek basınçlı hava ortamında hızları çok çabuk düşmekte ve yakıt damlası ile hava arasındaki bağıl hız kısa bir süre sonra sıfır olmaktadır. Yanma odasında oluşturulan türbülansın etkisi ile damlacık yüzeyinde oluşan yakıt buharı uzaklaşır ve sıkıştırılmış hava ortamında dağılarak karışım oluşturma hızı artar. Dizel motorlarında püskürtme, ısınıp buharlaşma ve karışım oluşumu olayları aynı anda olmaktadır ve bu nedenle yanma odasındaki karışım homojen değildir. Yanma odasının bazı bölgelerinde çok zengin, bazı bölgelerinde ise çok fakir hava karışımı oluşur. Hava fazlalık katsayısı değişimi 0 ile ∞ arasında olur.

Dizel motorlarda yanma prosesin normal olabilmesi için karışımın kontrollü bir şekilde oluşturulması gerekir. Karışım oluşumu ile alevli (görünür) yanma aynı anda oluşmalı, aksi durumda yanma patlamalı bir karakterde gerçekleşir. Bunun sonucunda basınç artma hızı artar ve motor sert çalışır.

Alevli yanmanın başlayabilmesi için yanma odasına giren yakıtın yaklaşık olarak %45 ile %75 arasında buharlaşmış olması gerekir.

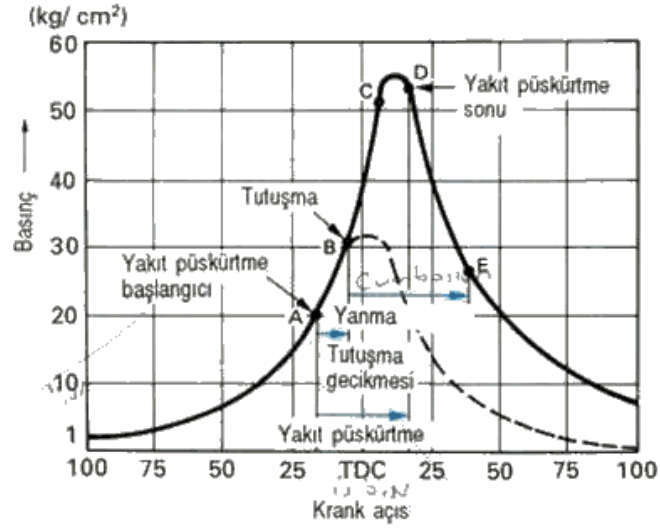
Fiziksel tutuşma gecikmesi süresini (T_{fiz}) azaltmanın en etkili yolu damlacık çaplarını minimuma indirmek suretiyle ve damlacık sayısını artırmak veya sıkıştırılmış havanın sıcaklığını arttırarak motor sıkıştırma oranını arttırmaktır.

Kimyasal tutuşma gecikmesi süresince (T_{kim}) bir çok ön oksitlenme reaksiyonu meydana gelir. Bunların sonucunda açığa çıkan ısı çok azdır fakat önemli miktarda ara ürün birikimi meydana gelir. Bu ara ürünlerin büyük kısmı atomik oksijen, atomik hidrojen, aldehit ve hidrokarbon radikallerinden oluşur. Ön oksitlenme reaksiyonlarının hızı kimyasal tutuşma gecikmesini etkiler. Bu süre aralığında belirli hacim ve hacimlerde ara ürün konsantrasyonu ile sıcaklığın aynı anda veya arka arkaya kritik değerlere ulaşırlar ve karışım kendi kendine tutuşur. Bunun neticesinde alevli yanma meydana gelir ve silindir basıncı çok hızlı bir şekilde artar. En fazla ön oksitlenme reaksiyonları alev demetinin dış bölgelerinde meydana gelir. Çünkü bu bölgelerde sıcaklıklar çok yüksektir. Demetin merkezinde ise yakıt konsantrasyonu fazladır. Burada sürekli ve yoğun olarak buharlaşma ısısının çekilmesi sonucunda sıcaklıklar düşüktür; ayrıca yakıt hava karışımı çok zengindir. Bu nedenle ön oksitlenme reaksiyonlarının hızı daha düşüktür. Bu nedenle kendi kendine tutuşma, alev demetinin dış bölgelerinde meydana gelir.

Kimyasal kendi kendine tutuşma gecikmesi, yakıt moleküllerinin yapısı ve özelliklerinden, yani yakıt moleküllerinin ön oksitlenmeye karşı eğilimleri tarafından büyük oranda etkilenmektedir. Örneğin, en kısa T_{kim} süresi normal parafinik hidrokarbonlarda olup en uzun ise aromatik hidrokarbonlarda meydana gelir.

Dizel motorlarında kimyasal tutuşma gecikmesi süresinin mümkün olduğu kadar kısa olması istenir. Bu nedenle yakıtın ön oksitlenme reaksiyonlarını arttıran organik oksitler, eterli bileşenler ve nitratlar gibi bazı bileşenler yakıtı ilave edilirler.

Otto motorlarında ise tam tersi olarak, yakıtın ön oksitlenmesini yavaşlatan katıklar kullanılarak yakıtın kendi kendine tutuşması zorlaştırılmaktadır.



Şekil 2.3 Yanma süresince silindir iç basıncı değişimi

Şekil 2.3'te bir dizel motorunda yanma süresince silindir iç basıncının değişimi görülmektedir. Fiziksel tutuşma gecikmesi süresince basınçta bir değişiklik olmadığı, buna karşılık kimyasal tutuşma gecikmesi esnasında ise basınçta küçük bir artış olmaktadır. Basıncın fazla artmamasının sebebi ise bu sürede ön oksitlenme sonucu açığa çıkan ısının çok az olmasıdır. Tutuşmanın gerçekleşmesinden sonra açığa çıkan ısının fazla olmasının sebebi ile basınç çok hızlı bir şekilde yükselir. Bu tip kendi kendine tutuşmalara iki kademeli tutuşma adı verilir.

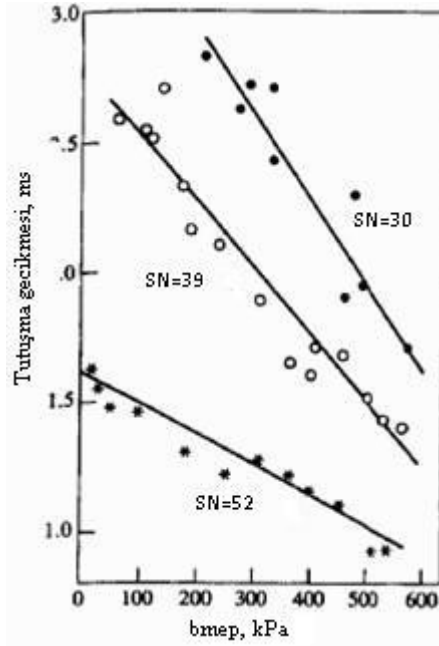
2.1.2.1 Kendi Kendine Tutuşma Esasları

Kontrollü şartlarda, yakıt-hava karışımının kendi kendine tutuşmasını anlamak için sabit hacimli bombada, sabit akışlı reaktörlerde ve hızlı sıkıştırılmalı makinelerle bazı çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların bazılarında ön karışimli hava-yakıt karışımları, bazılarında ise yakıtın püskürtülmesi ile oluşan karışım kullanılmıştır. Sabit sıcaklık ve basınç ortamına yapılan yakıt püskürtmesi ile elde edilen sonuçlar, belirli bir yakıtta tutuşma için en önemli değişkenlerin hava sıcaklığı ve basıncı olduğunu göstermiştir. Bu sonuçlardan tutuşma gecikmesi için aşağıdaki gibi bir korelasyon kullanılır.

$$T_{tg} = A \cdot p^{-n} \cdot \exp\left(\frac{E_A}{RT}\right) \quad (2.2)$$

2.1.2.2 Tutuşma Gecikmesini Etkileyen Fiziksel Faktörler

- Püskürtme avansı: Normal çalışma koşullarında (düşükten orta hıza kadar, tam ısınmış motorda) minimum Tutuşma gecikmesi yaklaşık olarak 10-15 °KMA püskürtme avansında elde edilir. Püskürtme avansının artması veya azalması durumunda tutuşma gecikmesinde meydana gelen artışların nedeni ÜÖN'ye yakın bölgelerde basınç ve sıcaklıkta çok önemli değişimlerin oluşmasıdır. Erken püskürtmede basınç ve sıcaklıklar daha düşüktür. Geç püskürtme halinde başlangıçta basınç ve sıcaklık yüksektir, fakat ÜÖN'dan sonra hızla düşerler ve tutuşma gecikmesi uzar.
- Püskürtme miktarının veya yükün etkisi: Şekil 2.4'te üç farklı Setan sayısına sahip yakıt kullanılarak (Setan sayıları=30, 39, 52) yükün etkisinin tutuşma gecikmesine etkisi gösterilmiştir. Deney, direkt püskürtmeli bir motor 1980 d/d'da çalıştırılarak yapılmıştır. Görüleceği gibi artan yükte tutuşma gecikmesi yaklaşık lineer olarak azalır. Çünkü artan yükte art gaz ve çeper sıcaklıkları artar.

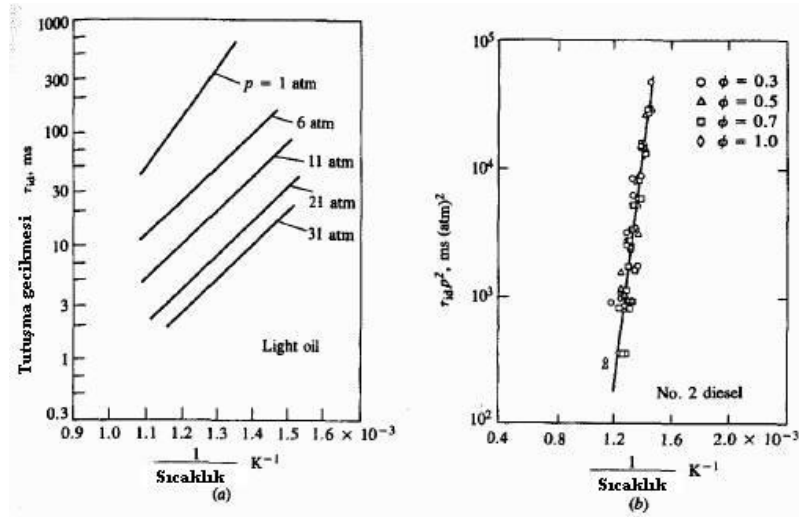


Şekil 2.4 Dört strok silindirli küçük bir DI dizel motorda 1980 dev/dak'lık yükün fonksiyonu olarak tutuşma gecikmesi. Yakıt setan sayıları: 30, 39 ve 52 [9].

Bunun sonucunda dolgu sıcaklığı ve az da olsa dolgu basıncı artar ve Tutuşma Gecikmesi kısalır. Fakat ayarlar maksimum yük için yapılırsa, rejim halindeki bir motorda yük artışına göre tutuşma gecikmesinde önemli bir artış görülmez. Fakat

ilk hareket halinde tutuşma gecikmesi çok artar. Bunun nedeni ise artan yakıt miktarının gittikçe daha fazla buharlaşma ısı çekmesi ve karışım sıcaklığının düşmesidir.

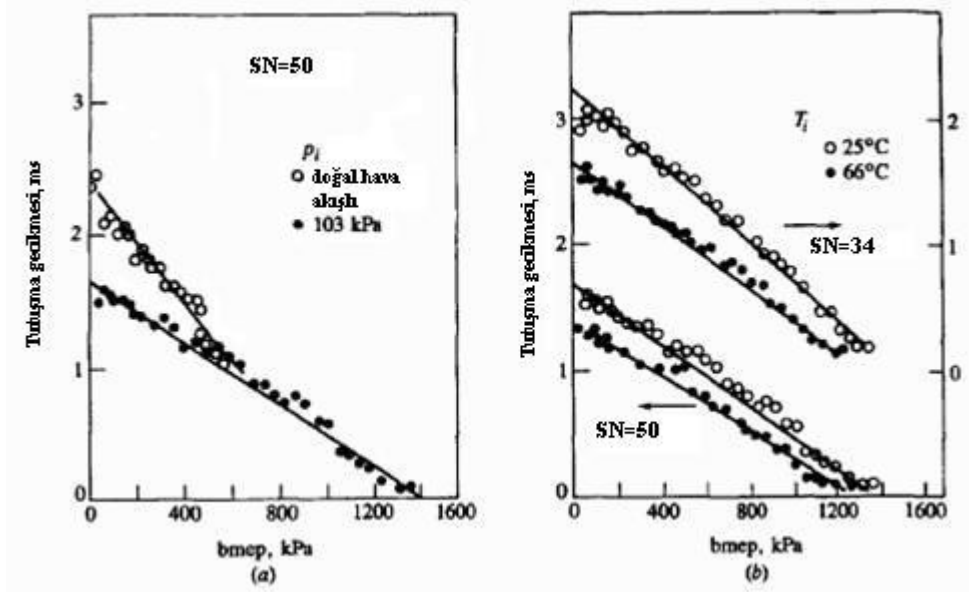
- Damlacık çapı, püskürtme hızı ve oranının etkisi: Bu faktörler püskürtme basıncı, meme delik çapı, nozul tipi ve geometrisine bağlıdır. Lyn ve Valdmanis (1968)'in [3] yaptıkları deneyler, bu faktörlerin çok önemli etkisi olmadığını göstermiştir. Normal işletme şartlarında püskürtme basıncındaki artışlar tutuşma gecikmesinde çok az bir düşüşe neden olur. Püskürtme oranını artırmak için, püskürtme basıncını sabit tutarak, delik çapını iki misli artırmak ve damlacık çaplarını %30 oranında arttırmak gibi işlemlerin tutuşma gecikmesi üzerinde önemli bir etkisi yoktur. Yapılan araştırmalar nozul şeklinin de tutuşma gecikmesi üzerinde önemli bir etkisi olmadığını göstermiştir.
- Emme havası basıncı ve sıcaklığının etkisi: Şekil 2.5'te püskürtme anında hava ortamının sıcaklığının resiprok değeri ve basınçlara göre tutuşma gecikmesini göstermektedir. Görüleceği gibi sıcaklık ve basınç değerleri düştükçe tutuşma gecikmesi uzamaktadır. Emme havasının basınç ve sıcaklıklarının püskürtme anındaki havanın basınç ve sıcaklığını etkilemesi sonucu, tutuşma gecikmesini de etkiler.



Şekil 2.5 (a) Hafif yağ püskürtülen sabit hacimli yanma bombasının resiprok hava sıcaklığı fonksiyonu olarak tutuşma gecikmesi. Püskürtme basıncı 9,8 MPa (100atm) Hava basıncı göz önüne alınmıştır. (b) No.2 Dizel yakıtlı steady akış reaktöründe resiprok hava sıcaklığı fonksiyonu olarak tutuşma gecikmesi (basınç)². Yakıt/hava hava fazlalık katsayısı, 1/0,3 ve 1,0 arasında değişmektedir [9].

Şekil 2.5'te motor yükün fonksiyonu olarak emme havasının basınç ve sıcaklık değerlerinin etkisi görülmektedir. Deneysel sonuçlar dolgu sıcaklığının özellikle 1000°K'nin altında iken tutuşma gecikmesini oldukça etkilemekte, fakat 1000°K'nin üzerine çıkınca bu sıcaklığın öneminin azalmakta olduğunu göstermektedir. Bu sıcaklık aralığında dolgu basıncı da önemli rol oynamaktadır. Bu şartlar altında basınç arttıkça tutuşma gecikmesi kısalmır.

Görüldüğü gibi, püskürtme anındaki dolgu basıncı ve sıcaklığının tutuşma gecikmesi üzerinde çok önemli etkisi vardır. Dolayısıyla dolgu basıncı ve sıcaklığını etkileyen diğer motor değişkenleri de dolaylı olarak tutuşma gecikmesini etkiler. Örneğin sıkıştırma oranı arttıkça tutuşma gecikmesi kısalmır ve püskürtme esnasında daha önce açıklandığı gibi tutuşma gecikmesini etkiler.

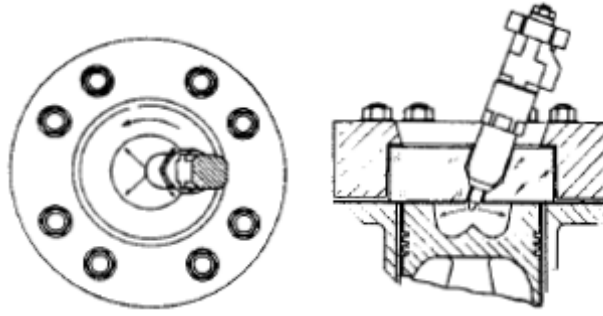


Şekil 2.6 1980 d/d yükte çalışan küçük bir DI motorunda hava giriş ve basıncının tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi. (a) Doğal soğutmalı motor; 1 atm hava basıncı, hava giriş sıcaklığı $T_1=25^\circ\text{C}$, 50 setan sayılı yakıt. (b) Doğal soğutmalı motor; $T_1=25^\circ\text{C}$ ve 66°C , 34 ve 50 setan sayılı yakıt [9]

- Motor devir sayısının etkisi: Sabit yük altında, artan devir sayısı ile ms cinsinden ölçülen tutuşma gecikmesini krank açısı cinsinden ölçersek tutuşma gecikmesi neredeyse lineer olarak artar. Devir sayısında meydana gelen değişiklikler sıcaklık/zaman ve basınç/zaman ilişkisi üzerinde etkili olmaktadır. Bununla

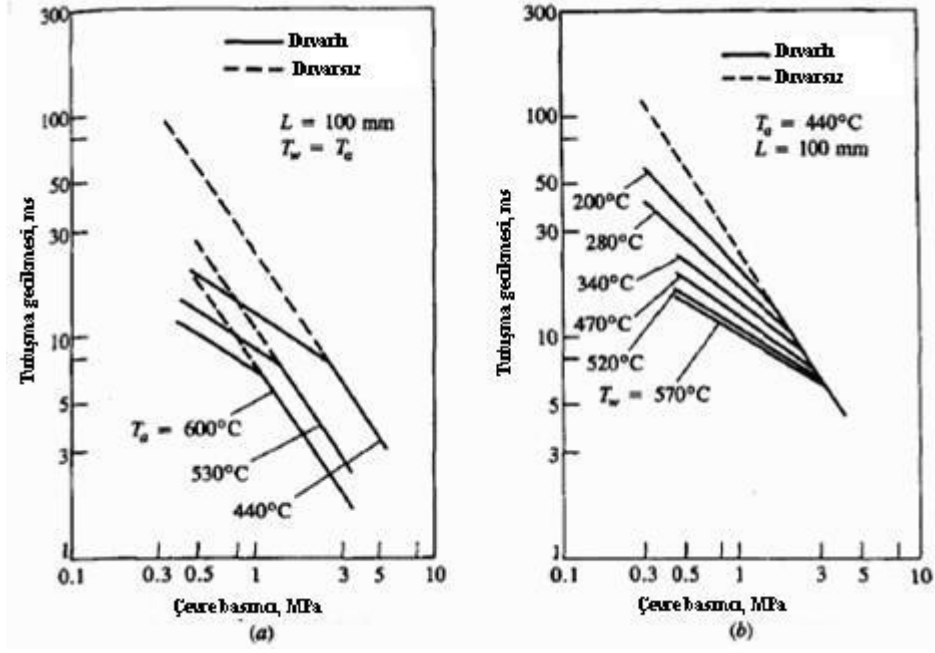
birlikte devir sayısındaki artış, püskürtme basıncını da arttırır. Aynı zamanda sıkıştırma sonu sıcaklıkları da artar, çünkü sıkıştırma strokunda meydana gelen ısı kayıpları azalır.

- Yanma odası cidarının etkisi: Yakıt demetinin yanma odası cidarına çarpması yakıt buharlaşma ve karışma prosesini etkiler. Aşağı yukarı tüm küçük boyutlu ve yüksek hızlı motorlarda yakıt demetinin cidara çarpması söz konusudur. Örneğin “M” yanma sisteminde bu çarpma ile kontrollü basınç artışı sağlanır. “M” sisteminde tutuşma gecikmesi konvansiyonel direkt püskürtmeli motora göre daha uzundur.



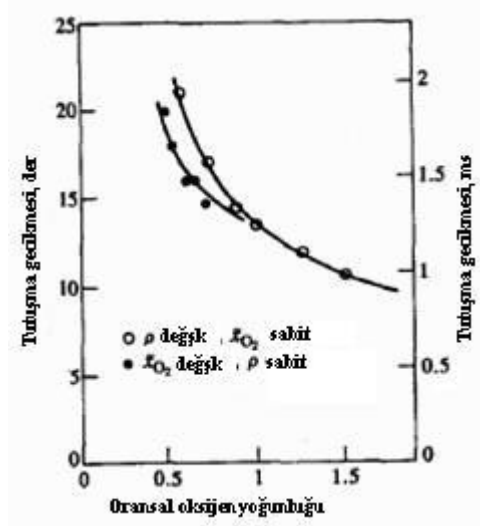
Şekil 2.7 MAN, “M” DI yanma odası [9]

Şekil 2.8’de sabit hacim yanma bombasında yapılan deney sonuçları verilmiştir. Burada cidar enjektöre dik ve 100 mm’lik bir mesafeye yerleştirilmiştir. Deney sonuçlarına göre, cidarın bulunması halinde daha düşük basınç ve sıcaklıklarda tutuşma gecikmesini kısaltır. Fakat daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda, yani motor çalışma koşullarına yakın koşullarda önemli bir etki gözlenmemiştir. Motor çalışma şartlarında yapılan deneyler de benzer sonuçlar vermiştir. Demet ile cidar arasındaki açının da önemi vardır. Açı arttıkça tutuşma gecikmesi de artma eğilimi gösterir.



Şekil 2. 8 Yanma bombası çalışmalarında spreyn enjektörden 100mm uzaklıktaki etkisi. (a) Hava sıcaklığının hava basıncı fonksiyonu olarak etkisi, $T_d=T_h$ (b) 440°C'deki hava sıcaklığının duvar sıcaklığı üzerindeki etkisi [9]

- Swirl (Türbülans) etkisi: Havanın dönme hareketindeki değişiklikler yakıt buharlaşma ve yakıt-hava karışım proseslerini etkiler. Aynı zamanda hava hareketleri sıkıştırma prosesi esnasında cidara doğru olan ısı transferini etkiler ve böylece püskürtme anında hava sıcaklığı da etkilenir. Normal işletim motor hızlarında, havanın dönme hareketinin tutuşma gecikmesi üzerinde çok fazla etkisi yoktur. Fakat ilk harekette, yani düşük hızlarda ve düşük sıkıştırma sonu sıcaklıklarında bu etki daha fazladır. Sonuç olarak, hava hareketlerinin buharlaşmaya ve karışım oluşturmaya etkisi daha belirgin olmaktadır.
- Oksijen konsantrasyonu etkisi: Oksijen konsantrasyonu doğal olarak tutuşma gecikmesini etkiler. Özellikle EGR uygulanan motorlarda oksijen konsantrasyonu değişir. Tek silindirli, direkt püskürtmeli sabit hava/yakıt oranlı (30/1) bir motorda yapılan deneysel çalışmalar Şekil 2.9'da verilmiştir. Yapılan deneyde EGR uygulayarak oksijen konsantrasyonu değiştirilmiştir. EGR'nin olmadığı doğal aspirasyon koşullarındaki oksijen yüzdesi referans olarak alınmıştır. Görüldüğü gibi oksijen konsantrasyonu düştükçe tutuşma gecikmesi artmaktadır.



