

Dizel Motorlarda Yakıt Enjeksiyon Kontrolü

Alper Ünlü

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Kasım 2008

Injection Control at Diesel Engines

Alper Ünlü

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

November 2008

Dizel Motorlarda Enjeksiyon Kontrolü

Alper Ünlü

Eskişehir

Osmangazi Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon ve İmalat Bilim Dalı

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman: Yard. Doç. Dr. Naci ZAFER

Ekim 2008

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Alper Ünlü'nün YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Dizel Motorlarda Enjeksiyon Kontrolü" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Naci Zafer

İkinci Danışman : -

Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ümit Er

Üye : Yrd. Doç. Dr. Mesut Tekkalmaz

Üye : Yrd. Doç. Dr. M. Cemal Kuşhan

Üye : Yrd. Doç. Dr. Macit Nurbaş

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

ÖZET

Geçen yüzyıl boyunca dizel motorlar mekanik prensipler ile kontrol edilen makinelerdi. Ancak transistor ün keşfi ve birçoğunun bir arada kullanılması vasıtası ile üretilen programlanabilir kontrolörleri takiben elektronik kontrollü dizel motorlar otomotiv endüstrisinde oldukça önemli bir hale geldi. Günümüz dizel motorları mekanik yerine elektronik kontrol içeren karmaşık makinelerdir. Son yıllardaki gelişmeler çevresel etkilere duyarlı, havayı daha az kirleten ve daha az yakıt sarf eden dizel motorlara olanak tanımıştır.

Bu çalışmada dizel motor bileşenlerinin matematiksel modelleri tanımlanmış. Bir örnek üzerinde PID kontrol eklemek sureti ile bazı sistem parametrelerinin ne yönde değiştiği incelenmiş, sonuçlar geçmiş bazı veriler ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dizel, Motor, Kontrol Teorisi, Enjeksiyon

SUMMARY

For the most part of the last century, diesel engines have been controlled completely on mechanical principles. However, following the electronic revolution after the invention of transistors and their use in constructing programmable controllers, electronically controlled diesel engines have become highly crucial in automotive industry. Today's diesel engines do not use mechanical controllers and are electronically controlled complex machines. The progress in the last few decades have open a gateway to modern diesel engines which are more fuel-efficient, pollute air less and can adopt easily to dynamic environments.

In this study, mathematical models of diesel engine components and popular controllers currently in use are presented in detail. As an illustrative example, the effects of various system parameters on the performance are studied by employing a PID type controller. Numerical simulations are presented and results are presented comparatively to past research data.

Keywords: Diesel, Engine, Control Theory, Injection

TEŐEKKÖR

Tezimin hazırlanması sırasında bana yol gösteren ve deneyimleri ile çalışmalarımı yönlendiren başta değerli hocam Sn. Yrd. Doç. Dr. Naci Zafer olmak üzere tüm çalışmalarım boyunca maddi manevi her türlü desteği bana sağlayan aileme ve arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
KISALTMALAR.....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
1.GİRİŞ.....	14
1.1 Dizel Motorların Kısa Tanımı ve Tarihçesi	14
1.2 Tarihten Bugüne Motor Devir Kontrolü	14
1.3 Literatür Taraması.....	15
2.DİZEL MOTORLARDAKİ MATEMATİKSEL İLİŞKİLER	22
2.1 Gaz Kelebeği	22
2.2 Emme Manifoldu ve Silindire Giren Hava Debisi.....	25
2.3 Hava/Yakıt Oranı.....	27
2.4 EKÜ Bloğu	28
2.5 Yanma Modeli	29
2.6 Efektif Tork	31
3.AÇIK DÖNGÜLÜ MODEL.....	34
3.1 Gaz Kelebeği Bloğu	37
3.2 Emme & Sıkıştırma Bloğu	39
3.3 EKÜ (Elektronik Kontrol Ünitesi) Bloğu	40
3.4 Yanma Bloğu.....	40

3.5 Araç Dinamikleri Bloğu	42
4.GERİ BESLEMELİ MODEL	43
4.1 Kontrolör Bloğu	45
5.SONUÇLAR ve İRDELEME	46
5.1 Sonuçlar	46
5.2. İrdeleme	54
6.KAYNAKLAR	55

KISALTMALAR

$EKÜ$:	Elektronik Kontrol Ünitesi
θ	:	Gaz Kelebeği Açısı
P_m	:	Manifold Basıncı
P_a	:	Atmosferik Basınç
\dot{m}_{ai}	:	Manifolda Giren Hava'nın Kütlesel Debisi
\dot{m}_{ao}	:	Manifold'dan Çıkan Hava'nın Kütlesel Debisi
R	:	Gaz Sabiti
V_m	:	Manifold Hacmi(m³)
N	:	Motor Açısal Hızı (rad/s)
P_r	:	Rail Basıncı (Bar)
P_c	:	Silindir İçi Basınç
s_p	:	Silindirin Aldığı Yol
m_p	:	Piston Kütlesi
A_p	:	Piston Yüzey Alanı
r_{cs}	:	Krank Yarıçapı
F_t	:	Basınç Nedeni ile Biyel Kolu Üzerindeki Kuvvet
M_{bas}	:	Tork

$M_{c,hp}$:	Efektif Tork
ζ	:	Sönümlenme Katsayısı
t_s	:	Yerleşme Zamanı
t_r	:	Aşma Zamanı
$\%OS$:	Yüzde Aşma
α	:	Enjeksiyon avansı
φ	:	Krank Açısı
l_c	:	Kontrol valfi için sinyal
l_i	:	Enjektör için kontrol sinyali
ω	:	Açısal Hız
s_i	:	İğnenin açık kalma süresi
P_{ac}	:	Hidrolik biriktirici basıncı
G	:	Güç
M	:	Geometrik yoğunlaştırıcı faktörü
E	:	Enjektör kayıp katsayısı
F	:	Manyetik kutup
T	:	Zaman Gecikmesi
J	:	Atalet

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1 “Common Rail” sisteminin genel şeması (Lino v.d., 2006)	21
Şekil 2.1 Gaz kelebeğinin konumu	23
Şekil 2.2 Gaz kelebeği boğazının kesitsel görünümü (Moskwa, 1988).....	23
Şekil 2.3 Emme manifoldu kesiti (Kiencke ve Nielsen, 2005).....	25
Şekil 2.4 Hava akışı blok diyagramı	27
Şekil 2.5. Motor tarafından üretilen güç diyagramı	31
Şekil 2.6 Efektif tork’un krank açısı ile değişimi (Magnus, 2004).....	32
Şekil 3.1 Kesit alınmış manifold girişi ve gaz kelebeğinin konumu (Anonim, 2008)35	
Şekil 3.2 Açık çevrim simulink modelinin genel görünümü.....	36
Şekil 3.3 Gaz bloğunun açılmış hali	37
Şekil 3.4 Emme (intake) manifoldu bloğunun detaylı görünüşü (Mathworks, 2008) 39	
Şekil 3.5 EKÜ bloğu’nun detaylı görünüşü	40
Şekil 3.6 Silindir bazından tork oluşumu modeli	41
Şekil 3.7 Araç dinamikleri bloğunun detaylı görünüşü.....	42
Şekil 4.1 Temel PID kontrol algoritması.....	43
Şekil 4.2 PID kontrollü geri beslemeli simulink modeli.....	44
Şekil 4.3 PID kontrolör bloğu.....	45
Şekil 5.1 Sabit yakıt enjeksiyon miktarında devir sayısı ile tork değişimi	46
Şekil 5.2 Sabit motor devrinde değişik yakıt miktarlarına göre oluşan tork miktarları	47

Şekil 5.3 Kontrolörsüz açık döngü sistemin devir-zaman grafiği	48
Şekil 5.4 Kapalı döngü ve kontrolörlü model'in devir-zaman grafiği	49
Şekil 5.5. $K_p=0.033$, $K_i=0.064$ olduğu durumda modelden elde edilen tepki grafiği	50
Şekil 5.6. $K_p=0.061$, $K_i=0.072$ olduğu durumda modelden elde edilen tepki grafiği	51
Şekil 5.7 $K_p=0.065$, $K_i=0.06$, $K_d=0.01$ olduğu durumda modelin çıktısı.....	52
Şekil 5.8 Aynı girdiler için modellerin karşılaştırılması	53

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Dizel Motorların Kısa Tanımı ve Tarihçesi

Dizel Motoru, içten yanmalı bir motor tipidir. Daha özel bir tanımla, dizel motor oksijen içeren bir gazın (genellikle bu atmosferik havadır) sıkıştırılarak yüksek basınç ve sıcaklığa ulaşması ve silindir içine püskürtülen yakıtın bu sayede alev alması ve patlaması prensibi ile çalışan bir motordur. Bu yüzden benzinli motorlardan farklı olarak ateşleme için bujiye ihtiyacı yoktur.

1892'de Alman Mühendis Rudolf Diesel tarafından bulunmuş ve daha sonra 23 Şubat 1893'te patenti alınmış bu süreç *dizel çevrimi* olarak bilinir. *Diesel*, motoru kömür tozu dahil çeşitli yakıtların kullanımına yönelik olarak tasarlamıştır. Rudolf Diesel, motorun sunumunu 1900'deki Dünya Fuarı'nda, yakıt olarak yer fıstığı yağı (Biodizel) kullanarak yapmıştır.

1.2 Tarihten Bugüne Motor Devir Kontrolü

Motor devir kontrolü her zaman kontrol teorisi ile yakın ilişki içerisinde olmuştur. Eskiye dayanan bazı kitapları incelediğimizde geri beslemeye dayanan bazı örneklere rastlamak mümkündür. Modern geri besleme sistemleri ise merkezkaç düzenleyici ile başlamaktadır.

18. yüzyıl'ın başında James Watt tarafından bulunan merkezkaç düzenleyici ile basit ve etkili bir şekilde motor hız kontrolü yapılmıştır. Santrifüj düzenleyici dönen bir çift ağırlığa bağlı bir buhar valf inden oluşmaktadır. Motor devrinin artması ile ağırlıklar üzerine merkezkaç kuvveti etki eder. Bu kuvvet nedeni ile yana açılan ağırlıklara bağlı mekanizma merkez şaft üzerindeki halka'nın kalkmasına neden olur. Halkanın kalkması valfi kısmak sureti ile motora giden buhar debisini azaltır. Motor devri'nin azalması ise

tam tersi etki göstererek motora giden buhar akışını arttırır. Motor devrine göre buhar debisinin düzenlenmesi mekanik bir geri besleme sistemidir. Santrifüj düzenleyicinin bulunuşu bugünkü kontrol teorisine öncülük etmiştir. Bu devrimden sonra analizin matematiksel uygulaması ve mühendislik problemlerinin birleştirilmesi gelmiştir. 18.yüzyıl süresince birçok bilim adamı ve mühendis, şaşkırtıcı ve mükemmel sonuçlar ile merkezkaç düzenleyicinin gelişimine katkıda bulunmuşlardır. (Devir, 2005)

Günümüzde modern motorlar bir EKÜ (Elektronik Kontrol Ünitesi) tarafından kontrol edilir. Birçok sensörden gelen bilgiler ve hafızasına önceden kodlanmış haritalar vasıtası ile motorların parametrelerini kontrol eden bu yapılar dünyadaki en karmaşık kontrol sistemlerinden biridir.

Bu çalışmada günümüzde kullanılan modern dizel motoru sistemleri kontrol teorisi ile ilişkilendirilerek incelenmiştir. Bunun için dizel motor alt bloklara ayrılmış ve her bir alt blok için matematiksel denklemler tanımlanmıştır. Motor sistemi karmaşık olduğu için alt bloklar donanım bazlı olarak değil sistem bazlı ele alınmıştır bu sayede kontrol amaçlı hazırlanan bir dinamik betimleme modelinden beklenen sadelik yakalanabilmiş, doğrusal olmayan sistemlerin modellenmesinde oldukça etkili bir yöntem olan matlab/simulink kullanılarak motorun pahalı ve karmaşık ekipmanlar olmaksızın bilgisayar üzerinden simülasyonunun yapılabilmesi amaçlanmıştır. Otomotiv endüstrisinde oldukça önemli olan parametrelerin ölçümünün bu sayede ucuza yapılabilmesi özel sektör çalışmaları için büyük önem arz etmektedir. Modelleme ve simülasyon çalışmasından önce enjeksiyonlu dizel motorlar için daha önceden yapılmış ve denenmiş bazı çalışmalar incelenir ve bu çalışmalardaki eksik yönler bulunabilirse hazırlanan modele bu eksiklikler yansıtılmamış olur.

1.3 Literatür Taraması

Common rail sisteminin icadından günümüze kadar bu sistem ve dizel motor kontrol sistemi üzerine yapılan çalışmaların bazılarına göz atacak olursak common rail çalışanlardan Woermann v.d. çalışmalarında pompa, rail, kontrol valfi ve enjektör için

yüksek çözünürlüklü gerçek zamanlı, basınç ve yakıtın kütleli debisini yuvarlayan bir model tanımlamıştır.

Bu model bir dizel motorunun sürekli akışlı modeli ile birleştirilmiştir. Model girdileri krank açısı (φ), basınç kontrol valfi için sinyal (l_c) ve enjektör için kontrol sinyali olup (l_i). Model rail basıncını (P_r), püskürtülen yakıt miktarını (m_i) ön ve esas püskürtme başlangıcını (φ_p, φ_i) hesaplamaktadır. Bu girdiler tarafından tetiklenen model her bir yanma strokunda ω açısal hızındaki motorun ürettiği tork'u verir.

