

Experimental and Numerical Air Flow and Spray Dynamics Investigation in Internal Combustion Engines

Proje No: 104M355

Prof.Dr. Cem SORUŞBAY
Prof.Dr. Metin ERGENEMAN
AraŐ.Gör. Abdurrahman İMREN
AraŐ.Gör.Dr. Alper T. ÇALIK

HAZİRAN 2008
İSTANBUL

ÖNSÖZ

Diesel motorlarında gerçekleşen yanma olayını yeterince iyi tanımlayabilmek için silindir içi akış ve püskürtülen yakıt demetinin dinamik davranışının deneysel ve hesapsal yöntemlerle incelendiği bu proje Türkiye ve İtalya arasındaki bilim ve teknoloji alanında imzalanan ikili işbirliği anlaşmasınca TÜBİTAK (Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu) ve CNR (Consiglio Nazionale delle Ricerche) kurumları tarafından desteklenmiştir.

İÇİNDEKİLER

<i>Tablo Listesi</i>	<i>iii</i>
<i>Şekil Listesi</i>	<i>iv</i>
<i>Özet</i>	<i>vi</i>
1. GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİLER	1
2.1 Termodinamik Modeller	1
2.2 Çok Boyutlu Modeller	2
2.2.1 Karışım Oluşumunun Modellenmesi	3
2.2.2 Yanmanın Modellenmesi	6
3. UYGULANAN YAKLAŞIM VE YÖNTEM	7
3.1 Yanma Odası İçerisindeki Hava Hareketlerinin İncelenmesi	7
3.2 Yakıt Demeti Yapısı ve Davranışlarının İncelenmesi	11
3.3 Yanma Olayı ve Emisyonların İncelenmesi	14
4. HESAPLAMALAR	15
4.1 Çevri Hareketine Yönelik Hesaplamalar	15
4.2 Yakıt Demeti Analizi Sonuçları	20
4.3 Yanma Olayı ve Emisyonlara Yönelik Hesaplamalar	25
5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ	34
6. KAYNAKLAR	36

TABLO LİSTESİ

Tablo 1	: Deney Motoru Özellikleri	7
Tablo 2	: Soğuk akış ölçümlerindeki deney koşulları	8
Tablo 3	: Yakıt demetinin matematiksel model ile doğrulanması için yapılan deneyler	13
Tablo 4	: Motor çalışma şartları	27
Tablo 5	: Modellemede kullanılan bazı giriş verileri	29
Tablo 6	: Deneysel ve hesapsal NO emisyonları, 1900 devir/dakika	33

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1	: Çok bölgeli termodinamik model	2
Şekil 2	: Çok boyutlu modellerde örnek ağ yapısı	2
Şekil 3	: Çok boyutlu modellerle elde edilen akışkana ait hız vektörleri	3
Şekil 4	: KIVA programı ön tanımlı Bessel fonksiyonu kullanarak teğetsel hız bileşeni girdisini belirlemektedir	4
Şekil 5	: KH-RT yakıt demeti parçalanma modeli (Reitz,1987)	5
Şekil 6	: Yanma odasında gaz hızı ölçümü gerçekleştirilen konumlar	8
Şekil 7	: Yanma Odası Geometrisi ve Boyutları	9
Şekil 8	: Yanma Odası Ağ Yapısı Örneği	10
Şekil 9	: Teğetsel hız bileşeni başlangıç koşulları	10
Şekil 10	: Radyal hız bileşeni başlangıç koşulları	11
Şekil 11	: Eksenel hız bileşeni başlangıç koşulları	11
Şekil 12	: Püskürtme kanununu belirlemede kullanılan deney düzeneği	12
Şekil 13	: Yakıt demetinin görüntülenmesinde kullanılan deney seti	13
Şekil 14	: Yakıt demeti parçalanma modelinin incelenmesi için kullanılan ağ yapısı	14
Şekil 15	: Ortalama teğetsel hız ve türbülans şiddetinin değişimi	16
Şekil 16	: P1 ve P2 ölçüm noktalarında teğetsel hız değerlerinin krank mili açısı ile değişimi (deney ve hesaplama sonuçları)	18
Şekil 17	: Yanma odasındaki hava hızı değerleri	18
Şekil 18	: Sıkıştırma ve genişleme zamanlarında silindir basıncının değişimi (soğuk akış koşullarında hesapsal ve deneysel karşılaştırma)	20
Şekil 19	: Motorun rölantide olduğu şartlarda 50 MPa püskürtme basıncı altında ön ve ana püskürtme stratejisi uygulanarak elde edilmiş yakıt püskürtme kanunu	20
Şekil 20	: Motorun tam yükte olduğu şartlarda 140 MPa püskürtme basıncı altında ana püskürtme stratejisi uygulanarak elde edilmiş yakıt püskürtme kanunu	21
Şekil 21	: Motorun tam yükte olduğu şartlarda 140 MPa püskürtme basıncı altında ön ve ana püskürtme stratejisi uygulanarak elde edilmiş yakıt püskürtme kanunu	21
Şekil 22	: 1 numaralı deney şartlarında ön ve ana püskürtme ile elde edilen yakıt demetinin zamansal ve konumsal değişimi	21
Şekil 23	: 40 Kg/m ³ yoğunluğa sahip sabit hacme 140 MPa püskürtme basıncı altında ön ve ana püskürtme stratejisi ile gönderilen yakıtın nüfuz derinliği	22
Şekil 24	: Hesapsal olarak bulunan yakıt demeti davranışlarının deneysel görüntülerle karşılaştırılması	24
Şekil 25	: 1 numaralı deney şartlarında elde edilmiş yakıt demeti nüfuz derinliğinin hesapsal ve deneysel olarak karşılaştırılması	25
Şekil 26	: 2 numaralı deney şartlarında elde edilmiş yakıt demeti nüfuz derinliğinin hesapsal ve deneysel olarak karşılaştırılması (Sadece ana püskürtme)	25
Şekil 27	: 3 numaralı deney şartlarında elde edilmiş yakıt demeti nüfuz derinliğinin hesapsal ve deneysel olarak karşılaştırılması	26
Şekil 28	: 1 numaralı motor çalışma şartı için enjektörden alınan elektrik sinyali	28
Şekil 29	: 1 numaralı motor çalışma şartı için ölçülmüş püskürtme kanunu (161 mg/strok, Pinj 126 MPa, 2115 microsaniye)	28
Şekil 30	: 1900 devir/dakika, 8.6 KMA püskürtme avansı çalışma şartlarında elde edilmiş deneysel ve hesapsal basınç indikatör diyagramı	30
Şekil 31	: 1900 devir/dakika, 8.6 KMA püskürtme avansı çalışma şartlarında elde edilmiş deneysel ve hesapsal ısı açığa çıkma hızları	30

Şekil 32	: 2 numaralı motor çalışma şartı için enjektörden alınan elektrik sinyali	31
Şekil 33	: 2 numaralı motor çalışma şartı için ölçülmüş püskürtme kanunu (194,89 mg/strok, Pinj 126 MPa, 2445 microsn)	31
Şekil 34	: 1900 devir/dakika, 7.1 KMA püskürtme avansı çalışma şartlarında elde edilmiş deneysel ve hesapsal basınç indikatör diyagramı	32
Şekil 35	: 1900 devir/dakika, 7.1 KMA püskürtme avansı çalışma şartlarında elde edilmiş deneysel ve hesapsal ısı açığa çıkma hızları	32
Şekil 36	: Global tek adımlı reaksiyon seti ile elde edilen basınç indikatör diyagramı	33

ÖZET

Bu çalışmada Diesel motorlarında yanma odasındaki gaz hareketleri, yakıt demeti davranışı, karışım oluşumu ve yanma süreçleri çok boyutlu modellenerek çeşitli püskürtme parametrelerinin motor performansı ve kirlenici emisyonlara olan etkisi incelenmiştir. Çalışmanın ilk aşamasında, soğuk akışın modellenmesi ve deneysel verilerle karşılaştırılarak modelin doğrulanması hedeflenmiştir. Sonraki aşamada ise yakıt demetinin parçalanması, demetin ortam içerisindeki davranışları modellenerek karışım oluşumu incelenmiştir. Modelde yer alan ağ sistemi yakıt demeti nüfuz derinliğine göre optimize edilmiştir. Diesel yakıt demetini temsil etmek için KH-RT (Kelvin-Helmholtz, Rayleigh-Taylor) yakıt demeti parçalanma modeli kullanılmış, sabit hacme püskürtülen yakıt demeti deneyleriyle bu model kalibre edilmiştir. Son aşamada da yanma olayını tanımlayan kinetik reaksiyon modeli yardımı ile motor performansı ve egzoz gazı emisyonları belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Diesel motorları, KIVA-3V, yanma, karışım oluşumu, Diesel yakıt demeti

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL AIR FLOW AND SPRAY DYNAMICS INVESTIGATION IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES

ABSTRACT

In this study, investigation of air flow and spray dynamics on mixture formation and combustion processes in Diesel engines was carried out by means of multidimensional modeling approach, and a parametric study was performed to investigate engine performance and pollutant emissions. Initially, 3-dimensional model of the engine was verified with the experimental data. KIVA-3V computational fluid dynamics code was utilised as a tool for this modeling approach. Due to Lagrangian nature of spray models implemented into engine application, grid optimisation was determined according to spray penetration data. Diesel spray was represented with KH-RT (Kelvin-Helmholtz, Rayleigh-Taylor) breakup model which was calibrated by adjusting model constants according to experimentally obtained spray penetration data from a constant volume vessel. For the combustion case, reaction mechanism representing Diesel surrogate fuel was defined, and turbulence-chemistry interaction was considered by using Partially Stirred Reactor model. As a second stage, NO_x formation reaction set was added into the surrogate reaction mechanism, then a parametric study was performed.

Keywords: Diesel engines, KIVA-3V, combustion, mixture formation, Diesel spray

1. GİRİŞ

Taşıtlar tarafından atmosfere atılmakta olan kirletici egzoz gazı emisyonlarının yönetmeliklerle sınırlandırılması ve emisyon sınır değerlerinin gün geçtikçe daha düşük değerlere çekilmesi, giderek emisyon değerleri daha düşük motorların geliştirilmesini zorunlu kılmaktadır (DOHLE,2004). Diesel motorları için partikül filtreleme, SCR (Selective Catalytic Reduction) vb motor dışı emisyon azaltma sistemlerinin hızla geliştirilmesine rağmen, öncelikli hedeflerden biri de yüksek yanma performansı ile birlikte kirletici emisyonların kaynağında kontrol edilmesidir (PENNY,2004). Bundan dolayı silindir içerisindeki karışım oluşumu ve yanma süreçlerinin karmaşık yapısının tanımlanması, olaya etki eden parametrelerin belirlenip optimize edilmesi önem taşımaktadır.

Karışım oluşumu ve yanma süreçleri hakkında detaylı bilgi edinmek ve bu süreçlere etkiyen parametreleri deneylerle incelemek oldukça zor ve pahalıdır. Bu nedenle motor tasarımında matematiksel modelleme yaklaşımı günümüzde önemli bir yere sahiptir. Matematiksel modeller ise genelde termodinamik ve çok-boyutlu modeller olmak üzere iki gruba ayrılır. Termodinamik modeller genelde kavramsal yaklaşımlarla, çevrim analizine yönelmektedir. Çok-boyutlu modellerde ise yanma odası içerisinde havanın ve yakıt damlacıklarının davranışları, konuma ve zamana bağlı olarak incelenebilmektedir.

Bu çalışmada Diesel motorlarında karışım oluşumu ve yanmanın modellendiği çok-boyutlu bir model kullanılmış ve bu süreçler deneysel ve hesaplamalı olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalar, kullanılacak olan matematiksel modeli doğrulamaya yönelik olarak tasarlanarak deney maliyetlerinin azaltılması hedeflenmiştir. Söz konusu model yardımı ile, KIVA algoritması (AMSDEN,1997) kullanılarak bir ağır vasıta Diesel motoru performansının iyileştirilmesi ve kirletici egzoz gazları emisyonlarının mevcut ve gelecekte yürürlüğe girecek olan EURO emisyon standartlarında tanımlanan sınır değerleri sağlayacak şekilde düşürülmesi amacıyla yanma odasındaki gaz hareketlerinin ve yakıt demeti yapısının incelenmesi, kontrol edilmesi ve karışım oluşumunun optimizasyonu amaçlanmıştır.

Bu çalışmanın ilk aşamasında, soğuk akışın incelenmesi, modelleme yaklaşımı ile hesaplanan sonuçların deneysel verilerle karşılaştırılarak modelin akış açısından doğrulanması hedeflenmiştir. Silindirlerden birinin devre dışı bırakıldığı motorda Laser Doppler Velocimetry yöntemi ile silindir içi hava hareketleri incelenmiştir. İkinci aşamada ise yakıt demetinin parçalanması, demetin ortam içerisindeki davranışları incelenmiştir. Bu amaçla motor uygulamasına yönelik koşullarda sabit bir hacme püskürtülen yakıtın oluşturduğu demetin yapısı ve nüfuz derinliği optik yöntemler kullanılarak incelenmiştir. Elde edilen bilgilerle yakıt demeti modellenerek elde edilen hesaplama sonuçları deneysel bulgularla karşılaştırılmış ve matematiksel model kullanılarak yanma odası içerisindeki karışım oluşumu incelenmiştir. Son aşamada da yanma olayını tanımlayan kinetik reaksiyon modeli yardımı ile motor performansı ve egzoz gazı emisyonları farklı motor çalışma koşulları için belirlenmiştir.

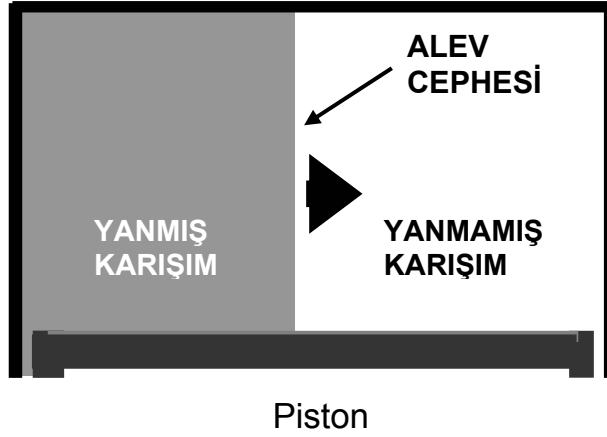
2. GENEL BİLGİLER

İçten yanmalı motorların matematiksel olarak modellenmesi termodinamik ve çok-boyutlu modeller olmak üzere iki grupta incelenmektedir.

2.1 Termodinamik Modeller

Bu modellerde Termodinamiğin I. Yasası kullanılarak motor performansı incelenmektedir. Yanma odası bir ya da daha çok bölge ile temsil edilmektedir. Tek bölgeli modellerde karışım özellikleri, sıcaklık ve basınç değerleri uniform olarak kabul edilmektedir. Çok bölgeli modellerde ise yanma odası yanmamış, yanmakta olan ve yanmış karışım bölgelerinden oluşur. (Şekil.1) Bu yaklaşımda yanma hızının veya alev cephesi ilerleme hızının

tanımlanması gerekir, ancak termodinamik modeller akışkanın yerel hız bileşenlerine ve yerel sıcaklıklara ilişkin bilgi içermemektedir.

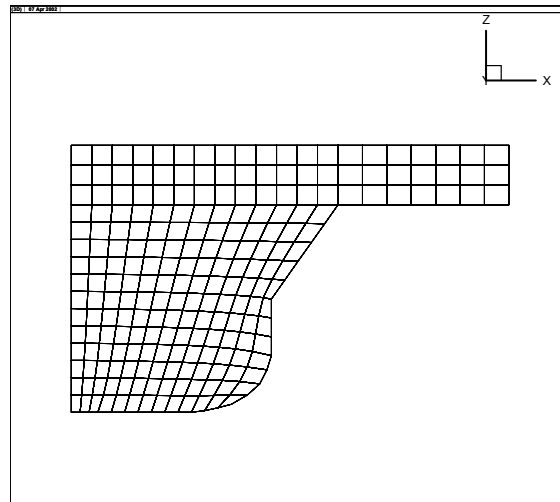


Şekil 1. Çok bölgeli termodinamik model

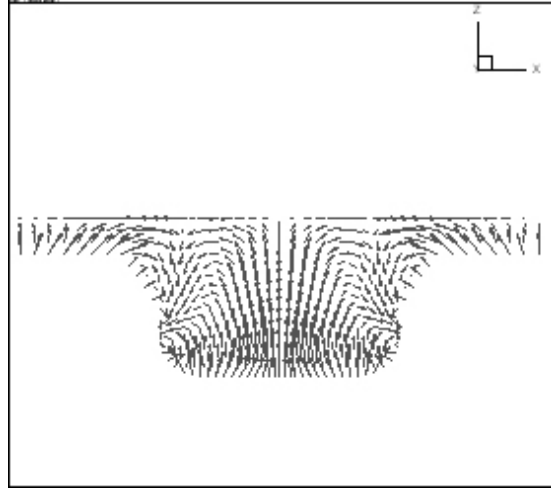
Yöneten denklemler sadece zamana bağlı adi diferansiyel denklemler içerdiğinden termodinamik modeller, hem zamana hem de konuma bağlı kısmi diferansiyel denklemler içeren çok boyutlu modellere göre daha kısa zamanda ve düşük maliyetle çözülebilmektedir. Bundan dolayı, termodinamik model kullanılarak, verilmiş bir silindir içi basınç diyagramından hareketle (örneğin ölçülmüş indikatör diyagramı) yanma sırasında açığa çıkan ısının analizini yapmak çok kullanışlıdır (STIESCH,2003). Öte yandan yanma odasındaki gaz hareketlerini etkileyen silindir ve piston geometrisinin etkileri bu yaklaşımla incelenemez. Ayrıca motorlardan kaynaklanan kirletici emisyonların hesaplanmasında da daha ayrıntılı ve hassas yaklaşımların kullanımı gerekmektedir.

