

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Elk. Müh. Fatih ÜNAL

Anabilim Dalı: Elektrik Mühendisliği
Programı: Elektrik Mühendisliği

ŞUBAT 2007

ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Elk. Müh. Fatih ÜNAL
(504041016)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 28 Şubat 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 6 Şubat 2007

Tez Danışmanı : Yrd.Doç.Dr. Özgür ÜSTÜN
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. A.Faik MERGEN (İ.T.Ü.)
Doç.Dr. Ata MUĞAN (İ.T.Ü.)

ŞUBAT 2007

ÖNSÖZ

Otomobil firmaları yatırımlarının büyük bir bölümünü araştırma ve geliştirme departmanlarına yapmaktadır. Yapılan bu yatırımlar doğrultusunda otomobil teknolojisi her geçen gün artan bir ivme ile gelişmektedir. Buna paralel olarak ta kullanıcıların konfor ve emniyet istekleri artmaktadır. Artan bu gereksinimlere karşın otomobil üreticileri duyarsız kalmayarak, çok önemli araştırmalar yapmaktadır.

Son zamanlarda, otomotiv mühendislerinin önderliğinde, otomobillerde tel ile iletim anlamına gelen “x-by wire” teknolojisi geliştirilmeye ve uygulanmaya başlamıştır. Bu teknolojiye, geleneksel mekanik donanımın yerine tellerle iletişimin gerçekleştirildiği, daha güvenilir ve daha akıllı sistemler kullanılmaktadır. Otomobillerde kullanılan bu teknolojinin en önemli uygulaması elektrikli direksiyon (steer by wire) sistemidir.

Bu tez çalışmasında, elektrikli direksiyon sisteminin ve bu gereksinimleri tartışılmaktadır. Bununla birlikte, elektrikli direksiyon sisteminin simülasyonu gerçekleştirilerek, sistemi etkileyen faktörlerde incelenmektedir.

Zorlu ve uzun bir çalışma döneminin ardından tamamladığım bitirme tezi çalışması esnasında ve her zaman destek olan başta **annem, babam** ve tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Özgür ÜSTÜN olmak üzere, desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen Selin SICAKKAN’ a, Emikon Elektronik San. ve Tic. Ltd. Şti. Firmasına ve bana destek olan herkese teşekkürü bir borç bilirim.

Şubat, 2007

Fatih ÜNAL

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
KISALTMALAR	vi
TABLO LİSTESİ	vii
SEKİL LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	xi
ÖZET	xiv
SUMMARY	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı	1
2. GELENEKSEL DİREKSİYON SİSTEMLERİ	3
2.1 Giriş	3
2.2 Geleneksel Direksiyon Sistemi Ekipmanları ve İşlevleri	3
2.2.1 Direksiyon Simidi	5
2.2.2 Direksiyon Mili ve Kovanı (Kolonu)	5
2.2.3 Dişli Kutusu	6
2.2.4 Direksiyon Amortisörü	6
2.2.5 Komuta Kolu (Pitman)	6
2.2.6 Rotlar ve Rot Başları	6
2.2.7 Deve Boynu ve Direksiyon Mafsalı	7
2.2.8 Direksiyon Mafsalı	7
2.2.9 Avare Kol	8
2.2.10 Hidrolik Direksiyon Hidrolik Pompası	8
2.3 Mekanik Direksiyon Sistemi	9
2.3.1 Pinyon – Kremayer Tipi Mekanik Direksiyon Sistemi	9
2.3.2 Bilyeli Tip Mekanik Direksiyon Sistemi	9
2.3.3 Mekanik Direksiyon Sisteminin Dezavantajları	10
2.4 Hidrolik Direksiyon Sistemi	10
2.4.1 Hidrolik Direksiyon Sisteminin Çalışma Prensibi	11
2.4.2 Hidrolik Direksiyon Sisteminin Avantajları	13
2.4.3 Hidrolik Direksiyon Sisteminin Dezavantajları	13
3. ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİNİN GELİŞİMİ	14
3.1 Giriş	14

3.2	Elektro Hidrolik Direksiyon Sistemi	14
3.3	Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sistemi	17
3.3.1	Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Tipleri	18
4.	X-by Wire TEKNOLOJİSİ	22
4.1	Giriş	22
4.2	X-by Wire Teknolojisinin Tanımı	22
4.2.1	X-by Wire Teknolojisinin Avantajları	23
4.3	X-by Wire Teknolojisinde Kullanılan Haberleşme Protokolleri	24
4.3.1	CAN Bus Haberleşme Protokolü	25
4.3.2	TTP Bus Haberleşme Protokolü	26
4.3.3	FlexRay Haberleşme Protokolü	26
4.4	X-by Wire Uygulama Örneği	27
4.5	Otomobillerde 42VDC Uygulaması	28
4.6	Elektrikli Otomobil	30
4.6.1	Tümü Elektrikli Otomobil	30
4.6.2	Hibrid Otomobiller	31
5.	ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİ	32
5.1	Giriş	32
5.2	Elektrikli Direksiyon Sistemi Tanımı	32
5.3	Elektrikli Direksiyon Sisteminin Avantajları	36
5.3.1	Elektrikli Direksiyon Sisteminin En Büyük Avantajlarından Dört Teker Yönetim Sistemi Tanımı	37
5.4	Elektrikli Direksiyon Sisteminin Dezavantajları	40
5.5	Elektrikli Direksiyon Sisteminin Güvenlik Analizi	41
5.6	Elektrikli Direksiyon Sisteminin Gereksinimleri	42
5.7	Elektrikli Direksiyon Sisteminin Alt Sistemleri	43
5.7.1	Direksiyon Sistemi	44
5.7.2	Yol Sistemi	45
5.7.3	Elektronik Kontrol Birimi	49
5.7.4	Elektrikli Direksiyon Sisteminin Çalışma Algoritması	49
6.	ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELİ	51
6.1	Giriş	51
6.2	Elektrikli Direksiyon Sisteminin Matematiksel Modelindeki Genel İfadelerin Tanımı	51
6.2.1	Elektrikli Direksiyon Sisteminde Sürtünme Etkisi	52
6.2.2	Elektrikli Direksiyon Sisteminde Yay (Sönüm) Etkisi	53
6.3	Elektrikli Direksiyon Sisteminin Alt Sistemlerinin Matematiksel Modelleri	53
6.3.1	Direksiyon Sisteminin Matematiksel Modeli	53
6.3.2	Yol Sisteminin Matematiksel Modeli	55
6.4	Elektrikli Direksiyon Sisteminin Alt Sistemlerinin Diferansiyel İfadeleri ve Laplace Dönüşümleri	59
6.5	Doğru Akım Motoru Matematiksel Modeli	62

6.5.1	Direksiyon Sisteminin Modeliyle Doğru Akım Motor Modelinin Birleştirilmesi	62
6.5.2	Yol Sisteminin Modeline Doğru Akım Motor Modeliyle Birleştirilmesi	64
7.	GERİ BESLEME MOMENTİ TASARIMI	66
7.1	Giriş	66
7.2	Direksiyon Sisteminde Yol Hissini Sağlayan Moment İfadesinin Tasarımı	66
7.2.1	Araç Dinamiği Etkisi	69
7.2.2	Ön Dingil Geometrisinin Etkisi	70
7.3	Direksiyon Sistemindeki Yol Hissini Sağlayan Moment İfadesini Etkileyen Faktörler	72
8.	ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİNİN MATLAB PROGRAMI İLE SİMÜLASYONU	75
8.1	Giriş	75
8.2	Yol Sisteminin Simülasyonu	75
8.3	Direksiyon Sisteminin Simülasyonu	79
8.4	Elektrikli Direksiyon Sisteminin Simülasyonu	81
9.	PID KONTROLÖRÜ	83
9.1	Giriş	83
9.2	PID Kontrolörü	83
9.2.1	Geri Besleme Prensibi	83
9.2.2	PID Kontrol	84
10.	SONUÇLAR VE TARTIŞMA	87
	KAYNAKLAR	88
Ek_A.	Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sisteminin Otomobillerdeki Uygulama Örnekleri	96
Ek_B.	SAE Tarafından Hazırlanmış Haberleşme Sınıfları	97
Ek_C.	Can Bus Veri Katarı Yapısı	98
Ek_D.	TTP Bus Veri Katarı Yapısı	99
Ek_E.	FlexRay Veri Katarı Yapısı	100
Ek_F.	Pacejka Tekerlek Modeli	101
F.1	Yanal Kuvvet (F_y)	102
E.2	Hizalama Momenti (M_z)	103
Ek_G.	Yol Sistemi Simülasyon Modelleri ve Sonuçları	105
Ek_H.	Direksiyon Sistemi Simülasyon Modelleri ve Sonuçları	109
Ek_I.	Elektrikli Direksiyon Sistemi Simülasyon Modelleri ve Sonuçları	113
Ek_J.	Yol Sisteminin Simülasyonunda Kullanılan Motorun Parametreleri	119
Ek_K.	Yol Sisteminin Simülasyonunda Kullanılan Dişlinin Parametreleri	120
	ÖZGEÇMİŞ	121

KISALTMALAR

EHPS	: Electro Hydraulic Power Steering
EHPAS	: Electro Hydraulic Power Assisted Steering
ISA	: Integrated Starter-Alternator
GM	: General Motor
SAE	: Society of Automotive Engineers
NASA	: National Aeronatic and Space Administration
TTP	: Time-Trigged Protocol
CAN	: Control Area Network
TTCAN	: Time-Trigged Protocol behaviour on CAN Standart
Lin	: Local Interconnect Network
MEDL	: Message Discription List
İYM	: İçten Yanmalı Motor
EKB	: Elektronik Kontrol Birimi
PID	: Propotional-Integrate-Derivate

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1 : EHPS Sisteminin Kullanıldığı Araçlara Ait Bazı Bilgiler.....	16
Tablo 5.1 : Üniuersal Joint Giriş-Çıkış Parametreleri	36
Tablo 8.1 : Yol Sistemi Simülasyon Parametreleri	76
Tablo 8.2 : Yol Sistemi PID Katsayıları	79
Tablo 8.3 : Direksiyon Sistemi Simülasyon Parametreleri	80
Tablo 8.4 : Geri Besleme Momenti Tasarım Parametreleri	80
Tablo 8.5 : $K_{v,1}$ ve $K_{v,2}$ Parametreleri	81
Tablo B.1 : SAE Tarafından Hazırlanmış Haberleşme Sınıflandırması	97
Tablo F.1 : Yük Etkisindeki Tipik Bir Otomobil İçin Pacejka Formülü Katsayıları	102

SEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : Fardier İsimli İlk Otomobil	1
Şekil 2.1 : Direksiyon Sisteminin Otomobildeki Yeri	3
Şekil 2.2 : Kremayer Dişli Tipi Direksiyon Sistemi	4
Şekil 2.3 : Direksiyon Simidi ve Direksiyon Mili	5
Şekil 2.4 : Komuta Kolu	6
Şekil 2.5 : Rot Başı	7
Şekil 2.6 : Direksiyon Mafsalı	7
Şekil 2.7 : Avare Kol	8
Şekil 2.8 : Hidrolik Direksiyon Sisteminde Hidrolik Pompanın Yeri	8
Şekil 2.9 : Mekanik Direksiyon Sisteminin Ekipmanlarıyla Birlikte Yapısı	9
Şekil 2.10 : Bilyeli Tip Direksiyon Dişlisi	10
Şekil 2.11 : Hidrolik Tip Direksiyon Sistemi Yapısı	11
Şekil 2.12a : Nötr Pozisyonu	12
Şekil 2.12b : Dönüş Sırasında	12
Şekil 3.1 : Elektro hidrolik Direksiyon Sistemi Mimarisi	15
Şekil 3.2 : Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Tipleri (Kolon tipi , Pinyon tipi , Çift pinyon tipi , Dişli tipi)	18
Şekil 3.3a : Visteon Firmasının Kolon Tipi Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sisteminin Görünüşü	19
Şekil 3.3b : Delphi Firmasının Kolon Tipi Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sisteminin Görünüşü	19
Şekil 3.4 : Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sisteminin Blok Diyagramı	21
Şekil 4.1 : Sembolik X-by Wire Mimarisi	23
Şekil 4.2 : Elektro-Hidrolik Frenleme Sistemi	27
Şekil 4.3 : Elektro-Mekanik Frenleme Sistemi	28
Şekil 4.4 : Güç Gereksinimi	28
Şekil 4.5 : Tüm Elektrikli Otomobil Akış Şeması	30
Şekil 5.1 : Elektrikli Direksiyon Sistemi Genel Görünüşü	34
Şekil 5.2 : Tipik Geleneksel Direksiyon Sistemi Mimarisi	34
Şekil 5.3a : Tipik Üniversal Kavrama	35
Şekil 5.3b : Tipik Üniversal Giriş-Çıkış Değişimi Gösterimi	35
Şekil 5.4 : Sembolik Elektrikli Direksiyon Sistemi Mimarisi	36
Şekil 5.5 : Dört Tekerlek Yönlendirme Sistemlerinin Kullanıldığı Çeşitli Otomobiller İçin Dönüş Çaplarının Karşılaştırılması	39
Şekil 5.6 : Dört Tekerlek Yönlendirme Sisteminde Çalışma Fazlarına Göre Ön ve Arka Tekerlek Dönüş Açılarının Oranı	39
Şekil 5.7 : Elektrikli Direksiyon Sisteminin Alt Sistemleri	43
Şekil 5.8 : Direksiyon Sistemi Görünüşü	44

