

**DİZEL PİEZO ENJEKTÖRLERİNDE MEME YAY BOYU  
DEĞİŞİKLİĞİNİN ENJEKTÖR PÜSKÜRTME  
KARAKTERİSTİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

**Özcan AYAN**



T.C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİZEL PİEZO ENJEKTÖRLERİNDE MEME YAY BOYU DEĞİŞİKLİĞİNİN  
ENJEKTÖR PÜSKÜRTME KARAKTERİSTİĞİNE ETKİLERİNİN  
İNCELENMESİ**

Özcan AYAN

Prof. Dr. A. Alper ÖZALP  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2014  
Her Hakkı Saklıdır  
**TEZ ONAYI**

Özcan AYAN tarafından hazırlanan “DİZEL PİEZO ENJEKTÖRLERİNDE MEME YAY BOYU DEĞİŞİKLİĞİNİN ENJEKTÖR PÜSKÜRTME KARAKTERİSTİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

**Başkan:** Prof. Dr. A. Alper ÖZALP İmza  
U.Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Üye:** Prof. Dr. Muhiddin CAN İmza  
U.Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Üye:** Prof. Dr. İhsan KARAMANGİL İmza  
U.Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım

**Prof. Dr. Ali Osman DEMİR**  
**Enstitü Müdürü**

../../....

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

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

**beyan ederim.**

**24/12/2014**  
**İmza**  
**Özcan AYAN**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### DİZEL PİEZO ENJEKTÖRLERİNDE MEME YAY BOYU DEĞİŞİKLİĞİNİN ENJEKTÖR PÜSKÜRTME KARAKTERİSTİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

**Özcan AYAN**

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

Bu çalışmada Common Rail Piezo enjektörlerinin meme yapısı içinde bulunan yay boylarındaki varyasyonların püskürtme değerlerine nasıl etki edeceği konusunda araştırmalar yapılmıştır. Yay boylarındaki farklılıklar iğne açma kapama karakteristiklerine etki ederek hidrolik değerlerinde farklılaşmaya sebep olmakta, meme sızıntı değerleri nedeniyle optimum püskürtme değerlerine ulaşamamaktadır. Bu sebeple yay boylarında sapmaya haiz enjektörler son müşteriye gönderilmemekte ve ıskartaya ayrılmaktadır. İskartaya ayrılan bu enjektörler verimliliğe olumsuz etki etmekte, hem zaman kaybına sebep olmakta hem de maddi kayıplara neden olmaktadır.

Enjektör püskürtme değerlerini etkileyebilecek yay boyu farklılıkları incelenirken, hidrolik ölçümlerde motorun simülasyonlarının gerçekleştirildiği test cihazları kullanılmıştır. Bu test cihazları INCA ve Prisma NT yazılım programları ile desteklenirken, püskürtme ölçüm ve analiz aleti olarak HDA adı verilen ileri teknoloji ürünü bir cihazlar kullanılmıştır. HDA ile yürütülen ve CFD simülasyon programları ile elde ölçüm sonuçları ile enjektörlerin yakıt sarfiyatlarını, emisyon değerlerini ve gürültü seviyelerini etkileyecek yay boyu farklılıklarının etkileri tespit edilmiştir.

Elde edilen bulgulara göre yay uzunlukları değişimi sonucunda oluşan farklı basınç değerlerine göre püskürtme hızında ve debisinde artış gözlemlenmiştir. En düşük basınç değerlerinde elde edilen püskürtme hızları ile en yüksek basınç değerlerinde elde edilen püskürtme hızları arasında yaklaşık iki kat artış gözlemlenmiştir. Ayrıca hidrolik testi ile farklı yay uzunluklarındaki memelerin püskürtme zamanlamaları incelenmiştir. Referans yay uzunluklarına göre yay artışı ile püskürtme başlangıcında gecikme ile püskürtmenin erken sonlanması görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Dizel enjeksiyon, Common Rail, meme geometrisi, meme yayı, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, HAD, INCA, Prisma NT, HDA

**2014, ix + 79 sayfa.**

## **ABSTRACT**

M.Sc. Thesis

### **INVESTIGATION OF THE NOZZLE SPRING LENGHT VARIATION INFLUENCES OVER THE DIESEL PIEZO INJECTOR INJECTION CHARACTERISTICS**

**Özcan AYAN**

Uludag University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Prof. Dr. A. Alper ÖZALP

In this study it has been studied how to effects the spring length variation on injection characteristics of common rail piezo injector. Differences in the spring length by acting on the needle opening and closing characteristics cause differentiation in power values, nozzle leakage values because the optimum spray values can not be achieved. These can cause malfunctions in the system. For these reasons, the spring having deviation in size are scrapped and not sent to the end customer. These injectors are discarded to the negative impact on productivity, and lead to a waste of time and causes financial loss.

During investigating the spring length variation that effects injector spray characteristics, to be able to simulate the engines real behavior, special simulations of the engine test equipment is used. These test equipments are supported by the software programs Prisma NT and INCA. For the injection measurements and analysis high-tech equipment called HDA is used. CFD simulation program was executed and the measurement results obtained with the injector of the fuel consumption, emissions and noise will affect the effects of the arc length differences were detected.

According to results that is obtained from test and simulation, it is observed that injection velocity and flow rate increase together because of the alteration in spring lengths that result in pressure differences. The injection velocity caused by the highest pressure rate is approximately two times higher than the velocity caused by the lowest pressure rate. On the other hand, with the help of the hydraulic, the injection time effected by springs in different lengths is observed. Comparing the effect of reference spring length with the effect of springs which are longer, it is shown that the start time of injection is delaying whereas the end of the injection time occurs earlier.

**Keywords:** Diesel injection, Common Rail, nozzle geometry, nozzle spring, Computational Fluid Dynamics, CFD, INCA, Prisma NT, HDA

**2014, ix + 79 pages.**

## TEŞEKKÜR

Tez konusunun belirlenmesi ve tezin oluşması aşamasında değerli bilgi ve zamanını benimle paylaşan, engin bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyen saygıdeğer hocam ve danışmanım Prof. Dr. A. Alper ÖZALP'e teşekkürü borç bilirim.

Kısıtlı zamanlarını ayırarak tezin oluşmasında yardımcı olan BOSCH AR-GE bölümünden Yeşim Yalnızcan AYDIN'a, CFD çalışmalarında ve CFX, ANSYS programlarında bana destek veren değerli uzmanımız Zühre Varol ÖZGÜR'e, Türk-Alman Üniversitesi Arş. Gör. Ali Ömer BAYKAR'a, bu tez çalışmasının gerçekleşmesi için yardımlarını esirgemeyen Orhan TEPEGÖZ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çıktığım her yolda destekleri ile beni yalnız bırakmayacaklarına inandığım sevgili dostlarım Serhat ÜNAL ve Murat ÖZTÜRK'e teşekkür ederim.

Son olarak yüksek lisans eğitimim süresince desteklerini esirgemeyen bana sabırla yardımcı olan sevgili eşim Türkan AYAN'a ve oğlum Atakan Kıvanç AYAN ile kızım Duru AYAN' a gönülden teşekkür ederim.

Özcan AYAN  
24/12/2014

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	ii
TEŞEKKÜR .....	iii
İÇİNDEKİLER .....	iv
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	9
3.1 Common Rail Sistem Fonksiyonu .....	9
3.1.1 Common Rail Sistemi .....	9
3.1.2 Valf Grubu .....	32
3.1.3 Meme Grubu .....	32
3.2 Ölçüm Sistemleri.....	38
3.2.1 Hidrolik ve Elektrik Ölçüm Tezgâhı ve Ölçüm Cihazları .....	38
3.2.2 Simülasyon .....	51
4. BULGULAR .....	55
4.1 Simülasyon Bulguları.....	55
4.1.1 CFD Uygulamaları .....	55
4.2 Farklı Rail Basınç Değerlerindeki Testler.....	58
5. TARTIŞMA .....	72
6. SONUÇ .....	74
7. ÖNERİLER.....	75
KAYNAKLAR .....	76
ÖZGEÇMİŞ .....	79



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Birim	Açıklama
A		Genlik
$A_n$	$\text{mm}^2$	Efektif Alan
AD	$\mu\text{s}$	Tetikleme Süresi
$A_s$	$\text{mm}^2$	Oturma Alanı
$b_e$	$\text{g/kWh}$	Özgül Yakıt Tüketimi
c	$\text{m/s}$	Ultrasonik Hız
$d_a$	$\text{mm}$	Kırılma Çapı
$d_h$	$\text{mm}$	Hidrolik Çap
$d_p$	$\text{mm}$	Başlangıç Çapı
$d_s$	$\text{mm}$	Oturma Çapı
ET	$\mu\text{s}$	Enerjilenme Süresi
$F_A$	N	Üst Eksenel Kuvvet
$F_G$	N	Alt Eksenel Kuvvet
$F_{cbp}$	N	Silindir Geri Basınç Kuvveti
$F_{cv}$	N	Kontrol Hacmi Basınç Kuvveti
$F_{f,min}$	N	Minimum Yay Kuvveti
$F_r$	N	Net kuvvet
$F_{rp}$	N	Yüksek (Rail) Basınç Kuvveti
$F_s$	N	Yay Kuvveti
i	, mA	Çevrim oranı, Akım
$\dot{m}$	$\text{g/s}$	Kütleli Debi
n	$\text{dev/dak, 1/devir}$	Devir Sayısı
$P_A$	bar	Sistem Basıncı
$P_{back}$	bar	Silindir Basıncı
$P_{cv}$	bar	Kontrol Hacmi Basıncı
$P_{cv, min}$	bar	Minimum Kontrol Hacmi Basıncı
$P_{\dot{o}}$	bar	Meme iğnesi açma basıncı
$P_{rail}$	bar	Rail Basıncı
P	$\text{kW / bar}$	Güç / Basınç
Q	$\text{mm}^3/\text{strok, mm}^3/\text{s}$	Püskürtme Miktarı, Hacimsel Debi
T	$\mu\text{s}$	Zaman
$t_{diff}$	$\mu\text{s}$	İki püskürtme arası zaman
U	$\text{m/s, V}$	Hız, Gerilim
V	$\text{mm}^3$	Hacim
$v_s$	$\mu\text{m}$	Valf stroku
z		Silindir sayısı
$\Delta P$	bar	Basınç Farkı
$\Delta P_k$	bar	Basınç Kaybı
$\Lambda$	m	Dalga Boyu
$\mu$	$\text{kg/ms}$	Dinamik Viskozite
v	$\text{m}^2/\text{s}$	Kinematik Viskozite
$\rho$	$\text{kg/ m}^3$	Yoğunluk

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
CFD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (Computational Fluid Dynamics)
CP	Common rail pompası (Common Rail Pump)
CR	Common rail
CRI	Common rail enjektörü (Common Rail Injector)
DHV	Basınç tutma valfi (Druck Halte Ventil)
ECU	Elektronik kontrol ünitesi (Electronical Control Unit)
EM	Emisyon test noktası
ET	Tetikleme süresi (Energizing Time)
FL	Tam yük test noktası
HDA	Hidrolik basınç arttırıcı (Hydraulisches Druck Anstiegsverfahren)
HE	Haupt Einspritzung
IQA	Püskürtme miktarı düzeltme fonksiyonu (Injection Quantity Adjustment)
IVA	Püskürtme gerilimi düzeltme fonksiyonu
IP	Rölanti test noktası (Idle Point)
IQA	Enjeksiyon Miktarı Ayarı (Injection Quantity Adjustment)
IVA	Injection Voltage Adjustmenteinspritzung
MI	Ana püskürtme (Main Injection)
MW	Ortalama Değer (Mittelwert)
NE	Nach Einspritzung
OD	Ortalama değer
PDM	Piezo Meme Modülü (Piezo Düsen Module)
PI	Ön püskürtme (Pre Injection)
POI	Arka püskürtme (Post Injection)
PWC	Basınç dalgalanması düzeltme fonksiyonu (Pressure Wave Correction)
$Q_{PI}$	Ön püskürtme noktasındaki püskürtme miktarı
$Q_{MI}$	Ana püskürtme noktasındaki püskürtme miktarı
SEM	Taramalı elektron mikroskobu (Scanning Electron Microscope)
VE	Ön püskürtme (Voreinspritzung)
WLI	Beyaz ışık interferometresi (Weisslichtinterferometer)

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 2.1 700 µs'lik örnek bir tetikleme süresinde voltajın ve akımın zamana bağlı davranışı .....	6
Şekil 3.1 Common Rail Enjeksiyon bileşenleri .....	10
Şekil 3.2 Common rail sistemin 4 silindirli motor üzerinde gösterimi.....	12
Şekil 3.3 Common Rail Devre elemanları .....	13
Şekil 3.4 Konvansiyonel Sistem Püskürtme Süreci ile Common Rail Püskürtme Süreci kıyaslaması.....	14
Şekil 3.5 Common Rail sistemindeki yüksek basınç tutucu hat (Rail).....	15
Şekil 3.6 Common Rail sistemi .....	15
Şekil 3.7 Alçak Basınç Devresi .....	16
Şekil 3.8 Besleme Pompası Kesiti ve Yapısı.....	17
Şekil 3.9 Yüksek Basınç Devresi.....	18
Şekil 3.10 Yüksek Basınç Pompası Elemanları.....	19
Şekil 3.11 Yüksek Basınç Pompasının Çalışma Prensibi .....	20
Şekil 3.12 Yakıt Basıncı Ayar Valfi .....	21
Şekil 3.13 Rail ve üzerindeki ekipmanlar .....	22
Şekil 3.14 Piezo enjektörünün ve elemanlarının isimleriyle birlikte kesit resmi .....	25
Şekil 3.15 Aktör organı ve kesit resmi.....	26
Şekil 3.16 Enjektörün meme kısmını oluşturan elemanlar ve konumlanması.....	27
Şekil 3.17 Püskürtme deliği geometrisi .....	28
Şekil 3.18 Püskürtme deliği meme iç kısmının HE işlemi ile yuvarlatılması .....	28
Şekil 3.19 Piezo enjektör püskürtme öncesi, esnasında ve sonrasındaki elemanlarının konumu.....	29
Şekil 3.20 Enjektör elemanlarının kapalı durumdaki konumu .....	30
Şekil 3.21 Enjeksiyonun başlangıç durumunun gösterimi (Manck, 2011).....	31
Şekil 3.22 Enjeksiyon bitiminin gösterimi .....	31
Şekil 3.23 Valf grubu elemanları ve kuvvet bileşenleri.....	32
Şekil 3.24 Kapalı iğne üzerindeki bileşke kuvvetler .....	33
Şekil 3.25 Kontrol hacmi hesabı için iğnenin serbest cisim diyagramı.....	35
Şekil 3.26 Kontrol hacmi basıncının rail basıncı olan ilişkisi .....	37
Şekil 3.27 Piezo enjektör meme iğnesi yer değişimine göre simülasyon sonuçları .....	37
Şekil 3.28 Common Rail Ölçüm Cihazı .....	39
Şekil 3.29 Düşük basınç döngüsü elemanları .....	39

Şekil 3.30 Yüksek basınç döngüsü elemanları .....	40
Şekil 3.31 HDA Ekipmanları.....	41
Şekil 3.32 HDA ile ölçüm prensibi.....	43
Şekil 3.33 Ön püskürtmeli ve püskürtmesiz ana püskürtmenin yanma basıncına etkileri .....	47
Şekil 3.34 Rail basıncı ve Ön püskürtme, ana püskürtme ve arka püskürtmede kullanılan meme açma basıncı .....	48
Şekil 3.35 Çeşitli çoklu püskürtme tipleri .....	48
Şekil 3.36 Çoklu püskürtmeli akış oranında ideal püskürtme formları .....	49
Şekil 3.37 Enjektör Metrikleri .....	50
Şekil 3.38 HDA ile analiz edilen ve Sequence Master ile elde edilen örnek grafikler...	51
Şekil 3.39 CFD simülasyonu ve gerçek akış ile bir kütle üzerine gelen akışın kütle arkasında izlenimi .....	54
Şekil 4.1 1131 bar giriş basıncında oluşan püskürtme karakteristiği .....	56
Şekil 4.2 1173 bar giriş basıncında oluşan püskürtme karakteristiği .....	57
Şekil 4.3 Meme yayı uzunluklarının teknik resim üzerinde gösterimi .....	58
Şekil 4.4 Püskürtme debisinin aktör etki süresine göre değişimi (2000 bar).....	59
Şekil 4.5 Püskürtme debisinin aktör etki süresine göre değişimi (1200 bar).....	60
Şekil 4.6 Püskürtme debisinin aktör etki süresine göre değişimi (800 bar).....	60
Şekil 4.7 Püskürtme debisinin aktör etki süresine göre değişimi (300 bar).....	61
Şekil 4.8 Enjeksiyon karakteristikleri.....	62
Şekil 4.9 Farklı aktör etki sürelerinin yay uzunluklarına göre debi değişimi.....	62
Şekil 4.10 155 µs aktör etki süresinde yay uzunluklarına göre basınç-debi değişimi ....	63
Şekil 4.11 300 µs aktör etki süresinde yay uzunluklarına göre basınç-debi değişimi ....	63
Şekil 4.12 1000 µs aktör etki süresinde yay uzunluklarına göre basınç-debi değişimi ..	64
Şekil 4.13 2000 bar ve 790µs etki süresinde enjektör açılma ve kapanma karakteristiği .....	65
Şekil 4.14 2000 bar ve 790 µs etki süresinde enjektör açılma süresi .....	66
Şekil 4.15 2000 bar ve 790 µs etki süresinde enjektör kapanma süresi.....	67
Şekil 4.16 300 bar ve 570 µs etki süresinde enjektör açılma ve kapanma karakteristiği	68
Şekil 4.17 300 bar ve 570 µs etki süresinde enjektör açılma süresi .....	69
Şekil 4.18 300 bar ve 570 µs etki süresinde enjektör kapanma süresi.....	70

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

<b>Çizelge 3.1</b> Püskürtme basıncı ve zamanlamasının farklı emisyon tipleri üzerindeki etkisi .....	46
<b>Çizelge 3.2</b> Akış oranı değişimlerinin motor gücü, yakıt tüketimi ve emisyon üzerindeki etkileri .....	49
<b>Çizelge 4.1</b> Farklı basınç girişlerine göre elde edilen püskürtme karakteristikleri.....	58
<b>Çizelge 4.2</b> Meme Yay Uzunlukları .....	59

## 1. GİRİŞ

Günümüzde yüksek verim, enerji verimliliği, CO2 salınımlarının azaltılması ve çevreye duyarlılık mühendislik tasarımlarında, rekabetçi bir dünyada en önemli kriterler arasında yer almaktadır. Bu alanlarda yoğun rekabetin yaşandığı ana sanayi kollarından biri de otomotiv sektörüdür. Özellikle enerji kaynaklarının azalması, yakıt maliyetlerindeki artış ve sera etkisi otomotiv üreticilerini daha verimli, düşük yakıt tüketime sahip motorların üretimi konusunda çalışmaya yöneltmiştir. Otomotiv üreticileri tarafından, silindir sayısında azaltmaya gidilmesi (down sizing), hem içten yanmalı motorlara hem de batarya sistemlerine haiz hibrit tahrik sistemleri, tümüyle elektrikle tahrik edilen güç sistemleri, daha küçük silindir hacimli içten yanmalı motorlardan daha yüksek güç elde edilmesi gibi pek çok alanda çalışmalar yapılmakta ve uygulamaya geçilmektedir. Uluslararası ve ülkeler nezdinde alınan kararlar çevreye ve insan sağlığına zararlı ve sera etkisine neden olan emisyonları çeşitli normlarla sınırlamaktadır. Bu amaçla üretilen içten yanmalı motorların gerek konstrüktif yapıları, yakıt yönetim sistemleri ve yakıt püskürtme sistemleri sürekli geliştirilmektedir.

Yüksek verim, düşük yakıt tüketimi ve emisyon değerlerine sahip araçlar büyük bir rekabetin yaşandığı pazar da son kullanıcı tarafından önemli bir satın alma kriteri olarak öne çıkmakta ve ticari açıdan otomotiv üreticilerine avantaj sağlamaktadır. “Common Rail” sistemine ait piezo dizel enjektörleri ve yakıt püskürtme sistemleri de bu amaçla geliştirilmiş sistemlerdir. Piezo dizel enjektörlerinin püskürtme karakteristikleri ve performansı doğrudan yakıt tüketimi ve emisyonlar üzerinde etki etmektedir.

Bu çalışmadan önce CRI3.x tipi enjektörlerin püskürtme miktarlarını etki edici faktörler araştırılmıştır. Bu etkenlerden bir tanesi meme modülünde yer alan ve enjektör iğnesinin hareketini düzenleyen yayın boyu olduğu görülmüştür. Yay boyundaki değişikliklerin CRI3 enjektör tipinde %18 e kadar farklı püskürtme miktarına neden olacağı görülmüştür.

Elde edilen hidrolik test sonuçlarını fiziksel olarak değerlendirebilmek, analiz ve yorum yapabilmek için Test şartlarındaki akış dinamiği CFD (Computational Fluid Dynamics) adlı simülasyon programı ile incelenmiştir. CFD programı ile farklı boylardaki yay sahip örneklerin bölgesel basınç, hız, debi ve eksenel akış kuvvetleri değerlendirilmiştir. CFD

programı ile akışın yukarıda belirtilen parametrelerindeki davranışı incelenmiş ve mekanik davranışa, hidrolik çıktılara neden olabilecek olası etkileri yorumlanmıştır.

Meme yay boyu azaltılıyor olması meme oturma yüzeyindeki birim alana düşen kuvvetin artıyor olması anlamına gelmektedir. Küçük yay boyuna sahip bir meme iğnesinin oturma yüzeyinde daha yüksek oranlarda aşınma ve hasar mekanizmaları beklenilmektedir. Bu öngörü ile farklı yay boyuna sahip enjektörlerin püskürtme testleri incelenilmiştir ve aşınma açma basınçları karşılaştırılmıştır.

Bu çalışma ile yıllık üretilen parça oranı olarak % 1,5 hatalı parçanın kazanımı ön görülmüştür. Toplam 120.000 €'luk bir iyileştirme hedeflenilmektedir.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Dizel motorların kullanımı yaygınlaştıktan sonra motor verimini artırmak ve çevreye olan zararlı etkilerini azaltmak maksadıyla çalışmalar yürütülmektedir. Bu tez çalışması kapsamında da bu amaçlar gözetilmiş olup yapılan literatür çalışmalarından dizel sistemlerinin gelişim süreci ve güncel çalışmaları gözlemleme imkanı olmuştur.

Kato T, Tsujimara K, Shintani M, Minami T, Yamaguchi L. (1989), yüksek basınç altında püskürtülen dizel yakıtının yanma iyileştirmesi ve sprey karakteristiklerine olan etkisi incelenmiştir. Yaptıkları bu çalışmada atık partikül oluşturmaksızın NOx gazlarında azalma görülmüştür.

1997 yılında 'Common-Rail' sistemi Fiat'ın yan kuruluşu Elasis ile yapılan işbirliği sonucu geliştirilmiştir. Bosch Common Rail Sistemini, binek otomobillerine yönelik dünyada bir ilk olmak üzere 1997 yılında piyasaya çıkardı. 1999 yılında 1600 bar basınç püskürtebilen Common Rail Piezo enjektörleri piyasaya sürülürken, 2004 yılında 1800 bar, 2007 yılında 2000 bar, 2011 yılında 2200 bar, 2012 yılında 2500 bar püskürtebilen yeni nesil Common Rail piezo enjektörlerinin üretimine başlanılmıştır.

F. Chmela, P. Jager, P. Herzog, F. Wirbeleit (1999), emisyonun direkt püskürtmeli dizel motorlarda püskürtme debisi formu ile iyileştirilebileceğini ispat etmiştir.

Jinwook Lee ve Kyoungdoug Min (2005) püskürtme derinliğinin penetrasyonunun piezo enjektörlerde selenoid tetikleme yapan enjektörlere göre daha uzun olduğunu tespit etmişlerdir. Ek olarak enjektör iğnesinin hızlı tepki vermesi sonucunda piezo tetikleme yapılan enjektörlerin daha yüksek yakıt enjeksiyon debi değerine sahip olduklarını göstermişlerdir. İndüklenen akım değiştirilerek yakıt enjeksiyon değeri eğrisi kontrol edilebilmektedir.

G.Renner ve ark. (1998), 4 valfli bir Daimler-Benz motoru kullanarak hem piezo hem de Solenoid enjektörlerin emisyon oranlarını tespit etmişlerdir. Common Rail piezo enjektörleri



solenoid enjektörlere oranla daha yüksek basınç ile püskürtme sebebi ile is emisyonlarını 70 % azaltmaktadırlar.

G. Gunnar, R.Kasper (2001), Common Rail piezo enjektörlerinin 2 ila 15  $\mu$ F kapasiteye sahip piezoelektrik aktörleri için bir güç yükseltici sistemi tasarlamışlardır ve voltaj ve akım beslemeli piezoelektrik seramikleri incelenmiştir.

J. Stegemann, J. Seebode, J. Baltes, C. Baumgarten ve G.P. Merker (2002) yaptıkları çalışmada silindir içerisine püskürtülecek yakıtın püskürtme açısı iğne açılma hızına bağlı olduğunu göstermişlerdir.

BOSCH Diesel Motor Management (2002), püskürtme debisinin, püskürtme başlangıç zamanının, toplam püskürtme süresinin ve yanma başlangıç zamanının motorda oluşabilecek NOx, HC, is ve partikül emisyonları, yanma gürültüsü, motor verimi ve gücü üzerindeki etkilerini incelemiş ve Common Rail sistemini kullanan dizel motorlardaki optimum püskürtme debi formu hakkında incelemeler yapılmıştır.

G. M. Bianchi, S. Falfari, P. Pelloni (2002), püskürtme debisi profilini yönetebilecek, motor performansını ve emisyon seviyelerini kontrol edebilecek network bazlı nümerik bir araç geliştirilmiştir. Bu model ile enjektörün elektriksel-akış-mekanik davranışı iğne deliklerindeki kavitasyon dahil edilerek öngörülmektedir.

Aditya Mulemane (2004), AMESim kullanılarak meme iğnesi yer değişimi kontrolü temel alınarak dizel enjektör modellemesi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen modellemenin simülasyon sonuçları ile gerçekleştirilen deneysel ölçümlerde modellemenin doğruluğu teyit edilmiştir.

BOSCH Diesel Fuel Injection System Common Rail (2005), kaynağında piezo enjektörü komponentleri, çalışma prensibi, püskürtme davranışı ve püskürtme düzelter fonksiyonlarına yer verilmiştir. Piezoelektrik seramiğinin gerilim ile fonksiyonuna yer verilmiştir.

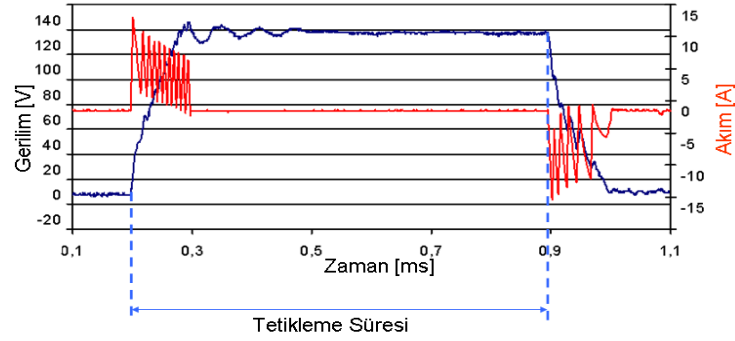
Piezo enjektörlerinin solenoid enjektörleri ile karşılaştırıldığında maksimum püskürtme miktarlarına çok daha kısa sürelerde ulaştığını çok daha hızlı tepki gösterdiğini ve yanma atomizasyonunun çok daha iyi olduğunu H. Suh ve ark. (2006) tespit etmişlerdir.

Piezo enjektörler, tasarım konseptine bağlı olarak yakıt tüketimini 3 % azaltıcı, kirletici emisyon oranlarını 20 % azaltıcı, motor gücünü 5 % arttırıcı ve motor gürültüsünü 3 dB 'e kadar indiren bir potansiyel sunuyor (<http://www.volkswagen.com>, 2009).

Solenoid tipi enjektörler mıknatısın çekme kuvveti ile çalışırken, piezo tipi enjektörler elektrik seramiklerinin itme kuvvetleri ile çalışmaktadır. Piezo elektrik seramiği ters piezo elektrikli etki mantığıyla çalışmaktadır. Piezo çubuk yaklaşık 0,03 mm 'ye kadar 148 Voltta genleşir (karşılaştırmalı olarak: 0,06mm'lik bir yarıçapla bir saç) (<http://www.otobil.net/blog/genel/common-rail/#more-4376>, 2010). Aynı zamanda piezo elektrik seramiğinin düz piezo elektrikli etki özelliği bir sensör olarak kullanılabilir. Piezo elektrik seramiğine gelen karşı kuvvet algılanıp elektrik (gerilim) olarak verilmektedir. Ve elde edilen gerilimin titreşim frekansından, aktör organına karşı yük veren sistemin eksenel ve rijit çalışıp çalışmadığı kontrol edilir.