2.2 Çok Boyutlu Modeller

Çok boyutlu modellerde ise karmaşık piston geometrisi 3 boyutlu bir ağ yapısı ile temsil edilerek kütle, momentumun ve enerjinin korunumu denklemlerinin bu ağ üzerinde ayrıklaştırılmasıyla akışkana ait hız bileşenleri, sıcaklık, basınç vb. büyüklüklere ilişkin zamansal ve konumsal bilgiler hesaplanmaktadır. (Şekil 2 ve 3)



Şekil 2. Çok boyutlu modellerde örnek ağ yapısı



Şekil 3. Çok boyutlu modellerle elde edilen akışkana ait hız vektörleri

İçten yanmalı motorların çok boyutlu modellenmesinde KIVA-3V sayısal akışkanlar dinamiği algoritması yaygın olarak kullanılmaktadır. KIVA algoritması kullanılarak çeşitli motor geometrilerinin akış alanı içinde zamana bağlı, sıkıştırılabilir, üç boyutlu, iki fazlı, türbülanslı akışın ve çok bileşenli reaktif gazların korunum denklemleri çözülmektedir. KIVA yazılımının açık kaynaklı bir yazılım olması nedeniyle alt programların değiştirilmesi veya yeni bir model eklenmesi mümkündür.

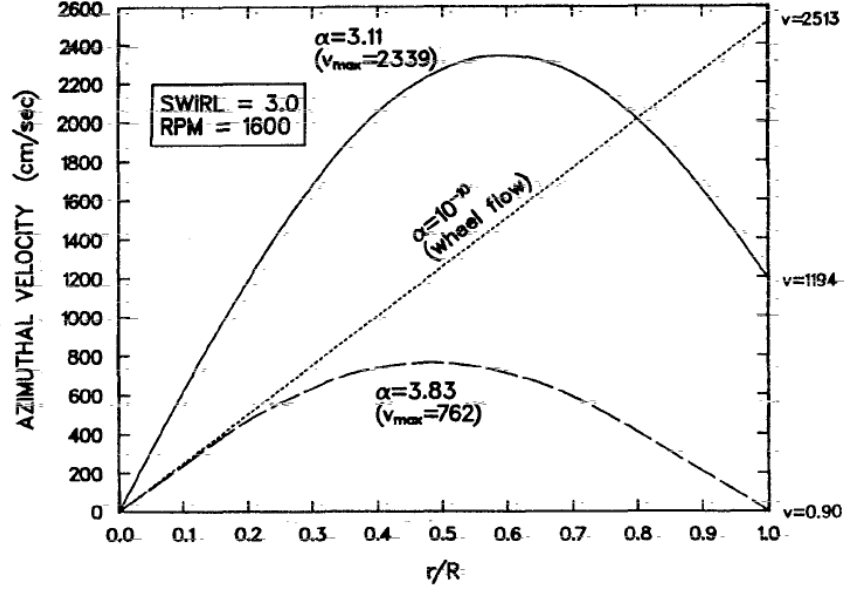
Diesel motorlarında, yanma olayının ön fazında yanma odasına püskürtülen yakıtın parçalanması sonucu oluşan yakıt demeti ile hava karışmaktadır. Bu yüzden, karışım oluşumunun yeterince iyi modellenmesi, ardından gerçekleşecek olan yanma ve emisyonlar açısından büyük önem taşımaktadır.

2.2.1 Karışım Oluşumunun Modellenmesi

Emme zamanında başlayan ve emme supabının kapanmasından sonra da devam eden türbülanslı hava hareketleri, piston üst ölü nokta (ÜÖN) konumuna yaklaştığında yapılan püskürtme sonucu demetin davranışında ve dolayısı ile hava ile yakıtın karışımında etkin olmaktadır. Bu nedenle püskürtme öncesi silindir içerisindeki hava hareketleri karışım oluşumu ve yanma açısından önem taşımaktadır.

Emme zamanı boyunca, emme kanalının yapısına bağlı olarak oluşan hava hareketleri emme supabının kapanmasından sonra da sürmekte ve sıkıştırma zamanı süresince pistonun hareketi ile sağlanan sıkıştırma sonucunda değişim göstermektedir. Sıkıştırma sürecinde yanma odası geometrisine ve pistonun içerisindeki çanak formuna ve boyutlarına bağlı olarak gaz hareketleri devam etmektedir. Silindir içindeki teğetsel hava hızı ÜÖN civarında yüksek değerlere ulaşabilmektedir. (HEYWOOD,1988)

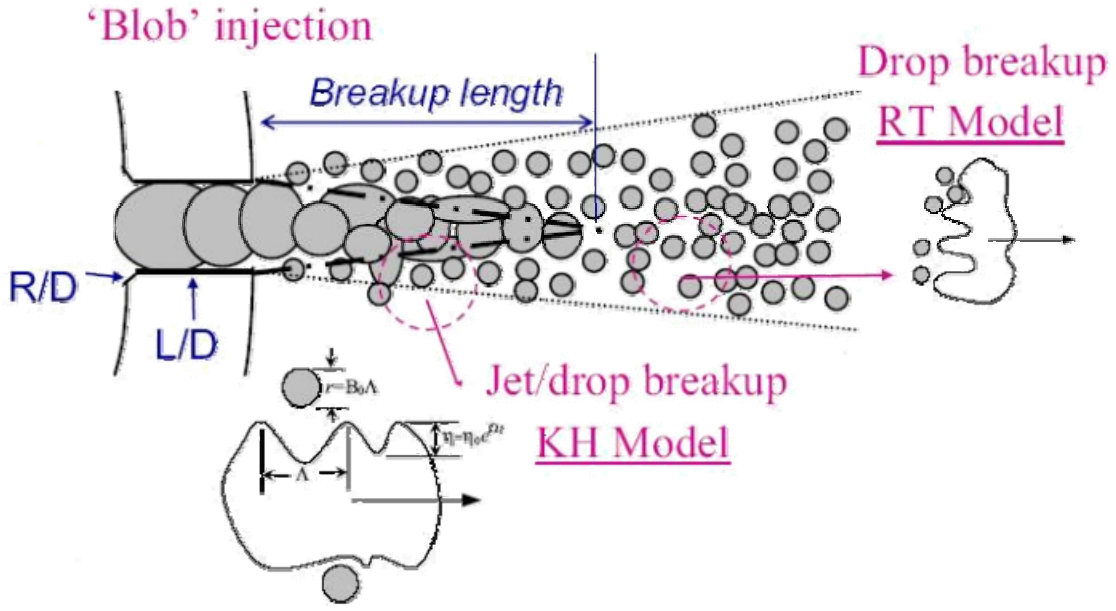
Hava hızları motorun çalışma koşullarına bağlı olarak değişim gösterdiğinden, motor dönme sayısı ile boyutsuzlaştırılmış olan havanın çevresel dönme hareketi "çevri oranı" olarak tanımlanmaktadır. Motor modellenmesi için sektörel ağ yapısı kullanıldığında havanın çevresel dönme hareketinin silindir çapı boyunca değişimi Şekil.4'te gösterildiği gibi genellikle Bessel fonksiyonu yardımıyla tanımlanmaktadır (AMSDEN,1989). Hava hızının aksel bileşeni ise piston yüzeyi ile silindir kafası arasındaki bölgede genelde lineer bir değişim göstermektedir. Piston yüzeyinde aksel hava hızı, piston hızına eşit alınmaktadır.



Şekil 4. KIVA programı ön tanımlı Bessel fonksiyonu kullanarak teğetsel hız bileşeni girdisini belirlemektedir

Karışım oluşumunda hava hareketleri kadar, yakıt demetinin parçalanması ve yanma odası içerisindeki davranışları etkin olmaktadır. Yakıtın yüksek basınç ile yanma odasına püskürtülmesindeki amaç, sıvının atomizasyonu sonucunda çok sayıda damlacığın oluşması ve yakıtın hava ile temas eden yüzey alanının artırılması ile daha kısa sürede buharlaşma ve karışım oluşumunun sağlanmasıdır. Ancak yakıt demetinin çok boyutlu modellenmesinde, sıvının parçalanması sonucu oluşan damlacıklar, mevcut bilgisayar kapasitelerinin yetersizliği nedeniyle stokastik damlacık (çap) grupları ile temsil edilmektedir. Bu yöntemde yöneten denklemler Lagrangian bakış açısıyla türetildiğinden yakıt demeti modeli ağ yapısına bağımlı olmaktadır. Dolayısıyla, deneylerle model katsayılarının kalibre edilmesi gerekmektedir. (BIANCHI, 2001; STIESCH, 2003; BAUMGARTEN, 2006)

Bu çalışmada, Diesel yakıt demetini temsil etmek için KH-RT (Kelvin-Helmholtz, Rayleigh-Taylor) yakıt demeti parçalanma modeli kullanılmıştır. (REITZ, 1987; PATTERSON, 1996; RICART, 1997)



Şekil 5. KH-RT yakıt demeti parçalanma modeli (Reitz, 1987)

Modelde ilk parçalanmanın türbülans ve kavitasyon nedeniyle nozzle içerisinde gerçekleştiğini ve dolayısıyla enjektör delik çapı büyüklüğüne bağlı olarak büyük damlaların püskürtülebileceği kabul edilmektedir. KH modeli ile kararsız yüzey tedirginliklerinin büyümesiyle yüzeyden kopacak olan küçük damlacıklar simule edilmektedir.

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

$$r_c = B_0 \Lambda$$

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

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{r - r_c}{\tau_{kh}}, \quad \tau_{kh} = \frac{3.788 B_1 r}{\Omega \Lambda}$$

Burada B_1 1,73 ve 30 arasında ayarlanabilir model katsayısı (BAUMGARTEN, 2006), Ω ve Λ sırasıyla en kararsız tedirginliğin maksimum büyüme hızı ve dalga boyudur.

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

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

Weber, Ohnesorge, Taylor ve Reynolds boyutsuz sayıları aşağıda verilmiştir.

$$We = \frac{\rho |u_{rel}|^2 r}{\sigma}, \quad Oh = \frac{\sqrt{We_l}}{Re_l}, \quad T = Oh \sqrt{We}, \quad Re_l = \frac{\rho_l |u_{rel}| r}{\mu_l}$$

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

$$\Lambda_t = C_{RT} \frac{\pi}{K}$$

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

Burada C_{RT} KH modelindeki gibi 1 ve 5,33 arasında ayarlanabilir model katsayısıdır (BAUMGARTEN, 2006). $\tau_t = 1/\Omega_t$ parçalanma süresi ise en hızlı büyüyen kararsızlığın frekansına (Ω_f) göre belirlenmektedir.

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

Ayrıca, atomizasyon rejiminde sıvıca yoğun parçalanmamış bir çekirdek bölgenin varlığı deneylerle tespit edilmiştir. (CHEHROUDI, 1985; HIROYASHU, 1991). Bu bölgenin uzunluğu ampirik olarak

$$L_b = C.D. \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}}$$

şeklinde verilmektedir. Burada D enjektör memesinin çapını temsil etmektedir. C ise 3,3 ile 11 arasında değişen ve enjektör tipine (L/D oranı vb.) bağlı olan bir katsayıdır. Modelde parçalanma uzunluğu boyunca sadece KH modeli aktif (ana damla yüzeyinden ufak damlacıklar kopmakta) olup parçalanma uzunluğundan sonra ise RT modeli devreye girerek KH modeli ile dalga boyları kıyaslanıp hangi mekanizmanın parçalanmayı sürdüreceği belirlenmektedir. Damlacıklar yavaşladıkça aerodinamik kuvvetler azalmakta ve KH modeli baskın hale gelmektedir. KH ve RT dalgalarının birbirleriyle kıyaslandığı bu model literatürde yer alan birçok çalışmada iyi sonuçlar vermiştir. (STIESCH, 2001) Fakat, her enjektör için model katsayılarının deneylerle kalibre edilmesi gerekmektedir.

2.2.2 Yanmanın Modellenmesi

Diesel yakıtının karmaşık yapısı ve kimyasal içeriği nedeniyle genelde modelleme çalışmalarında daha basit yapıya sahip ancak kimyasal ve fiziksel özellikleri diesel yakıtını temsil niteliğinde olan hidrokarbonlar kullanılmaktadır. Dolayısıyla fiziksel özellikleri Diesel yakıtıyla aynı fakat kimyasal özellik olarak benzer tutuşma gecikmesi süresine sahip temsili mekanizmalar türetilmektedir. Bu mekanizmalar detaylı mekanizması saptanmış basit yapıları hidrokarbonların karışımından oluşmaktadır. Örneğin, 2 numaralı Diesel yakıtını temsilen %70 heptan ve %30 toluen karışımı kullanıldığında alifatik bileşen heptan, Diesel yakıtıyla benzer tutuşma özellikleri göstermekte, aromatik bileşen toluen ise is mekanizmasını temsil etmektedir. Türbülansın ortalama reaksiyon hızına olan etkisi ise, hesaplamaların gerçekleştirildiği kontrol hacminde (ağ sistemindeki hücrede), reaksiyona giren ve girmeyen bölgelerin ayrıldığı kısmi-karışimli-reaktör modeli kullanılarak hesaplara katılabilmektedir.

3. UYGULANAN YAKLAŞIM ve YÖNTEM

Proje kapsamında deneyler Istituto Motori, CNR (Napoli – İtalya) laboratuvarlarında, modelleme çalışmaları ise İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalında gerçekleştirilmiştir. Deneysel bulgular geliştirilen modelin doğrulanmasında kullanılmıştır. Istituto Motori, CNR'daki çalışmalara İ.T.Ü. proje ekibinden Prof.Dr. Cem Soruşbay ve Prof.Dr. Metin Ergeneman kısa süre ile ve Abdurrahman İmren üç aylık süre ile katılmışlardır.

Çalışma üç aşamada gerçekleştirilmiştir. Öncelikle yanma odasındaki hava hareketlerine ilişkin soğuk akış modeli deneysel bulgularla doğrulanmış, ardından Diesel yakıt demeti dinamiği incelenmiş, Istituto Motori'de gerçekleştirilen deneyler yardımı ile yakıt demetindeki ikincil parçalanma ile buharlaşma ve karışım oluşumu olayları modellenmiştir. Son aşamada ise yanma performansı ve emisyonlar incelenmiştir.

Proje çalışmaları için 130 mm çap, 126 mm strok değerlerine sahip, aşırı doldurmalı, sekiz silindirli ağır marin Diesel motor seçilmiştir. Söz konusu motorun yanma odası (piston, silindir kafası vb) yeniden tasarlanmaktadır ve prototipler üretilerek Istituto Motori laboratuvarlarında, motor yanma odasında çeşitli ölçümler yapılmıştır. Motor boyutları Tablo 1'de verilmiştir.