Şekil 5.9a	: Kremayer Görünüşü	46
Şekil 5.9b	: Kremayerin İç Yapısı	46
Şekil 5.10	: Kremayerdan Rot Başlarına Kadar Olan Sistemin Görünüşü	46
Şekil 5.11	: Yol Sistemi Görünüşü	47
Şekil 5.12	: Elektrikli Direksiyon Sisteminin Dört Tekerlek Yönetim Mimarisine Göre Otomobilde Yerleşimi	48
Şekil 5.13	: Elektrikli Direksiyon Sisteminin Tipik Algoritması	50
Şekil 6.1	: Direksiyon Sisteminde Sürücü ve Geri Besleme Motorunun Ürettikleri Moment Yönleri	54
Şekil 6.2	: Direksiyon Sisteminin Sembolik Blok Diyagramı	54
Şekil 6.3	: Direksiyon Sisteminde Üretilen Momentler ve Yönleri	54
Şekil 6.4	: Direksiyon Sisteminin Sembolik Modeli	55
Şekil 6.5	: Yol Sisteminde , Motor Tarafından ve Yol Tarafından Üretilen Kuvvetler ve Yönleri	56
Şekil 6.6	: Yol Sisteminin Sembolik Blok Diyagramı	56
Şekil 6.7	: Yol Sisteminde Üretilen Kuvvetler ve Yönleri	56
Şekil 6.8	: Yol Sisteminin Sembolik Modeli	58
Şekil 6.9	: Doğru Akım Motorunun Direksiyon Sistemine Birleştirilmiş Görünüşü	62
Şekil 6.10	: Doğru Akım Motorunun Yol Sistemine Birleştirilmiş Görünüşü	65
Şekil 7.1	: Direksiyon Sisteminin Ön Dingil Görünüşü	67
Şekil 7.2	: Direksiyon Sistemi Genel Moment Blok Diyagramı	67
Şekil 7.3a	: Geri Besleme Momenti İfadesinin Blok Diyagramı	68
Şekil 7.3b	: Geri Besleme Momenti İfadesinin Blok Diyagramı	68
Şekil 7.4	: Bisiklet Modeli Mimarisi	69
Şekil 7.5	: Ön Dingilin Farklı Yönlerden Görünüşü	70
Şekil 7.6	: Direksiyonda Oluşan Yol Hissi Momenti ve Direksiyon Açısına, Otomobil Hızının Etkisi	72
Şekil 7.7	: Direksiyonda Oluşan Yol Hissi Momenti ve Direksiyon Açısına, Tekerlek Özelliklerinin Etkisi	73
Şekil 7.8	: Direksiyonda Oluşan Yol Hissi Momenti ve Direksiyon Açısına, Süspansiyon Özelliklerinin Etkisi	74
Şekil 7.9	: Direksiyonda Oluşan Yol Hissi Momenti ve Direksiyon Açısına, Süspansiyon Özelliklerinin Etkisi	74
Şekil 8.1	: Dişli Çubuk Pozisyonuna Göre Oluşan Tekerlek Kuvveti	76
Şekil 8.2	: (0.065m) Basamak Bıçımında Referans Girişine Yol Sisteminin Cevabı	79
Şekil 9.1	: Geri Beslemeli Kontrolörlü Bir Sistemin Blok Diyagramı	83
Şekil 9.2	: Genel PID Blok Şeması	84
Şekil 9.3	: İntegral Bileşenin Bir Geri Besleme Elemanı Olarak Gösterilmesi	85
Şekil C.1	: Can Bus Veri Katarı Yapısı	98
Şekil D.1	: TTP Bus Veri Katarı Yapısı	99
Şekil E.1	: FlexRay Veri Katarı Yapısı	100
Şekil F.1	: Tekerlek Kuş Bakışı Görünüşü	101
Şekil F.2	: Yanal Kuvvetin Kayma Açısına Göre Değişimi	103
Şekil F.3	: Hizalama Momentinin Tekerlek Kayma Açısına Göre Değişimi	104
Şekil G.1	: Yol Sisteminin En Temel Matematiksel Modeli	105

Şekil G.2	: Tekerlek Kuvvetinin Etkisinin Yol Sistemi Modeline Eklenmesi	105
Şekil G.3	: Yol Sisteminin Simülasyon Modeli	106
Şekil G.4	: Yol Sisteminin PID Parametrelerinin Ayarlanması	107
Şekil G.5	: (0.05m) Kare Dalga Biçiminde Referans Girişine, Yol Sisteminin Cevabı	107
Şekil G.6	: $[(0.02*\sin(\pi*t)) + (0.02*\sin(2\pi*t)) + (0.02*\sin(4*\pi*t))]$ Biçiminde Referans Girişine, Yol Sisteminin Cevabı	108
Şekil H.1	: Direksiyon Sisteminin En Temel Matematiksel Modeli	109
Şekil H.2	: Değişen Tekerlek Parametresine Karşın Fy Değişimi	109
Şekil H.3	: Değişen Hız Değerlerine Karşın Fy Değişimi	110
Şekil H.4	: Geri Besleme Momenti Tasarımı Modeli	110
Şekil H.5	: $V=20\text{m/s}$, $\mu=0,1$ Alınarak Hesaplanan Geri Besleme Moment Kutusunun İç Görünüşü	111
Şekil H.6	: 2Nm Basamak Biçiminde Sürücü Momenti Girişine Karşın Geri Besleme Momenti ve Direksiyon Açışı Değeri	111
Şekil H.7	: $2*\sin(\pi/2*t)$ Biçiminde Sürücü Momenti Girişine Karşın Geri Besleme Momenti ve Direksiyon Açışı Değeri	112
Şekil I.1	: Elektrikli Direksiyon Sisteminin Matlab Modeli	113
Şekil I.2a	: (1Nm) Basamak Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Direksiyon Sisteminin Cevabı	114
Şekli I.2b	: (1Nm) Basamak Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Yol Sisteminin Cevabı	114
Şekli I.2c	: (1Nm) Basamak Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Motor Parametreleri	115
Şekil I.3a	: (2Nm) %50 Doluluk Oranına Sahip Kare Dalga Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Direksiyon Sisteminin Cevabı	115
Şekil I.3b	: (2Nm) %50 Doluluk Oranına Sahip Kare Dalga Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Yol Sisteminin Cevabı	116
Şekil I.3c	: (2Nm) %50 Doluluk Oranına Sahip Kare Dalga Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Motor Parametreleri ..	116
Şekil I.4a	: (8Nm) Genlikli Sinüs Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Direksiyon Sisteminin Cevabı	117
Şekil I.4b	: (8Nm) Genlikli Sinüs Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Yol Sisteminin Cevabı	117
Şekil I.4c	: (8Nm) Genlikli Sinüs Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Motor Parametreleri	118

SEMBOL LİSTESİ

θ_{out}	: Üniversal Joint çıkış şaftı açısı değeri
θ_{in}	: Üniversal Joint giriş şaftı açısı değeri
$\dot{\theta}_{out}$: Üniversal Joint çıkış şaftı açısal hız değeri
$\dot{\theta}_{in}$: Üniversal Joint giriş şaftı açısal hız değeri
τ_{out}	: Üniversal Joint çıkış şaftı moment değeri
τ_{in}	: Üniversal Joint giriş şaftı moment değeri
β	: Üniversal Joint giriş ve çıkış şaftları arasındaki açısı değeri
τ_M	: Genel motor momenti
K_m	: Genel motor moment sabiti
i	: Genel motor moment akımı
η_d	: Motor çıkışındaki dişli verimi
r_g	: Motor çıkışındaki dişli çevirme oranı
τ_s	: Motor çıkış şaftındaki moment
w_M	: Motor açısal hızı
w_S	: Motor çıkış şaftındaki hız
F	: Genel kuvvet ifadesi
M	: Genel kütle ifadesi
\ddot{X}	: Genel ivme ifadesi
T	: Genel moment ifadesi
J	: Genel atalet ifadesi
$\ddot{\theta}$: Genel açısal ivme ifadesi
f_v	: Viskoz sürtünme kuvveti
K	: Genel sürtünme kuvveti katsayısı
\dot{x}	: Genel hız ifadesi
K_c	: Coulomb sürtünme kuvveti katsayısı
f_b	: Yay kuvveti
B	: Genel yay kuvveti katsayısı
x	: Genel pozisyon bilgisi
T_h	: Sürücü tarafından direksiyonda oluşturulan moment
T_{act_h}	: Direksiyona bağlı motorda üretilen moment
T_v	: Viskoz sürtünme etkisinin oluşturduğu moment
T_c	: Coulomb sürtünme etkisinin oluşturduğu moment

T_b	: Yay etkisinin oluşturduğu moment
θ	: Direksiyon simidi açısı
F_c	: Coulomb etkisinin oluşturduğu kuvvet
F_v	: Viskoz etkisinin oluşturduğu kuvvet
F_b	: Yay etkisinin oluşturduğu kuvvet
$F_{act_{Rck}}$: Dişli çubuk hareketlendirici motorun ürettiği kuvvet
F_r	: Yol şartlarından dolayı dişli çubuk üzerinde oluşan kuvvet
i_s	: Küresel vida dönüştürme oranı
x_{Rck}	: Dişli çubuk pozisyonu
θ_{Rck}	: Dişli çubuk hareketlendirici motorun çıkış açısı
η	: Küresel vida verimi
F_{RACK}	: Dişli çubuk üzerinde oluşan kuvvet
T_{RACK}	: Dişli çubuk üzerinde oluşan moment
$\ddot{\theta}_{Stw}$: Direksiyon açısal ivmesi
$\dot{\theta}_{Stw}$: Direksiyon açısal hızı
θ_{Stw}	: Direksiyon açısı
K_{Stw}	: Direksiyon sistemi sürtünme momenti katsayısı
K_{cStw}	: Direksiyon sistemi Coulomb sürtünme momenti katsayısı
B_{Stw}	: Direksiyon sistemi yay momenti katsayısı
τ_{act_n}	: Direksiyona bağlı motorun ürettiği moment değeri
$\ddot{\theta}_{Rck}$: Dişli çubuk açısal ivmesi
$\dot{\theta}_{Rck}$: Dişli çubuk açısal hızı
θ_{Rck}	: Dişli çubuk açısı
K_{Rck}	: Dişli çubuk sürtünme momenti katsayısı
K_{cRck}	: Dişli çubuk Coulomb sürtünme momenti katsayısı
B_{Rck}	: Dişli çubuk yay momenti katsayısı
τ_{Rck}	: Dişli çubuk hareketlendirici motorun ürettiği moment değeri
U_{app}	: Motor besleme gerilimi
U_{emf}	: Motorda indüklenen gerilim
$i(t)$: Motor akımı
R_{Stw}	: Direksiyon sistemindeki motor direnci
L_{Stw}	: Direksiyon sistemindeki motor endüktansı
K_e	: Motor indüklenen gerilim katsayısı
w_m	: Motor açısal hızı
R_{Rck}	: Dişli çubuk hareketlendirici motorun direnci
L_{Rck}	: Dişli çubuk hareketlendirici motorun endüktansı
T_{ext}	: Ön dingil geometrisinden dolayı meydana gelen moment ifadesi

$K_{v,1}, K_{v,2}$: Geri besleme tasarımındaki 1. katsayı, Geri besleme tasarımındaki 2. katsayı
θ_r	: Ön tekerlek açısı
δ_1, δ_2	: Ön tekerlek kayma açısı, Arka tekerlek kayma açısı
$\dot{\psi}$: Sapma açısı
$l_1,$: Ön tekerleklerin ağırlık merkezine olan uzaklığı
l_2	: Arka tekerleklerin ağırlık merkezine olan uzaklığı
C_1, C_2	: Ön tekerlek sürtünme katsayısı, Arka tekerlek sürtünme katsayısı,
I_z	: Sapma momenti
V	: Araç hızı
α_{piv}	: Eksen yatması
α_{ch}	: Kaster açısı
d	: Direksiyon deveboynu uzunluğunu
r	: Tekerlek yarıçapı
c_t	: Tekerlek izdüşümü
F_y	: Yanal kuvvet
F_{DC}	: Ön Dingil Geometrisinin oluşturduğu kuvvet
R_{pc}	: Geometrik sabit
M_{max}	: Maksimum moment
F_{max}	: Maksimum kuvvet
Vr_{max}	: Maksimum dişli çubuk hızı
$\dot{\theta}_{max}$: Maksimum dişli çubuk açısal hızı
P_m	: Motor gücü
$P_{mout,1}$: Motor gücü (küresel vida verimi etkisinde)
$P_{mout,2}$: Motor gücü (motor verimi etkisinde)
$P_{mout,3}$: Motor gücü (dişli verimi etkisinde)
l_{dmax}	: Dişli çubuk kurs boyu
α	: Kayma açısı
M_z	: Hizalanma momenti
l_{dmax}	: Dişli çubuk kurs boyu

ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİ

ÖZET

Bu çalışmada, gelecek nesil otomobillerde kullanılması düşünülen elektrikli direksiyon sisteminin yapısı, gereksinimleri, matematiksel modellenmesi ve gerçek değerler kullanılarak simülasyonu gerçekleştirilmektedir.