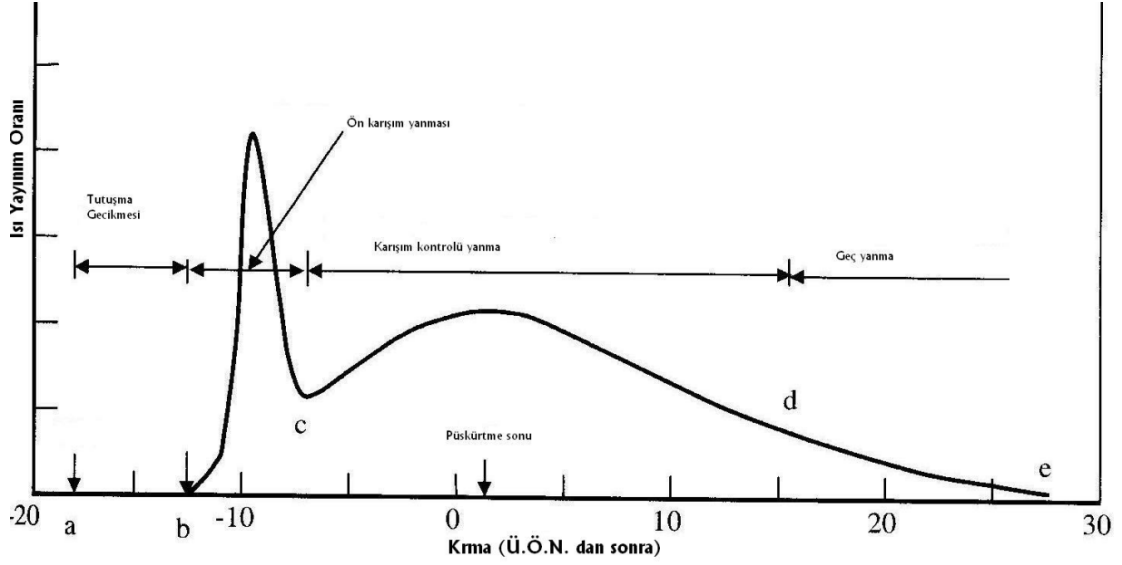
Şekil 2.9 Tek silindirli bir DI motorda (1.3dm^3 silindir hacmi, silindir çapı=15cm, 1800d/d) gaz içerisindeki oksijen yoğunluğunun tutuşma gecikmesi üzerindeki etkisi. Oksijen yoğunluğu, sabit giriş yoğunluğu ve 0.5-3 atm arasında değişen giriş basıncı şartlarında egzost gazının yeniden çevrimi ile değişmektedir [9].

- Yakıt özelliklerinin etkisi: Tutuşma gecikmesi esnasında hem fiziksel hem de kimyasal prosesler vardır ve bu olaylar da yakıt özelliklerine göre farklılık göstermektedir. Dolayısıyla bu durumdan tutuşma gecikmesi de etkilenmektedir. Yakıtın tutuşma eğilimi, yakıtın setan sayısı ile tanımlanır. Normal parafinik hidrokarbonların setan sayısı daha yüksek ve tutuşma gecikmesi daha kısadır. Buna karşın aromatiklerin ve sikloparafinlerin setan sayısı daha düşüktür ve dolayısıyla tutuşma gecikmesi daha uzundur. Tutuşma gecikmesini kısaltmak veya setan sayısını arttırmak için yakıtta bazı katıklar ilave edilir. Genel olarak organik peroksitler, nitratlar ve değişik kükürtlü bileşenler tutuşma özelliklerini arttırmak için yakıtlara ilave edilirler [9].

2.1.3 Isı Açığa Çıkış Oranı

Tutuşmanın hemen ardından yanan yakıt miktarı; yakıt özellikleri, püskürtme parametreleri, silindire püskürtülen yakıt demeti, silindir içerisindeki havanın sıcaklığı ve basıncı ve tutuşma gecikmesi gibi parametreler tarafından belirlenir. Bu hızlı (ön karışım) yanmanın ardından yanma hızı, karışım oranı tarafından belirlenir. Sprey modellere dayandırılmış hesaplamalara göre damlacıkların buharlaşması, motor ilk

harekette olmadığı ve enjektör deliği kaba işlenmemiş olduğu sürece kontrollü değildir [1].



Şekil 2.10 DI Dizel motor için ısı açığa çıkış oranı [9]

Şekil 2.10'da direk püskürtmeli bir dizel motoru için ısı açığa çıkış diyagramı verilmiştir.

(ab) Tutuşma gecikmesi süresi, (bc) ön karışım ve hızlı yanma fazı, (cd) karışım kontrollü yanma fazını, (de) ise art yanma fazını göstermektedir. Tutuşma gecikmesi süresi ile ilgili ayrıntılı bilgi tutuşma gecikmesi başlığında verilmiştir. Ön karışım yanma fazında tutuşma gecikmesi süresi içinde oluşan karışım, birkaç krank açısı içinde hızlı bir şekilde yanar. Eğer bu karışım girmekte olan ve uygun karışım oluşturan kısım birleşirse oldukça yüksek ısı açığa çıkış hızları meydana gelir. Karışım kontrollü yanma fazında, tutuşma gecikmesi süresince oluşan ön karışım yanmasını tamamlayınca yanma oranı yanma için hazır duruma gelebilen karışım tarafından kontrol edilir. Bu esnada yakıtın atomizasyonu, buharlaşması, yakıt buharının hava ile karışımı, ön kimyasal reaksiyonlar gibi bir çok proses meydana geldiği için yanma hızı temelde yakıt buharı-hava karışım oranı tarafından kontrol edilir. Bu fazda ısı açığa çıkış ikinci bir peak noktasına ulaşmaz ve proseste düşüş gözlenir. Art yanma (genişleme) fazının bir kısmında yanma hızı düşük de olsa devam etmektedir. Bunun iki nedeni olabilir: Az miktardaki yakıt henüz yanmamış olabilir veya fırsat bulamamış zengin karışım bölgelerinin varlığı sebebiyle is bulutlarının yanması. Bunların esas nedeni ise yanma

odasındaki karışımın homojen olmamasıdır. Genişlemeye bağlı olarak azalan sıcaklıkla yanma hızı daha düşük olur.

2.1.4 Emisyon Oluşumu

Yakıt püskürtme teorisi, sprej yakıt hava dağılımına ve her bir bölgedeki yanma mekanizmalarına göre birkaç bölgeye ayrılabilir. Bu modelde sprej ekivalans oranına göre 3 bölgeye ayrılır. Birinci bölge sprej çekirdeğidir ve bir alev teşekkül ettirecek şekilde yeteri kadar atomize olmamış ve hava ile karışmamış büyük yakıt damlalarını oluşturur. Üçüncü bölgede yanmak için çok zayıf bir karışım ve küçük yakıt damlacıkları bulunur. İkinci bölge diğer iki bölgenin arasında bulunur, yakıt damlacıkları ve buharlaşmış hava karışımı ihtiva eder.

Yakıt birinci bölgede buharlaşır ve hava ile karışırken, ikinci bölgede yanma başlar. Sprejin ön kenarı ile çekirdeği arasındaki havadaki buhar konsantrasyonu homojen değildir ve bölgesel yakıt hava oranı sıfırdan sonsuza kadar değişir. Yanma çekirdeği, karışım içerisinde kendi kendine tutuşmanın çok daha uygun olduğu birkaç yerde birden oluşur.

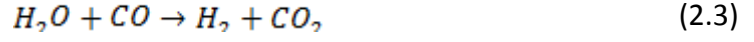
İkinci bölgedeki tutuşma ve yanmada alev sprej konisine doğru yayılır. İkinci bölge ile çekirdek arasındaki sınırdaki yakıt damlaları daha büyüktür. Bu damlalar yanan alevlerden radyasyon yoluyla ısı kazanırlar ve daha hızlı bir şekilde buharlaşırlar. Sıcaklığın artışı buharlaşma difüzyonunu artırır. Bu damlalar tamamen veya kısmi olarak buharlaşırlar. Tamamen buharlaşmamış damlalar difüzyon alevi ile sarılırlar ve bu damlaların yanma hızı, buharlaşma hızı, oksijenin aleve difüzyon hızı gibi bir çok faktör tarafından etkilenir. Birinci bölge en yüksek ekivalans oranına sahip olan bölgedir ve en uzun yanma burada olur. Bu bölge katı karbon parçalarının ve NO emisyonlarının kaynağıdır. İkinci bölge ön karışımli bölgedir ve ilk tutuşma yanması burada oluşur ve bu bölgede önemli bir miktarda emisyon oluşmaz. Üçüncü bölgede ekivalans oranı düşüktür, yanma iyi olmaz. Bu bölgede bu nedenle HC emisyonları oluşabilmektedir.

2.1.4.1 Karbonmonoksit (CO) Oluşumu

Yanma ürünleri arasında CO bulunmasının ana nedeni oksijenin yetersiz olmasıdır.

Yanma odasının tümü ele alındığında oksijen genel olarak yetersiz olabileceği gibi karışımın tam olarak homojen olmaması durumunda yanma odasının belirli bir konumunda yerel olarak da yetersiz olabilir. Temel olarak CO oluşumu hava fazlalık katsayısının kuvvetli bir fonksiyonu olarak değişmektedir.

Yanma sırasında CO oluşumu su gazı dengesi olarak adlandırılan



denklemini ile belirlenmektedir. Yüksek alev sıcaklıklarında bu denge reaksiyonundan CO₂ miktarına bağlı oranla daha fazla CO elde edilir. Ancak sıcaklık düştükçe CO'nun CO₂ şeklinde oksidasyonu söz konusudur. Bu bakımdan fakir karışımlarda egzoz gazları içerisindeki CO miktarı daha az olurken zengin karışımlarda soğuk egzoz gazları içerisinde bile O₂ yetersizliği nedeniyle yüksek miktarda CO bulunmaktadır. Yanma sırasında alev cephesinin iç tarafında ulaşılan yüksek sıcaklık bölgesinde çok miktarda CO oluşmaktadır. Ancak gazların daha sonra genişlemesi ve soğuması sırasında oksidasyon sonucu CO, CO₂'ye dönüşmektedir.



Dizel motorlarında genellikle fakir karışım oranları ile çalışıldığından CO emisyonu düşük olmaktadır. Özetle yanma biterken CO'nun CO₂'ye dönüşümünü sağlayan yeniden birleşim reaksiyonları oluşur. Şayet bu yeniden birleşim reaksiyonları, oksitleyici eksikliği, alçak gaz sıcaklıkları, kısa kalış zamanı gibi etkenler nedeniyle tamamlanmadan egzoz subabı açılırsa egzoz gazları içinde CO emisyonu artacaktır. Sprey yanmasının ilk safhalarında CO'nun 2. bölge ve 3. bölge sınırları arasında oluştuğuna inanılır fakat bölgesel sıcaklıklar yeteri kadar yüksek olmadığından yetersiz ve az miktarda oksidasyon ve CO₂ oluşur. Daha sonra yanma prosesi esnasında bölgesel sıcaklıklar yükselir ve reaksiyonları artar.

İkinci bölgede oluşmuş CO derhal oksitlenir çünkü oksijen konsantrasyonu ve gaz sıcaklığı uygundur. Sprey çekirdeğinde ve duvar kenarlarında yüksek oranlarda CO oluşur. Oluşum hızı mahalli oksijen konsantrasyonuna, mahalli gaz sıcaklığına ve oksidasyon için yeterli zaman olup olmamasına bağlıdır.

2.1.4.2 Hidrokarbon (HC) Oluşumu

Karışımın zengin veya fakir olması HC emisyonunu etkilemektedir. Hava fazlalık katsayısının 1,1 değeri civarında HC'ler minimumdan geçerek bu değerin her iki yanında da artış göstermektedir. Hava fazlalık katsayısının büyük olması durumunda yanma odası sıcaklığı düşeceği için tam yanma olmaz ve HC'ler artar. Karışımın zengin olması durumunda ise yeterli oksijen bulunmadığı için yakıtın tümü yanamaz ve tekrar HC'ler artış gösterir. Hidrokarbonların yanmasında alev cephesinin arkasında ölçülebilir HC konsantrasyonu görülmektedir. Motordaki HC emisyonu daha ziyade tam yanma olmayan bölgelerden oluşmaktadır. HC emisyonu motor yükü ve hızına doğrudan bağlı değildir. Daha çok enjeksiyon sistemine ve yanma odası geometrisine bağlıdır. Dizel motorlarının egzoz borusundaki, sıcaklık ve oksijen konsantrasyonun yeterli olduğu hallerde HC'ler oksidasyonlarını devam ettirmektedir.

Dizel motorlarda oluşan emisyonlar haricinde yakıtta kontrol edilmesi gereken emisyonlar ise SO_x gazlarıdır.

Yakıt içerisinde bulunan kükürt miktarına bağlı olarak özellikle dizel motorlarında yanma sonucu kükürdün hava ile birleşmesi SO₂ oluşturmaktadır. Daha sonra egzoz gazları içindeki su buharı ile SO₂'nin birleşmesi sonucunda da silindir içerisinde ve atmosfere atıldıktan sonra H₂SO₄ oluşmaktadır. Oluşan sülfürik asit motor elemanlarının korozyonuna neden olmaktadır [2].

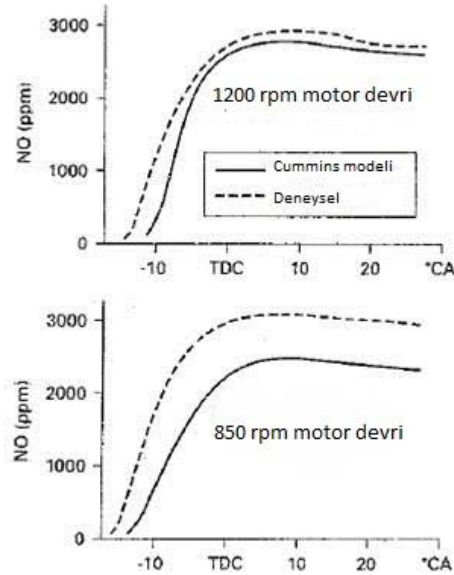
2.1.4.3 NO_x ve Partikül Oluşumu

Dizel motorlarda oluşan emisyonların en zararlı iki tanesi azot oksit (NO_x) ve katı partiküllerdir. Genelde yanmamış hidrokarbonlar ve CO hafif yük dışındaki durumlarda fazla problem yaratmazlar. Hidrokarbon oluşumu, fakir karışımlarda veya yağa yakıt karışması gibi durumlarda artış gösterebilir. Hafif yüklerde, yakıtın yüzeyler üzerindeki etkisi daha azdır, ancak yetersiz yakıt karışımı, giren hava miktarının fazla olması ve düşük egzoz sıcaklığı, fakir yakıt-hava karışımı olan bölgelerden dolayı egzoz çıkışında hidrokarbona rastlanabilir. Hafif yük şartlarında genelde beyaz dumana rastlanmaktadır ve bu duman aslında yakıt partikül dumanıdır. Siyah dumana ise, hızlı yük artışı sırasında veya eski motorlarda yüksek yüklerde karbon partikülleri oluşumu

nedeniyle rastlanılır. Yüksek yüklerde yüksek sıcaklıklar fakir karışımları bile oksidize etmeye eğilimlidirler. Homojen doldurulan otomobil motorlarında emisyon içerisinde yanmamış hidrokarbonlara en çok katalizörün verimli olamayacak kadar soğuk olduğu ilk hareket periyodunda rastlanılır. Bu durum tabii ki dizel motorun ani çalışmaya başlayabildiği durumlarda geçerlidir. Bu sebeple genelde dizel motorlu otomobillerde ön kızdırma bujisi kullanılmaktadır.

Doğal soğutmalı motorlarda NO üretimi problemi, yüksek sıcaklıkta ürün oluşturan ön karışimli yanma sırasında artış göstermektedir. Eğer reaktanlar sitokyometrik veya fakir yakıt-hava karışımına sahip olurlarsa NO üretimi maksimum düzeyde olacaktır. Doğal soğutmalı motorlar MBT püskürtme zamanlaması ile çalıştığı durumda deneylerden ve yapılan ölçümlerden anlaşıldığı üzere reaktanlar, ön karışimli yanma sırasında zayıf veya sitokyometrikler.

Şekil 2.11, direkt püskürtmeli ve MBT zamanlaması ile çalışan ağır yük motoru silindrinde oluşan NO miktarının deneysel ve Cummins modeli ile hesaplanmış değerlerini karşılaştırmalı olarak göstermektedir.



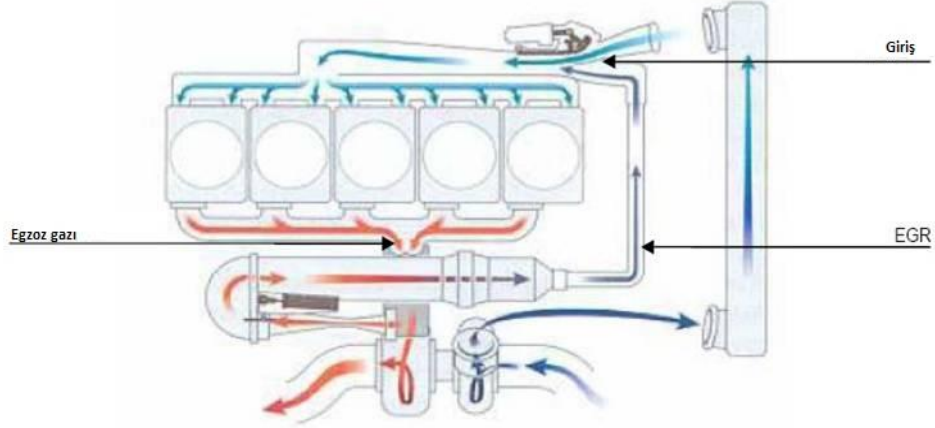
Şekil 2.11 Sabit ekivalans oranı (0,6) ve püskürtme (ÜÖN'dan 27°C önce) değerlerinde iki farklı hız için azotoksit oluşumunun deneysel ve hesaplama yöntemleri ile karşılaştırması [1]

Deneysel data total silindir örnekleme metodu ile elde edilmiştir. Verilen krank açısında, silindir içindikilerin hızlı bir şekilde söndürme tankına akması sağlanır ki

burada aynı zamanda NO reaksiyonları dondurulmaktadır. NO oluşumu, aynı işlemin farklı krank açılarındaki tekrar edilip ölçülmesi ile kaydedilir. Deneyden alınan data göstermektedir ki, NO ilk yanmadan en yüksek basınç noktasına kadar oluşmaktadır. En yüksek basınç noktasına ulaşılan zaman diliminde NO miktarı diğer yanma ürünleri ile dengededir. NO miktarı, ısı açığa çıkış oranı analizi kullanarak ve en yüksek basınç noktasındaki ürünlerin tamamı hesaplanarak, ardından da tüm yanma ürünlerinin her yanma basamağında adyabatik alev sıcaklığında ve tam karışmamış oldukları varsayılarak modellenenler gibi gözükmemektedir. Maalesef ki, böyle bir modelleme tam doğru sonucu veremez. Çünkü yanma ürünlerinin yakıt-hava oranı NO miktarını büyük ölçüde etkilemektedir ve bu yakıt-hava oranının ne olduğu bilinmemektedir.

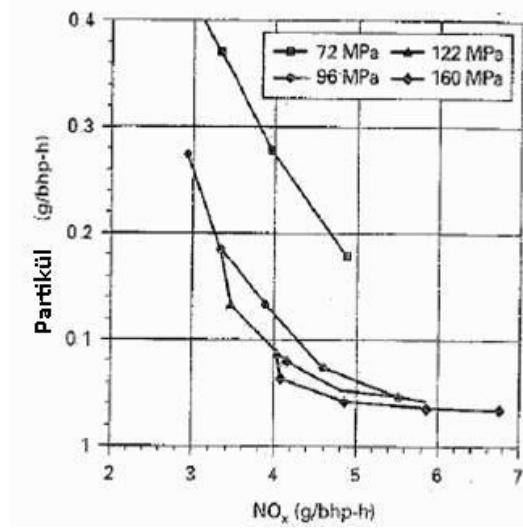
Modern turboşarjlı, yüksek basınçta püskürtme ile çalışan ve MBT zamanlama kullanılan dizel motorlarda NO üretimi problemi daha karmaşıktır. Tekrardan total silindir örnekleme metoduna dönersek, veriler bize NO_x miktarının çok büyük bir bölümünün (%40) en yüksek basınç noktasından sonra üretildiğini göstermektedir. Bundan dolayı ön karışimli yanma sırasında en fazla, en yüksek basınç noktasından sonra üretilen miktarın yarısından daha az miktarda NO_x oluşabilir.

NO emisyon miktarlarında efektif olan iki yöntem vardır. İlk yöntem püskürtme zamanını geciktirmektir. Bu uygulama yakıt ekonomisini olumsuz yönde etkilemesine rağmen ön karışimli yanma sırasında oluşan emisyon miktarını azalttığı için verimlidir. İkinci yöntem ise soğutulmuş egzoz gazını tekrar çevrime sokarak yanma ürünlerinin sıcaklığını azaltmaktır. Bu yöntemler kombine edilerek NO oluşumu problemi çözülebilir, ancak bu yöntemler bir yandan da partikül oluşumu miktarının artmasına sebep olmaktadır.



Şekil 2.12 EGR çalışma prensibi [2]

Sabit çalışma şartlarında püskürtme zamanlaması MBT olarak geciktirildikçe, partikül emisyonu giderek artacaktır. Özellikle yakıt ekonomisi büyük oranda kötü yönde etkilenecektir. Partikül kütlesi ve NO_x kütlesinin püskürtme zamanına göre değişimini gösteren grafikte oluşan eğriye, “partikül- NO_x değişim eğrisi” adı verilir. Şekil 2.13, 1600 rpm, %75 yükte ve 185kPa hava basıncı ile çalışan ağır yük, tek silindirli DI motoruna ait böyle bir grafiği göstermektedir.

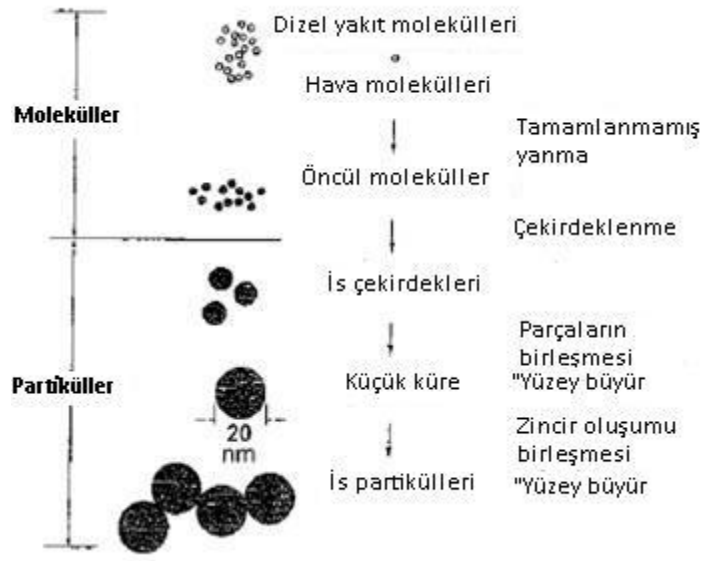


Şekil 2.13 Püskürtme basıncı ve zamanlamasının NO_x partikül oluşumu üzerindeki etkisi. Her eğri, verilen basınç değeri için ÜÖN'dan 9° önce başlar ve 3° 'lik aralıkları gösterir [9].