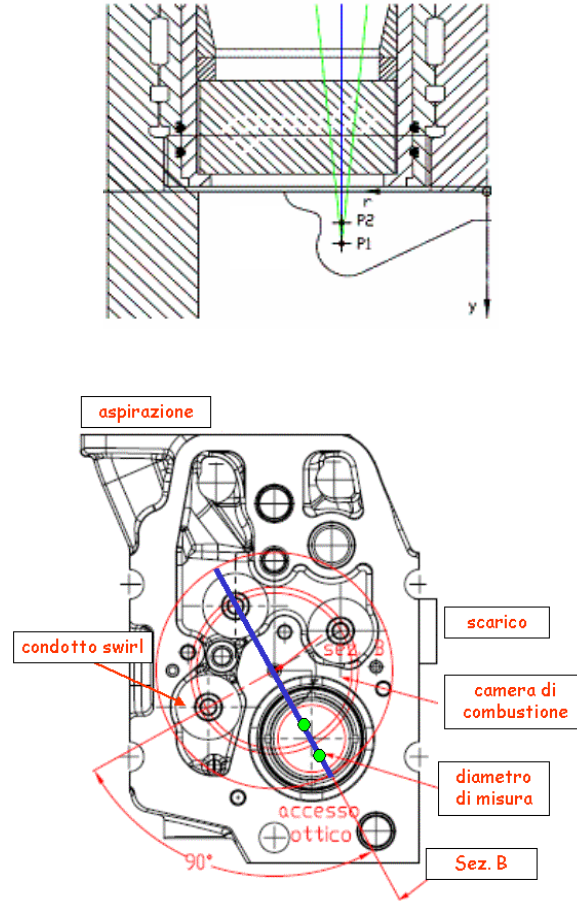
Tablo 1. Deney Motoru Özellikleri.

Dört zamanlı, Sekiz silindirli, Aşırı doldurmalı, “Common-Rail” yakıt sistemi içeren Diesel motoru	
Silindir çapı, [mm]	130
Strok, [mm]	126
Biyel kolu uzunluğu, [mm]	237
Sıkıştırma oranı, [-]	15.4 : 1
Egzoz supabı açılışı, [°KMA] AÖN'dan önce	66
Egzoz supabı kapanışı, [°KMA] ÜÖN'dan sonra	22
Emme supabı açılışı, [°KMA] ÜÖN'dan önce	28
Emme supabı kapanışı, [°KMA] AÖN'dan sonra	53
Enjektör delik sayısı, [-]	8
Enjektör delik çapı, [mm]	0.21
Püskürtme basıncı (maksimum), [MPa]	140

3.1 Yanma Odası İçerisindeki Hava Hareketlerinin İncelenmesi

Proje çalışması kapsamında öncelikle yanma odası içerisinde oluşan hava hareketleri incelenmiştir. Buna göre Istituto Motori tarafından hazırlanan deney düzeneğinde, bir Diesel motorunda, motorun devre dışı bırakılan bir silindirine yerleştirilen pencere yardımı ile LDA kullanılarak belirli krank mili açısı değerlerinde teğetsel ve radyal hız bileşenleri ölçülmüştür. Ayrıca aynı yanma odasında (soğuk akış koşullarında) silindir basıncının krank mili açısı ile değişimi de saptanmıştır. Bu ölçümler matematiksel modelin doğrulanması için 1000 [devir/dakika] ve 1500 [devir/dakika] motor dönme sayıları için tekrarlanmıştır.

Ölçümlerin gerçekleştirildiği P1 ve P2 noktalarına ait konumlar Şekil 6'da görülmektedir. Ölçüm noktalarının konumları ve motor çalışma şartları Tablo 2'de verilmiştir.



Şekil 6. Yanma odasında gaz hızı ölçümü gerçekleştirilen konumlar

Tablo 2. Soğuk akış ölçümlerindeki deney koşulları

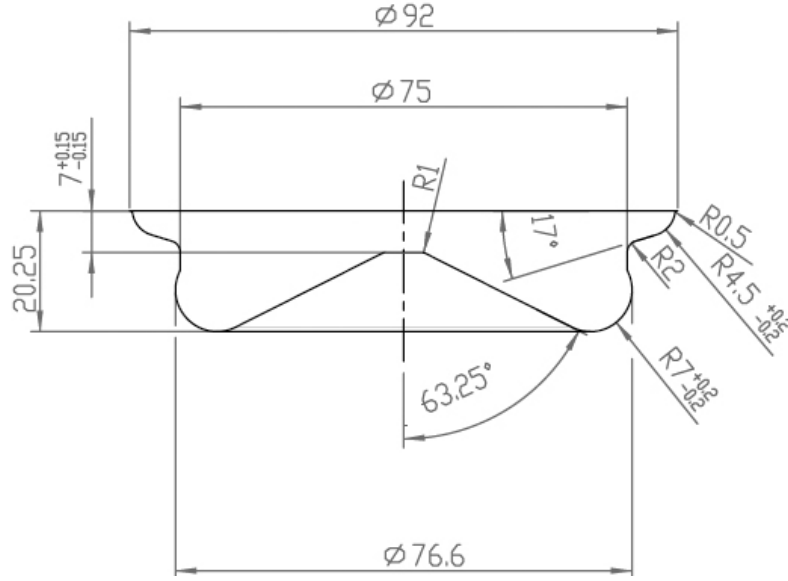
Ölçüm Noktaları	R	y
P1	32,7 mm	12,5 mm
P2	32,7 mm	7,5 mm

a) Ölçüm noktalarının konumu

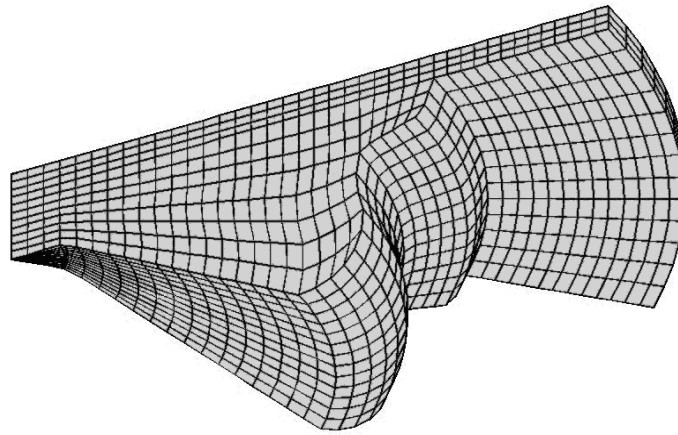
Motor dönme sayısı n , [devir/dakika]	Emme basıncı P_{intake} , [bar]	Emme Sıcaklığı T_{intake} , [°C]
1000	1,00	23,8
1500	1,35	28,8

b) Motor çalışma koşulları

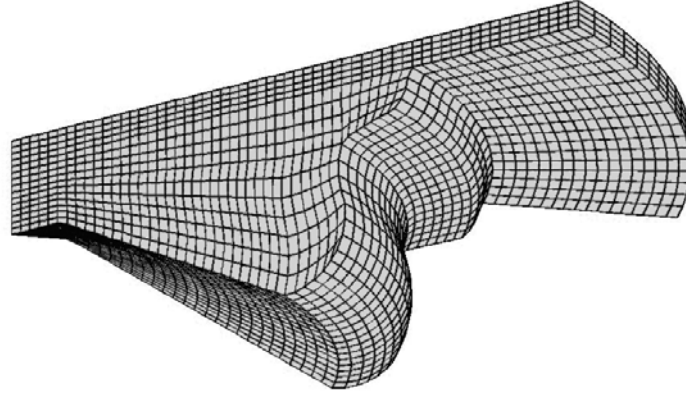
İlk aşamada deney motoru geometrisi AUTO CAD ortamında 3-boyutlu olarak modellenerek, bu geometri için bir ağ sistemi oluşturulmuş ve KIVA3V algoritması kullanılarak bazı ön hesaplamalar yapılmıştır. (Şekil 7 ve Şekil 8) Deneysel veriler dikkate alınarak sayısal modelin başlangıç ve sınır değerleri düzenlenmiş; farklı motor dönme sayılarında elde edilen hesapsal yanma odası hız dağılımı, IM – CNR laboratuvarında deneysel olarak farklı krank mili açısı değerlerinde sağlanan hız dağılımı ile karşılaştırılmıştır. Soğuk akış koşullarında elde edilen yanma odasındaki hava hızı dağılımları matematiksel modelin kalibrasyonu ve doğrulanması için kullanılmaktadır.



Şekil 7. Yanma Odası Geometrisi ve Boyutları



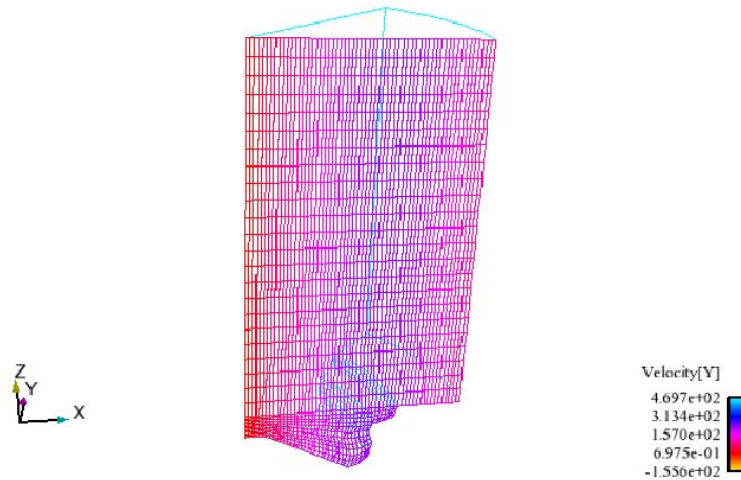
(a) Kaba ağ yapısı



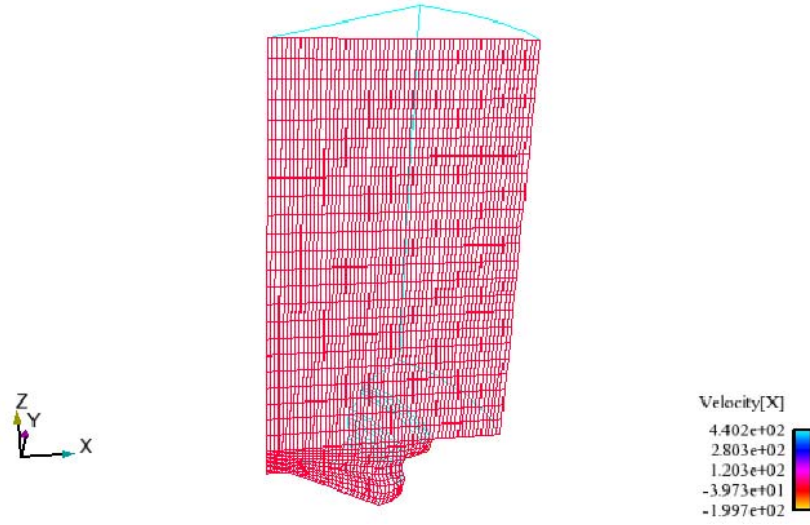
(b) Hassas ađ yapısı
Şekil 8. Yanma Odası Ađ Yapısı Örneği

Sayısal hesaplamalar için, yanma odası geometrisi iki farklı ađ sistemi ile modellenmiştir. Kaba ađ sisteminde 14.795 hücre ve hassas ađ sisteminde de 36.283 hücre bulunmaktadır (Şekil 8 a ve b). Bu ađ sistemleri üzerinde kütle korunumu, hareket miktarının korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri kimyasal madde konsantrasyonunun değişimi de göz önüne alınarak ayrılaştırılmıştır. (İMREN, 2005)

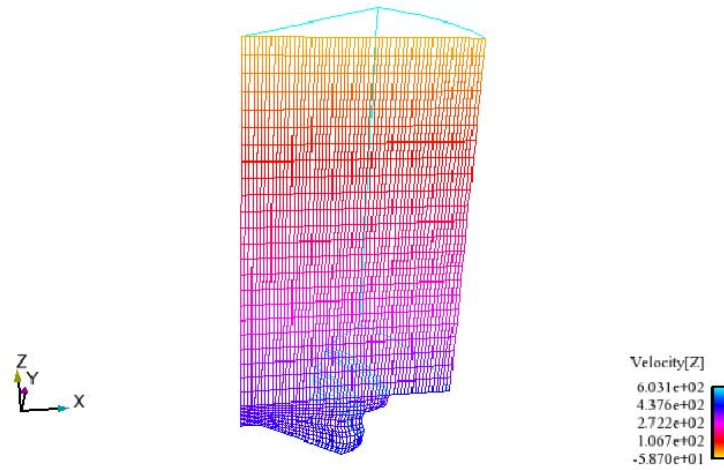
Bu çalışmada sıkıştırma başlangıcında akım alanı tanımlanarak, bu ilk şartlar ile sıkıştırma boyunca hava hareketleri hesaplanmış ve deneysel olarak ölçülen noktalardaki hava hızı teğetsel bileşenleri ile hesaplanan değerler karşılaştırılmıştır. Hesaplamalarda başlangıç koşulları ölçülen ortalama teğetsel hız bileşeninden yararlanılarak oluşturulmuştur. Ayrıca silindir içerisinde, radyal doğrultu boyunca hız profillerinin belirlenmesinde Şekil 4'te örnek olarak gösterilen Bessel fonksiyonuna uygun olarak hesaplanan dağılım kullanılmıştır. Ayrıca başlangıç radyal hız bileşeni dağılımı her hücrede aynı alınmış, eksenel hız bileşeni için ise lineer dağılım seçilmiştir (Şekil 9, 10 ve 11)



Şekil 9. Teğetsel hız bileşeni başlangıç koşulları



Şekil 10. Radyal hız bileşeni başlangıç koşulları



Şekil 11. Eksenel hız bileşeni başlangıç koşulları

3.2 Yakıt Demeti Yapısının ve Davranışlarının İncelenmesi

Yakıt demetinin karakterinin belirlenmesi için demetin nüfuz derinliğini ve püskürtme kanununu belirleyici iki tip deney yapılmıştır. Nüfuz derinliği gerçek motordaki yoğunluk değerlerine benzer yoğunluğa sahip, buharlaşmanın olmadığı şartlarda sabit hacimli bir kap içerisine püskürtülen yakıtın zamana ve konuma bağlı dağılımının optik yöntemlerle ölçülmesiyle elde edilmiştir. Püskürtme kanununu belirlemek için ise püskürtülen yakıtın debisi ölçülmüştür. Debi, 18 m uzunluğunda 50 barlık sabit bir basınç altında yakıt ile dolu helezonik bir tüp içerisine püskürtülen yakıtın yarattığı basınç dalgalarının ölçülmesi ve

gönderilen yakıt miktarı ile orantılı olan bu basınç dalgalarının değerlendirilmesi sonucu elde edilmiştir.

Deneylerde Common Rail püskürtme seti kullanılmıştır. Kullanılan sekiz delikli enjektör 0.21 mm delik çapına sahip olup, L/d oranı 4'tür. Ayrıca, aksel olarak iki jet arasındaki açı 154°dir. Sistem, programlanabilir bir elektronik kontrol ünitesi (PECU) ile kontrol edilebildiğinden çeşitli zamanlarda farklı püskürtme stratejileri elde edilebilmektedir. Farklı motor şartlarını test edebilmek için, bu çalışmada üç püskürtme stratejisi uygulanmıştır:

(1) Motorun boşta çalışma koşullarına denk gelen, 50 MPa püskürtme basıncı ve 99,4 mg/strok debi ile yakıtın ön ve ana püskürtme stratejisi ile püskürtüldüğü durum,

(2) Motorun tam yük ve maksimum gücünün yarısında çalışma koşullarına denk gelen, 140 MPa püskürtme basıncı ile 192 mg/strok yakıtın sadece ana püskürtme stratejisiyle püskürtüldüğü durum,

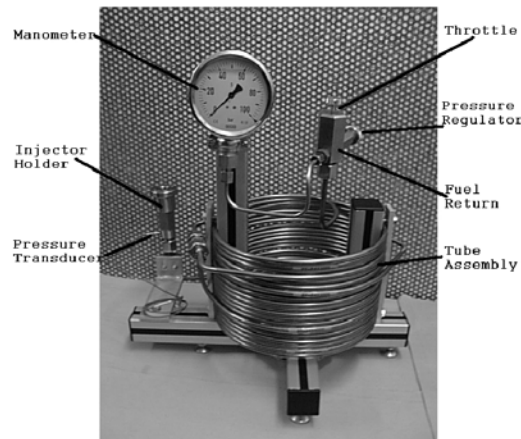
(3) Motor şartlarının ve püskürtme basıncının ikinci durum ile aynı olduğu fakat 187 mg/strok yakıtın ön ve ana püskürtme stratejisi ile püskürtüldüğü durum.

Yakıt olarak ticari dizel yakıtı kullanılmış olup, yakıt yoğunluğu 830 kg/m³ tür.