Oki, M ve ark. (2006), DENSO piezo enjektörlerini test ederek elektrikleme ve püskürtme başlangıcı arasındaki süreyi 100  $\mu$ s'ye indirmeyi başarmışlardır. Toplam tetikleme süresi ECU'ye zarar vermemek amacıyla yaklaşık 2000  $\mu$ s olarak belirlenmiştir. Aplikasyonda tüm basınç bölgelerinde bu kadar yüksek bir tetikleme süresi kullanılmamaktadır. Soğuk koşullarda yakıtın yoğunluk ve viskozite değerlerinin değişmesi, metalin geometrisinin ve piezo elektrik yapının hem elektriksel hem de yapısal değişmesi nedeniyle püskürtme başlangıcı için yüksek tetikleme sürelerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Tetikleme süresi Şekil 2.1'de gösterilmiştir.



**Şekil 2.1** 700  $\mu$ s'lik örnek bir tetikleme süresinde voltajın ve akımın zamana bağlı davranışı

Mulemane A, (2004) gösteren meme boyutları ve üzerinde oluşan kuvvetlerin dizel yakıt enjektör püskürtmesi üzerine olan etkileri deneysel ve dinamik modelleme analizi ile sonuçlar elde etmiştir.

S. Paul Wenzel (2006), is, partikül ve NOx emisyonlarını azaltabilecek ideal bir motor içi ısıl hareket için model parametreler geliştirmiştir. Bu parametreler püskürtme debi formları ve zamanlamaları ile oluşturulmuştur.

H. Suh, S. Park, C. Lee (2007), Common Rail piezo ve solenoid enjektör sistemlerinin atomizasyon karakteristiklerini karşılaştırmıştır. Piezo enjektörlerinin solenoid enjektörlere göre daha kısa zamanlarda daha yüksek debiler püskürtebildiğini tespit etmiştir. Piezo enjektörlerinin atomizasyon performansının hızlı tepki verme süreleri ve yüksek püskürtme debileri nedeni ile solenoid enjektörlere kıyasla çok iyi olduğunu tespit etmişlerdir.

Marco Coppo (2006), meme iğnesi yer değişiminin optik sensör vasıtasıyla ölçerek meme iğnesi üzerindeki kuvvetlerin etkilerini ve püskürtmeye olan etkilerini ortaya koyan bir yaklaşım sergilemiştir.

N.Chug, B. Oh, N. Sunwoo (2008), lineer olmayan matematik modelleriyle solenoid ve piezo çalışan Common Rail enjektörlerinin kontrol uygulamalarını geliştirmişlerdir. Bu modeller baz alınarak enjeksiyon karakteristiklerinin en önemlisi olan püskürtme debisinin ve zamanlamasının öngörüsünü bir sliding-mode gözlemcisi ile yapılabilmektedir.

J. Kerekyarto (2009), püskürtme debisinin, püskürtme başlangıç zamanının, toplam püskürtme süresinin ve yanma başlangıç zamanının motorda oluşabilecek NO<sub>x</sub>, HC, is ve partikel emisyonları, yanma gürültüsü, motor verimi ve gücü üzerindeki etkilerini incelemiş ve Common Rail sistemini kullanan dizel motorlardaki optimum püskürtme debi formunu belirlemiştir.

Park SW, Reitz RD. (2009), enjeksiyon oranı ile sprej karakteristiklerinin olası değişim sebeplerini ve yatık atomizasyonu üzerine etkisini dolayısı ile yanma ve emisyon değerlerinin nasıl etkilendiğini açıklamışlardır.

B.Manck (DS-PC/EIS3) (2011), CRI3-20 enjektörlerindeki valf piminin açılma, kapanma ve kaviteasyon davranışlarını 2D olarak analitik modelini gerçekleştirmiştir. Tezinde ISO 4113 test yağının viskozitesinin ve yoğunluğunun basınç ve sıcaklık altındaki değişimine, valf piminin konumuna göre laminer, türbülanslı ve mikro akışın davranışına ve kaviteasyonu tetikleyen parametrelere yer vermiştir.

Guanjun Yu, Liguang Li (2013), rail basıncı ve tetikleme süresinin püskürtme üzerine olan etkilerini deneysel olarak incelemiştir.

V. Kumar Gupta, Z. Zhang, Z. Sun (2011), Common Rail püskürtme sistemlerindeki basınç kontrolü için AMESIM simülasyon programında modelleme ve kontrol yazılımları gerçekleştirmişlerdir.

BOSCH Diesel Einspritztechnik (2001), dizel yakıtının bileşenleri, içerdiği katkı maddeleri, setan sayısı ve yanma özellikleri ile birlikte soğukta davranış, yanabilme özellikleri, viskoz özellikleri ve kimyasal özellikleri hakkında incelemeler sunulmuştur.

Sungwook Park (2013), common rail sistemde biodizel kullanarak püskürtme gecikmeleri ve zamanlamaları üzerinde etkili olan parametreleri incelemiştir.

Taşkıran Özgür Oğuz (2013), meme deliği ve meme boyutlarının püskürtme uzunluğu ve sprej bölgesi üzerindeki etkilerini incelemiştir.

Xinglan Xia (2013), yüksek basınçlı yakıt sistemlerinin motor performansı açısından incelenmiş olup gerekli kontrol algoritmaları geliştirilmiştir.

A.B. Goldstein, G. I.; Newbury (1981), TAE (Technische Akademie Esslingen, 2011), SEM cihazının ölçüm özelliği ve çalışma prensipleri ile çalışma sınırlarına dair yönergeler bildirilmiştir.

### **3. MATERYAL VE YÖNTEM**

#### **3.1 Common Rail Sistem Fonksiyonu**

Bu kısımda tezin konu edinildiği probleme bir anlayış geliştirmek için hazırlanmıştır. İlk olarak enjektörlerin dahil olduğu Common Rail sisteminin bütünü incelenip, bu sistem içerisindeki sistem elemanları görevleri anlatılmıştır. Bu bilgi aktarımının takibinde piezo enjektörün genel çalışma prensibi ve kısımları ile bu kısımları oluşturan elemanları detaylı olarak incelenmiştir.

##### **3.1.1 Common Rail Sistemi**

Common Rail Modüler, elektronik kontrollü dizel yakıt püskürtme sistemidir. Common Rail püskürtme sistemi dizel motorlar için yüksek verim, motor güvenilirliği, düşük emisyon ve gürültü değerleri elde etmek amacıyla optimum yakıt püskürtme oranı ve zamanlamasını sağlamak amacıyla geliştirilmiştir. Common Rail püskürtme sistemi ile yakıt pompasından, yüksek basınçla her bir silindirde görev yapan enjektörlere ayrı basınç hattı ile yakıt sağlanması, pompa ve silindir konumuna göre enjektörler arası mesafenin farkından dolayı doğan basınç farklılık ve dalgalanmalarının önüne geçilmiştir. Yakıt pompadan sonra Rail adı verilen yüksek basınç haznesinde basınç tutularak çok yüksek basınçta püskürtme hasas ve değerlerine hassas zamanlama değerleri ile ulaşılabilmekte aynı zamanda basınçtaki dalgalanmaların önüne geçilmektedir.

Common Rail sisteminde püskürtme basıncı üretimi ve yönetimi motor devrinden bağımsız olarak geniş bir değer aralığında yönetilebilir. Enjeksiyon başlangıcı, miktarı bağımsız olarak seçilebilir. Bu karakteristiklere yüksek basınç akümülatörü (Rail) kullanılarak ve enjektörün elektronik olarak manyetik valfler veya piezo elektriksel modülleri ile kontrol edilerek ulaşılmaktadır.

1990 lı yıllarda Common Rail püskürtme sistemleri elektronik kontrol üniteleri (ECU) ile donatılmaya başlanmıştır. FIAT Otomotiv Firması, Magneti-Marelli Firması ile birlikte bu

konsepti geliştirmek için çalışmaya başlamış fakat ekonomik nedenlerle fikri mülkiyeti Bosch Firmasına satmıştır. Bosch Firması uygulamayı daha da geliştirerek 1997 yılında ilk defa Alfa-Romeo 156 modelinde uygulamıştır. Common Rail Enjeksiyon bileşenleri Şekil 3.1' de verilmiştir.



**Şekil 3.1** Common Rail Enjeksiyon bileşenleri

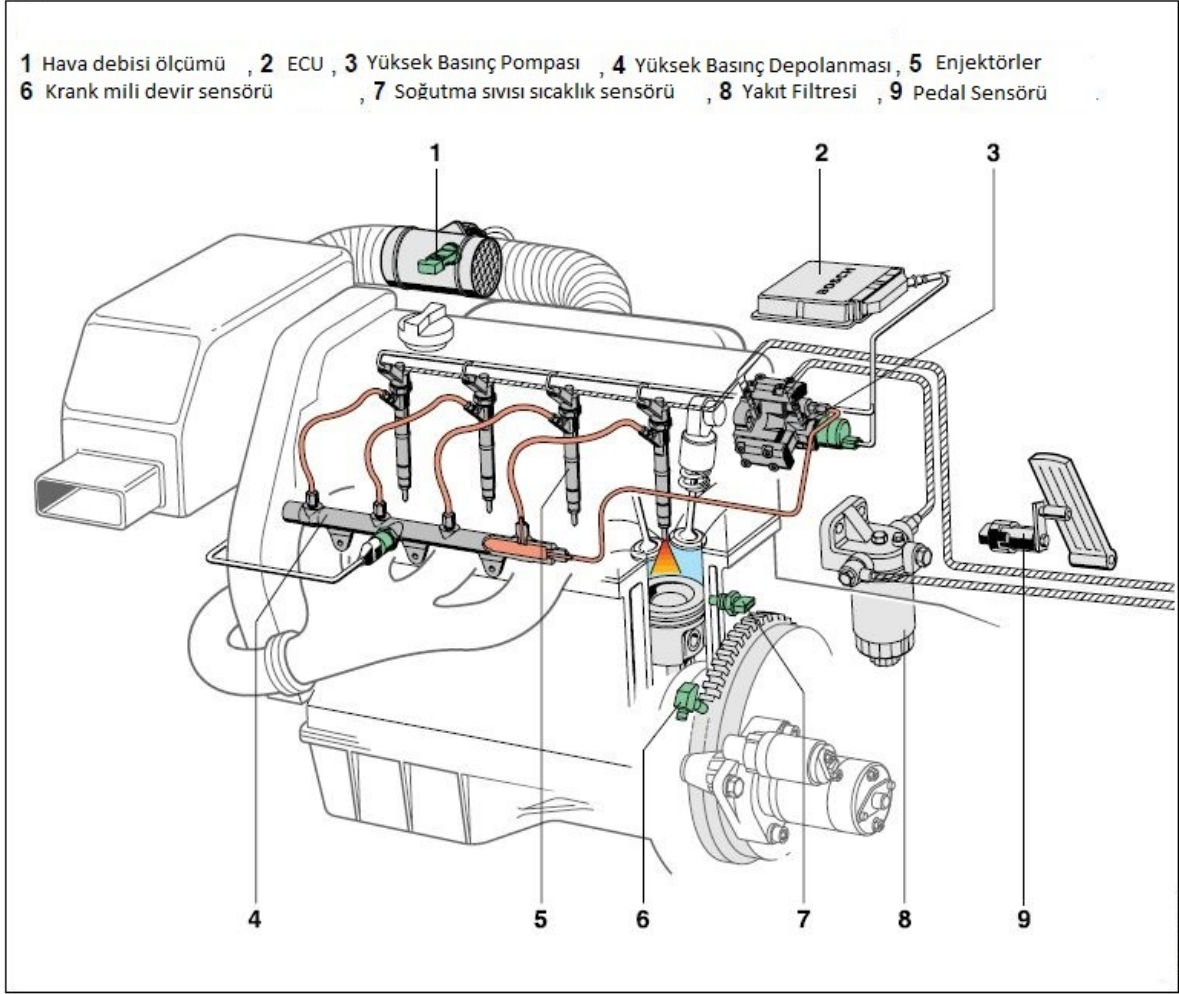
Common Rail sistemlerde gereksinim duyulan basınç rail de stoklanmaktadır. İhtiyaç duyulan bu basınç motor devrinden bağımsız olduğundan püskürtme miktarı motor devrinden direkt olarak etkilenmez. Eski sistemlerle kıyaslandığında püskürtme işlemi gerçekleştiğinde yakıtın dolması için tekrar basınçlandırma gerekirken common rail sistemlerde, rail hattında yüksek basınç yakıt püskürtmesi için hazır tutulur. Püskürtme miktarı motor karakteristiklerine göre belirlenen kriterlere göre sürücü isteklerine göre ayarlanabilmektedir. Püskürtmenin zamanı ise motor yanma haritaları oluşturulup bu verilere göre kontrol nitesi tarafından gerekli komutlar verilerek elde edilir. Common rail sistemin bir diğer avantajı ise motor ile ilgili veriler krank mili devri, kam mili devri ve açısı, sürücü talepleri (pedal sensörü), rail hattı basıncı gibi verileri anlık olarak işleyip uygun püskürtme koşullarını oluşturabilmesidir.

Basınç oluşumunun ve püskürtmenin ayrılmasına ilişkin tek şart, bir dağıtıcı boru (rail) ve enjektörlere giden borulardan oluşan, Yüksek Basınç Tutucusu'dur. Sistemin çekirdek parçası, manyetik supap kumandalı enjektördür. Püskürtme olayı, beyinden manyetik supaba giden bir sinyal ile başlatılır. Bu arada püskürtülen miktar, hem manyetik supabın açılma süresine hem de sistem basıncına bağlıdır. Sistem basıncını, yüksek basınçlı, pistonlu pompa oluşturmaktadır. Adı geçen pompa, düşük tahrik dönme momentleri ile çalışır, bu da pompa tahrikinin yükünü azaltmış olur.

Basınç oluşumu için, binek otomobillerde dağıtıcı tipi pompalar; ticari araçlarda ise sıra tipi pompalar öngörülmüştür. Common-Rail sistemlerinde, beyin, sensörler ve çoğu sistem fonksiyonları, başkalarında bulunan pompa-meme-birimi ve pompa-boru-meme gibi zamana bağlı tek pompa sistemleri ile eşittir. Common Rail tekniği ile varılan gelişmeler duyulabilmekte ve ölçülebilmektedir. Ön püskürtme sayesinde bu direkt püskürtücü, ön yanma odalı motorun düşük gürültü seviyesi ile çalışırken aynı zamanda en katı egzoz gazı kurallarına da uymaktadır.

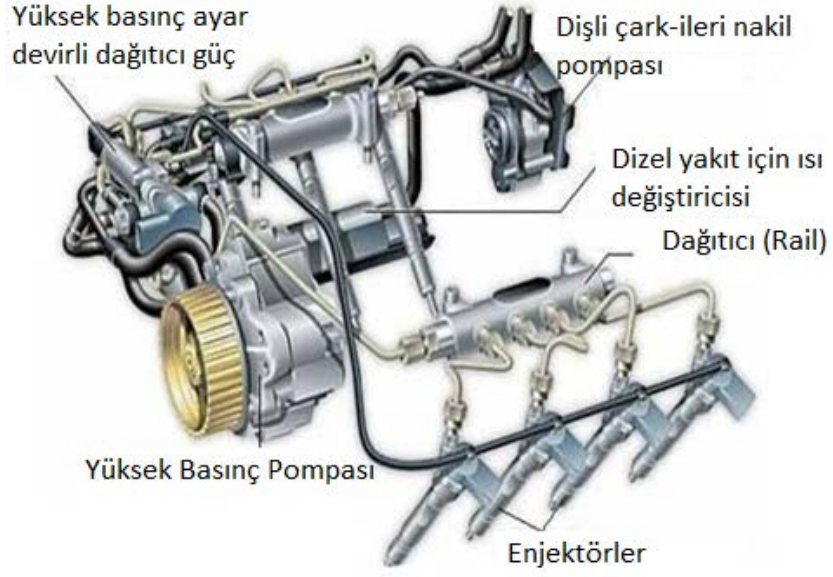
Dağıtıcı püskürtme sistemi ve pompasının yapısı tanıtıldıktan sonra şimdi de Common-Rail sisteminin başlıca elemanları tanıtılacaktır. Şekil 3.2' de genel şematiği görüleceği üzere önce yakıt depodan pompalanır ve filtre vasıtası ile dağıtıcı püskürtme sistemine benzer bir şekilde yüksek basınçlı besleme bölümüne iletilir. Basınç üretilmesi ve yakıt püskürtme işlemleri, dağıtıcı püskürtme sistemlerinden farklı olarak, Common-Rail sisteminde birbirlerinden ayrılmışlardır.





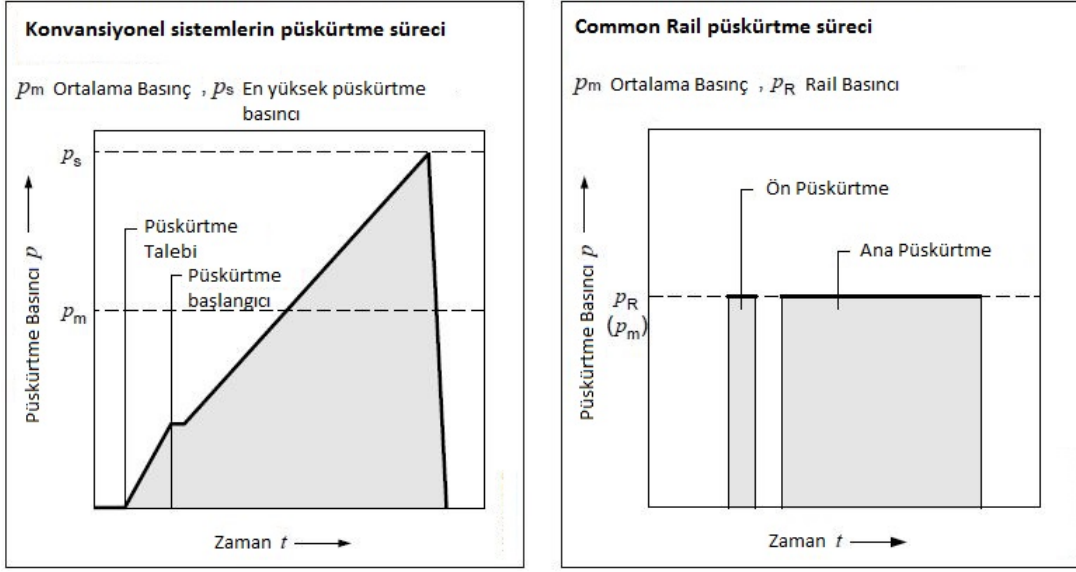
**Şekil 3.2** Common rail sistemin 4 silindirli motor üzerinde gösterimi

Şekil 3.3' de gösterilen silindir gövdesinin iç V'sinde bulunan bir yüksek basınç pompası, sürekli olarak yüksek basınç üretir. Bu basınç, dağıtıcı bir eşik ve iki rail elemanı tarafından saklanır. Kısa püskürtme boruları üzerinden her iki silindir sırasının enjektörlerine iletilir. Püskürtme miktarı ve anı, motor kontrol ünitesindeki enjektörlerin, manyetik supapları tarafından düzenlenir. İhtiyaç fazlası yakıt, dizel yakıtının ısı eşanjöründe soğutulur ve geri dönüş kanalı üzerinden tekrar depoya gönderilir.



**Şekil 3.3** Common Rail Devre elemanları

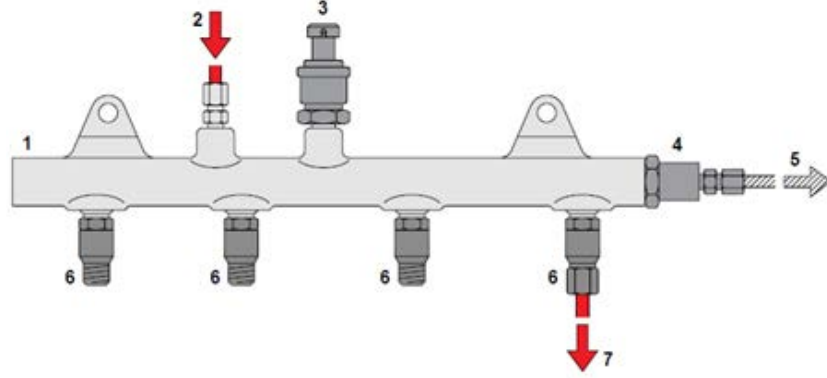
Aynı şekilde motora ihtiyaç duyulan havanın emiş değerleri ve yanma sonrası oluşan emisyonlar da dikkate alınabilmektedir. Diğer sistemlerden ayrılan bir diğer nokta ise bir çevrim dahilinde birden fazla sayıda ve püskürtme miktarında silindir içerisine yakıt gönderilebilmesini sağlamasıdır. Common rail sistemlerde püskürtme evreleri sağlanabildiğinden, motorda oluşabilecek yanma gürültüleri ile emisyon değerlerinde azalma gözlenir. Şekil 3.4' te yapılan kıyaslamada da görüleceği üzere konvansiyonel sistemlerde püskürtme tek evrede oluşup miktarda artış gözlemlenirken, common rail sistemlerde ön, ana ve arka püskürtme evreleri gibi aşamalarda püskürtme sağlayarak istenilen yanma koşulları optimum şekilde sağlanmış olur.



**Şekil 3.4** Konvansiyonel Sistem Püskürtme Süreci ile Common Rail Püskürtme Süreci kıyaslaması

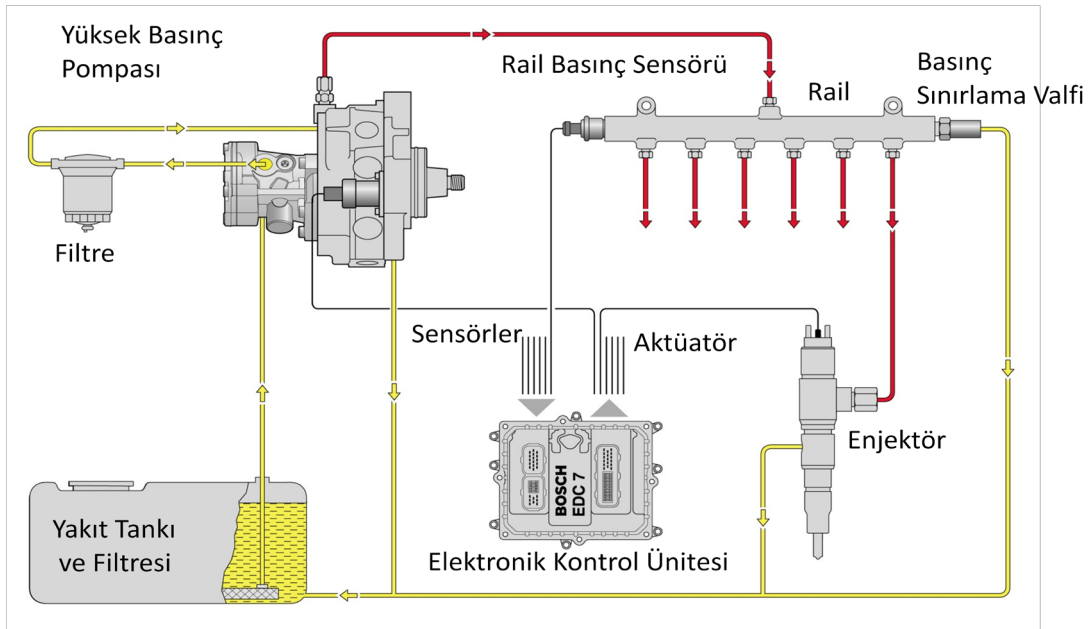
Common rail sistemin en önemli özelliği basınç oluşumu bağımsız oluşturup püskürtme üzerinde hakimiyet sağlayabilmesidir. Dizel yakıtın yanma karakteristikleri göz önüne alındığında yakıtın silindir içerisine en verimli şekilde aktarılması için yüksek ve sürekli basınçlara ihtiyaç duyulmaktadır. Böylece tüketim dostu verimli bir motor çalışma koşullar sağlanmış olur.

Sistemde bulunan Rail'in (Şekil 3.5) asli görevi püskürtme basıncını depolamaktır. Böylelikle pompadan kaynaklanan basınç dalgalanmalarını sönümleme imkanı doğmaktadır. Enjektörlerden silindir içerisine iletilen yakıt basıncının sürekli ve sabit olması için rail daima istenilen basınç değerinde tutulması gerekir. Bunu raile basınç sağlayan pompanın basınç gücünün istenilen basınç değerinden fazla kapasitede basma gücüne sahip olunması ile sağlanabilir. Rail hattındaki basınç yakıtın sıkıştırılabilirlik özelliklerinden faydalanılır.



**Şekil 3.5** Common Rail sistemindeki yüksek basınç tutucu hat (Rail) 1.Rail 2.Yüksek basınç girişi 3.Rail basınç sensörü 4.Fazla basınç tahliye valfi 5.Yakıt deposuna dönüş 6.Kısma valfi 7.Enjektörlere yakıt girişi

Gerekli olan tüm veriler rail basınç miktarı, püskürtme miktarı, püskürtme anı, püskürtme sayısı ve devir sayısı elektronik kontrol ünitesi (ECU) tarafından sisteme sensörler aracılığıyla bildirilmektedir. Şekil 3.6' da Common Rail sisteminin genel yapısı verilmiştir.



**Şekil 3.6** Common Rail sistemi

Common rail sistem ile püskürtme zamanlamasında görülen iyileştirmeler sonucu yanma prosesinde iyileştirmeler elde edilmiştir. Bu iyileştirmeler sonucu motorda oluşan vuruntu olayları ve dolayısıyla aşınma miktarlarında azalma görülüp yanma emisyonunda ve yakıt tüketiminde azalma elde edilmesi mümkün olmuştur.

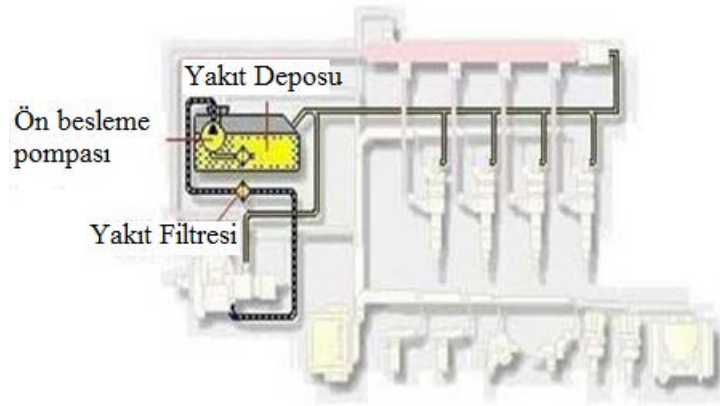
#### a) Yakıt Beslemesi

##### Alçak Basınç Devresi

Yakıt besleme sistemi, bir düşük basınç devresi ve bir de yüksek basınç devresi olmak üzere iki bölümden meydana gelir.

Düşük basınç devresi aşağıdakilerden oluşur (Şekil 3.7);

- Yakıt deposu
- Besleme pompası
- Yakıt filtresi

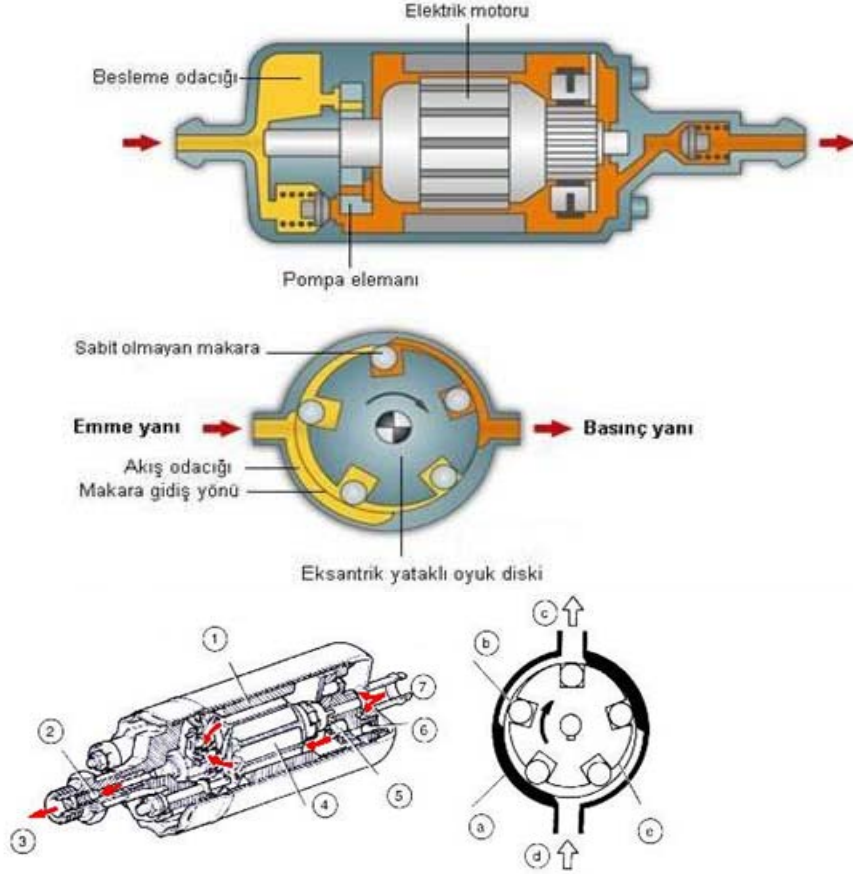


Şekil 3.7 Alçak Basınç Devresi

##### Besleme pompası ve çalışması

Elektrikli pompa, hacimsel silindri tiptedir; sürekli mıknatıslı bir motoru vardır (Şekil 3.8). Motor tarafından döndürülen çark, emme kanalından besleme kanalına doğru değişen hacimler oluşturur. Pompanın iki adet valfi vardır; bu valflerden biri pompa çalışmıyor iken yakıt devresinin boşaltılmasını önler, diğeri ise basıncın 5 bar değerini geçmesi halinde yakıtın sirkülasyonunu sağlayan fazla basınç valfidir.