Her eğrinin üzerinde en sağ tarafta bulunan ilk nokta 9° (ÜÖN'dan önce) zamanlamasını göstermektedir. Diğer noktalar ise 3° 'lik artışları temsil etmektedir. Eğriler, aynı enjektör tip konfigürasyonları (125° sprey açısı, 6 delik, 0,259mm delik

çapı) ile dört farklı püskürtme basıncını göstermektedirler. Sabit enjektör deliklerinden dolayı basınç artırıldığı takdirde püskürtme süresi kısaltılır, böylece toplam püskürtülen yakıt miktarı sabit kalır. Sabit NO_x miktarı için partikül miktarı arttıkça basınç düşer, ancak daha az NO_x miktarı için gereken geciktirme süresi püskürtme basıncı ile birlikte artar. Bu durum muhtemelen ön karışimli yanmanın püskürtme basıncının artmasıyla beraber artış göstermesinden kaynaklanmaktadır. Partikül miktarının püskürtme basıncı ile beraber azalması en fazla 72 ve 96 MPa basınç aralığında oluşmaktadır, basınç arttıkça bu düşüş relatif olarak azalmaktadır. Püskürtme basıncı, türbülans, delik sayısı ve boyutu gibi varyasyonlarla incelenen diğer çalışmalarda aynı eğilim görülmektedir ancak en optimum eğri, püskürtme basıncının artışıyla sağlanmıştır. Yine de 130 MPa'dan sonra bu etki giderek azalmaktadır. Bu durum yüksek basınçlarda küçük yakıt damlacıklarının çok hızlı bir şekilde buharlaşması ve gaz jetine benzer şekilde daha az karışım ortaya çıkması ile ilgilidir.

Günümüzde NO ve partikül miktarını eş zamanlı olarak azaltan kanıtlanmış herhangi bir metot bilinmemektedir. Üretilen partikülün çok büyük bir bölümünün silindir içerisinde oksidize edildiği bilinmektedir. Oluşan isin sadece 1/10 - 1/20'si egzoz gazından çıkmaktadır. En fazla is oluşumu, püskürtülen yakıtın henüz tamamlandığı ve ortamda ön karışimli yanmanın yanma ürünlerinin bulunduğu difüzyon yanmanın en başında oluşmaktadır. Yüksek sıcaklık ve hava ile karışımın gecikmeli olması, isin hızlı bir şekilde oksidize olmasına neden olmaktadır. Bunun yanında, oluşan is partiküllerinin bir araya toplanması için gereken süre çok kısadır. İsin, yanmanın sonrasında tekrar üretilir fakat bu durumda oksidize olmaya daha az eğilimlidir, çünkü sıcaklık genişlemeden dolayı biraz daha düşüktür. Önceki yanmadan arta kalan isin oksidize olması düşük sıcaklık sebebi ile yavaşlamaktadır. Şekil 2.14, is oluşum prosesinin sıra ile göstermektedir ve tüm adımlar için gereken süre Çizelge 2.2'de verilmiştir.



Şekil 2.14 Dizel motor yanma odasında is oluşumu [1].

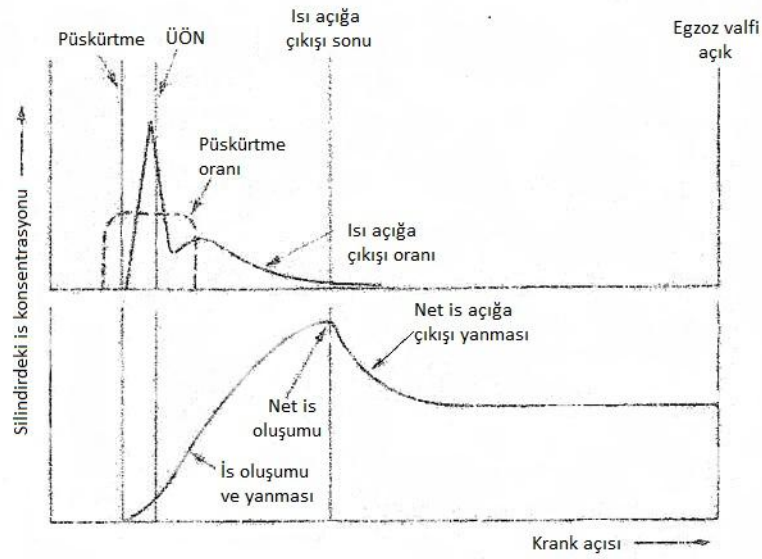
Tamamlanmamış yanma sonucunda yakıt molekülleri, yoğunlaşabilir doymuş moleküller üretirler ki bu moleküller is nükleik asitini oluşturan yapı taşlarıdır. Devam eden nükleik asit oluşumunda pıhtılaşan moleküller zincir reaksiyonu gibi birleşerek yüzeyleri daha büyük hale gelirler. Oksidasyon ve dehidrojenasyon reaksiyonları bu olaylar sırasında devam etmektedir.

Çizelge 2.2 Dizel motorlarda is oluşumu için gereken süreler

Proses	Yaklaşık süre veya zamanlama
Öncü çekirdek oluşumu	birkaç μ s
Parçacık birleşmesi	yerel çekirdeklenmeden sonra 0,5 ms
Özdeş kürecik oluşumu	parçacık oluşumundan sonra
Zincir yapısı oluşumu	parçacık oluşumundan birkaç ms sonra
Çekirdeklerin azalması	çekirdek oluşumundan 0,2 ms sonra
Yapışmazların birleşmesi	4 ms
Çevrim yanması tamamlanması	3 ms
Hidrokarbon birikimi	genişleme veya egzoz sırasında

İs oluşumunun ve oksidasyon prosesinin modellenmesi, is oluşumunun tahmininin yetersizliği ve oksidasyon ile karışım modellemesinin bir arada kullanılmasının belirsizliği sebebi ile çok mümkün değildir. Yine de bilinen bir şey vardır ki, ne çok hızlı ne de çok yavaş karışım oluşumu istenen bir durum değildir. Hızlı karışım, ürünlerin çok

hızlı soğumasına sebep olacak ve oksidasyonu durduracaktır. Yavaş karışım, oksijenin düşük kısmı basıncı sebebiyle oksidasyonu engelleyecek ve genişlemenin sebep olduğu soğuma ise ileriki safhalardaki oksidasyonun da engellenmesine sebep olacaktır. Yanma sırasında oluşan optimum yakıt-hava karışımı ve ürünlerin hava ile karışım oranı bilinmemektedir. Bununla birlikte, püskürtme geciktirilmesi ve egzoz gazının tekrar çevrime sokulması yöntemlerinin her ikisinin de, daha fazla difüzyon yanması, daha az oksijen ve daha düşük oksidasyon sıcaklığı sebebiyle daha fazla is oluşumuna neden olduğu bilinmektedir.



Şekil 2.15 Is oluşum miktarının zamanla değişimi [1]

DİZEL MOTORLARDA YANMA PROSESLERİNİN MODELLENMESİ

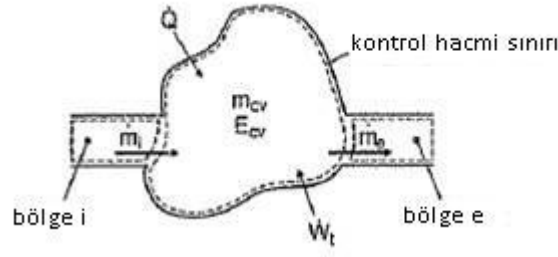
3.1 Sıfır Boyutlu Modeller (Thermodynamical Models)

Bu bölümde anlatılacak olan modellere sıfır boyutlu modeller (termodinamik model) denmesinin sebebi, model yapısının termodinamiğin I. Yasasına ve kütle dengesi üzerine oluşturulmuş olmasıdır. Momentum korunumu prensipleri bu model tipinde dikkate alınmaz ve karışım kompozisyonunun uzaysal dağılımı ile termodinamik özellikleri göz ardı edilir. Bu sebeple içten yanmalı motorun tüm yanma odasında homojen karışım olan bir tek bölge olduğu kabul edilir. Bu kabuller, problemin soyutlandırılmasına ve termodinamik kuralların detaylandırılmış sprey prosesi ve kimyasal reaksiyon gibi alt proseslerde kullanılmasını engeller. Yine de bu modellerin en büyük avantajı hesaplamalarının kolay olması ve kısa sürmesidir. Bunun için, hesaplama süresinin çok önemli olduğu durumlarda soyut ve geçici olarak kullanılacak ortalama bilgileri elde etmek için yaygın bir şekilde kullanılırlar.

3.1.1 Termodinamik Esaslar

Açık bir termodinamik sisteminde kütle ve enerji dengesi genelde aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi sistemden içeri giren ve sistemden dışarı çıkan akışlarla ifade edilir. Sistem içerisindeki kütle miktarı değişimi giren kütle ile çıkan kütle arasındaki fark olarak tarif edilmektedir.

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_g \dot{m}_g - \sum_\zeta \dot{m}_\zeta \quad (3.1)$$



Şekil 3.1 Açık kontrol hacminin içine ve dışına doğru akışın şematik gösterimi [7]

Kontrol hacmi için enerji dengesi denklemi (Termodinamiğin I. Yasası) aşağıdaki gibidir:

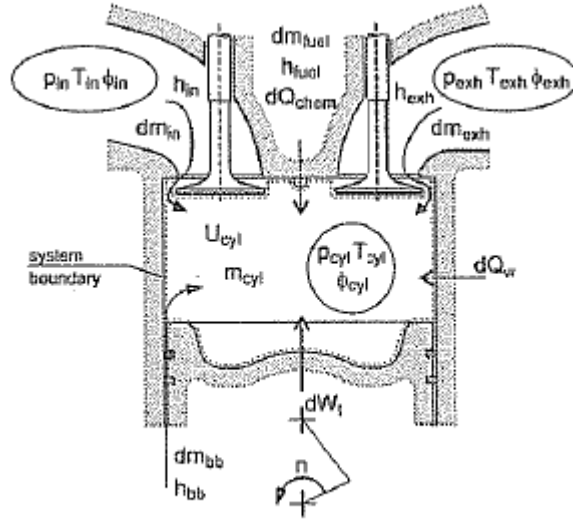
$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} + \dot{W}_t + \sum_g (\dot{m}_g h_g) - \sum_{\xi} \dot{m}_{\xi} h_{\xi} \quad (3.2)$$

Burada \dot{W}_t mekanik iş oranı, \dot{Q} ise sisteme doğru olan ısı transferidir. Eğer bu sistemdeki kinetik enerji ve gravitasyonel potansiyel enerji göz ardı edilirse, toplam enerji dE_{cv} 'nin değişimi iç enerji dU_{cv} 'nin değişimine eşit olacaktır. Bu durumda eşitlik (3.2) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{dU_{cv}}{dt} = \dot{Q} + \dot{W}_t + \sum_g (\dot{m}_g h_g) - \sum_{\xi} \dot{m}_{\xi} h_{\xi} \quad (3.3)$$

3.1.2 Kütle ve Enerji Dengesi

Tek bölgeli model ismi yanma odasındaki karışımın her zaman homojen olduğu kabulünden gelmektedir. Bu sebeple iş akışkanının termodinamik durumu sadece zamanın bir fonksiyonu olarak ele alınır ve bu karışımın silindir içerisindeki uzaysal pozisyonuna bağlı değildir. Bu kabulle, yanma odası, Denklem (3.1) ve (3.3)'te enerji dengesi eşitlikleri verilen kontrol hacmi gibi kabul edilebilir. Şekil 3.2'de sınırları piston kafası, yanma odasının manifoldlarla temasını sağlayan emme ve egzoz subapı ile çizilmiş bir yanma odası görülmektedir.



Şekil 3.2 Tek bölgeli silindir modeli [7]

Bu kontrol hacmi daha önce termodinamik özellikleri ile kütle ve enerji dengesi eşitlikleri verilmiş olan kontrol hacmi ile aynı özellikleri taşımaktadır. Şekildeki çizime göre sisteme giren tüm kütle ve enerji akışları pozitif ve sistemden çıkan tüm kütle ve enerji akışları ise negatif değer almaktadır. Yanma odasındaki kütle dengesi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\frac{dm_{sil}}{dt} = \frac{dm_{em}}{dt} + \frac{dm_{egz}}{dt} + \frac{dm_{ykt}}{dt} + \frac{dm_{bb}}{dt} \quad (3.4)$$

Ve enerji denklemi de

$$\frac{dU_{sil}}{dt} = \frac{dQ_d}{dt} + \frac{dQ_{kim}}{dt} - p_{sil} \frac{dV_{sil}}{dt} + \frac{dm_{em}}{dt} h_{em} + \frac{dm_{egz}}{dt} h_{egz} + \frac{dm_{ykt}}{dt} h_{ykt} + \frac{dm_{bb}}{dt} h_{bb} \quad (3.5)$$

olur.

3.1.3 Kütle Akışı

3.1.3.1 Gaz Değişimi

Termodinamik yanma modellerinde emme ve egzoz subapı arasından akan kütle oranını, yanma odasının içerisinde gaz miktarını belirleyebilmek adına hesaplamak için emme ve egzoz subapı simüle edilmeye çalışılır. Yanma odası içerisinde emme subapının geometrisinden kaynaklanan anaför veya karışık akış gibi bazı spesifik akış

seyirleri göz önünde bulundurulmaz. Bu akış seyirlerinin, karışım oluşumu, ısı açığa çıkışı ve emisyon oluşumu üzerindeki etkilerini göz önünde bulundurmamak, sanki-boyutlu model veya CFD modellemenin konusudur.

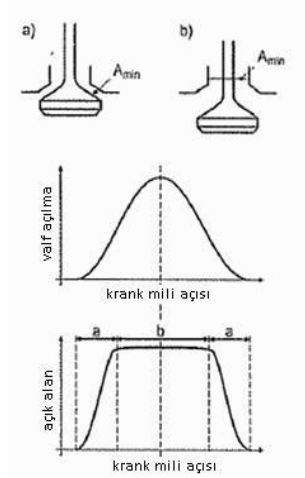
Sistemin kütle ve enerji dengesi denklemleri göz önünde bulundurularak hız değişimi ile entalpi değişimleri ilişkilendirilirse ve ideal gazın izentropik prosesi ile ilişkisi üzerine hesaplanırsa valftaki hız,

$$c_1 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_0 \left[1 - \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (3.6)$$

gibi olur. Valftaki teorik gaz kütle akışı bu akış hızının fonksiyonu olarak hesap edilebilir. Kesit alanındaki valf boşluğu ve gaz yoğunluğu göz önüne alınarak aşağıdaki denklem yazılabilir:

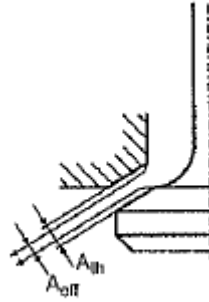
$$\dot{m}_{th} = A_1 c_1 \rho_1 = A_1 c_1 \rho_0 \pi^{1/\gamma} \quad (3.7)$$

Emme ve egzoz subapları arasındaki gerçek akış oranı iki nedenden dolayı burada hesaplanandan daha azdır. İlk neden, valf vanasının geometrik açılma alanının sabit olmaması ve valfin açılması ile açılma zamanına bağlı olmasıdır. Şekil 3.2, tipik bir valf açılış eğrisini kam milinin pozisyonuna bağlı olarak göstermektedir. Diyagram burada valflerin farklı kesit alanlarına göre *a* ve *b* olarak iki bölgeye ayrılmıştır. Valfin ilk açılışında akış, valf kafası ve valfin oturduğu kısım ile sınırlandırılmıştır (*a*). Valfin daha fazla kalkması ile akışı sınırlandıran tek unsur valf milidir (*b*).

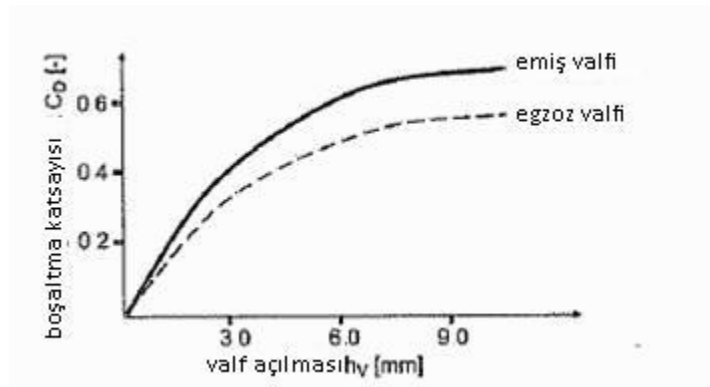


Şekil 3.3 Valf yükselme fonksiyonu olarak valf açılma alanı [7]

İkinci neden ise akışın akış çizgilerinin keskin köşeler yapamaması ve duvardan ayrılmasından dolayıdır. Şekil 3.3'te bu durum valfin kesit alanındaki efektif alan A_{ef} 'in teorik alan A_{teo} 'dan daha küçük olduğunu göstermektedir. Efektif kesit alanının esaslarını göz önünde bulundurmak zor olduğu için akış daralması, empirik boşalma katsayısı c_D katılarak hesaplanır. Bu katsayı, zamana bağlı efektif kesit alanı A_{ef} ile maksimum valf açılışındaki maksimum geometrik kesit alanı A_{geo} arasındaki oran olarak hesaplanır. İkinci durum Şekil 3.3'teki b durumuna karşılık gelmektedir. Valf açılışına bağlı olarak c_D katsayısı değişimi Şekil 3.5'te verilmiştir. Tamamıyla açılmış bir valf vanası için bu katsayı 0.7 aralıklarındadır.



Şekil 3.4 Valfin oturduğu bölgede akış kısılması [7]



Şekil 3.5 Valf açılışına bağlı olarak boşaltma katsayısı değişimi [7]

Boşalım katsayısı c_D 'nin yukarıda anlatılan tanımlamaları ile tam olarak açılmış valf vanasından geçen kütle akışı aşağıdaki ifade ile tanımlanabilir.

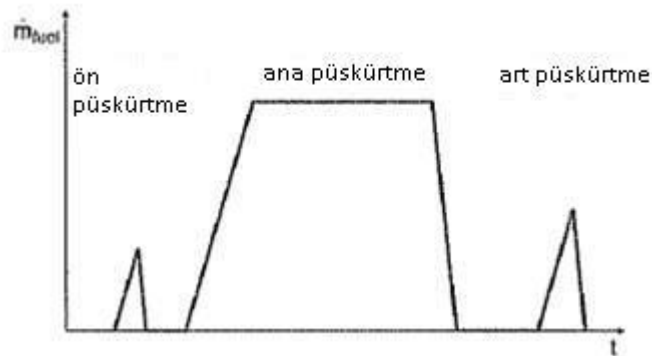
$$\dot{m} = c_D A_{gso} \rho_0 \pi^{1/\gamma} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_0 \left[1 - \pi^\gamma \right]} \quad (3.8)$$

Buna göre kütle akış oranı, valf geometrisi, gaz özellikleri ve basınç oranı π ve akış sıcaklığı T_0 'dan etkilenmekte olan valfa doğru veya valfin ters yönündeki akışın termodinamik durumuna bağlıdır.

3.1.3.2 Yakıt Püskürtmesi

Çeşitli nedenlerden dolayı $dm_{yakıt}$ terimi sadece dizel ve direk püskürtmeli kıvılcım ateşlemeli motorlar gibi karışımın içeride olduğu motorlarda kullanılır. Karışımın dışarıda olduğu motorlarda, örneğin benzinli motorlarda, karbüratör varlığından dolayı bu terim sıfıra indirgenir. Çünkü yakıt-hava karışımı dışarıda oluşup silindire emme subapı aracılığıyla girer. Yakıt kütlesi de içeri giren kütle akış oranı dm_{em} 'e dahildir.

Karışımın içeride olduğu motorlarda püskürtülen yakıt $\dot{m}_{yakıt}$ oranı, enjeksiyon sistemi içerisindeki hidrolik akışın betimlendiği simülasyonla bulunabilir. Fakat genelde püskürtme oranı formu daha önceleri deneysel yöntemlerle elde edilmiş hali ile kullanılır. Standart bir tek atışlık püskürtmede püskürtülen yakıt profili bir trapez şekli ile, püskürtme öncesi ve sonrasında püskürtülen yakıt oranı da üçgen şeklinde tahmin edilmektedir. Böyle bir empirik püskürtme oranı profili Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.6 Ön ve son püskürtme ile empirik püskürtme oranı profili gösterimi [7]

Yanma odası içerisindeki karışımın homojen olduğu kabul edilen tek bölgeyi yanma modellemesinde, sıvı fazda içeri püskürtülen yakıtın hemen buharlaştığı kabul edilmektedir. Bu buharlaşma silindir içerisindeki gazın soğumasına neden olur, çünkü

buharlaşma için gereken ısı silindir içerisindeki gazdan çekilir. Yine de bu proses burada ayrıntılı olarak modellenmeyecektir.

3.1.3.3 Blowby

Yanma prosesinin yüksek basınç bölümünde (örneğin dört zamanlı motorda sıkıştırma ve genişleme zamanlarında veya iki zamanlı motorda egzoz valfinin kapanması ile açılması arası) yanma odasından büyük miktardaki basınç farkından dolayı piston segmanlarından krank miline doğru gaz kaçışı olur. Blowby adı verilen bu gaz kaçışı (3.4) denkleminde gösterildiği gibi dm_{bb} ile ifade edilir ve silindir basıncında düşmeye neden olur. Dolayısıyla motorun termik verimini olumsuz yönde etkiler. Fakat bu gaz kaçışı silindir içindeki gaz ile karşılaştırıldığında oldukça küçük kaldığı için genelde motor simülasyonlarında dikkate alınmaz.