Püskürtme kanunu Bosch'un geliştirdiği prensiple çalışan "AVL Fuel Injection Gauge Rate" sistemi ile elde edilmiştir (BOSCH,1966). Burada yakıt, uzun bir helezonik tüpe bağlı küçük bir odaya püskürtülmektedir. Tüp kaviteyondan kaçınmak amacıyla 5,0 MPa'lık sabit basınç altında yakıt ile doludur (BOSCH, 1966; WALLACE, 2002). Püskürtme ile gerçekleşen basınçtaki değişim ölçüldüğünde püskürtülen yakıt miktarı q

$$q = \frac{p \cdot A_{\text{tube}} \cdot 10^5}{a \cdot \rho}$$

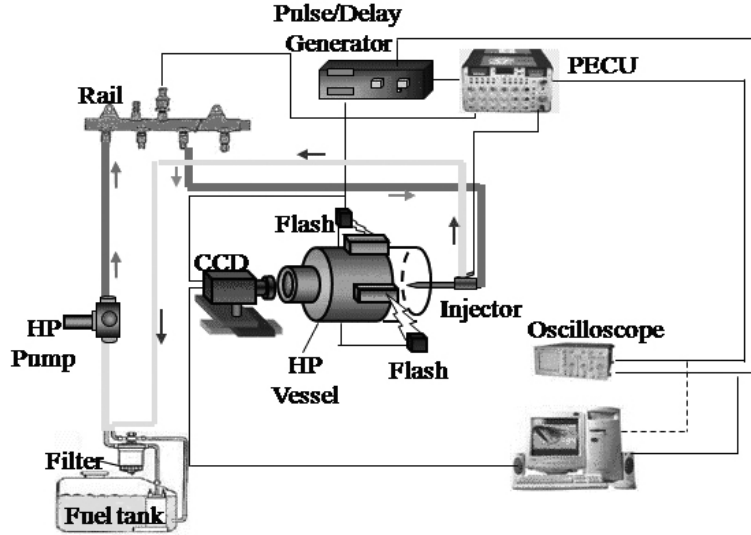
ifadesi ile bulunur. Burada ρ yakıtın yoğunluğu, A_{tube} tübün iç kesit alanı ve a yakıtın ses hızıdır. Şekil 12'de püskürtme kanununu belirlemede kullanılan deney düzeneği görülmektedir.



Şekil 12. Püskürtme kanununu belirlemede kullanılan deney düzeneği

Yakıt demetinin oluşumu yüksek basınçlı ortamda, optik girişli, kuvars camlarla donatılmış sabit hacimli odada incelenmiştir. Kuvars camlardan ikisi yakıt demetini aydınlatmak için kullanılmış, üçüncü pencereden ise CCD kamera ile yakıt demeti

davranışları kayıt edilmiştir. Sabit hacimli oda, inert gaz olan SF₆ (Sülfür hekzaflorid) ile doldurulmuştur. SF₆ yüksek yoğunluğa sahip olduğundan Diesel motorundakine benzer ortam yoğunluklarına göreceli olarak düşük basınçlarda ulaşılabilir. Motorun rölanti ve tam yükteki yoğunluk değerleri 22,4 ve 40 kg/m³ olduğundan sabit hacimli odada bu yoğunluk değerleri esas alınmıştır. Yakıt demetinin görüntülenmesi için kullanılan deney seti Şekil 13'te görülmektedir.



Şekil 13. Yakıt demetinin görüntülenmesinde kullanılan deney düzeneği.

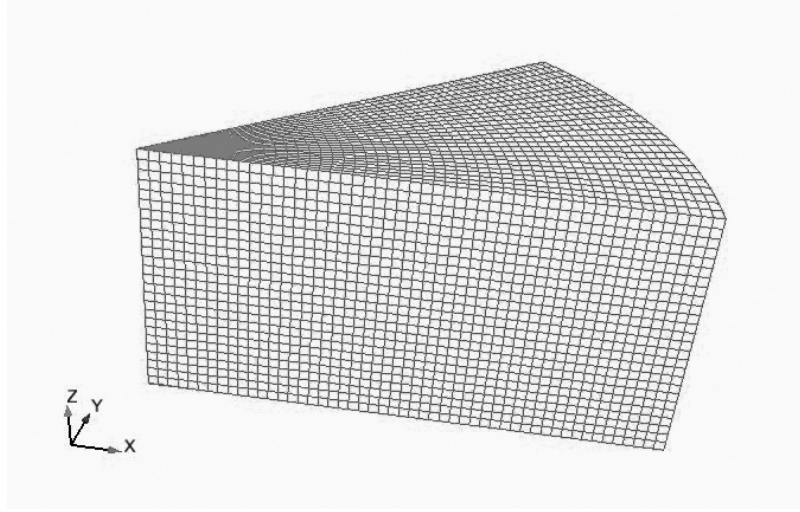
Buna göre yakıt demeti nüfuz derinliği gerçek motordaki yoğunluk değerlerine benzer ortam yoğunluklarında, farklı püskürtme basınçlarında, ön ve ana püskürtme stratejileri uygulanarak gözlemlenmiştir. Yakıt demetinin matematiksel model ile doğrulanması için yapılan deneyler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 3. Yakıt demetinin matematiksel model ile doğrulanması için yapılan deneyler

Deney Numarası	Gönderilen yakıt miktarı [mg]	Püskürtme basıncı [bar]	Ortam yoğunluğu [kg/m ³]	Açıklama
1	99	500	22,4	Ön ve Ana püskürtme
2	192	1400	40	Ana püskürtme
3	187	1400	40	Ön ve Ana püskürtme

Yakıt demetinin modellenmesi için hazırlanan ağ sistemi Şekil 14'te gösterilmiştir. Yakıt demeti modelleri ağ sisteminden tamamıyla bağımsız olmadığından, gerçek motorun modellenmesinde kullanılan sektörel ağ sistemi ve benzer hücre boyutları kullanılmıştır.

Oluşturulan matematiksel model deney sonuçları ile kalibre edildikten sonra, modellenen yakıt demetinin gerçek motordaki davranışı da benzer nitelikte olacaktır.



Şekil 14. Yakıt demeti parçalanma modelinin incelenmesi için kullanılan ağ yapısı

Ayrıca deneylerle belirlenmiş olan püskürtme kanunu, yani birim zamanda veya birim krank mili açısı başına silindire giren yakıt miktarı, hesaplamalarda girdi olarak uygulanmıştır. KH-RT yakıt demeti parçalanma modeli kullanılarak demetin nüfuz derinliği deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

3.3 Yanma olayı ve emisyonların incelenmesi

Yanma performansını ve egzoz emisyonlarını incelemek amacıyla, Istituto Motori – CNR laboratuvarındaki motor test düzeneğinde sabit dönme sayısında, iki farklı püskürtme avansı değerinde ölçümler yapılmıştır. AVL yazılımı ile silindir içi basınç ve ısının açığa çıkış hızı diyagramları elde edilmiştir. HORIBA analizör sistemi ile emisyonlar ölçülmüştür.

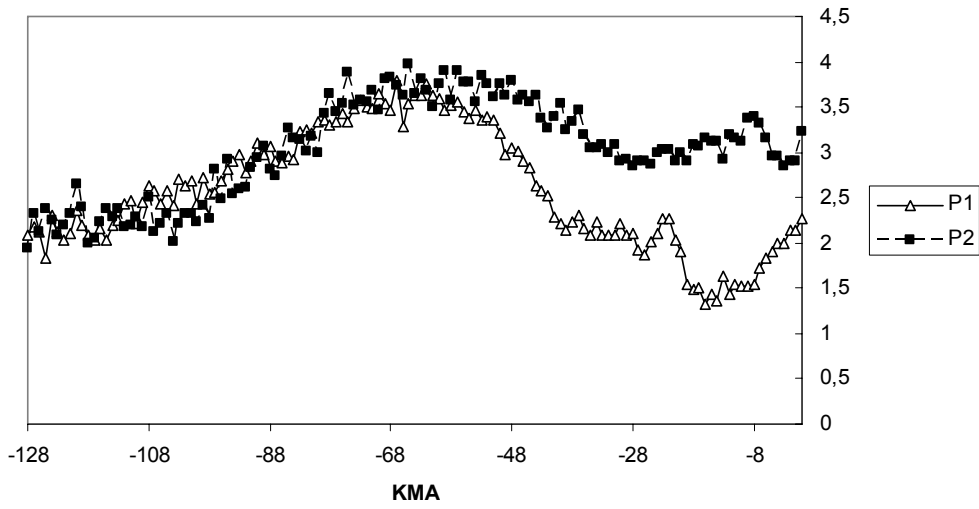
Yanmanın modellenmesinde ise 2 numaralı Diesel yakıtını temsilen %70 heptan ve %30 toluen karışımı kullanılmıştır. Alifatik bileşen heptan, Diesel yakıtıyla benzer tutuşma özellikleri göstermekte, aromatik bileşen toluen ise is mekanizmasını temsil etmektedir. Türbülansın ortalama reaksiyon hızına olan etkisi ise, hesaplamaların gerçekleştirildiği kontrol hacminde (ağ sistemindeki hücrede), reaksiyona giren ve girmeyen bölgelerin ayrıldığı kısmi-karışımli-reaktör modeli kullanılarak hesaplara katılmıştır (GOLOVITCHEV, 2000). Global tek adımlı reaksiyon seti yerine detaylı mekanizma yaklaşımı kullanılmıştır. Kullanılan indirgenmiş mekanizma 68 bileşen ve 279 reaksiyondan oluşmaktadır. (GUSTAVSSON,2003) NO oluşum reaksiyonları ise hidrokarbon yakıtların reaksiyon hızlarına göre çok yavaş gerçekleştiğinden hesaplamalarda NO reaksiyon setine tam karışmış reaktör modeli uygulanmıştır (SORUSBAY, 2007).

4. HESAPLAMALAR

4.1 Çevri hareketine yönelik hesaplamalar

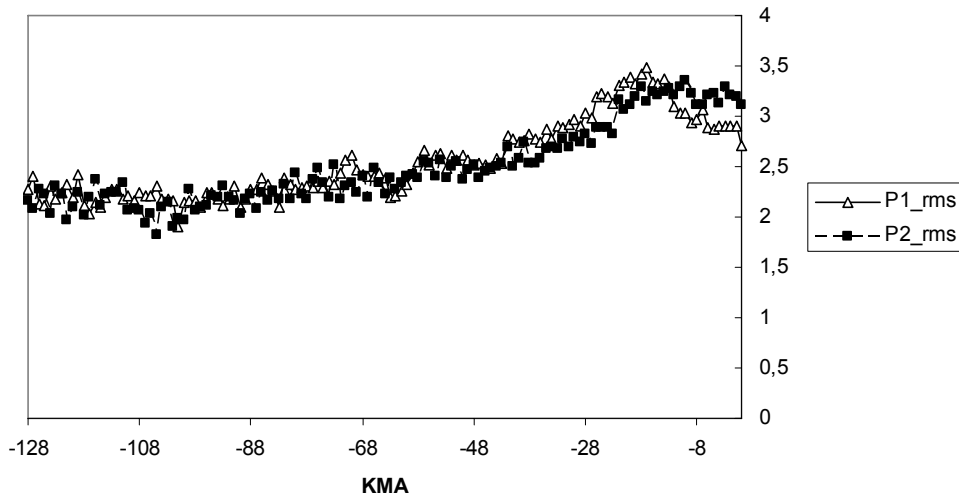
Motor dönme sayısının 1000 ve 1500 [devir/dakika] değerleri için, yanma odasındaki P1 ve P2 noktalarında IM – CNR laboratuvarında yapılan ölçümlerin sonuçları Şekil 15 (a,b,c ve d)'de verilmiştir. Burada ölçüm noktalarındaki ortalama teğetsel hız bileşenleri ve türbülans şiddeti değerleri ÜÖN'dan 128° önce başlanarak, ÜÖN'ya kadarki çevrim aralığında görülmektedir.

P1 ve P2 noktalarındaki ölçülmüş teğetsel hız bileşeni [m/s]
Motor devri: 1000 devir/dak.



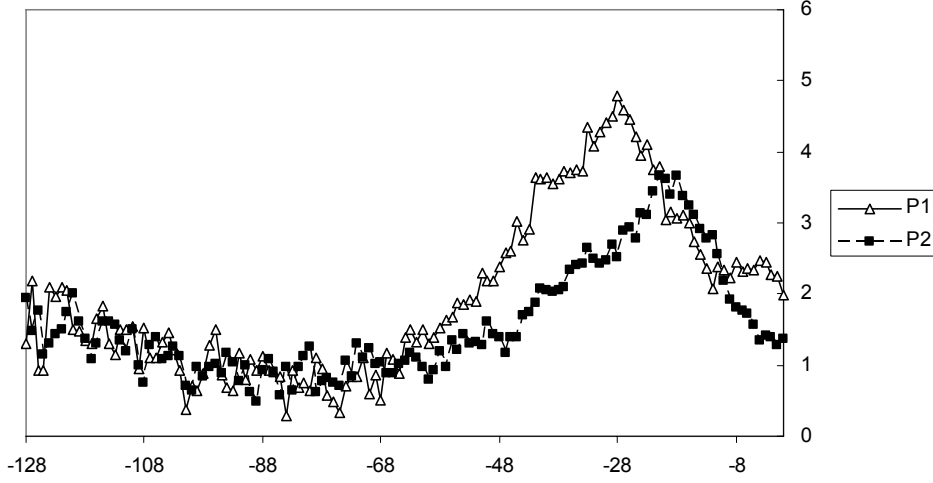
(a) Teğetsel hız bileşeni

P1 ve P2 noktalarındaki ölçülmüş türbülans şiddeti [m/s]
Motor devri: 1000 devir/dak.



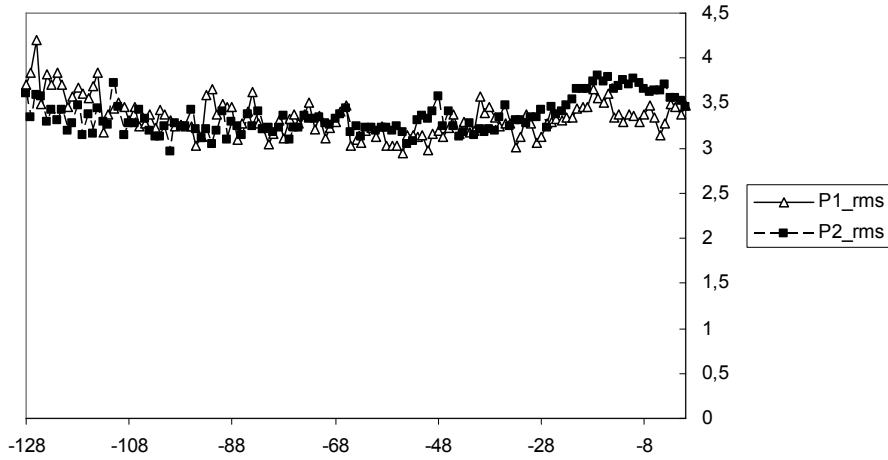
(b) Türbülans şiddeti

P1 ve P2 noktalarındaki ölçülmüş teğetsel hız bileşeni [m/s]
Motor devri: 1500 devir/dak.



(c) Teğetsel hız bileşeni

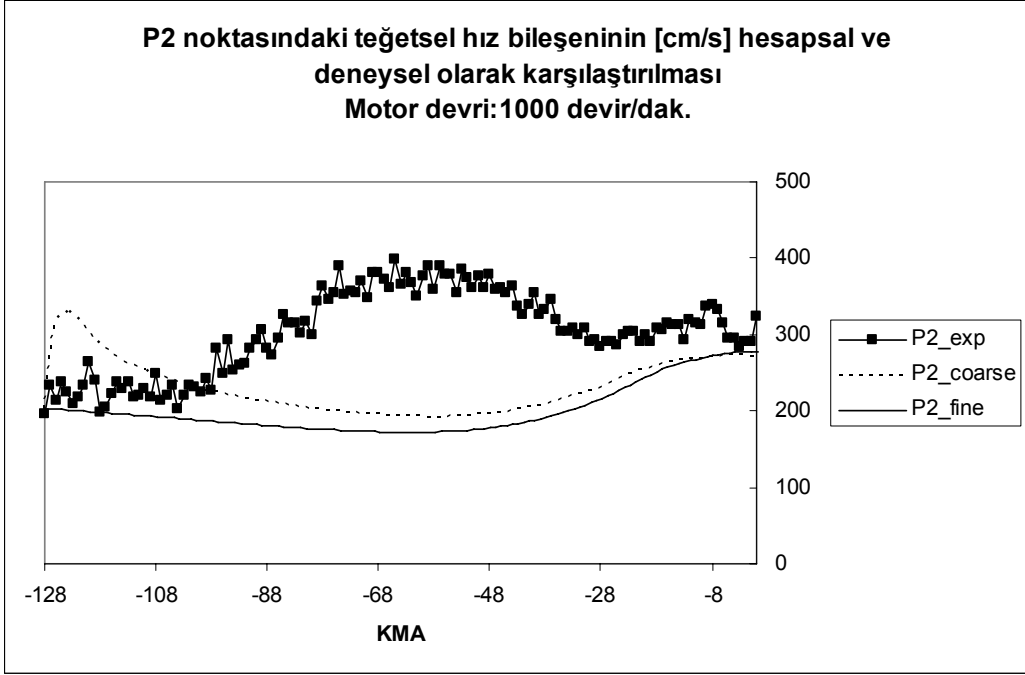
P1 ve P2 noktalarındaki ölçülmüş türbülans şiddeti [m/s]
Motor devri: 1500 devir/dak.