Çalışma birtakım kabuller ve yuvarlamalar üzerine inşa edilmiştir. Örnek vermek gerekirse, enjektör kontrol sinyali hidrolik etkilerin neden olduğu zaman gecikmesini (T_d) yuvarlayarak simüle eden bir gecikme hattı ile temsil eder, enjektördeki kütleli debi (m_f) rail basıncı (P_r) ve iğnenin açık kalma süresi (S_i) ile kontrol selonoid valfinin açılışının ise selonoid'e gelen i_c akımı ile doğru orantılı olduğu ve i_c 'nin önceden belirlenen bir değeri üzerinde valfin tamamen açık olduğu kabul edilmiştir. Bu yaklaşım belli bir bileşenin enjektör gecikmesine nicelik olarak nasıl etki ettiğini göstermez.

Çalışmada kullanılan dizel motor simülatörü gerçek zaman ünitesi olarak VME-bus çok işlemci içermektedir. Bu sistem oldukça güçlü olup göreceli olarak basit modelin gerçek zamanlı simülasyonuna olanak tanımıştır. Simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçlar birbiri ile tutarlı olduğundan çalışma EKÜ'deki kontrol algoritması'nın en verimli noktaya getirilmesinde kullanışlıdır. Model kendini EKÜ kontrol algoritmasının iyileştirilmesinde kanıtlamış olsada yapılan kabuller ve sabit kabul edilen gecikmeler nedeni ile detaylı iyileştirme için uygun değildir. (Woermann v.d., 1999)

Arcoumanis ve Fairbrother ise çalışmasında ileri derecede yüksek basınçlı enjeksiyon sistemlerindeki basınç ve akış dağılımını incelemek için tek boyutlu geçici ve sıkıştırılabilir bir model ortaya koymuştur. Bu model aksel veya radyal pistonlu elektronik dağıtım pompaları ve common rail sistemini içermektedir.

Modeli doğrulamak için değişik tipte enjektör lüleleri kullanılmıştır. Model lüle başındaki esas basıncı, delik boşlumu (kavitasyonu) nedeni ile görünen delikten daha dar olan delik çıkışı, kesit alanı, yakıt sıcaklığı, eğimli lülelerin delikten deliğe farkı gibi deneysel olarak elde edilmesi zor parametreleri hedeflemektedir. Modelde akış yönleri enjeksiyon sistemi boyunca basınç dalgalanmaları ile çakışık kabul edilmiştir. Bu kabul'ün yapılma sebebi boru çapının boyuna göre küçük olmasıdır. Modellemeye kam plakası profili, basınç profili, borular, valf, hacim, odacık ve lüle başı gibi akış elemanları dahil edilmiş. Ayrıca bu elemanlara ilaveten model tahminlerini güçlendirmek için çeşitli akış özellikleride göz önüne alınmıştır. Bunlar boşlum (kavitasyon), değişken tahliye katsayıları, basınç kayıpları, boru çeperinin esnekliği ve sızıntı olarak sıralanabilir. Yakıt vizkozitesi, sıkıştırılabilirliği, yoğunluğu, yüzey gerilimi, gizli buharlaşma ısısı gibi diğer yakıt özellikleri, sıcaklığın bir fonksiyonu olarak kabul edilmiş özgül ısı, yerel basınç ve buhar hacmi gibi özelliklerde simüle edilmiştir. (Arcoumanis ve Fairbrother, 1992)

Model simülasyonu ve gerçekleşmesi deneysel sonuçlar ile uyumluluk göstermiştir. Fakat model selenoid valfi simülasyon kapsamına almadığı için selenoidle ilgili bazı önemli gecikmeler ve cevaplar sonuçlarda görülmemiştir.

Yuldanov modelinde hidrolik enjektör'ün enjeksiyon oranı, basıncı, enerji verimliliği, yakıt aktarma etkinliği gibi anahtar dizayn faktörleri ve bu dizayn faktörleri ile performans parametreleri arasındaki bağıntıları tanımlamıştır

Çalışmada iki tip enjektör incelenmiştir. Birinci tip enjektör içte bir biriktiriciye sahip iken ikinci enjektör ise dışta biriktiricilidir. İkinci tip enjektör'ün bağımsız yakıt aktarımı, enjeksiyon basıncı ve istenilen şekilde basınç eğrisi oluşturabilme gibi avantajları vardır.

Çalışmada hidrolik tahrikli enjektör içindeki hidrolik olarak sürülen iğne nedeni ile mekanik tahrikli olandan oldukça farklıdır. Enjeksiyon basıncının yoğunlaştırıcı çapları d ve D 'den bağımsız olduğu bu tasarımda $\mu = \left(\frac{D}{d}\right)^2$ bağıntısı değişmeyecek şekilde tutulabilir. Böylece basınç yükseltme mekanik enjektöre göre çok daha küçük bir iğne ile sağlanabilir. Bu önemli özellik sayesinde çok daha az yer kaplayan enjektör

tasarımı yapmak mümkündür. Bu enjektör'ün bir başka önemli özelliği ise enjeksiyon basıncı ve lüle'nin akış alanı (μf_{nz}) arasındaki ilişkinin çok küçük olabilmesidir. Mekanik enjektörde bu ikisi arasındaki ilişki ters orantılı ve büyüktür. Hidrolik enjektör'ün son avantajı ise lüle çıkış ağzındaki aşınmaların yakıtın atomizasyonuna çok büyük etki etmemesidir. (Yuldanov, 1995)

Çalışma hidrolik enjektörde püskürtülen yakıt ölçümü için iki yöntem ortaya koyar. Bunlardan model için başlangıç ölçüm metodu doğrudan ölçüm metodundaki olumsuzlukları giderdiği için seçilmiştir. Elektrik kontrollü enjektörlerde elektrik sinyali ile esas yakıt püskürtmesi arasındaki ilişki önemli bir faktördür. Doğrudan ölçüm metodunda bu ilişkinin toplam akış alanındaki değişikliklere göre değişmesi ise olumsuz bir durumdur.

Hidrolik enjektör'ün karmaşık yapısını anlamak için tüm bunların yanı sıra matematiksel modelde geliştirilmelidir.

South Wales Üniversitesinde yürütülen bir araştırmada ayarlanabilir dizel enjeksiyon sistemi üzerine çalışılmıştır. Proje orta seviye basınçlı biriktiricili yakıt sistemi ile gerçekleştirilmiştir. Yeni geliştirilen hidrolik enjeksiyon sisteminin hedefleri enjeksiyon basıncı en az 200 MPa'a ulaşabilmeli, hidrolik enjektör başka bir dizayn değişikliği olmadan mevcut sistemlere uyabilmeli, biriktiricili sistemin tümü yapısında değişiklik yapmadan klasik dizel motorlara uyarlanabilmeli ve enjeksiyon sistemindeki elektronik cihazın maliyeti karşılanabilir olmalı şeklinde özetlenmiştir.

Çalışmada kullanılan hidrolik enjektör yerel endüstri ile işbirliği yaparak New South Wales Üniversitesinde üretilmiştir. Ulaşılabilecek maksimum enjeksiyon basıncı (P_f) diğer karakteristikle cinsinden $M =$ geometrik yoğunlaştırıcı faktörü, $\mu f_{nz} =$ Lüle'nin efektif akış alanı, $\mu f_{in,max} =$ Giriş valfinin maksimum efektif akış alanı, $E =$ Enjektör içi kayıp katsayısı, $P_{ac} =$ Hidrolik biriktirici basıncı olmak üzere

$$P_f = \frac{P_{ac} M}{1 + M^3 E (\mu f_{nz} / \mu f_{in,max})^2} \quad (1.1)$$

Denklemleri ile ifade edilmiştir.

New South Wales Üniversitesinde gerçekleştirilen bu çalışma elektronik kontrollü hidrolik enjektörün standart BOSCH yakıt sistemine göre duman emisyonları % 53.3 , NO_x emisyonları % 3.2 azaltmak gibi önemli avantajları olduğunu göstermiştir. (Milton v.d., 1998)

Araştırma sonucu aynı zamanda motorda yapılabilecek parametre iyileştirmesine de yön göstermektedir. Bu iyileştirmeler (enjeksiyon zamanı, enjeksiyon basıncı) bilgisayar kontrollü kontrolör kullanarak sağlanmıştır. Çalışma enjektör ve kontrolör iyileştirilmesi ve ticarileştirilmesi hakkında da öneriler içermektedir. Araştırma deneysel tabanlı olup hassas test kontrolörü yapımı ve bunun üzerinde analizler yapılmasına odaklanmıştır.

Schechter, çalışmasında hızlı cevap verebilen çok kutuplu selenoidi tanımlamış ve daha hızlı selenoid cevabına etki eden faktörleri tartışmaya açmıştır. Selenoid'in bir elektrik sinyaline verdiği cevaba etkiyen faktörler selenoid bobininin zaman sabiti ve manyetik çekiş kuvvetinin hareketli kütleye oranı olarak verilmiştir. Zaman sabiti manyetik çekiş gücünün yeterli miktara ulaşana kadar geçen zaman gecikmesini tanımlarken kuvvet/kütle oranı hareketli kütlelerin ivmesini tanımlamaktadır.

Selenoid bobininin birkaç parametresi arasındaki matematiksel analiz zaman gecikmesi T , F = Tek bir manyetik kutup, l = başlangıç boşluğu, G = Güç girdisi olmak üzere;

$$T = \frac{2Fl}{G} \quad (1.2)$$

Olarak tanımlanabilmektedir.

F Ve l selenoide has sabitler olduğundan T , zaman gecikmesi sadece G güç girdisine bağlıdır. Hızlı cevap veren selenoidler aynı zamanda yüksek güç tüketen selenoidlerdir ve en azından aktivasyon periyodunda yüksek bir güç/kuvvet oranına sahip olmalıdırlar.

Ayrıca baştada belirtildiği üzere alternatif kutuplaşmanın selenoid çekirdeğindeki çekiş yüzeyi üzerinde meydana geldiği, halka şeklindeki çok kutuplu hızlı cevap verebilen bir selenoid üzerinde de çalışmıştır. Bu çalışmalar neticesinde akım, voltaj, kuvvet, ivmelenme, hız gibi selenoid parametrelerini gösteren denklemler sunulmuştur. Çalışmalar sonucunda çoklu selenoid ile yarattığı büyük kuvvetler ve küçük çekirdeği sonucu hızlı cevaplar elde edilebileceği yargısına varılmıştır. Çalışma selenoid hesapları için iyi bir teorik zemin oluştursa da parametre ve katsayıları belirlemek için ciddi bir deneysel altyapı gerektirmektedir. (Schechter, 1982)

Selenoidlerin kuvvet ve pozisyon kontrolü için kullanılmasının fizibilitesini gösteren bir çalışmada ise iki çeşit selenoid modeli sunulmuştur.

İlk model doğrusal manyetik prensiplere dayanmaktadır. Modelde sunulan denklemlerde histeresiz, eddy akımları ihmal edilmiş olup doyuma (Saturation) ulaşmadığı varsayılır. Selenoide sabit bir voltaj uygulandığında iğnenin dinamik tepkisinin simülasyonu için SIMNON adı verilen bir yazılım kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları ile gerçek sistemin sonuçları arasında büyük farklar görülmüştür.

İkinci model ise doğrusal olmayan bir modeldir. Reluktansın akı bağlantısı hava boşluğu ile olduğu kadar akım ile de doğrusal olmayan bağıntıya sahiptir. İkinci modelde selenoid'in manyetik karakteristiklerini ortaya çıkarmak için endüklenmiş akı ölçümü yapılmıştır. Ölçülen bilgilerden iğnenin değişik konumları için histerezis döngüleri ve mevcut seviyeleri elde edilmiştir. Yapılan simülasyon sistemi gerçek sisteme göre çok daha iyi bir cevap vermiştir. Konum, hız ve akım eğrileri ölçülen dinamik profile göre neredeyse aynı çıkmıştır. Bununla birlikte tahmin edilen eylem zamanı 101 ms olarak ölçülenden 69 ms daha kısa çıkmıştır. (Cheung, 1995)

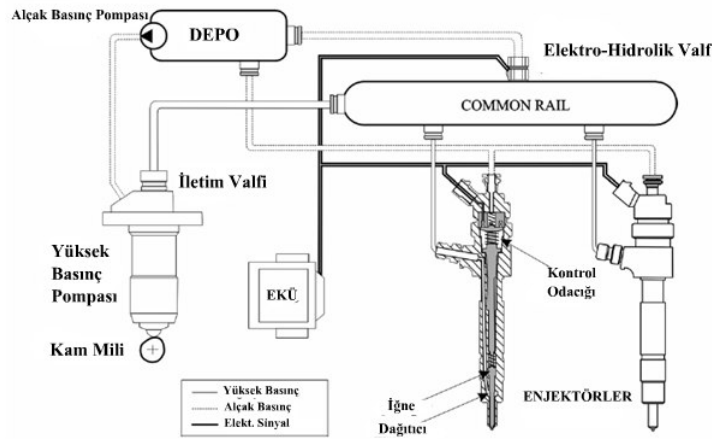
Bu tutarsızlık denklemlerin selenoidten hareket başlangıcı veya bitişi gibi hassas durumlarının modellenememesinden kaynaklanmaktadır. Modelde selenoid elektriksel özelliklerine etkiyen sıcaklık faktörü ihmal edilmiştir.

Tüm bu çalışmalar gözden geçirildiğinde dizel motor sistemleri hakkında yapılan çalışmaların yönünün enjektör yapısı, enjeksiyon zamanı ve basıncı iyileştirmelerine doğru kaydığı gözlemlenmektedir. Enjektörün başlı başına bir modelinin oluşturulması

esnasında ise selenoid akımları iğne kütlesi kontrol odacığı basıncı gibi faktörlerin sistemi nasıl etkilediği bu çalışmalarda görülebilir.

1.4 Common Rail Sistemi

Çalışma boyunca günümüzde otomobillerde başarı ile kullanılan son nesil dizel teknolojisini common rail incelenmiştir. Bu sistem şekil 1.1 'de görüldüğü üzere esas olarak alçak basınç pompası, yüksek basınç pompası, elektronik kontrol ünitesi(EKÜ), common rail, yakıt enjektörü adı verilen parçalardan oluşmaktadır.