Elektrik motoru, makaralı hücre pompası elemanını çalıştırarak emme tarafındaki odacığın yakıtla dolmasını sağlar. Pompa elemanında bir oyuk içindeki yatağa eksantrik olarak bir disk yerleştirilmiştir. Diskte sabit olmayan makaralar bulunur. Yakıt emme tarafında, odacığın tabanı ve makaralar arasına akar. Dönme hareketi ve yakıtın basıncı ile makaralar dönüş yönüne bastırılırlar. Bu şekilde yakıtın basma tarafındaki çıkışa ulaşması sağlanır.



**Şekil 3.8** Besleme Pompası Kesiti ve Yapısı 1.Mıknatıs 2.Tek yönlü Süpap 3.Çıkış 4. Armatür 5.Pompa 6. Boşaltma Süpabı 7.Giriş a.Muhafaza b.Silindir c.Çıkış d.Giriş e.Rotor

### Düşük basınç ayar valfi

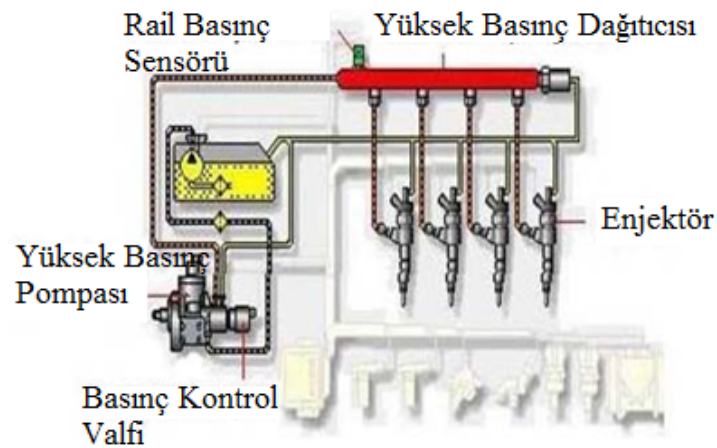
Bu valf, yakıt filtresi üzerinde yer alır ve üzerine kalibre bir yayın etki ettiği bir bilyeden oluşur. Bilye üzerine etki eden yakıt besleme basıncı, yay kuvvetini yendiği zaman, yakıtın bir kısmı geri dönüş borusu üzerinden yakıt deposuna gönderilir.

## b) Yüksek Basınç Devresi

Common-Rail sisteminin yapısına toplu bakışta bahsedildiği gibi yüksek basınç dolaşımının elemanları, yakıtın sıkıştırılmasını ve yanma işlemine iletilmesini sağlarlar. Sıkıştırma ve püskürtme işlemlerinin başlıca değerlerini açıklayalım. Yüksek basınç pompası, 1350 bar'lık azami basınç üreterek, sıkıştırılmış yakıtın yeterli bir miktarını dağıtıcı eşiğine, diğer bir deyimle rail basınç ayar ünitesine iletir. Yüksek basınç ayar devresinin dağıtıcı eşiği V motoru, yakıt beslemesinde merkezi bir işlev görür. Sıkıştırılmış yakıtı her iki rail'e dağıtır. Bunun dışında dağıtıcı eşiğinde basıncın kontrol ve ayarı işlevini gören değişik elemanlar bulunur. Bunlar basınç sensörü, yakıt basıncı ayar supabıdır. Yakıt, dağıtıcı eşiği üzerinden rail elemanlarına dağılır. Enjektörler bu rail elemanlarından kısa hatlar vasıtası ile yanma işlemi için gereken yakıtı alırlar.

Yüksek basınç devresi aşağıdakilerden oluşur (Şekil 3.9).

- Yüksek basınç pompası
- Basınç kontrol valfi
- Rail basınç sensörü
- Yüksek basınç dağıtıcısı (rail)
- Enjektör

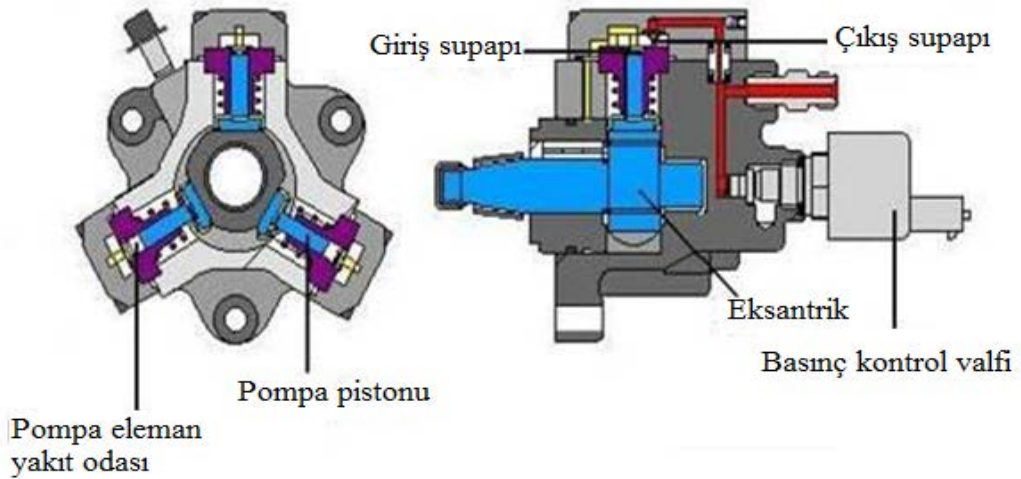


Şekil 3.9 Yüksek Basınç Devresi

## Yüksek Basınç Pompası

Yüksek basınç pompası, üç radyal pistonlu olan “radyal pistonlu” tipte bir pompadır. Toplam kapasitesi 0,657 cc’dir. Pompaya senkronizasyon gerektirmeyen triger kayışı tarafından kumanda edilir.

Pompa, uygunluk sebebi ile yani klasik sistemlere montajı motor ile senkronize edilmesi gerekmeden, motorun dönme hızının yarısına eşit bir hızda döner. Yüksek basınç pompası, alçak basınç ve yüksek basınç beslemesi arasındaki bağlantıyı sağlar. Bu esnada yakıt üç pompa elemanı tarafından sıkıştırılır. Pompa elemanlarının arasında eksantrik ve eksantrik mili bulunur. Eksantriğin hareketi 120° aralıklı yerleştirilen pistonların aşağı-yukarı hareketine yol açar. Pompa, uygun kanallar üzerinden, içeride dolaşan aynı dizel yakıt ile yağlanır ve soğutulur. Pompa, uygun şekilde soğutmanın sağlanması için, düşük basınçta en az 0,5 bar ile ve besleme debisinden en az 0,5 l/dk. daha fazla bir debi ile beslenmelidir. Basınç ayar valfi tarafından çekilen yakıt ile pompanın soğutulması ve yağlanması için kullanılan yakıt, atmosfer basıncındaki depoya gönderilir. Şekil 3.10’da Yüksek basınç pompası elemanları gösterilmiştir.

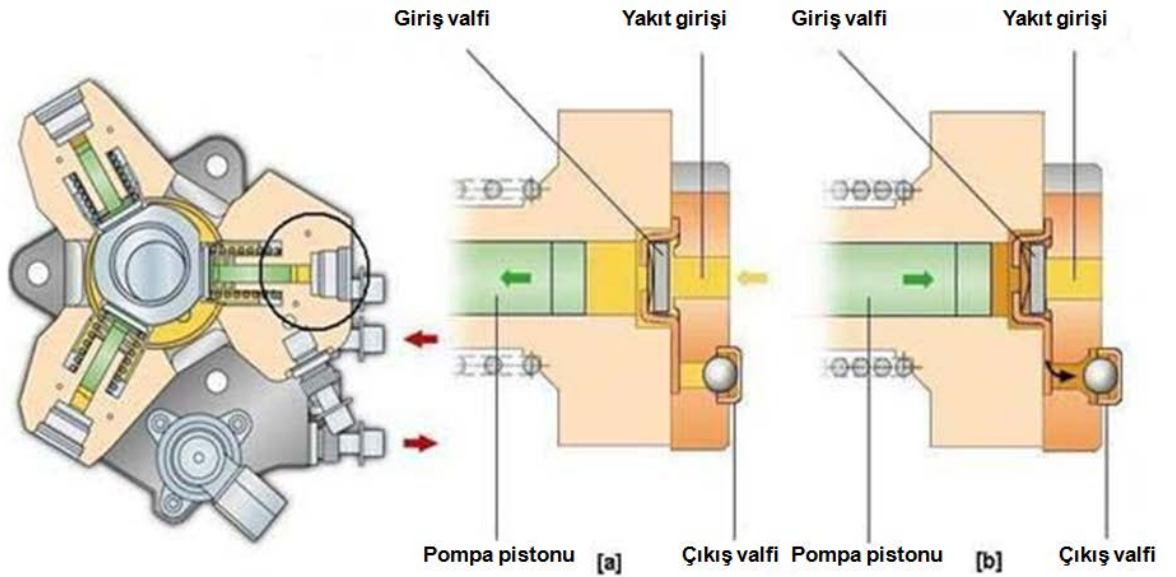


Şekil 3.10 Yüksek Basınç Pompası Elemanları



Her pompa elemanının üstünde birer giriş ve çıkış supabı bulunur (Şekil 3.11). Pompa elemanlarının bir tanesinin pistonunun aşağı doğru hareketi, besleme pompasından yakıt akışı için gerekli basıncın, giriş supabının açılma basıncından daha yüksek olmasına yol açar. Yakıt, pompa elemanının boş bölmesine emilir. Piston alt ölü noktasına geldiğinde basıncın düşmesinden dolayı giriş supabı kapanır ve yakıt akışı durur. Tekrar yukarıya doğru hareket eden bir pompa pistonu, yakıtı sıkıştırmaya başlar. Pompa elemanında rail sisteminde mevcut olan basınca ulaşıldığında çıkış supabı açılır.

Yüksek oranda sıkışmış yakıt, piston üst ölü noktaya gelinceye kadar yüksek basınç devresine girer. Bundan sonra tekrar basınç düştüğü için, çıkış supabı kapanır ve süreç tekrarlanır.



Şekil 3.11 Yüksek Basınç Pompasının Çalışma Prensibi

### Yakıt Basıncı Ayar Valfi ve Çalışması

Ayar valfinin görevi; motorun çalışma durumuna bağlı olarak rail sisteminin yüksek basınç dolaşımının sabit olmasını sağlamaktır; yani rampada, enjeksiyon beyni tarafından belirlenen basınç değerini sağlar. Motor çalışmadığı zaman manyetik bobinden akım geçmez. Bu durumda rail basıncı ile baskı yayı arasında basınç mekanik olarak dengelenir. 100 bar'lık bir rail basıncı oluşur. Basınç dengelemesinden dolayı dışarı verilen yakıt, depoya veya yüksek

basınç pompasına iletilir. Motor çalıştığında ve yüksek basınç pompası ile rail sisteminde uygun basınç oluştuğunda, supabın manyetik bobinine akım gider.

Basıncı yükseltmek için, devrenin (yüksek basınç hattı), geri dönüş ile bağlantısı olmamalıdır. Bunun için, bilye bir yay (baskı yayı) ve elektronik beyin tarafından beslenen bir bobin (manyetik bobin) yardımıyla kapalı tutulur.

Basıncı düzenlemek için, elektronik beyin, bobinin besleme gerilimini belirlenen basıncı elde edebilmek için değiştirir. Bu sayede devrenin (yüksek basınç hattı) basıncı bobinin ve yayın kuvvetini yenebilir. Bilye yerinden kalkarak geri dönüş kanalını (depoya dönüş kanalı) açar ve böylece basıncın düşürülmesi sağlanır.

Kısaca; motor çalışmadığında, basınç valfi devre dışı kalır. Yüksek basınç gücü, Şekil 3.12 'de gösterildiği üzere yay gücünden fazla olduğundan ayar valfi açılır. Motor çalıştığında, basınç valfi devreye girer. Ayar valfi kapanınca bir taraftan yüksek basınç, diğer taraftan manyetik ve yay basınç gücü, bir güç dengesi oluşturur.

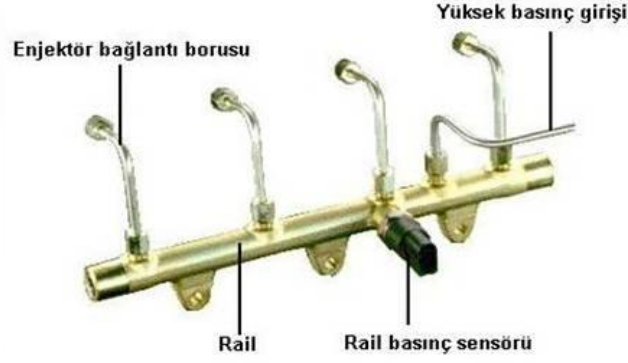


**Şekil 3.12** Yakıt Basıncı Ayar Valfi

### c) Rail (Dağıtıcı Hat)

Yüksek basınç dağıtıcı borusu (rail), her pompa devrinde, üç pompa stroğunun ve enjektörlerin açılmalarının sebep olduğu basınç farklılıklarını sönümler. Dağıtıcının iç hacmi, geçici çalışma dönemlerinde basınç adaptasyonunda gecikmelere izin vermeden ve dağıtıcının dizel yakıtı ile doldurulması gereken marşa basma safhasını engellemeden, bu palsları sönümleyecek şekilde dizayn edilmiştir. Dağıtıcı (rail), yüksek çalışma sıcaklıklarına

dayanıklı çelikten yapılmıştır, şekil olarak uzundur ve dağıtıcı boyunca uzanan 11 mm çapında silindirik bir kanala sahiptir. Bu kanalın hacmi yaklaşık olarak 34 cc'dir. Dağıtıcının üzerinde, braketler vasıtasıyla motora bağlanması için delikler mevcuttur. Rail ve üzerindeki ekipmanlar Şekil 3.13' de gösterilmiştir.



Şekil 3.13 Rail ve üzerindeki ekipmanlar

#### Common-Rail Sistemin Sağladığı Teknik Avantajlar:

Common rail yakıt enjeksiyon sistemi, kamdan hareket alarak çalışan sistemlerle karşılaştırıldığında, direk enjeksiyonlu dizel motorlara enjeksiyon sisteminin adaptasyonu oldukça esneklik sağlamaktadır

- Motor gücünde artış
- Düşük yakıt tüketimi
- Motor gürültüsü ve egzoz emisyonlarında azalış
- Hava-yakıt karışımının oluşumunu iyileştirir
- Pilot enjeksiyon uygulaması mümkündür. Pilot enjeksiyon uygulaması ile gürültü ve emisyon seviyesini düşürülmektedir
- Post yakıt enjeksiyon uygulaması mümkündür. Ana püskürtmeden sonra post enjeksiyon yapılması silindirler içindeki sıcaklığın ek yakıt oksidasyonunu sağlayarak emisyon değerlerinin düşük olmasını sağlamaktadır
- Enjeksiyon basıncı, geniş limitler içerisinde serbestçe seçilebilir
- Çoklu enjeksiyon mümkündür
- Enjeksiyonunun zamanlaması, başlangıcı serbestçe belirlenebilir,
- Enjekte edilen yakıt miktarı ayarlanabilir.
- Değişik çalışma koşullarının da ve soğukta daha esnek çalışmaktadır

- Çalışması için daha az motor gücüne ihtiyaç duyulur
- Basit bir sistemdir
- Modüler ve kompakt bir sistemdir
- Düşük maliyet ile daha iyi performans sağlar (BOSCH Diesel Einspritztechnik, 1993).Common Rail Piezo Enjektörleri

1990'lı yılların sonlarına kadar yakıt enjeksiyonunu başlatmak ve bitirmek için selonoid aktüatörlü enjektörler yaygın olarak kullanılmıştır. Bu tip enjektörlerde selonoid sarımlarının indüklenmesi için daha fazla zamana ihtiyaç duyulmasından dolayı tepki süresi daha uzun sürmektedir.

Piezo enjektörler içten yanmalı motor içine son derece yüksek hızlarda ve hassas miktarda yakıt enjekte etmek için piezoelektrik teknolojisini kullanır. Piezo enjektörler performans ve verimliliğini artırmak için benzinli ve dizel motorları kullanılmaktadır.

Piezo kristallerindeki elektrik oluşumu kristal yapı üzerine basınç uygulanması ile elde edilmektedir. Piezo kristallerine elektrik enerjisi verilmesi durumunda ise süreç tersine dönmekte ve kristal yapı üzerinde genleşme sağlanmaktadır. Elektrik enerjisinin kesilmesi durumunda kristal yapı orijinal boyutlarına çok kısa bir sürede geri dönmektedir. Bu sayede selonoid valf teknolojisi ile yapılan enjektör iğnesinin açma kapama işlemi piezo kristallerinden yapılmış parça sayesinde sağlanmaktadır.

Kristal kafes yapısındaki bir piezo elemanın küçük bir şekil değişimi neticesinde bir aktüatör olarak kullanımı güç bir işlemdir. 1970'lerden itibaren Siemens'in ince-film teknolojisi üzerindeki deneyimlerinin, PCR aktüatörünün geliştirilmesinde önemli bir katkısı olmuştur. Aktüatörden yeterli şekil değişimi (kaldırma) elde etmek için, çok sayıda ince seramik tabaka, tek bir blok olarak sinterlenmiştir. 30 mm uzunluğundaki bu yapı, 300'den fazla her biri 80 µm lik tabakadan oluşur.

Piezo enjektörlerinin çalışması mekanik enjektörlere göre daha hızlı olmasından dolayı çok daha hassas miktardaki yakıtın istenilen zaman aralıklarında motorun çalışma koşullarına göre ayarlanılabilen şekilde püskürtülmesine olanak sağlamaktadır. Elektronik olarak kumanda

edilen piezo enjektörleri, solenoid enjektörlerden beş kat daha açma kapama yapmaktadır. Bu sayede zararlı emisyonların salınımının, motor gürültüsünün ve yakıt tüketiminin azaltılmasına olanak tanımaktadır.

<http://www.whyhighend.com/piezo-injectors.html>

(<http://rb->

[kwin.bosch.com/tr/tr/powerconsumptionemissions/dieselsysteme/dieselsystem/passenger-car/injection\\_systems/commonrailsystem/piezo.html](http://kwin.bosch.com/tr/tr/powerconsumptionemissions/dieselsysteme/dieselsystem/passenger-car/injection_systems/commonrailsystem/piezo.html), 2011)

Yakıt püskürtme basıncının artırılması durumunda yanmanın daha stabil olması ancak çoklu yakıt enjeksiyonu ile mümkün olmaktadır. Paralel olarak motor gürültüsü azalmaktadır.

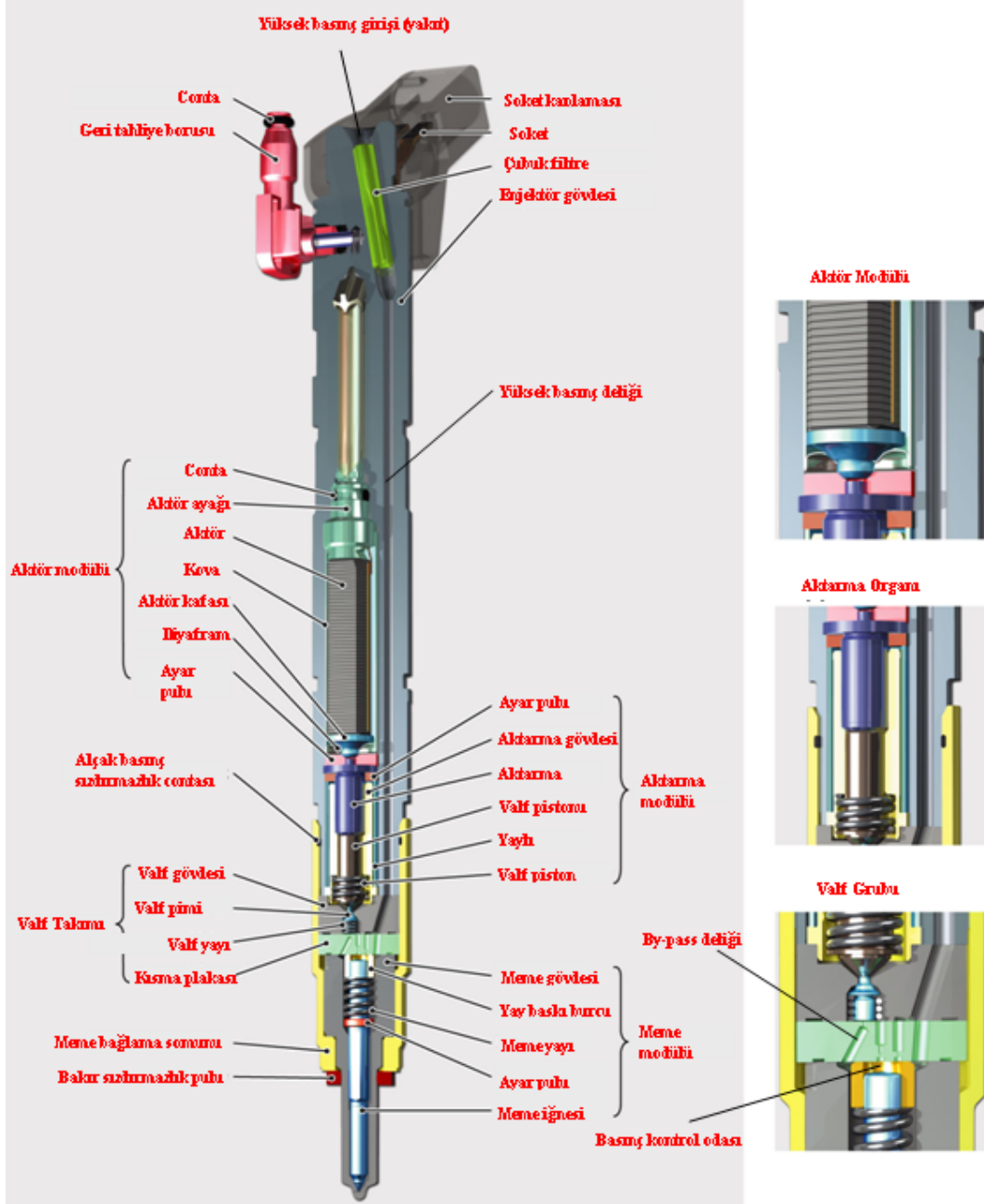
Enjeksiyon basıncı artmaya devam ederse, çoklu enjeksiyon ile yanma süreci daha düzgün basınç oluşumu elde edilmesi amacı ile sık sık şekillendirilmesine ihtiyaç duyulur. Bu işlem aynı zamanda gürültü seviyesini de düşürmektedir. Ek enjeksiyonlar ise kurum partiküllerini yakmak için gerekli olmaktadır.

Elektriklenme için ECU tarafından yaklaşık 17 A akım sağlanır ve bu akım ile piezo elektrik seramiği istenilen voltaj değerine ulaşılan kadar şarj edilir. Motorda çalışma esnasında tam yük bölgesinde (devir sayısının ve basıncın en fazla olduğu ve maksimum püskürtme miktarlarının istenildiği bölge) ECU tarafından 185 V'a kadar gerilim ile beslenmektedir. Daha yüksek voltajlarda ECU aşırı ısınarak, zarar görmekte ve verimi düşmektedir.

Piezo enjektörleri -40 °C ila +120 °C ortam sıcaklığında çalışabilmektedir. -40 °C'den düşük sıcaklıklarda dizel yakıtı parafinleşmekte ve viskozitesi yükselmektedir, balmumu kristalleri oluşur ve ya jel haline dönüşür. Yakıt enjektörü, yakıtı silindirin içine etkili bir şekilde itemez ve bu yüzden soğuk havalarda motorun çalıştırılmasını zorlaştırabilir. Dizel teknolojisinde bu zorluğu yenmek için çeşitli önlemler geliştirilmiştir. Sıkça kullanılan bir uygulama, yakıt hattı ve yakıt filtresini elektrikle ısıtmaktır. Bazı motorlarda silindir içinde bulunan kızdırma bujileri denen küçük elektrikli ısıtıcılar, çalıştırmak için silindirleri önceden ısıtırlar. Az sayıda motorda kullanılan başka bir teknoloji ise, manifold içindeki rezistans telli ısıtıcılar, motor çalışma sıcaklığına gelinceye dek giriş havasını ısıtır. Soğuk havalarda, motor uzun süreli (1 saatten daha fazla) kapatıldığında kullanılan ve şehir cereyanı ile çalışan motor blok ısıtıcıları, aşınma ve çalıştırma zamanını azaltmak için sıklıkla kullanılır. Yüksek sıcaklıklarda ise sızdırmazlığı sağlayan o-ringlerde ve enjektör üzerinde yer alan kompozit

malzemede hasarlar görülebilir. Piezo elektrik seramiği ise tekil parça olarak +160 °C'ye kadar elektriksel ve yapısal herhangi bir bozukluk göstermemektedir (BOSCH CRI3-20, Technical Customer Document, 2011).

Common Rail piezo enjektörü elemanları Şekil 3.14'de verilmiştir.



Şekil 3.14 Piezo enjektörünün ve elemanlarının isimleriyle birlikte kesit resmi (Manck, 2011)

Piezo enjektörleri temel olarak 4 ana elemandan oluşmaktadır:

1. Aktör organı: Enjektörün kalbi olarak nitelendirilebilen bu parça katmanlı bir yapıya sahiptir (Şekil 3.15). 0,1 mm kalınlığında yüzlerce katmanın bir araya gelmesiyle oluşan aktör literatürde ‘Lead Zirkonium Titanate (kurşun zirkonyum titan)’ yada ‘PZT’ olarak adlandırılır. Bu malzemelere uygulanan bir kuvvet sonucunda uçlarında gerilim farkı oluşturabileceği gibi (sensör uygulamalarında), gerilim farkı uygulayarak kuvvet ve yer değişimi de oluşturmak mümkündür (aktör uygulamalarında). Kimyasal bileşiminde başlıca kurşun, zirkonya ve titanat bulundurulur. Her bir seramik katmanının arasında her biri yaklaşık 0,01 mm kalınlığında olmak üzere gümüş paladyum metal katmanları bulunmaktadır. Bu metal katmanlar elektrotlara bağlanmakta ve + ve – kutuplu elektrotlar iletim tellerine bağlanmaktadır. Böylece gerilim uygulandığında istenilen aktör davranışı elde edilmiş olur.

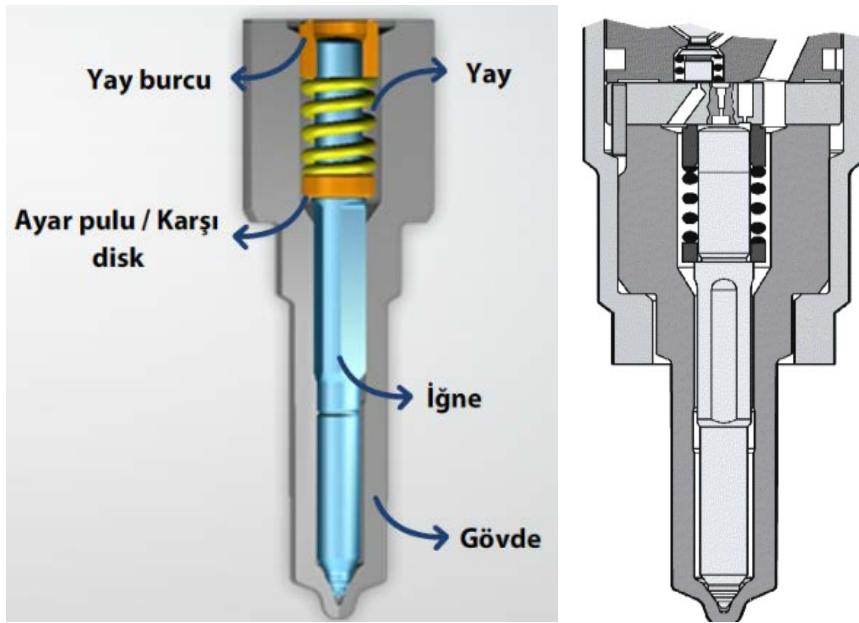


**Şekil 3.15** Aktör organı ve kesit resmi (<http://www.otobil.net/blog/genel/common-rail/,2010>)

2. Aktarma organı: Piezo aktör tarafından oluşturulan yer değişimin değerini yükseltme işlevini görmektedir. İki pistonlu mekanik temas buldurmeyen bu yapının pistonları arasında hidrolik aktarıcı olarak yakıt bulunmaktadır. Piston çaplarının farklılığından dolayı pistonların arasında yer değişiminde izafi fark oluşturulur. Çapı küçük olan piston valf grubunu tetiklerken çapı büyük olan piston piezo aktör tarafından kuvvete maruz bırakılmaktadır. Böylece iki piston arasında oluşan basınç sebebiyle valf grubunu tetikleyen piston daha fazla yer değişimi göstermekte ve püskürtme işleminin bir basamağını oluşturmaktadır.

3. **Valf grubu:** Meme kısma plakası Aktarma organı arasında yer almaktadır. Enjektör fonksiyonunda rol alan en önemli parçalardan biridir. Valf grubu, valf plakası, valf pimi, valf yayı ve kısma plakasından oluşmaktadır.