Geleneksel direksiyon sistemlerinin yapısından başlanarak, elektrikli direksiyon sistemine kadar geçen direksiyon sistemleri anlatılmaktadır. Bu sistemlerde bulunan cihazlar ayrıntılarıyla ve çalışma prensipleriyle birlikte açıklanmaktadır.

Daha sonra x-by-wire uygulamaları ve bu uygulamalarda kullanılan haberleşme protokolleri anlatılmaktadır. Bu protokollerin veri katarı yapısı tanımlanarak, güvenlik analizleri yapılmaktadır. X-by wire teknolojisi anlatırken otomobillerdeki uygulanması düşünülen 42 V uygulamalarından ve 42V sisteminin olumlu yönleri tartışılmaktadır.

Tez çalışmasının ilerleyen bölümlerinde, Elektrikli direksiyon sisteminin temel olarak yapısı ve sistemin getirdikleri anlatılmaktadır. Elektrikli direksiyon sistemi, otomobillerde kullanılan geleneksel direksiyon sistemlerinde bulunan mekanik yapının yerini elektronik kontrol birimine sahip ve kontrol edilebilir akıllı sistemlerin almasıdır. Elektrikli direksiyon sisteminde, günümüzde kullanılan direksiyon sistemlerindeki orta şaft kaldırılmaktadır. Orta şaftın kaldırılmasıyla birlikte, direksiyon simidi ile, tekerleklerin yönlendirilmesini sağlayan dişli çubuk arasında elektronik kontrol birimi bulunmaktadır. Sistemde direksiyona bağlı bir elektrik motoru ve dişli çubuğa bağlı bir başka elektrik motoru bulunmaktadır. Ayrıca hem direksiyon açısını hem de dişli çubuk hareketlendirici motorun açısını ölçmek için en az iki adet mutlak açıölçer bulunmaktadır. Direksiyona bağlı elektrik motoru, sürücüye yol dinamikleri hakkında bilgi vermek amacıyla kullanılır. Dişli çubuğa bağlı elektrik motoru ise, istenen referans değerleriyle tekerlekleri yönlendirme amacıyla kullanılmaktadır.

Tez çalışmasında, Elektrikli Direksiyon sisteminin gereksinimleri nelerdir, bu sistemin olumlu ve olumsuz özellikleri nelerdir gibi sorulara cevap verilmektedir. Bu sorulara cevap verildikten sonra sistem iki ana alt bölüme ayrılarak, tanımlanmaktadır. Bu iki ana alt sistem, Direksiyon sistemi ve Yol sistemi olarak isimlendirilmektedir. Alt sistemdeki elemanlar tanımlandıktan sonra bu sistemleri etkileyen kuvvetlerden ve momentlerden bahsedilmektedir. Her iki alt sisteminde matematiksel modelleri birbirinden bağımsız sistemler olarak tanımlanmaktadır.

Direksiyon sisteminin modellenmesinde, sistemin ataleti, sürtünme kuvveti, sönüm kuvveti ve en önemlisi, geri besleme motorunun üretmesi gereken karşı moment ifadeleri kullanılmaktadır. Geri besleme motorunun üretmesi gereken karşı moment ifadesinin bulunması için bisiklet modeli ile araç ön dingil etkisi birleştirilerek referans bir model oluşturulmuştur. Bu referans model, aracın hızına, tekerlek parametrelerine, aracın kütlesine, ön dingil geometrisine bağlı olarak değişmektedir. Bütün bu değişimlerin geri besleme momenti üzerindeki etkisi gözlemlenmektedir.

Yol sisteminin modellenmesinde, sistemin kütlesi, sürtünme kuvveti, sönüm kuvveti ve en önemlisi, doğrusal olmayan Pajecka'nın tekerlek formülünden çıkartılan yol kuvveti ifadeleri kullanılmaktadır. Yol kuvvetinin tanımlanmasında Pajecka'nın geliştirdiği tekerlek kuvveti kullanılmaktadır. Yol sisteminde küresel bir vida bulunmaktadır. Bu vida sayesinde, motorun çıkışındaki dönme hareketi, dişli çubuk üzerinde doğrusal bir harekete çevrilmiştir. Bu sebeple yol sisteminin matematiksel modelinde motor momentinden, kuvvete geçmektedir.

Direksiyon ve Yol sisteminin matematiksel modelleri çıkartıldıktan sonra, sistemde kullanılacak elektrik motorlar belirlenmektedir. Belirlenen bu motorların parametrelerine göre sistemin simülasyonu yapılmaktadır. Yapılan simülasyonlardaki amaç, sistemin gereksinimlere en iyi şekilde cevap vermesini sağlamaktır. Simülasyon sonuçlarından, sistemin gereksinimleri karşıladığı gözlenmektedir.

Tez çalışması, bu konulara ilgi duyanlara, iyi bir kaynak olması amacıyla, uzun ve zahmetli bir çalışmanın sonucunda ortaya çıkmıştır.

STEER BY WIRE

SUMMARY

In this study, simulation is to be practiced by using real values, requirements, mathematical shaping and electronic steer by wire structure which is thought to be used in the next generation automobiles.

Beginning from the traditional hand wheel structures, all the steering systems are explained till steer by wire system. Tools in this system are clarified with work principles and details.

Afterwards, x-by-wire techniques and communication protocols used in these techniques are expressed. Security analysis is made by defining these protocols's data frame structure. While explaining x-by wire technology, 42 V practices which is thought to be practiced in automobiles and the positive sides of 42 V systems are discussed.

In the oncoming parts of thesis, steer by wire's main structure and system's results are explained. In the steer by wire, mechanical structure that is used in traditional steering wheel systems is replaced by intelligent systems that has electronic control unit and controllable intelligent systems. In steer by wire, intermediate shaft that is used in current hand wheel systems is removed. By removing intermediate shaft, there exists a control unit between hand wheel and rack which provides guiding tires. There is an electrical motor, connected to steering and another electric motor connected to rack. Also, there have to be at least, two absolute encoders. One is used for encode steering angle. The other is used for rack actuator motor's output angle. Electric motor, connected to the steering, is used to inform the driver about road dynamism on the other hand electronic motor connected to the rack is used to direct the tires with desirable reference values.

In thesis study, questions such as what are the requirements of steer by wire technology and the negative –positive characteristics of this system are answered.

After questions are answered, system is defined as two main subsystems. These two main subsystems are named as Hand wheel system and Road System. After the elements in subsystems are described, torques and forces which affect this system are mentioned. Both two subordinate subsystems' mathematical models are defined as independent systems from each other.

In the hand wheel system's modeling, system's inertia, friction force, damping force and the most important, opposing torque expressions that is to be produced by feedback motor, are used. In order to find the opposite torque expression which are to be produced by feedback motor, bicycle model and automobile's front axis are gathered and a reference model is composed. This reference model changes depending on automobile's speed, stiffness, mass and front axis geometry. All of these changes' effects on feedback torque are observed.

In modeling road system, system mass, friction force, damping force and the most important, road force expressions, derived from Pajecka's nonlinear tire formulas, are used. In this road system, ball screw exists. Thanks to this ball screw, rotation movement at motor's output is translating to linear movement on rack. As a result of this, in the road system's mathematical model, motor torque changes into force.

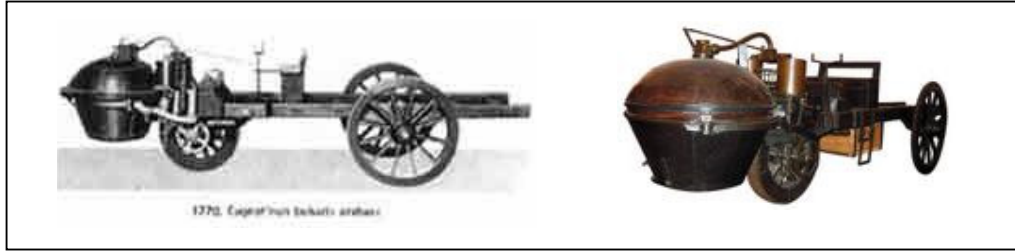
After hand wheel and road system's mathematical models are found out, electrical motors, used in the system, are decided. According to these assigned motors' parameters, simulation of system is done. From simulation results, it's observed that system fulfils the requirements.

After along term and hard working study, thesis is formed in order to be a good source to who interested in this subjects.

1. GİRİŞ

1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı

1769 Senesinde, kendi kendine hareket eden ilk araç olan Fardier, İsveçli mühendis topçu yüzbaşı Nicolas Joseph Cugnot tarafından yapılmıştır [1]. Nicolas tarafından yapılan bu araçta, makinenin krankından alınan dönme hareketi, bisiklet zinciri ile ön tekerleklere verilmekteydi. Bu araçtaki direksiyon sistemi aynı tekerleği kontrol eden ilkel bir yapısı vardı. 1769'da yapılan bu aracın görüntüleri Şekil 1'de verilmektedir.



Şekil 1.1 : Fardier İsimli İlk Otomobil [1]

1769 yılında yapılan bu araçtaki basit direksiyon sistemi, zaman içerisinde otomobil teknolojilerinin gelişmesine paralel olarak istekler ve ihtiyaçlar doğrultusunda gelişmektedir. Bu gelişme öncelikle mekanik direksiyon sistemlerinin gerçekleştirilmesiyle başladı. Geliştirilen bu mekanik direksiyon sisteminin sürüş konforunu sağlayamadığından ve direksiyonu döndürmek için gerekli kuvvetin çok büyük olmasından dolayı, hidrolik destekli direksiyon sistemleri geliştirildi. Bu yeni sistem sürüş konforunu arttırmaktadır fakat bu sistem için kullanılan cihazların yakıt tasarrufunu olumsuz yönde etkilemektedir. Bunun yanında hidrolik destekli direksiyon sisteminin kullanıldığı otomobillerdeki emisyonu da olumsuz yönde etkilediğinden, bu sistemin yerine elektro hidrolik direksiyon sistemleri geliştirildi.

Elektro hidrolik direksiyon sisteminde, hidrolik yapıya destek olarak dişli çubuğu hareket ettirmek için elektrik motoru kullanılmaktadır. Hidrolik sisteme göre olumlu yönlerinin bulunmasına rağmen, sistemde yarı hidrolik yapının varlığı hidrolik sistemin olumsuzluklarını taşımaktadır.

Direksiyon sistemlerinin bu gelişimi sırasında, otomotiv sektöründe “x-by-wire” isimli yeni bir kavram oluşturulmaktadır. Bu teknolojide, “x” değişkenliği sembolize etmektedir. Örneğin; “Break by wire” isimli elektrikli fren sistemi, “Steer by wire” isimli elektrikli direksiyon sistemi.

“x-by-wire” teknolojisinin otomobillerde uygulanabilirliği sağlandıktan sonra elektro hidrolik direksiyon sistemi daha da geliştirildi ve sadece elektrik destekli bir sistem gerçekleştirildi. Bu sistemde, tekerleklerin döndürülmesini sağlayan dişli çubuk elektrik motoru ile tahrik edilmektedir. Böylece hidrolik ve mekanik yapının handikapları aşılmış olmaktadır. Elektrikli direksiyon sistemi, iki şekilde gerçekleştirilmektedir.

Birinci sistemde, direksiyon sistemindeki mekanik donanım (orta shaft) sistemden çıkartılmayıp, dişli çubuk bir elektrikli motor ile tahrik edilir. İkinci sistemde ise mekanik donanım tamamen ortadan kaldırılır. Direksiyon ve dişli çubuk arasındaki iletişim “x-by-wire ” ifadesinden anlaşılacağı gibi tel ve kontrol birimi ile sağlanır.