Şekil 1.1 “Common Rail” sisteminin genel şeması (Lino v.d., 2006)

Temel olarak yakıtın yüksek basınç ile istenilen miktarda ve zamanda silindirin içine pompalanması ve piston tarafından sıkıştırılmış havanın sıcaklığı içine pülverize olarak enjekte edilen yakıtın yanması ile güç elde edilmesi mantığına dayanır. Bir kam mili ile tahrik edilen 3 pistonlu yüksek basınç pompası yakıtı yüksek basınçta common rail denilen yüksek basınçlı hatta pompalarken elektronik kontrol ünitesinde sensörlerden gelen bilgileri işleyerek istenilen miktarda yakıtı belirler ve enjektörleri belirlenen bu süre boyunca açık tutarak yakıtın silinire aktarımını sağlar.

BÖLÜM 2

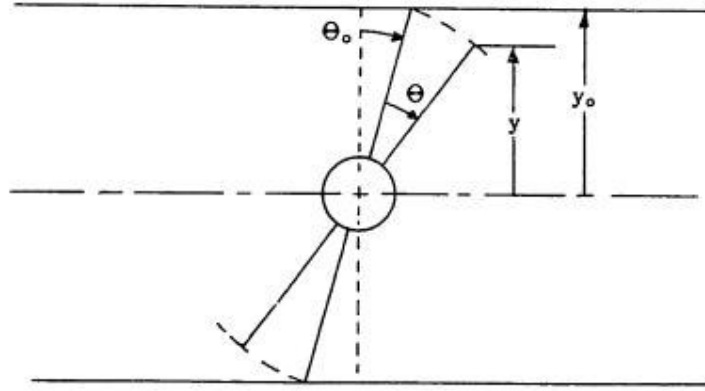
DİZEL MOTORLARDAKİ MATEMATİKSEL İLİŞKİLER

Matematiksel ilişkiler mühendislik sistemlerinin tanımlanmasında önemli yer tutmaktadır. Kontrol teorisi bakımından da incelenecek bir sistem için ilk yapılması gereken işlem sistemleri matematiksel olarak tanımlamaktır. Modeli oluşturan bloklar içerlerine girilen denklemlere göre işlediğinden dolayı tüm alt sistemlerin dinamik denklemlerinin tanımlanması simülasyon için önemli bir aşamadır. Bu bölümde motor için gerekli olan ve motorun bileşenleri arası ilişkileri tanımlayan çeşitli kaynaklardan derlenmiş denklemler ve açıklamaları bulunmaktadır. Buradaki denklemlerin bazıları daha sonra model oluşturulurken kullanılmıştır.

2.1 Gaz Kelebeği

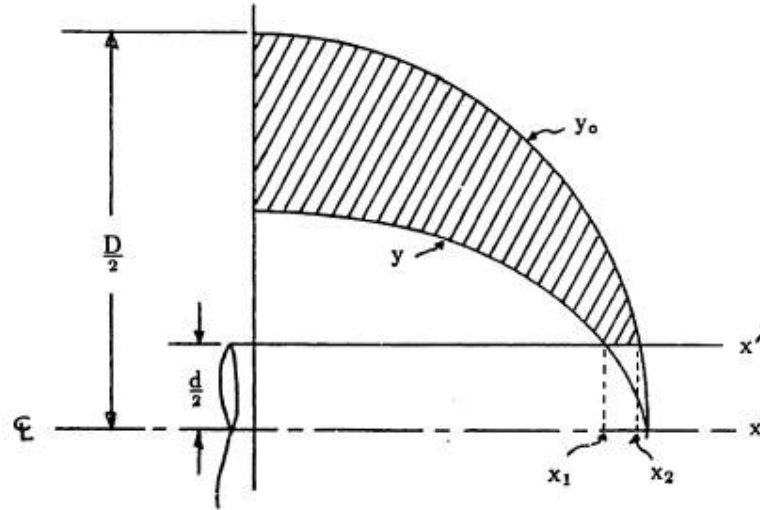
Gaz kelebeği emme manifoldu ağzını kapatan eliptik şekle sahip bir parçadır. Genellikle kıvılcım ateşlemeli motorlarda bulunmakla beraber bazı dizel motor çeşitlerinde de mevcuttur. Günümüzde modern motorlarda sürücünün pedala basması sonucu oluşan sinyal yorumlanarak sürücünün güç talebi isteği belirlenir ve gaz kelebeği bu isteği karşılayacak miktarda havayı içine alacak şekilde açılır. Daha sonra silindir içine geçen havaya burada stokiometrik hava/yakıt oranında ve EKÜ'nün daha önce hafızasına yüklenmiş olan haritalarda belirli şartlar için belirlenmiş zamanda yakıt püskürtülür.

Gaz kelebeği sıkışmayı önlemek için kanal kesitine göre belirli bir açı ile(θ_0) yerine oturmaktadır.



Şekil 2.1 Gaz kelebeğinin konumu

Şekil 2.2'de gaz kelebeğinin kapattığı girişin $\frac{1}{4}$ kesiti bulunmaktadır. Burada $d/2$ ile gösterilen gaz kelebeği milinin yarıçapı olup taralı alan havanın geçeceği açık kısmı göstermektedir.



Şekil 2.2 Gaz kelebeği boğazının kesitsel görünümü (Moskwa, 1988)

Şekilde gösterilen bu alan denklem 2.1'deki gibi modellenabilir.

$$A(\theta) = -\frac{d.D}{2} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{1/2} + \frac{d.D}{2} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \frac{\cos(\theta_0)}{\cos(\theta_0 + \theta)} \right)^2 \right]^{1/2} +$$

$$\frac{D^2}{2} \cdot \sin^{-1} \left\{ \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} - \frac{D^2}{2} \cdot \frac{\cos(\theta_0 + \theta)}{\cos(\theta_0)} \cdot \sin^{-1} \left\{ \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \frac{\cos(\theta_0)}{\cos(\theta_0 + \theta)} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

Eğer

$$\theta \geq \cos^{-1} \left[\frac{d}{D} \cdot \cos(\theta_0) \right] - \theta_0$$

$$A(\theta) = \frac{D}{2} \sin^{-1} \left\{ \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} - \frac{d.D}{2} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.1)$$

Buradaki kanalın eliptik 3 boyutlu yapısı nedeni ile hava akışı karmaşık 3 boyutlu denklemler ile tanımlanmalıdır. Ancak kontrol teorisi amaçlı bir modelden beklenen basitliği sağlamak için gaz kelebeği girişi tek boyutlu 2.2 denklemi ile verilmiştir.

$$\dot{m}_{ai} = \frac{C_d A_{th}(\theta) P_{am}}{\sqrt{RT_a}} g(P_m) \quad (2.2)$$

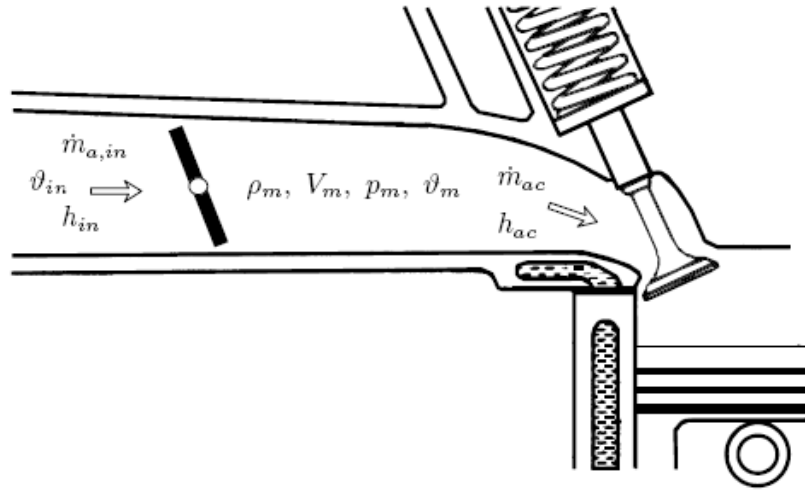
Burada daralma etkisinin olduğu ve olmadığı çaplara göre $g(P_m)$ değişik değerler almaktadır. Buna göre $g(P_m)$;

$$g(P_m) = \sqrt{\gamma} \sqrt{\frac{2}{\gamma+1} \frac{\gamma+1}{\gamma-1} \frac{P_m}{P_{am}} < \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}}}$$

$$g(P_m) = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_m}{P_{am}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}, \text{diger} \quad (2.3)$$

olur.(Vinsonneau v.d., 2002)

2.2 Emme Manifoldu ve Silindire Giren Hava Debisi



Şekil 2.3 Emme manifoldu kesiti (Kiencke ve Nielsen, 2005)

Gaz kelebeğini geçen hava daha sonra silindir içine alınır. Alınan miktar manifold basıncı P_m silindir iç basıncı P_s 'nin değerine göre değişim gösterir. Hava/Yakıt oranı ayarlamasında silindir içine alınan hava dikkate alınmalıdır.

Emme manifoldundaki havaya enerjinin korunumu yasası uygulanırsa manifold havasına giren enerji çıkan enerjiye eşit olacaktır.

$$\frac{d}{dt}(m_m \cdot u_m) = \dot{m}_{a,in} \cdot u_{in} - \dot{m}_{ac,air} \cdot u_{ac} + p_a \cdot \dot{V}_{in} - p_m \cdot \dot{V}_{ac} \quad (2.4)$$

denklemden manifold boyunca basınç sabit kabul edilmiştir. Giriş çıkıştaki entalpiler için;

$$\begin{aligned}\dot{m}_{a,in} \cdot h_{in} &= \dot{m}_{a,in} \cdot u_{in} + p_a \cdot \dot{V}_{in} \\ \dot{m}_{ac,air} \cdot h_{ac} &= \dot{m}_{ac,air} \cdot u_{ac} + p_m \cdot \dot{V}_{ac}\end{aligned}\quad (2.5)$$

denklemleri yazılabilir.

Burada $C_v = \delta u / \delta t$ ve $C_h = \delta h / \delta t$ ve $\rho = m/V$ ifadeleri yerine koyulursa

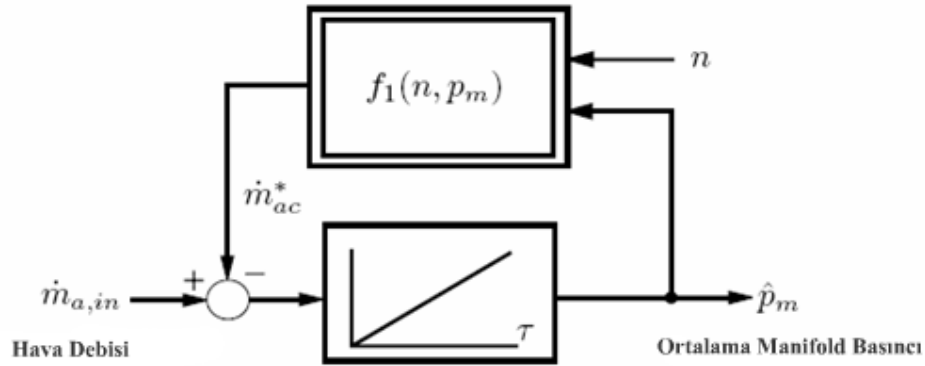
$$\rho_m \cdot V_m c_v \dot{v}_m + \dot{\rho}_m \cdot V_m c_v v_m = \dot{m}_{a,inj} v_a \dot{m}_{ac,hava} c_p v_m \quad (2.6)$$

sadeleştirmek için her iki taraf $C_v \cdot V_m$ ile bölünür $k = C_p / C_v$ ve $P \cdot V = mRT$ ifadeleri yerine konulursa manifolddaki basınç değişimini veren;

$$\dot{P}_m = \frac{\kappa R v_a}{V_m} \left(\dot{m}_{a,in} - \frac{v_m}{v_a} \dot{m}_{ac,hava} \right) \quad (2.7)$$

denkleme ulaşılır. (Kiencke ve Nielsen, 2005)

Şekil 2.4'te görüldüğü üzere herhangi bir motorda silindire olan hava akış hızını ölçmek zordur. Bu nedenle çeşitli motorlar için manifold'dan silindire hava akışı için devir sayısı (N) ve manifold basıncına göre çeşitli denklemler $f(N, P_m)$ türetilmiştir.



Şekil 2.4 Hava akışı blok diyagramı

Tezdeki modelde’de Crossley ve Cook’un geliştirdiği;

$$\dot{m}_{ao} = -0.366 + 0.08979NP_m - 0.0337NP_m^2 + 0.0001N^2P_m \quad (2.8)$$

denklemini kullanılmıştır.

2.3 Hava/Yakıt Oranı

Motorlarda çalışmadan bahsedilirken krank milinin yaptığı açığa göndermeler yapılmaktadır. Model içerisinde de tetiklemelerin yapıldığı anları birbirinden ayıran krank mili açıları vardır. Ertelemeler bu açılara göre yapılır. Krank mili açısı olarak motorun çalışması 2 çevrim olarak ele alınabilir. Bunlardan ilki havanın sıkıştırıldığı yakıt püskürtülüp yakıldığı ve genişerek tork ürettiği birinci çevrimdir. Birinci çevrim krank milinin 360°’lik dönüşüne tekabül eder. İkinci 360°’lik krank çevrimi (2. çevrim) ise yanmış gazların silindirden egsoz manifolduna verildiği ve içeriye taze havanın alındığı olayları kapsar. Denklemden m_a = alınan gerçek hava kütlesi $m_{a,th}$ = alınan teorik hava kütlesi, m_f = püskürtülen gerçek yakıt kütlesi, $m_{f,th}$ = püskürtülen teorik yakıt kütlesi olmak üzere;

$$\lambda_a = \frac{m_a}{m_{a,th}}$$

$$\lambda_f = \frac{m_f}{m_{f,th}}$$

$$(2.9)$$

$$L_{st} = \frac{m_{a,th}}{m_{f,th}} = 14.66$$

$$\lambda = \frac{\lambda_a}{\lambda_f}$$

denklemleri yazılabilir. Stokiyometri için $\lambda=1$ olmalıdır.