3.1.4 Mekanik İş

Kontrol hacmi tarafından gerçekleştirilen tek mekanik iş, krank milinin $d\varphi$ yönünde dönmesi ile sıkıştırma ile genişleme stroklarında sağlanan hacim değişimi sayesinde olur.

$$dW_t = -p_{sil}dV_{sil} \quad (3.9)$$

Hacim değişimi silindir apı B ve pistonun krank mekanizmasının geometrisine bağlı olarak dikey pozisyonda dz yer değiştirmesinin bir fonksiyonudur:

$$dV_{sil} = -\frac{\pi}{4}B^2dz \quad (3.10)$$

Tipik bir krank mekanizması aşağıdaki Şekil 3.7'de verilmiştir. Buna göre eksenleri keşişen piston ve krank mili arasındaki ilişki şu Şekilde yazılabilir:

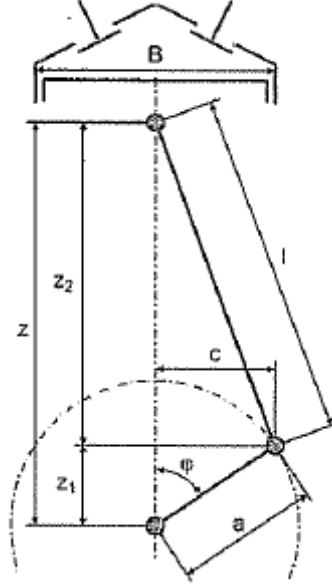
$$\begin{aligned} c &= a \cdot \sin \varphi, \\ z_1 &= a \cdot \cos \varphi, \\ z_2 &= \sqrt{l^2 - c^2} = \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \varphi}, \\ z &= z_1 + z_2 = a \cdot \cos \varphi + \sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \varphi} \end{aligned} \quad (3.11)$$

z 'nin krank açısı φ 'ye göre türevi alınırsa,

$$\frac{dz}{d\varphi} = -a \cdot \sin \varphi - \frac{a^2 \sin(2\varphi)}{2\sqrt{l^2 - a^2 \sin^2 \varphi}} \quad (3.12)$$

olur. Burada φ , motorun devir hızını göstermektedir.

$$d\varphi = \omega dt = 2\pi n dt \quad (3.13)$$



Şekil 3.7 Krank mekanizması geometrisi [7]

3.1.5 Silindir Duvarından Isı Transferi

Silindir duvarları ve yanma odasındaki gazlar arasındaki ısı transferi hem konveksiyonel hem de sıcak is partiküllerinden dolayı radyasyonel olarak gerçekleşir. Sıfır boyutlu (termodinamik) yanma modellerinde sadece konvektif ısı transferi göz önünde bulundurulur. Is partiküllerinin yanma odasındaki uzaysal dağılımı, karışımın ideal olduğu kabul edilen yanma odalarında çözümlenemez.

Gaz ve silindir duvarı arasındaki ısı transferi Newton'un yasasına göre tanımlanır.

$$\dot{Q}_d = hA(T_d - T_{sil}) \quad (3.14)$$

Burada h konvektif ısı transferi katsayısı, A yüzey alanı ve sırasıyla T_d ve T_{sil} duvar ile silindir gaz sıcaklıklarını göstermektedir.

$$Nu = \frac{hL}{k} = CRe^a Pr^b \quad (3.15)$$

(3.15) eşitliğinde L , problemin karakteristik uzunluğunu yani burada silindir çapı B 'yi göstermektedir. C , a ve b ise empirik sabitlerdir. a ve b 'nin değerleri sırasıyla 0,8 ve 0,4 olarak seçilmiştir.

Denklem (3.15)'teki Reynold sayısını aşağıdaki ifade ile yer değiştirirsek,

$$Re = \frac{\rho c B}{\mu} = \frac{p}{RT} \frac{c B}{\mu} \quad (3.16)$$

Denklem (3.15)'in son hali şu şekilde olur.

$$Nu = \frac{h B}{k} = C Re^{0.8} Pr^{0.4} = C \left(\frac{p}{RT} \frac{c B}{\mu} \right)^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.17)$$

Bazı özel eşitlikleri bu denklemde kullanırsak ve karakteristik akış hızı yerine akış hızının aritmetik ortalaması konulursa ısı transferi katsayısı h ;

$$h = C B^{-0.2} p^{0.8} c_m^{0.8} T^r \quad (3.18)$$

olur.

Deneysel yöntemlerden elde edilen dataya göre sıcaklığın eksponensiyel değeri $r = 0.53$ ve sabit değer $C = 127.93 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ olarak bulunmuştur. Ancak motorlarda yanma prosesi ateşlemeli olarak gerçekleştiğinden dolayı türbülans seviyesi büyük oranda artar ve bu sebepten denklem (3.18)'deki h katsayısının düzeltilmesi gerekir. Denklem (3.18)'de c_m yerine hız terimi v konularak ortalama piston hızı ile birlikte yanmada oluşan türbülans da göz önünde bulundurulmuş olur.

$$h = 127,93 B^{-0.2} p^{0.8} v^{0.8} T^{-0.53} \quad (3.19)$$

$$v = C_1 c_m + C_2 \frac{V_d T_1}{p_1 V_1} (p - p_{mot}) \quad (3.20)$$

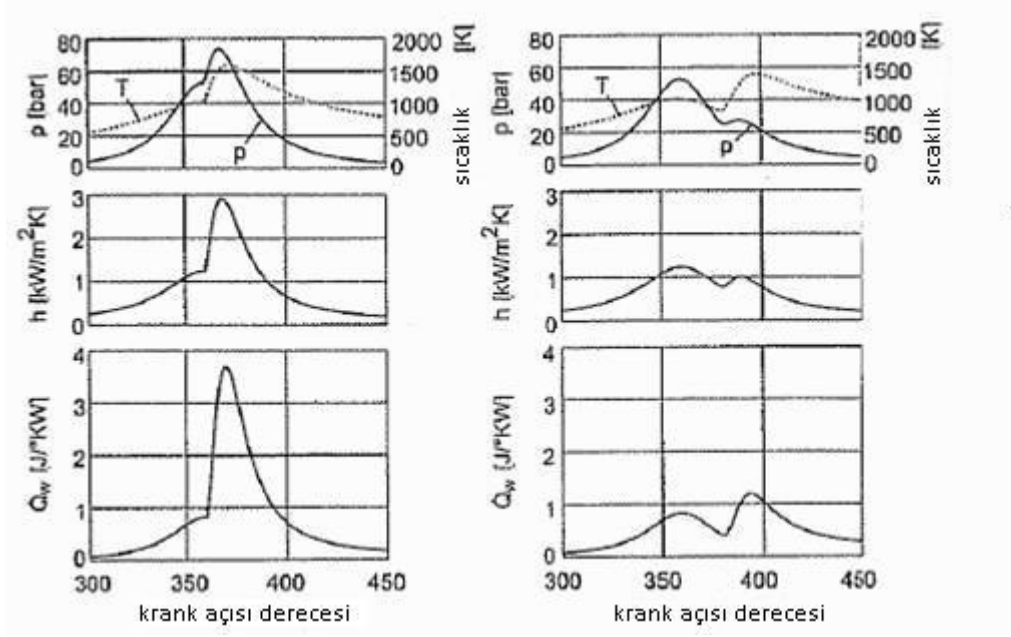
Burada index 1 sıkıştırma başlangıcını ifade eder. V_d silindir hacmidir. Ateşlemeli ve motor operasyonları arasında silindir içerisindeki basınç farkı $(p - p_{mot})$, yanma sırasında artan türbülans etkisini tanımlar. Burada C_1 ve C_2 sabitlerinin şu şekilde seçilmesi önerilir:

$$C_1 = \begin{cases} 6,18 + 0,417 R_s: & \text{gaz değişimi} \\ 2,28 + 0,308 R_s: & \text{sıkıştırma/genişleme} \end{cases} \quad (3.21)$$

$$c_2 = \begin{cases} 6,22 \cdot 10^{-3} \text{ m/(sK)}: \text{ön karışım yanma odalı motor} \\ 3,24 \cdot 10^{-3} \text{ m/(sK)}: \text{direk enjeksiyon motor} \end{cases} \quad (3.22)$$

(3.21) eşitliği türbülans oranının 0 ile 3 arasında olduğu durumlarda geçerlidir.

Şekil 3.8’de turboşarjlı direk püskürtmeli dizel motorun iki farklı püskürtme zamanı için basınç, ısı transferi katsayısı ve ısı transferi eğrileri çizilmiştir. Şekilden, ısı transferi oranının yanmanın başlangıcına ne kadar bağlı olduğu gözükmemektedir.



Şekil 3.8 Turboşarjlı dizel motorda silindir duvarından ısı transferi Sol: $\phi_{YB}=355^\circ$ ÜÖN’den sonra, Sağ: $\phi_{YB}=368^\circ$ ÜÖN’den sonra [7].

3.1.6 Motorlarda Isı Açığa Çıkış Oranı

Termodinamik silindir modellemelerinde yanmanın ısı açığa çıkışı yakıt buharlaşması, tutuşma, alev oluşumu gibi fiziksel ve kimyasal alt prosesler irdelenerek bulunamaz, çünkü bu prosesler çözülemeyen uzaysal sıcaklık ve kompozisyon dağılımlarından çok fazla etkilenmektedirler. Yanma odasındaki karışımın ideal olduğu kabul edildiğinden dolayı, ısı açığa çıkışı çok az fiziksel ve kimyasal prensip içeren empirik alt modellerle ve birkaç parametre içeren basit matematiksel ifadelerle modellenir. En çok kullanılan iki model sırasıyla Wiebe fonksiyonu ve Poligon Hiperbol Yanma Profili’dir.

3.1.6.1 Wiebe Yanma Profili

Wiebe fonksiyonu ilk olarak Vibe tarafından geliştirilmiş ve aslında doğru yazılış şekli Vibe'dir. Zamanla literatüre Wiebe olarak girdiği için bu tezde de ismi Wiebe fonksiyonu olarak geçecektir. Fonksiyonun amacı, SI motorlar için S formunda bir ısı açığa çıkış profili çıkarmaktır. Krank açısı φ 'da açığa çıkan ısının yanma sonunda çıkan ısıya oranı aşağıdaki şekle bulunabilir:

$$\frac{Q_{kim}(\varphi)}{Q_{kim,top}} = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\varphi - \varphi_{YB}}{\Delta\varphi_Y} \right)^{m+1} \right] \quad (3.23)$$

Burada, $Q_{kim,top} = m_{yakıt} \cdot LHV$ ve φ_{YB} ile $\Delta\varphi_Y$ ise sırasıyla yanma başlangıcını ve yanma olan anı göstermektedir. Sabit sayı m ısı açığa çıkış profilinin şeklini belirler ve a sabit sayısı yanma sonunda püskürtülen yakıtın belli bir bölümünün yanmış olduğu kabulünden gelmektedir. Yanma bitiminde çevrim verimi de hesaba katılırsa, $\varphi = \varphi_{YS}$:

$$n_{konv} = \frac{Q_{kim}(\varphi)}{Q_{kim,top}} \Big|_{\varphi=\varphi_{YS}} = 1 - e^{-a} \quad (3.24)$$

a parametresi ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$a = -\ln(1 - n_{konv}) \quad (3.25)$$

Çevrim veriminin büyüklüğü ile birlikte a parametresinin aldığı değerler aşağıdaki gibi olur:

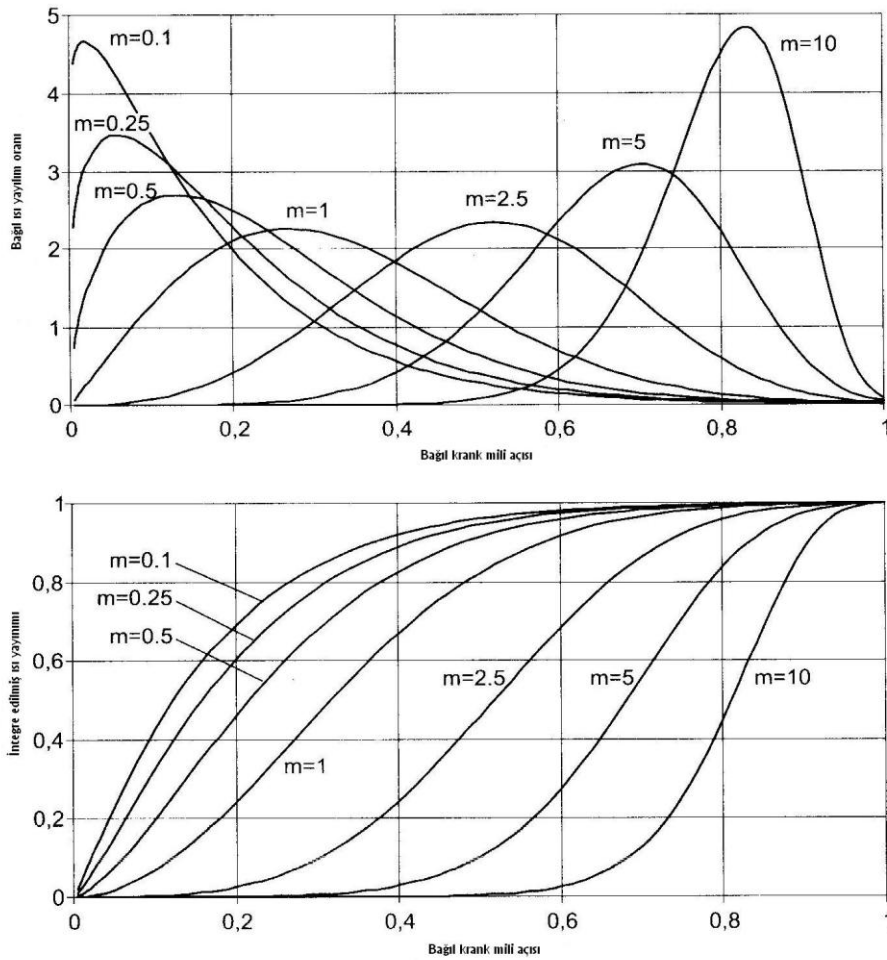
$\eta_{konv, toplam}$	0.999	0.990	0.980	0.950
a	6.908	4.605	3.912	2.995

Herhangi bir zamandaki ısı açığa çıkışı denklem (3.23)'ün krank açısına göre türevi alınarak bulunur:

$$\frac{dQ_{kim}}{d\varphi} = a Q_{kim,top} (m+1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{YB}}{\Delta\varphi_Y} \right)^m \exp \left[-a \left(\frac{\varphi - \varphi_{YB}}{\Delta\varphi_Y} \right)^{m+1} \right] \quad (3.26)$$

Şekil 3.9'da anlık ve toplam ısı açığa çıkış oranları sırasıyla eşitlik (3.26) ve (3.23) ile ve m sabitinin farklı değerleri dikkate alınarak hesaplanmıştır. SI motorlarındaki enerji açığa çıkışı Wiebe fonksiyonu ile gösterilebiliyor olmasına rağmen dizel yanmada meydana gelen ön karışimli yanmayı bu fonksiyonla göstermek biraz zordur. Ancak bu

problem, biri ön karışimli yanma diğeri difüzyon kontrollü yanma olarak iki Wiebe fonksiyonunun kullanılmasıyla ortadan kalkar. Bu durumda, iki fonksiyon farklı form parametrelerine ve farklı yanma zamanlamasına sahip olabilir. Toplam ısı açığa çıkışı ise bu iki ayrı fonksiyonun birbiriyle toplanması ile ortaya çıkar.

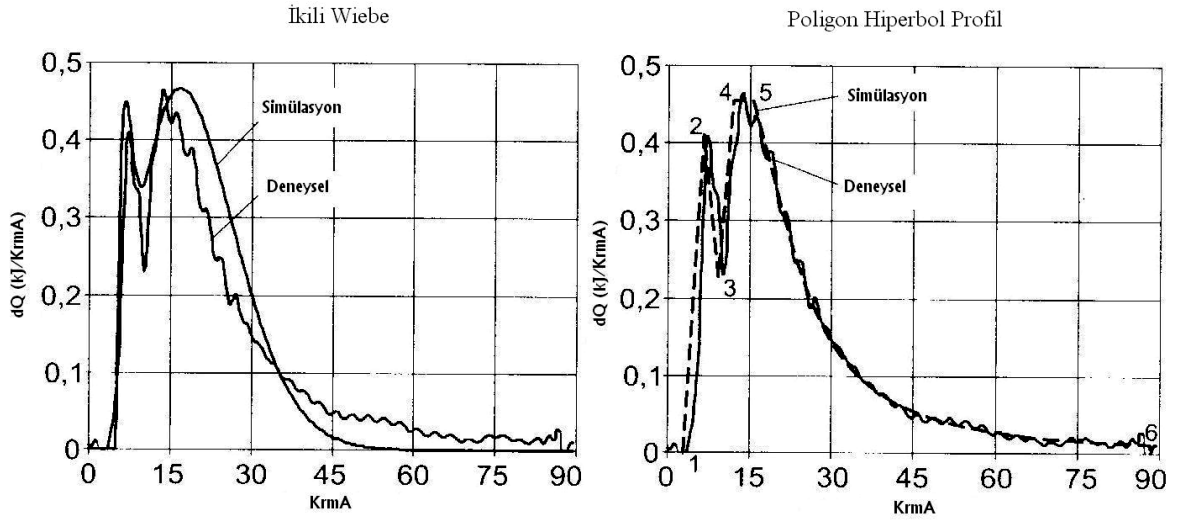


Şekil 3.9 Farklı m değerleri için Wiebe yanma profili [7]

$$\begin{aligned}
 dQ_{kim} &= dQ_{kim,1} + dQ_{kim,2} = \\
 &aQ_{kim,1}(m_1 + 1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{YB,1}}{\Delta\varphi_{Y,1}} \right)^{m_1} \exp \left[-a \left(\frac{\varphi - \varphi_{YB,1}}{\Delta\varphi_{Y,1}} \right)^{m_1 + 1} \right] + \\
 &aQ_{kim,2}(m_2 + 1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{YB,2}}{\Delta\varphi_{Y,2}} \right)^{m_2} \exp \left[-a \left(\frac{\varphi - \varphi_{YB,2}}{\Delta\varphi_{Y,2}} \right)^{m_2 + 1} \right]
 \end{aligned} \quad (3.27)$$

Şekil 3.10'un sol tarafında direk püskürtmeli dizel motorda ikili Wiebe fonksiyonu ile hesaplanan ve deneysel olarak elde edilen ısı açığa çıkış hızı görünmektedir. Ön karışım

yanmalı ve difüzyon yanma kısımlarının fonksiyonla bulunabileceği açıkça görülürken difüzyon yanmanın azalan kısımlarında deneysel ve hesaplanan değerlerde de belirgin bir farklılık vardır.



Şekil 3.10 Dizel yanması için ikili Wiebe ve poligon-hiperbol profili [7]

3.1.6.2 Poligon Hiperbol Yanma Profili

Dizel yanma profilini özellikle difüzyon yanmasının son bölümlerinde ikili Wiebe fonksiyonundan daha iyi bir şekilde ifade edebilmek için Schreiner, poligon hiperbol fonksiyonu adını verdiği bir fonksiyon geliştirmiştir. Bu fonksiyon profili, 4 düz çizgi ve bir hiperbolün birleşiminden oluşmaktadır. Poligon Hiperbol Eşdeğer Yanma Oranı, (1-4-5) Poligon değerleriyle difüzyon yanmasının başlangıç fazı ile hemen yanındaki yanmanın sona erdiğini gösteren hiperbol (5-6) ve ön karışımlyanmayı ifade eden üstte bulunan üçgen (1-2-3) ile ifade edilmektedir [8]. Şekil 3.10'da sağdaki diyagramda görüldüğü gibi, ilk iki düz çizgi (1-2-3) ön karışımlyanmayı, üçüncü ve dördüncü çizgi yükselen kısmı ve difüzyon yanmasının maksimum alanını göstermektedir. Pistonun aşağı hareketi sebebiyle karışımın kısıtlanması ve sıcaklıkların düşmesi reaksiyon oranlarında düşüşe neden olur; bu proses de bir hiperbol (5-6) ile gösterilir. Isı açığa çıkış oranının farklı adımları için aşağıdaki eşitlikler verilebilir:

Basamak 1-2 ($\phi_1 \leq \phi \leq \phi_2$)

$$\frac{dQ_{kim}}{d\phi} = y_2 \frac{\phi - \phi_1}{\phi_2 - \phi_1} \quad (3.28)$$

Basamak 2-3 ($\phi_2 \leq \phi \leq \phi_3$)

$$\frac{dQ_{kim}}{d\phi} = y_2 \frac{\phi_3 - \phi}{\phi_3 - \phi_2} \quad (3.29)$$

Basamak 3-4 ($\phi_3 \leq \phi \leq \phi_4$)

$$\frac{dQ_{kim}}{d\phi} = y_4 \frac{\phi - \phi_1}{\phi_4 - \phi_1} \quad (3.30)$$

Basamak 4-5 ($\phi_4 \leq \phi \leq \phi_5$)

$$\frac{dQ_{kim}}{d\phi} = y_4 \quad (3.31)$$

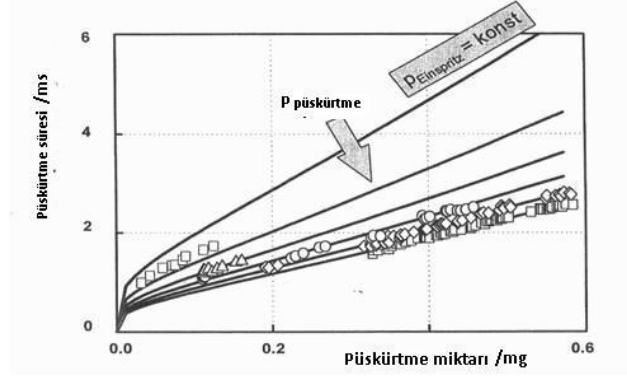
Basamak 5-6 ($\phi_5 \leq \phi \leq \phi_6$)

$$\frac{dQ_{kim}}{d\phi} = h_3 + h_1(\phi - \phi_1)^{h_2} = y_4 - \frac{y_4 - y_6}{1 - \left[\frac{\phi_6 - \phi_1}{\phi_5 - \phi_1}\right]^{h_2}} + \frac{y_4 - y_6}{(\phi_5 - \phi_1)^{h_2} - (\phi_6 - \phi_1)^{h_2}} (\phi - \phi_1)^{h_2} \quad (3.32)$$

y_2 sabiti ön karışimli yanmanın yüksekliğini tanımlarken, hiperbolün üç parametresi (h_1 , h_2 ve h_3) sırasıyla $y_5=y_4$ ve y_6 değerleri ile 5 ve 6 durumlarından geçen hiperbolden türetilmiştir. Yanma profilinin altındaki tüm alanın integrali toplam ısı açığa çıkışını ($Q_{kim,top}$) göstermektedir. Difüzyon yanmasının en yüksek değerini aldığı fazın yüksekliği y_4 ısı açığa çıkış profilinin ağırlık merkezi olarak kabul edilir ve y_6 yanma sonundan önceki reaksiyon oranını modellemek için kullanılır.

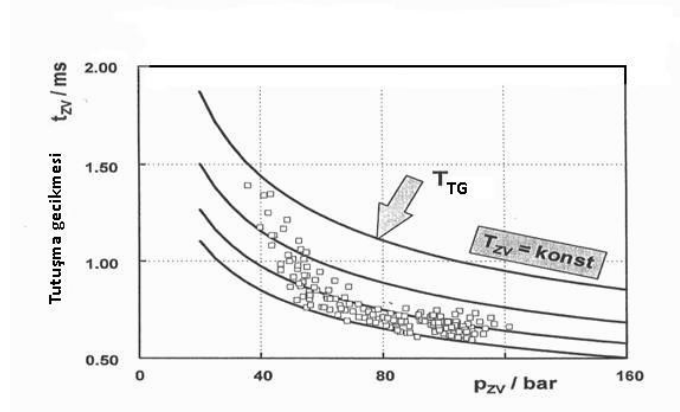
Bu sebeple, toplam bazı parametrelerin (3.28) ve (3.32)'de eşitlikleri verilen ısı açığa çıkış profilini bulabilmek için tanımlanması gerekmektedir. Bu parametreler, yanma başlangıcı, ön karışimli yanmanın zamanlaması, profilin ağırlık merkezine kadar olan yanma süresi, en yüksek fazın sonuna kadar yanma süresi, toplam yanma süresi, ön karışimli yanma ve difüzyon yanmanın maksimum ısı açığa çıkış oranları, yanmanın bitişinden önceki ısı açığa çıkış oranı, toplam ısı açığa çıkışının ön karışım bölümü ve yanma sırasında ortaya çıkan toplam ısı açığa çıkışıdır. Şekil 3.10'da görüldüğü gibi, bu on parametre deneysel ısı açığa çıkış oranları ile uyumlu sonucu almak için gereklidir [7].