Şu anda otomobillerde kullanılması düşünülen direksiyon sistemlerinde gelinen son nokta elektrikli direksiyon sistemidir. Bu sistemin gerçekleştirilmesi için gereksinimler tamamlandığında, geleceğin otomobillerde kullanılması kaçınılmazdır. Gelecekte kendi kendine belirlenen koordinatlarda gidebilen otomobillerin, sürücü hatalarını en aza indirecek sistemlerin gerçekleştirilmesinin temelinde elektrikli direksiyon sisteminin otomobillerde kullanılması bulunmaktadır.

Elektrikli direksiyon sisteminin yapısının ve bu sistemin gerçekleştirilmesindeki etkili faktörlerin açıklanması amacıyla “Elektrikli Direksiyon Sistemi” isimli tez çalışması hazırlanmıştır.

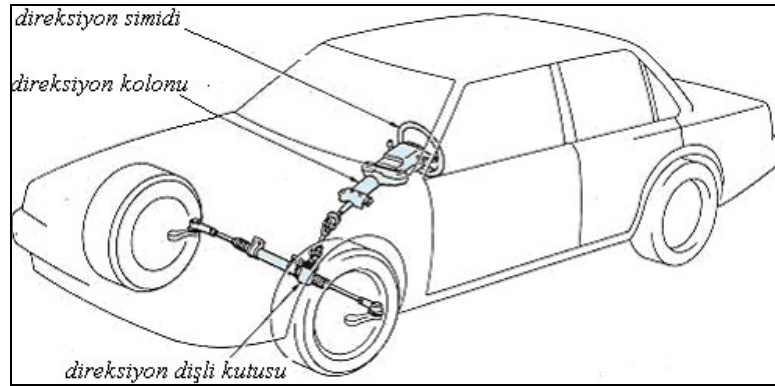
2. GELENEKSEL DİREKSİYON SİSTEMLERİ

2.1 Giriş

Bu bölümde otomobillerde kullanılan direksiyon sistemlerinin yapısı, sistemde kullanılan cihazlar ve bu cihazların işlevleri anlatılmaktadır. Ayrıca bu bölümde mekanik ve hidrolik direksiyon sistemleri ile bu direksiyon sistemlerinin olumlu ve olumsuz yönleri tartışılmaktadır.

2.2 Geleneksel Direksiyon Sistemi Ekipmanları ve İşlevleri

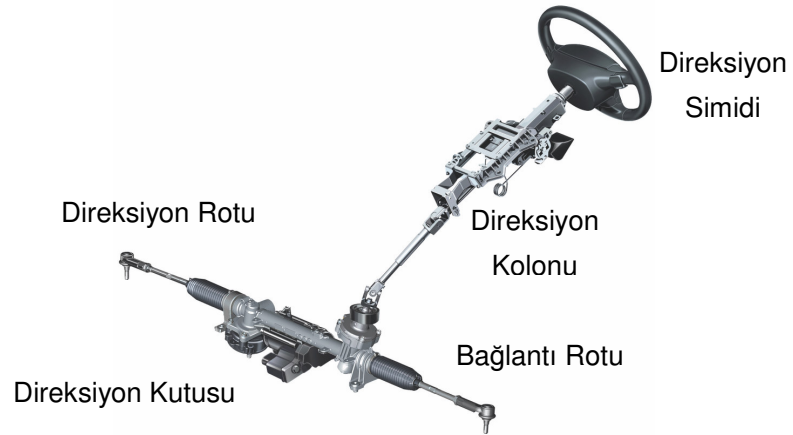
Direksiyon simidinden başlayarak tekerleklere kadar uzanan bütün parça ve bağlantılar direksiyon sistemini oluşturmaktadır. Direksiyon sistemi aracın istenilen yöne yönlendirmesini sağlar. Sürücünün direksiyon simidine uyguladığı çevirme hareketi, direksiyon sistemi tarafından ön tekerleklerin yönlendirilmesinde kullanılmaktadır. Direksiyon sistemi, sürücüye otomobilin hızı, otomobilin gittiği yolun durumu (Engelibeli veya düzgün bir yol) ve araç dinamiği hakkında sürüş duygusu vermektedir. Şekil 2.1'de direksiyon sisteminin otomobildeki yeri gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Direksiyon Sisteminin Otomobildeki Yeri [2]

Direksiyon sistemi sürücünün ön tekerlekleri çevirerek yönlendirmesi için tasarlanmıştır. Bu yönlendirme direksiyon simidinin sürücü tarafından döndürülmesi ile gerçekleştirilmektedir. Ön tekerlekler aracın gidiş yönünü bulmasına yardımcı olmaktadır. Tekerlekler direksiyon deveboynu yada dingil başları tarafından taşınır. Direksiyon, deveboynu yada dingil başları salıncak kollarına mafsallarla bağlanmıştır. Küresel mafsallar dingil başının sağa sola dönmesine müsaade eder. Tekerlekler de dingil başlarına tespit edilmiş olduklarından dingil başının ya da direksiyon deveboynunun sağa sola hareketi tekere de aynı hareketi yaptırır ve böylece araç istenilen yöne sevk edilmiş olur [2].

Basit bir direksiyon sistemi; direksiyon simidi, direksiyon dişli kutusu, rotlar, direksiyon deveboynu kolları ve tekerleklerden ibarettir. Ön tekerlekler, ön akslar üzerindedir. Ön akslar da başlık pimi yada küresel mafsallar üzerinden salıncak kollarına, diğer taraftan da rotlara bağlanmıştır. Direksiyon simidi herhangi bir yöne döndürüldüğü zaman, direksiyon dişli kutusunun içindeki sektör dişlisi komuta kolunun sağa yada sola hareket etmesine yol açar. Komuta kolunun bu ileri geri çalışması direksiyon deveboynu üzerinde etki yapar ve direksiyon deveboynunu yada dingil başını iter veya çeker. Bunlara bağlı olarak tekerlekler istenilen yöne doğru dönmeye zorlanır ve böylece istenilen yönde hareket eder. Şekil 2.2’de kremayer dişli tipi direksiyon sistemi gösterilmektedir. Direksiyon sistemlerinde genel olarak kullanılan temel elemanlar ve işlevleri Bölüm 2.2’den başlayarak verilmektedir [4].



Şekil 2.2 : Kremayer Dişli Tipi Direksiyon Sistemi [5]

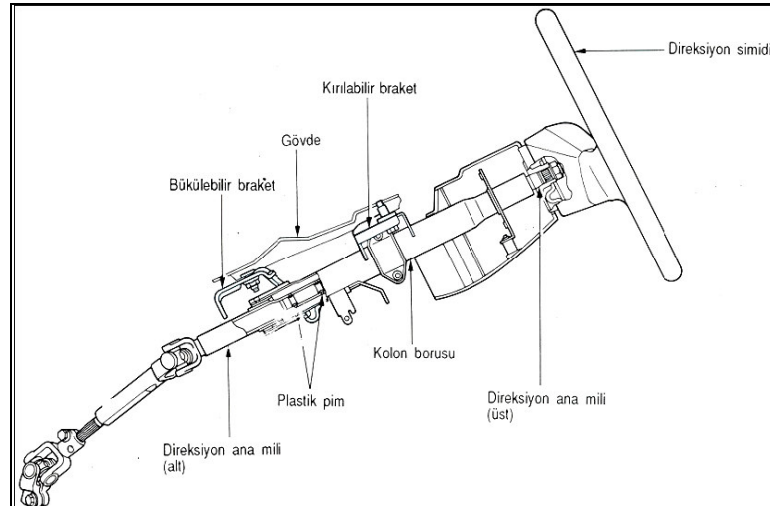
2.2.1 Direksiyon Simidi

Direksiyon simidi sürücünün uyguladığı kuvvet vasıtasıyla, direksiyon milinin dönmesini sağlamaktadır. Sürücü, direksiyon simidi vasıtasıyla sürüş yönünü değiştirmektedir. Direksiyon fiziki yapısı olarak, daha çok hafif metal alaşımlarından yapılmaktadır. Direksiyon simidinin üzerine örtü malzemesi kullanılarak sürücünün daha iyi bir şekilde kavraması sağlanmaktadır.

2.2.2 Direksiyon Mili ve Kovanı (Kolonu)

Direksiyon mili direksiyon siminden direksiyon dişli kutusuna güç aktarımını sağlamaktadır. Direksiyon mili, sabit ve ayarlanabilir olmak üzere iki çeşittir. Bazı araçlarda korunma amacıyla direksiyon mili bir direksiyon kolonu borusu ile kaplıdır. Direksiyon mili ve etrafını saran direksiyon kolon borusu direksiyon sütunu olarak adlandırılır. Direksiyon kolonu, direksiyon simidinin hareketini direksiyon kutusuna ileten ana direksiyon mili ile bu mili gövdeye bağlamaya yarayan kolon borusundan oluşmaktadır.

Direksiyon kolonu üzerinde aynı zamanda herhangi bir kaza anında darbeyi sönmüleme mekanizması da yer alır. Bu mekanizma bir çarpışma anında sürücünün zarar görmesine neden olabilecek darbeleri önlemektedir. Kolon gövdeye kırılabilir bir braket ile bağlanmıştır. Bir darbe geldiğinde bu braket kırılarak darbeyi sönmüler. Direksiyon ana mili direksiyon dişli kutusuna kayıcı mafsal veya mafsal istavrozlu ile bağlıdır. Böylelikle yoldan direksiyon kutusu vasıtasıyla gelen titreşimler direksiyon simidine azaltılmış bir şekilde iletilir. Şekil 2.3'de direksiyon simidi ve direksiyon mili gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Direksiyon Simidi ve Direksiyon Mili [2]

2.2.3 Dişli Kutusu

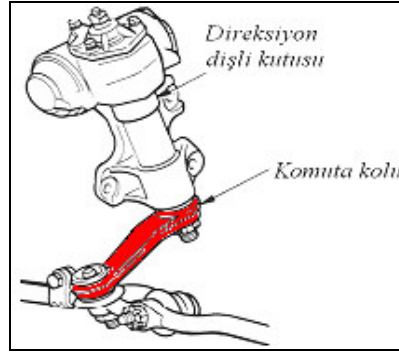
Günümüzde en fazla kullanılan direksiyon dişli kutuları, kremayer ve döner bilyeli direksiyon dişli kutuları olmak üzere iki çeşittir. Bu dişli kutuları, direksiyon simidi üzerinden verilen dairesel hareketi doğrusal harekete çevirerek direksiyon bağlantılarına iletir. Hareketin iletilmesi sırasında döndürme kuvvetini artırarak sürücüyü kolaylık sağlar. Sürücünün, direksiyon simidine uyguladığı döndürme kuvveti dişliler tarafından çoğaltılır ve rot bağlantıları aracılığı ile dingil başlarına ve tekerleklere iletilmesine yardımcı olur.

2.2.4 Direksiyon Amortisörü

Direksiyon amortisörü şasi ve direksiyon bağlantıları arasında direksiyon simidine tekerleklerden aktarılan titreşim ve yol darbelerini sönmölemek için kullanılmaktadır.

2.2.5 Komuta Kolu (Pitman)

Komuta kolu, direksiyon dişlisinin hareketini kısa rota aktarır. Kolun daha büyük ucu direksiyon dişlisinin sektör miline ince frezelidir ve bir somun ile bağlanmaktadır. Kolun küçük ucu ise kısa rot küresel mafsal ile bağlanmaktadır. Şekil 2.4’de komuta kolu gösterilmektedir.



Şekil 2.4 : Komuta Kolu [2]

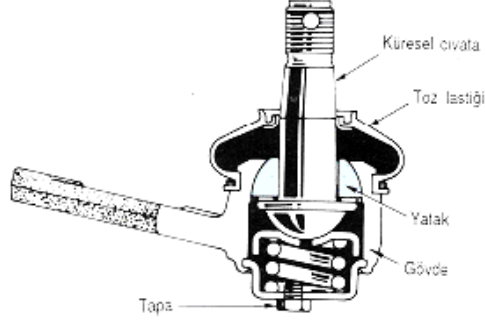
2.2.6 Rotlar ve Rot Başları

Uzun Ara Rot; komuta kolu ve sağ sol rotlara bağlanmıştır. Komuta kolunun hareketini rotlara aktarır. Uzun ara rot avara kola da bağlıdır.

Rot; kremayer ve döner-bilyeli direksiyonun üstündeki ayar borusunun içine vidalanmıştır. Bu vidalama, mafsallar arasındaki mesafenin ayarlanmasını sağlamaktadır.

Rot Başı; rotların ucuna bağlanarak deveboynunu, uzun ara rotu ile rotaları birleştirmektedir.

Kısa Rot; komuta kolunu deveboynuna bağlamaktadır. Kısa rot, komuta kolunun sağa, sola hareketini, ileri ve geriye aktaran bir bağlantı gibi çalışmaktadır. Şekil 2.5'te rot başı gösterilmektedir.