Hava yakıt oranı egzoz emisyonları açısından son derece önemlidir. Yeni araçlarda bulunan katalitik dönüştürücü isimli parçanın tam anlamı ile çalışabilmesi çıkan NO_x emisyonlarını doğrudan etkiler. Bu parçanın etkin olarak çalışması ise ancak stokiyometrik hava/yakıt oranı ile mümkün olmaktadır.

2.4 EKÜ Bloğu

Silindir içine gönderilecek olan yakıt miktarı EKÜ tarafından hesaplanmaktadır. Bunu yaparken sensör tarafından ölçülen devir sayısı bilgisi geri beslenmiş ve daha önceden gaz pedalı açısına göre belirlenen hava miktarı bilgi olarak verilmiştir. Bu veriler ışığında aşağıdaki denklemler (Denklemler 2.10) kullanılarak EKÜ silindire gönderilecek yakıt miktarını hesaplar. Bu hesaplama esnasında gerekli hava/yakıt oranı stokiyometrik olarak alınmıştır. Zaten günümüzde egzoz emisyonları için verilen standartları tutturmak için motorda stokiyometrik yanma gerekmektedir.

EKÜ'nün yakıt miktarı hesabında kullandığı denklemleri açarsak basılan hava debisi;

$(\text{gr-hava/dakika}) \times (\text{dakika/devir}) \times (\text{devir/4-emme stroku}) = (\text{gr-hava/emme stroku}) = (\text{basılan hava debisi})$ şeklinde hesaplamaktadır. EKÜ'nün gönderdiği ve enjektörlerin açılma süresini belirleyen sinyalin uzunluğu;

$(\text{gr-yakıt/emme stroku}) \times (1/\text{enjektör-kapasitesi}) = (\text{atım genişliği/emme stroku})$ bağıntısı ile bulunur. Burada enjektör kapasitesi enjektörün akış kapasitesini göstermektedir. Modelde alınan değer 2.75 bar basınçta 10.8 kg/saat'dir.

Enjektör pulse-genişliği gaz kelebeği tam olarak açıkken genellikle 2ms/motor çevrimi ile 20 ms/motor çevrimi arasında değişir. Pulse etkinliği yaklaşık 0.01ms'dir. Buradan enjektörlerin çok hassas cihazlar olduğu anlaşılabilir.

Denklemlerde değişkenleri birbiri cinsinden yazarsak yakıt akış oranı denklem 2.10'daki gibi olmaktadır. (Anonim, 2008)

$$(\text{Yakıt Akış Oranı}) = (\text{Alınan hava miktarı}) \times (\text{Yakıt/hava}) \times (\text{Devir Sayısı}) \times (\text{Silindir Sayısı}) \quad (2.10)$$

2.5 Yanma Modeli

Falcone v.d. (2003) makalesinde doğrudan enjeksiyonlu bir dizel motorunu modellerken yanma ve dinamik krank mili modellerini verilen kabul ve aşamalar doğrultusunda analiz etmiştir.

Yanma modeli için tanımlanan;

- i. Yanma gecikmesi periyodu: yakıt püskürtmenin başlamasından yanmanın oluşuncaya kadar geçen zamana denir.
- ii. Ön karışım fazı: hava ile yakıtın yanma gecikmesi periyodundan hemen sonra tutuşmaya başladığı ve en yüksek ısının salındığı fazdır.

- iii. Karışımın kontrollü yanması fazı: enjekte edilen yakıt ve içeri alınan havaya göre yanmanın kontrol edilebildiği periyottur. Bu fazda ısı salınımı 2. kez tepe noktasına ulaşmaktadır.
- iv. Son yanma fazı: ısı salınımının genişleme strokuna doğru azalarak devam ettiği fazdır.

Maddeleri dikkate alınarak ve yanma hesabında basınç hesaba katılarak ve termodinamiğin 1. yasası uygulanarak (2.11) denklemini yazılabilir.

$$\frac{dQ_n}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_{inj} = \frac{dU}{dt} \quad (2.11)$$

Burada dQ_n / dt , net ısı salınımı, $p dV / dt$ ise sınırların değişiminden kaynaklanan enerji değişimini simgelemektedir.

Gazı ideal kabul ederek;

$$\frac{dU}{dt} = mc_v \frac{dT}{dt} \quad (2.12)$$

Gaz kütlelerini sabit kabul ederek ideal gaz'ın durum denklemini

$$\frac{dp}{dp} + p \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (2.13)$$

şeklinde yazabiliriz. Denklem 2.13 ve denklem 2.12 denklem 2.11 denkleminde yerine konulduğunda ve entalpi terimi $\dot{m}_f h_{inj}$ ihmal edildiğinde,

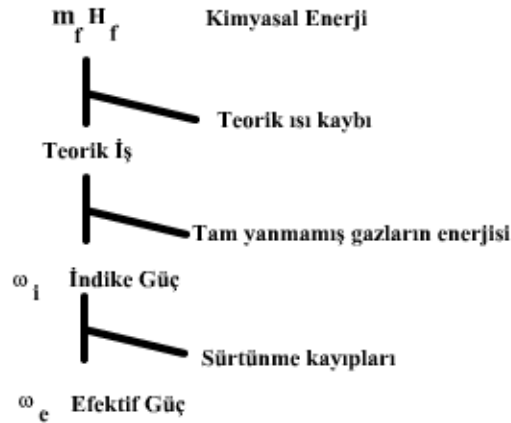
$$\frac{dQ_n}{dt} = \left(1 + \frac{C_v}{R}\right) p \frac{dV}{dt} + \frac{C_v}{R} V \frac{dp}{dt} \quad (2.14)$$

sonucu elde edilir. Son olarak ($R = C_p - C_v$) denklem 2.14'te yerine konulursa silindir basıncı denklem 2.15 ile ifade edebilir hale gelir.

$$\frac{dp}{dt} = -\gamma \frac{pdV}{Vdt} + \frac{\gamma-1}{V} \frac{dQ_n}{dt} \quad (2.15)$$

2.6 Efektif Tork

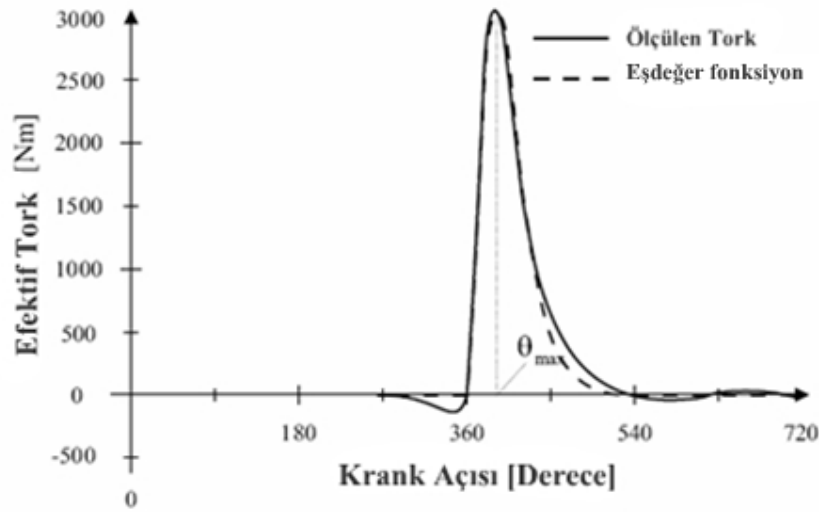
Hava/Yakıt karışımı silindirde yandıktan sonra kimyasal enerjisini krank miline aktararak mekanik enerjiye çevirir. Krank miline yansıyan bu torka indike tork (M_i) adı verilir. Ancak indike tork sadece aracın ivmelenmesinde kullanılmaz motor üzerindeki birçok parçanın tahriki buradan karşılanmaktadır. Bunların neden olduğu sürtünme kayıpları düşüldüğü zaman kalan net torka “Efektif Tork (M_e)” adı verilir.



Şekil 2.5. Motor tarafından üretilen güç diyagramı

Modelde yanma bloğunda sürtünme ve tahrik kayıpları ihmal edilmiş yanma sonucu oluşan tork doğrudan efektif tork olarak kullanılmıştır.

Efektif tork, yanma olayı karmaşık bir süreç olduğu için tanımlanması zor bir olgudur. Bu nedenle Simsel'in çalışmasında efektif tork dizel motor üzerinde yağ ölçümü yapılarak bulunmuş ve daha sonra ortaya çıkan eğriyi matematiksel olarak tanımlamak sureti ile elde edilmiştir. Şekil 2.6'da görülen ölçüm eğrisi kesikli çizgi ile gösterilen eşdeğer fonksiyon ile betimlenmiştir. Ölçülen eğriyi betimleyen eşdeğer eğriyi denklem 2.16 tanımlamaktadır.



Şekil 2.6 Efektif tork'un krank açısı ile değişimi (Magnus, 2004)

$$M_{eff}(\theta) = \begin{cases} a(\theta - 360)^2 e^{(-b(\theta - 360))} \forall \theta \in [360^\circ, 540^\circ] \\ 0 \rightarrow \text{diğer} \end{cases} \quad (2.16)$$

Burada a ve b sayıları

$$a = \frac{4.360 \overline{M_{c,hp}}}{(\theta_{maks} - 360)^3} \quad (2.17)$$

$$b = \frac{2}{\theta_{maks} - 360} \quad (2.18)$$

denklemleri ile ifade edilmiştir.

θ_{maks} eşdeğer fonksiyonunun dolayısı ile efektif tork'un maksimum değerini aldığı kısımdır.

Doğrudan hesaplanabilen silindir içi ortalama efektif tork denklem 2.19'daki basit formülle ifade edilebilmektedir. (Magnus, 2004)

$$\overline{M}_{c,hp} = \frac{30 \eta_{vol} \cdot Q_{HV} \cdot \dot{m}_f}{N_{eng} \cdot \pi} \quad (2.19)$$

BÖLÜM 3

AÇIK DÖNGÜLÜ MODEL

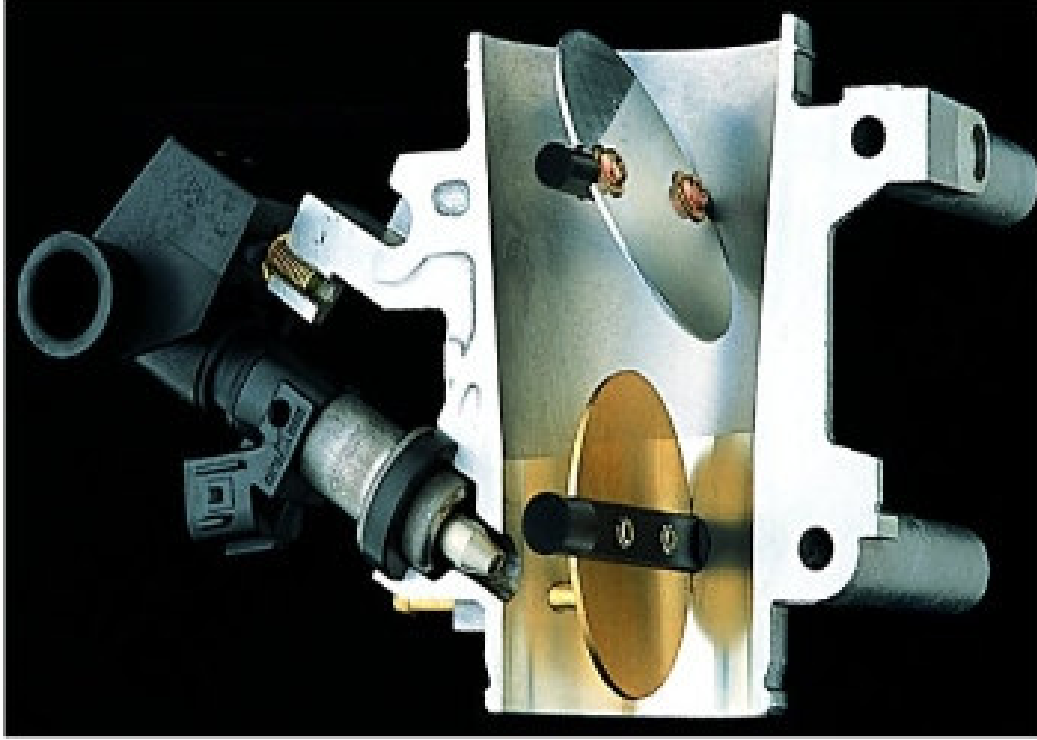
Model günümüzde dizel motorlarda en sık kullanılan direk enjeksiyon sisteminin daha önce bahsi geçen formüllere dayanan bir simülasyonudur.

Model temel olarak;

- Gaz
- Manifold
- Emme
- Sıkıştırma
- EKÜ
- Yanma
- Araç Dinamikleri

bloklarından oluşmaktadır. (Şekil 3.2)

Gaz kelebeği, önceki bölümlerde de bahsi geçtiği üzere araçlarda emme manifoldu girişini kapatan ve motor içinde bulunan parçadır. Bu kelebek içeriye giren hava miktarını ayarlamak için gerektiğinde açısı değiştirilebilmektedir. (Şekil 3.1) Simulink modelinde gaz kelebeğinin yatay ile açısı kullanıcı tarafından belirlenebilmektedir. Tez içerisinde açının öncelikle 8° 5 saniye sonra ise 10° olması durumunda içeriye alınan hava miktarı belirlenmekte daha sonra manifolddan silindire ne kadar hava geçtiği hesaplanmaktadır. Buna göre EKÜ bloğu tarafından belirlenen yakıt sisteme girdi olarak verildiğinde üretilen tork daha sonrada dinamik denklemler vasıtası ilede motor devri belirlenmektedir.