4. **Meme organı:** Enjektörün püskürtme karakteristiği üzerinde etkisi önem arz eden bu kısım, memenin kapanması için gereken meme yayı, bu yayın gereken uzunlukta kalmasını sağlamak için yerleştirilen ayar pulu, yayın desteklenmesini sağlayan yay baskı burcu ve meme iğnesi gibi parçalardan oluşmaktadır (Şekil 3.16). Silindir içerisine püskürtmeyi sağlayan bu organ, iğnenin aldığı yol sayesinde açma ve kapama hızı püskürtme davranışını dolayısı ile yanma davranışını belirler. Ayrıca müşterinin istediği motor davranışına göre tasarlanacak delik sayısı, geometrisi ve silindir içine püskürtülen spreyni belirleyecek olan kör delik meme gövdesinde bulunmaktadır.

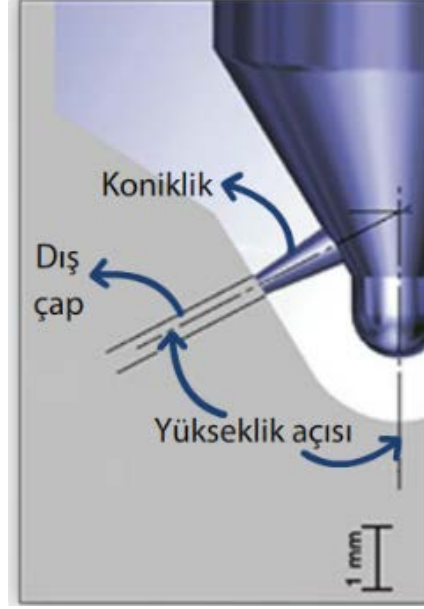


Şekil 3.16 Enjektörün meme kısmını oluşturan elemanlar ve konumlanması

5. Yapılan araştırmalarda meme iğnesi geometrisinin püskürtme üzerinde etkilerinin olduğu gözlemlenmiştir. Püskürtme deliği boyu, delik iç ve dış çapı veya konikliği (Şekil

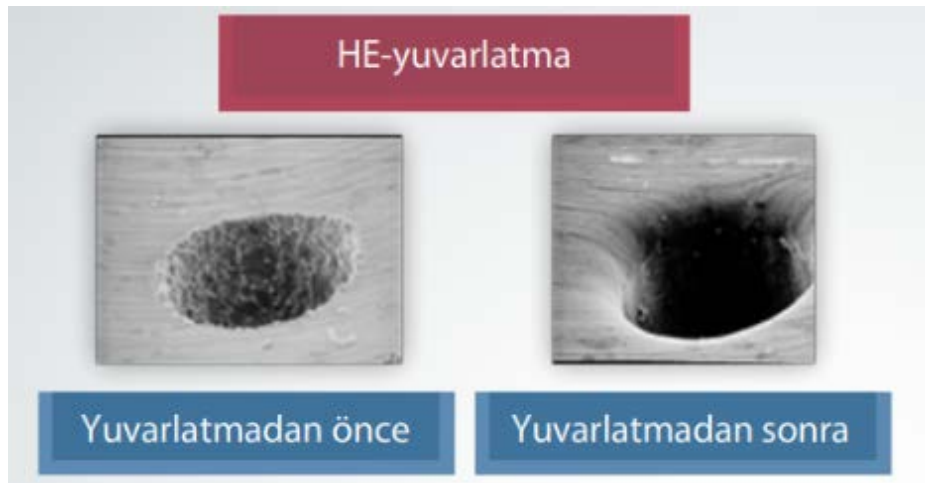


3.17) ile birlikte akışta kavitasyon oluşumunun önlenmesini sağlayacak iç yuvarlatma çapının püskürtme üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Weidi Huang (2013).



Şekil 3.17 Püskürtme deliği geometrisi

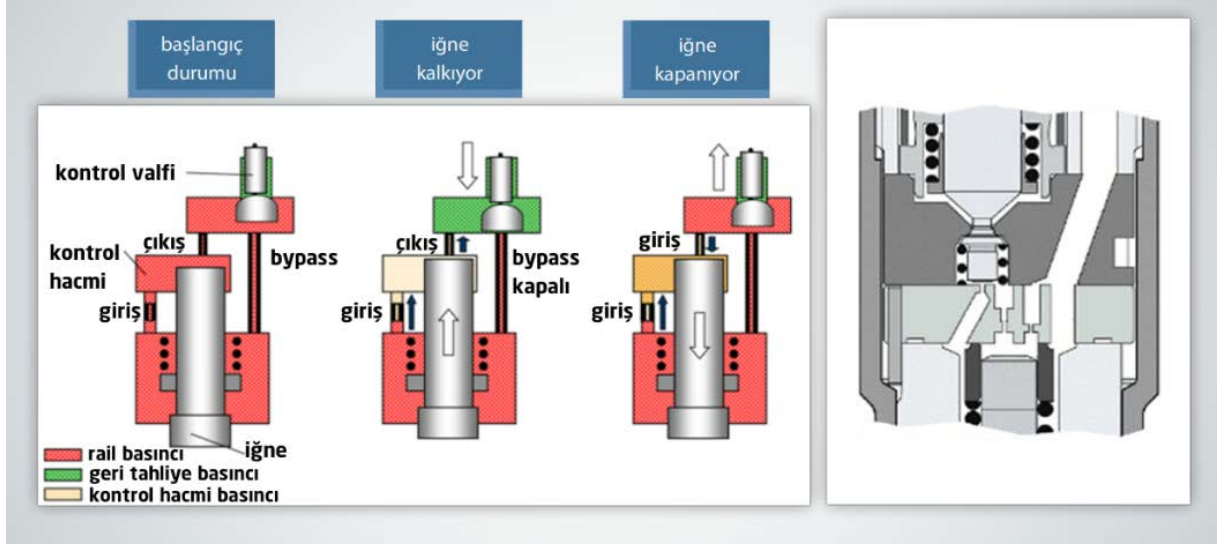
Püskürtme işlemi esnasında yakıtın meme ucundan tahliyesi esnasına iğne kısımlarında kavitasyon oluşumunun önüne geçilmesi için iç ağız kısmında yuvarlatma işlemi uygulanmaktadır (Şekil 3.18).



Şekil 3.18 Püskürtme deliği meme iç kısmının HE işlemi ile yuvarlatılması

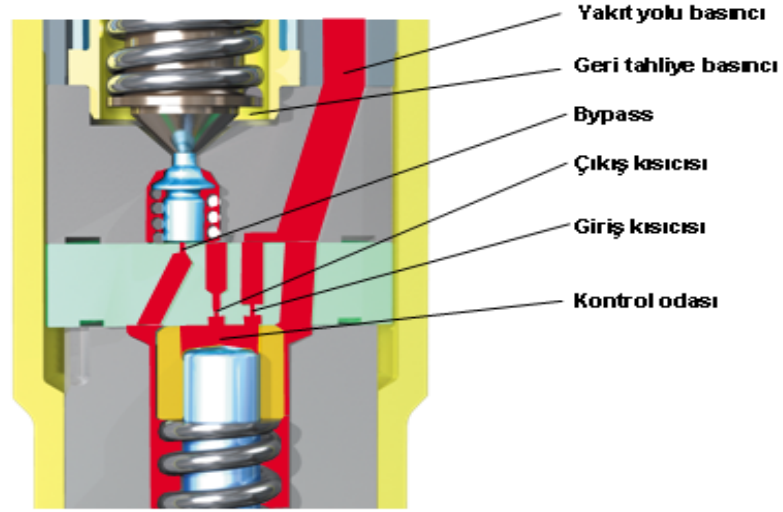
### 3.1.1.1 Piezo Enjektörlerinde Püskürtme Fonksiyonu

Durgun konumdaki enjektör komponentlerinin fonksiyonu aşağıda gösterildiği gibidir (Şekil 3.19).



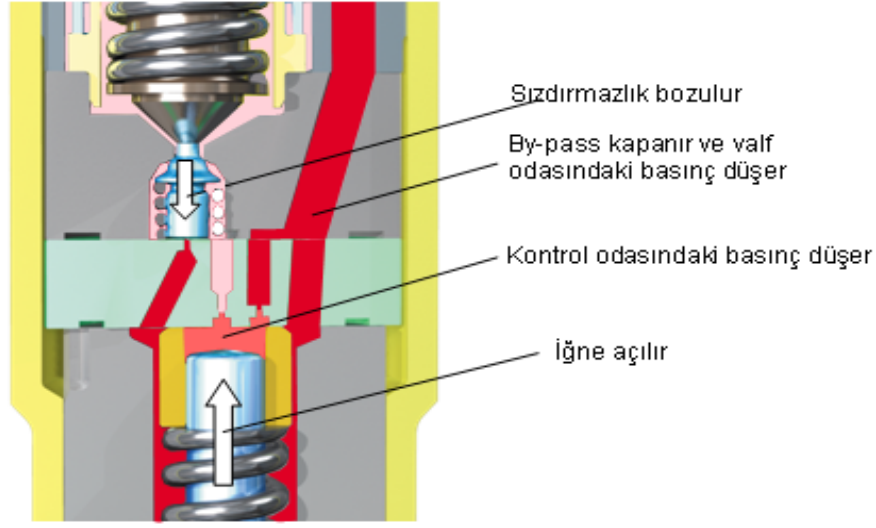
Şekil 3.19 Piezo enjektör püskürtme öncesi, esnasında ve sonrasında elemanlarının konumu

Piezo aktöre gerilim uygulanmadığı sürece enjektör kapalı durumdadır. Aktarma organı üzerinde herhangi bir yer değişimi gösteren piston olmadığından dolayı valf grubundaki valf piminde de yer değişimi söz konusu değildir. Bu nedenle valf grubu üzerinden hiçbir şekilde geri tahliye yakıt geçmemektedir. Valf pimi bypass kısıcısı tarafında açık olduğundan dolayı yakıt bu kısıcıcı üzerinden kontrol hacmine geçebilmektedir. Böylece valf odası ve kontrol hacminde yüksek basınçlı yakıt bulunmaktadır. Kontrol hacmi rail basıncına sahip olduğundan enjektör memesi üzerinde oluşan kuvvetler memeyi kapatma yönünde zorlamaktadır (Şekil 3.20).



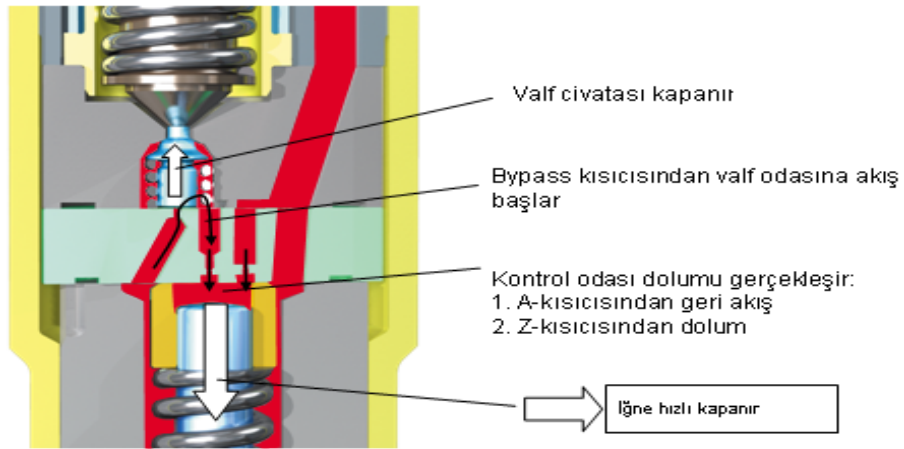
**Şekil 3.20** Enjektör elemanlarının kapalı durumdaki konumu

Enjeksiyon başlangıcı için piezo aktör organına 110V – 185V aralığında bir gerilim uygulanır. Püskürtme için istenen gerilim Elektronik kontrol ünitesi tarafından ilgili fonksiyonlara göre belirlenir. Gerilim uygulanan piezo aktör uzama gösterir ve bu uzamayı aktarma organındaki pistonu iletir. Aktarma organı bir hidrolik sistem olduğundan valf pimini itebilecek kuvveti ve yer değişimini oluşturur. Valf piminin bypass kısıcısını kapatarak valf odasına yüksek basınç girişini önler. Valf pimi açıldığından rail basıncından gelen yakıt kontrol hacminden geçerek geri tahliye üzerinde bir daimi akış oluşturur ve basıncı yaklaşık 10 bar değerlerindedir. Böylece kontrol hacmi basıncı düşüp meme üzerindeki kapatmaya çalışan kuvvet azalacağından meme yukarı doğru hareket eder. Bu hareket sonucunda meme delikleri açılarak püskürtme başlamış olur (Şekil 3.21). (<http://www.otobil.net/blog/genel/common-rail/>,2010).



Şekil 3.21 Enjeksiyonun başlangıç durumunun gösterimi (Manck, 2011)

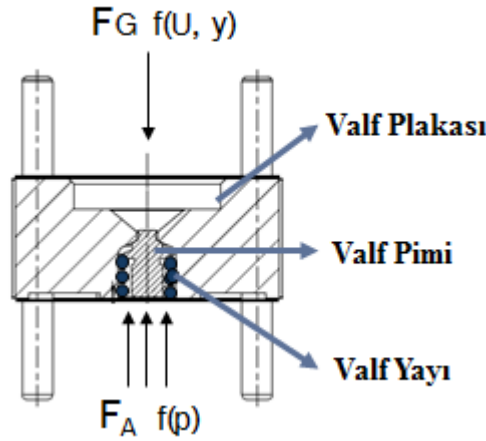
Aktöre uygulanan gerilim kesildiğinde piezo aktör ilk konumuna döner. Aktarma organı üzerinde herhangi bir kuvvet olmadığından valf pimi yayı tarafından valf pimi itilerek valf odasının kapanmasını ve bypass kısıcısının açılmasını sağlar. Rail basıncına sahip yakıt bypass kısıcısından geçerek valf odasını ve kontrol hacmini birbiri ile eşitleninceye kadar doldurur. Enjektör memesinin üst kısmında yüksek basınçtan dolayı kuvvet artışı meydana gelir. Bu kuvvet memeyi açmaya çalışan kuvvetleri yenebildiğinden dolayı meme aşağı doğru ilerleyerek meme deliklerini kapatır. Püskürtme sona erer (Şekil 3.22). (<http://www.otobil.net/blog/genel/common-rail/>,2010).



Şekil 3.22 Enjeksiyon bitiminin gösterimi

### 3.1.2 Valf Grubu

Valf grubunun işlevi enjektörün açılıp kapanmasının sağlanmasıdır. Valf piminin üzerinde valf yayı yer almaktadır. Bu yay enjektör kapalı konumdayken, valf pimini, valf plakasına oturma çapı boyunca temas ederek, yukarıda durmasını sağlamaktadır. Yukarıdan bir kuvvet etki etmesi esnasında, valf pimi aşağı doğru hareket ederek, oturma çapı teması ortadan kalkar ve enjektör açılır. Kuvvetin kalkması durumunda ise yine yayın yardımıyla valf pimi yukarı doğru hareket eder ve oturma yüzeyine temas eder, bunun sonucunda enjektör kapanır. Şekil 3.23’ de valf grubu elemanları ve kuvvet bileşenleri gösterilmiştir.



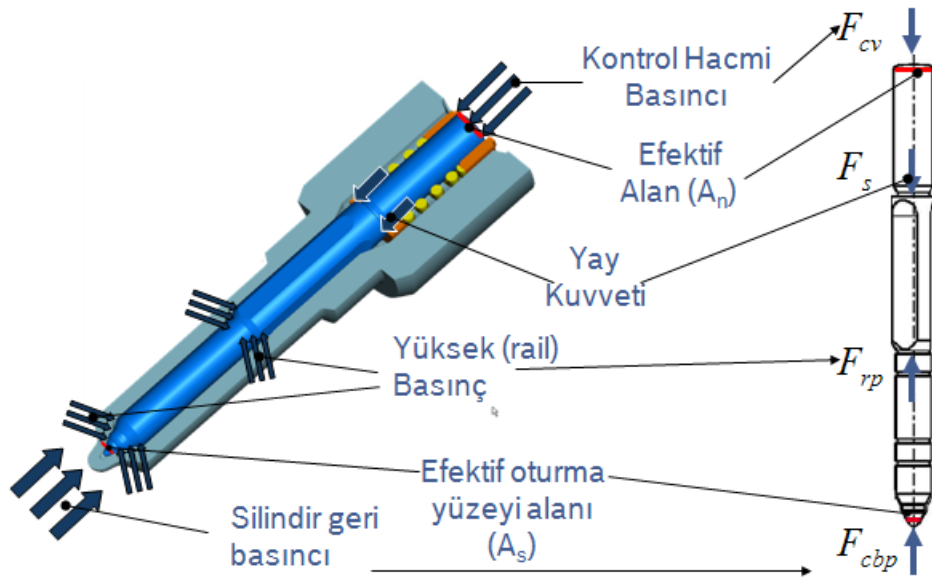
Şekil 3.23 Valf grubu elemanları ve kuvvet bileşenleri

### 3.1.3 Meme Grubu

Enjektöre ait meme iğnesi silindire yakıt enjeksiyonunun yapılabilmesi için açma kapama işlevini yapmaktadır. İğnenin yukarı doğru hareketi esnasında iğnenin meme üzerindeki oturma yüzeyi açılmakta ve yüksek basınca haiz yakıt silindirler içine püskürtülmektedir. İğnenin aşağı yöndeki hareketi esnasında ise açıklık kapanmakta ve yakıt akışı kesilmektedir.

Hareketin sağlanması esnasında hidrolik ve yay kuvvetleri etki etmektedir. Bu kuvvetlerin doğru olarak hesaplanması enjektör püskürtme karakteristiklerine etki etmektedir. Silindir içine püskürtülecek yakıtın püskürtme zamanlaması ve miktarı, rail hattındaki belli bir basınç

değeri, kontrol hacmindeki basınç değeri ve meme iğnesinin üzerine etkiyen yay kuvvetleri ile doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle bu parametrelerden yay kuvvetlerinin değişimi ilgili yayın boyunun değişimi ile sağlanıp püskürtme etkisi bu çalışmada ana konu olarak ele alınmıştır. Meme iğnesi üzerine etkiyen kuvvetler kontrol hacmi basıncı, yay kuvveti, yüksek basınç (rail) ve motor silindir içi geri basıncı olarak tanımlanıp Şekil 3.24’de serbest cisim diyagramında gösterilmiştir.



Şekil 3.24 Kapalı iğne üzerindeki bileşke kuvvetler

Bu kuvvetler aşağıdaki gibi formülize edilerek;

$$F_r = F_{cbp} + F_{rp} - F_s - F_{cv} \quad (3.1)$$

toplam kuvvet dengesi elde edilir. Bu denklem üzerine ilgili basınç alan değerleri cinsinden yazılırsa;

$$F_r = A_s P_{back} + (A_n - A_s) P_{rail} - F_s - A_n P_{cv} \quad (3.2)$$

İğne kapalı durumda iken  $F_r < 0$  eşitsizliği sağlanırken iğnenin açılması için  $F_r \geq 0$  sağlanmalıdır.

Yay, meme iğnesini silindir geri basıncına karşı soğuk çalıştırma esnasında kapalı tutar.

Hidrolik kuvvetler motor çalışır durumda olmadığı için mevcut olmadığından silindir basıncına karşı sadece yay kuvvet iş yapmalıdır. Böylece;

$$F_r = A_s P_{back} + (A_n - A_s) P_{rail} - F_f - A_n P_{cv} \quad (3.3)$$

$$F_{f,\min} = A_s P_{back} \quad (3.4)$$

eşitliği yazılarak minimum yay kuvveti hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} F_r &= A_s P_{back} + (A_n - A_s) P_{rail} - F_f - A_n P_{cv} \\ F_r &= 0, P_{rail} = 0, P_{cv} = 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$F_{f,\min} = A_s P_{back}$$

Silindir basıncın etki ettiği iğne yüzey alanı  $d_s^* = 1.89$  mm ve silindir basıncı  $P_{back}=50$  bar olarak ele alındığında minimum yay kuvveti

$$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4} = \frac{\pi (1.89)^2}{4} = 2.806 \text{ mm}^2$$

$$F_{f,\min} = 2.806 \cdot 4 = 11.2 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır.

Pratik uygulamalarda hat basıncının (rail) soğuk çalışmada dahi iğne üzerinde etkisi olduğu görülmüştür. Bu basınç değeri hesaba katıldığı takdirde;

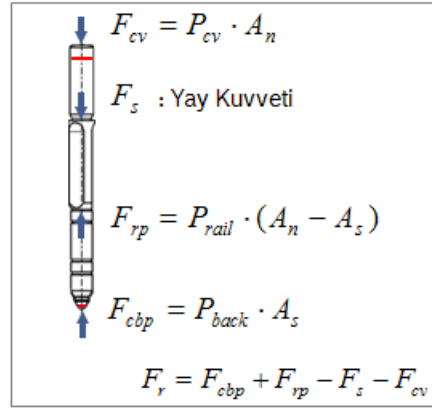
$$F_{f,\min} = A_s (P_{back} - P_{rail}) \quad (3.6)$$

eşitliği şeklinde yeniden düzenlenmiştir. Kalıntı rail basıncının 75 bar olarak ele alındığı takdirde olması gereken minimum yay kuvveti;

$$F_{f,\min} = 2.806(3 - 7.5) = -12.627 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır. Buradaki eksi işaretin silindir içi basıncını değil yüksek basınç hattındaki kalıntı basıncı karşılamak zorunda olduğunu ifade etmektedir. Bu şekilde silindir içine herhangi bir şekilde yakıt damlamaması için olması gereken minimum yay kuvveti tespit edilmiştir.

Piezo aktör enerji ile yüklendikten sonra kontrol hacminde basınç düşüklüğüne sebebiyet vereceğinden meme iğnesi açılma eğilimi gösterecektir. Enjektörün açılması için gereken minimum kontrol hacmi basıncı ise  $P_{cv, min}$  dur.



**Şekil 3.25** Kontrol hacmi hesabı için iğnenin serbest cisim diyagramı

Kontrol hacmi basıncı düşüğe geçtiği durumda  $F_r$  değeri eksi değerlerden sıfıra doğru yaklaşıp açılmaya başlamaktadır.

$$P_{cv, min} = \frac{[A_s P_{back} + (A_n - A_s) P_{rail} - F_s]}{A_n} \quad (3.7)$$

eşitliği yazılarak tolerans sınır koşullarından en zorlayıcı aralık seçilerek  $d_s = 1.81$  mm ve  $d_n = 3.504$  mm ve  $P_{back} = 50$  bar olarak değerlendirilmiştir.

$$A_s = \frac{\pi d_s^2}{4} = \frac{\pi (1.81)^2}{4} = 2.573 \text{ mm}^2$$

$$A_n = \frac{\pi d_n^2}{4} = \frac{\pi (3.504)^2}{4} = 9.643 \text{ mm}^2$$



ile ilgili alan değerleri tespit edilmiştir.

En yüksek sınır koşulları olarak  $P_{rail}=1600$  bar,  $F_f=13$  N ve  $P_{back}=50$  bar olarak ele alındığı takdirde,

$$P_{cv,min} = \frac{[2.573 \cdot 5 + 7.07 \cdot 160 - 15]}{9.643} = 117.3 \frac{N}{mm^2} = 1173 \text{ bar} \quad (3.8)$$

olarak hesaplanmıştır.

Alt sınır tolerans değerleri olarak  $d_s = 1.89$ mm,  $d_n = 3.496$ mm ve  $F_n = 15$  N ele alındığında,  $P_{cv,min} = 1131$  bar olduğu görülmektedir. Verilen bu tolerans değerleri ile 1600 bar rail basıncı koşullarında enjektörün açılması için gereken kontrol hacmi basıncı aralığı  $1152 \pm 21$  bar olarak belirtilmiştir. Rail basıncı ile kontrol basıncı arasında bir ilişki kurulması amacıyla aşağıdaki eşitlik elde edilmiştir;

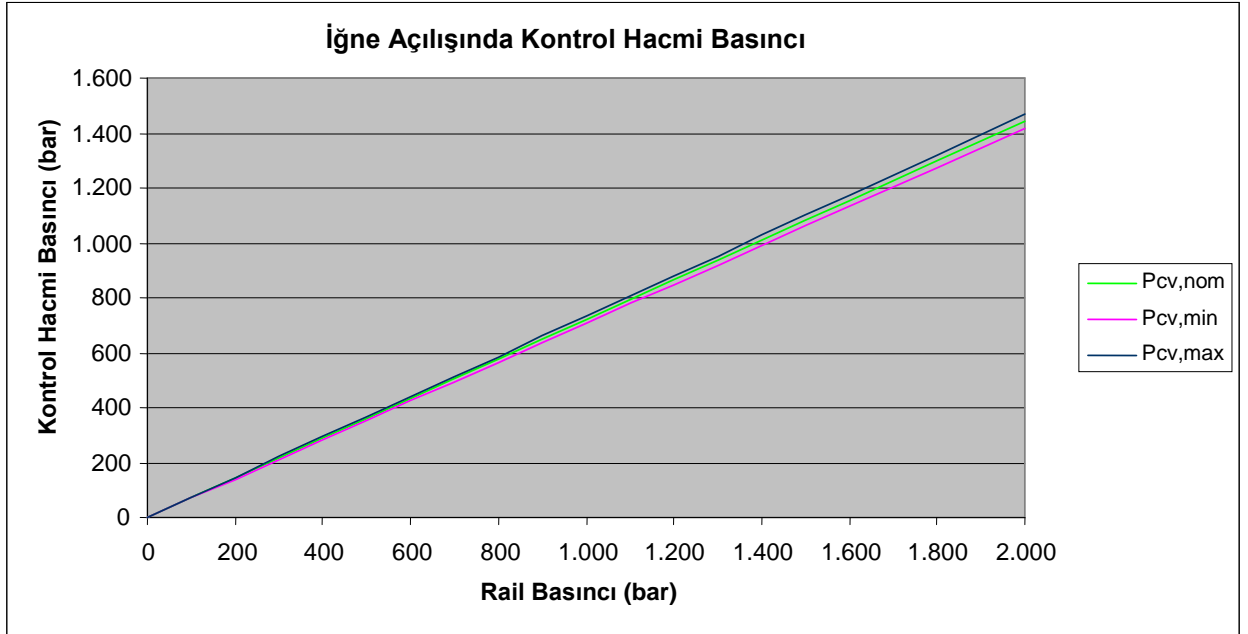
$$P_{cv,min} = \frac{A_s P_{back} - F_s}{A_n} + \frac{A_n - A_s}{A_n} \cdot P_{rail} \quad (3.9)$$

Uygulamalarda sıklıkla karşılaşılan değerler olarak  $P_{back} = 50$  bar,  $A_n = 9,621$ mm<sup>2</sup>,  $A_s = 2,688$ mm<sup>2</sup> ve  $F_s = 14$ N olarak tespit edildiğinde;

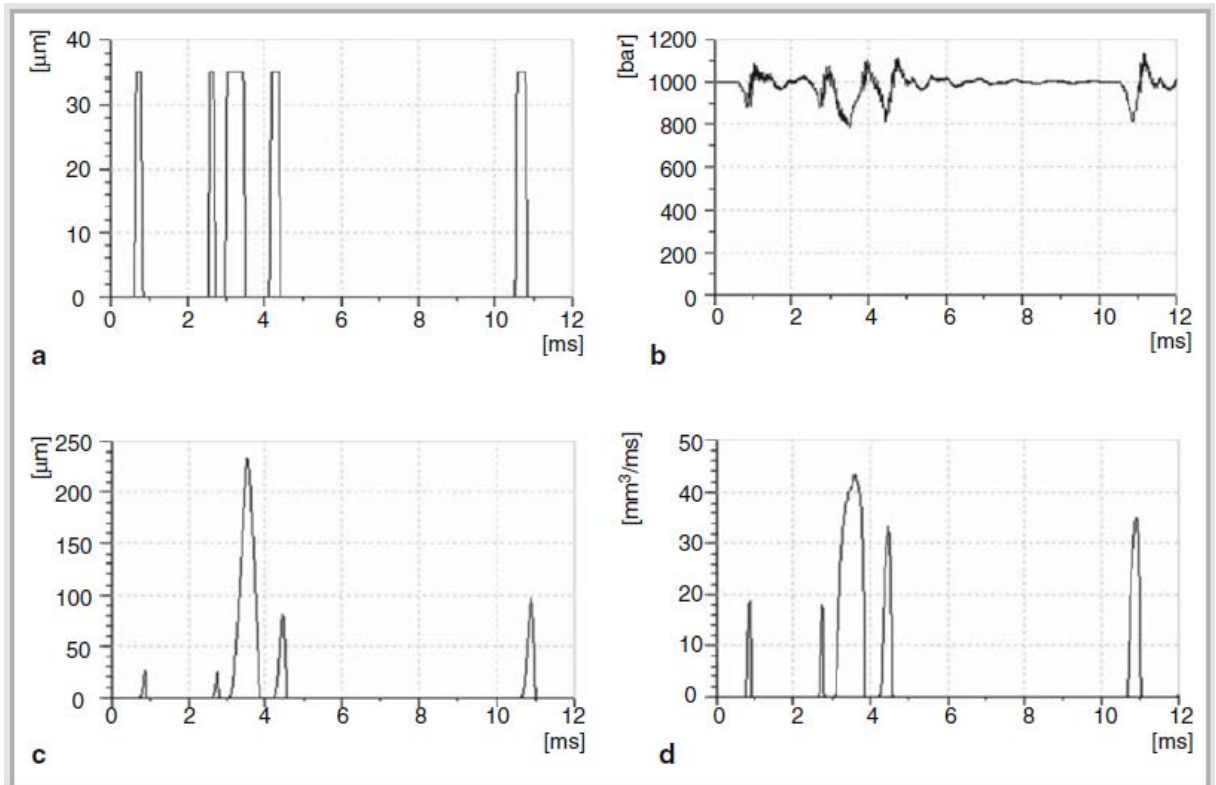
$$P_{cv,min,nom} (\text{bar}) = 0,721 \cdot P_{rail} - 0,58 \quad (3.10)$$

şeklinde bir formülasyon elde edilmiştir.