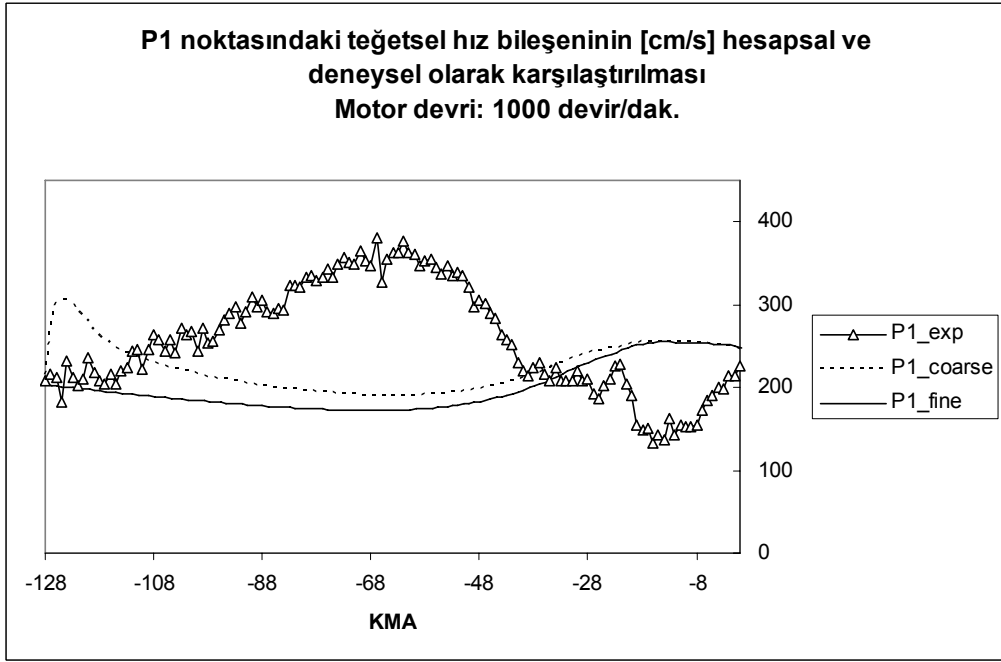
(d) Türbülans şiddeti

Şekil 15. Ortalama teğetsel hız ve türbülans şiddetinin değişimi.

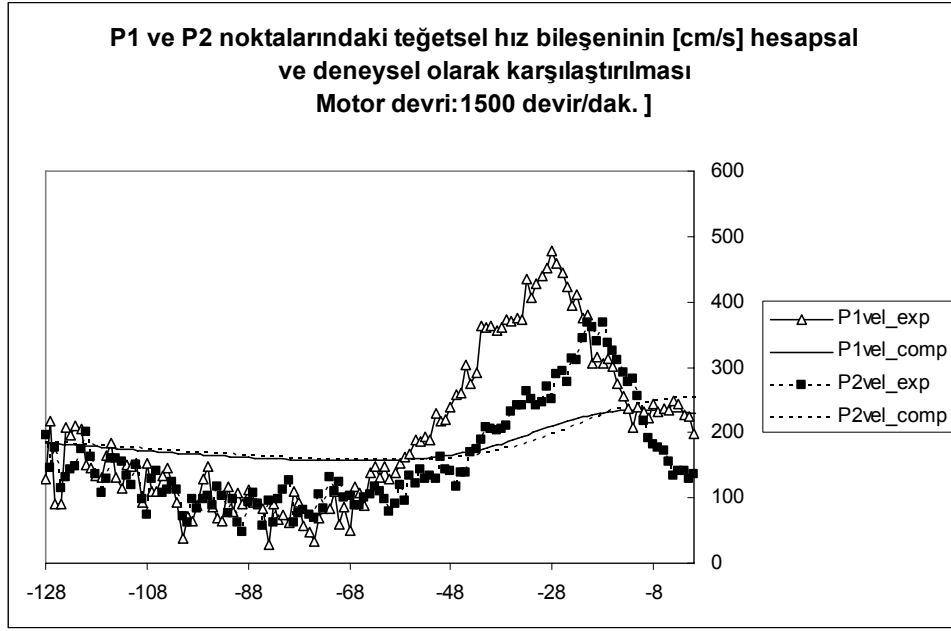
Kaba ve hassas ağ sistemleri kullanılarak yapılan koşulardan elde edilen sonuçlar Şekil 16 a ve b'de görülmektedir. Burada teğetsel hız değerleri deneysel verilerle tam uyum içerisinde değildir. Ancak sıkıştırma sonu ulaşılan hızlar deney sonuçları ile uyumaktadır.



a) P1 ölçüm noktası



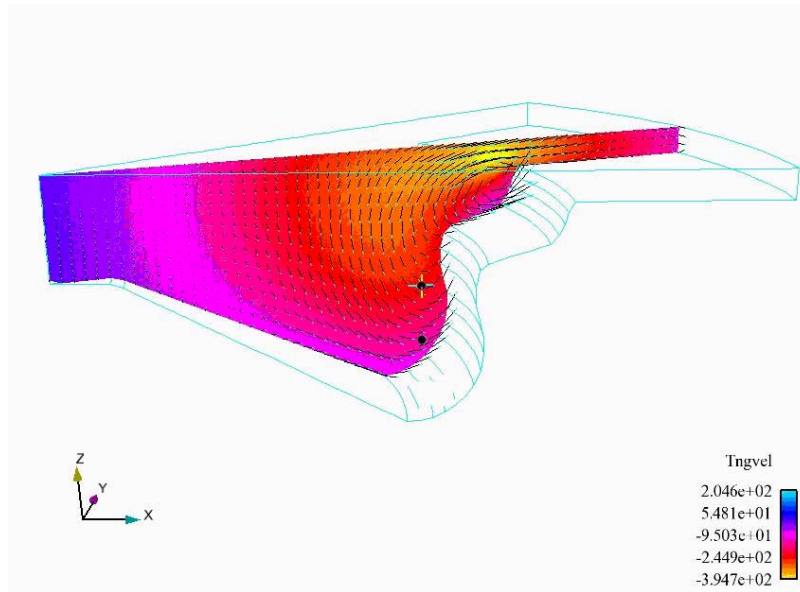
b) P2 ölçüm noktası



c) Motor dönme sayısının 1500 devir/dakika değeri için sonuçların karşılaştırılması

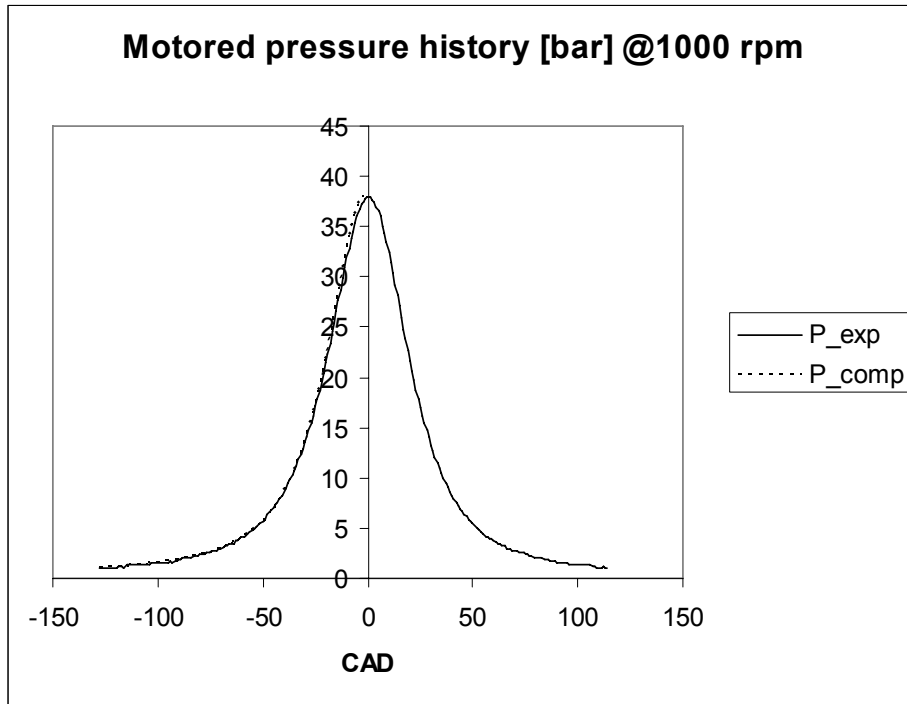
Şekil 16. P1 ve P2 ölçüm noktalarında teğetsel hız değerlerinin krank mili açısı ile değişimi (deney ve hesaplama sonuçları)

Şekil 17’de ise hesaplama sonucu elde edilen hız vektörleri görülmektedir.

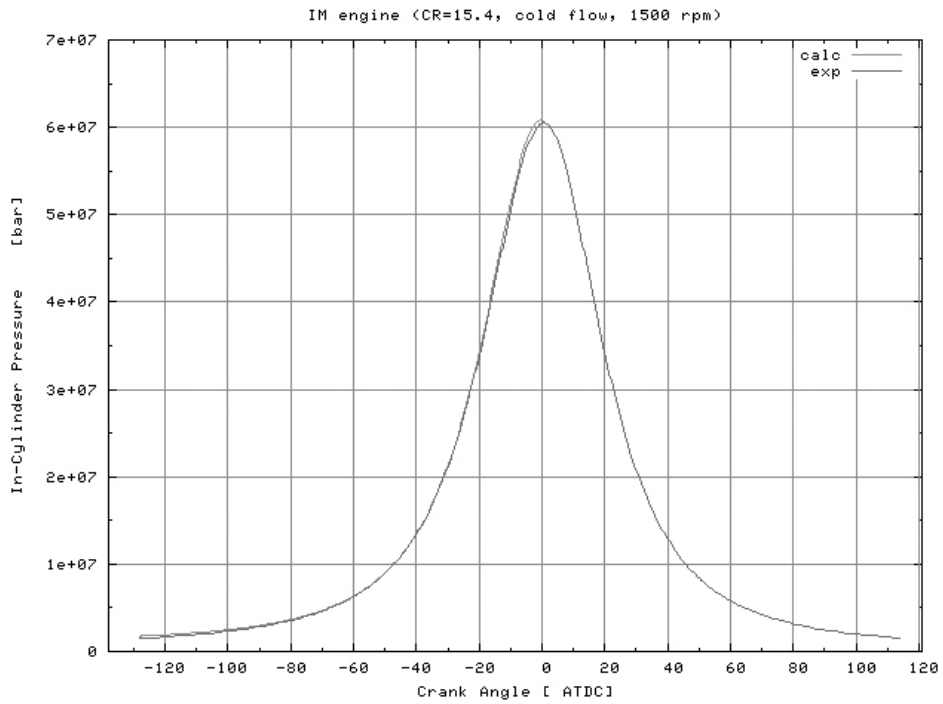


Şekil 17. Yanma odasındaki hava hızı değerleri

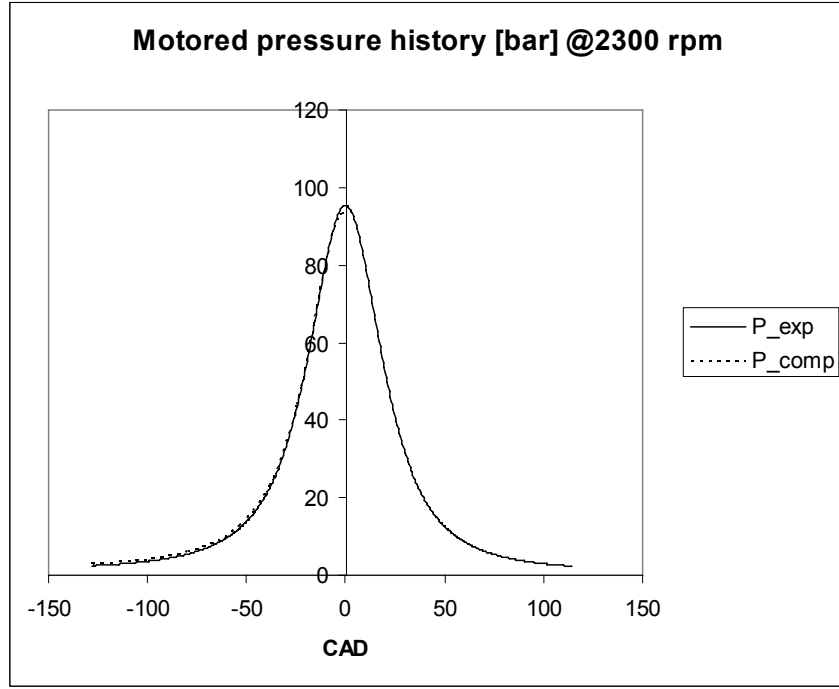
Soğuk akışın incelenmesinde, silindir basıncının değişimi de farklı motor dönme sayılarında deneysel verilerle karşılaştırılmıştır (Şekil 18). Yanmasız ortamda, sadece sıkıştırma sonucu oluşan basınç değişiminin deneylerle uyum içerisinde olduğu görülmektedir.



(a) Motor dönme sayısı 1000 devir/dakika



(b) Motor dönme sayısı 1500 devir/dakika

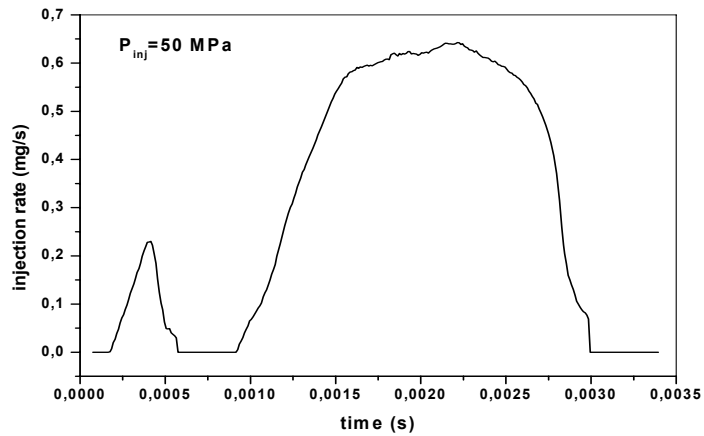


(c) Motor dönme sayısı 2300 devir/dakika

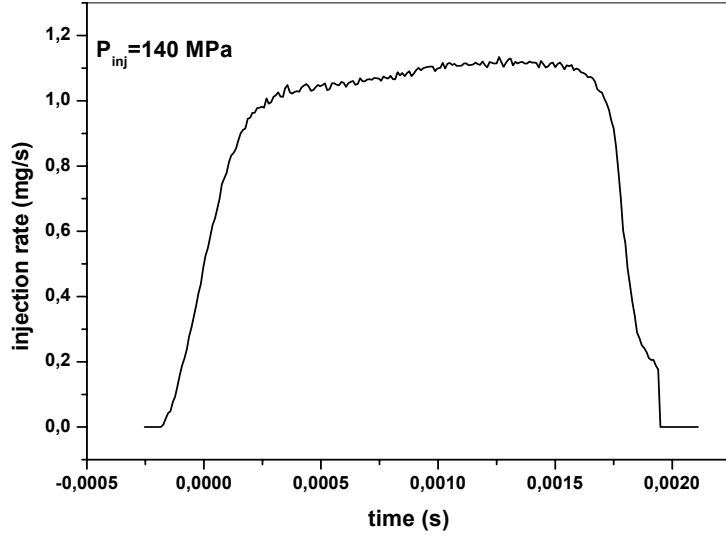
Şekil 18. Sıkıştırma ve genişleme zamanlarında silindir basıncının değişimi (soğuk akış koşullarında hesapsal ve deneysel karşılaştırma)

4.2 Yakıt demeti analizi sonuçları

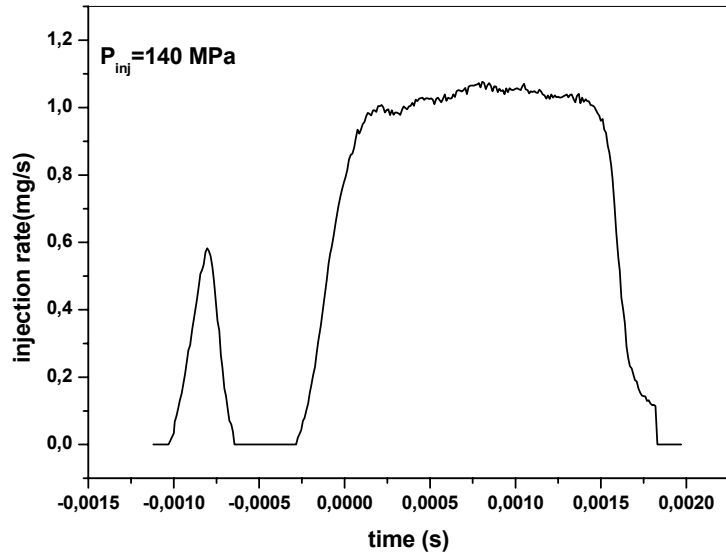
Önceki bölümlerde Tablo.3'te verilen şartlardaki püskürtme stratejilerine göre elde edilen deneysel sonuçlar aşağıda verilmiştir.