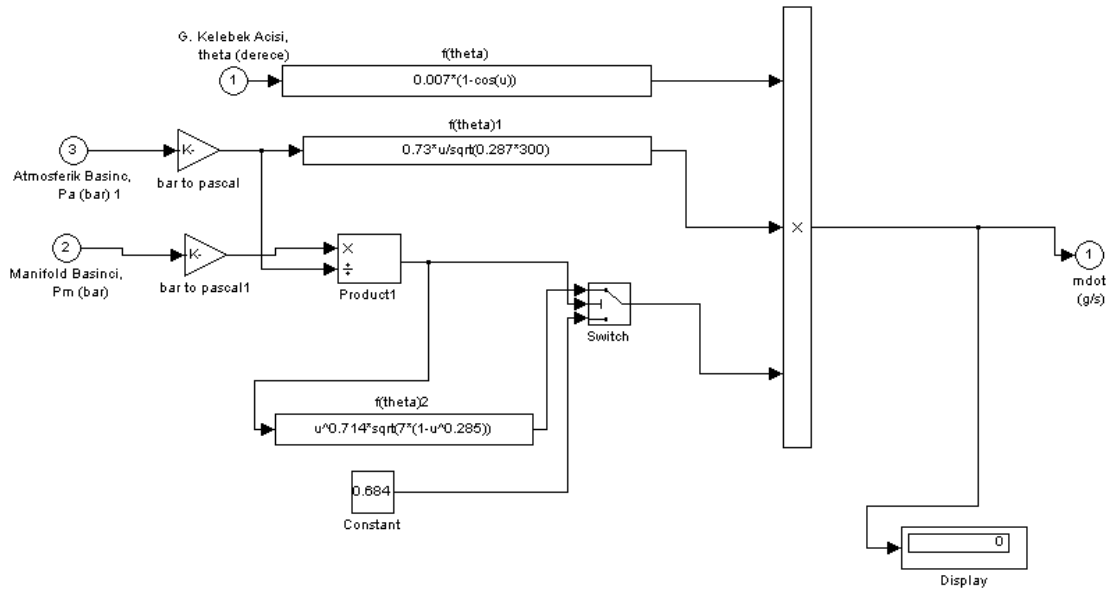
Şekil 3.1 Kesit alınmış manifold girişi ve gaz kelebeğinin konumu (Anonim, 2008)

Hazır bir omurga üzerine inşa edilen modelde silindir bazında işlem yapmaktansa tüm motorun tek bir bütün olarak görüldüğü durum incelenmiştir. Ana modelin yanı sıra her bir silindirde oluşan tork miktarında tek basına düşünülmüş gene simulink kullanılarak bir dizel motorun belirli devir ve enjekte edilen yakıt miktarına göre krank açısı değişimine göre oluşan tork grafiğini gösteren bir ara model oluşturulmuştur.

Tüm sistem modelinin cevabı öncelikle kontrolörün olmadığı modelde simüle edilmiş, daha sonra ise modelin kapalı çevrim olmasını sağlayan oransal (P), integral (I) ve türevsel (D) kontrol parametreleri belirli kombinasyonlarda eklenerek sistemin verdiği cevap irdelenmiştir.

3.1 Gaz Kelebeği Bloğu

Şekil 3.3'de gösterilen gaz kelebeği bloğu çizgisel olmayan bir mantıkla çalışmaktadır ve 3 girdi ile modellenmektedir.



Şekil 3.3 Gaz bloğunun açılmış hali

Şekil 3.3'de gösterilen gaz kelebeği bloğu çizgisel olmayan bir mantıkla çalışmaktadır ve 3 girdi ile modellenmektedir.

$$\dot{m}_{ai} = \frac{C_d A_{th}(\theta) P_{atm}}{\sqrt{RT_a}} g(P_m)$$

$$g(P_m) = \sqrt{\gamma} \sqrt{\frac{2}{\gamma+1} \frac{\gamma+1}{\gamma-1} \frac{P_m}{P_{atm}} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}}}$$

$$g(P_m) = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_m}{P_{atm}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}, \text{diger}$$

denklemleri bloğu oluşturan temellerdir. $g(P_m)$ fonksiyonu gaz kelebeği önünde daralma olup olmamasına göre farklı değerler almaktadır bunun modele yansıtılması için bir “switch” bloğu eklenmiştir. ayrıca gaz kelebeğinin giriş ağzındaki açık alan için geliştirilen denklem en basit hali olan

$$A(\theta) = A_o (1 - \cos(\theta + \theta_o)) \quad (3.1)$$

şeklinde modele yansıtılmıştır.

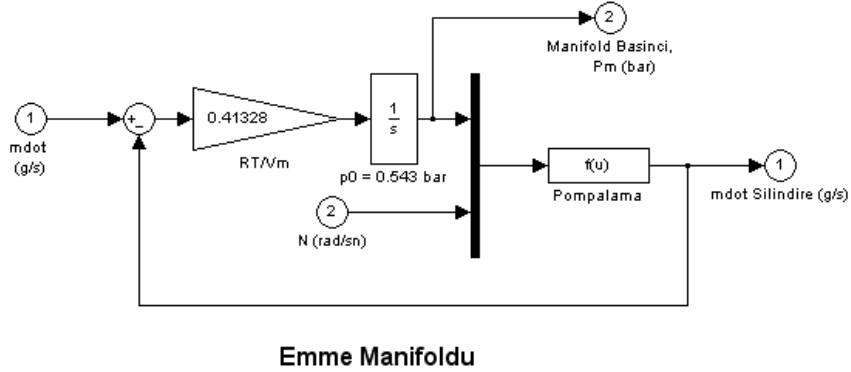
Gaz kelebeği bloğunun çıktısı manifolda doğru olan kütleli hava debisidir. Buradan alınan çıktı emme manifolduna verilir. Emme manifoldu bloğunda ise sistem emme manifoldunu giren havanın basıncını

$$\dot{P}_m = \frac{\kappa R v_a}{V_m} \left(\dot{m}_{a,in} - \frac{v_m}{v_a} \dot{m}_{ac,hava} \right)$$

denklemini ile bulduktan sonra bulunan bu basıncı motor devri ile beraber girdi olarak alıp silindirlere pompalanan hava miktarını bulmak için

$$\dot{m}_{ao} = -0.366 + 0.08979NP_m - 0.0337NP_m^2 + 0.0001N^2P_m \quad (3.2)$$

işlemine sokar ve çıktı olarak verir.



Şekil 3.4 Emme (intake) manifoldu bloğunun detaylı görünüşü (Mathworks, 2008)

3.2 Emme & Sıkıştırma Bloğu

Manifold bloğunun çıkışı olan birim zamandaki hava debisi tetiklemeli bir integratör bloğuna sokulur. Bunun çıkışı sıkıştırma bloğuna giren hava debisini vermektedir. Tetikleme işlemi sıkıştırma bloğu tarafından yapılmaktadır. Bu sıkıştırmadan hemen önce silindire hava alınmasını sağlar.

Sıkıştırma bloğunda ise sıkıştırmanın zamanlaması için bir valf zamanlama bloğu emme ve sıkıştırma için gerekli zamanlamayı üst ölü nokta ile alt ölü noktaları belirleyerek yapar.

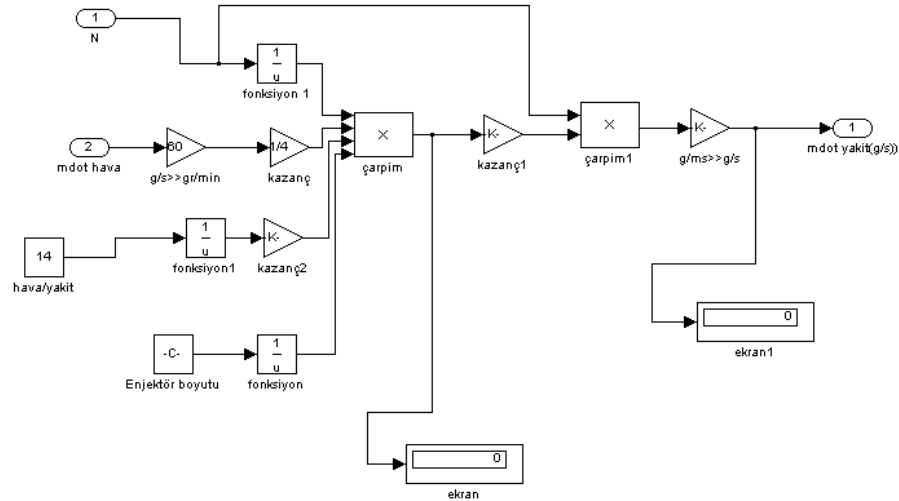
Alt ölü nokta üst ölü nokta belirlenmesi için $N(\text{rad/sn})$ bir integratör bloğuna sokulur ve çıkış π ile karşılaştırılır. (π 'nin 180° olduğu düşünülürse) krank şaftının her 180° dönüşü üst veya alt ölü noktaya geldiğinden bu dönüşlerde tetikleyici sinyal gönderilir.

Sıkıştırma bloğu ise “Valf Zamanlaması” bloğundan gelen sinyallerle tetiklendiğinde sıkıştırma gerçekleştirir. Sıkıştırma bloğundaki tetikleme emme integratörünü sıfırlamaktadır. Burada tüm tetiklemeler aynı zamanda oluyormuş gibi görünse de, Integrator çıkışı sıkıştırma bloğu tarafından sıfırlanmadan hemen önce işlenir.

Ayrıca sıkıştırma alt sistemi emme ile sıkıştırma arasına gerçek motorlardaki gibi (Emme boyunca motor manifolddaki havayı içine çeker. Krank mili 180° ilerlediğinde emme valfi kapanır ve sıkıştırma başlar.) 180° gecikme koymaktadır.

3.3 EKÜ (Elektronik Kontrol Ünitesi) Bloğu

Bu blok silindirlere gönderilecek yakıt miktarını tayin eden elektronik kontrol ünitesinin modellendiği bloktur. Elektronik kontrol ünitesi denklem 2.10'a göre açısal hız (N), stokiometrik Hava/Yakıt oranı ve sıkıştırma bloğundan gelen kitlesel hava debisini girdi olarak alır ve silindirlere yollanması gereken yakıt miktarını verir.



Şekil 3.5 EKÜ bloğu'nun detaylı görünüşü

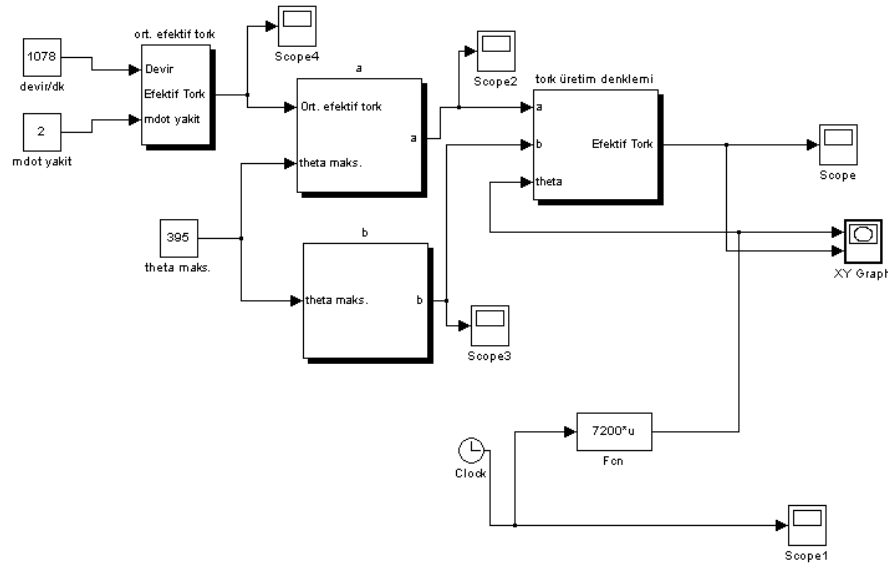
3.4 Yanma Bloğu

Yanma bloğu yakıt yanması sonucu üretilen tork'un simüle edildiği bloktur. Sinsel tarafından motor üzerinde yapılan ölçümler sonucu ortaya çıkan eğriyi temsil eden eşdeğer

eğri fonksiyonunu matlab/simulink'te modellersek çeşitli durumlar için krank açısı cinsinden çeşitli durumlarda ne kadar tork oluştuğunu gösteren grafikleri elde edebiliriz. Bunun için devir sayısı ve püskürtülen yakıt miktarını girdi olarak alan ve

$$M_{eff}(\theta) = \begin{cases} a(\theta - 360)^2 e^{(-b(\theta-360))} \forall \theta \in [360^\circ, 540^\circ] \\ 0 \rightarrow \text{diğer} \end{cases}$$

denklemini işleyen Şekil 3.6 'daki model oluşturulabilir. Burada a ve b katsayıları ile ortalama efektif tork'u hesaplayan bloklar bulunmaktadır. Bunların sonucu beslenen ana blok çıktı olarak tork miktarını vermektedir. Ayrıca Tork-Krank Açısı değişimi Şeklinde bir sonuğ elde edebilmek için model silindirin tork ürettiği 360°-540° arasını simüle etmelidir. Simülasyon zamanı bu açıların simüle edileceği Şekilde ayarlanmıştır. Böylece model etkin Şekilde çalışmaktadır.



Şekil 3.6 Silindir bazından tork oluşumu modeli

Modelde a ve b katsayılarının hesaplanmasında gerekli olan maksimum tork'un olduğu krank açısı sinsel tarafından yapılan ölçümler sonucu 395° bulunduğu için simülante'de bu değerde alınmıştır. Sonuçlar bölümünün ilk kısmında ana modelden hemen önce bu modele çeşitli girdiler uygulayarak sonuçların ne olduğu incelenmiştir.