Şekil 3.11'de ms cinsinden püskürtme süresi uzunluğunun, farklı püskürtme basınçları altındaki püskürtme miktarları ile değişimi gösterilmiştir. Püskürtme süresinin krank mili açısı birimi yerine zaman birimi ile gösterilmesiyle motor devir sayısının hiçbir rolü kalmaz.



Şekil 3.11 Püskürtme süresinin, püskürtme miktarı ve farklı püskürtme basınçları ile değişimi [8]

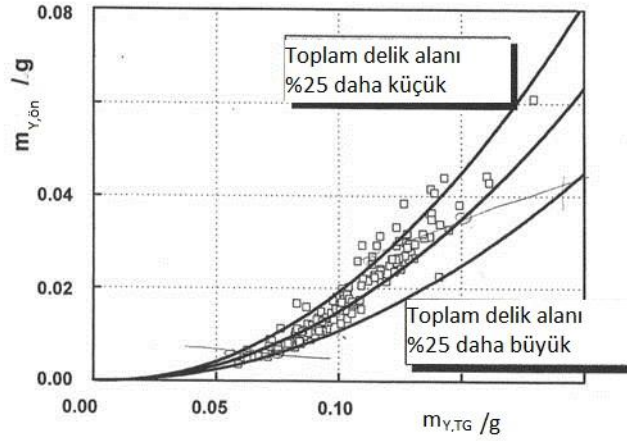
Ayrıca araştırmalar sırasında görülmüştür ki, tutuşma gecikmesi seçilen püskürtme nozulu ya da püskürtme basıncından değil, sadece tutuşma gecikmesi fazının şartlarından (P ve T) etkilenir. (Şekil 3.12)



Şekil 3.12 Tutuşma gecikmesi süresinin tutuşma fazındaki basınç ve sıcaklık değerleri ile değişimi [8]

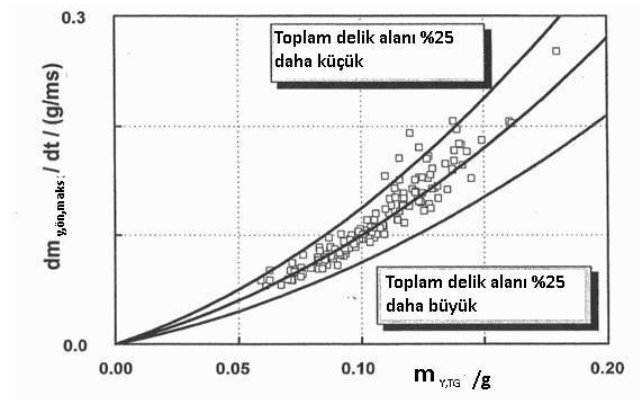
Şekil 3.13, ön karışım fazında ortaya çıkan enerji ile tutuşma gecikmesi sırasında püskürtülen yakıt miktarı arasındaki ilişkiyi gösterir. Belirlenen nokta, motorda yapılan deneysel ölçümlere uyar. Bu ölçümler, şekilde gösterilen eğrinin değerlerine yeterli

derecede uymalı, yaklaşık olmalıdır. Başka bir püskürtme nozulunun kesitinin değiştirilmesi, diğer ilişkilerin de kolayca değiştirilebilmesi sonucunu doğurur. Bu durum şöyle açıklanabilir; yakıtın küçük delikli püskürtme nozullarından püskürtülmesi ve bu şekilde hazırlanan karışımın iyileştirilmesi. Böylelikle yanma başlangıcında tutuşma kabiliyeti yüksek yakıt-hava karışımı bulunur ve ön karışım fazı daha yoğun ilerler.



Şekil 3.13 Ön karışımli yanma fazında yanan yakıt miktarının tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarına göre değişimi [8]

Benzer şekilde ön karışım tepe noktası, yanma başlangıcında daha fazla yakıt püskürtülmesi ve yakıtın hazır bulunması durumunda yükselir (Şekil 3.14). Ön karışım yanma süresi hemen hemen sabit olduğu için fonksiyonel bağıntıların her biri de benzer olmalıdır [8].



Şekil 3.14 Ön karışımli yanma fazında gerçekleşen maksimum yakıt hızının tutuşma gecikmesi süresince püskürtülen yakıt miktarına göre değişimi [8]

3.1.7 Tutuşma Gecikmesi

Yukarıda tarif edilen ısı açığa çıkış oranlarını modelleyebilmek için sınırlandırıcı bir durum olan yanmanın başlangıcının bilinmesi gerekmektedir. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda yanma başlangıcı ateşleme zamanlaması ile kontrol edilebilir ve bu yüzden bilinen bir parametredir. Fakat dizel motorlarında sadece püskürtme başlangıcı direk olarak kontrol edilebilir. Şekil 3.15’de gösterildiği gibi dizel motorlarda püskürtme başlangıcı ile tutuşma başlangıcı arasında yakıt atomizasyonu, buharlaşması, yakıt hava karışımı oluşması, bazı ön kimyasal reaksiyonlar gibi fiziksel ve kimyasal alt prosesler sebebiyle zaman farkı oluşmaktadır. Bu zaman farkına tutuşma gecikmesi τ_{tg} adı verilir.

Sıfır boyutlu (termodinamik) modellerde tutuşma gecikmesine sebep olan alt prosesler akışkanın uzaysal konumu ile ilgili bilgi yetersizliğinden dolayı detaylı olarak modellenemez. Bunun yerine, sıcaklık ve basıncın ortalama değerleri ele alınarak basitleştirilmiş yarı empirik formülasyonlarla ifade edilir. Genellikle, sıcaklık ve basınca bağlı olarak bu durum Arrhenius eşitliği ile gösterilir:

$$\tau_{tg} = C_1 p^{C_2} \exp\left(\frac{C_3}{T}\right) \quad (3.33)$$

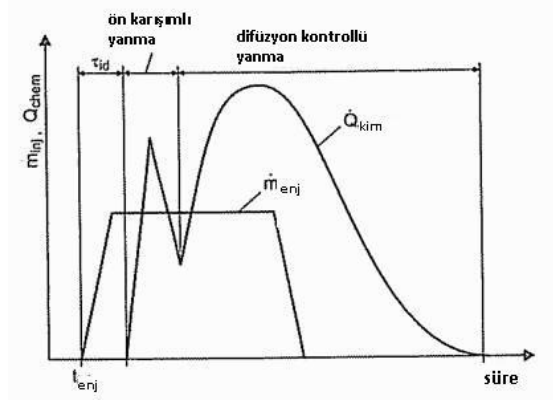
Bu yaklaşım ilk olarak Wolfer tarafından sabit hacimli bomba deneylerinde 50 üzeri setan sayılı yakıt kullandığı deneylerde ortaya atılmıştır. 590K ve 780K arası sıcaklıklar ve 8-48 atm arasında değişen basınç değerleri için C_1 , C_2 ve C_3 değerleri sırasıyla 0.44 ms, -1.19 ve 4650K olmalıdır.

Sitkei ise tutuşma gecikmesini,

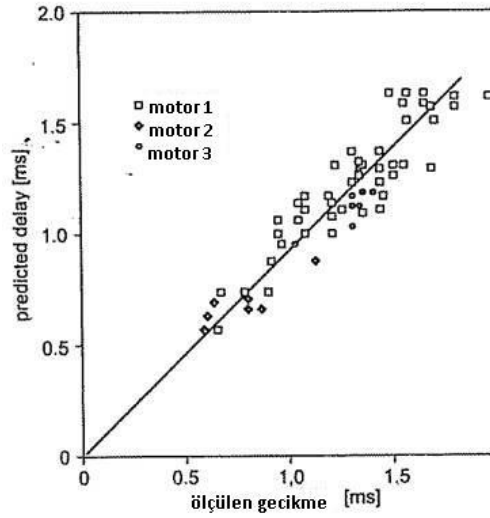
$$\tau_{tg} = 0,5 + 0.133p^{0.7} \exp\left(\frac{3,930}{T}\right) + 0,00463p^{-1.8} \exp\left(\frac{3,930}{T}\right) \quad (3.34)$$

olarak göstermiştir. Burada ilk terim fiziksel tutuşma gecikmesini ifade ederken, ikinci ve üçüncü terimler kimyasal tutuşma gecikmelerini göstermektedir. τ_{tg} , p ve T büyüklükleri sırasıyla ms, atm ve K olarak ele alınmalıdır. Hardenberg ve Hase, tutuşma gecikmesi için Arrhenius eşitliğini aktivasyon enerjisinin (E_A) yakıtın setan sayısı fonksiyonu olarak hesaplanmasını önermiştir.

$$E_A = \frac{618,840}{CN+25} \frac{J}{mol} \quad (3.35)$$



Şekil 3.15 Direk püskürtmeli dizel motor için püskürtme, tutuşma gecikmesi ve ısı açığa çıkış profili gösterimi [7]



Şekil 3.16 Ölçülen ve tahmin edilen tutuşma gecikmelerinin karşılaştırılması [7]

Basınç ve sıcaklığın tutuşma gecikmesi süresince zamanla değişimini hesaplayabilmek için aşağıdaki ifade tanımlanmıştır:

$$\int_{t_{enj}}^{t_{enj} + \tau_{tg}} \frac{1}{\tau_{tg}} dt \geq 1 \quad (3.36)$$

Genellikle, hesaplanan ve deneysel olarak elde edilen sonuçların birbirine uyumu Şekil 3.16'da da gösterildiği gibi bu formülasyonla (Denklem 3.33) elde edilebilir.

3.1.8 İç Enerji

Şimdiye kadarki bölümlerde kütle ve enerji denklemlerinde kontrol hacminin yani yanma odasının iç enerjisindeki değişimi bulabilmek için gereken tüm ifadeler

tanımlanmıştı. Ancak, yanma oluşumu inceleyen mühendisler için silindir gazının fiziksel ve kimyasal özellikleri, iç enerjinin özet değerinden çok daha önemlidir. Bunun için, yanma odasındaki gaz karışımının iç enerjiyi etkileyen sıcaklık ve basınç değerlerini bulabilmek için farklı bağıntılara ihtiyaç duyulmaktadır.

İç enerjideki toplam diferansiyel değişim aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d(mu)}{dt} = u \frac{dm}{dt} + m \frac{du}{dt} \quad (3.37)$$

İç enerji u , sıcaklık, basınç ve ekuvalens oranının fonksiyonu olduğu için,

$$\frac{dU}{dt} = u \frac{dm}{dt} + m \left(\frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial u}{\partial \phi} \frac{d\phi}{dt} \right) \quad (3.38)$$

olur.

Denklem 2.38'deki ifadeler ideal gaz denklemi göz önüne alınarak düzenlenirse,

$$p \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt} = mR \frac{dT}{dt} + RT \frac{dm}{dt} + mT \frac{dR}{dt} \quad (3.39)$$

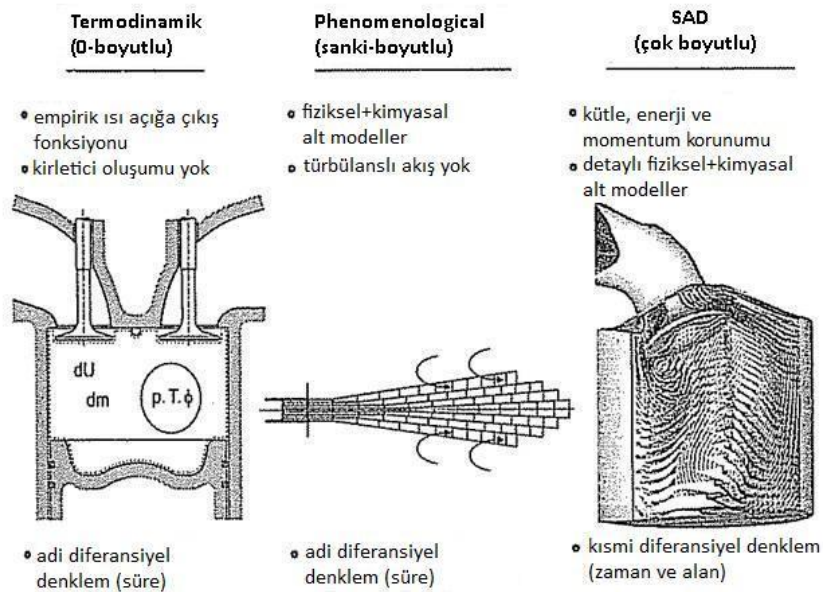
olur.

3.2 Sanki Boyutlu Modeller (Phenomenological Models)

Sıfır boyutlu modelleri hesaplamak için gereken güç ne kadar az olsa da, herhangi bir ölçüm bilgisi olmadan önemli motor parametrelerinin yanma üzerinde ne gibi etkileri olduğuna dair tahmin yapması oldukça güçtür. Bu yetersizliğin sebebi, büyük alt proseslerin hesaplanmaması veya empirik korelasyonlarla tanımlanmasıdır. Yanma odasındaki gaz karışımının ideal olduğu kabulü yerel sıcaklık ve karışım kompozisyonundan oldukça etkilenen emisyon oluşum oranının tahmin edilmesini oldukça zorlaştırmaktadır. Diğer yandan, püskürtme ve yanma gibi detaylı alt prosesleri içeren çok boyutlu CFD modelleri hesaplamak pahalı bir yöntem olduğu gibi, simülasyon sonuçlarını da doğru yorumlayabilmek için kullanıcının fiziksel ve kimyasal proseslere vakıf olması gerekmektedir. Bunun yanında, basınç değişimi ve ısı açığa çıkışı gibi bazı proseslerin hesap tahminlerinin basit modellerden elde edilebilecek sonuçlardan daha fazlasına ihtiyaç yoktur. Bu nedenle, yanma odası içerisinde birbiriyle

etkileşimde olan bir çok alt proses kendine özgü alt modellere ayrılır ve sonuçları mevcut hatalarla birlikte tüm hesaplamaların sonucu olarak kabul edilir.

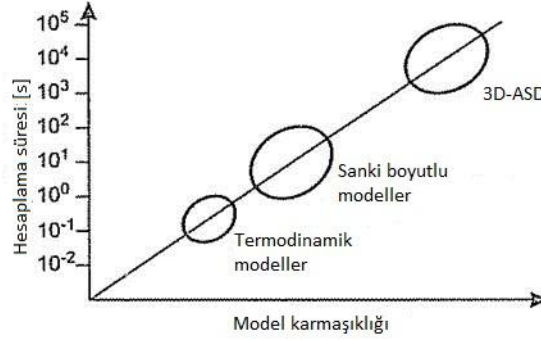
Sonuç olarak, ısı açığa çıkışını ve egzoz emisyonlarını önemli motor parametrelerinin (örn. Motor sıkıştırma oranı, püskürtme süresi ve basıncı, doldurulan havanın türbülans oranı) fonksiyonu olarak hesaplamaya yarayan zaman açısından verimli bir üçüncü model kategorisine ihtiyaç vardır. Bu kategori genelde sanki-boyutlu (phenomenological) modeller olarak bilinirler ve sıfır boyutlu modeller ile çok boyutlu modeller arasında konumlandırılırlar. (bkz. Şekil 3.17) Bu modellerde yanma odası farklı karışım ve kompozisyonlarla karakterize edilen bölgelere ayrılırlar. Bölgelerin tam olarak sayısı seçilen modelin probleme yaklaşımına bağlıdır ve bölge sayısı aralığı ikiden yüzlerceye kadar uzanabilir. Bu uzaysal çözülme sayesinde ısı açığa çıkış oranı Wiebe fonksiyonu gibi empirik korelasyonlarla ifade etmek zorunda kalınmaz. Onun yerine, sprey oluşumu, hava-yakıt karışımı, ateşleme ve emisyon oluşumunu da içeren yanma gibi fiziksel ve kimyasal tabanlı alt prosesler de önceden tahmin edilebilir.



Şekil 3.17 Yanma modellemelerinin sınıflandırılması [7]

Sanki-boyutlu modellerin CFD modellere göre avantajı basitleştirilmiş kabuller sayesinde bilindik diferansiyel denklemlerin zamana göre çözümlenmesidir. Bu olay,

zaman ve konum şartlarının da CFD kodlarla çözümlenmesini gerektiren bölümsel diferansiyel denklemlere zıttır. Buna ek olarak, CFD kodlamalarda alt modeller ve uzaysal çözümlerin ayrıntıları ile hesaplanması diğer modellere göre oldukça uzun sürmektedir. (bkz. Şekil 3.18) Sonuç olarak, sanki-boyutlu modellerde yanma odasındaki türbülanslı akış çözümlenemez ve dolayısıyla bu model tipi ile yanma odası geometrisindeki değişimlerin etkileri araştırılmaz.



Şekil 3.18 Yanma modellemelerinin karmaşıklığı ve tahmini gereken hesaplama süreleri [7]

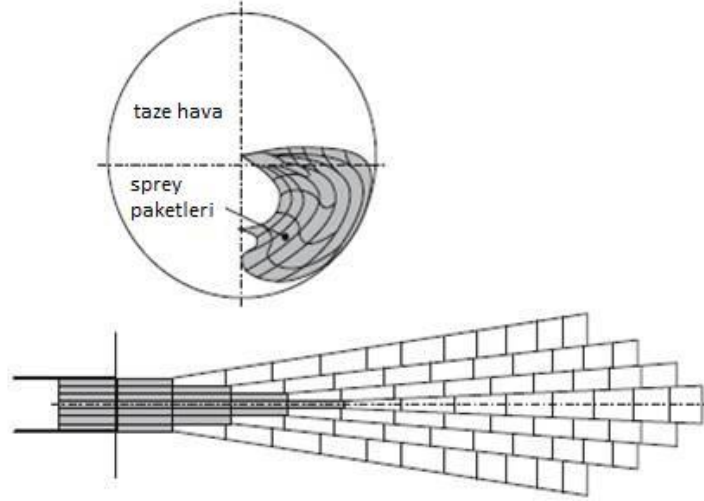
Sanki boyutlu yanma modellemelerinin dizel motordaki yanmayı tanımlayabilen en pratik model olduğunu da belirtmek gerekir. Çünkü karışım oluşumu ve ardından takip eden olayları etkileyen püskürtme prosesi sanki-boyutlu modelle doğru bir şekilde tanımlanabilir. Kıvılcım ateşlemeli motorlarda, özellikle karışımın tutuşma anında hâlihazırda homojen olarak bulunduğu dıştan karışım oluşturan motorlarda yanma, karışım veya difüzyondan ziyade ön karışımli yanma alevinin yayılımı ile kontrol edilmektedir. Ön karışım yanma alevi türbülans yapısından çok fazla etkilenir ve bu sebeple de üç boyutlu akış alanını çözümlenmekte yetersiz kalan sanki-boyutlu modellerle bu yanma oluşumunun çözümlenmesi çok zordur.

Literatürde, çeşitli seviyelerde ve dolayısıyla çeşitli hesaplama gereksinimleri olan sanki-boyutlu modeller önerilmektedir. Yine de, tüm sanki-boyutlu modellerin amacı, bilinen püskürtme oranı profilinden yola çıkarak ısı açığa çıkış oranını hesaplamak ve yanma odası içerisindeki sanki-boyutlu bir kompozisyon ve sıcaklık dağılımını ortaya koyarak dizel motor emisyon oluşumu oranı (azot oksit ve is oluşumu) için bir değer bulmaktır.

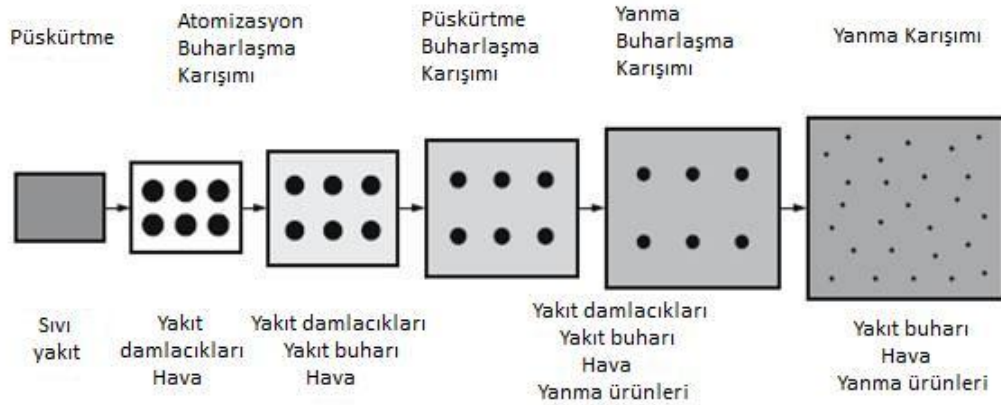
3.2.1 Paket Modelleme

Paket modellemede yakıt jeti, paket adı verilen çok fazla sayıda parçalara ayrılmıştır. Böylelikle havaya karışan spreyin geometrisi, yakıt atomizasyonu ve buharlaşması, tutuşma, yanma ve emisyon oluşumu gibi alt prosesleri incelenebilir.

Genel modelleme konsepti, sıkıştırma stroku boyunca yanma odası içerisinde karışımın ideal karışmış tek bir bölge olduğunu kabul etmektedir. Aslında yanma odasında, taze hava, ve içten yada dıştan egzoz gazı resirkülasyonuna bağlı olarak, homojen karışmış artık gaz oluşumu mevcuttur. Yakıt enjeksiyonu başladığı zaman sürekli olarak içerisinde sadece yakıt bulunan spray paketleri oluşur. Spray paketleri hem aksel hem de radyal yönde yer alırlar. Püskürtme süresi boyunca zamanla birlikte aksel düzlem boyunca yeni paket oluşumları meydana gelir. Her paketin içindeki yakıt miktarı paket oluşumu sırasında meydana gelmekte olan yakıt püskürtme oranına bağlıdır. Kütleli dağılım sabittir ve radyal paket pozisyonunun bir fonksiyonudur. Spreyin sona ermesinden sonra, ortamda bulunan hava bölgesinden taze hava gelir ve paket içerisine girmeye başlar. Yakıt damlacık buharlaşması ve yanması, örneğin ısı açığa çıkışı, sınırlar içerisinde ve her bir paketin kendi yerel şartları altında meydana gelir. Bundan dolayı her spray paketinin içerisinde sıvı yakıt, buharlaşan yakıt, taze hava ve yanma ürününün bir karışımı olabilir. Paketler arasında, onu çevreleyen hava dışında başka bir yerle kütle ve enerji değişimi olmadığı kabul edilir. Böylece kütle ve enerji değişimi sadece spray paketleri ve onu çevreleyen hava ile arasında kabul edilerek ayrı ayrı hesaplanır. Bundan dolayı her bölge kendi sıcaklık ve karışım oluşumu değerlerine sahip olurken, basıncın silindir hacmi içerisinde her bölgede eşit olduğu ve sadece zamanla değiştiği kabul edilir.