Denklem 3.10' a göre genel olarak, rail basıncı ve kontrol hacmi açılış basıncı arasındaki korelasyon lineerdir (şekil 3.26).



Şekil 3.26 Kontrol hacmi basıncının rail basıncı olan ilişkisi



Şekil 3.27 Piezo enjektör meme iğnesi yer değişimine göre simülasyon sonuçları a) Valf yer değişimi b) Püskürtme memesindeki basınç c) Meme iğnesi yer değişimi d) Püskürtme karakteristiği

## 3.2 Ölçüm Sistemleri

Bu bölüm içerisinde enjektör testlerinde kullanılan ekipmanları, fonksiyonları ve değerlendirme aşamalarından bahsedilmektedir. Ayrıca simülasyonların yürütüldüğü CFX ve ANSYS programları incelenmiştir.

### 3.2.1 Hidrolik ve Elektrik Ölçüm Tezgâhı ve Ölçüm Cihazları

Ölçüm şartlarında belirlenecek olan motor koşulları yazılım ve donanım olarak iki kısımda simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

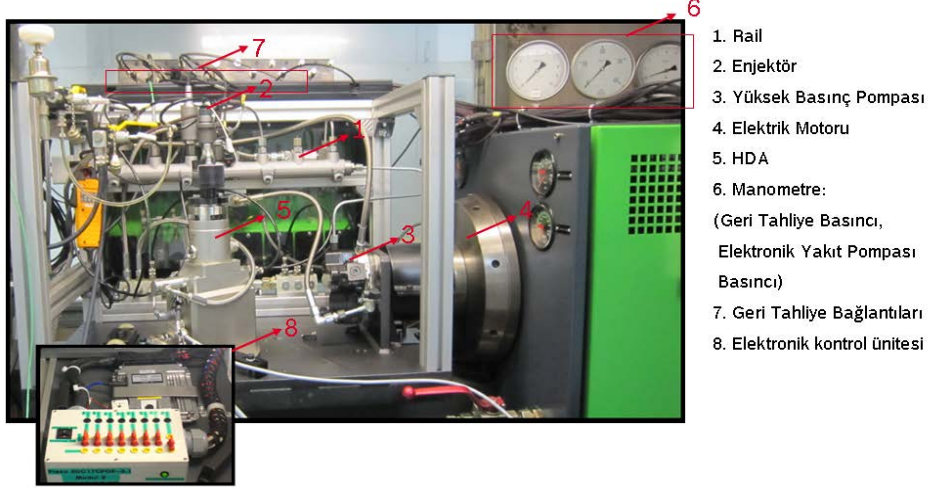
#### Yazılım:

Rail basıncı, enjektör aktörünün elektriklenme süreleri, basıncı oluşturacak pompa ve motorun devirleri, sıcaklık vb. gibi donanımsal parametreler ilgili yazılımlar vasıtasıyla INCA programı ile manüel olarak ve Prisma NT programıyla otomatik olarak kontrol edilebilmektedir. Enjektör aktörü elektriklenme süreleri, püskürtme aralarında geçen zaman, basınç değerler, krank mili açıları gibi değerler INCA programı vasıtasıyla ayarlanabilmektedir. INCA programı üzerinde donanım üzerindeki basınç ve sıcaklık sensör verileri elde edilebilmektedir. Sistemdeki rail basıncını ölçen sensör verileri, tank sıcaklık değerleri ve devir sayıları gözlemlenebilmektedir. Prisma NT programı INCA programı ile haberleşme içerisinde olup yönetir. Bu program sayesinde istenilen ölçüm değerleri bir parametre dosyasına girilip Prisma NT programı bu dosyayı okuyup INCA programını yönetir.

Elde edilen tüm ölçüm değerleri .csv formatındaki bir dosyaya aktarılmakta ve bu dosya Excel programından daha gelişmiş ve işlevsel olan FAMOS programı ile değerlendirilip yorumlanabilmektedir. Bu sayede elde edilen ölçümlerin analizi hızlı ve verimli bir şekilde okunabilmektedir. Bu sayede kompleks yapıdaki ölçüm sonuçları, içerisinde barındırdığı geniş alandaki fonksiyonları sayesinde kolay bir şekilde çözümlenebilmektedir. ([http://www.metrum.co.uk/images/Famos\\_quick\\_view.jpg](http://www.metrum.co.uk/images/Famos_quick_view.jpg), 2014). Famos programından elde edilen veriler Sequence Master programıyla ilgili standart formatlara göre grafiklere yansıtılabilir. Bu grafikler ise Famos programına makro vasıtasıyla aktarılır.

## Donanım:

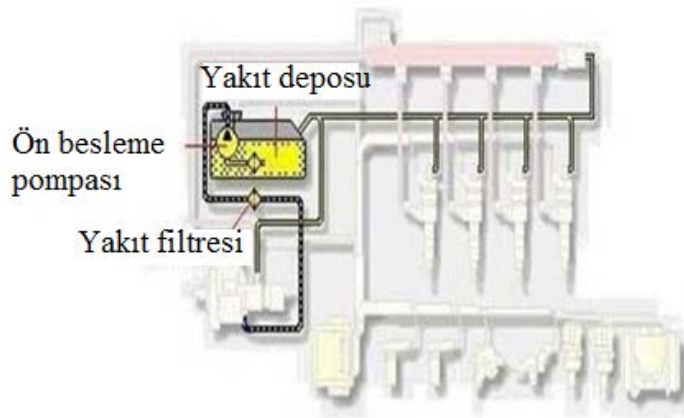
### Ölçüm Tezgağı



Şekil 3.28 Common Rail Ölçüm Cihazı

Common Rail Sistemi püskürtme için gereken yüksek basınç ve enjektör içerisinde yakıt deposuna doğru yolan alan yakıt düşük basınç olmak üzere iki ana basınç döngüsünden oluşmaktadır (Şekil 3.28).

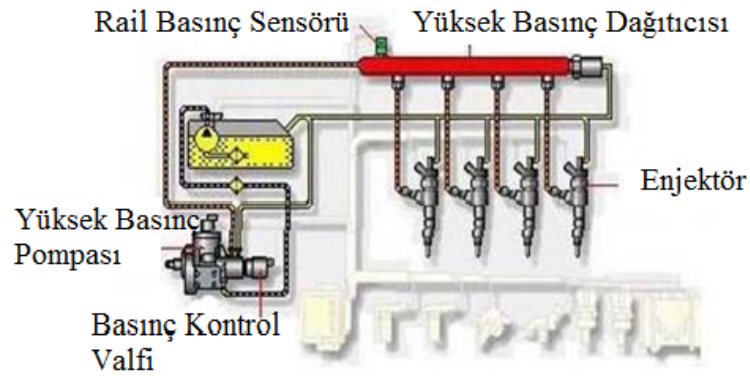
#### 3.2.1.1 Düşük Basınç Döngüsü



Şekil 3.29 Düşük basınç döngüsü elemanları

Yakıt tankı, elektronik destekli yakıt pompası ve enjektör geri tahliye elemanlarının tümü bu döngü içerisinde bulunmaktadır (Şekil 3.29). (www.obitet.gazi.edu.tr/sunular/11.ppt, 2010)  
Yakıt tankı, yakıt filtresi, su ayırıcı, elektronik yakıt pompası ve basınç tutma valfi (DHV) den oluşmaktadır.

### 3.2.1.2 Yüksek Basınç Döngüsü



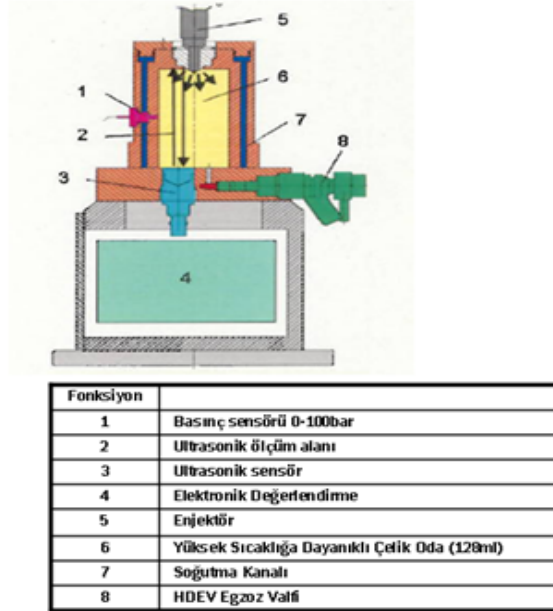
Şekil 3.30 Yüksek basınç döngüsü elemanları

Yüksek basınç pompası, enjektörler ve rail yüksek basınç bölgesi elemanlarını oluşturur.

Yüksek basınç pompası üretimde kullanılan pompa sayesinde 2200 bar'a kadar basınç değerleri elde edilir. Valf ve sensörler kullanılarak elektronik kontrol ünitesinden kumanda edilerek istenilen basınç değerleri elde edilip kontrol edilebilmektedir.

Rail enjektöre dağılan yakıtın yüksek basınç ile saklandığı kısımdır. Üzerinde bulunan basınç sensörü ve valf sayesinde ECU tarafından kontrol edilerek pompadan aldığı yakıtı saklamakta ve enjektörlere dağıtmaktadır. Üzerinde ECU ile bağlantılı bir basınç sensörü ve yakıt tahliye valfi bulunmaktadır. Rail, motor uygulamalarına göre sıralı veya V şeklinde enjektöre iletebilirler. Basınç ve akış dalgalanmalarını önlemek için enjektör girişinde bir kısıcı bulunmaktadır.

HDA bir ölçüm aleti olup hidrolik basınç artırıcı olarak tanımlanabilmektedir. Common Rail enjektörleri için gerçekleştirilen ölçümlerde bu cihaza enjektörler bağlanmaktadır. Püskürtme ise HDA içerisine yapılmaktadır. Bir silindir vazifesi gören HDA enjektör testi için gereken karşı basıncı da sağlamış olur. Basınç sensörleri, ultrasonik sensörler, ultrasonik ölçüm alanı elektronik değerlendirme merkezi tahliye elemanları ve soğutma kanalları barındırarak ölçüm verileri elde edilir. Enjektörden çıkan her bir test yağı tanka geri gönderilmektedir. HDA silindrinde bulunan soğutma kanalları sayesinde yakıt ve sistemin bütünü aşırı ısınmalara karşı korunmuş olup test yağı sıcaklığı 40 °C dır.



**Şekil 3.31** HDA Ekipmanları

Şekil 3.31’de 2 numara ile gösterilen ultrasonik ölçüm alanında ölçümün hassas bir şekilde icra edilebilmesi için bu alan dahilinde;

- Sıcaklık kompanzasyonu iyi ayarlanmış bir basınç sensörü
- Ultrasonik sensör
- Drenaj valfi
- Ultrasonik değerlendirme elektroniği
- Basınç güvenli kontrol valfi
- Elektronik yükseltici bulunmaktadır.

Ölçüm için gereken yazılım olarak ise:

- Eş zamanlı görüntü için güçlü bir DSP sistem
- Kontrol amacıyla kullanılan Cpcı bilgisayar, görüntüleme ve ana bilgisayar sistemi ile iletişim
- Bağımsız bir şekilde kalibre edilmiş ölçüm odası
- Kullanılan ölüm sisteminde 100 kHz örnekleme hızı ile 4 ADC kanalları bulunmaktadır, iki kanal kullanıcıya özel görevler için kullanılabilir
- 4 DAC kanalları  $\pm 10$  V, 100 kHz ile çalışmaktadır.

Ölçüm özellikleri ve duyarlılığı aşağıdaki gibidir:

- HDA Ölçüm cihazının enjeksiyon frekansı 30 – 3100 1/dak'dır.
- Bir çevrimdeki ölçüm alanı % 100'dür.
- Ölçüm çözünürlüğü -0,01mg mertebesindedir.
- Bir çevrimdeki püskürtülen toplam miktar 0,1 – 500 mg aralığında değişebilir.
- 100 kHz frekansında çalışır.
- 2 püskürtme arasındaki minimum gecikme 20  $\mu$ s mertebesindedir.
- Çevrim başına 10 püskürtme yapılabilir.
- Karşı basınç 5 – 95 bar arasında ayarlanabilir.

(<http://www.moehwald.de/runtime/cms.run/download/code>, 2014)

### 3.2.1.3 HDA ile Ölçüm Prensibi

Ölçüm sisteminin temeli olarak kapalı silindir içerisinde bulunan 50 bar lık bir basınç içerisine püskürtme yapıp bu sayede elde edilen basınç değerlerinin ölçülmesi ile elde edilir. Silindir içerisinde bulunan bu basınç enjektöre motor içerisinde yanma odasından gelen karşı basıncı simüle etmektedir. Elde edilen ölçümlerin verimliliği silindir içerisinde bulunan yakıtın sıkıştırılabilirliği ile değişkenlik göstermektedir. HDA yakıtın anlık sıkışmasının değerleri ultrasonik hızın belirlenmesi ile gerçekleştirilir. Bu sayede doğru ölçümler elde edilmesi mümkündür.

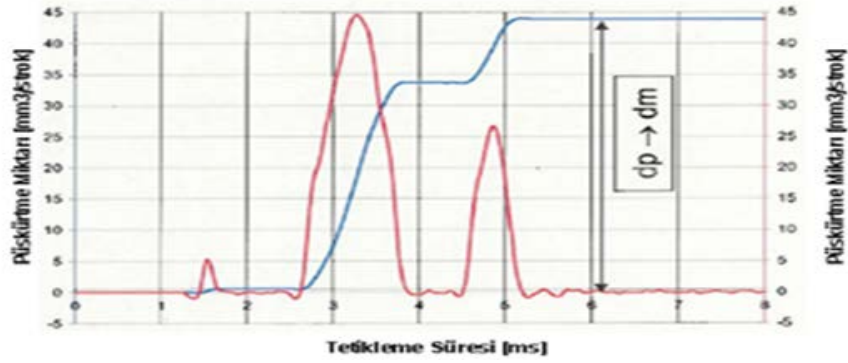
HDA silindir odası sabit bir hacim içerisinde test yağı tarafından doldurulmuştur. Püskürtme ile birlikte silindir içerisinde ilave bir kütle gelerek  $\Delta m$  sabit hacim içerisinde basınç artışına ( $\Delta p$ ) sebep olur.

Stok başına püskürtme değeri:

$$\Delta m = V \cdot \frac{\Delta P}{c^2} \quad (3.11)$$

Kütlesel debi:

$$\dot{m} = \frac{V}{c^2} \frac{dp}{dt} \quad (3.12)$$



Şekil 3.32 HDA ile ölçüm prensibi

Yakıtın yoğunluğu, sıkıştırılabilirlik modülü ve ultrasonik impulsların zamanı yakıtın ultrasonik hızına etki etmektedir. Ultrasonik hızın hesaplanması için etki-tepki arası zaman ve sabit ultrasonik yolun ilgili hesaba dahil edilmesi gerekir. Kapalı bir hacimde, değişim gösteren basınç ile ultrasonik yolun hesaba katılması ile püskürtme miktarı elde edilir. Ultrasonik hız DSP kartında 13,33 ns'lik bir çözünürlük ile (75 MHz Sayıcı) okunur. Her çevrimde iki ultrasonik hız değeri ölçülür. İlk ölçülen püskürtme öncesi ( $c_1$ ) (etki) ikincisi ise son püskürtme sonrası ( $c_2$ ) (tepki) olarak tanımlanır.  $c_1$  anında yakıt henüz püskürtülmemiştir. HDA ölçüm odasında yalnızca 50 bar basıncında yakıt bulunmaktadır. Son püskürtme gerçekleştikten sonra  $c_2$  ölçülür. Püskürtme esnasındaki basıncın, yoğunluğun ve sıcaklığın değişimi ile  $c_1$  ve  $c_2$  arasında anlık kütle ölçümü gerçekleşir.



## **HDA ile Gerçekleştirilebilecek Ölçümler**

### Püskürtme Karakteristiği Eğrisi:

Püskürtme karakteristiği eğrisi sabit basınç dahilinde enjektör aktörünün tetiklenme süresi değiştirilerek püskürtme miktarının miktarı hesaplanarak elde edilir. Örnek olarak: 2000 bar'da 2000  $\mu$ s'de 50 adet ölçüm yapıldıktan sonra bu ölçüme ait noktalardan bir grafik elde edilir. Bu test daha sonra enjektör tetiklenme süresi 5'er  $\mu$ s azaltılarak testler tekrarlanır. Tetiklenme süresi 150  $\mu$ s'e ulaşana kadar tekrarlama devam eder. Her bir ölçümün grafikleri oluşturulduktan sonra bir eğri elde edilir. Bu eğri püskürtme karakteristiği eğrisi olarak tanımlanmaktadır. Bu ölçüm farklı basınç değerlerinde de gerçekleştirilebilir. Püskürtme karakteristiği eğrisi ile enjeksiyon davranışını inceleme imkanı elde edilir. Birden fazla enjektörün karşılaştırılması yapılabilir. Elde edilen grafikler sayesinde püskürtme anındaki dalgalanmalar, ani miktar düşüşleri ve balistik-balistik olmayan alanlar sayesinde enjektör hakkında bilgiler elde edilir. Grafikte görülen sapmalar ise ECU üzerinde düzeltme faktör fonksiyonları ile düzeltilir.

### Kütleli Debi (Akış Oranı):

Püskürtmenin kütleli debisi sayesinde enjeksiyonun davranışını anlık izlenebilir. Püskürtmede akış miktarını, enjektörün açılma ve kapanma sürelerini elektriksel ve hidrolik tepkime süreleri arası zaman herhangi bir tetiklenme süresi için hesaplanabilir. Püskürtmenin başlangıç zamanı ve uzunluğu, yakıtın yanma odasındaki dağılımına, püskürtülen yakıtın hava ile karışımına etki etmektedir. Yanma olayı için püskürtme basıncı, anlık debi ve püskürtme süreleri yanma olayının karakteristiğini tayin eder. Dizel motorlarının verimliliğinin yüksek olması için bu etkilerin her birinin çok iyi bilinmesi ve dikkate alınması gerekir. Enjektör üzerinde yapılan iyileştirmeler ve püskürtme karakteristiğine etki edebilecek değişikliklerde (software, hardware, malzeme, geometri) akış miktarlarının ölçülmesi ve standart kütleli debi ile karşılaştırılması önem arz etmektedir. Böylece erken ve ya geç püskürtme, gürültü, emisyon seviyesinde artış, motor veriminin düşüşü gibi durumlara sebebiyet verecek sapmaları gözlemlene imkanı tanınır.

Hava-yakıt karışımının yapısı yanma olayının temel karakteristiğini belirler. Bu yapının mükemmel ulaşması püskürtme zamanlamasının uygunluğu ile gerçekleşmektedir. Kütleli

debinin bilinmesi motorun emisyon değerlerinin en aza indirilmesi için bilinmesi gereken parametrelerden biridir.

Püskürtme anında yakıtta biriken basınç akış enerjisine dönüşür. Doğru zamanda püskürtülen yakıt miktarında püskürtme basıncı ve meme geometrisi önemli rol oynamaktadır. Püskürtme verimliliği yakıtın silindir içerisinde mümkün olduğunca atomize hale getirilmiş olarak püskürtmesi ile mümkün olmaktadır. Bu ise akışın meme ucundan yüksek bir hızla yani püskürtme basıncının artması ile mümkündür. Ayrıca egzoz emisyonlarında da iyileşme görülür. İstenilen alışma noktasındaki püskürtme miktarı (mm<sup>3</sup>/strok) olarak hesaplanır. Bir silindire bir çevrimde hacimsel olarak püskürtülen yakıt miktarı denklem 3.13 kullanılarak hesaplanılmaktadır.

$$Q = \frac{P.b_e}{60.n.f.z.\rho} \text{ mm}^3/\text{çevrim} \quad (3.13)$$

Yakıtın gereksiz tüketimini, yanma gürültülerini ve yanma emisyonlarını istenen seviyelerde tutabilmek için yakıt doğru bir zamanda doğru miktar ve davranış ile püskürtülmelidir. Yakıtın özelliklerine bazı koşullarda da silindir tasarımına bağlı olarak motorun püskürtme zamanı ile yanma başlangıcı zamanı arasındaki geçen süreler değişkenlik gösterebilmektedir. Bu zaman diliminde püskürtülen fazla yakıt miktarı ani basınç artışlarına ve sıcaklık artışlarına sebebiyet vermektedir. Yüksek sıcaklık artışları NO<sub>x</sub> emisyonlarında artışı tetiklemektedir. En verimli bir tutuşma zamanlamasını sağlamak için müşteri uygulayıcısı tarafından çalışma noktalarının belirlenmesi ile memenin açıldığı ve püskürtmenin devam ettiği noktalar tespit edilmelidir. Böylece püskürtme gecikmesi ile oluşabilecek yakıt tüketimi artışı, HC emisyonu oluşumu ve is oluşumlarını azaltmak mümkün olmaktadır.

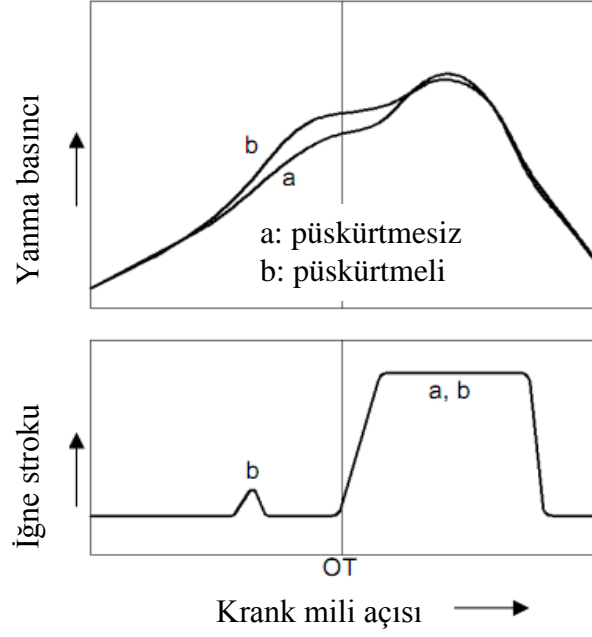
Egzoz gazları ile motora emme zamanında giren hava ile karışması yanma sıcaklığını ve fazla oksijen miktarını azaltır. NO<sub>x</sub> gazları artan sıcaklıklarda artış eğilimi gösterdiğinden sıcaklığın kontrolü bu zararlı gazların kontrolünü de sağlamış olur. (F.Schaefer , 1993).

**Çizelge 3.1** Püskürtme basıncı ve zamanlamasının farklı emisyon tipleri üzerindeki etkisi

Önlemler	Kirlenici emisyonlar					Yakıt tüketimi	Isıl yük	Çevrim sonrası egzoz sıcaklığı
	Nox	CO	Is	HC	RCHO			
Püskürtme süresinin azaltılması	-	+	+	0	0	+	0	0
Püskürtme basıncının artırılması	-	+	+	0	+	+	-	+

Yanma verimliliğini artırmak amacıyla püskürtmenin tamamı birkaç evreye dağıtılarak gerçekleştirilir.

Ön püskürtme: Yanma gürültüsünün oluşumunu ve NOx emisyonları ve yanma gürültülerinin azalmasında ön püskürtmenin verimli sonuçlar ortaya koyduğu görülmüştür. (<http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/diesel/commonrail.htm>,2011). Dizel yakıt miktarının az bir miktarı (1 ... 4 mm<sup>3</sup>) silindir içerisine püskürtülerek yanmaya hazırlık yapılmış olur. Aksi takdirde ön püskürtmesiz bir yanma üst ölü noktada ani bir basınç artışı gözlenir. Sıkıştırma ile düzleşen bu basınç artışı yanma başlangıcında dikleşir. Dik bir basınç artışı yüksek yanma gürültüsüne neden olur. Bir veya daha fazla ön püskürtme olur ise yanma basınç artışında stabil bir davranış gözlemlenir. Ön püskürtme sayesinde, ana püskürtme zamanı ile yanma zamanı arasındaki süre kısılarak NOx, HC emisyonları ile yanma gürültüsü ve yakıt tüketimi azalır. Bu kazanımlara karşın kabul edilebilecek seviyede partikül oluşumunda artış gözlemlenir. Üçüncü bir ön püskürtme ile yakıt-hava karışımında homojenlik elde edilir.

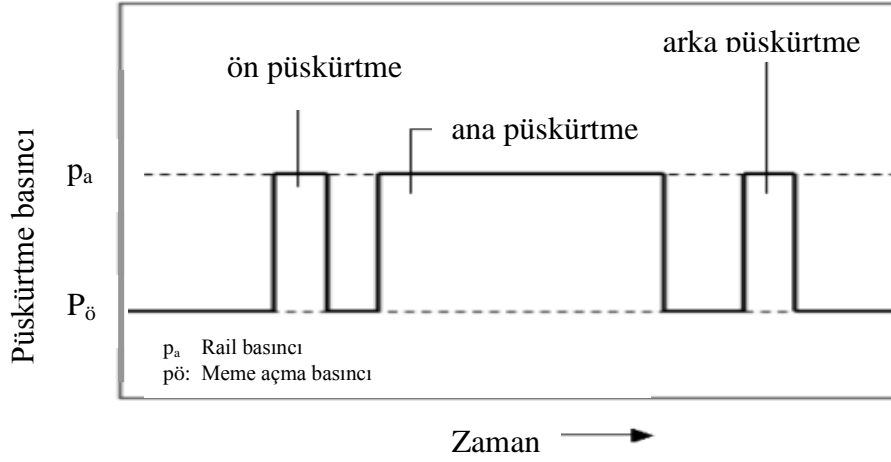


**Şekil 3.33** Ön püskürtmeli ve püskürtmesiz ana püskürtmenin yanma basıncına etkileri

Ana Püskürtme: Egzoz gazı devridaimi olmaksızın NO<sub>x</sub> emisyonlarının azaltılması için dik bir basınç artışı gereksinimi duyulur. Hafif bir basınç artışı ile motorda çalışma esnasında egzoz gazı sirkülasyonu olmaksızın is emisyonlarının azaltılması hedeflenir. Sabit yüksek bir basınç ile egzoz devridaimi olarak is emisyonlarının azaltılması hedeflenir.

Arka Püskürtme:

İs emisyonlarının azaltılması bu püskürtme aşaması uygulanır. Fakat erken bir arka püskürtme ana püskürtme sonrasında ölçülmesi mümkün değildir. Ana püskürtme sonrası partiküllerinin yanma olayı devam ederken ve emisyon değerlerinde %20 ... %70 azalma gösterir. NO<sub>x</sub> katalizörü için indirgen olarak geç bir arka püskürtme kullanılabilir. Ayrıca oksidasyon katalizatöründeki egzoz sıcaklığını partikül filtresindeki rejenerasyon için yükseltir.



**Şekil 3.34** Rail basıncı ve Ön püskürtme, ana püskürtme ve arka püskürtmede kullanılan meme açma basıncı

Common Rail sistemlerinde rail basınç değerleri eski teknolojilerdeki gibi motor devrine ve krank mili açısından bağımsızdır. Püskürtme esnasında oluşan dalgalanma haricinde rail basıncı sabittir. Bu nedenle akış miktarı iğnenin hızlı hareketi sebebiyle rampalanma gözlemlenmez. ECU tarafından püskürtme başlangıç süreleri optimum şekilde ayarlanabildiğinden motora uygun bir şekilde uygulanabilmektedir (Chemela ve ark., 1999).

Göz önüne alınması gereken bir diğer kriter ise püskürtme başlangıcı zamanı ile yanma başlangıcı arasındaki geçen süre içerisinde püskürtülen yakıtın miktarıdır. Bu sürede püskürtülen yakıtın miktarı fazla olduğu takdirde erken yanma görüleceğinden verimde düşüklük ve NOx emisyonlarında artış gözlemlenir.

ön püskürtme	
iki ön püskürtme	
iki ana püskürtme	
arka püskürtme	

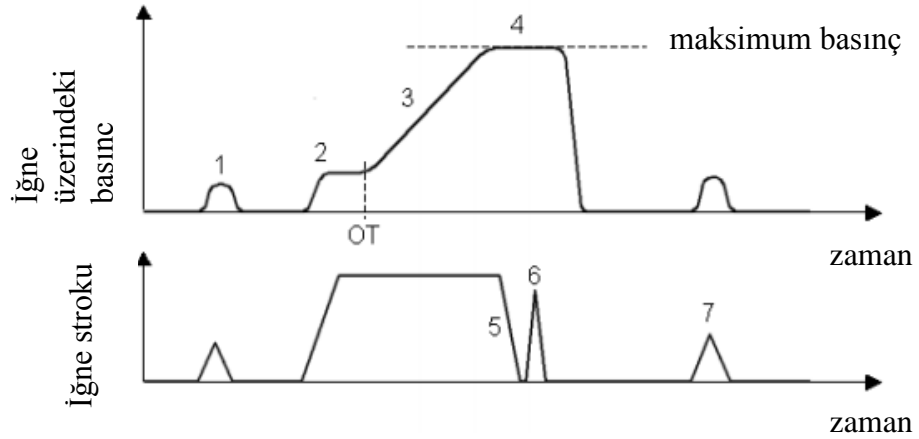
**Şekil 3.35** Çeşitli çoklu püskürtme tipleri

**Çizelge 3.2** Akış oranı değişimlerinin motor gücü, yakıt tüketimi ve emisyon üzerindeki etkileri

Hata / etkisi	Motor gücü düşer	Yakıt tüketimi artar	HC ve is emisyonları artar	Nox emisyonları	Motor hasar görür
Püskürtme çok erken	x	x		x	x
Püskürtme çok geç	x	x	x		x
Ön püskürtme yok			x (sadece HC)	x	
Arka püskürtme yok			x (sadece NOx)		

İdeal akış oranı:

Common rail sistemde oluşan basınç dalgalanmaları için çeşitli yazılımsal fonksiyonlar geliştirilerek düzeltilmesi ihtiyacı doğmaktadır. İstenilen püskürtme miktarındaki sapmalar yanma zamanlamasındaki sapmalara ve dolayısıyla istenmeyen emisyonlardaki artışa, motordaki güç ve verim kaybına ve yanma gürültüsüne sebebiyet vermektedir. Common Rail sistemlerindeki ideal basınç ve iğne stroğu davranışı aşağıdaki özelliklere sahiptir.