Ana modeldeki yanma bloğu ise Crossley ve Cook tarafından ortaya konmuş ve yakıt'ın motora sıkıştırma bitmeden belli süre önce enjekte edildiğini(enjeksiyon avansı) varsayan basitleştirilmiş bir tork üretim denklemi'ni (Denklem 3.3) baz alarak işlemektedir.

$$T_{eng} = -181.3 + 379.36m_a + 21.91(A/F) - 0.85(A/F)^2 + 0.26\alpha - 0.0028^2 + 0.027N - 0.000107N^2 + 0.00048N\alpha + 2.55\alpha m_a - 0.05\alpha^2 m_a \quad (3.3)$$

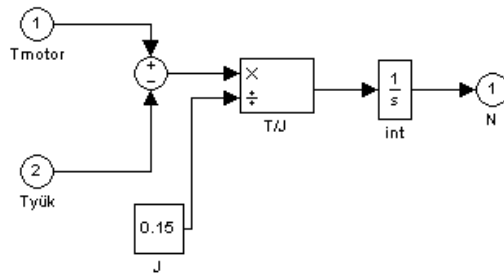
3.5 Araç Dinamikleri Bloğu

Dönen bir milin dinamik tork ve açısal hızı arasında J, milin dönmeye karşı gösterdiği direnç olmak üzere;

$$T = \omega J \quad (3.4)$$

ilişkisi olduğu bilinmektedir.

Bu blokta motorun ürettiği tork ile yükten gelen tork toplanarak net tork elde edilir ve atalet olayına tersten bir bakış yardımı ile bu rad/s cinsinden açısal hıza çevrilebilir.



Şekil 3.7 Araç dinamikleri bloğunun detaylı görünüşü

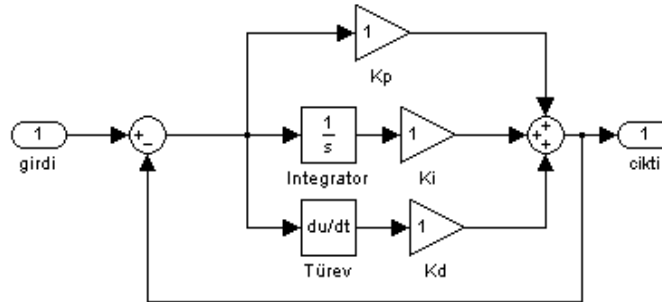
BÖLÜM 4

GERİ BESLEMELİ MODEL

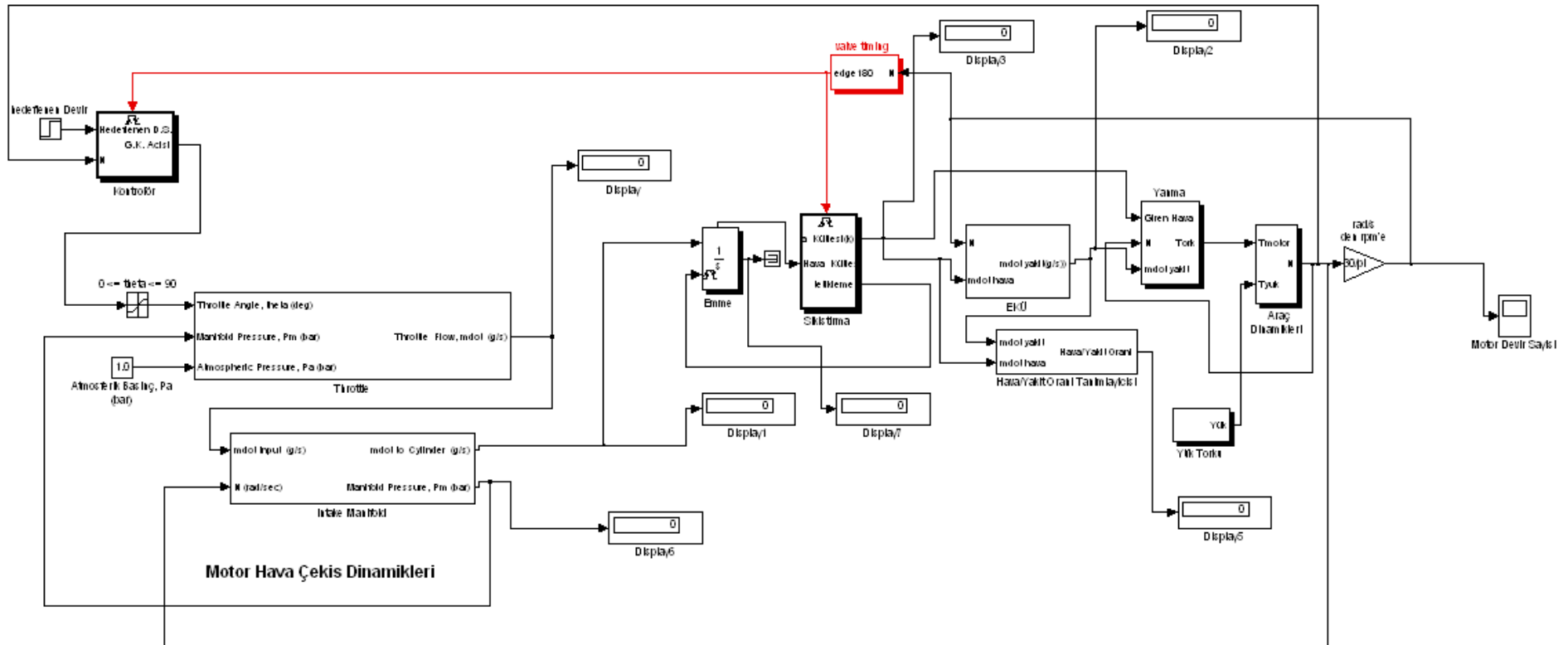
Geri beslemeli modelde önceki modele PID kontrolör eklemesi yapılmak sureti ile oluşturulmuştur. (Şekil 4.2) normal modelden farklı olarak doğrudan gaz keleşi açısını girdi olarak sisteme vermektense istenilen motordan istenilen devir sayısını kontrolöre vermek ve kontrolörün aldığı geri bildirim sayesinde bu devri tutturmaya çalışmasını sağlamaktır. Burada istenilen devir sayısını tuttururken sistemin izlediği yolda arzu edilen bazı özellikleri sağlayıp sağlamamasının önemi nedeni ile incelenmelidir. Geri beslemeli modelde incelenmek istenilen devir sayısına ulaşırken izlediği yoldur.

Geri besleme de kontrolör olarak Oransal(P) kontrolör kullanılmasının aşma zamanı ve sürekli durum hatasında azalmaya, % aşma oranında bir artışa, integral (I) elemanın kullanımının sürekli akış hatasını elimine olmasına % aşma oranı ve yerleşme zamanında artışa Türevsel (D) eleman kullanılmasının ise % aşma ve yerleşme zamanında azalmaya neden olması beklenmektedir.

Kontrolör şekil 4.1'deki standart PID elemanı yapısına uyumlu olacak şekilde oluşturulmuştur. İstenilen devir sayısı ile sonuçta elde edilen devir sayısı birbirinden çıkartılarak aradaki fark hata olarak ele alınır K_p , K_i , K_d katsayıları ile oynayarak çıktının karakteristiği değiştirilebilir



Şekil 4.1 Temel PID kontrol algoritması



Şekil 4.2 PID kontrollü geri beslemeli simulink modeli

4.1 Kontrolör Bloğu

Sürücü gaz pedalına basmakla mekanik olarak gaz kelebeğini hareket ettirmek yerine kontrolöre istediği devir sayısını belirten sinyaller yollamaktadır. Bu durumda gaz kelebeğine elektronik sinyaller üreten bir potansiyometre tanımını yapmak yanlış olmaz. İstenilen devir sayısı bilgisini alan kontrolör motor devri arttıkça geri besleme ile devir sayısını kontrol eder. Oransal kontrol hatanın büyüklüğüne göre müdahalenin şiddetini belirlerken integral kontrol hatanın integralini alarak geçmişten toplanarak gelen hataların tümünü belirlemektedir. Türevsel kontrol ise hatanın türevinin dolayısı hata fonksiyonunun eğimini ortaya koyar ve bu şiddete göre müdahale eder. sonuçta istenilen devre ulaştığında gaz kelebeği açısı ile oynayarak motoru o devirde tutmaya çalışır.

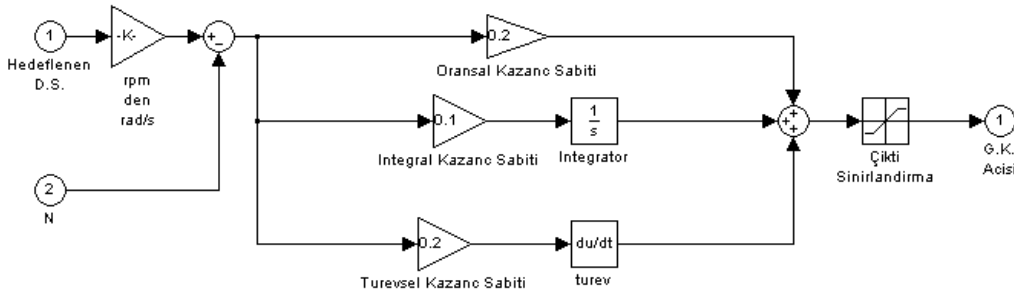
$$N_{istenilen} - N_{motor} = e \text{ (hata fonksiyonu) ise}$$

Kontrolör denklemini

$$\theta = K_p e + K_i \int e dt + K_d \frac{de}{dt} \quad (4.1)$$

şeklinde gösterebiliriz.

Blok istenilen devri dakikadaki dönüş sayısına çevirip ölçülen devirle farkını alıp hatayı bulduktan sonra denklem 4.1'i uygulamaktadır.



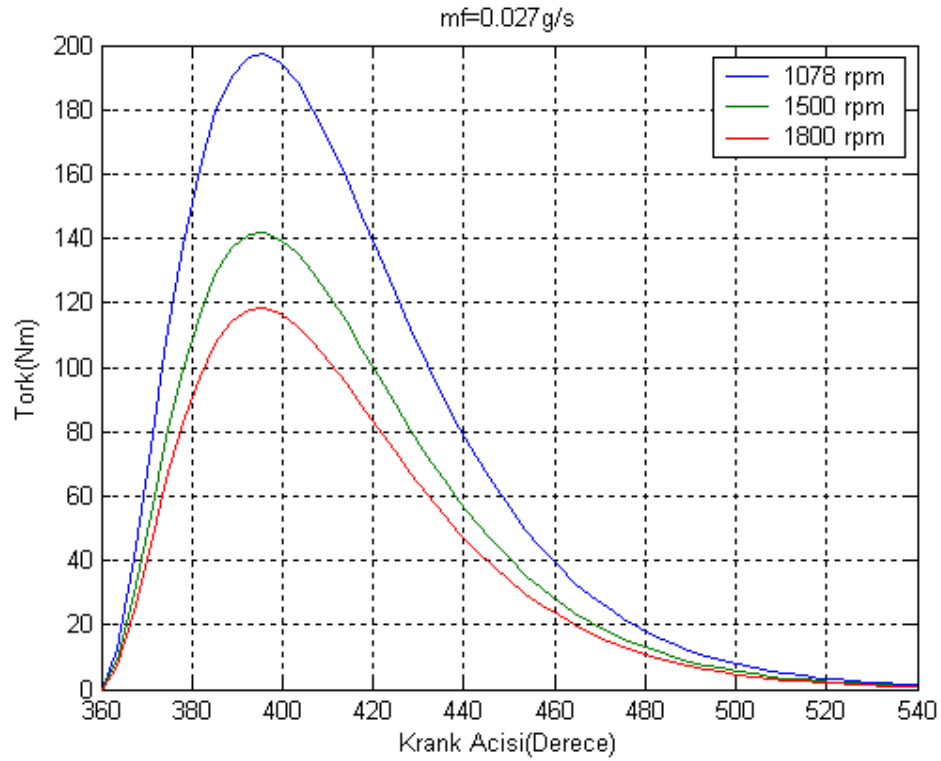
Şekil 4.3 PID kontrolör bloğu

BÖLÜM 5

SONUÇLAR ve İRDELEME

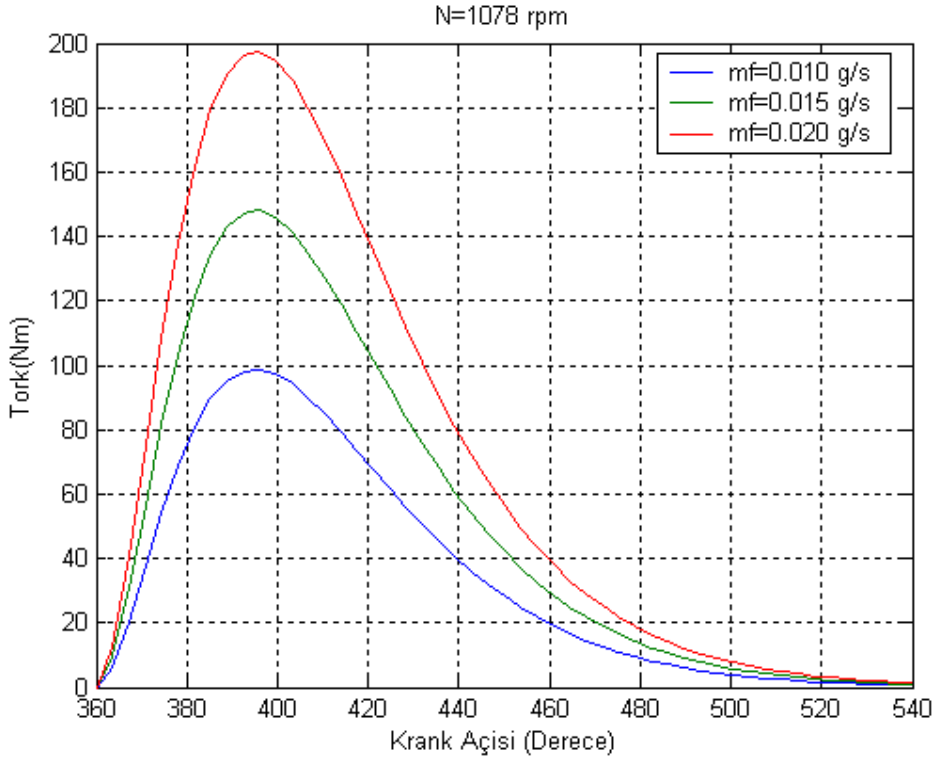
5.1 Sonuçlar

Silindir bazında hazırlanan modelin verilen çeşitli girdilere göre verdiği çıktılar aşağıda gösterilmiştir. Sabit yakıt miktarında değişik devirlerdeki tork üretimi şekil 5.1'de görülmektedir.