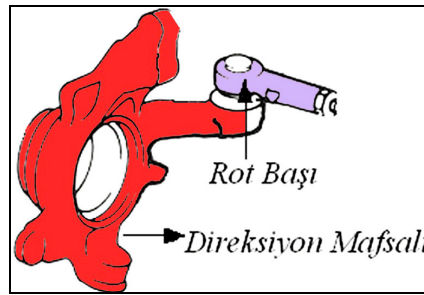
Şekil 2.5 : Rot Başı [2]

2.2.7 Deve Boynu ve Direksiyon Mafsalı

Deve Boynu, kısa ve uzun rotaların hareketini direksiyon mafsalına aktarmaktadır.

2.2.8 Direksiyon Mafsalı

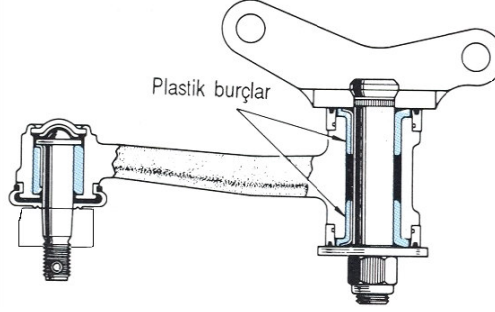
Direksiyon mafsalı, ön tekerleklere uygulanan yüke destek olmak amacıyla kullanılmaktadır. Direksiyon mafsalı süspansiyon kollarının rotilleri veya king pimleri etrafında dönerek ön tekerleklere yön vermektedir. Şekil 2.6'da rot başı gösterilmektedir.



Şekil 2.6 : Direksiyon Mafsalı [2]

2.2.9 Avare Kol

Avare kolunun mili gövdeye, diğer ucu da bir döner bağlantı ile uzun ara rota bağlıdır. Bu kol uzun ara rotanın bir ucuna desteklidir ve uygun konumda uzun ara rotanın hareketini sınırlar. Şekil 2.7’de avare kol gösterilmektedir.

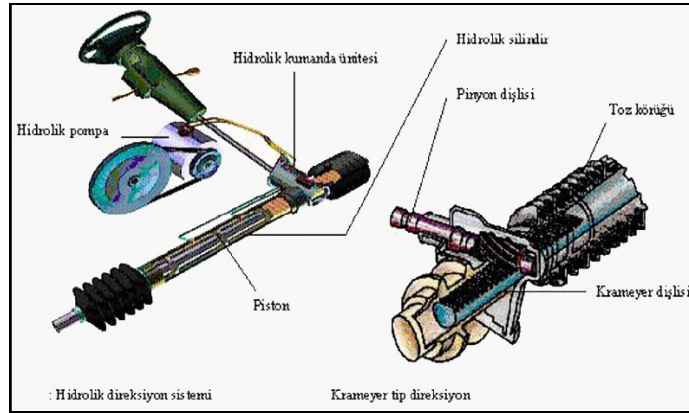


Şekil 2.7 : Avare Kol [2]

2.2.10 Hidrolik Direksiyon Hidrolik Pompası

Hidrolik pompa, hidrolik direksiyon sistemlerinin en önemli donanımıdır. Bu sistemlerde, hidrolik ünite vasıtasıyla sürüş desteklemesi sağlanmaktadır. Hidrolik pompa hareketlerini bir kayış aracılığı ile motordan almaktadır. Güvenli bir çalışma için, pompanın üstünde yer alan hidrolik tankı daima belirli seviyede hidrolik bir sıvı ile doldurulmalı ve sıvı seviyesi periyodik olarak kontrol edilmelidir.

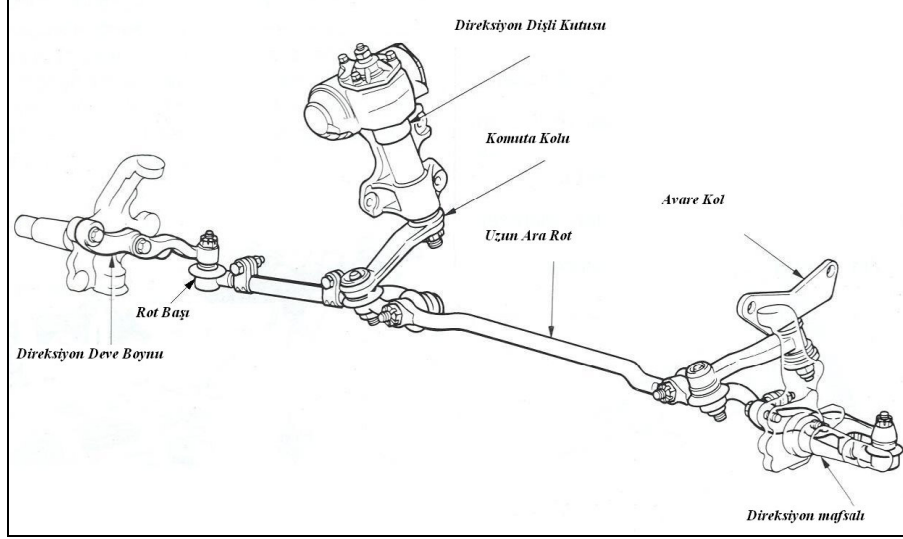
Hidrolik direksiyonlarda kullanılan pompalar; paletli, rotorlu, masura kanatlı veya kayıcı olmak üzere dört çeşittir. Şekil 2.8’de hidrolik direksiyon sisteminde hidrolik pompanın yeri gösterilmektedir.



Şekil 2.8 : Hidrolik Direksiyon Sisteminde Hidrolik Pompanın Yeri [2]

2.3 Mekanik Direksiyon Sistemi

Mekanik direksiyon sistemleri, sonsuz vida–sektör, sonsuz vida–döner bilyeli somun, kam–levye, pinyon-kremayer, sonsuz vida–rulo makara olmak üzere beş farklı şekilde gerçekleştirilmektedir. Günümüzde daha çok pinyon-kremayer ile döner bilyeli direksiyon çeşitleri kullanılmaktadır. Şekil 2.9’da mekanik direksiyon sisteminin ekipmanlarıyla birlikte yapısı gösterilmiştir.



Şekil 2.9 : Mekanik Direksiyon Sisteminin Ekipmanlarıyla Birlikte Yapısı [2]

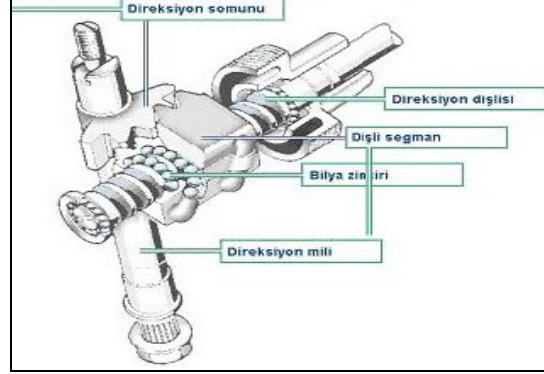
2.3.1 Pinyon – Kremayer Tipi Mekanik Direksiyon Sistemi

Direksiyon mili bir üniversal mafsal üzerinden pinyonun miline bağlanır. Pinyon döndürüldüğü zaman kremayeri harekete zorlar. Pinyon kremayer ile devamlı kavrama halindedir ve sadece dönel hareket yapabilir. Bu nedenle ancak kremayer hareket eder. Kremayerin sağa-sola çizgisel hareketi direksiyon sistemi bağlantılarına iletilmektedir. Kremayerin uçları elastiki bir mafsal ve kısa rot üzerinden direksiyon kollarına (deveboyunlarına) bağlanmaktadır. Böylece dişlinin ve kremayerin üzerindeki her hareket doğrudan doğruya direksiyon kollarına iletilmektedir.

2.3.2 Bilyeli Tip Mekanik Direksiyon Sistemi

Direksiyon simidi ve ona bağlı olan direksiyon mili dönmeye başladığında sonsuz vida bilyeler bir yataklama görevini yerine getirerek somunu destekler ve somunla birlikte gezinirler. Somun, kendisine bağlı bulunan sektör dişlisi tarafından sonsuz vida ile birlikte dönmekte zorlandığı için, sonsuz vidanın dönüş yönüne bağlı olarak

aşağı yukarı bir gidip gelme hareketine başlamaktadır. Bu sırada bilyeler birer birer buldukları kanallar içinden yollarının sonuna ulaşır ve burada bir borunun içine dolmaya zorlanmaktadırlar. Bilyeler, borunun içinden geçer, sonsuz vidanın ve somunun diğer ucundan tekrar kanallara dolmaya ve hareketlerini yeniden devam ettirmeye başlar. Bilye ve somunun hareketlerinden dolayı bu sisteme döner bilyeli somun adı verilmektedir. Şekil 2.10'da bilyeli tip mekanik direksiyon dişlisi gösterilmektedir.



Şekil 2.10 : Bilyeli Tip Direksiyon Dişlisi [2]

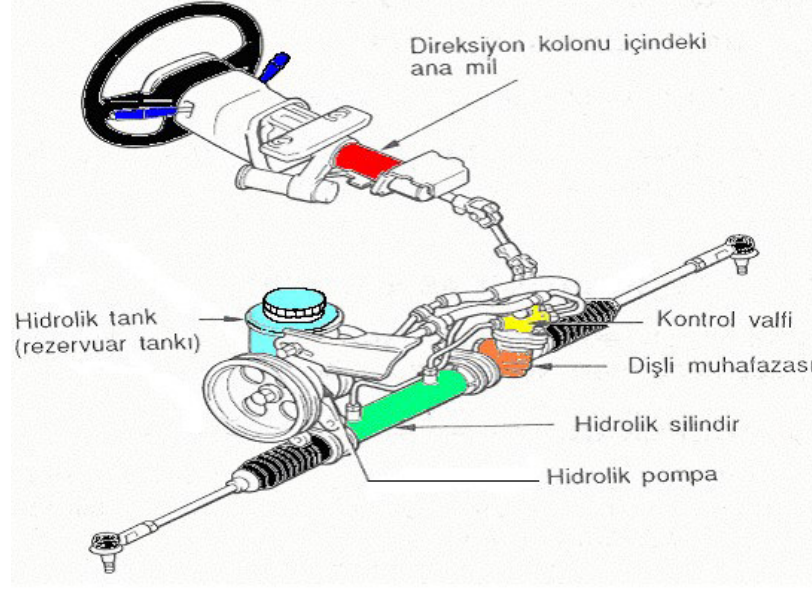
2.3.3 Mekanik Direksiyon Sisteminin Dezavantajları

- Sürücünün direksiyonu çevirmek için harcadığı kuvvet fazladır.
- Sistemin hareket iletim tepkisi daha yavaştır.
- Yüksek hızlarda direksiyon duygusunun azalmasına neden olur.
- Direksiyon geri toplama özelliği çok zayıftır.

2.4 Hidrolik Direksiyon Sistemi

Sürüş konforunu artırmak için modern otomobillerde geniş tabanlı ve düşük basınçlı lastikler kullanılmaktadır, bunun sonucunda da lastik sürtünmesi nedeniyle daha fazla direksiyon döndürme kuvveti gerekmektedir. Direksiyon döndürme kuvveti, direksiyon dişlisinin dişli oranının artmasıyla azaltılabilir. Daha büyük bir döndürme kuvveti sağlamak için geniş direksiyon simidi kullanılarak kolay dönüş sağlanabilir. Ancak bu durum virajlarda dönmeyi zorlaştırır. Bu nedenle direksiyon döndürme kuvveti küçük tutulmak istendiğinde bazı yardımcı sistemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu yardımcı sistemlerden biri, hidrolik yardımcı direksiyon sistemidir.

Direksiyon döndürme kuvvetini azaltmak için direksiyon dişli kutusunda meydana getirilen döndürme momentini kuvvetlendirmek gerekir. Bu amaçla hidroliğin basıncından faydalanılmaktadır. Şekil 2.11’de hidrolik tip direksiyon sisteminin yapısı gösterilmiştir.



Şekil 2.11 : Hidrolik Tip Direksiyon Sistemi Yapısı [2]

Döndürme kuvvetine yardımcı olan iki ayrı tip direksiyon sistemi vardır. Bunlardan birincisinde pompanın hareket edebilmesi için motor gücünden faydalanılır. İkincisinde ise bağımsız bir elektrik motoru kullanılır. Her ikisi de hidrolik basınç üretmektedir. Hidrolik basınç, kremayerin hareket edebilmesi için pinyon dişliye yardım eder. Bu yardım miktarı hidrolik basıncın miktarına bağlı olarak pistonun üzerine uygulanır. Bu nedenle, daha fazla direksiyon kuvveti gereksiniminde basınç yükseltilir. Hidrolik basınçtaki değişim, direksiyon ana miline bağlı bir kumanda valfi ile sağlanmaktadır.