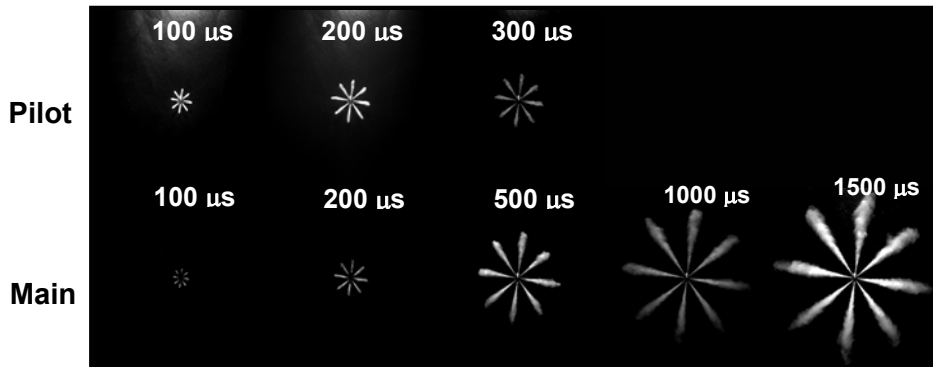
Şekil 19. Motorun rölantide olduğu şartlarda 50 MPa püskürtme basıncı altında ön ve ana püskürtme stratejisi uygulanarak elde edilmiş yakıt püskürtme kanunu



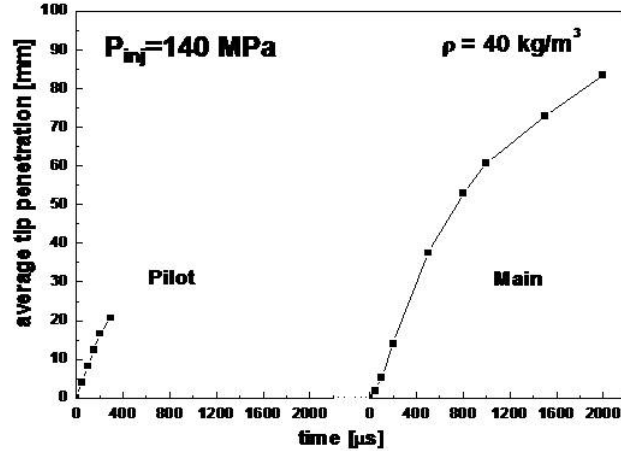
Şekil 20. Motorun tam yükte olduğu şartlarda 140 MPa püskürtme basıncı altında ana püskürtme stratejisi uygulanarak elde edilmiş yakıt püskürtme kanunu



Şekil 21. Motorun tam yükte olduğu şartlarda 140 MPa püskürtme basıncı altında ön ve ana püskürtme stratejisi uygulanarak elde edilmiş yakıt püskürtme kanunu



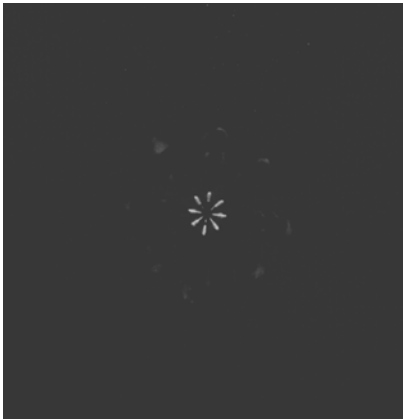
Şekil 22. 1 numaralı deney şartlarında (Tablo 3) ön ve ana püskürtme ile elde edilen yakıt demetinin zamansal ve konumsal değişimi



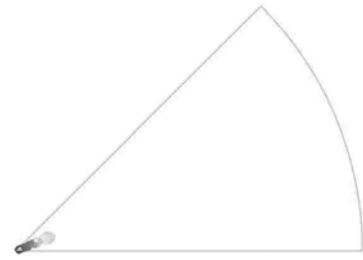
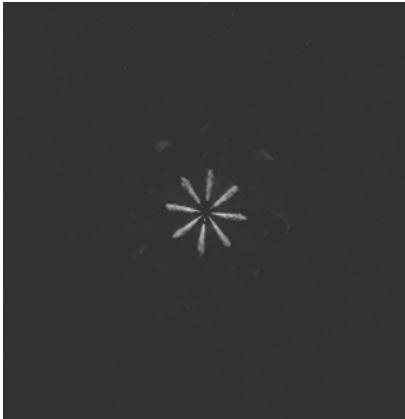
Şekil 23. 40 Kg/m³ yoğunluğa sahip sabit hacme 140 MPa püskürtme basıncı altında ön ve ana püskürtme stratejisi ile gönderilen yakıtın nüfuz derinliği

Sabit hacimli kap içerisindeki yakıt demeti fotoğrafları “Mie scattering” yöntemi ile elde edilmektedir. Yakıt demeti ucundaki çok küçük damlacıklar yeterince aydınlatılamayabileceğinden çekilen resimlerde görünmeyebilmektedir. (RICART, 1998) Bundan dolayı, demet nüfuz derinliğini hesaplamak için oluşturulan algoritma tüm damlacıkların enjektörden olan uzaklığını hesaplamakta; ardından küçükten büyüğe doğru sıralama yapmaktadır. Sıralamadan sonra tüm demet kütlesi %95 olana dek en uzaktaki damlacıklar nüfuz derinliği hesabından çıkartılmaktadır. Buna göre, Şekil 24’te hesapsal olarak bulunan yakıt demetinin deneysel resimlerle karşılaştırılması verilmiştir.

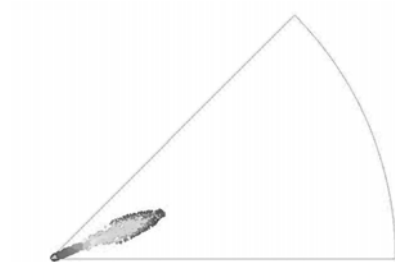
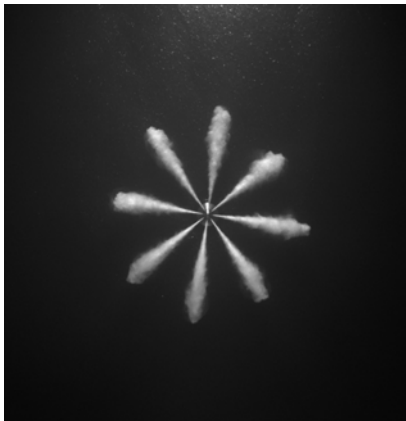
100 μs



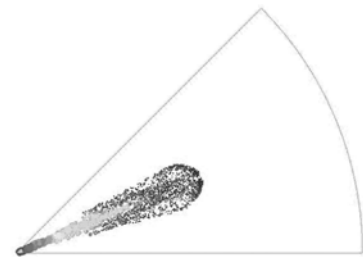
200 μs



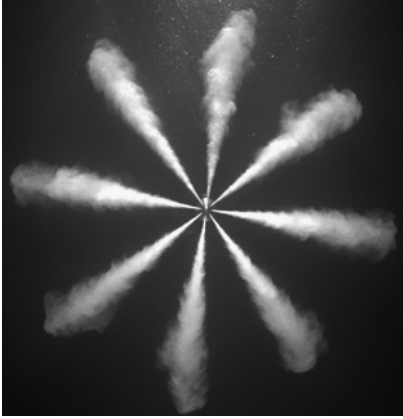
500 μs



1000 μs

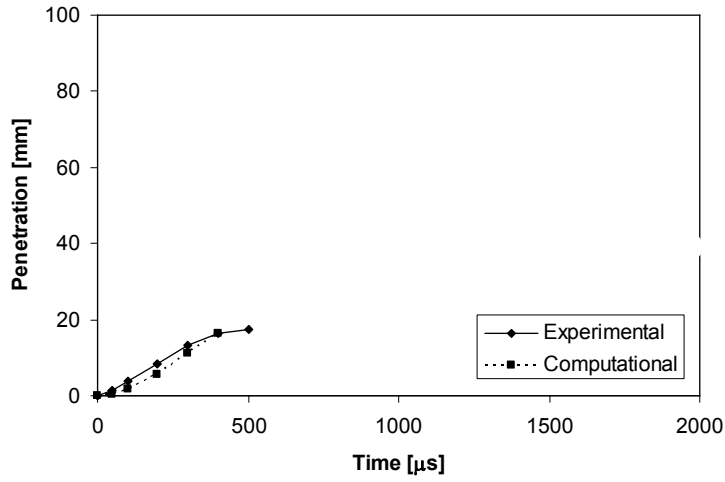


1500 μs

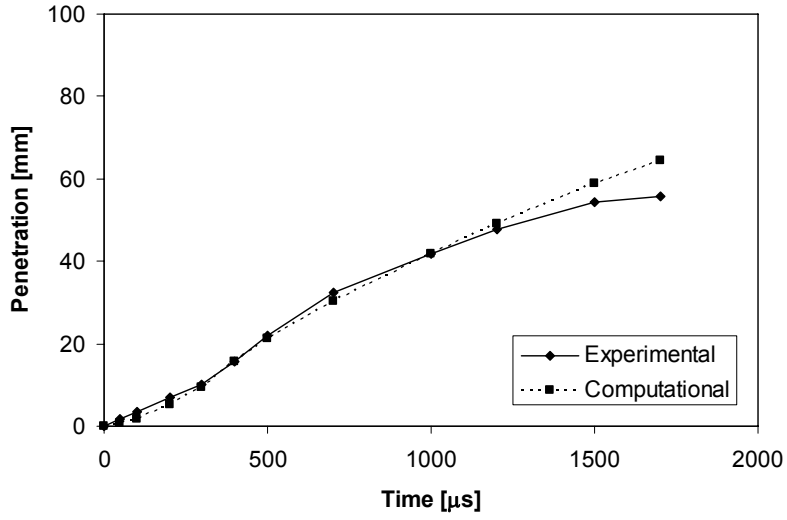


Şekil 24. Hesapsal olarak bulunan yakıt demeti davranışlarının deneysel görüntülerle karşılaştırılması

Yakıt demeti parçalanma modelinin kalibrasyonu için demetin nüfuz derinliği esas alınmıştır. Bu çalışmada KH modelinin B1 katsayısı 20, RT modelinin katsayısı $C_{rt} 5,33$ olarak uygulandığında deneylerle uyumlu iyi neticeler alınmıştır. Şekil 25, 26 ve 27'de detayları Tablo 3'te verilmiş olan deney şartlarında elde edilmiş hesapsal ve ölçülmüş sonuçların karşılaştırılması verilmiştir.

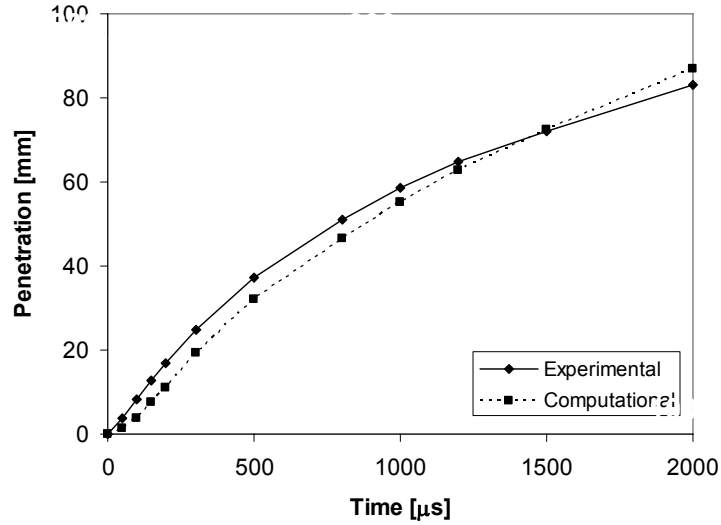


(a) Ön püskürtme

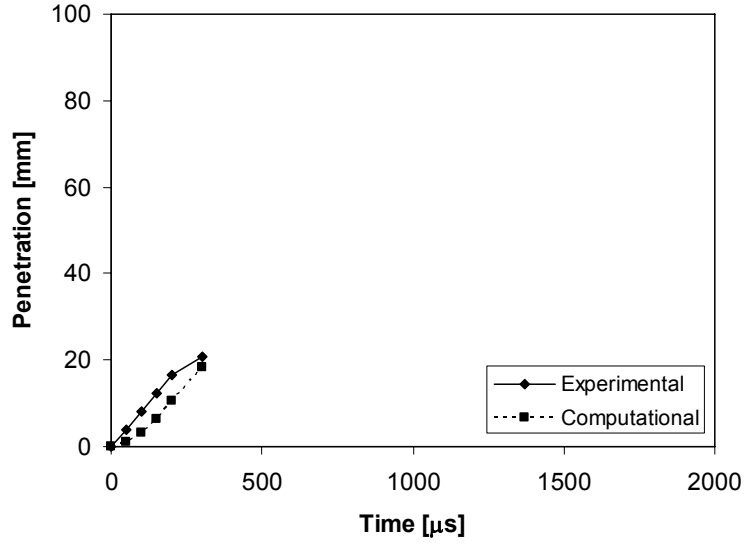


(b) Ana püskürtme

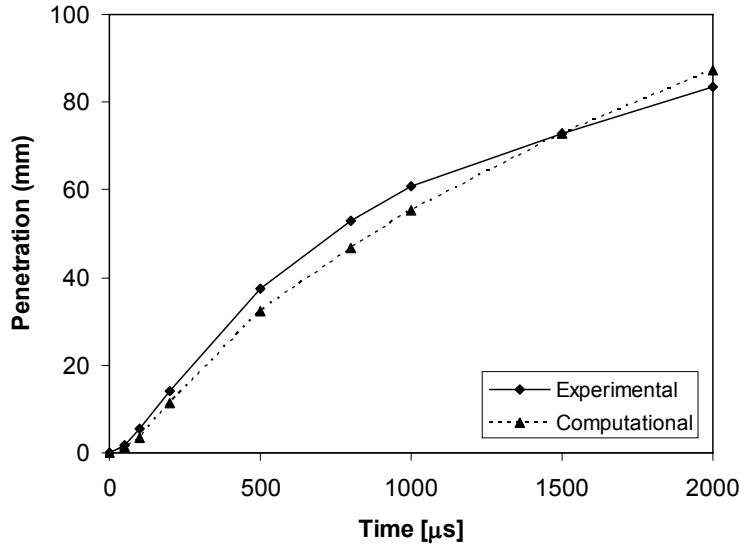
Şekil 25. 1 numaralı deney şartlarında (Tablo 3) elde edilmiş yakıt demeti nüfuz derinliğinin hesapsal ve deneysel olarak karşılaştırılması.



Şekil 26. 2 numaralı deney şartlarında (Tablo 3) elde edilmiş yakıt demeti nüfuz derinliğinin hesapsal ve deneysel olarak karşılaştırılması. (Sadece ana püskürtme)



(a) Ön püskürtme



(b) Ana püskürtme

Şekil 27. 3 numaralı deney şartlarında (Tablo 3) elde edilmiş yakıt demeti nüfuz derinliğinin hesapsal ve deneysel olarak karşılaştırılması.

Hesapsal ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında yakıt demeti nüfuz derinliğinin değişik birçok deney koşulunda genel eğilim olarak çok iyi uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Püskürtme başlangıcında ise nüfuz derinliğinin tüm hesapsal koşullarda ölçüm sonuçlarının altında olduğu gözlemlenmektedir. Bu durumun iğne kalkışındaki kesit değişiminden kaynaklandığı düşünülmektedir.