Şekil 5.1 Sabit yakıt enjeksiyon miktarında devir sayısı ile tork değişimi

Beklendiği üzere enjekte edilen yakıt miktarı sabit tutulduğunda motor devir sayısı arttıkça üretilen tork düşmüştür. Bu durum $P=\omega\tau$ denklemi ile uyumaktadır. Yakıt girdisi sabit olduğu için motordan elde edilecek güçte sabittir bu durumda devir sayısının artması tork üretiminde düşmeye yol açmıştır. Modelde bir başka bakış açısında devir sayısının sabit tutularak yakıt girdisini değiştirmek sureti ile olabilir. Motor devri 1078 rpm de iken çeşitli yakıt oranları için elde edilen sonuçlar şekil 5.2’de gösterilmiştir.

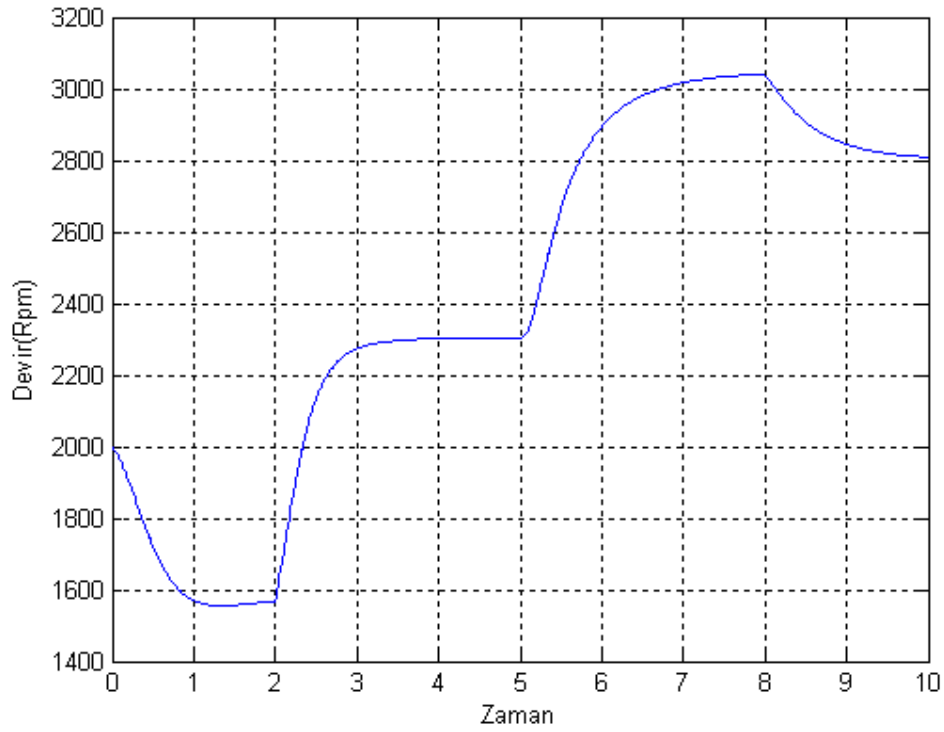


Şekil 5.2 Sabit motor devrinde değişik yakıt miktarlarına göre oluşan tork miktarları

Bu sonuçlardan yakıt girdisinin motor tarafından üretilen toplam gücü arttırdığını gözlemleyebiliriz. Devir sayısının sabit olması bununla birlikte enjekte edilen yakıt miktarı

ile doğru orantılı olarak tork üretiminin artması devir sayısı ile tork'un çarpımı ile elde edilen güç üretiminin arttığı anlamına gelmektedir.

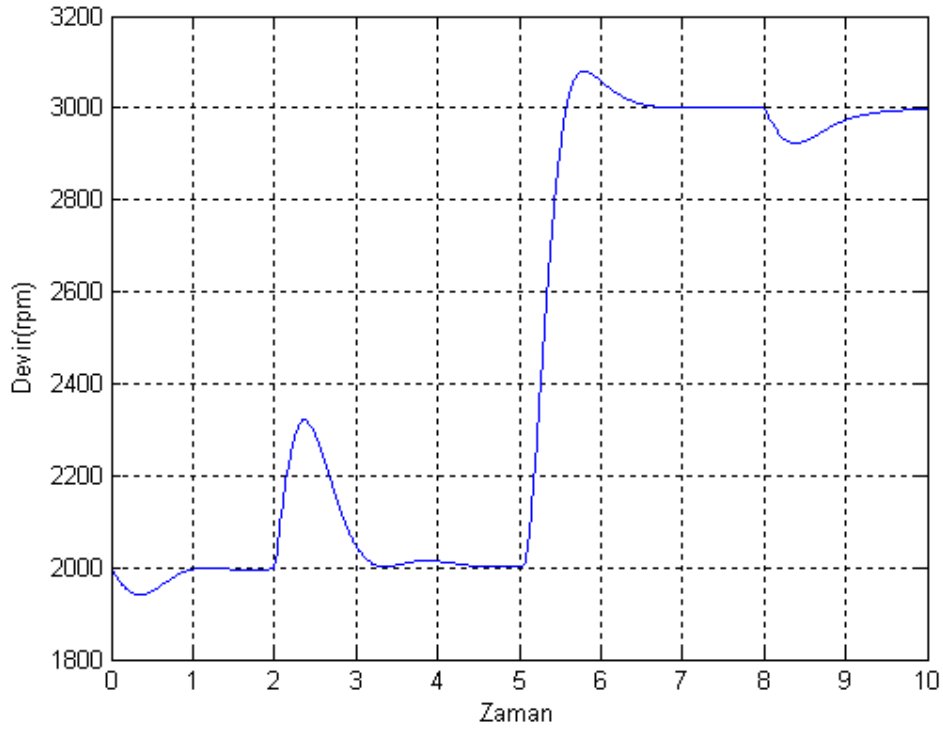
Motoru genel olarak ele alan geri beslemesiz ve kontrolörsüz olan modele döner ve motorun çıktısı olan devrin zamanla değişim grafiğine göz atarsak (Şekil 5.3)



Şekil 5.3 Kontrolörsüz açık döngü sistemin devir-zaman grafiği

Motor devrinin verdiği tepki beklenen geri besleme olmaksızın sadece gaz kelebeğine bağlı olup sürekli artış eğiliminde olmaya çalışması normaldir. İkinci saniyede motora binen yük azaldığı için devir sayısı hızlı şekilde artmış dördüncü ve beşinci saniyelerde ise sabit bir eğilim ile seyretmiştir. Sekizinci saniyede ise motora binen yük torkunun tekrar 10 Nm'ye çıkması dolayısı ile devirde bir miktar düşme yaşanmıştır. Motorda hedeflenen bir devir

sayısının olmaması doğrudan gaz kelebeği açısına bağlı olarak devirin istenilen düzeye getirilmeye çalışılması motor devrinin tasarım sınırlarına kadar sürekli yükselmesine neden olmuştur. Geri beslemenin bulunduğu diğer modelde ise doğrudan gaz kelebeği açısı ile oynamak yerine istenilen devir sayısı belirlenir ve motor bu devire ulaşmaya çalışır. Bu devire ulaşma hızı, hedeflenen hızı tutturma oranı önemli parametreler olup araç satışlarını etkileyebilir. Motor devrinin kontrolöre bildirerek gerekli önlemleri almasını sağlayan ve hatta integratör ve oransal kazanç sayesinde salınımları ve hataları bir miktar azaltan yeni sistemin devir-zaman çıktısına göz atacak olursak (Şekil 5.4)

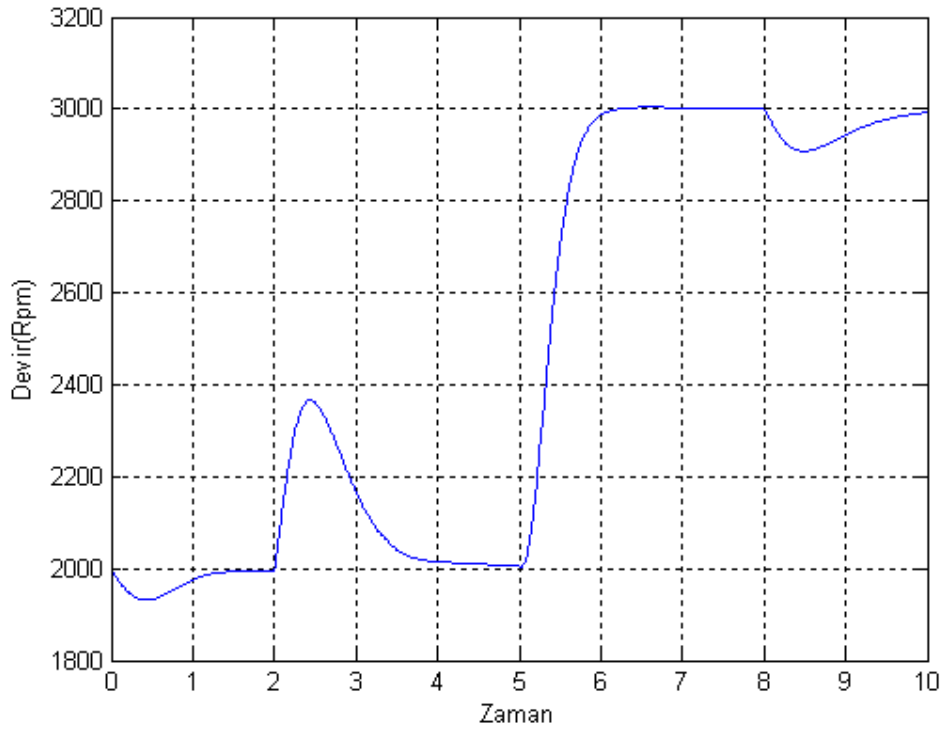


Şekil 5.4 Kapalı döngü ve kontrolörlü model'in devir-zaman grafiği

Burada ilk dikkati çeken motorun sürücü tarafından belirtilen devir sayılarını sürekli şekilde tutturma eğiliminde olduğudur. Bu şekilde çıktıya sahip olan bir motorun sürüş

konforu açısından ilkinden çok daha iyi olduğu söylenebilir. Modelin verdiği tepki K_p (Oransal Kazanç Sabiti) ve K_i (İntegral Kazanç Sabiti) ile ilişkilidir. K_i ve K_p 'nin artması yükselme zamanında azalmaya neden olur. K_i ve K_p 'nin değişik değerleri için Devir-Zaman grafiğini inceleyecek olursak.

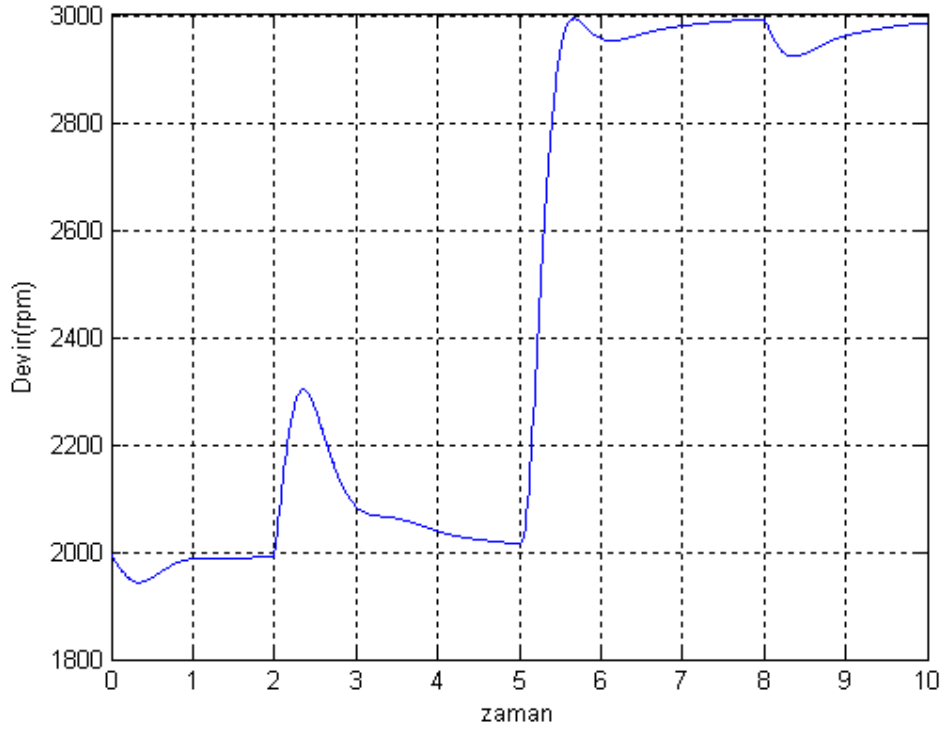
$K_p=0.033$ ve $K_i=0.064$ için Şekil 5.5'teki grafiği elde ederiz. Bu grafikte ilkinde istenen devir sayısına ulaşma hızı yarım saniye daha fazla olmakla beraber devir sayısına ulaştığı anda yaptığı salınım nerede ise yok denecek kadar azdır.