Şekil 3.19 Sprey model [4]



Şekil 3.20 Sprey paket kompozisyonu [4]

3.2.1.1 Sprey Dağılımı ve Hava-Yakıt Karışımı

Sprey paketlerinin içinde püskürtülmüş olan yakıt, ilk olarak sıvı fazda gibi hareket eder. Şekil 3.19'da görüldüğü gibi enjektöre yakın bölgede koyu renkle gösterilmiş olan kısım bu oluşumu ifade eder. Aşağıda karakteristik püskürtme aralığı süresi ve bu sürenin sonuna kadar yukarıda tarif edilen bölgenin ulaştığı hız verilmiştir.

$$v_{enj} = 0,39 \sqrt{\frac{2\Delta p_{enj}}{\rho_y}} \quad (3.40)$$

$$t_{bit} = 28,65 \frac{\rho_y d_{enj}}{\sqrt{\rho_h \Delta p_{enj}}} \quad (3.41)$$

Bu noktada, paket içerisindeki sıvı birçok küçük damlacığa ayrılır ve çevredeki gazın aerodinamik şartlarından dolayı yavaşlar. Püskürtme bitiminden sonra zamana göre

spreyin uç noktasının hız değişimi, püskürtme başlangıcından bu yana geçen sürenin fonksiyonu olarak şu şekilde verilebilir:

$$v(t) = 1,48 \left(\frac{\Delta p_{snj} d_{snj}^2}{\rho_h} \right)^{1/4} \frac{1}{\sqrt{t}} \quad (3.42)$$

Hava ile yakıtın dış yüzeyi arasında yakıt çekirdeğine göre çok daha fazla etkileşim olduğundan dolayı paket hızının eksponensiyel azalışının radyal yönde olduğu kabul edilir. 5 paketin uzayda radyal yönde dağıldığı varsayılarak, Stiesch [7] ve Merker [18] oldukça iyi sonuçlar veren aşağıdaki empirik fonksiyonu geliştirmişlerdir:

$$v_k = v_1 \exp[-3,86 \cdot 10^{-2} (k - 1)^2], \quad k = 1 \dots 5 \quad (3.43)$$

Burada k radyal paket indeksidir ($k=1$ merkez çizgisinde, $k=5$ sprej çevresinde) ve u_t ise (2.42) no'lu denklemden alınmıştır. Nishida ve Hiroyasu (1989), sprej bitiminin dış çevresinde merkez çizgisine oranla daha erken meydana geldiğini göstermiş ve sprej bitimi süresinin sprej çevresinde lineer olarak azaldığını kabul etmişlerdir. Bu etki, Şekil 2.19'da koyu renkle gösterilmiş paketlerde görülmektedir.

$$t_{bit,k} = t_{bit,1} \frac{6-k}{5}, \quad k = 1 \dots 5 \text{ için} \quad (3.44)$$

İlk püskürtülen sprej paketleri sonradan püskürtülenlere kıyasla daha fazla direnç kuvveti etkisi altında kalacağı için daha çabuk dağılırlar. Stiesch [7] ve Merker [4] sprej hızı denklemini bu durumu da göz önünde bulundurmuş ve sadece radyal değil aksel yönü de hesaba katarak düzenlemişlerdir:

$$v_i = C_1 v \left[1 + \left(\frac{i-1}{i_{max}-1} \right)^{C_2} \frac{\Delta t_{snj}}{C_3} \right] \quad (3.45)$$

Burada i ilk, i_{max} da son püskürtülen sprej paketlerini göstermektedir. C_1 sabiti, sonraki püskürtme zamanlarında püskürtülen paketlerin daha hızlı olduğu sürece, ilk paketlerin görülebilir sprej ucundaki paketlere göre daha yavaş dağıldığını gösterir. C_2 , 0-5 aralığında değişmektedir. C_3 , ilk ve son paketler arasındaki hız farkını gösterir ve hava hareketine göre ayarlanabilir.

3.2.1.2 Yakıt Atomizasyonu ve Damlacık Buharlaşması

Tek bir paket için yakıt atomizasyonunun (2.41) ve (2.44) eşitliklerinde gösterilen sprey bitim zamanlarında sürekli olarak meydana geldiği kabul edilmektedir. Bunun için paket içerisindeki tüm damlacıklar Sauter ortalama çap (Sauter mean diameter, SMD) ile gösterilir.

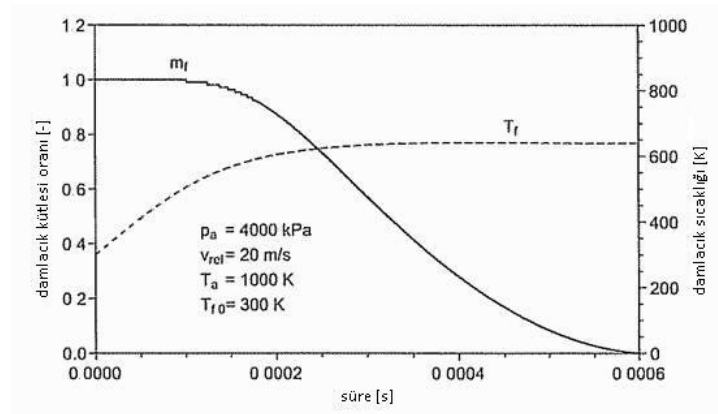
$$SMD = \frac{\sum_{i=1}^N \text{damlacık } d_i^3}{\sum_{i=1}^N \text{damlacık } d_i^2} \quad (3.46)$$

Püskürtme bitiminden sonra SMD'nin ilk değeri deneysel verilerden elde edilmiş empirik ifadelerle uyum sağlamaktadır.

Püskürtme bitiminden sonra paketlere sıcak hava ulaşmaya, yakıt damlacıklarını ısıtmaya ve dolayısıyla buharlaştırmaya başlar. Sanki boyutlu model kullanılarak yanma üzerinde yapılan birçok çalışmada damlacık buharlaşması Borman ve Johnson (1962) modeli uygulanmaktadır. Bu modelde konvektif ısı transferinden dolayı sıcaklığı değişen sıvı yakıt damlacıkları ve damlacıklardan kütle difüzyonu enerji dengesinden çıkarılabilir.

$$\frac{dT_y}{dt} = \frac{1}{m_y c_{p,f}} \left(\frac{dQ_y}{dt} + \frac{dm_y}{dt} \Delta h_{buh} \right) \quad (3.47)$$

Burada Δh_{buh} buharlaşma gizli ısısıdır.



Şekil 3.21 n-C₁₄H₃₀ damlacığının sabit sınır şartları altında kütle ve sıcaklık değişimlerini göstermektedir. Şekildeki diyagramdan yakıt damlacık sıcaklığının gaz fazından

konvektif ısı transferi sebebiyle hızlı bir şekilde arttığı görülmektedir. Bu durum difüzyon oranında artışa neden olduğu gibi damlacık yüzeyindeki doymuş buhar basıncını da arttırır. Yine de artan difüzyon oranı sebebiyle buharlaşma ısısının büyük miktarda damlacık tarafından beslenmesi gerekmektedir ve bundan dolayı damlacık sıcaklıklarının damlacıklar tamamen buharlaşana kadar neredeyse sabit değerde kaldığı yarı-kararlı duruma ulaşılır.

3.2.1.3 Tutuşma ve Yanma

Diğer tüm alt proseslerde olduğu gibi tutuşma gecikmesi de yerel şartlara bağlı olarak her sprej paketi için ayrı ayrı hesaplanır. Bunun için Arrhenius eşitliği kullanılır.

$$\tau_{tg} = 4,0 \cdot 10^{-3} \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^{-2,5} \phi_g^{-1,04} \exp\left(\frac{6000}{T}\right) \quad (3.48)$$

Buradaki sabitlerin farklı motor ve çalışma şartlarına göre ayarlanması gerekmektedir. Tutuşma gecikmesi boyunca gerçekleşen anlık değişimleri hesaplayabilmek için bir tutuşma gecikmesi integrali büyüklüğü sprej paketinin içerisine yanma başlangıcı şartı olarak konulur.

Paket başına ısı açığa çıkış oranı, yakıt buharından CO₂ ve H₂O oluşumunun sitokiyometrik tek-adım reaksiyonu ile oluştuğu varsayılarak belirlenmektedir. Yakıt yanma oranının hesaplama adımları ile bulunabilmesini kısıtlayan iki tane kriter vardır. Bunlardan ilki, yakıtın sadece buharlaşan kısmının yandığıdır; diğer ise pakete giren havanın miktarıdır. Yanma sonundaki ısı açığa çıkışı, yanan yakıt kütle oranının ve yakıt alt ısıl değerinin bir çıktısı olarak tanımlanır.

$$\frac{dQ_{kim}}{dt} = LHV \min \left(\frac{m_v}{\Delta t} \frac{m_h/h_{y_{sitoky}}}{\Delta t} \right) \quad (3.49)$$

Araştırmacılar, ön karışimli yanmada oluşan maksimum kimyasal reaksiyonu gösteren maksimum yanma oranında üçüncü bir kısıtlayıcı faktörü işaret etmişlerdir. Edelman ve Harsha (1978) yaptıkları çalışmalarda Arrhenius eşitliğini, yanmadan kaynaklanan yakıt buharı yoğunluğundaki değişim oranını, oksijen ve yakıt buharının sıcaklık ve kütle değişiminin fonksiyonu olarak göstermişlerdir. Yakıt ve oksijen değerlerindeki

eksponensiyel değerler, sitokyometrik karışım için maksimum yanma oranı göz önüne alınarak verilmiştir. ($y_{v,sitok}=0.22$)

$$\frac{dp_{v,b}}{dt} = -5 \cdot 10^{10} \frac{m^3}{kg \cdot s} \cdot \rho_g^2 y_v^1 y_{O_2}^5 \exp\left(-\frac{12000K}{T}\right) \quad (3.50)$$

Bu üç kriteri göz önünde bulundurarak parametrik hesaplamalarla paket yanma modellemesi yapan araştırmacılar, ön karışimli yanmayı sınırlayan şartın püskürtme bitiminde pakete giren büyük orandaki hava olduğunu görmüşlerdir. Ancak yine de, mevcut miktarda yakıt hızlıca yanar ve pakete giren taze hava oranı dizel motorlarda difüzyon yanmasını sınırlayan şart olarak kalır. Sonuç olarak, (3.50) eşitliğinde modellendiği gibi yanma sonundaki sıcaklığın düşük olması veya hızlı hava girişinden dolayı sprey paketinin içerisindeki sitokyometrik oranın düşük olması kimyasal kısıtlayıcı şartlardandır.

3.2.1.4 Bölgesel Termodinamikler

Tüm sprey paketlerinin yanmamış hava bölgeleri gibi yanma odasından ısı transferine o bölgedeki yanma ürününün kütle ve sıcaklığı ile orantılı olarak katkı sağladığı farz edilir.

$$\frac{dQ_{d,z}}{dt} = \frac{m_z T_z}{\sum_z (m_z T_z)} \cdot \frac{dQ_{d,top}}{dt} \quad (3.51)$$

Her bölgedeki sıcaklık ve hacim değişiklikleri enerji dengesi ve eşitlik durumlarından elde edilebilir. Genelde bunun için ideal gaz denklemleri kullanılır. Yine de, unutulmamalıdır ki, 20 MPa'dan daha yüksek pik basınçlar yapan modern dizel motorlarında gerçek gaz davranışları göz önünde bulundurulduğunda daha iyi sonuçlar alınabilir. İdeal gazın basitleştirilmiş hali için, sprey paketlerindeki (indeks sp) ve yanmamış hava bölgesindeki (indeks a) sıcaklık değişimi sırasıyla,

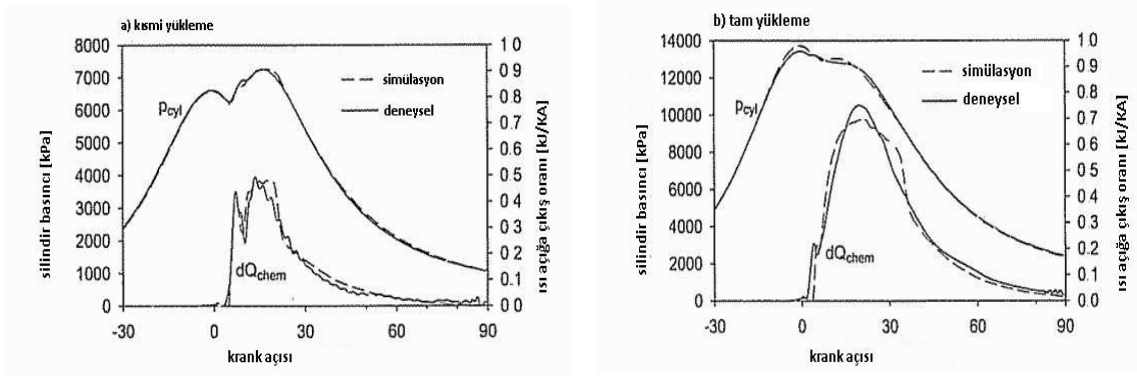
$$\begin{aligned} dT_{sp} m_{sp} c_{p,sp} &= dQ_{d,sp} + dQ_{kim,sp} - dQ_{y,sp} - p_{sil} V_{sil} \left(\frac{dm_{sp}}{m_{sp}} + \frac{dR_{sp}}{R_{sp}} - \frac{dp_{sil}}{p_{sil}} \right) - \\ dm_{y,sp} h_v + dm_{giriş,sp} h_h - dm_{sp} h_{sp} & \end{aligned} \quad (3.52)$$

ve

$$dT_h m_h c_{p,h} = dQ_{d,h} - p_{sil} V_h \left(\frac{dm_h}{m_h} - \frac{dp_{sil}}{p_{sil}} \right) + dm_h R_h T_h \quad (3.53)$$

olur.

Şekil 2.22, iki adet 4 litre/silindir hacimli ağır sanayi dizel motorunun ısı açığa çıkış ve basınç değişim oranlarının deneysel ve hesaplanan sonuçların karşılaştırmasını vermiştir. Diyagram *a*, tüm modellerde sabit olarak kullanılan orta yük şartlarını; diyagram *b* ise aynı sabitlerle önceden hesaplanmış tam yük şartlarını göstermektedir. Açıkça görülmektedir ki, her motor için doğru ayarların yapılması halinde ısı açığa çıkış ve basınç değişim oranları doğru bir şekilde simüle edilebilmektedir. Özellikle daha büyük motor yüklerindeki ısı açığa çıkış oranında ön karışimli yanmada oluşan hızın azalması oldukça iyi tahmin edilmiştir.



Şekil 3.22 Yüksek devirli ağır sanayi dizel motor için ısı açığa çıkış ve basınç değişimi

$V_d=4,0$ lt/sil, $n=1500$ rpm. a) imep=980 kPa, b) imep 2220 kPa [7]

3.2.2 Serbest Gaz Jet Teorisi

Tüm Cummins motor modellerinde dizel spreyi, yanma havasının gaz çevresine giren yarı kararlı gaz jet olarak davranır. Sonuç, sürekli profilde yakıt buharı konsantrasyonudur ve bu yakıt profili çekirdekte çok zengin iken yakıt çevresinde çok fakir bir karışım şeklindedir. Taze hava sürekli olarak spreyin içine girer ve tahmin edilen ısı açığa çıkışını asıl olarak etkileyen faktördür. Bu modelde sprey içerisindeki yakıtın zengin tutuşabilirlik limitini aştığı tüm noktalarda buharlaşabilir olduğu kabul edilir.

3.2.2.1 Cummins Demet Modeli

Cummins motor modelinde sprey dağılımının Şekil 3.23'te olduğu gibi kabul edilir ve aşağıdaki empirik bağlantılarla hesaplanır:

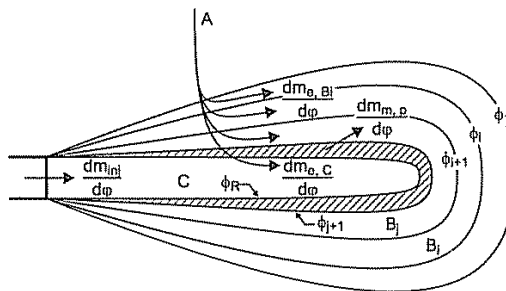
$$\text{diğer durumlar için, } c_m = 0 \quad (3.59)$$

Eşitlikteki $\alpha(t)$ kütle dengesi eşitliklerinden dolayı olarak bulunabilir ve spreyedeki toplam yakıt kütlelerinin t zamanına kadar püskürtülen yakıt miktarına eşit olduğu varsayılır. S_L , eşitlik (3.54)'te benzer şekilde hesaplandığı gibi püskürtme sonunda spreyn kuyruk kısmındaki yakıttır. Ayrıca unutulmamalıdır ki, $\alpha(t)$ sürekli jet durumunda sabit değere düşer.

Üç boyutlu sprej modeli göz önünde bulundurularak yapılan diğer çalışmalar, (3.57) denklemi üzerinde değişiklikler yapılmasına neden olmuştur. Bu denklemdeki $R_{1/2}$, spreyn radyal ekseninde yakıt konsantrasyonu c 'nin $c_m/2$ değerine ulaştığı yer olarak tanımlanır.

$$c = c_m \exp \left[-0,693 \left(\frac{y}{R_{1/2}} \right)^{5/2} \right] \quad (3.60)$$

Yanma ve emisyon oluşumu oranlarını tahmin edebilmek için aşağıda gösterilen yakıt-hava karışımı dağılımını, ilerledikçe gelişen yanma bölgeleri seti olarak kabul edilir. Şekil 3.24'de tutuşmanın başlangıcında olan ve $(n+2)$ bölgeye ayrılmış olan sprej gösterilmektedir. Bölge A, yakıtın püskürtüldüğü ortadaki bölgeyle ilişkilidir; bölge C spreyn yakıtça zengin çekirdek bölgesidir ve n adet B_i bölgesi ise zayıf ve zengin tutuşabilirlik limitleri arasındaki yanabilir karışım bölgesidir. Tutuşma zamanlamasından dolayı katlara ayrılan B_i bölgelerinin alt modellerle ayrı ayrı hesaplanması gerekir. Yanma süreci boyunca her B_i bölgesindeki yakıt miktarı sabit kalır ve gereken yakıt miktarı zengin tutuşabilirlik bölgesinden gelerek B_j bölgelerini oluşturur. B_i bölgelerindeki sabit yakıt miktarına karşılık A bölgesinden B_i ve C bölgelerine sürekli olarak hava girişi olur.



Şekil 3.24 Yanma bölgelerinin ve çevresel oranların ilerleyen gelişimi [7]

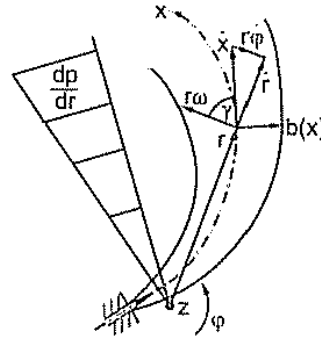
Karışım bölgesi B_i zengin ve fakir tutuşabilirlik limitleri ϕ_R ve ϕ_L ile çevrelenmiştir:

$$\phi_R \geq \phi_i \geq \phi_L \quad (3.61)$$

Tüm bölgelerdeki yakıt ve hava kütlelerinin ayrı ayrı hesaplanmasıyla ısı açığa çıkış oranları ve emisyon oluşumu hakkında fikir yürütülebilir. Her hesaplama adımında zengin C bölgesinin yeni B_j bölgeleri oluşturduğu varsayılır ve hesaplama fakir tutuşabilirliği olan A bölgesinden başlanılır.

3.2.2.2 Sprey Geometrisinin ve Karışım Oluşumunun Analitik Açıklaması

Cummins motor modelindeki sprej dağılımını gösteren empirik ifadelerin aksine bir de sprej hareketlerini momentum çevrimleri ile hesaplayarak ifade eden bir yöntem geliştirilmiştir. Bahsi geçen bu hesaplamaları yapabilmek için sprejin dairesel kesit alanının ortalaması alınır ve merkez çizgisine indirgenir. Böylece sprejin bir kesiti hareket eden kütle merkezi gibi davranır. Şekil 3.25'de anafor hareketi yapan gaz içerisinde silindirik koordinat sisteminde (r, φ, z) dağılan sprejin şematik hali verilmiştir.



Şekil 3.25 Anafor jetin şematik gösterimi [7]

Silindirik koordinat sistemindeki radyal, teğetsel ve dik yöndeki kuvvetler aşağıdaki gibi yazılabilir:

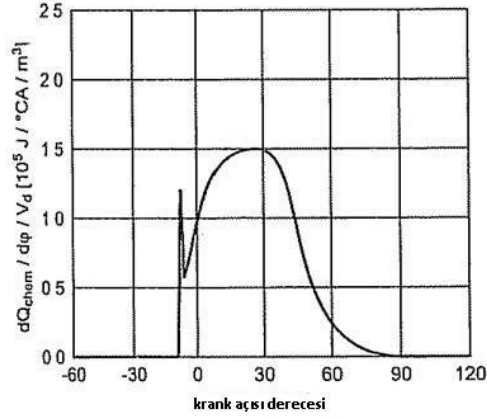
$$\frac{d}{dt}(dm_{jet}\dot{r}) = dF_r \quad (3.62)$$

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dt}(dm_{jet}r^2\dot{\varphi}) = \frac{d}{dt}(dm_h)r\omega + dF_\varphi \quad (3.63)$$

$$\frac{d}{dt}(dm_{jet}\dot{z}) = 0 \quad (3.64)$$

Yukarıdaki denklemler gerekli modifikasyonlar yapılarak, yanma odasında türbülans olması, sprej açısının enjektör geometrisi gibi faktörlerden dolayı değişmesi gibi durumlar söz konusu olduğunda da ısı açığa çıkış oranı bulunabilmektedir.

Bu modellerde yakıt atomizasyonu ve damlacık buharlaşması olaylarının alt prosesleri detaylı olarak incelenemediğinden dolayı, yerel sıcaklıklar, oksijen konsantrasyonu ve lokal yakıt buharına bağlı olan kimyasal kinetiklerden etkilenen tutuşma gecikmesini de tahmin edebilmek oldukça güçtür. Ayrıca, tutuşmanın ilk olarak sprej damlasının merkez çizgisindeki yakıt konsantrasyonu c_m 'nin zengin tutuşabilirlikten zayıf tutuşabilirliğe geçtiği zaman başladığı varsayılır. Yine de, bu zamanlamada sprej dış bölgelerinin ekuvalens oranı zengin limite göre çoktan fakirleşmiştir. Bu nedenle yakıt yanma için her zaman sitokyometrik oranda hazırlanır ve böylece çabucak reaksiyona girebilir. Bu durum da dizel motor ısı açığa çıkışındaki ön karışimli yanma pikine neden olur. Şekil 3.26, tam yükte çalıştırılan yüksek devirli ağır sanayi dizel motorunda yapılan bir deneysel ısı açığa çıkış oranını göstermektedir.