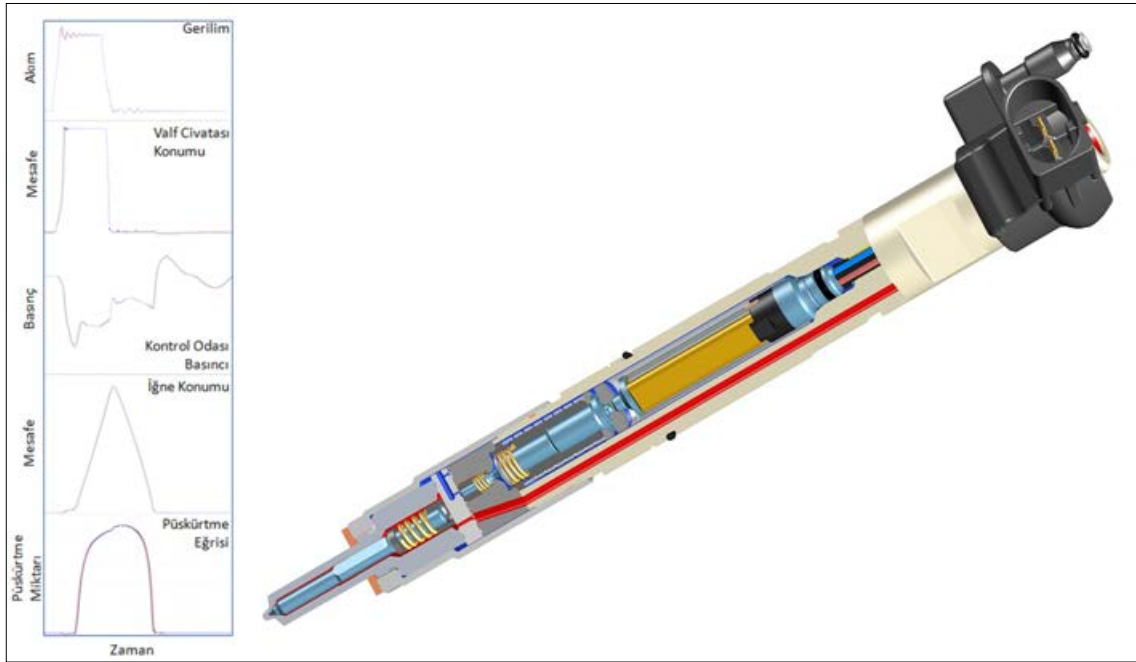
**Şekil 3.36** Çoklu püskürtmeli akış oranında ideal püskürtme formları

İdeal bir akış elde etmek için;

1. Ön püskürtme mümkün olabildiğince alçak basınçlarda gerçekleşmelidir
2. Ana püskürtmenin formu yamuk (ters bir kayık) şeklinde olmalıdır.
3. Kayık şeklini takiben doğrusal bir basınç artışı olmalıdır.
4. Maksimum basınca ulaşılmalıdır.
5. Ana püskürtme sonunda iğne çok hızlı bir şekilde kapalı konuma dönmelidir.

6. Meydana gelen islerin yakılması için ana püskürtmeyi takiben bir yüksek basınçlı arka püskürtme yapılmalıdır.
7. Düşük basınçlı geç bir arka püskürtme ile egzoz için HC hazırlanır.

Bu özelliklere göre Enjektör Metrikleri Şekil 3.37’ da verilmiştir.



Şekil 3.37 Enjektör Metrikleri

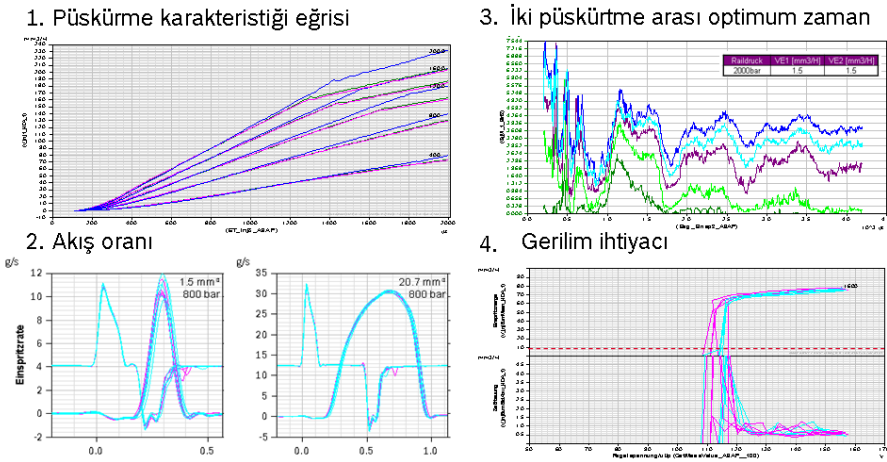
İki püskürtme arasındaki zaman ( $t_{diff}$ ) ölçümü: İki püskürtme arasındaki sabit zamanda püskürtme miktarında farklılık olup olmadığının testi bu ölçüm ile belirlenebilir. Ayrıca stabil püskürtme elde etmek için minimum püskürtme arası zamanın tespitinde önemli rol oynar. Raildeki basınç dalgalanmaları sebebiyle iki püskürtme arası zaman değiştiğinde püskürtme dalgalarında sinüzoidal dalgalanmalar gözlemlenmektedir.

Enjektörlerin motora adaptasyonu için motorlarda herhangi bir özel enjektör tipi olmaksızın motorların  $t_{diff}$  haritaları elde edilir. Daha sonra bu haritalar ECU ya kaydedilip enjektörlerin sistem ömrü boyunca raildeki basınç dalgalanmalarını kontrol edilebilir. Böylece PWC ‘pressure wave control’ fonksiyonu elde edilmiş olup püskürtme miktarı kontrol edilmiş olur.

İki püskürtme arası zamanda motor ölçümlerinden elde edilen haritalara uymayan bir püskürtme miktarı verildiğinde sapmalar tetikleme süresi veya voltaj ile düzeltilir.  $t_{diff}$  testlerinde elde edilen grafiklerle ECU dahilinde bulunan  $t_{diff}$  verilerinde farklılık oluşması halinde enjektörlerden istenen püskürtme miktarlarının dışında bir yakıt miktarı görülecektir.

Gerilim ihtiyacı ölçümü: Stabil bir fonksiyon için uygulanabilecek bu ölçüm metodu ile enjektörlerin hangi voltajlarda çalışabildiği kontrol edilmesi mümkün olur. Standart olarak 1600 bar ve 700 $\mu$ s'lik bir ölçüm uygulanır. 160V'tan itibaren 4'er V aralıklarla gerilim düşürülerek püskürtme miktarları ölçülür. Püskürtme miktarı 10 mm<sup>3</sup>/strok'un altına düştüğünde elde edilen gerilim değeri "karakteristik gerilim" olarak tanımlanır. Karakteristik voltaj değerine göre sınıflandırılan enjektörler motora montajı gerçekleştirirken ECU ya sınıf bilgileri girilir. Böylece enjektörler ömrü boyunca çalışacağı voltaj sınıfında görev yaparlar.

### HDA ile yapılabilecek ölçümler



Şekil 3.38 HDA ile analiz edilen ve Sequence Master ile elde edilen örnek grafikler

### 3.2.2 Simülasyon

CFX ortamında püskürtme akışları incelenmiştir.



### 3.2.2.1 CFX Programı ile Simülasyon

CFD (Computational Fluid Dynamics) yani hesaplamalı akışkanlar mekaniği anlamına gelen program akışkanlar mekaniğinde algoritmaların çözümünde ve problemlerin analiz edilmesinde kullanılır. Matematiksel olarak bakılacak olunursa, CFD PDE (partial differential equations) sistemlerini HPC (high performance computing) bilgisayarlarda çözümlenebilen cebirsel denklemlerin kurulumu yerleştirir. PDE sistemleri sıvı ve gaz akışkanlarının kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerine sahip kısmi diferansiyel denklemleri içerir. Aşağıda kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri verilmiştir.  $\frac{\partial}{\partial t}$  terimleri niceliklerin zamanla değişimi sabit kabul edildiğinden hesaplamalarda kullanılmamıştır.

- i- Kütle korunumu denklemi (süreklilik denklemi)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot u_j) = 0 \quad (3.14)$$

- ii- Momentum korunumu denklemi (Navier-Stokes-Equation)

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g \quad (3.15)$$

- iii- Enerji korunumu denklemi

$$\frac{\partial \rho (e + \mathbf{V}^2 / 2)}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i (e + \mathbf{V}^2 / 2)}{\partial x_i} = - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i \sigma_{ji}}{\partial x_j} + \rho u_i B_i \quad (3.16)$$

CFD programı akışkanların nitel ve nicel davranış tahminlerini aşağıdaki metotların kullanılması ile yapmaktadır:

- Matematiksel model (Kısmi Diferansiyel Denklemler)
- Nümerik metot
- Yazılımlar (öncesi ve sonrası işlemciler, çözücüler)
- CFD bilim adamlarının ve mühendislerin nümerik denemelerini kolaylaştırmaktadır

- CAD modelinin oluşumu: var olan bir CAD modeli zamanı kısaltır
- Matematiksel model: hangi denklemin çözülmesi gerektiğine karar verir, sınır şartlarını belirler
- Mesh (Ağ yapısı): CAD geometrisi nümerik olarak mesh'e dahil edilir. Kompleksliğe ve geometriye bağlı olarak mesh CFD simülasyonun harcadığı çabanın büyük kısmını oluşturur.

### 3.2.2.2 ANSYS CFX Modelleme Yetenekleri

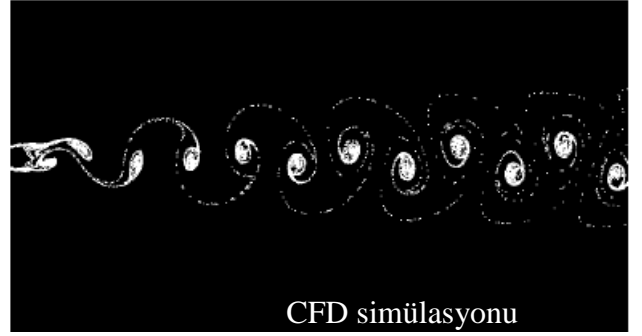
- Dörtüzlü, altı yüzlü, prizma (kama) ve/veya piramit elemanlarının herhangi bir karışımının çözümü
- Sıkıştırılabilir/sıkıştırılamaz - subsonik, transonik, süpersonik
- daha iyi şok yakalamak için yüksek-hız sayısal iyileştirmesi
- Sabit/geçici
- Laminar / türbülanslı

(kaynak: [http://www.anova.com.tr/main/69/ansys\\_cfx.aspx](http://www.anova.com.tr/main/69/ansys_cfx.aspx),2014)

### 3.2.2.3 Sınır Koşulu

- Giriş: kütle akışı ve akış yönü, hız, statik basınç ve yönü, toplam basınç ve yönü, toplam entalpi, toplam sıcaklık, statik sıcaklık, subsonik, süpersonik ve karışık (subsonik ve süpersonik bileşimi)
- Çıkış: kütle akışı (basınç profili veya çevresel ortalama basınç profili ile), hız, düzgün statik basınç, ortalama statik basınç, çevresel ortalama statik basınç, subsonik, süpersonik, degassing koşulu, meridyonel basınç profili, sıfır gradient koşulu
- Açılış (karışık içakış/dışakış): hız, statik (içeri)/statik (dışarı) basınç ve yönü, toplam (iç)/statik (dış) basınç ve yönü, yerel akış yönü veya sürüklenme
- Duvar: kaymazlık, serbest kayma, pürüzlü, hareketli, adiabatik, sıcaklık-belirtilmiş, ısı akışı, ısı transfer katsayısı
- Opak, kara cisim, radyasyon yoğunluğu koşulları
- Simetri
- İnce yüzey duvarları
- Herhangi bir nicelik için 1-B veya 2-B profil özellikleri

(kaynak: [http://www.anova.com.tr/main/69/ansys\\_cfx.aspx](http://www.anova.com.tr/main/69/ansys_cfx.aspx),2014)



**Şekil 3.39** CFD simülasyonu ve gerçek akış ile bir kütle üzerine gelen akışın kütle arkasında izlenimi (kaynak: <http://www.mathematik.uni-dortmund.de/kuzmin/cfdintro/cfd.html>, 2009)

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyon sonuçları aşağıdaki nedenlerden dolayı %100 güvenilir olmayabilir;

- Girdiler çok sayıda tahmin ve öngörü içerir
- Matematiksel model yetersiz kalabilir
- Sonuçların doğruluğu işlem gücü ile sınırlanır.

## 4. BULGULAR

Bu bölümde tüm farklı uzunluktaki yaylar için farklı basınç değerlerinde ve farklı etki sürelerindeki debi değişimleri test edilerek elde edilmiştir.

### 4.1 Simülasyon Bulguları

Simülasyon test verilerinin teyit edilmesi amaçlı yapılmıştır. Akış dinamiği ve mekanik eylemler ANSYS Fluent programlarıyla incelenmiştir.

#### 4.1.1 CFD Uygulamaları

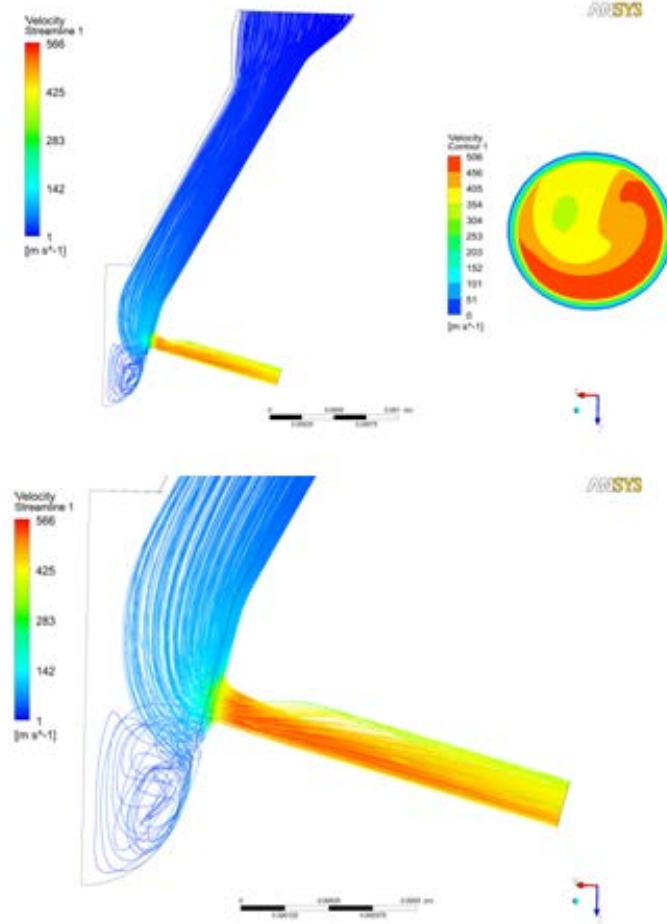
Program olarak ANSYS kullanılmıştır. 3D CFD simülasyonu farklı uzunluk toleranslarına sahip meme yaylarının neden olduğu minimum ve maksimum basınç değerlerinde püskürtme karakteristikleri incelenmiştir. Elde edilen bu basınç koşullarına göre mesh (ağ yapı) oluşturulmuştur. Böylece debi ve akışı hesaplanmıştır.

#### **Simülasyon Sınır Koşulları:**

- Toplam Mesh element sayısı 57588
- Mesh yapısı hexa (structured) olarak seçilmiştir.
- Analiz tipi: kararlı (steady state)
- Akış sıcaklık 40 °C olarak tanımlanmıştır.
- Viskoz türbülans model olarak SST (Shear Stress Transport) seçilmiştir.
- Yakıt sıvı fazında
  - Yoğunluk (d): 0.810 g/cm<sup>3</sup>
  - Isı kapasitesi (C<sub>P</sub>): 1800 J/kg. K
- 1.durum Giriş basıncı 1131 bar
- 2.durum Giriş basıncı 1173 bar

## Simülasyon Sonuçları:

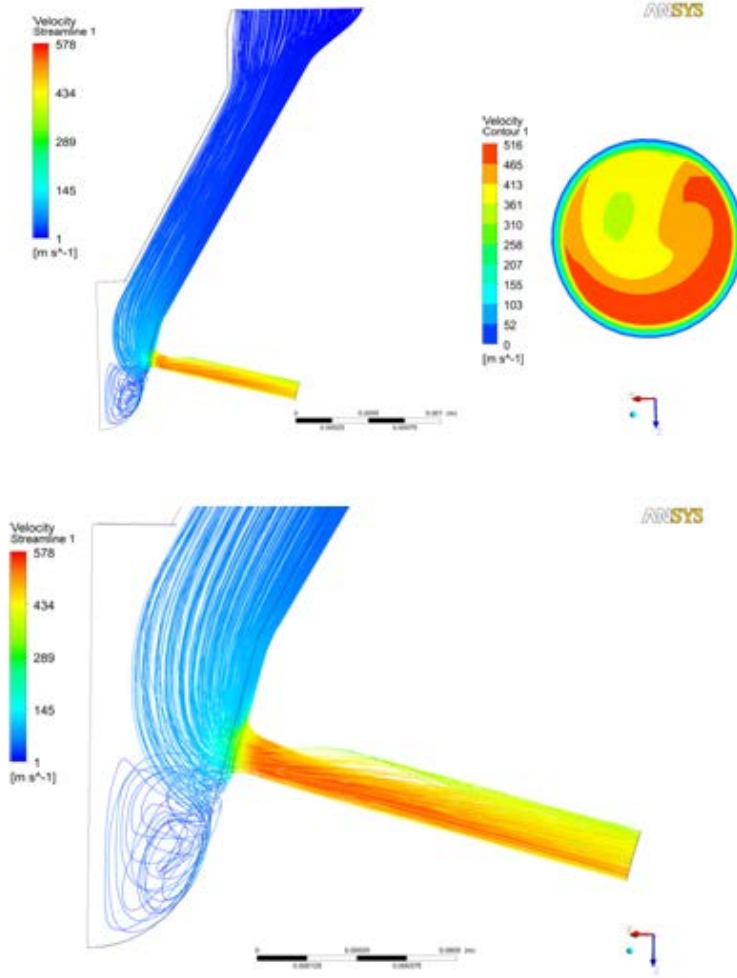
1.Durum giriş basıncı 1131 bar



**Şekil 4.1** 1131 bar giriş basıncında oluşan püskürtme karakteristiği

İlgili yay tolerans sınırına karşılık gelen püskürtme basıncı için oluşturulan simülasyonda püskürtme memesi akış hızı  $421,075 \text{ m s}^{-1}$  olarak hesaplanırken, akış debisi ise  $228 \text{ mm}^3 \text{ s}^{-1}$  olarak elde edilmiştir.

## 2.Durum giriş basıncı 1173 bar



**Şekil 4.2** 1173 bar giriş basıncında oluşan püskürtme karakteristiği

Giriş basıncı en üst tolerans limitlerinde olduğu takdirde 1173 bar olarak hesaplanmıştır. Bu basınç giriş değerine karşılık simülasyon sonuçları elde edilmiştir. Elde edilen hesaplamalara göre püskürtme memesi akış hızı  $428,872 \text{ ms}^{-1}$  olarak hesaplanırken, akış debisi ise  $232 \text{ mm}^3\text{s}^{-1}$  olarak elde edilmiştir. Akış profilleri ve akış değerleri karşılaştırıldığında 1131 bar ve 1173 bar arasında, püskürtme akış hızında %1.8, püskürtme debisinde %1.7 bir fark görülmüştür.

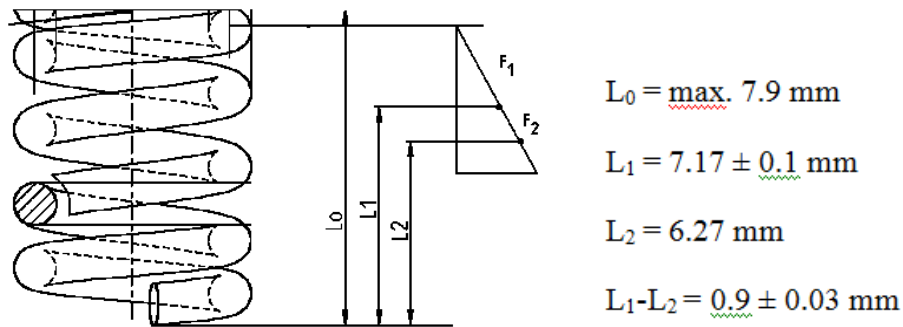
**Çizelge 4.1** Farklı basınç girişlerine göre elde edilen püskürtme karakteristikleri

	Giriş basıncı (bar)	Püskürtme Akış Hızı ms <sup>-1</sup>	Püskürtme Debisi [(mm) <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
1.Durum	1131	421,075	228
2.Durum	1173	428,872	232
3.Durum	300	216	117
4.Durum	800	354	191
5.Durum	1200	434	235
6.Durum	2000	562	305

#### 4.2 Farklı Rail Basınç Değerlerindeki Testler

Seri üretimde, istenilen püskürtme karakteristiği ve memenin açılma ve kapanma süreleri dikkate alınarak gereken yay kuvveti ve yay baskı burcu ile ayar pulları belirli bir tolerans dahilinde üretilmektedir. İhtiyaç duyulan yay kuvvetini sağlamak amacıyla yayın sıkıştırılma miktarı tespit edilip bu kısılma miktarını sağlayacak ayar pulu miktarı ve yay baskı burcu yükseklikleri meme boyu ile kıyaslanıp uygun tolerans kombinasyonlarında montaj gerçekleşir. Ayar pulu, yay baskı burcu ve meme boyundaki farklılıklar yay sıkışma miktarına dolayısı ile yay itme kuvvetine etkisi görülecektir.

Bu tez çalışmasında ise 1.62 mm pul boy sınıfına karşılık gelecek farkı uzunluklarda yaylar kullanılarak yay itme kuvvetindeki değişim püskürtme karakteristiğine etkisi incelenmiştir. Bu nedenle tolerans alt sınırında ve tolerans üst sınırında 5'er adet olmak üzere on adet farklı uzunluklarda yay kullanılarak meme montajı gerçekleştirilmiş ve test edilmiştir.



**Şekil 4.3** Meme yayı uzunluklarının teknik resim üzerinde gösterimi

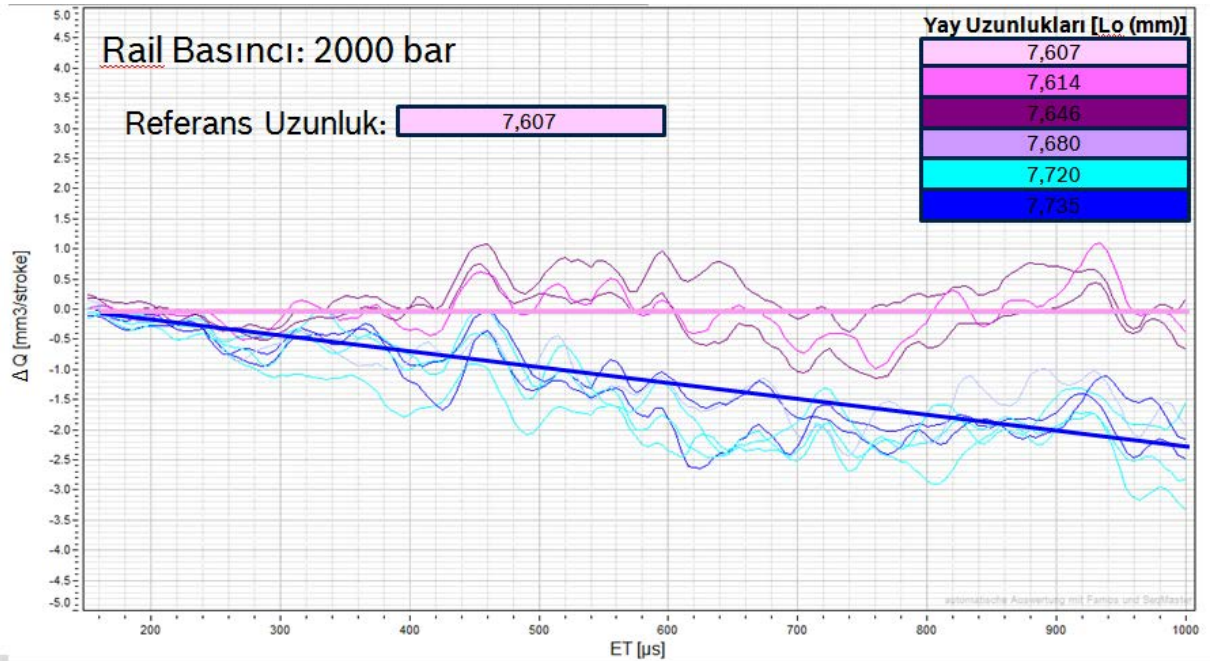
$L_0$  kıyaslamalarda kullanılacak yay uzunluğu olup referans değer olarak 7,607 mm kullanılmıştır. Bu yay uzunluğundaki debi miktarları ile diğer uzunluktaki debi miktarları kıyaslanıp fark değerleri grafiğe yansıtılmıştır. Testlerde kullanılan yay uzunlukları tablosu aşağıda verilmiştir.

**Çizelge 4.2** Meme Yay Uzunlukları

Meme Yayı Uzunlukları(mm)	7,607	7,614	7,646	7,680	7,720	7,735
---------------------------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

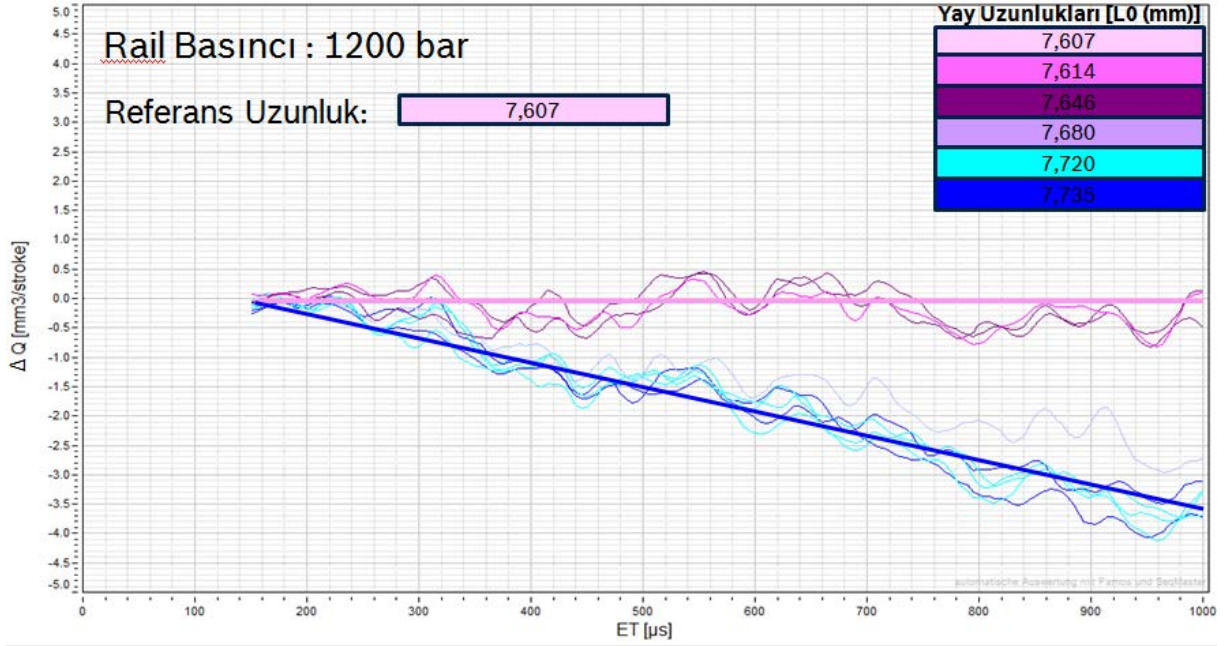
İlk olarak farklı basınç değerlerinin kıyaslanması gerçekleştirilmiştir. Böylece 2000 bar, 1200 bar, 800 bar ve 300 bar basınç altındaki etki sürelerinin yay uzunluklarına göre değişimleri test edilmiştir.