Şekil 5.5. $K_p=0.033$, $K_i=0.064$ olduğu durumda modelden elde edilen tepki grafiği

$K_p=0.061$ ve $K_i=0.072$ olduğu grafikte ise istenilen devir sayısına ulaşma hızı azalmış ancak devir sayısı etrafındaki salınımlar artmıştır. Hedeflenen devir sayısı civarındaki salınımların istenilen devir sayısı ve istenilenden daha az devir sayısı arasında gidip geldiği dikkat çekmektedir. Bu salınımların artması seçilen yeni katsayıların genel cevapta bir miktar

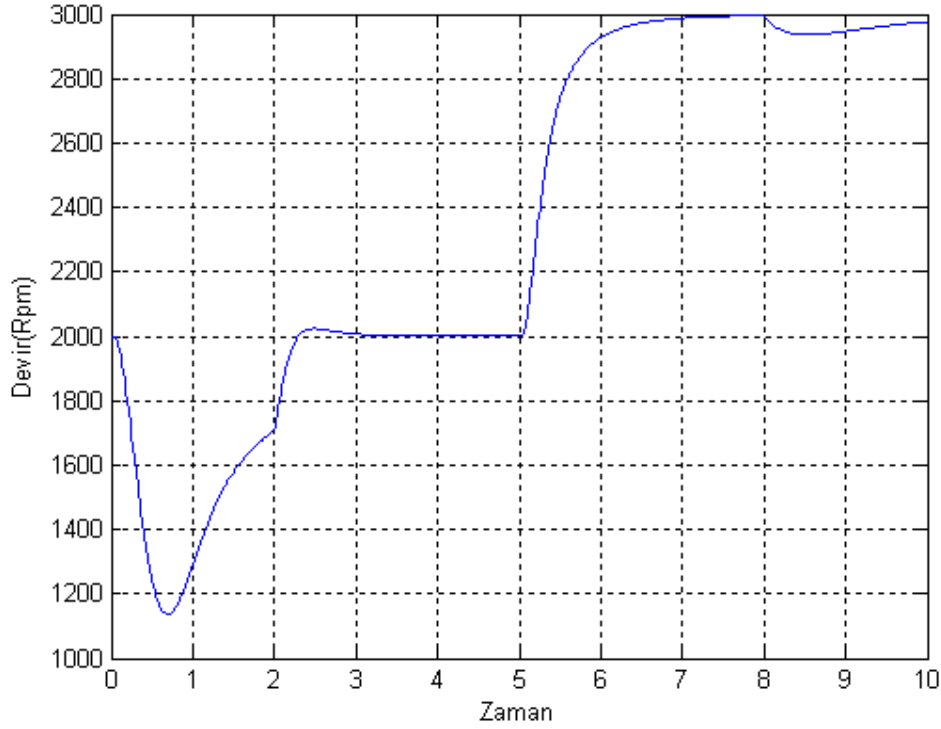
kötüleşmeye neden olduğunun göstergesidir. Görüldüğü üzere bu gibi doğrusal olmayan sistemlerde katsayıların istenilen etkiyi yaratıp yaratmadığının kontrolü karmaşık cebirsel işlemlere gerek kalmadan deneme yolu ile simülasyon vasıtası ile yapılabilmektedir.



Şekil 5.6. $K_p=0.061$, $K_i=0.072$ olduğu durumda modelden elde edilen tepki grafiği

Ayrıca modele devir sayısı tetiklemesini ayrı bir alt blokta yapıp kontrolör bloğu içine K_d ve bir türev alıcı yerleştirmek sureti ile sisteme türevsel bir kontrol sabiti de eklenebilir.(Şekil 5.7) Bu durumda 3000 devir/dk'ya ulaşan sistemin daha kararlı şekilde bu değerde seyretmesi sağlanmaktadır. K_p , K_i , K_d katsayıları ile oynamak sureti ile birçok değişik cevap alabilir. Bu sayıların optimum değerleri yerine sistemden istediğimiz çeşitli parametreler için bu katsayıları tanımamak günümüzde uygulanan ve daha mantıklı olan bir çözümdür. Cebirsel olarak sistem dinamik denklemlerinin çıkartılmasının ardından istenilen

kriterleri sağlayan kutupların yerini belirlemek ve sistemin dinamik denklemine kontrol dinamiği denklemleri ile müdahalede bulunarak orijinal kutupları arzu edilen bu noktalara çekmek sureti ile bir ayarlama yapılabilir.

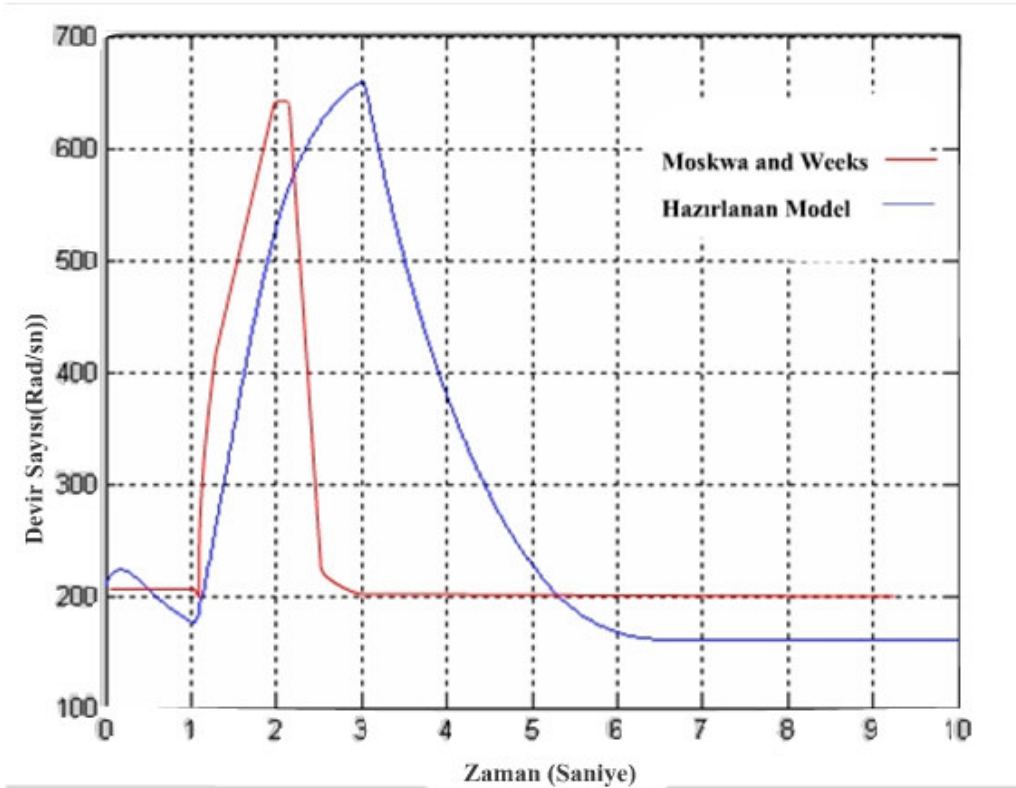


Şekil 5.7 $K_p=0.065$, $K_i=0.06$, $K_d=0.01$ olduğu durumda modelin çıktısı

Ana modelin etkinliği için benzer bir model oluşturan Weeks ve Moskwa (1995)'nin çalışmaları referans olabilir. Weeks ve Moskwa çalışmalarında modellemenin önemine ve son zamanlarda artan popülaritesine dem vurmuş ve matlab/simulink kullanarak bir model geliştirmişlerdir. Bu model temel olarak sensörler, motor, eyleyici(actuator), kontrolör bloklarından oluşmaktadır. Weeks ve Moskwa (1995) modellerini oluşturduktan sonra gaz

pedalı açısının 5° 'den 1 saniye sonra 20° 'ye atladığı 2 saniye sonra ise tekrar 5° 'ye indiği durum için sonuçlar almışlardır. Aynı girdiyi hazırladığımız modele uygularsak ve iki modeli karşılaştırsak Şekil 5.8'deki çıktıyı elde ederiz.

Moskwa ve Weeks'in gerçek motor parametreleri kullanılan elektronik kontrol ünitesi içinde gerçek motorlardan alınmış haritalar içeren modeli ile hazırlanan model genel karakteristik olarak birbirine yakın bir görünüm çizmiştir. İlk bakışta dikkat çeken fark tezdeki modelin daha yavaş bir cevap vererek istenilen devre ulaşmasıdır. Bu durum tamamı ile PID katsayıları ile ilişkilidir. Doğrusal olmayan modelleme mühendislik sistemleri donanımsal testler gibi pahalı yazılımsal testlerdeki gibi kodlar yazma gereği duyulmadan ucuz ve riski olmayan bir modelleme biçimidir. Sistemler arasındaki bağıntılar iyi belirlenir ve girdi çıktılar iyi tanımlanır ise algoritmalar saatler içinde oluşturulabilir.



Şekil 5.8 Aynı girdiler için modellerin karşılaştırılması

5.2. İrdeme

Bu çalışmada silindir ve tüm sistem bazında çalışma içerisinde verilen matematiksel ifadelerle dayanan bir dizel motor simülasyonu MATLAB/Simulink programı yardımı ile oluşturulmuştur. Silindir bazlı modelde gerçek motordan alınan datalar sonucu oluşturulmuş bir fonksiyon baz alınarak modelleme yaptığı için gerçeğe yakın sonuçlar vermiştir. Her bir silindir bir değerini belirli bir gecikme ile izlediğinden dolayı tüm motorun tork çıktısı tek silindir çıktısının belirli bir fazda kayması görünümünde olacaktır. Ana model ise doğrusal olmayan bir sistemin modellenmesinin bilgisayarın etkin kullanımı ile eski yöntemlere göre büyük kolaylıklar getirdiğinin göstergesidir. Sistemin ana bileşenlerinin dinamik denklemleri tanımlandıktan, bazı sadeleştirmeler yapıldıktan ve simulinkteki ilişkiler kurulduktan sonra alınan çıktıların gerçeğe yakınlığı yapılan sadeleştirmelerin değerine ve kullanılan yöntemle bağlıdır. Bazı katsayılar değiştiğinde tüm sistemin nasıl bir tepki vereceğini ölçmemiz gerektiğinde grafiksel modelleme yöntemi çok etkili bir araç olarak karşımıza çıkmaktadır. Gerçek uygulamalarda EKÜ içerisinde önceden belirlenmiş bazı yol gösterici bilgiler olduğu unutulmamalıdır. Modelleme olarak simulinkteki bir sonraki aşama sadece denklemlere bağlı olan bir model yerine önceden belirlenmiş bazı dataları bir m-dosyası içerisinde okuyan bir yöntem geliştirmek hem modelin gerçeğe yakınlığı hemde hızı açısından oldukça önemli bir gelişme olacaktır. Sensör dinamiklerini de ayrı bloklar halinde modellemek sureti ile çalışma geliştirilebilir bu durum modeli gerçek sistemlere çok daha yaklaştıracığından simülasyonun etkinliğini de arttıracaktır.

KAYNAKLAR

Anonim, 2008, Fuel Injection, http://en.wikipedia.org/wiki/Fuel_injection, Erişim Mart 2008

Arcomanis, C., Fairbrother, R. J., 1992, Computer Simulation of Fuel Injection System for DI Diesel Engines, SAE Paper 922223

Cheung, N. C., 1995, A Nonlinear, Short Stroke Proportional Solenoid, Phd thesis, UNSW

Crossley, P.R., Cook, J.A., 1991, Conference Publication 332 , IEEE International conference

Devir, V., 2005, Elektronik Kontrollü Motorlarda Motor Hızına Bağlı Yakıt Miktarı Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Eskişehir, Türkiye

Falcone, P., Santini, S., Langthaler, P., 2003, Torque Generation Model for Diesel Engine, Conference Decision and Control, Hawaii, USA

How, J., 2005, Feedback Control Systems MIT Course Notes, Massachusetts, USA

KAYNAKLAR (Devam)

Kienche, U., Nielsen, L., 2005, Automotive Control Systems for Engine Driveline and Vehicle 2nd Edition

Lino, P., Rizzo, A., 2006, Nonlinear Modelling and Control of a Common Rail Injection System for Diesel Engine

Magnus, R., 2004, Cylinder by Cylinder Diesel Engine Modelling, Master Thesis

Mathworks Technical, Simulink State-Flow Technical Examples, 2008, Matlab, Simulink - Using Simulink and Stateflow in Automotive Applications

Milton, B., Casey, R., Behnia, M., Yudanov, S., 1998, Development of a Tunable Diesel Engine Injection System for Engine Calibration and Optimisation, ARC collaborative research report

Moskwa, JJ., 1988, Automotive Engine Modelling for Real time Control, Phd Thesis

Parlaktuna, O., 2006, Linear Kontrol Sistemleri Ders notları, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Eskişehir, Türkiye

KAYNAKLAR (Devam)

Schechter, M., 1982, Fast Response Multiple Solenoids, SAE Paper 820203

Sinsel, S., 1999, Echtzeitsimulation von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren mit Turbocharger zur Entwicklung von Motormanagementsystemen, Darmstadt University of Technology, Darmstadt, Germany

Yudanov, S.V., 1995, Development of the Hydraulically Actuated Electronically Controlled Unit Injector for Diesel Engines, SAE Paper 952057

Weeks, R., Moskwa, J.J., 1995, Society of Automotive Engineers 1995 International Congress, Detroit, USA

Woermann, R.J., Theuerkanf H.J., Heinrich A., 1999, A Real-Time Model of a Common Rail Diesel Engine., SAE Technical Paper 01-0862

Vinsonneau J.A.F., Shields D.N., King P.J., Burnham K.J., 2002 Improved SI engine modelling techniques with application fault detection IEEE conference of control applications, Glasgow, Scotland