Şekil 3.26 Tam yükteki ağır sanayi dizel motorları için simüle edilmiş ısı açığa çıkış oranı [7]

Unutulmamalıdır ki, Cummins modellerinde sınır şartı olarak belirlenmesi gereken sprej açısının karışım oranı ve dolayısıyla yanma oranı üzerinde oldukça büyük bir etkisi vardır. Ayrıca, gerçek yakıt spreji ve gaz jetinin arasındaki benzerlik, yakıtın direk silindir duvarına çarptığı durumlarda geçerli değildir. Bu sebeple bu model, çok büyük türbülanslı hava oranlarına sahip olan büyük dizel motorları için geçerlidir.

3.3 Çok Boyutlu Modellemeler (CFD-Kodları)

3.3.1 Korunum Eşitlikleri

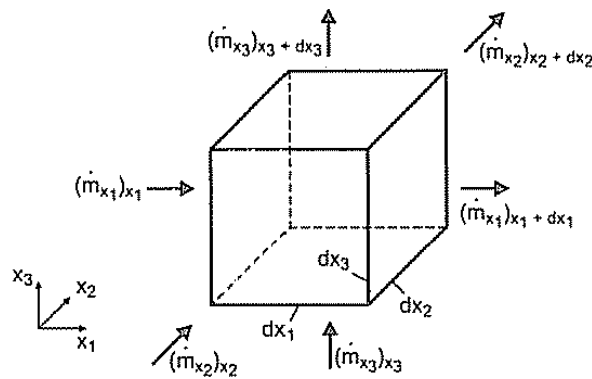
CFD, çok boyutlu akış problemleri için nümerik çözümler üreten “computational fluid dynamics” ifadesinin kısaltılmış halidir. Genelde, çok boyutlu akış problemlerinde kütle enerjisi ve momentum korunum eşitliklerinden yola çıkılır. Bu prensiplerin sonuçlarını kısmi diferansiyel denklem olarak analitik yünden çözmek oldukça güçtür.

Alt proseslerin basitliğini ve açık olmasını sağlamak adına analizler tek komponent veya tek faz üzerine kuruludur. Yine de unutulmamalıdır ki, yanma odasındaki gaz fazında genelde kimyasal reaksiyonları etkileyen birden fazla komponent vardır.

3.3.1.1 Kütle Korunumu

Kütle korunumu eşitliği Şekil 3.23'te gösterilen sonsuz küçük hacim elementinden $dV=dx_1dx_2dx_3$ yola çıkılarak yazılabilir. Koordinat sisteminin uzayda sabitlenmesi ile birlikte kontrol hacmi de sabitlenmiş olur. Burada akış herhangi bir engelle karşılaşmaz ve sistem içerisine giren akış çıkandan daha fazla olursa kontrol hacmi içerisindeki kütle artar; tam tersi durumda ise azalır. Her iki durum da kontrol hacmi içerisindeki yoğunluk ile ilişkilidir. Kütle dengesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial}{\partial t} (dx_1 dx_2 dx_3 \rho) = d\dot{m}_{x_1} + d\dot{m}_{x_2} + d\dot{m}_{x_3} \quad (3.65)$$



Şekil 3.27 Kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan kütle akışları [7]

3.3.1.2 Momentum Korunumu

Momentum korunumu eşitliği de kütle korunumu eşitliğindeki gibi geliştirilebilir. Ancak kütle korunumu eşitliğinin aksine her Kartezyen boyutu x_1 , x_2 ve x_3 için bir eşitlik yazılır. Momentumun toplam anlık değişimi sonsuz küçük kontrol hacmine dışarıdan gelen tüm kuvvetlerin toplamıdır. Her üç boyut x_j için aşağıdaki eşitlik yazılabilir:

$$\frac{\partial(\rho v_j)}{\partial t} + v_i \frac{\partial(\rho v_j)}{\partial x_i} = \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho F_j \quad j = 1,2,3 \quad (3.66)$$

3.3.1.3 Enerji Korunumu

Kütle ve momentum korunumuna ek olarak enerji korunumunun da hız, basınç ve sıcaklık dağılımlarının tanımlanabilmesi için çözülmesi gerekmektedir. Enerji korunumu, sabit bir kontrol hacmi için aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \dot{E}_{em} - \dot{E}_{sgz} + \dot{W}_g + \dot{W}_p + \dot{W}_T + \dot{Q}_{em} - \dot{Q}_{sgz} \quad (3.67)$$

3.3.2 Nümerik Metodoloji

3.3.2.1 Direk Nümerik Simülasyon (DNS)

Navier-Stokes eşitlikleri genelde laminar ve türbülanslı akışın ikisi için de geçerlidir ve bu yüzden en açık ve anlaşılır çözüm için eşitlikler, en küçük uzunluk ölçekli akış problemlerini dahi çözmeye yeterli olacak şekilde direk kılavuz çizgileri üzerine çözümlendirilir. Bu metoda direk nümerik simülasyon adı verilir ve kavramsal bakış açısından en basit yaklaşımdır. En küçük uzunluk ölçekleri en küçük anaförlerin üzerinden ölçeklendirilir ki bu anaförler türbülanslı kinetik enerjinin dağılımı için oldukça önem taşımaktadırlar. Bu uzunluk ölçekleri Reynolds sayısının artması ile küçülür. Kılavuz çizgileri arasındaki boşlukları ayarlamadaki diğer bir kısıtlayıcı unsur ise iki fazlı akışlarda gaz fazında mevcut sıvı damlacıklarının boyutlarıdır.

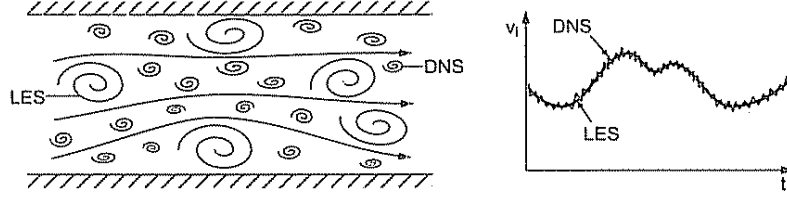
Genelde mevcut motor silindirleri için kılavuz çizgileri arasındaki boşluk yaklaşık $10\mu\text{m}$ olabilir. Bu da, 10 cm 'lik silindir çapına sahip bir motor için yaklaşık 10^{12} kılavuz çizgisi noktası anlamına gelmektedir. Yine de günümüz bilgisayar sistemlerinde yaklaşık 10^6 'ya kadar olan değerleri hesaplamak mümkündür. Bilgisayar sistemlerindeki hızlı gelişime

rağmen hesaplanamayan büyüklüklerin yakın gelecekte de hesaplanması pek mümkün gözükmemektedir. Bu sebeple, direk nümerik simülasyonlar mühendislik problemlerini çözmek için yeterli değildirler, ancak temel araştırma konularında veya geometrik olarak basit yapılarda kullanılabilirler. DNS uygulamalarına örnek olarak küçük Reynold sayılı akışlar ve basit geometrik yapı akış türleri verilebilir.

3.3.2.2 Büyük Anafor Simülasyonu (Large Eddy Simulation - LES)

Büyük Anafor Simülasyonu gereken kılavuz çizgileri noktalarının sayılarını en aza indirmek için sadece büyük ölçekli anaforlarla ilgilenir. Zaten, küçük anaforların davranışlarını inceleyebilmek için uygun yarı-empirik alt modellerin tanımlanması gerekmektedir. Bu prosedür, büyük anaforların uzunluk ölçeğinde küçük anaforlara göre enerjinin büyük bir bölümünü içerdiği düşünülürse daha kullanışlıdır. Ancak küçük anaforlar genelde izotropik davranış şekli gösterdikleri için modellemenin anlaşılır olmasında LES'te çözülen büyük ölçekli anaforlara göre daha fazla değer taşımaktadırlar. Şekil 2.28, direk nümerik simülasyonla büyük anafor simülasyonu arasındaki karşılaştırmayı göstermektedir. DNS, akışın tüm uzaysal ve zamanla gelişen değişimleri verirken, LES tüm alanın yerel ortalamalarını verir. DNS kullanılması uygun olan yerlerde verdiği sonuçlar daha net olduğu için tercih edilmektedir. LES ise geometrinin kompleks olduğu ve Reynold sayısının veya kimyasal çeşitliliğin DNS için fazla olduğu yerlerde kullanılır.

Ancak yine de LES'in kullanımında hala bir takım kısıtlamalar vardır. Örneğin, uzunluk ölçeğinin aralıkları sabit değildir. Birçok problemde Reynold sayısı ve bundan doğan karakteristik ölçek uzunlukları tüm geometrik yapı için sabit değildir. Ayrıca duvar kenarındaki akış yüksek oranda anizotropiktir. Tüm bunların anlamı, uzunluk ölçeğinin kısmi akış problemlerine göre dikkatlice ayarlanması gerektiğidir. DNS ve LES için bir diğer problem de her duruma uyum sağlayan standart bir model olmamalarıdır. Bilgisayar ve hafıza gücü gereksinimleri gibi nedenlerden dolayı ancak belli bir geometri için yazılabilirler ve bir makineye özgü yüksek performans verebilen özel programlama elemanları içerirler.



Şekil 3.28 Türbülans oluşumunun şematik gösterimi (solda), spesifik uzaysal pozisyonda hızın zamana bağlı olarak değişimi (sağda) [7]

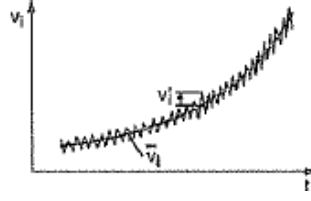
LES metodları DNS'ye göre daha az maliyetlidir, ancak yine de hesaplama zamanlaması olarak oldukça pahalıdır denebilir. Bu sebeple uygulamaları, genel mühendislik problemleri çalışmalarından ziyade temel araştırma gereksinimlerinde kullanılırlar. Yine de, LES modelleri dizel motorlarda türbülanslı difüzyon yanması gibi spesifik araştırmalar için uygulanmıştır.

3.3.2.3 Reynolds-Averaged Navier-Stokes Eşitlikleri (RANS)

DNS ve LES'te yüksek türbülanslı kompleks akışlar hesaplanırken karşılaşılan problemlerden dolayı Navier Stokes eşitliklerini çözmek üzere bir üçüncü metot daha mühendislik problemlerinde kullanılır. Bu metoda Reynolds-averaged metodu adı verilir. Bu yaklaşımda, türbülanslı akışın anlık değerleri ortalama değerlere ayrılır (üst çizgi ($\bar{\quad}$) ile gösterilen) ve değerdeki değişimler ise üst simge ($'$) ile gösterilir. Şekil 2.29'da hız komponenti u_i' için şematik bir gösterim mevcuttur.

$$v_i(\bar{x}, t) = \bar{v}_i(\bar{x}, t) + v'_i(\bar{x}, t) \quad (3.68)$$

Prosedür, LES modellerinde kullanılanına benzerdir ancak RANS metodunda lokal ortalamalar yerine tüm türbülanslı anforların ortalaması göz önünde bulundurulur ve böylece küçük anforların yanında büyük olanlarında göz önünde bulundurulması sağlanır. Ancak RANS metodu ile spesifik bir anforun etkisini tahmin etmek mümkün değildir. Sadece tüm türbülans için geçerli olan etkiler araştırılabilir. RANS metodunu elverişsiz kılan bir diğer özelliği ise yanma odasındaki akışın çevrim başına varyasyonlarını incelemeye kullanılamıyor olmasıdır.



Şekil 3.29 Kararlı olmayan akışlar için Reynold ortalaması [7]

3.3.3 Türbülans Modeller

Türbülanslı akışların karmaşıklığı, tek türbülans modelinin tüm akış konfigürasyonu ve geometrileri için Navier Stokes eşitliklerinin linear olmayan davranışlarını çözmekte yeterli olmasını mümkün kılmamaktadır. Bu nedenle türbülans modelleri, genel kurallardan ziyade türbülanslı akış yaklaşımları olarak görülmelidir.

Türbülans viskozitesi μ_t ile moleküler viskozite μ ile aynı boyuta sahiptir ve bu sebepten dolayı genel formülasyonda şu şekilde gösterilebilirler.

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot l \cdot q \quad (3.69)$$

Burada C_μ boyutsuz bir sabittir ve l ile q sırasıyla modellenmesi gereken karakteristik uzunluk ölçeği ve hızdır.

3.3.3.1 Karışım-Uzunluk Modeli (Mixing-Length Model)

En basit ve açık türbülans modellerinden olan karışım-uzunluk modeli, 1920’de Prandtl tarafından ortaya konulmuştur. Modelin mantığı, türbülans anaforunun çevresiyle birleşip kendi özelliklerini kaybedene kadar karışım uzunluğu l boyunca ilerlemesine dayanmaktadır. Basit cebirsel yaklaşımla, hızın $q=l \partial v / \partial y$ olduğu varsayılır ve buradan türbülans viskozitesi aşağıdaki gibi olur.

$$\mu_t = \rho l^2 \left| \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right| \quad (3.70)$$

Karışma uzunluğu l ağırlıklı olarak duvardan olan uzaklık y ’ye bağlıdır. Bu modelle basit akışlar için tatmin edici sonuçlar alınabilmesine karşın üç boyutlu akışlar için aynı şeyi söylemek mümkün değildir. Türbülans viskozitesini tanımlamak için daha ayrıntılı türbülans modelleri geliştirilmiştir.

3.3.3.2 k-ε Modeli

Türbülans modeller arasında oldukça fazla kullanılan iki eşitlikli k - ε modeli türbülansın kinetik enerjisi k ve onun dağılım oranı ε için kullanılan kısmi diferansiyel denklemler üzerine kurulmuştur. Bu modelde karakteristik hız q , türbülanslı kinetik enerji k 'nin karekökü olarak kabul edilir. Bu sebeple eşitlik (2.70), aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\mu_t = C_\mu \rho l \sqrt{k} \quad (3.71)$$

Türbülans uzunluğu l 'yi tanımlamak için ek bir eşitliğe ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun için tercih edilen tek bir eşitlik yoktur ancak en çok kullanılanı enerji denkleminde de kullanılan ve kinetik enerjinin dağılımını göz önünde bulunduran eşitliktir. Dağılım oranı ε , k ve l ile aşağıdaki denklemden gibi ilişkilendirilebilir:

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l} \quad (3.72)$$

Bu modelin konsepti, en büyük ölçekliden daha küçük ölçeklilere enerji akışının olduğu ve transfer edilen enerjinin küçük ölçeklilerde dağılmış olduğu üzerinedir [7].

BÖLÜM 4

ISI AÇIĞA ÇIKIŞ ORANLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

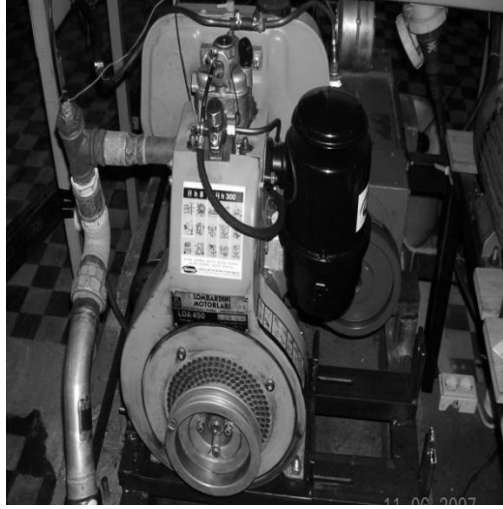
Bu bölümde Lombardini marka, hava soğutmalı, tek silindirli bir Dizel motoru ile yapılan deneylerin sonucunda elde edilen ısı açığa çıkış oranı dataları ile Wiebe ve Poligon Hiperbol yanma modellemeleri bilgisayar ortamında karşılaştırılarak sonuçlar gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada Wiebe ve Poligon Hiperbol modellerinin seçilmesinin sebebi, dizel motorlarda yanma sonucu ısı açığa çıkışının gerçeğe en yakın olarak veren ve en basit matematiksel ifadelerle bunu mümkün kılan modeller olmalarıdır.

Deney datalarının elde edildiği motorun genel görünümü Şekil 4.1’de, teknik özellikleri ise Çizelge 4.1’de görülmektedir [10].

Çizelge 4.1 Deney motoru teknik özellikleri.

Markası	ANTOR- LOMBARDINI
Modeli	LDA 450
Silindir sayısı (adet)	1
Silindir çapı (mm)	85
Stroku (mm)	80
Strok hacmi (cm ³)	454
Kompresyon oranı	17,5:1
Devir (d/d)	3000
Güç (N DIN70020) (kW)	7,5
Maksimum tork (Nm)	28,5
Yakıt tüketimi (lt/h)	1,7
Yağ tüketimi (kg/h)	0,007
Boş ağırlık (kg)	57
Yanma havası ihtiyacı (3000 d/d) (lt/1')	560



Şekil 4.1 Deney motoru genel görünümü

Üç farklı basınç değeri (1100–1200–1300bar) için tüm deneyler tekrarlanmıştır. Bu bağlamda püskürtme basıncı ve püskürtme avansı değişimlerinin araştırılan parametrelere etkileri gözlenmiştir. Deney çıktılarından 20 derecelik avansla püskürtme yapılan, 3000 d/d'lık datalar üzerinde çalışılmıştır.

4.1 Wiebe Fonksiyonu ve Parametreleri

Bu fonksiyonun amacı buji ateşlemeli motorun ısı açığa çıkış oranının elde edilmesidir. Diğer taraftan, yapılan çalışmalarda Wiebe fonksiyonunun tekil olarak Dizel yanmasını karşılayamadığı görülmüştür. Dizel motorunda ön karışım yanması ve kontrollü yanma fazı bu durumun nedenidir. Bu problemin çözümü için iki Wiebe fonksiyonunun kullanılması benimsenmiştir. Birinci kısım ön karışım yanmasını, diğeri ise kontrollü yanma kısmını temsil etmektedir. Bu durumda iki fonksiyonun farklı yanma zamanları gibi farklı parametreleri vardır ve toplam ısı çıkışı iki fonksiyonun toplamı olarak elde edilir [7] Wiebe ile ilgili daha ayrıntılı bilgi 3. Bölümde verilmiştir.

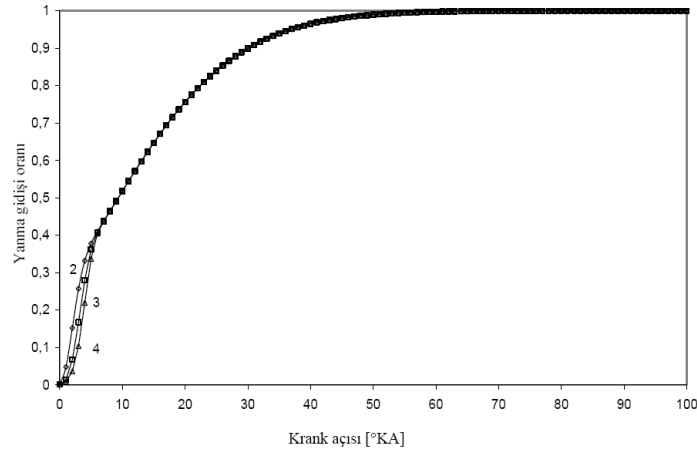
Isı açığa çıkış eğrisinin ön yanma fazındaki bölümü yükten nispeten bağımsızdır. Kısaca ilk karışım püskürtme süresinden bağımsızdır. İkinci pik değer gerçekleştiği karışım kontrollü yanma fazı ise püskürtme süresine bağlıdır. Püskürtme süresinin uzaması, püskürtülen yakıt miktarını arttırmakta, bu durum kontrollü yanma fazındaki ısı açığa çıkış pik değerini yükselttiğini ve süresini uzatmaktadır. Diesel motorundaki ısı açığa çıkış

değişiminin elde edilmesi için yukarıda verilen ikili wiebe fonksiyonuna benzer, yedi parametrelili bir wiebe fonksiyonu Miyamoto ve arkadaşları tarafından tanımlanmıştır.

$$\frac{dQ}{d\theta} = a \left(\frac{Q_p}{\theta_p} \right) (m_p) \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{m_p-1} \exp \left[-a \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{m_p} \right] + a \left(\frac{Q_d}{\theta_d} \right) (m_d) \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{m_d-1} \exp \left[-a \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{m_d} \right] \quad (4.1)$$

Bu denklemde “p” ön karışım yanma fazını, “d” ise karışım kontrollü yanma fazını ifade etmektedir. θ_p ve θ_d her iki fazın yanma sürelerini, a boyutsuz sabiti, Q_p ve Q_d her iki faza verilen ısı miktarını, m_p ve m_d her iki fazın şekil faktörlerini ifade etmektedir.

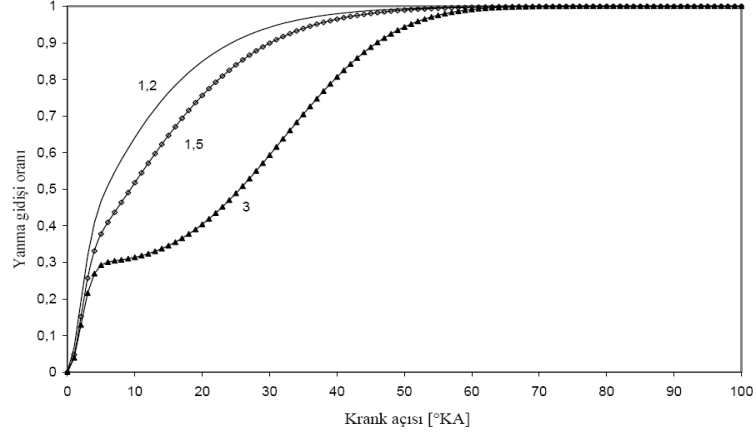
Miyamoto ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, m_p , m_d ve θ_p nin motor hızı, motor yükü ve püskürtme zamanlamasından bağımsız olduğunu tespit etmişlerdir. Çalışmalarında $a=6.9$, $m_p= 4$, $m_d=1.5$ (DI) ve 1.9 (IDI), $\theta_p=+7^\circ$ değerlerini uygun bulmuşlardır [7]. Ön karışimli yanma sırasında açığa çıkan yakıtın ısı enerjisi, difüzyonlu yanma sırasında açığa çıkan yakıtın ısı enerjisinden daha az miktardadır. Bu nedenle Şekil 4.2’de görüldüğü gibi m_p parametresinin yanma hızına etkisi yok sayılacak kadar azdır [7].



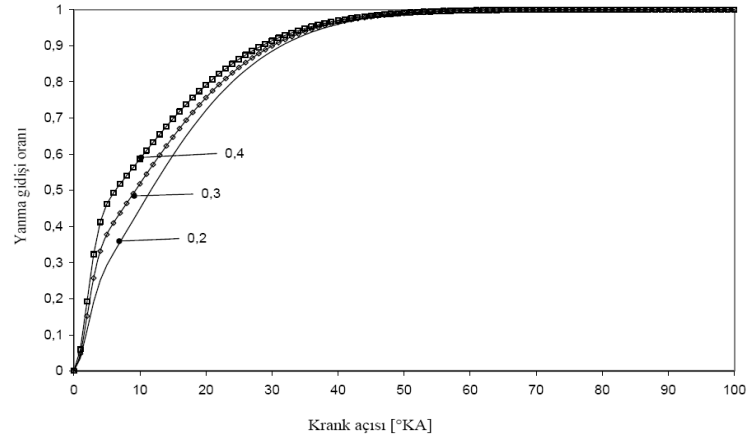
Şekil 4.2 Ön karışım parametresine (m_p) bağlı yanma gidişinin değişimi [20]

Difüzyonlu yanma için form parametresinin (m_d) yanma hızına etkisi önemli miktarda olmaktadır. Yanma gidişi üzerinde de önemli etkiye sahiptir.