2000 bar'lık test sonucu elde edilen bulgular ışığında artan meme yayı boyu ile birlikte debi miktarlarında bir azalma gözlenip bu azalma miktarı aktör etki süresi artışına bağlı olarak artmaktadır.

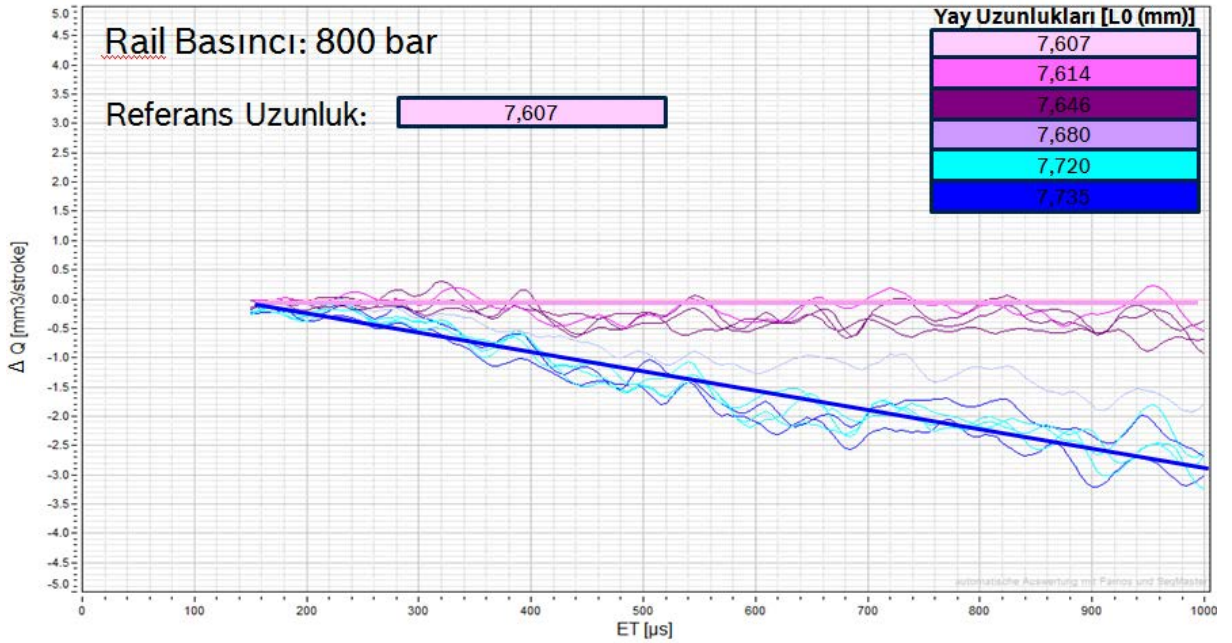


**Şekil 4.4** Püskürtme debisinin aktör etki süresine göre değişimi (2000 bar)

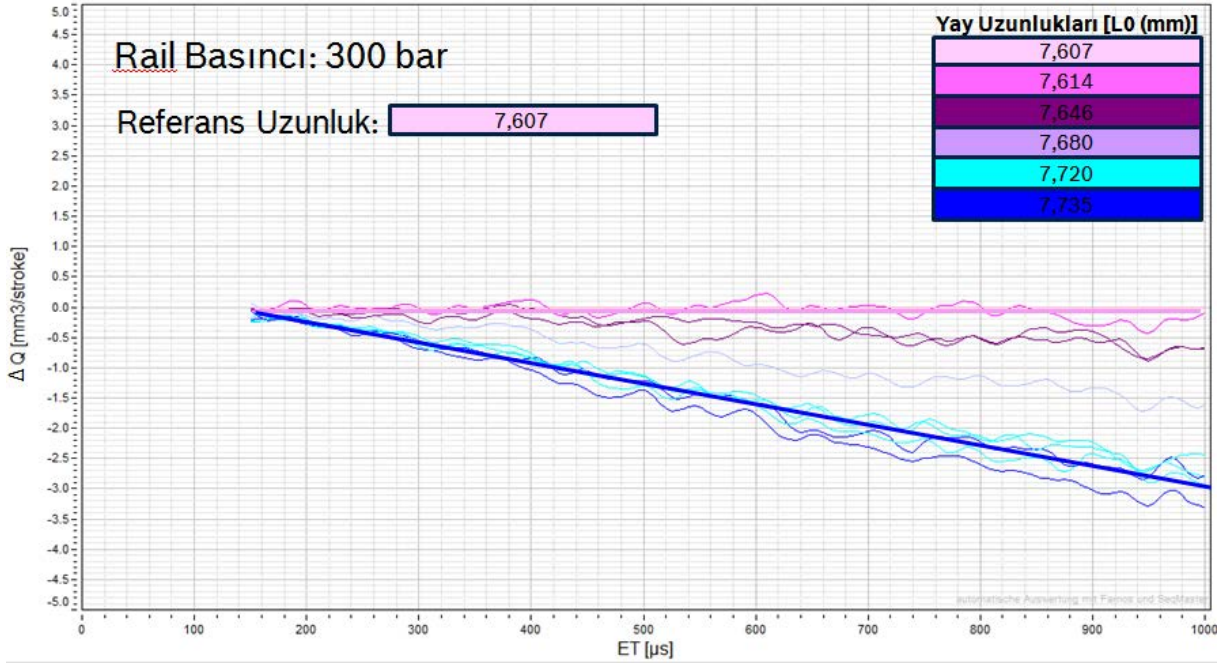




Şekil 4.5 Püskürtme debisinin aktör etki süresine göre değişimi (1200 bar)



Şekil 4.6 Püskürtme debisinin aktör etki süresine göre değişimi (800 bar)

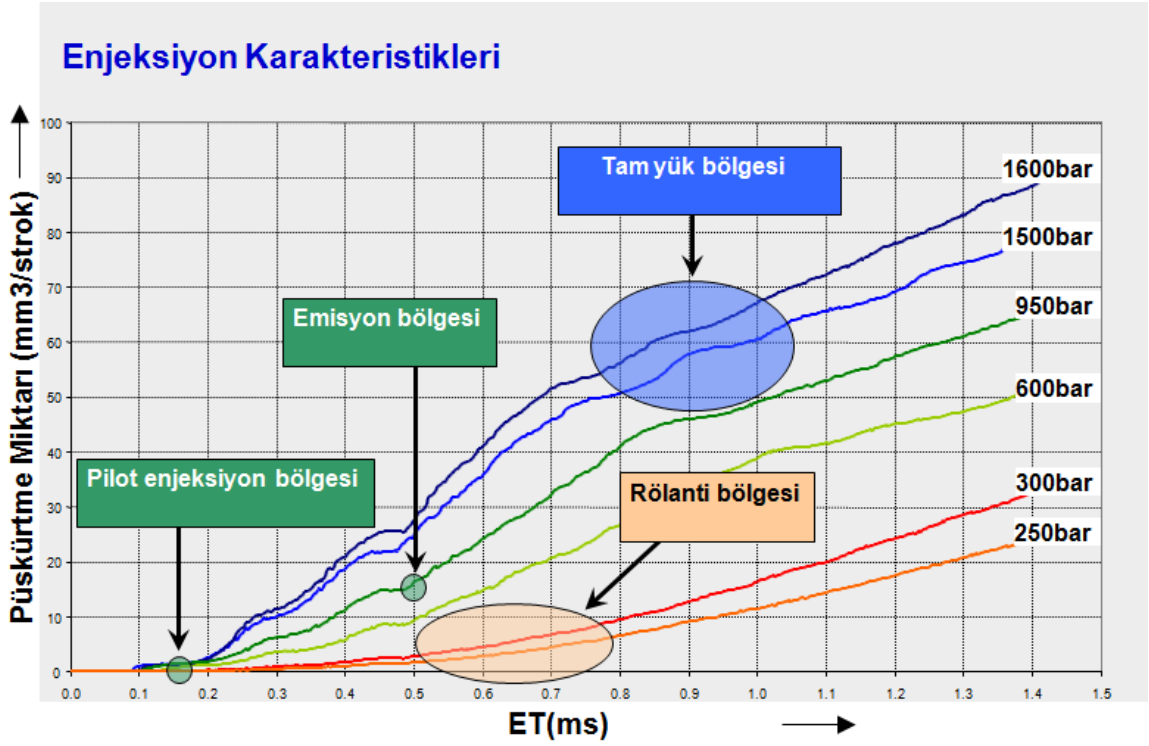


**Şekil 4.7** Püskürtme debisinin aktör etki süresine göre değişimi (300 bar)

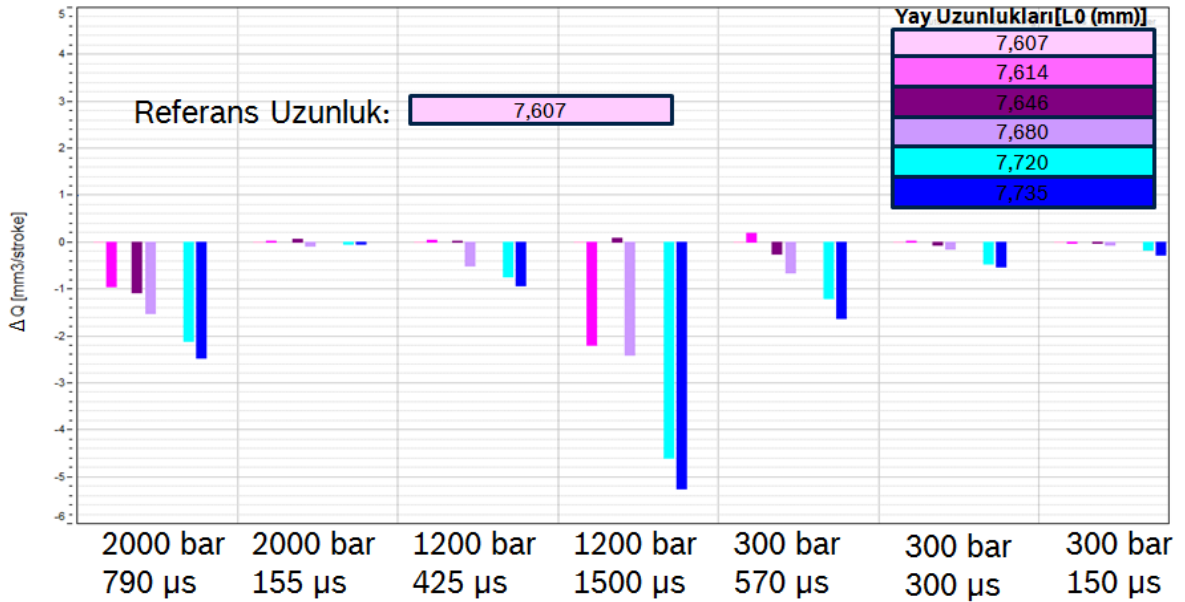
Belirli basınç değerlerinde aktörün elektriklenme süresini değiştirerek farklı yay uzunluklarının debi üzerine etkisi elde edilmiştir. Bu bilgiler doğrultusunda aynı basınç değerinde aktör elektriklenme süresi artarak debi farklılıklarında dramatik bir şekilde değişiklikler gözlemlenmektedir.

Daha düşük basınç değerlerinde aktör elektriklenme süreleri uzatılarak silindir içine püskürtülen yakıt miktarında yüksek basınçlardaki yakıt miktarlarına da ulaşılabilmektedir.

Farklı aktör etki sürelerinin yay uzunluklarına göre debi değişimi Şekil 4.9’ da verilen farklı basınç değerlerinde, enjektör püskürtme miktarını gösteren enjeksiyon karakteristiklerine göre değerlendirilmiştir.



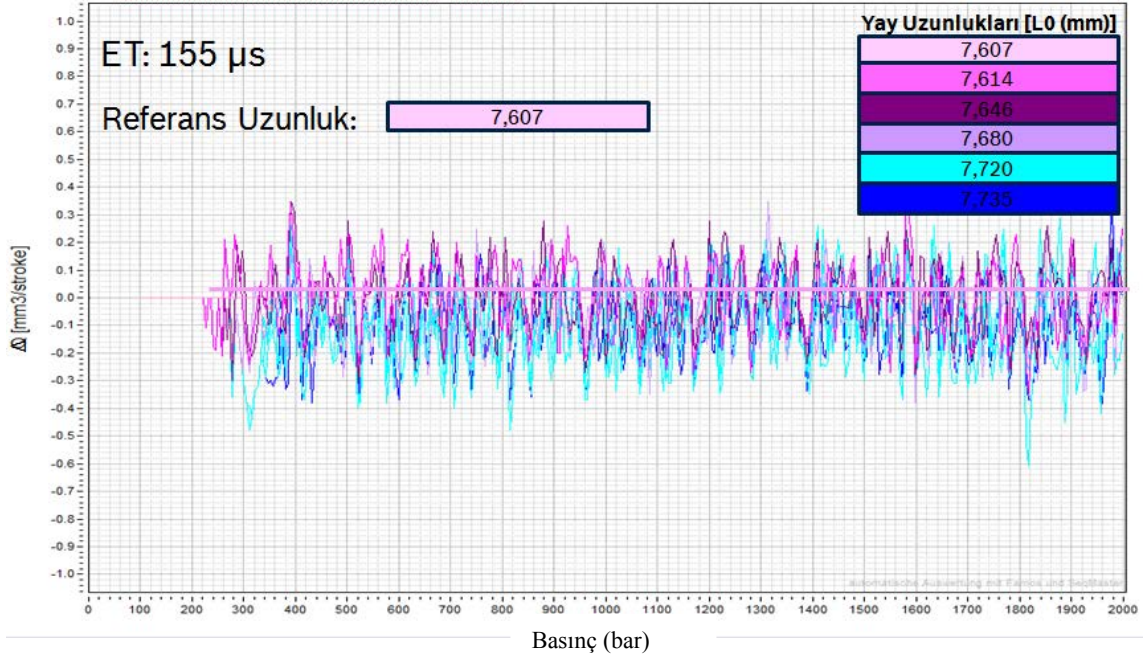
Şekil 4.8 Enjeksiyon karakteristikleri



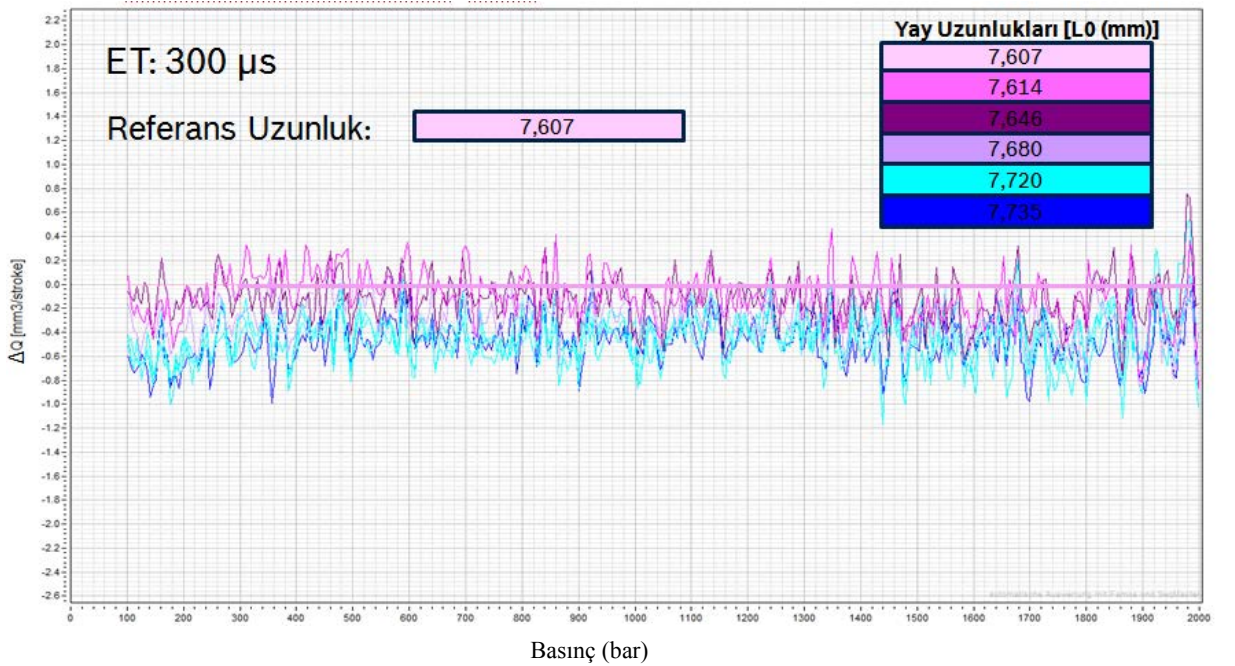
Şekil 4.9 Farklı aktör etki sürelerinin yay uzunluklarına göre debi değişimi

Ayrıca sabit etki sürelerinde basınç değişimlerinin debi üzerine etkisi incelenmiştir. Elde edilen veriler doğrultusunda artan aktör elektriklenme süreleri silindir içerisine püskürtülen

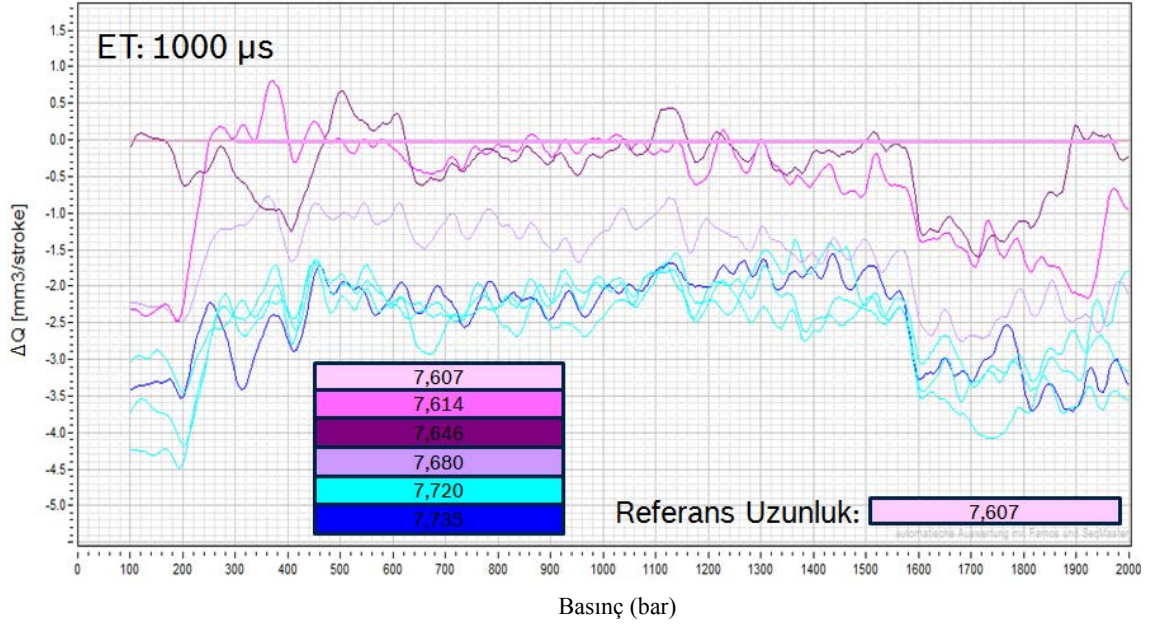
yakıt miktarında artan yay uzunluğuna bağlı olarak azalmaktadır. Kısa süreli aktör etki sürelerinde ise debi farklılıklarında belirgin bir değişiklik gözlemlenmemiştir.



Şekil 4.10 155  $\mu$ s aktör etki süresinde yay uzunluklarına göre basınç-debi değişimi

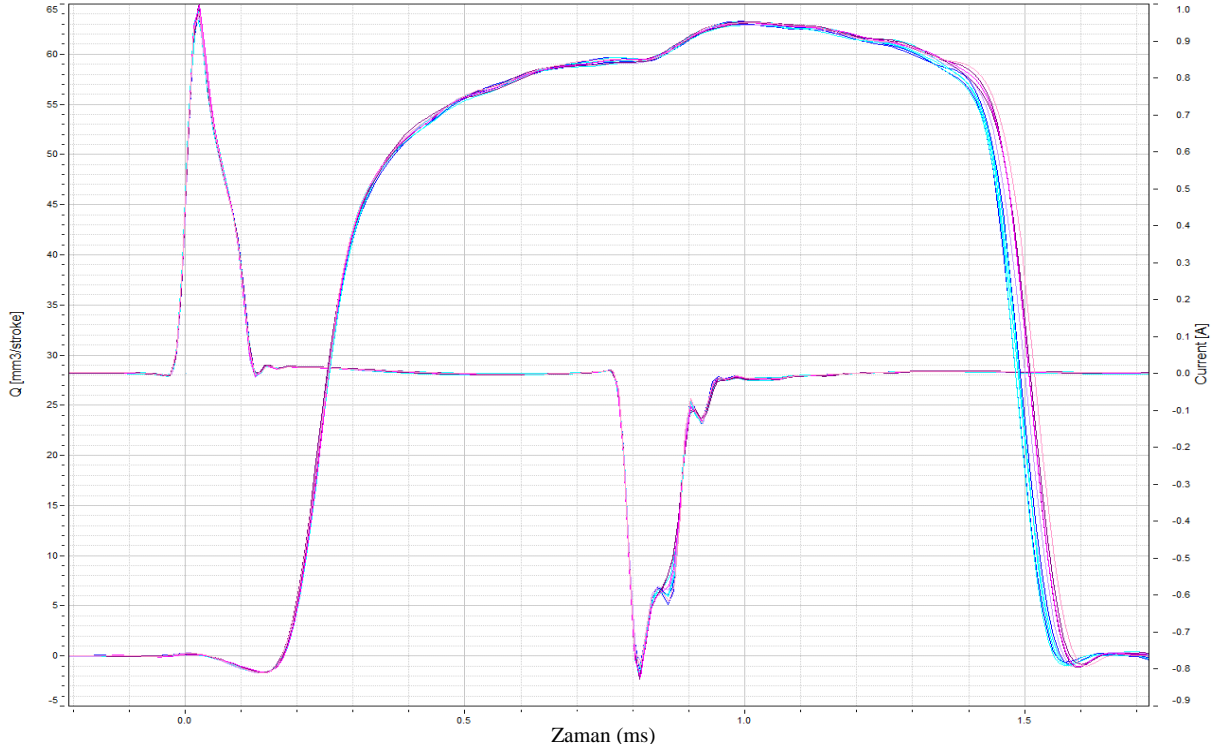


Şekil 4.11 300  $\mu$ s aktör etki süresinde yay uzunluklarına göre basınç-debi değişimi



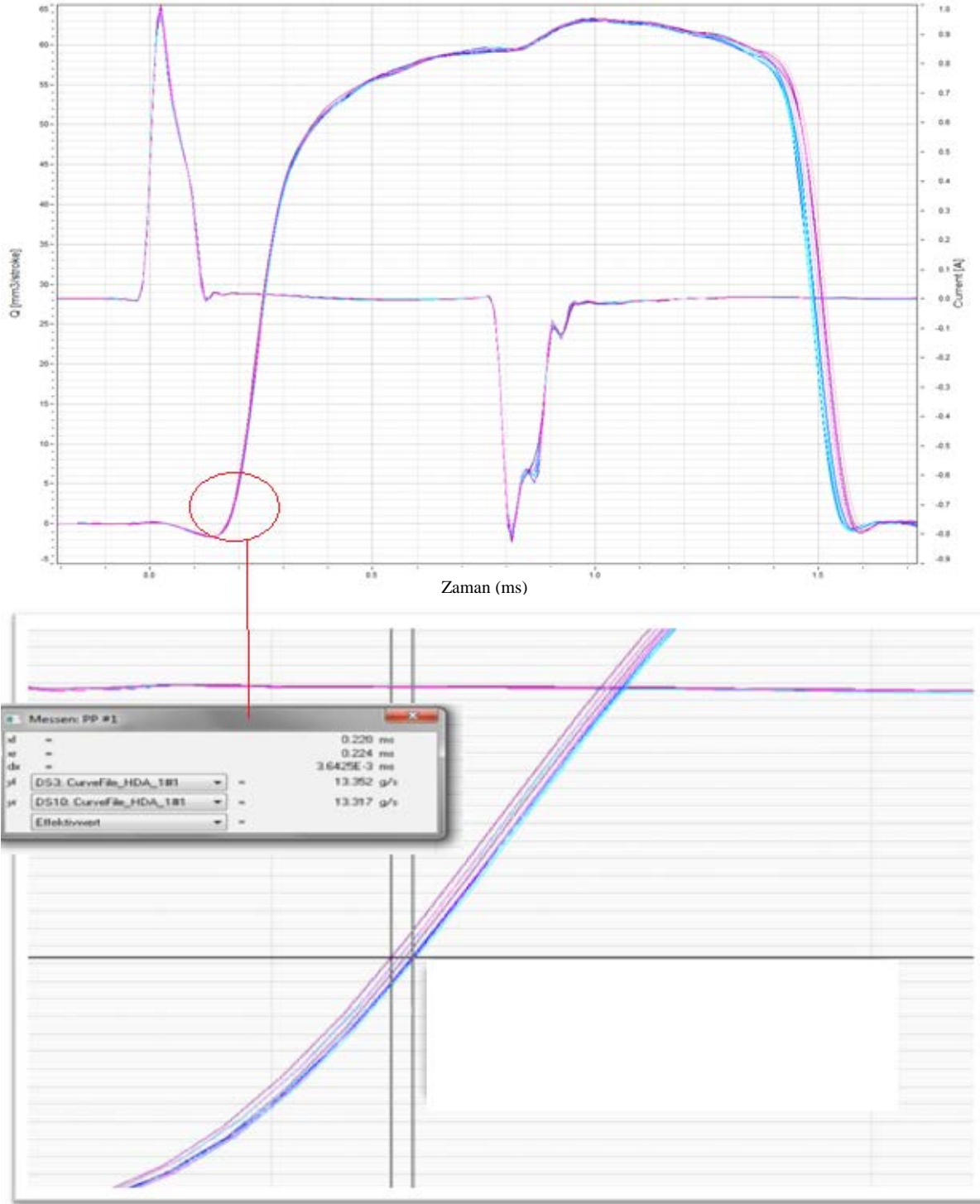
**Şekil 4.12** 1000  $\mu$ s aktör etki süresinde yay uzunluklarına göre basınç-debi değişimi

Ayrıca aşağıda elde edilmiş verilere dayanarak farklı meme yay uzunluklarının püskürtme başlangıç zamanı ve püskürtme sonu zamanına olan etkileri ele alınmıştır. Yapılan bu püskürtme analizinde 2000 bar ve 300 bar basınç değerleri ile sırasıyla 790  $\mu$ s ile 570  $\mu$ s etki sürelerinde enjektörler çalıştırılmıştır.



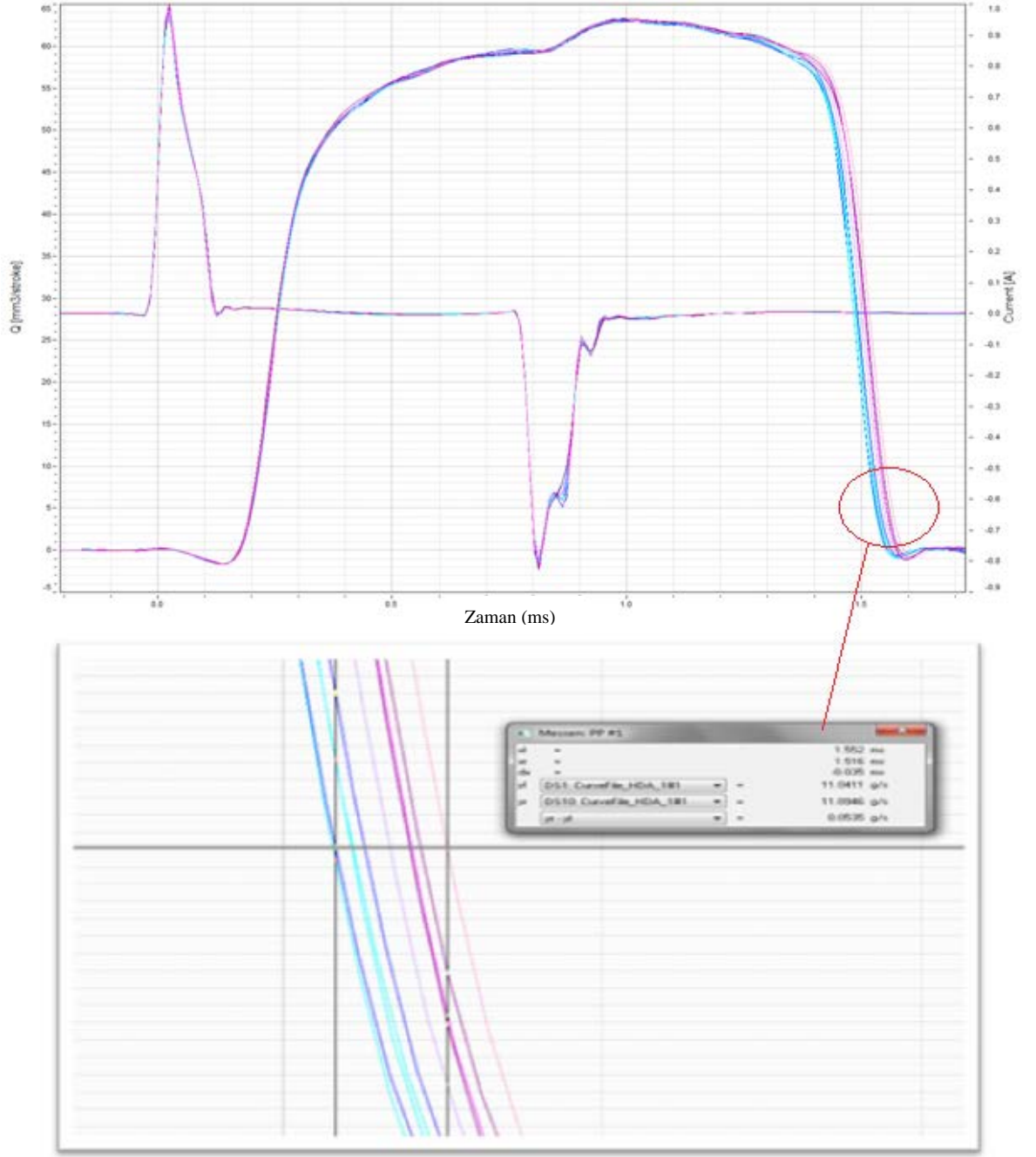
**Şekil 4.13** 2000 bar ve 790 $\mu$ s etki süresinde enjektör açılma ve kapanma karakteristiği

Elde edilen bulgulara göre yüksek yay uzunluğu arttıkça püskürtme işlemi daha geç başlayıp erken sonlanmakta olduğu görülmektedir. Yay uzunluklarına bağlı olarak debi farklılıkları püskürtme üzerindeki etkisinin olduğu görülmektedir.