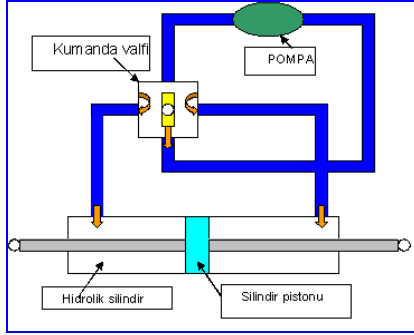
2.4.1 Hidrolik Direksiyon Sisteminin Çalışma Prensibi

i . Nötr Pozisyonunda Çalışma Prensibi

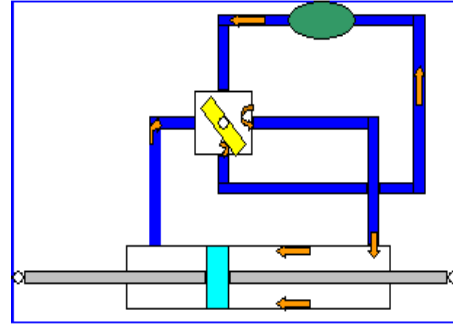
Hidrolik yağı, pompadan kumanda valfine gönderilir. Kumanda valfi nötr pozisyonunda ise hidroliğin hepsi kumanda valfinden ve emniyet valfinden geçerek pompaya geri döner. Hidrolik silindirde basınç oluşmaz. Çünkü silindir pistonunun her iki tarafındaki basınç eşittir. Piston bu durumda herhangi bir yöne hareket etmez. Şekil 2.12a’da nötr pozisyonu gösterilmektedir.

ii. Dönüş Sırasında Çalışma Prensibi

Direksiyon ana mili herhangi bir yönde döndürüldüğünde kumanda valfi da hareket eder, böylece hidrolik kanallardan biri kapanır, diğer kanal açılır ve hidrolik akış oranında değişime neden olur. Bu akış oranı değişimi de basınç değişimine neden olmaktadır. Böylelikle pistonun her iki tarafında bir basınç farkı oluşur ve piston daha düşük basıncın olduğu tarafa doğru hareket eder. Silindirin düşük basınç tarafındaki hidrolik, kontrol valfindan pompaya geri döner. Şekil 2.12b'de dönüş sırasında çalışma pozisyonu gösterilmektedir.



Şekil 2.12a : Nötr Pozisyonu [2]



Şekil 2.12b : Dönüş Sırasında [2]

iii. Uygun Yol Kuvveti Prensibi

Hidrolik direksiyon, döndürme kuvvetini azaltmak için kullanılan bir mekanizmadır. Taşıt hızlandığında ve sürtünme kuvveti azaldığında daha az bir direksiyon döndürme kuvvetine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyaca göre gerekli olan hidrolik desteğin hesaplanması esasına dayanmaktadır.

iv. Yol Hissi (Direksiyon Hissi) Prensibi

Hareket halinde aracın tekerlekleri tarafından direksiyon simidine iletilen dirençten dolayı sürücü üzerinde yol dinamiklerine ait bir duygu hissedilmektedir. Uygun direksiyon döndürme kuvveti her şartta ve konumda, her hız kademesinde elde edilebilmelidir. Aynı zamanda da yol şartları sürücüye en uygun şekilde aktarılmalıdır. Uygun direksiyon döndürme kuvveti elde etmek için bazı araçlarda hidrolik direksiyon sistemine özel bir donanım eklenmektedir. Araç hızı bir hız sensörü tarafından hissedilmekte ve buna oranla pistonun üzerine uygulanan hidrolik basınç değiştirilmektedir. Araç hızında değişme olduğu zaman yani yavaşladığı veya araç durduğu zaman direksiyon döndürme kuvvetini azaltmak için hidrolik basınç artırılmaktadır. Yüksek hızlarda daha az döndürme kuvveti gerektiğinden basınç azaltılmaktadır. Hidrolik direksiyon pompalarının çoğu, pompanın dönme devrini

hesaba katmaksızın dişli kutusuna sabit debide hidrolik gönderir. Ancak devir hissedici tip pompalarda hidroliğin debisi belirli bir devrin üstünde azalır ve böylece pistonun üzerine uygulanan basınç da azalır. Bir arıza nedeniyle pompadan direksiyon kutusuna hidrolik akışı kesildiğinde, sürücü direksiyonu döndürebilmelidir. Eğer pompa kayışı kopar veya hidrolik sistemde bir kaçak meydana gelirse direksiyon sistemindeki hidrolik takviye ortadan kalkar. Bu durumda direksiyonu çevirmek için daha fazla döndürme kuvveti gerekmektedir, ancak bütün bu arızalar direksiyonun döndürülmesine engel olmamaktadır.

2.4.2 Hidrolik Direksiyon Sisteminin Avantajları

- Sürücünün, aracı yönlendirmesi için harcadığı güç, en aza indirilerek sürücünün yorulması engellenmektedir
- Yoldaki bazı tepkilerin, yol dinamiklerinin, sürücü tarafından direksiyon üzerinde hissedilmesini azaltmaktadır.
- Lastik patlamaları sırasında direksiyonun kontrolünün kaybedilmesini önlemekte ve güvenilirliği arttırmaktadır.

2.4.3 Hidrolik Direksiyon Sisteminin Dezavantajları

- Yeni ek sistemler kullanılarak parça sayısı arttırılmakta ve donanım maliyeti fazlalaştırılmaktadır.
- Yeni ek sistemler kullanarak karmaşık bir yapı oluşmuştur ve bakımı zorlaşmıştır.
- Hidrolik pompa motordan ek bir güç tükettiği için yakıt ekonomisi kötüleşmektedir.
- Motor çalışmadığı zamanlarda direksiyon simidinin döndürülmesi zorlaşmaktadır .
- Hidrolik direksiyon sistemlerinin kullanıldığı otomobillerde gaz emisyonunda kötüleşmeye sebep olmaktadır.

3. ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİNİN GELİŞİMİ

3.1 Giriş

Bu bölümde, otomobillerde kullanılan elektro hidrolik direksiyon sistemleri ve elektrik gücü destekli direksiyon sistemleriyle bu sistemlerin yapısı açıklanmaktadır. Ayrıca otomobillerde kullanılan elektro-hidrolik ve elektrikli direksiyon sistemlerine ait gerçek uygulama değerleri de tartışılmaktadır

3.2 Elektro Hidrolik Direksiyon Sistemi

Günümüz araçları tasarımında, yakıt kullanım yeterliliği birçok kararda önemli rol oynamaktadır. Bu yönlendirme sistemleri için de geçerli bir tanımdır. Hidrolik güçle yönlendirme, kullanıcılara mekanik yönlendirmeye göre birçok avantaj sağlamasına karşın, bir takım dezavantajlar da getirmektedir. Bunlardan en önemlisi yakıt tüketimi alanındadır.

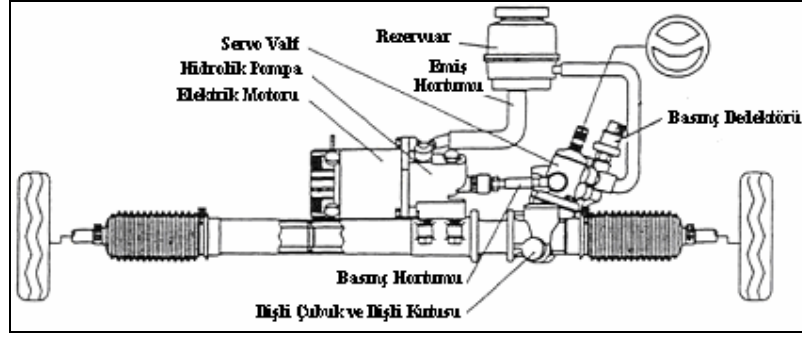
Hidrolik yardımcı kayışla çalışan yönlendirme sistemi motora bağlı olarak çalıştırıldığı için, hidrolik pompa döner ve motor çalıştığı sürece motora yük vermektedir. Bu nedenle, otomotiv mühendislerinin öncülüğündeki araştırmacılar hidrolik yönlendirmenin avantajlarını koruyacak ama bir şekilde de yakıt tüketimine olan zararlı etkisini azaltacak bir sistem aramaya başlamıştır.

Bunu yapmak için mantıklı yollardan biri, gereken hidrolik basıncı sağlamak için başka bir kaynak bulmaktır. Fakat bunu yaparken gelecek ek maliyetlerinde düşünülmesi gerekmektedir.

Bununla birlikte, bu sistem tüketicinin o zamanki hidrolik sistemi kullanırken hissettiğine benzer bir his yaratmalıdır. Ayrıca, direksiyon sisteminin sürücü davranışlarına hassas cevap vermesi çok önemlidir.

Yönlendirme tasarımı sırasında dikkat edilmesi gereken önemli bir husus da araç dizaynıdır. Aracın alt kısımları boş alan bakımından sınırlıdır ve tasarımcılar her

zaman için yerden ve yükten tasarruf edebilmenin yollarını aramaktadır. Bu gibi sorunları çözmek için, EHPS adı verilen elektro hidrolik bir yönlendirme sistemi geliştirilmiştir. Bu sistem aynı zamanda elektro hidrolik güç yardımcı yönlendirme sistemi (EHPAS) olarak da bilinmektedir. EHPAS sisteminde, hidrolik basınç elde edebilmek için hidrolik pompayı çalıştıran bir elektrik motoru kullanılmaktadır. Bu sistem basitçe, 12 VDC elektrik motor, hidrolik yönlendirme pompası ve genel amaçlı pinyon dişlisi yönlendirme ünitesini birleştirir (Şekil 3.1). Aynı zamanda kayar bilyeli yönlendirme sistem ile birlikte de kullanılabilir. Rezervuar, motor ve pompa tek bir üniteye yerleştirilebileceği gibi ayrı da yerleştirilebilir.



Şekil 3.1 : Elektro Hidrolik Direksiyon Sistemi Mimarisi [6]

Şu anki otomobillerde hidrolik pompayı çalıştırmakta olan motor, 12 VDC ile çalıştırılmaktadır. Gelecekte otomobillerde 42 V elektrik sistemine veya hibrid enerji sistemine geçiş olduğunda, EHPS sisteminin bu çalışma gerilimine kolay adapte olabilmesi bu sistemin ayrı bir avantajıdır.

EHPAS sistemi, kayışlı işleyen hidrolik direksiyon sistemine göre birçok olumlu etki sağlamaktadır. Hidrolik pompa artık aksesuar kayış tarafından çalıştırılmayacağı için; elektrik motoru, hidrolik pompa ve kontrol elektroniklerinden oluşan güç ünitesinin yerleştirilmesinde önemli bir esneklik sağlanmaktadır. Bu güç ünitesi, hidrolik bağlantılar, pinyonlu dişli sistemine bağlanabilecek şekilde olduğu sürece motor kapağı altında herhangi bir yere yerleştirilebilir. Elektrik motorunu beslemek için aküye bağlantı şarttır. Bu sistemin sağ el veya sol el kullanımlı araçlarda kullanılması da daha kolaydır. Güç ünitesi, mevcut olan direksiyon sistemi ile birlikte de kullanılabilir; böylece minimum sistem değişimi olmaktadır. Ayrıca elektrik motorunu, hidrolik pompa ve sıvı rezervuar kayışlı hidrolik sistemin yerine koyarak, kayış ve kasnak olmadan da birleştirmek mümkündür. Bu metot önemli bir dizayn değişikliği gerektirmemektedir. Tek gereken, ekipmanı monte edebilecek bir boşluk bulmaktır. Bazı durumlarda güç ünitesi hidrolik pompanın yerine monte edilebilir.

EHPS sistem ile, kayışlı işleyen hidrolik yönlendirme sistemine göre %4 lük bir yakıt tasarrufu sağlanabilir. Bu tasarruf, hidrolik pompasının parazit güç kayıplarını azaltarak sağlanmaktadır. Güç ünitesi bu enerjiyi, düz yolda giderken motoru daha düşük hızda çalıştırarak tasarruf eder. Sürücü direksiyonu döndürmeye başladığı zaman, elektrik motoru, direksiyon şaftında yerleştirilmiş sensörden sinyal alıp hızlanır ve dişliye giden hidrolik silindirdeki hidrolik basınç artar.