Ön karışimli ve difüzyonlu aşamada verilen ısının toplam yanma ısısına oranlarının farklı değerlerinde yanma gidişinin değişimi Şekil 4.4’te görülmektedir. Yanmanın ön karışimli yanma ağırlıklı duruma gelmesi, yanma gidişinin eğiminde azalmaya neden olmaktadır [20].



Şekil 4.3 Difüzyonlu aşama parametresi (m_d) bağlı yanma gidişinin değişimi [20]



Şekil 4.4 Ön karışım fazında verilen ısının oranına (Q_p/Q_T) bağlı yanma gidişinin değişimi

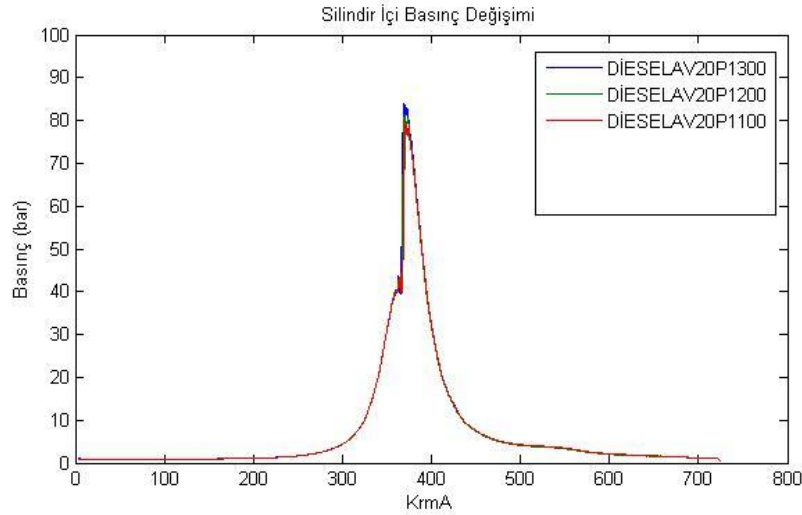
Saker [21] yaptıkları çalışmada ikili Wiebe fonksiyonun farklı bir versiyonunu kullanmışlardır. Bu form Ramos [22] tarafından düzenlenmiştir. Aşağıda verilen denklem 4.2'de bu ikili wiebe fonksiyonu görülmektedir.

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6,9 \left(\frac{Q_p}{\theta_p} \right) (m_p + 1) \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_p} \right) \exp \left[-6,9 \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_p} \right)^{m_p + 1} \right] + 6,9 \left(\frac{Q_d}{\theta_d} \right) (m_d + 1) \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_d} \right) \exp \left[-6,9 \left(\frac{\theta - \theta_{ig}}{\theta_p} \right)^{m_d + 1} \right] \quad (4.2)$$

- Yanmanın ağırlık noktasının gerçek yanma prosesinin Poligon Hiperbol yanma profili ile tanımlanmasındaki yeri önemlidir. Örneğin yakıt tüketimi ile yanmanın ağırlık merkezi birbiri ile yakından ilişkilidir.
- Ön karışımli yanma ardışık çizgilerle (1-2-3) kolayca ifade edilebilir.
- Difüzyon fazının (4-5) sabit enerji tüketimi ile tanımlanmasının doğruluğu yüksek devirli dizel motorunun çalışma şartlarına bağlıdır.
- Difüzyon fazının sonunda, değeri sıfıra yaklaşan (γ_6) ekponensiyel fonksiyonla hiperbol kullanılması bu fazın tanımlanmasında önemli bir esneklik kazandırır. Bu şekilde özellikle egzost fazında devam eden yanma daha doğru olarak tahmin edilebilir. Şüphesiz ki, γ_6 değerine sıfır verilebilir ve bu şekilde de asimptotik bir davranış elde edilir. Yanma sonuna sıfırdan farklı bir değer verildiğinde ısı transferinin krank açısına bağlı olduğu yerlerde bazı belirsizlikler ortaya çıktığına dair bilgiler mevcuttur. Isı transferi hakkında kesin bilgi olmadığı sürece, bu belirsizlikler kompanse edilir.

4.3 Wiebe ve Poligon Hiperbol Simülasyonlarının Karşılaştırılması

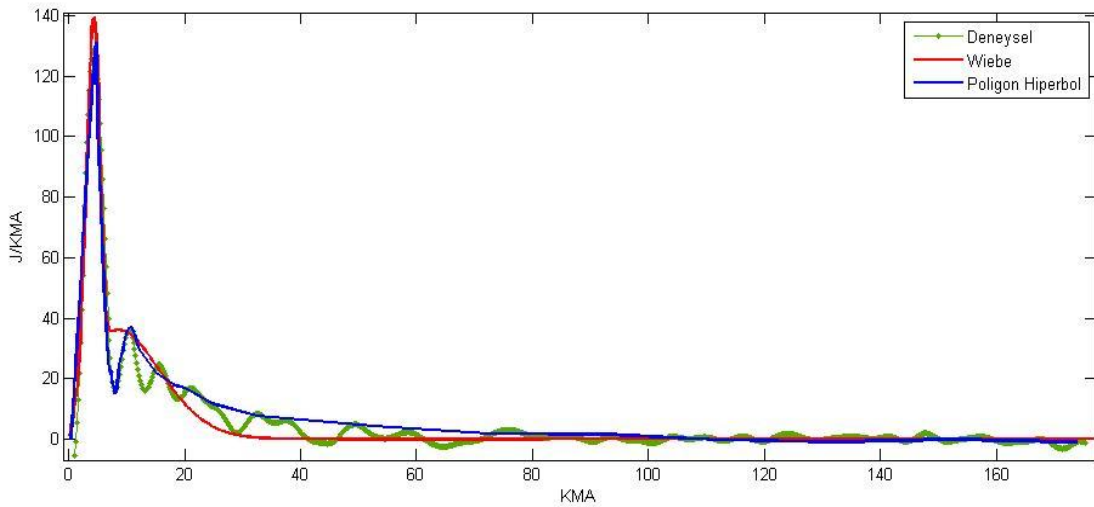
Deneyden elde edilen verilerden ısı açığa çıkış grafiğinin elde edilmesi için aşağıdaki P-KMA grafiğinden faydalanılmıştır.



Şekil 4.6 Farklı basınç değerleri için silindir içindeki basınç değişimi

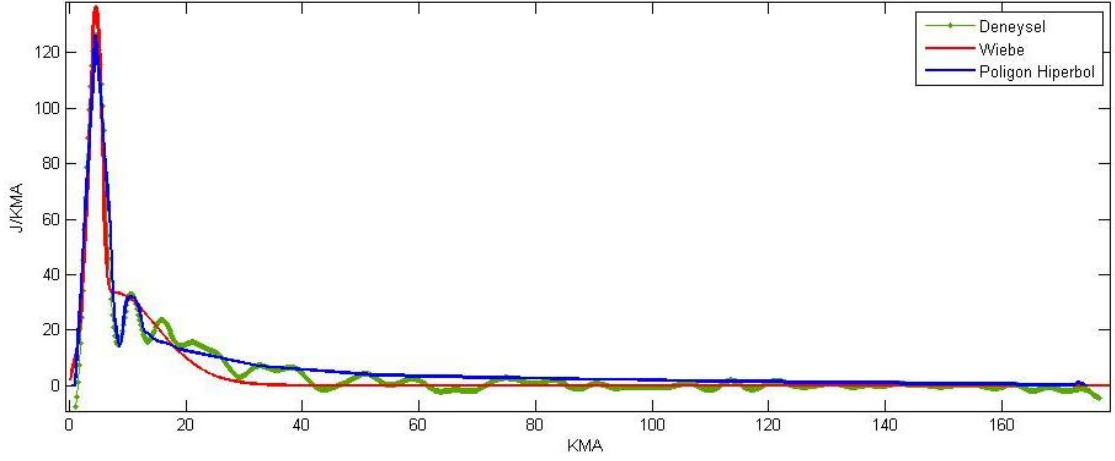
Deneyden elde edilen verilerin oluşturduğu ısı açığa çıkış oranı grafiği, Wiebe fonksiyonu ve Poligon Hiperbol fonksiyonu kullanılarak hesaplanmış, Şekil 4.6'daki ısı açığa çıkış oranı grafiği elde edilmiştir. Bu grafik incelendiğinde, pik basınç değerinin

hemen hemen yakalandığı ancak Wiebe fonksiyonunda difüzyonlu yanma başlangıç noktasında kabul edilebilir sapma olduğu görülmektedir. Poligon Hiperbol fonksiyonunda ise difüzyonlu yanma bölgesindeki ısı açığa çıkış oranı gerçek veri ile daha uyumlu gözükmektedir. Wiebe fonksiyonu ile ısı açığa çıkış grafiği çizilirken fonksiyon parametreleri a , m_p ve m_d sırasıyla 6,9, 4,9 ve 1,65 seçilmiştir. Seçilen bu değerlerle oluşturulan Wiebe modelinin gerçek dataya yaklaşma yüzdesi 0,94 ile 0,96 arasında kalmıştır.

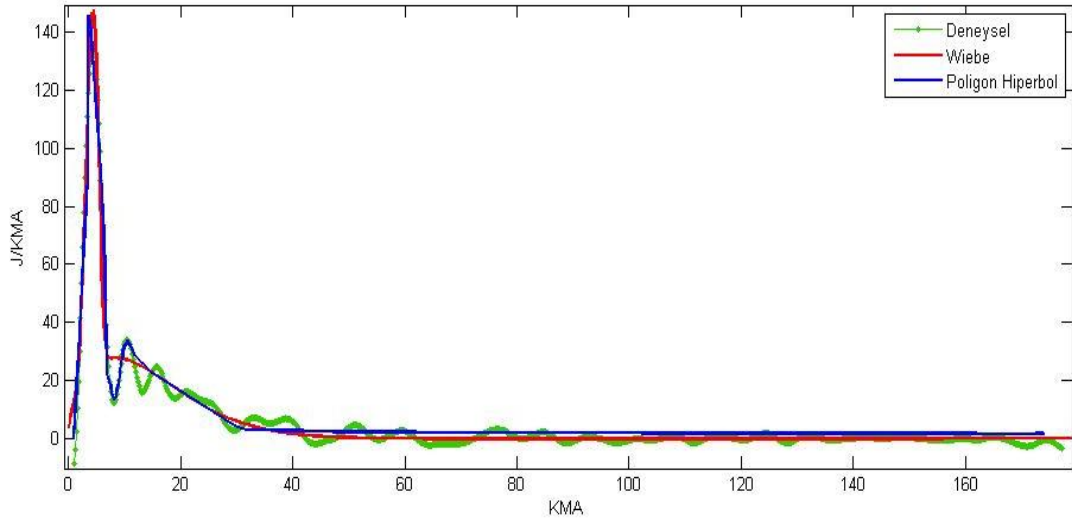


Şekil 4.7 Dizel yakıtı için 1100 bar püskürtme basıncı, 20 KMA avans değeri ve 3000 d/d motor hızı şartında gerçek, ikili Wiebe ve Poligon Hiperbol fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği

Şekil 4.7 ve Şekil 4.8 'de verilen karşılaştırmalı ısı açığa çıkış grafiği incelendiğinde ön yanma fazında Wiebe denklemi ve Poligon Hiperbol ile deneysel ölçümlere yakın sonuçlar elde edildiği gözükmektedir. Difüzyon fazı sapmaları kabul edilebilir sınırlarda olmakla beraber, sapmalar Şekil 4.8'de olduğu gibi Wiebe'de daha fazla olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.8 Dizek yakıtı için 1200 bar püskürtme basıncı, 20 KMA avans değeri ve 3000 d/d motor hızı şartında gerçek, ikili Wiebe ve Poligon Hiperbol fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği



Şekil 4.9 Dizek yakıtı için 1300 bar püskürtme basıncı, 20 KMA avans değeri ve 3000 d/d motor hızı şartında gerçek, ikili Wiebe ve Poligon Hiperbol fonksiyonu ile elde edilmiş ısı açığa çıkış grafiği

Bu çalışmada, analiz yapılırken ve analitik olarak ifade edilen ısı açığa çıkış oranının parametre değışimleri incelenirken sıfır boyutlu termodinamik model kullanılmıştır. Burada yanma odasındaki değışken hacmin her zaman mükemmel yakıt karışımıyla dolu olduğu, basınç ve sıcaklık dağılımının yanma odasının her noktasında aynı olduğu varsayılmıştır ve yanma odasında biriken kimyasallarla ısı kaybı dikkate alınmamıştır [11].

Yanma modellemesi için çeşitli yaklaşımlar mevcuttur. Süre açısından değerlendirildiği takdirde sayısal akışkanlar dinamiği bir yanda, empirik yanma modellemeleri ise diğer yandadır. İlk teknik fiziksel yaklaşıma olanak verir ancak çok fazla hesaplama süresi ve gücü gerektirir. Çözömlerlerdeki kesin yaklaşım kapasitelerine rağmen hızlı yanma modellemelerine uygun değildirler ve fiziksel olayları tarif etmedeki eksikliklerine rağmen bu tip araştırmalarda tek boyutlu yanma modellemeleri kullanılmaktadır.

Isı açığa çıkış oranı, modelleme fonksiyonları ile hesaplanırken bazı kabuller yapılmaktadır.

Yanma odasındaki basınç dağılımı her yönde aynıdır.

- Yanma odası içerisindeki karışımın hava, yakıt ve yanmış gazlardan oluşmaktadır.
- Gaz karışımı mükemmel gaz davranışında bulunmaktadır.
- Sıcaklığa dayandırılan korelasyonlar gaz karışımının iç enerjisini hesaplamada kullanılmaktadır.
- İç enerji ortalama gaz sıcaklığı göz önüne alınarak hesaplanmaktadır. Ancak bilindiği gibi yanma başlangıcında yanma ürünlerinin sıcaklığı ortalama gaz sıcaklığından daha yüksektir.

Ayrıca yapılan analizde püskürtme yoğunluğu, art gaz, püskürtme süresi ve ortalama piston hızının da motor parametreleri olarak Wiebe üzerinde oldukça büyük etkisi vardır. Fakat yapılan modellemelerde farklı motor çalışma şartlarındaki parametre seçimi hala netlik kazanmamıştır [12].

Sapmaların sebebi her ne kadar simülasyon fonksiyonlarının empirik ifadelerden oluşmasından kaynaklanıyor olsa da, deneyde ölçülen basınç, püskürtülen yakıt miktarı gibi verilerinin sahip olduğu hata payı da bu sonuçlar üzerinde etkili olabilmektedir. Her şeyden önce karmaşık yapıda olan optik ölçüm yöntemlerini çok hızlı salınım hareketi yapan bir motorda püskürtme ve yanma sınır şartlarını etkilemeden kullanmak oldukça zordur. Yine de böyle bir uygulama yapılmak istenirse, her zaman ulaşılamayan bir nokta kalacaktır. Örneğin, enjektör deliğine yakın olan yakıtın yoğun püskürtüldüğü bölgedir ki bu bölge spreyin atomize olması gibi sonraki proseslerin takibi açısından oldukça önemlidir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmanın temel amacı, içten yanmalı dizel motorları üzerinde yapılan araştırmalarda sıklıkla kullanılan modelleme yöntemlerinin kullanım alanları ve teorik modellemelerin gerçeğe uygunluğunu göstermektir. Bu noktadan yola çıkarak tek boyutlu modellemelerde dahi, araştırmalar sırasında yol gösterici olabilecek sonuçlar elde edilebileceğini belirtmek amaçlanmıştır.

Tez çalışmasında Wiebe ve Poligon Hiperbol fonksiyonu kullanılarak ısı açığa çıkış oranı teorik olarak elde edilmiş ve deneylerde elde edilen silindir içi basınç verisi kullanılarak termodinamiğin 1. kanununa göre işlenen ısı açığa çıkış oranı ile karşılaştırılmıştır.

Deneylerde silindire püskürtülen yakıtın, püskürtme avansı ve püskürtme basıncı değiştirilerek dizel yakıt için performans deneyleri yapılmış, elde edilen sonuçlar irdelenerek, Dizel motorunda ısı açığa çıkış oranının gerçek deney verileri ile Wiebe ve Poligon Hiperbol fonksiyonu kullanılarak hesaplanmış teorik sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda var olan uyumun ve sapmaların kaynaklanabileceği sebepler sıralanmıştır.

Isı açığa çıkış grafikleri incelendiğinde Wiebe denklemi ile deneysel ölçümlere yaklaşılmıştır. Difüzyon fazınının başlangıç bölümlerindeki hesaplanan ısı açığa çıkış değerlerindeki sapmalar fazla olsa da genel olarak bu fazda da deneysel sonuçlara yakın değerler elde edilmiştir. Wiebe fonksiyonu kullanılarak hesaplanan ısı açığa çıkış değerleri kullanılarak elde edilen basınç değişim grafiklerinde yanma başlangıç noktalarında kabul edilebilir sapmalar olduğu pik basınç değerlerinin deney bulguları ile örtüştüğü gözlenmiştir. Bu bulgular avans değişiminin teorik kabullerinin, elde edilen deneysel sonuçlar ile desteklendiğini göstermektedir.

Yapılan karşılaştırmada Poligon Hiperbol fonksiyonunun Wiebe fonksiyonuna göre deney verilerine daha yakın sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Bu durumun kaynaklandığı sebeplerin arasında, Wiebe'nin ısı açığa çıkış oranını iki ayrı eğri olarak kabul etmesi ve toplam ısı çıkışını bu iki eğri altında kalan alan olarak alması, Poligon Hiperbol fonksiyonunun ise ısı açığa çıkış eğrisini dört doğrusal çizgi ile bir hiperbol eğrisi olarak kabul etmesi verilmiştir.

Silindir içerisinde çok bölgeli yanma modeli kullanılarak, silindir içerisindeki proses daha gerçekçi modellenebilir. Yanma odası içerisindeki bölge sayısının genel modele etkisi ve en iyi sonucu verecek bölge sayısı belirlenebilir. Motor simülasyonlarında sonuçların hızlı biçimde elde edilmesi simülasyon modellerindeki basitlik ile sağlanmaktadır. Sonuç olarak basit modellerle, gerçek verilere yakın sonuçların elde edilebileceği gösterilmiştir.

Nicel belirsizliklerine rağmen deneylere nispeten oldukça iyi olan bu nümerik simülasyonların, bugünkü motorların geliştirme çalışmalarında kullanımını gerekli kılan büyük avantajları vardır. Bu durumda, özellikle çok parametrelili çalışmalarda nümerik simülasyonları kullanmak zaman ve maddi açıdan farklı prototipler ve konstrüksiyonlar üzerinde çalışmaktan çok daha efektiftir.

KAYNAKLAR

- [1] Borman, Gary L. ve Ragland, Kenneth W., (1998), Combustion Engineering, McGraw Hill, Singapore.
- [2] Dönmez, D., Üzmez, G., Cömert, Ö.M. ve Semerciöğlu, H., (2009), Dizel Motor ile Çalışan Belediye Otobüslerinin İncelenmesi ve Emisyon Envanterlenmesi, SAÜ Çevre Müh. Bitirme Tezi, Sakarya.
- [3] Lyn, W. T. ve Valdmanis, E., (1968), "Effects of Physical Factors on Ignition Delay", SAE paper, 680102.
- [4] Merker, Günter P., Schwarz, Christian, Stiesch, Gunnar ve Otto, Frank, (2004), Simulating Combustion, Springer, Wiesbaden.
- [5] Miyamoto, N., Ogawa, H., Shudo, T. ve Takeyama, F., (1994) "Combustion and Emissions in a New Concept DI Stratified Charge Engine with Two-Stage Fuel Injection" SAE Paper 940675.
- [6] Prof. Dr., Deniz, O., (2008), "İçten Yanmalı Motorlarda Modelleme Ders Notları", YTÜ, İstanbul.
- [7] Stiesch, G., (2003), Modeling Engine Spray and Combustion Processes, Springer, Berlin.
- [8] Schreiner, K., (1995), "Der Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf: Untersuchungen zur Kennfeldabhängigkeit der Parameter", Technical Uni. Graz, September 1995, Graz.
- [9] Heywood, John B., (1988), Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill.
- [10] Ergenç, A.T., (2009), Biodizel yakıt ile çalışan motordaki püskürtmenin performans ve emisyon yönünden optimizasyonu, YTÜ, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] Garcia, M.T., Aguilar, F.J.J.E, Lencero, T.S ve Villanueva, J.A.B., (2009), "A new heat release rate (HRR) law for homogenous charge compression ignition (HCCI) combustion mode", 1359-4311.
- [12] Galindo, J., Climent, H., Pla, B. ve Jimenez, V.D., (2010), "Correlations for Wiebe function parameters for combustion simulation in two-stroke small engines", ATE 3344, S1359-4311(10)00536-3.

- [13] Schreiner, K., (1993), "Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Waermeübergang bei schnellaufenden Hochleistungsdieselmotoren", Technical Uni. Graz, September 1993, Graz.
- [14] Hocine, A., Desmet, B. ve Guenoun, S., (2010), "Numerical study of the influence of diesel post injection and exhaust gas expansion on the cycle of an automobile engine", S1359-4311.
- [15] Dhuchakallaya, I. ve Watkins, A.P., (2009), "Application of spray combustion simulation in DI diesel engine", S0306-2619.
- [16] Yasar, H., Soyhan, H.S., Walmsley, H., Head, B. Ve Sorusbay, C., (2007), "Double-Wiebe function: An approach for single-zone HCCI engine modeling", S1359-4311.
- [17] Glewen, W.J., Wagner, R.M., Edwards, K.D. ve Daw, C.S., (2009), "Analysis of cyclic variability in spark-assisted HCCI combustion using a double Wiebe function", S1540-7489.
- [18] Merker G.P. ve Schwartz, C., (2001), "Technische Verbrennung-Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse", B.G. Teubner, Stuttgart, Germany.
- [19] Nishida K. ve Hiroyasu H., (1989), "Simplified Three-Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine", SAE Paper, 890269.
- [20] Safa, A., (2006) "İçten Yanmalı Motorlarda Proses ve Emisyon Modellemesi", Doktora Tezi, İstanbul.
- [21] Saker, F.L, Colaço, J.M. ve Orlande, R.B.H., (2000) "Transient Heat Conduction In A Two-Stroke Diesel Engine Piston" In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal.
- [22] Ramos, J.I., (1989) "Internal Combustion Engine Modeling", HPC.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Sinem ŞENGÜLER
Doğum Tarihi ve Yeri : 09.10.1984 – İstanbul
Yabancı Dili : İngilizce, Almanca
E-posta : sinemsenguler@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Enerji Anabilim D.	Yıldız Teknik Üni.	Devam ediyor
Lisans	Makine Müh.	Sakarya Üni.	2007
Lise	Fen-Matematik	İstanbul Lisesi	2003

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2007-2008	Topkapı Endüstri A.Ş.	Satış Destek Müh.
2008-Devam ediyor	BSH Ev Aletleri San. Ve Tic. A.Ş.	Ürün Kalite Alan Yöneticisi