Şekil 4.14 2000 bar ve 790 µs etki süresinde enjektör açılma süresi

2000 bar ve 790  $\mu$ s etki süresi ile en uzun yay uzunluğuna sahip meme ile referans alınan yay uzunluğuna sahip meme püskürtme başlangıcı arasında 4  $\mu$ s'lik bir gecikme söz konusudur (Şekil 4.14).

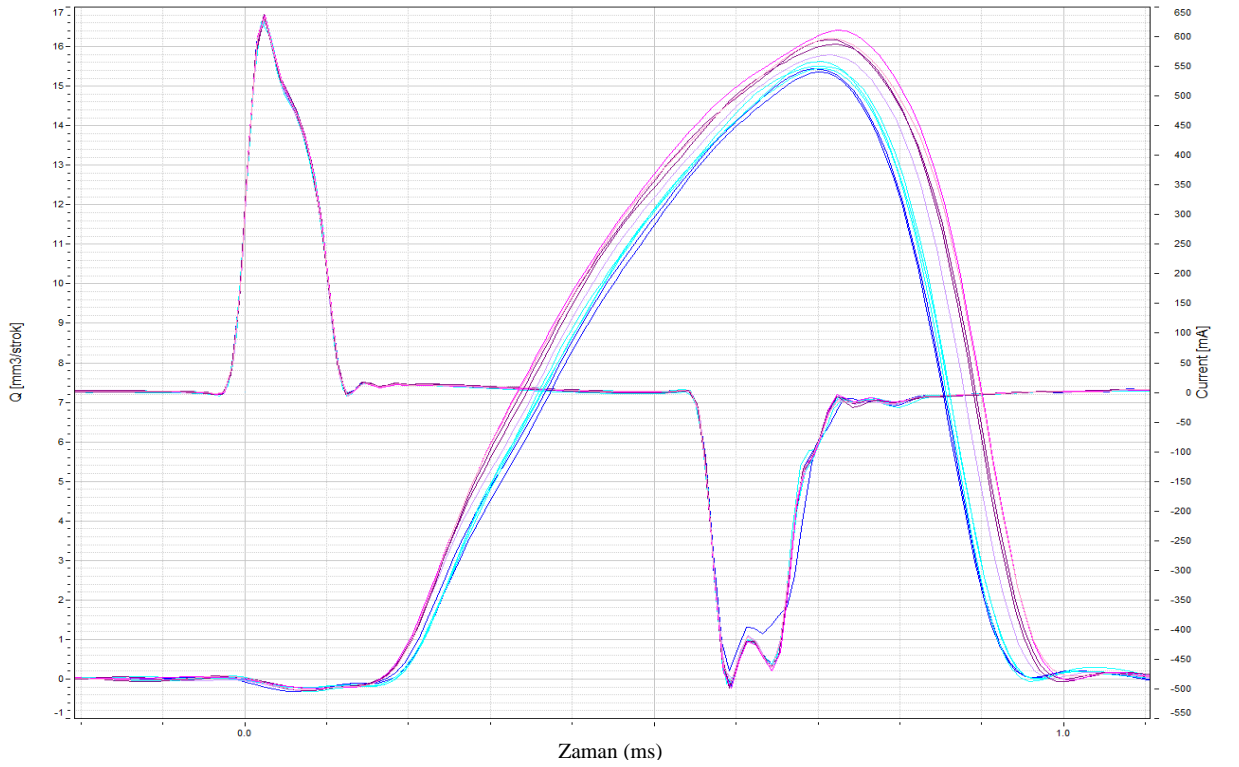


Şekil 4.15 2000 bar ve 790  $\mu$ s etki süresinde enjektör kapanma süresi



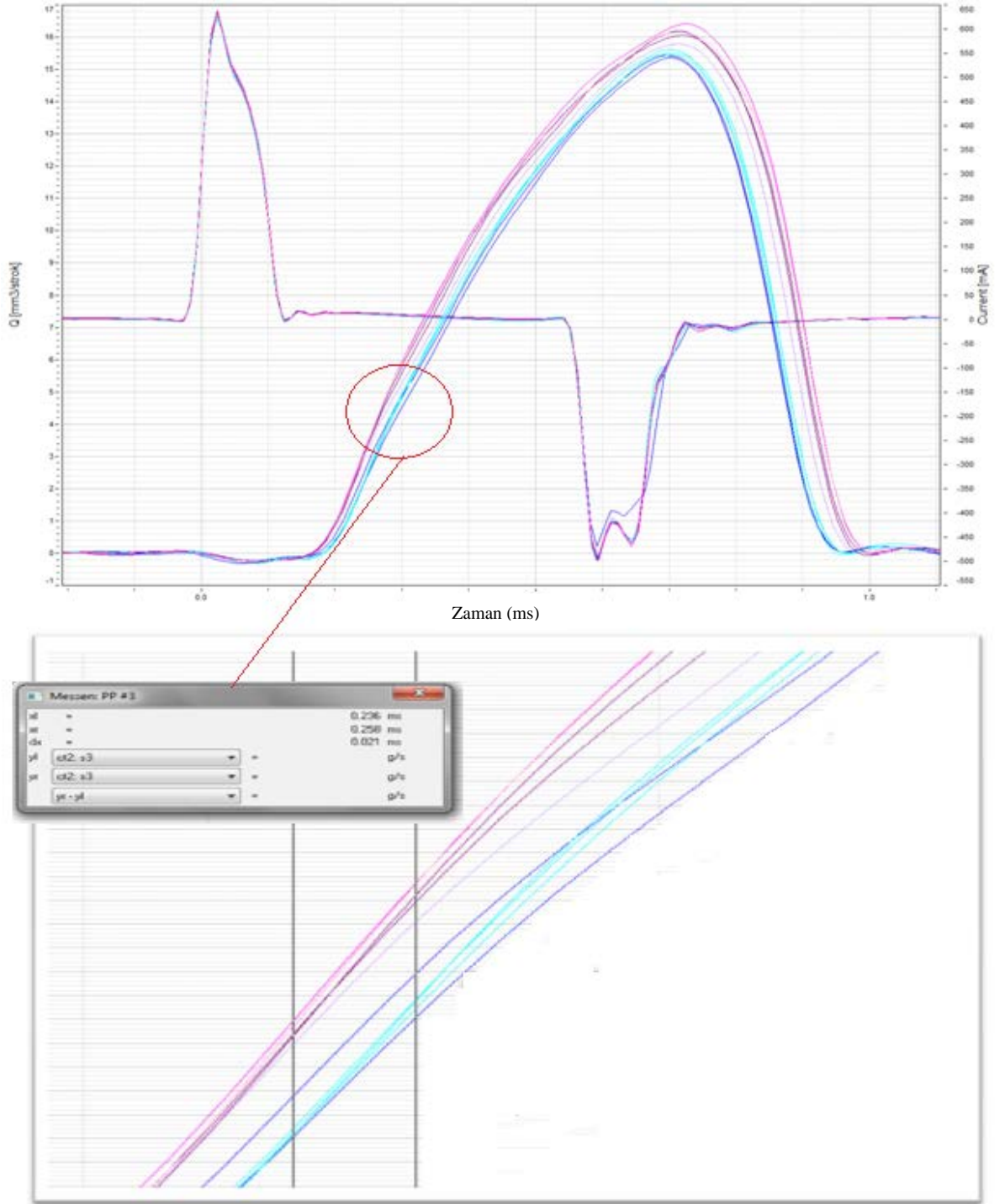
2000 bar basınç altındaki bir diğer püskürtme inceleme noktası ise püskürtmenin sonlanması aşamasıdır. Bu basınç altında en uzun yaya sahip meme püskürtme sonu referans yay uzunluğuna sahip meme püskürtme sonu zamanlaması arasında 35  $\mu$ s'lik erken sonlanma söz konusudur (Şekil 4.15).

Aynı testler 300 bar basınç altında da test edilmiştir. Bu basınç altında da yüksek yay uzunluklarına sahip memelerdeki püskürtme başlangıcında referans yay uzunluklarına göre püskürtmenin geç başlaması ve püskürtme sonunun daha erken sonlanması görülmektedir.



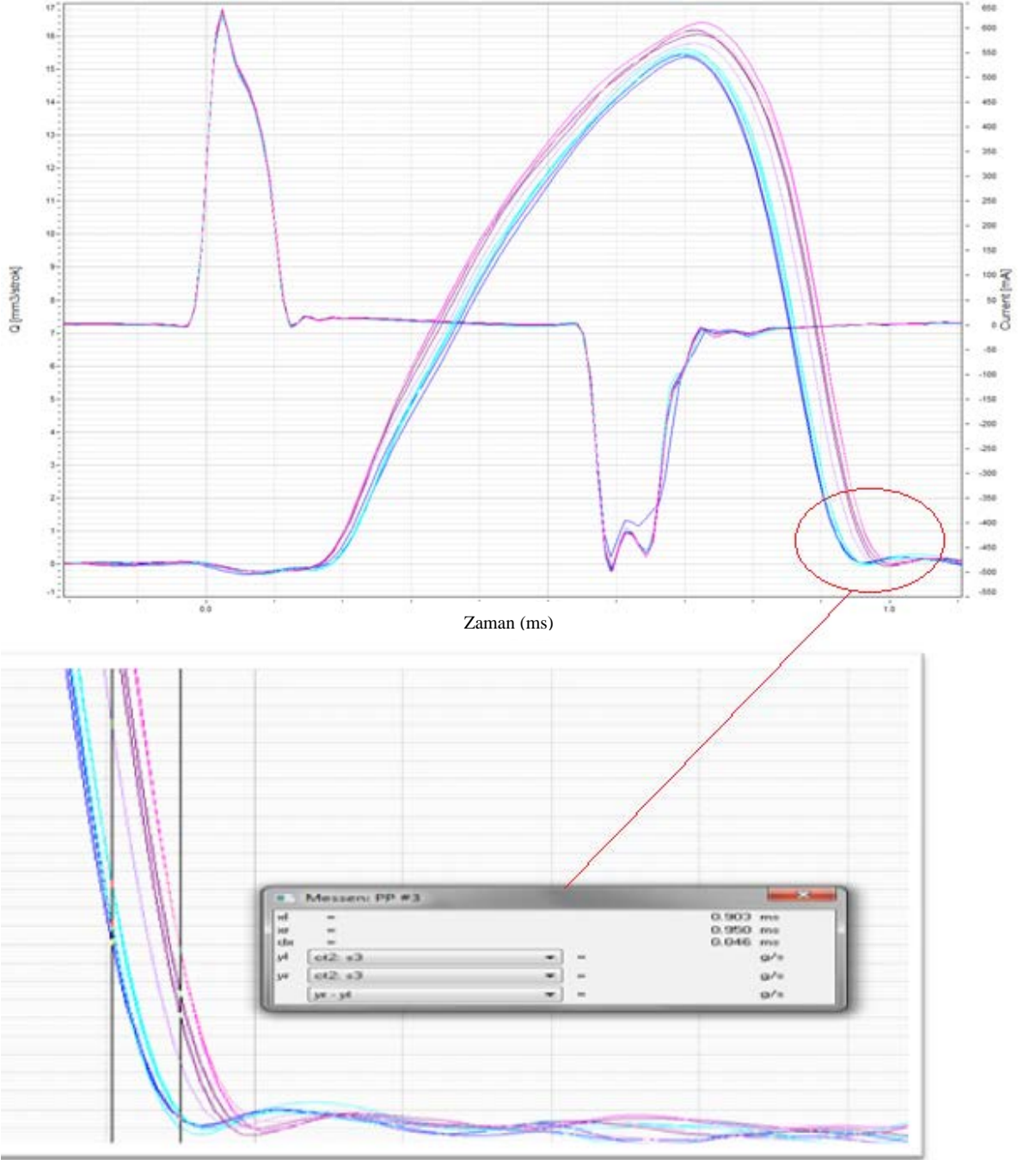
**Şekil 4.16** 300 bar ve 570  $\mu$ s etki süresinde enjektör açılma ve kapanma karakteristiği

300 bar basınç ve 570  $\mu$ s etki süresinde daha uzun yaylara sahip memeler 21  $\mu$ s gecikme ile püskürtme işlemine başlamaktadır (Şekil 4.16).



Şekil 4.17 300 bar ve 570  $\mu$ s etki süresinde enjektör açılma süresi

Aynı davranış püskürtme sonunda da görülmekte olup, uzunluğu daha fazla olan yayalara sahip memelerin 300 bar basınç altındaki püskürtme sonu zamanlamasında, referans yay uzunluğuna sahip memelere göre, 46  $\mu$ s'lik erken sonlanma söz konusudur (Şekil 4.17).



Şekil 4.18 300 bar ve 570  $\mu$ s etki süresinde enjektör kapanma süresi

300 bar ve 2000 bar basınç altında yapılan testler ayrıca püskürtme başlangıcı ve sonu zamanlamalarının üzerinde etkili olduğu görülmektedir. Düşük basınçlarda yay uzunluğunun artması ile püskürtme başı ve sonlanması kısalmakta, diğer bir deyişle artan yay uzunluğu ile düşen basınçlarda püskürtme toplam süreleri kısalmaktadır. Basınç artışı ile bu süre artmasına karşılık yay uzunluklarının da kısılması ile daha uzun süreyle püskürtme gerçekleştirilebilmektedir.

## 5. TARTIŞMA

Tartışma bölümünde meme yayı uzunluğundaki değişikliğinin sistemin püskürtme karakteristiğine, gerilim ihtiyacına ve tribolojisine etkisine yorum getirilmiştir. Hidrolik test sonuçları ve simülatif sonuçlar karşılaştırılmış ve yorumlanılmıştır.

### a) Hidrolik Test ve Püskürtme Karakteristiği

Tolerans sınırları dâhilinde daha yüksek uzunluğa sahip meme yayları ile daha kısa uzunluğa sahip meme yayları ve farklı basınç ile etki süre kombinasyonlarında testler gerçekleştirilmiştir.

### Hidrolik Test Sonuçları ve Simülasyon Sonuçları

- 1.) Rail basıncı 2000 bar olarak ayarlanıp test edildiğinde referans yay uzunluğu olarak 7,607 mm belirlenmiştir. Diğer yay uzunluklarına göre püskürtme debilerindeki değişiklik Şekil 4.4' de gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre artan yay uzunluğu, püskürtme debisinde azalma meydana getirmiştir (Şekil 4.4).
- 2.) Basınç değerleri sabit tutularak piezo aktörün elektriklenme süresi değiştirilerek elde edilen püskürtme karakteristiği incelemelerine göre artan elektriklenme süresi ile farklı yaylara ait püskürtme debi farklarında artış gözlemlenmiştir. Artan yay uzunlukları ile birlikte debi miktarındaki azalmalarda artış olduğu belirlenmiştir.
- 3.) Farklı basınç ve piezo aktör elektriklenme sürelerinde yayların gösterdiği açılma ve kapanma süreleri incelenmiştir. 2000 bar rail basıncı ve 790  $\mu$ s elektriklenme süresinde en uzun yay uzunluğu ile referans yay uzunluğu arasında 4  $\mu$ s' lik geç enjektör açılma süresi ile 35  $\mu$ s' lik erken kapanma süreleri tespit edilmiştir (Şekil 4.14 ve Şekil 4.15).
- 4.) Farklı yay uzunluklarının daha farklı rail basıncında davranışı incelenmek için 300 bar rail basıncını ve 570  $\mu$ s lik etki süresi enjektöre uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre en yüksek yay uzunluğuna sahip yay ile referans yay uzunluğu arasında 21  $\mu$ s geç açılma süresi ile 46  $\mu$ s erken kapanma olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.17 ve Şekil 4.18).

- 5.) Aynı rail basıncı üzerinde artan yay uzunlukları ile açılma ve kapanma sürelerinde sırasıyla gecikme ve erken kapanma gözlemlenmiştir (Şekil 4.13 ve Şekil 4.18).
- 6.) Farklı yay uzunluklarında artan rail basıncı ile enjektör açılma ve kapanma sürelerinde gecikme ve erken kapanma sürelerinde azalma olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.13 ve Şekil 4.16).
- 7.) Farklı etki sürelerinde yapılan testlerde, etki süreleri arttıkça uzunluğu artan yayların referans yay uzunluğuyla kıyaslamasında elde edilen debi farklılıklarında artış gözlemlenmiştir (Şekil 4.10, Şekil 4.11 ve Şekil 4.12).
- 8.) 2000 bar ve 300 bar'lık rail basınçları karşılaştırılırsa artan rail basıncı ile püskürtme başlangıcı süresi de kısalmaktadır.

#### Simülasyon Sonuçları

Farklı yay uzunluklarına sahip akış alanındaki hız, yüzey alanı, debi ve basınç farklılıkları bir 2D model ile incelenilmiştir:

Bu modelin sınır şartları:

- Yakıt sıkıştırılmaz olarak kabul edilmiştir.
  - Tüm davranış izotermik olarak kabul edilmiştir.
  - Akış radyal simetrik olarak değerlendirilmiştir.
- 9.) Uygulanan farklı rail basınçlarında meme yayı alt tolerans değerleri için artan rail basınçlarıyla püskürtme debisi ve hızında artış gözlemlenmiştir.

## 6. SONUÇ

Hidrolik test sonuçları simülasyon verileri tarafından teyit edilmiştir. Yay uzunluklarının tolerans dahilinde olan 7.607 mm ile 7.735 mm arasında değişmektedir. Yay uzunluklarındaki artış püskürtme gecikmesi ve erken sonlanmaya sebebiyet vermektedir. Farklı yay uzunluklarına sahip yayların kullanılması durumunda hesaplamalarda elde edilen 12.627 N 'luk kuvveti sağlaması için sıkışma miktarlarında değişiklik yapılabilir. Bu nedenle yay mesnetlemesinde yay uzunlukları ölçülüp ilgili toleranslardaki pul ile mesnetlenerek hesaplanan kuvvetin sağlaması gerçekleşir. Böylece, pul – yay eşleştirmesi sayesinde farklı toleranslarda üretilmiş yay ve pulların püskürtme üzerindeki etkileri elemine edilmiş olur.

Yay uzunluğu düşük değişkenlerde (7.607 mm) yay uzunluğu yüksek değişkenlere (7.735 mm) oranla tam yük test noktasında (2000 bar 790  $\mu$ s) 4  $\mu$ s erken açma ve 35  $\mu$ s geç kapama gözlemlenmiştir. Akış oranındaki erken açma ve geç kapama davranışı IQA 'Injection Quantity Adjustment' 'püskürtme miktarı ayarı' adı verilen bir fonksiyon ile sistemde düzeltilebilmektedir. Ancak püskürtme başlangıç süresi düzeltilememektedir.

Püskürtmenin geç bitiyor oluşu tetikleme süresinin azaltılması ile düzeltilebilecek bir durumdur. Ancak püskürtmenin erken başlıyor oluşu herhangi bir fonksiyon tarafından düzeltilememektedir. Yakıtın erken püskürtülmesi sonucu karışım yanarken sıkıştırma işlemi devam edeceğinden, alev cephesinin geçmiş olduğu bölgedeki karışımın sıcaklığı yanmadan sonra bile artacaktır. Bu yüzden alev cephesinin geçmiş olduğu bölgelerde, alev cephesinin önündeki bölgeye göre daha fazla NO oluşacaktır. NO<sub>x</sub> emisyonlarında artış görülecektir.

Püskürtme başlangıcı ve süresi egzoz davranışı ve böylelikle partikül emisyonlarındaki, NO<sub>x</sub> ve HC emisyonlarındaki davranışı etkilemektedir. Püskürtme başlangıcı gecikir ise ya da püskürtme daha uzun sürer ise yanma sıcaklığı o kadar düşük olur. Böylelikle yanma odasındaki basınç artışı ve NO<sub>x</sub> emisyonları düşük olur. Ancak diğer yandan da yakıt tüketimi, HC emisyonları, is ve partikül emisyonlarında artış gözlemlenir. Püskürtme süresi yani memenin açıldığı ve yanma odasına püskürtmenin devam ettiği süredir. Optimal bir yanma için ve yakıt tüketiminin ve is emisyonlarının azaltılabilmesi için püskürtme süresinin müşteri uygulamacısı tarafından çalışma noktasının belirlenmesi gerekmektedir.

## 7. ÖNERİLER

Bu bölümün geri kalan kısmında mevcut araştırmanın iyileştirilmesi ve gelecekteki çalışmalar için öneriler ve temenniler sunulmuştur.

Mevcut analizlerde akışkan özellikleri sıkıştırılamaz akışkan kabulü yapılarak gerçekleştirilmiş ve CFD analizi yapılmıştır. Akışkan özelliklerinin sıkıştırılabilir olarak ele alınması çalışmayı genişletecektir. Aynı şekilde kararlı akış kabulü ile gerçekleştirilen analiz, farklı akış kabulleri yapılarak gerçekleştirilebilir. Farklı yay uzunluklarına sahip akış alanındaki hız, yüzey alanı, debi ve basınç farklılıkları bir 2D model ile incelenilmiştir. 3D ile yapılacak modellemeler ve yapılacak çalışmalarla CFD analizi genişletilebilir.

1600 bar rail basıncında, nominal kontrol hacmi açma basıncı  $1152\pm 21$  bar'dır. CFD analizinde bu değerlere karşılık gelen 1131 bar ve 1173 bar değerleri alınmış ve yay alt toleransında statik kuvvetler göz önüne alınarak incelemeler yapılmıştır. Bu değerler yay kuvveti, enjektör memesi oturma yüzeyi toleranslarından kaynaklanmaktadır. Analizlerin tüm yay toleranslarında tekrarlanması çalışmayı daha da ileriye götürecektir.

Materyal ve yöntem olarak Common Rail Dizel Enjektör'ü analiz metotları arasında yer alan optik püskürtme analizi, mekanik püskürtme analizlerinin de kullanılması sonuçları zenginleştirecektir. Bu çalışma iğne açılması sırasında, kuvvet dengesini değiştirebilecek, hidrodinamik etkiler kapsamamaktadır. Daha sonraki çalışmalara hidrodinamik etkiler ve radyal iğne hareketinin akış özellikleri üzerindeki etkisi ile devam edebilir.



## KAYNAKLAR

**Anonim,2000.** ISO 4113 Spezifikationen Castrol Diesel Calibration Oil . Castrol Diesel

**Anonim,2002.**ISO 4113 Spezifikationen. Holborn Europa Raffinerie GmbH,Hamburg.

**Anonim, 2010.** İnterfeometri. <http://w3.balikesir.edu.tr/~ay/lectures/ot/interferometri.pdf> -- (Erişim Tarihi:2014)

**Anonim, 2011.** Berechnung Hydraulischesdurchmesser. [www.engineeringtoolbox.com](http://www.engineeringtoolbox.com) - (Erişim Tarihi:2014)

**Anonim, 2011.**Das Common Rail System. <http://www.kfztech.de/kfztechnik/motor/diesel/commonrail.htm>-(Erişim Tarihi:2014)

**Anonim, 2011.**Emmision Standarts. <http://www.dieselnet.com>-(Erişim Tarihi:2014)

**Anonim,2011.** interne Presentationen SEM. Technisches Akademie Esslingen 2010,Esslingen.

**Anonim,2011.**Hydraulischesdruckanstiegsverfahren. <http://www.moehwald.de> (Erişim Tarihi:2014)

**Xinglan X., Kang X., Yin L., Min L., Shengli W. and Chao M. ,2012** Co-Simulation Modeling of High-Pressure Fuel System and Engine Performance System and Control System in Common Rail Diesel Engine Automotive Congress, Lecture Notes in Electrical Engineering 189

**Avinash K. A., Atul D., Jai G. G., Woong I., Chang S. L., 2014** Effect of fuel injection pressure and injection timing on spray characteristics Applied Energy 130 212-221

**Reif K. 2012,** Klassische Diesel-Einspritzsysteme Vieweg+Teubner 242-247

**Asi O. 2006,** Failure of a diesel engine injector nozzle by cavitation damage Engineering Failure Analysis 13 1126–1133

**Mollenhauer K.,Tschoeke H. 2010,** Handbook of Dieseel Engine Springer Verlag 70-71, 129-137

**Aditya M., Joong-S.H., Pai-H. L., Suck-Ju Y. and Ming-C. L. 2004,** Modeling Dynamic Behavior of Diesel Fuel Injection Systems *SAE TECHNICAL PAPER SERIES* 2004-01-0536

**Vivek K. G., Zhen Z., Zongxuan S. 2011** Modeling and control of a novel pressure regulation mechanism for common rail fuel injection systems Applied Mathematical Modelling 35 3473–3483

**Bianchi G., Falfari M. S., Pelloni P. 2002.** Numerical Analysis of High-Pressure Fast-Response Common Rail Injector Dynamics. *SAE TECHNICALPAPER SERIES*, 2002-01-0213.

**Chmela F. , Jager P. , Herzog P. , Wirbeleit F. 1999.** Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsverformung. *MTZ*, 60: 552-558.

**Chug N., Oh B., Sunwoo N. 2008.** Modelling and injection rate estimation of common-rail injectors for direct-injection diesel engines.

**Gunnar G., Kasper R. 2001.** Power Drive Circuits for Piezo-Electric Actuators in Automotive Applications. *Ph.D. Thesis*, Institute of Mobile Systems, der Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, Deutschland.

**Haenel M. 2011.** Interne Presentation CRI3-25 V33 Spannungsbedarf. (DS-PC/EIP1)

**Kerekyarto J. 2009.** Ermittlung des Einspritzverlaufs an Diesel Injektoren. *Ph.D. Thesis*, Fakultät Maschinenbau, der Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, Deutschland.

**Kumar V. Zhangb Z., Sun Z. 2011.** Modeling and control of a novel pressure regulation mechanism for Common Rail fuel injection systems. *Applied Mathematical Modelling*, 35:3473-3483.

**Manck B. 2011.** Herleitung eines analitischen Modells zur Beschreibung der Durchströmung in CR-Schaltventilen von Dieselinjektoren. *Msc Thesis*. Der Institut für Aerodynamik und Gasdynamik, der Universität Stuttgart.

**Oki, M ve ark. 2006.** 180MPa Piezo Common Rail System. SAE International, 2006-01-0274

**Renner G., Koyanagi K., Maly R. 1998.** Effect of Common rail design on the emission characteristics of passenger car DI Diesel engines. *The 4 th International Symposium COMODIA*, 98: 477~482.

**Robert Bosch GmbH. 1993.** BOSCH Diesel Einspritztechnik. Ed: Robert BOSCH GmbH 1. Auflage, pp:20-25

**Robert Bosch GmbH. 2002.** BOSCH Diesel Motor Management. Ed: Robert BOSCH GmbH 3. Auflage, pp:56-57

**Robert Bosch GmbH. 2005.** BOSCH Diesel Fuel Injection System. Ed: Robert BOSCH GmbH 5. Auflage, pp:42-57

**Schaefer F. , Basshuysen R. 1993.** Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von PKW-Verbrennungsmotoren, Ed.:Schaefer F. , Basshuysen, Wien, pp: 69-70

**Siebke A. 2009.** Intern Presentation. High pressure hydraulics of common rail systems.

**Suh H., Park S., Lee C. 2007.** Effects of piezo-driven injection system on the macroscopic and microscopic atomization characteristics of diesel fuel system. *Fuel*, 86: 2833–2845

**Wenzel P. 2006** Modellierung der Russ und NOx Emissionen des Dieselmotors. *Ph.D. Thesis*, Fakultät Maschinenbau, der Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, Deutschland.

**Yalnızcan Y. 2012.** Dizel piezo enjektörlerinin operasyon iyileştirmesine yönelik valf civatası geometrisi tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Özcan Ayan

Doğum Yeri ve Tarihi : Uşak, 22.01.1974

Yabancı Dili : İngilizce, Almanca

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : İzmir Atatürk Lisesi, 1991

Lisans : Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans : Bahçeşehir Üniversitesi, İşletme Yüksek Lisans

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl:

Bosch San. ve Tic. AŞ. 21.12.2005 tarihinden itibaren.

01.02.2011 tarihinden itibaren Teknik Fonksiyonlar kısmında teknik müdür olarak görev almaktadır.

İletişim (e-posta) : ozcan.ayan@tr.bosch.com