Çoğu EHPS ünitesi pinyonlu dişli sistemi ile çalışmak üzere tasarlanmasına rağmen General Motors kendi hibrid kamyonetinde, kayar bilyeli sistemle çalıştırmak üzere bir EHPS ayarlamıştır. Bu araçta 42 VDC dahili marş alternatörü (ISA) kullanır ve bu sayede tam kapasite dört çeker kamyoneti yönlendirebilecek düzeyde yeterli hidrolik güç sağlayabilecek elektrik enerjisi üretilmektedir. Hibrid kamyonetin orijinal kayış sistemli hidrolik pompası, elektrik motor ve rezervuarlı bir hidrolik pompa ile değiştirilmektedir ve bu elektrikle çalışan pompa ve rezervuar önceki kayışlı sistemin yerine monte edilmektedir. EHPS ayrıca bazı elektrikle çalışan taşıtlar için de kullanılmaktadır. Ford 'un elektrikle çalışan Ranger kamyonetinde EHPS kullanılmıştır. GM 'nin S-10 elektrikli kamyonetinde Delphi Saginaw firmasının EHPS sistemi ile donatılmıştır.

Tablo 3.1: EHPS Sisteminin Kullanıldığı Araçlara Ait Bazı Bilgiler [6]

Otomobil Markası	OpelAstra/Zafira	VW Lupo FSI	VW Polo	Audi A2
Motor Tipi	Fırçasız DC	Fırçasız DC	Fırçasız DC	Fırçasız DC
	12VDC	12VDC	12VDC	12VDC
	1.5 ccm	1.5 ccm	1.5 ccm	1.5 ccm
Pompa Tipi	Yerdeğiştirme	Yerdeğiştirme	Yerdeğiştirme	Yerdeğiştirme
	Maks. 100 bar	Maks. 100 bar	Maks. 104 bar	Maks. 100 bar
Hidrolik Güç	500 W	500 W	500 W	500W
Pompa Akışı	Beklemede 3.5 L / dak	Beklemede 2 L / dak	Beklemede 2 L / dak	Beklemede 2 L / dak
	Maks. 5 L / dak	Maks. 5 L / dak	Maks. 5.7 L / dak	Maks. 5 L / dak
Akım Tüketimi	Beklemede 6 A	Beklemede 2.5 A	Beklemede 2.5 A	Beklemede 2.5 A
	Maks. 68 A	Maks. 68 A	Maks. 68 A	Maks. 68 A
Dişli Oranı	48 mm /devir	44.8 mm /devir	49.8 mm /devir	49.8 mm /devir
	± 75 mm	± 65 mm	± 72.5 mm	± 72.5 mm
Otomobil Ağırlığı	1035 kg	760 kg	820 kg	790 kg
Maks. Kuvvet	8200 N	6200 N	6200 N	6200 N
Yönetim Hızı	360°/s , 8200 N	360°/s , 6200 N	360°/s , 6200 N	360°/s , 6200 N
	800°/s , 2800 N	800°/s , 3100 N	800°/s , 3100 N	800°/s , 3100 N

Günümüzde üretilen bazı otomobiller de EHPS direksiyon sistemi kullanmaktadır. Tablo 3.1'de bu otomobillere ait veriler verilmiştir. Verilen 4 farklı otomobilde bazı açıdan birbirlerine benzer, fakat belli açılardan kesinlikle farklı sistemler kullanmaktadır. EHPS kullanımı paketlemede çeşitlilik sağlar fakat maliyeti düşürmek için yapılan işlemler benzerdir [6].

3.3 Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sistemi

Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sistemi, yönlendirme dişlisi, yardımcı mekanizma ve yönlendirme yardımı sağlayan bir elektronik kontrolün birleşmesinden oluşmaktadır.

Elektro hidrolik yönlendirme sistemiyle belli bir miktar yakıt tasarrufu sağlansa da, elektrikli direksiyon sistemden daha yüksek performans alınmaktadır. Bunun sebebi hidrolik sistemin kullanılmamasıdır. Elektrik yardımcı yönlendirmede, direksiyon sistemine gelen güç yardımı, yalnızca bir elektrik motoru yardımı ile olmaktadır.

EPS (Elektrik Gücüyle Yönlendirme) terimi araç yönlendirmede sürücüye bir elektrik motorunun yardımcı olduğunu belirtmektedir. Direksiyon, yönlendirme bağlantılarına yönlendirme şaftıyla bağlıdır. Bunun için elektrik gücüyle yönlendirme terimi yerine daha doğru bir terim olan “Elektrik Gücü Yardımlı Yönlendirme (EPAS)” kullanılmaktadır. Gelecekte “Elektrikli yönlendirme” direksiyon ve yönlendirme bağlantıları arasında hiçbir bağlantı olmayan sistemler için kullanılacaktır. Bugün böyle bir sistem “tel ile yönlendirme” (Steer by wire) olarak anılmaktadır ve bazen daha genel bir terim olan “x-by-wire ” başlığı altında sayılmaktadır. “x-by-wire” terimi, yönlendirme ve diğer sistemleri de içeren (Örneğin, fren sistemi) bir kavramdır.

Ufak ve orta boylu araçlarda EPAS ile oluşan yakıt kazancı, mekanik yönlendirme sistemine sahip araçlarla karşılaştırılabilecek seviyeye gelmiştir. Bu büyüklük sınıftaki araçlarda hidrolik sistem, motordan önemli miktarda güç tüketmektedir ve motora ek bir yüklenme getirmektedir. Delphi Otomotiv, kolon yerleştirmeli EPAS sistemiyle yakıt tasarrufunda %5 katkı sağlanacağını bildirmiştir. Delphi E-steer isimli direksiyon sisteminin kullanıldığı 2001 Volkswagen Lupo, (3 L TDI motora sahip) aracında, 100 km de 3 litre yakıt tasarrufu sağlanıldığı söylenmektedir. EPAS sisteminin yakıt tasarrufundaki etkileri değişkendir, bu değişkenlik aracın büyüklüğüne bağlıdır. Daha büyük araçlarda yakıt tasarrufu %15 değerini bulmaktadır [6].

Elektronikteki ilerlemeler, özellikle sensör ve kontrol alanında olanlar, elektrikli yönlendirme için daha olumlu koşullar sağlanmasında etkili olmaktadır. Özellikle otomobil sektörü için özel olarak üretilen sensörler, yönetim algoritmalarının istenen sonuçları sağlamasına olanak vermektedir. Gelişmiş elektronik sistemler, tasarımcılara elektronik yönlendirmenin, geri dönebilirlik karakteristiğini iletme olanağı sağlamaktadır. Ayrıca gelişmiş elektronik sistemler yardımıyla tasarımcılar, süspansiyon alanında önemli değişimler yapmak zorunda kalmamaktadır ve daha

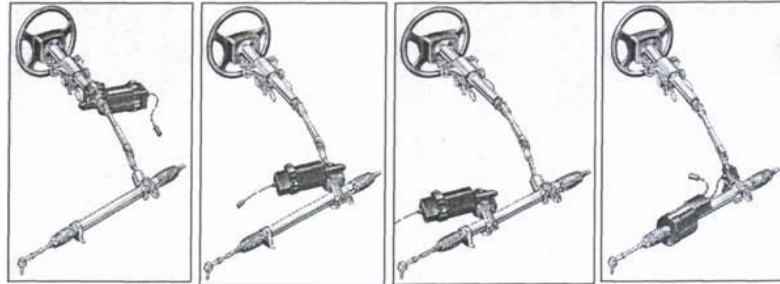
hissedilebilir direksiyon karakteristiği sağlayabilmektedir. Moment sensörünün geliştirilmesi, EPAS sistemi adaptasyonunu gerçeğe bir adım daha yaklaştırmaktadır. Bu sensör, sürücüden direksiyona gelen, hem direk hem de dönüş girdi oranlarını ölçmektedir. Bu bilgi elektronik devrelere iletilir ve elektrik motorunun üretmesi gereken yardım miktarı hesaplanır. Elektronik devre veya bilgisayar modülü, güç yardımını verecek motor çıkışını kontrol etmektedir.

EPAS sisteminin kullanıldığı araçta ağırlık, pinyonlu dişli sistemi oranla 3,5 kg daha azdır. Bununla birlikte EPAS kayar bilyeli sistem yerine kullanılırsa ağırlıktan daha da tasarruf sağlanabilir. Kayar bilyeli sistem 12,8 kg kadar gelmektedir. Bunun yerine EPAS ve pinyonlu dişli sistemi eklenerek 3,5 kg.dan fazla ağırlık azalması olmaktadır [7].

3.3.1 Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Tipleri

Pinyonlu dişli sistemi kullanmak üzere şu an 4 elektrik gücü destekli yönlendirme sistemi geliştirilmektedir. Şekil 3.2’de Elektrik gücü destekli direksiyon tipleri gösterilmektedir.

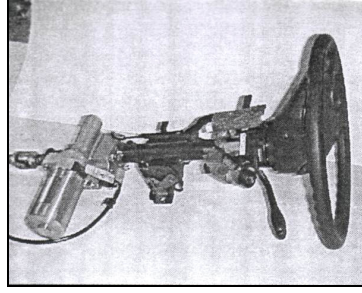
- Kolon tipi: Elektrik yönlendirme motoru kolon üzerindedir.
- Pinyon tipi: Motor pinyonla dişlinin birbirine değdiği vites kutusu üstüne montelidir.
- Çiftli pinyon tipi: Bu tipte dişliyi hareket ettiren iki pinyon vardır. İkinci pinyon dişlinin üstünde bulunup elektrik motor buna montelidir ve güç yardımını sağlamaktadır.
- Dişli tipi: Elektrik motor dişliye bağlıdır. Bazen iç içe(aynı merkezli) bile olabilir. Gücünü dişlinin merkez hattından uyguladığı için daha büyük dişli yükü çekebilmektedir.



Şekil 3.2 : Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Tipleri (Kolon tipi, Pinyon tipi, Çift pinyon tipi, Dişli tipi) [6]

Günümüzde kolon tipi direksiyon sistemi çoğu araçta kullanılmaktadır. Bunun iki sebebi vardır. Kolon montajı küçük araçlarda gösterge panellerinin altına yapılabilir. Bu yerleşim, motor ve ilgili elektroniğin kaput altındaki koşullardan uzak kalmasını sağlandığı gibi zaten araçlarda dar olan kaput altında, yer işgal etmemiş olmaktadır. EPAS üniteli yönlendirme kolonu tek bir modül içinde birleştirilebilir ve bu mekanik yönlendirme sisteminden sadece biraz daha fazla yer kaplamaktadır. Bu tip sistemde elektrik motoru yönlendirici kolon üstünde birçok yere yerleştirilebilmektedir. Şekil 3.3a'da Visteon firmasının kolon tipi elektrik gücü destekli direksiyon tipi uygulaması gösterilmektedir. Şekil 3.3b'de Delphi firmasının kolon tipi elektrik gücü destekli direksiyon tipi uygulaması gösterilmektedir.

Şekil3'de kolon üzerine bağlanan motor, daimi mıknatıslı fırçasız tiptedir. Bu motor sistemde minimum yer işgal edecek şekilde dizayn edilmiştir. EPAS ile en soğuk havada bile hiç ısınma gerekmemektedir.



Şekil 3.3a : Visteon Firmasının Kolon Tipi Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sisteminin Görünüşü [8]



Şekil 3.3b : Delphi Firmasının Kolon Tipi Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sisteminin Görünüşü [9]

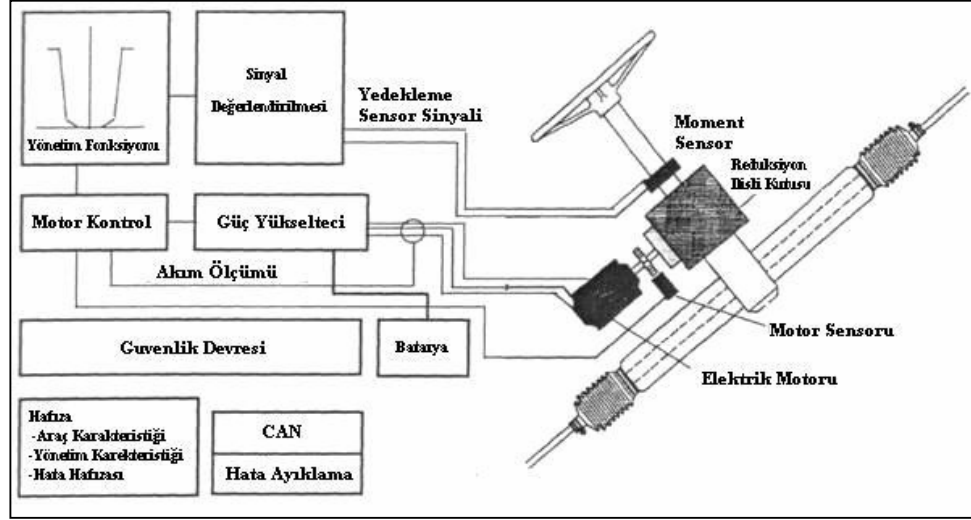
EPAS sistemi, ufak araçlarda uygun maliyette önemli avantajlar sunmaktadır. Elektrik gücü destekli yönlendirme sisteminin daha ağır araçlarda kullanılması için

biraz daha geliştirilmeye ihtiyacı vardır. Çünkü büyük araçların yönlendirme sistemleri için daha fazla güç gerekmektedir.