4.3 Yanma ve Emisyonlara Yönelik Hesaplamalar

Motor test düzeneğinden elde edilmiş iki farklı püskürtme avansı için ölçülmüş çalışma şartları aşağıdaki Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. Motor çalışma şartları

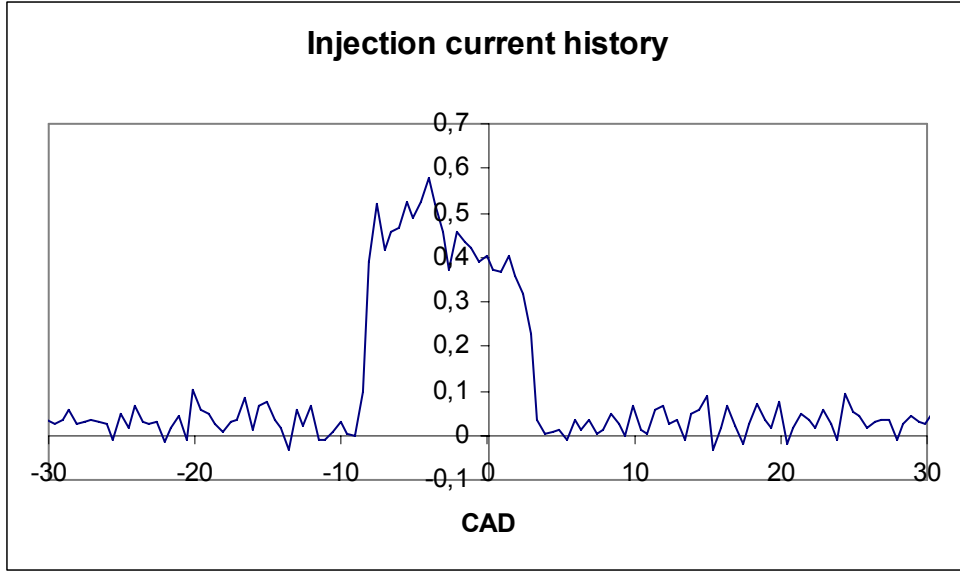
Deney Numarası	Dönme Sayısı	Püskürtme Avansı	Ana Püskürtme	Ana Püskürtme	Ray Basıncı	Güç	Özgül Yakıt Tüketimi
	Devir/Dakika	°KMA	µs	°KMA	bar	kW	g/kW saat
1	1900	7,1	1380	15.732	1260	600	220
2	1900	8,6	995	11.343	1265	500	219,8

Deney Numarası	Dönme Sayısı	Püskürtme Avansı	Yakıt Miktarı	Yakıt Debisi	Hava Debisi	Hava Miktarı	H/Y oranı
	Devir/Dakika	°KMA	mg/strok	g/saat	kg/s	g	
1	1900	7,1	193,0	132000	0,78	4,11	21
2	1900	8,6	160,7	109900	0,71	3,74	23

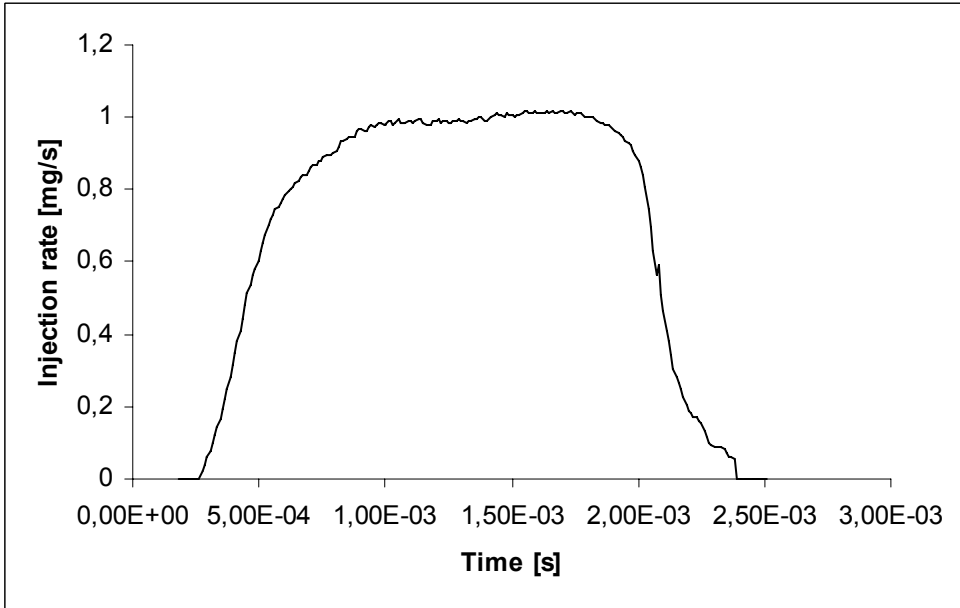
Dönme Sayısı	Püskür Avansı	Tortam	Ti-Turb-Dx	Tu-Turb-Dx	Tu-Komp	T emme	P emme
Dev/Dak	°KMA	°C	°C	°C	°C	°C	bar
1900	7,1	31,5	591	407	128	24	2,5
1900	8,6	31,8	523	365	115	23	2,2

Deney Numarası	Dönme Sayısı	Püskürtme Avansı	NOx	FSN	CO	HC
	Devir/Dakika	°KMA	ppm vol	BSU	ppm	ppmHEX
1	1900	7,1	560	1,28	355	13
2	1900	8,6	610	1,33	350	17

Burada püskürtme ile ilgili değerler enjektörden alınan elektrik sinyalinden elde edilmiştir (Şekil 28 ve 32). Bu veriler püskürtme gecikmesi ölçüldüğü takdirde gerçek püskürme başlangıcını vermektedir. Bölüm 3.2'te detayları verilen test düzeneği ile bu gecikme yaklaşık olarak 100 microsaneye (1900 devir/dakika için 1.14 °KMA) olarak ölçülmüştür. Ayrıca, Tablo 4'te verilen her iki motor çalışma şartı için bu test düzeneğinden elde edilen püskürtme kanunları Şekil 29 ve 33'te verilmiştir.



Şekil 28. 1 numaralı motor çalışma şartı (Tablo 4) için enjektörden alınan elektrik sinyali

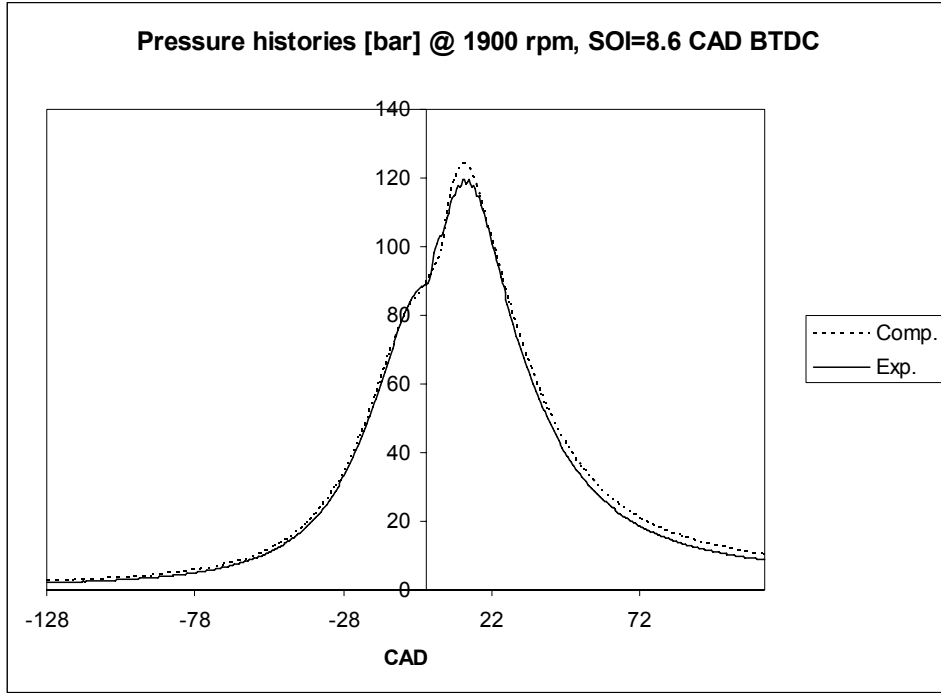


Şekil 29. 1 numaralı motor çalışma şartı (Tablo 4) için ölçülmüş püskürtme kanunu (161 mg/strok, Pinj 126 MPa, 2115 microsaniye)

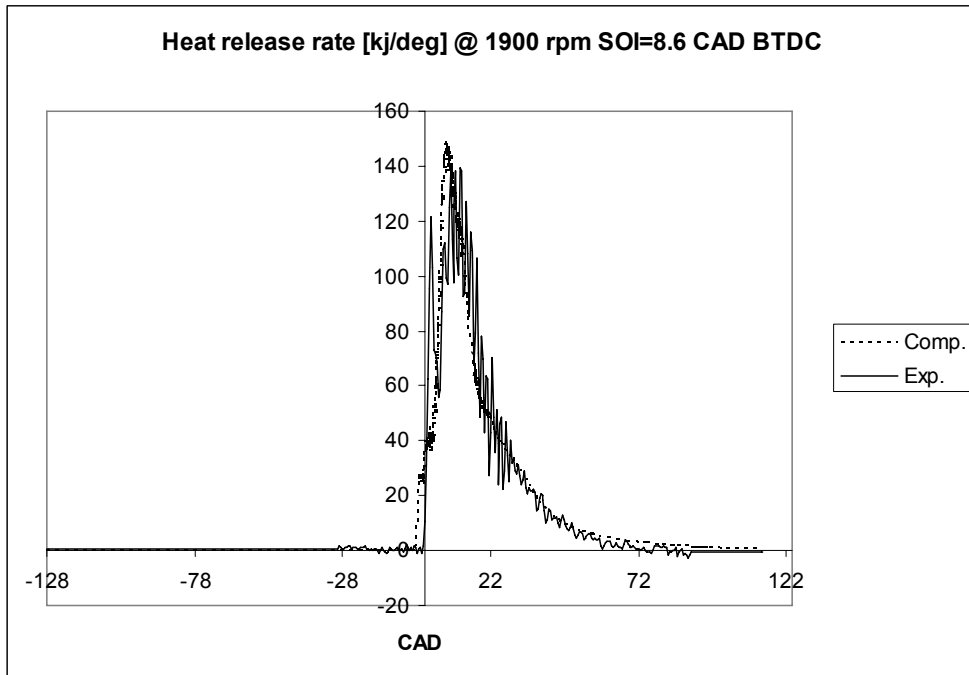
Tablo 5'te ise matematiksel modelde kullanılan bazı önemli giriş verileri listelenmiştir. Buna göre hesaplamalardan elde edilen sonuçların deneylerle karşılaştırılması Şekil 31, 32, 34 ve 35'te verilmiştir. Hesaplanan ısı açığa çıkma hızlarının ve basınç indikatör diyagramlarının deneylerle yeterince uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Tablo 5. Modellemede kullanılan bazı giriş verileri

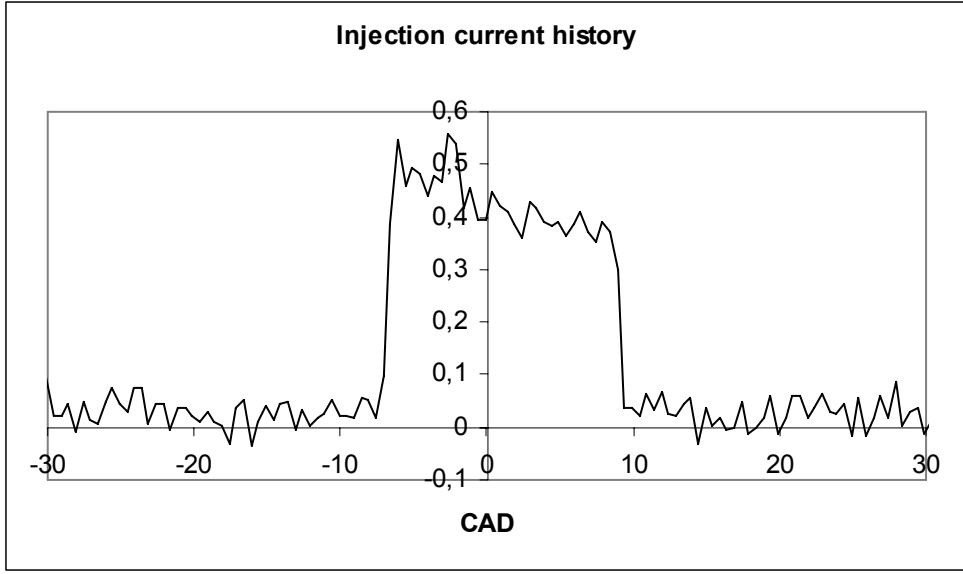
Motor dönme sayısı	1900 devir/dakika
Silindir çapı	130 mm
Strok	126 mm
Sıkıştırma oranı	15.4:1
Piston biyel kolu uzunluğu	237 mm
Silindir duvar sıcaklığı	385 K
Silindir kafası sıcaklığı	450 K
Piston sıcaklığı	470 K
Türbülans modeli	RNG k- ω
Yanma modeli	Detaylı kimyasal yaklaşım
Türbülans/yanma etkileşimi	Kısmi karışimli reaktör modeli
Yakıt demeti parçalanma modeli	KH-RT
Püskürtme kanunu	Ölçülmüş değerler
Nozul alanı	3.463e-4
Akış katsayısı	0.7
Püskürtme başlangıcı	7.6 KMA ve 6.1 KMA ÜÖNÖ
Püskürtme süresi	24.111 KMA ve 27.874 KMA
Başlangıç demet açısı	14-15°
Başlangıç Sauter ortalama yarıçapı	87,8 μ m
Gönderilen damlacık grubu sayısı	5000
Yakıt sıcaklığı	350 K
Gönderilen yakıt miktarı	160,67 mg/strok; 192 mg/strok
Başlangıç çevri oranı	0.35
Başlangıç silindir içi ortalama basınç (@128 KMA ÜÖNÖ)	2.65 bar ve 3.0 bar
Başlangıç silindir içi ortalama sıcaklık (@128 KMA ÜÖNÖ)	378 K ve 390 K



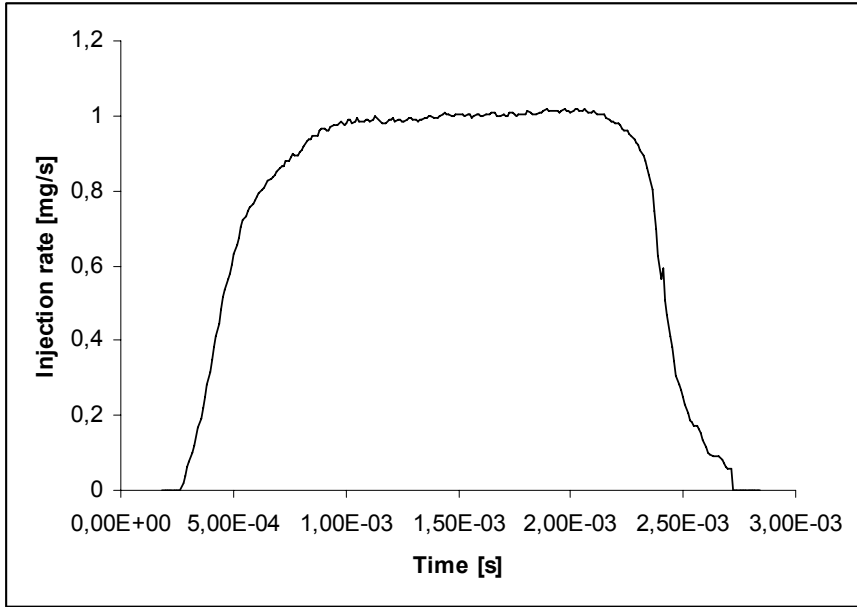
Şekil 30. 1900 devir/dakika, 8.6 KMA püskürtme avansı çalışma şartlarında elde edilmiş deneysel ve hesapsal basınç indikatör diyagramı



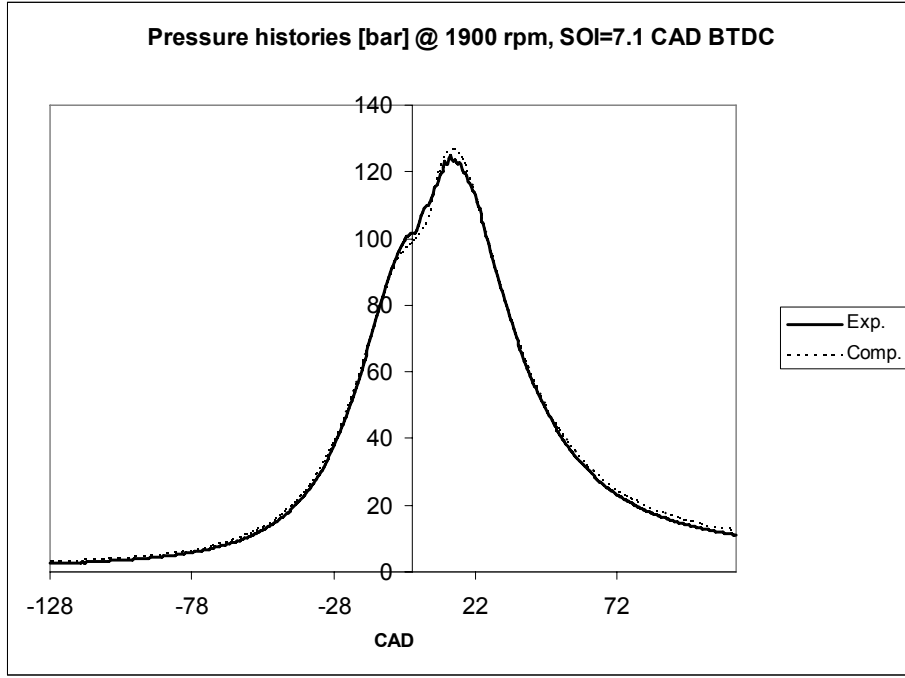
Şekil 31. 1900 devir/dakika, 8.6 KMA püskürtme avansı çalışma şartlarında elde edilmiş deneysel ve hesapsal ısı açığa çıkma hızları



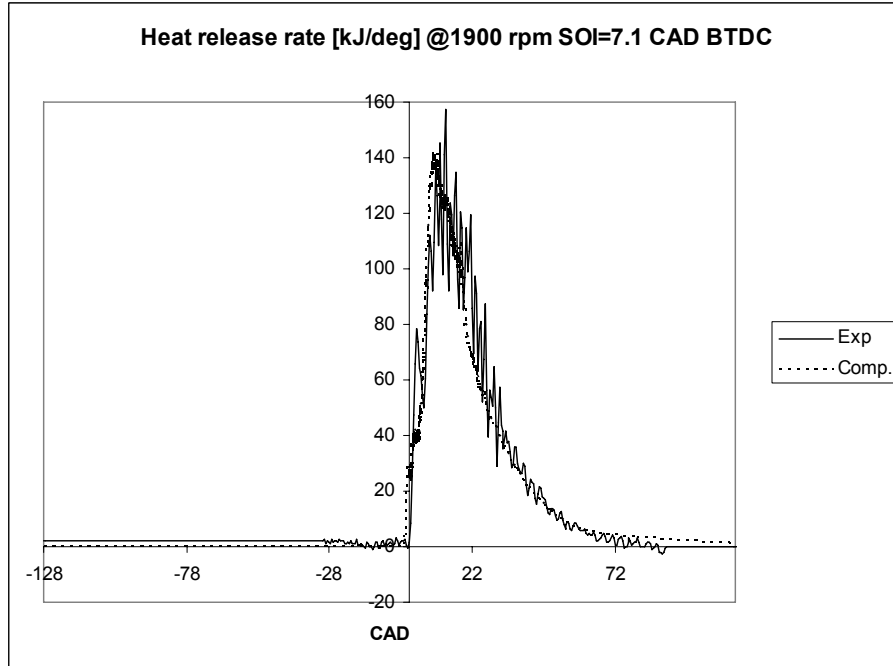
Şekil 32. 2 numaralı motor çalışma şartı (Tablo 4) için enjektörden alınan elektrik sinyali



Şekil 33. 2 numaralı motor çalışma şartı (Tablo 4) için ölçülmüş püskürtme kanunu (194,89 mg/strok, Pinj 126 MPa, 2445 microsaniye)



Şekil 34. 1900 devir/dakika, 7.1 KMA püskürtme avansı çalışma şartlarında elde edilmiş deneysel ve hesapsal basınç indikatör diyagramı



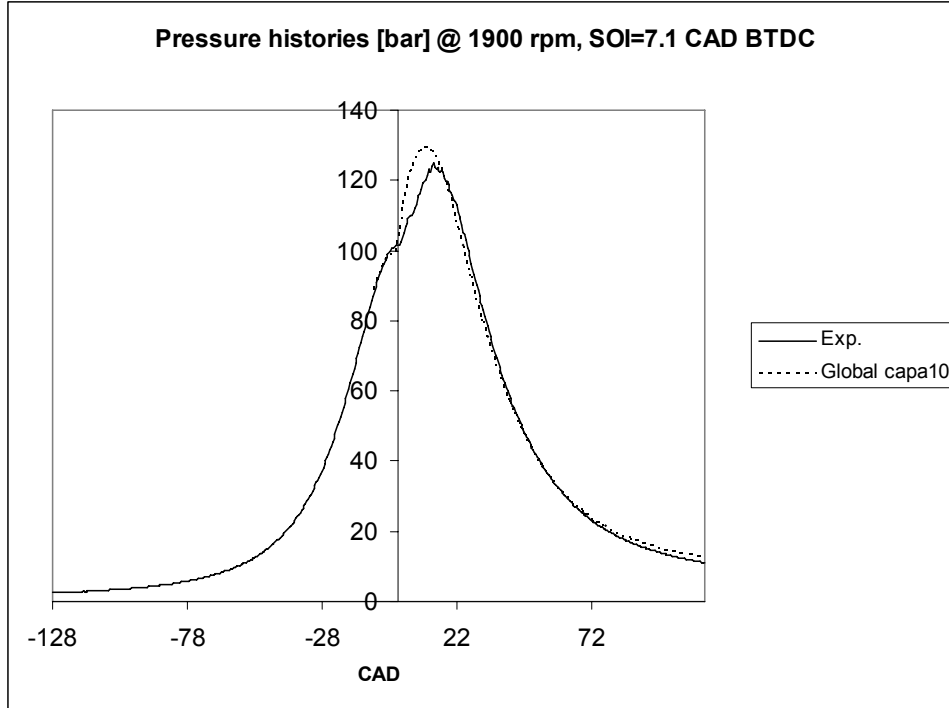
Şekil 35. 1900 devir/dakika, 7.1 KMA püskürtme avansı çalışma şartlarında elde edilmiş deneysel ve hesapsal ısı açığa çıkma hızları

Tablo 6'da hesaplanan NO emisyonları verilmiştir. Bu sonuçların deneylerle uyumlu sonuç verdiği görülmüştür.

Tablo 6. Deneysel ve hesapsal NO emisyonları,
1900 devir/dakika

Püskürtme Avansı	Deneysel NO _x [ppm]	Hesapsal NO [ppm]
8.6 KMA	610	650
7.1 KMA	560	600

Şekil 36'da kısmi karışimli reaktör modeli ve detaylı kimyasal yaklaşım yerine yakıtın tek adımda parçalandığı global reaksiyon seti ve karışımın sağlanması için Magnussen-Hijertager modelinin kullanılarak elde edilen basınç indikatör diyagramı verilmiştir. Burada global tek adımlı reaksiyon kullanıldığında yakıtın parçalanması tek adımla gerçekleştiğinden basınç eğrisi deneylerdeki gibi kademeli olarak ilerlemektedir. Fakat yakıtın temsili olarak mekanizması bilinen heptan ve toluen gibi hidrokarbonlardan oluştuğu indirgenmiş kimyasal mekanizma kullanıldığında basınç eğrisi deneylerle daha iyi uyum içerisinde olmaktadır. Bu durumda mekanizma sadece birkaç hidrokarbon zincirinden oluşacağı için HC ve CO emisyonları gerçekçi olmamaktadır. Global tek adımlı çözümlerde ise ekstra 6 denge denklemleri çözülmektedir. Bu şekilde hesaplandığında CO denge değeri, deney sonuçlarındaki 350 ppm yerine 161 ppm olarak bulunmaktadır.



Şekil 36. Global tek adımlı reaksiyon seti ile elde edilen basınç indikatör diyagramı

5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

İ.T.Ü. ve Istituto Motori tarafından yürütülen bu çalışmada, Istituto Motori grubu çalışmanın deneysel kısmını, İ.T.Ü. grubu ise modelleme kısmını yürütmüştür. Diesel motorlarında karışım oluşumuna yön veren silindir içi akışa ve yakıt demetinine ait parametreler için deneysel olarak elde edilen verilerle, geliştirilen matematiksel model sonuçları bir Diesel motoru yanma performansının ve emisyonlarının değerlendirilmesi için kullanılmıştır.

İlk aşamada, soğuk akışın modellenmesi ve deneysel verilerle karşılaştırılarak modelin doğrulanması hedeflenmiştir. Emme zamanı boyunca silindire giren gazların hareketi, emme supabının kapanmasından sonra da sürmekte ve sıkıştırma zamanı süresince pistonun hareketi ile sağlanan sıkıştırma sonucunda değişim göstermektedir. Özellikle silindir çapı 80 mm'den küçük motorlarda silindir içindeki teğetsel hava hızı ÜÖN civarında yüksek değerlere ulaşabilmektedir. Deneysel veriler incelendiğinde ise, silindir çapı nispeten büyük olan bu motorda ortalama teğetsel hava hızlarının çalkantılı bir şekilde ilerleyerek sıkıştırma sonuna doğru önemli derecede artmadığı görülmüştür.

Çok delikli enjektör kullanılan deney motorunda, olayın simetrik yapısından yararlanılarak tek bir demet ve etrafındaki bölge ele alınmış, çözünürlük olarak yeterli görülen 1 mm ölçeğinde (ECKERT, 2006) 45°lik sektörel ağ yapısı kullanılmıştır. Sıkıştırma başlangıcında akım alanı tanımlanarak, sıkıştırma boyunca hava hareketleri hesaplanmış ve deneysel olarak ölçülen noktalardaki hava hızı teğetsel bileşenleri ile hesaplanan değerler karşılaştırılmıştır. Sıkıştırma başlangıcındaki deneysel veriler giriş şartı olarak kullanılmış ve sıkıştırma sonunda elde edilen ortalama teğetsel hava hızlarının deney sonuçlarına yakın değerler verdiği görülmüştür. Fakat teğetsel hava hızlarının zamana göre değişiminin deneylerle tam bir uyum içerisinde olmadığı da gözlemlenmiştir. Süapların dahil edildiği, emme zamanından başlanarak çevrimin modellendiği bir çalışma ile model öngörülerinin iyileştirilebileceği düşünülmektedir.

Soğuk akışın incelenmesinde silindir basıncı değişimi değerleri de deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Yanmasız ortamda, sadece sıkıştırma sonucu oluşan basınç değişimi değerleri deneylerle uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

İkinci aşamada ise yakıt demetinin parçalanması, demetin ortam içerisindeki davranışları modellenerek karışım oluşumu incelenmiştir. Yakıt demetinin nüfuz derinliğini ve püskürtme kanununu belirlemek için iki farklı deney yapılmıştır. Püskürtülen yakıt demetinin nüfuz derinliğini birçok çalışmada olduğu gibi önce lineer daha sonra eğrisel olarak arttığı gözlemlenmiştir. (HIROYASU, 1991)

Yakıt demetinin çok boyutlu modellenmesinde mevcut bilgisayar kapasitesinin yetersizliği nedeniyle yakıt demeti stokastik damlacık grupları ile temsil edilmiştir. Sonuçların ağ yapısından etkilenmemesi için sabit hacmin ağ yapısı uygulanacak olan motordaki ağ yapısı ile benzer ölçekte alınarak modelinin katsayıları kalibre edilmiştir. Hesaplanan yakıt demeti nüfuz derinliği değerlerinin genelde deneylerle uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Ancak püskürtme başlangıcında, hesaplanan nüfuz derinlikleri ölçüm sonuçlarının altında kalmıştır. Bu durumun enjektör iğnesi kalkışı sırasındaki kesit değişiminden kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu durum, nozul içi akış modellenerek kavite ve türbülansın yarattığı etkilerin de dahil edilmesi ile daha detaylı olarak incelenebilir.

Son aşamada da yanma olayını tanımlayan kinetik reaksiyon modeli yardımı ile motor performansı ve egzoz gazı emisyonları belirlenmiştir. Deney ve hesaplama sonuçları karşılaştırıldığında motor performansını belirleyen basınç eğrileri için uyumlu sonuçlar alınmış, hesaplanan emisyonlar incelendiğinde ise NO_x emisyon düzeyinin ölçümler ile yeterli uyum içerisinde olduğu görülmüştür. İS emisyonlarının ise ölçülen değerlere göre çok düşük fakat deneysel trende uygun olduğu saptanmıştır.

Çeşitli püskürtme stratejileri uygulanarak hem NO_x ve is emisyonlarını birlikte azaltacak, hem de motor performansı ve yakıt tüketimini olumsuz etkilemeyecek en uygun püskürtme zamanlaması için ilave optimizasyon çalışmaları yapılabilir.

Hesaplanan HC emisyonları, kullanılan indirgenmiş kimyasal mekanizmanın sadece iki hidrokarbonun parçalanma zincirinden türetilmiş olması nedeniyle gerçekçi değildir. Bu mekanizmalar CO emisyonlarının hesaplanmasında da yeterli değildir. Ancak yapılan hesaplamalarda global tek adımlı modele eklenen 6 adet denge reaksiyonu ile CO'nun denge değerlerinin daha gerçekçi olarak hesaplanabildiği görülmüştür.

Hesaplanan silindir basıncı değerlerinin model katsayılarının ayarlanması ile, farklı dönme sayısı ve yüklerde deney sonuçları ile tam uyumlu hale getirilebileceği görülmüştür.

6. KAYNAKLAR

- AMSDEN, A.A., O'Rourke, P.J. ve Butler, T.D., KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reacting Flows with Sprays, Los Alamos National Laboratory, New Mexico, (1989).
- AMSDEN, A.A., KIVA-3V: A Block Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves, Los Alamos National Laboratory, New Mexico, (1997).
- BAUMGARTEN, C., *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, Springer, (2006).
- BIANCHI, G.M., Pelloni, P., Corcione, F.E., Allocca, L., Luppino, F., Modeling Atomization of High-Pressure Diesel Sprays, *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol:123, 419-427, (2001).
- BOSCH, W., The Fuel Rate Indicator: a New Measuring Instrument for Display of the Characteristics of Individual Injection, SAE paper 6607496, (1966).
- CHEHROUDI, B., Chen, S.H., Bracco, F.V., Onuma, V., On the Intact Core of Full-Cone Sprays, SAE paper 970641, (1985).
- DOHLE, U., Kampmann, S., Hammer, J., Wintrich, T., Hinrichsen, C., Advanced Diesel Common Rail Systems for Future Emission Legislation, International Conference on Automotive Technologies-ICAT 2004, pp.109-113, İstanbul, (2004).
- ECKERT, P., Baumgarten, C., Merker, G.P., Potentials of Limitations of Diesel Engines Combustion Simulation, 7th International Conference on Internal Combustion Diagnostics, Baden-Germany, (2006).
- HEYWOOD, J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill International Series, (1988).
- HIROYASU, H., Shimuzi, M., Arai, M., Breakup Length of a Liquid Jet and Internal Flow in a Nozzle, 5th Int. Conference on Liquid Atomization and Spray Systems-ICLASS-91, Gaithersburg-USA, (1991).
- İMREN, A., Soruşbay, C., Ergeneman, M., Şan, D. and Gürarşlan, E., Multidimensional Modelling of Combustion and Emissions in Diesel Engines,, 1st International Conference on Air Pollution and Combustion-CAPAC2005, ODTÜ, Ankara, (2005).
- O'ROURKE, P.J., Amsden, A.A., The TAB Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup, SAE paper No. 872089, (1987).
- PENNY, I.J., Whelan, S., Jackson, N.S., Cooper, B.G., Future Emissions Trends and Technologies to Meet Them, International Conference on Automotive Technologies-ICAT 2004, pp.97-108, İstanbul, (2004).
- REITZ, R.D., Modeling Atomization Process in High Pressure Vaporizing Sprays, *Atomization and Spray Technology*, Vol:3, 309-337, (1987).
- RICART, L.M., Xin, J., Bower, G.R., Reitz, R.D., In-Cylinder Measurement and Modeling of Liquid Fuel Spray Penetration in a Heavy-Duty Diesel Engine, SAE paper 971591, (1997).
- RICART, L.M., An Experimental and Computational Study of Fuel Injection, Mixing and Combustion in Diesel Engines, (Doktora Tezi), University of Wisconsin-Madison, USA, (1998).
- SORUSBAY, C., İmren, A., Ergeneman, M., Şan, D. and Gürarşlan, E., Control of NOx emissions from diesel engines by the optimisation of fuel injection strategies, *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 45, Nos. 1/2, pp.47-60, (2007).
- SU, T.F., Patterson, M., Reitz, R.D., Farrell, P.V., Experimental and Numerical Studies of High Pressure Multiple Injection Sprays, SAE paper 960861, (1996).

STIESCH, G., *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*, Springer, (2003).

STIESCH, G., Merker, G.P., Tan, Z., Reitz, R.D., Modeling the Effects of Split Injections on DISI Engine Performance, SAE paper 2001-01-0965, (2001).

WALLACE, I., Injection Rate Gauge: Pass Off Information and User Instructions, Fuel & Engine Management Systems, Graz, (2002).