Otomobillerde artan elektronik donanımlarla birlikte, EPAS sisteminin 14 VDC gerilim düzeyinde yeterli gücü bulabileceği şüphelidir. Ağır yük altında, elektronik yönlendirme sistemleri 80 A'e kadar akım çekebilir. 14 VDC ve 80 A , 1120 W gerekmektedir. Tipik bir 14 VDC alternatörün %70 verimli olduğunu ve 800 W'tan az güç verdiğini düşünülürse problem hemen göze çarpmaktadır. Bu özellikle şu an bile alternatörlerinin sağladığı gücün çoğunu kullanan geniş, ağır lüks araçlarda özellikle belirgindir. Buna göre 42 VDC elektrik sistemi en azından EPAS sisteminin şimdi ağır araçlarda karşı karşıya olduğu güç kaynağı problemini çözebilir. Geleceğin hibrid araçlarında çalışma gerilimi 300 VAC (Daimler Cryhsler, ESX 3 modeli) mertebesindedir [10]. Bu yüzden geleceğin bu otomobillerinde bu büyüklükte güçleri elde etmek için daha düşük akım değerleri yeterli olacaktır.

Elektrik gücü destekli yönlendirme konseptinin en heyecan verici tarafı, motorun sadece dönüş hareketleri yaparken güç çekmesidir. Başka şekilde ya hiç güç çekmez ya da bu minimum düzeyde güç çekmektedir. Buna ek olarak elektrik yönlendirme sistemi, alternatörün güç sağlayamaması ihtimaline karşı aküye bağlanmıştır ve bağlantı ile alternatör devre dışı kalsa bile birçok dönüş hareketi için gerekli güç sağlanabilmektedir. Bu durumda, dolaylı yoldan bağlı olsalar bile yalnızca akü (alternatör değil) elektrik yönlendirme gücünü sağlamaktadır. Kolon montajlı bir EPAS sistemi, rölantide, 0,5 A çekerken, az dişli gücüne sahip hafif araçlarda ise ortalama kullanımda 5 A' den az akım çekmektedir.

Elektrik gücü destekli direksiyon sisteminde yönlendirme motoru, motor arızası durumunda bile direksiyonu hareket ettirebilecek şekilde tasarlanmaktadır. Böylece motor direksiyonu hiçbir zaman kilitleyememektedir. Şekil 3.4' de Elektrik Gücü Destekli Direksiyon sisteminin blok diyagramı verilmektedir. Ek_A' da Elektrik Gücü Destekli direksiyon sisteminin otomobillerde uygulama örnekleri verilmektedir.



Şekil 3.4 : Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sisteminin Blok Diyagramı [6]

4. X-by Wire TEKNOLOJİSİ

4.1 Giriş

Bu bölümde, X-by Wire teknolojisi, bu teknolojinin olumlu, olumsuz yönleri, bu teknolojiye geçilme nedenleri, bu teknolojinin güvenlik analizi, sistemde kullanılan haberleşme protokollerinin önemli noktaları ve son olarak da X-by-Wire teknolojisinin bir uygulaması olan kablolu fren sistemi (Break-by-Wire) tartışılacaktır. Ayrıca hibrid arabaları ve onun öncesinde 42 VDC uygulamaları anlatılmaktadır.

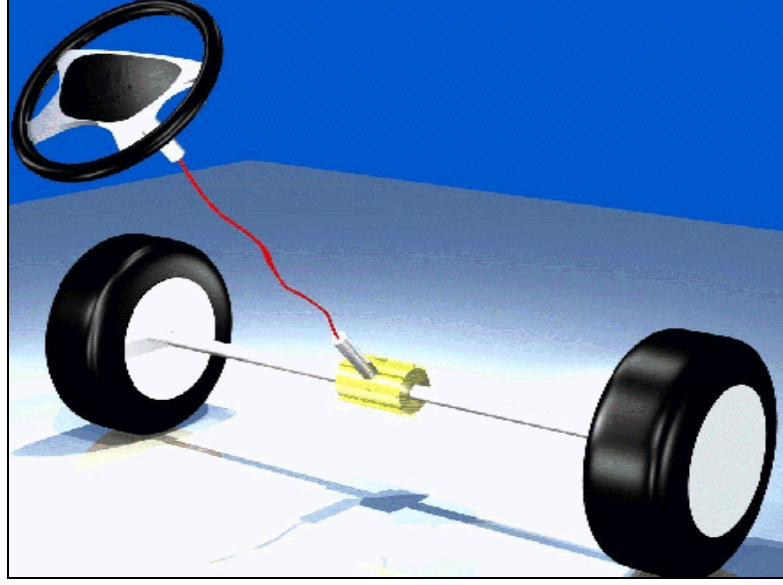
4.2 X-by Wire Teknolojisinin Tanımı

Günümüz otomobillerinin tasarımında, otomobilin ağırlığı, yakıt tasarrufu, sürücü konforu, artan sürücü gereksinimlerini karşılamak gibi öğeler göz önünde tutulan en önemli faktörlerdir. Tabi ki bu faktörler çoğaltılabilir. Bu gibi unsunlar göz önünde tutularak her geçen gün otomobil sektöründe bir yenilik ortaya çıkmaktadır. Bu yeniliklerin en önemlisi X-by Wire teknolojisidir. X-by Wire kavramındaki “x” değişkenliği sembolize etmektedir. Örneğin: Elektrikli Direksiyon Sistemi (Steer by wire), elektrikli fren sistemi (break by wire)

X-by Wire teknolojisi, mekanik ve hidrolik sistemlerin yerini, kontrol edilebilen elektronik sinyallerin ve tel sistemlerinin almasıdır. Bu teknoloji ilk kez 1972 yılında NASA'nın Dijital Fly-by-Wire uçağında görülmüştür [11]. Bu uçakta geleneksel uçaklardan farklı olarak, kablo yığınlarının ve hidrolik ünitelerin yerine teller kullanılmaktaydı. Bu sayede uçaklarda, istenilen hafiflik ve tasarımda yaşanan ekipman için yer bulma sıkıntısı çözümlenmiş oldu. Bu ilerleme zamanla daha da geliştirilerek yayıldı. Günümüzde artık her uçakta bu sistem uygulanmaktadır.

Otomobil sektörü de uçak endüstrisini takip etmektedir. Otomobillerdeki x-by wire teknolojisi ise, uçaklarda olduğu gibi mekanik ve hidrolik sistemlerin yerini alan

teller ile haberleşmenin yapıldığı, elektrik motorlarının olduğu ve kontrol edilebilir akıllı kontrol birimlerine sahip sistemlerdir.



Şekil 4.1 : Sembolik X-by Wire Mimarisi [13]

Mekanik iletim ekipmanlarının yerini kontrol edilebilir elektronik iletim ve kontrol sistemlerinin almasıyla birlikte geleceğin otomobillerinin alt yapısı oluşmaya başlamıştır [12]. Şekil 4.1’de x-by wire teknolojisinin sembolik mimarisi gösterilmektedir.

4.2.1 X-by Wire Teknolojisinin Avantajları

Otomobillerde X-by Wire teknolojisi kullanılarak,

- Mekanik ekipmanlardaki büyük kayıplar minimize edilebilir ve hatta yok edilebilir. Örneğin; elektrikli direksiyon sisteminde orta şaftın kalmasıyla bu ekipman üzerindeki kayıp ortadan kaldırılmış olur.
- Hidrolik ünitelere ve bu ünitelerin ekipmanlarına ihtiyaç duyulmamaktadır. Örneğin; elektrikli direksiyon sisteminde kullanılacak elektrikli motorlar sayesinde şu anki hidrolik sistemin getirdikleri sağlanmış olacaktır.
- Otomobillerde dizayn özgürlüğü sağlanacaktır. Örneğin; direksiyonun sağda veya solda olması için bir engel kalmayacaktır.

- Kontrol kolaylığı getirecektir. Örneğin; elektrikli direksiyon sisteminde bulunan elektronik sistemler kontrol algoritmalarında büyük çözümler sunmaktadır.
- Geleceğin akıllı araçlarının mimarisinin alt yapısını oluşturacaktır. Örneğin; kendi kendine gidebilen araçlar, verilen bir koordinata göre hareket edebilen araçlar üretilebilir.
- En önemlisi yakıt ekonomisi sağlanacaktır. Örneğin; hidrolik sistemleri ortadan kalması sonucunda, hidrolik sistem için gerekli olan yakıt yanması önlenecektir.
- Daha hafif otomobil tasarlama imkanı sağlanacaktır.
- Otomobillerin tasarlanmasındaki test aşamasında kolaylık sağlanacaktır.

4.3 X-by Wire Teknolojisinde Kullanılan Haberleşme Protokolleri

Otomobillerde kullanılan haberleşme protokolleri SAE tarafından haberleşme hızlarına göre sınıflandırılmıştır. Ayrıca bu sınıflandırmaya göre otomobillerde kullanılması gereken alanlar belirlenmiştir. Ek_B'de SAE tarafından yapılan sınıflandırma bulunmaktadır [14].

Aşağıda otomobillerde kullanılan haberleşme protokollerinin bazıları gösterilmektedir.

- CAN (Control Area Network)
- TTP (Time – Trigged Protocol)
- TTCAN (Time-Trigged Protocol behaviour on CAN Standart)
- FlexRay
- Lin (Local Interconnect Network)
- USB (Universal Serial Bus)
- SAFEBus

4.3.1 CAN Bus Haberleşme Protokolü

BOSCH ve INTEL tarafından 1982’lerde bulunmuş ve geliştirilmiştir. Multi-Master yani bütün CAN noktalarının data iletebildiği ve birkaçında eş zamanlı olarak istekte bulunabildiği veri yolu sistemi olan CAN, hiçbir abone yada kullanıcı için herhangi bir adreslemeye sahip olmamakla birlikte, öncelikli mesajın iletilmesi şeklinde veri iletir. EK_C’ de CAN Bus veri katarı yapısı verilmektedir [15,16].

CAN Bus haberleşme protokolünde, haberleşmedeki hatanın belirlenmesi için çeşitli kontroller yapılmaktadır. Bu kontroller aşağıda verilmektedir:

- Bit kontrolü (Çıkış için bit voltaj seviyeleri kontrolü).
- Aynı polarite de olan 5 bitten fazlasını kontrol eder.
- CRC kontrolü (15 bit veri sağlama toplamı yapar).
- Standart veri oluşumunu kontrol eder.
- Onay biti kontrolü yapar (Ack field “1” olmalıdır).

i . CAN Bus Haberleşme Protokolü Avantajları

- Uygulaması kolaydır.
- Yeni bir düğüm eklemek kolaydır.
- Ucuz ve testleri yapılmış günümüzde uygulama alanları bulmuştur.

ii . CAN Bus Haberleşme Protokolü Dezavantajları

- Birçok düğüm noktası aynı anda veri göndermek istediğinde tepe yükü oluşur.
- Düğümler tarafından gönderilen kesintisiz mesajlar tarafından, hattın meşgul edilmesine karşın bir koruması yoktur.
- Onay biti kontrolü ekstra zaman almaktadır.
- İletim zamanının hesabı en kötü durum gecikmesine göre hesaplanmalıdır. Yoksa tepe yüklerde yetersiz kalır.

iii . CAN Bus Haberleşme Protokolü Veri Hızı

- 125 kbps – 1 Mbps arasında ayarlanabilir. 1Mbps veri hızı, 40m ile sınırlıdır.

4.3.2 TTP Bus Haberleşme Protokolü

Viyana Teknik Üniversitesi tarafından bulunan ve geliştirilen bir haberleşme protokolüdür. Zaman tetiklemeli olarak veri alış-verişi yapılmaktadır. Her düğümün bir mesaj gönderebildiği bir haberleşme çevriminde her düğüm için bir zaman aralığı ayrılmıştır. Eğer bir düğümün gönderecek bir mesajı yoksa boş bir mesaj gönderir. TTP/A ve TTP/C olmak üzere iki farklı tipi vardır. A kodu SAE tarafından oluşturulan sınıflandırmadaki A sınıfında, C kodu ise C sınıfında kullanılmaktadır. EK_D' de TTP Bus veri katarı yapısı verilmektedir. [14,17,18]

i . TTP Bus Haberleşme Protokolü Avantajları

- Mesajlar minimum gecikme ve minimum kararsızlıkta taşınır.
- Dağıtılmış yedeklemeye sahiptir.
- Minimum ek yük getirisi yoktur.

ii . TTP Bus Haberleşme Protokolü Dezavantajları

- Alarm ve acil olaylar için değişebilir bir band genişliği öngörülmemiştir.
- Pahalı bir sistemdir.
- Yeni bir düğümün eklenmesi varolan sistemi etkiler.

iii . TTP Bus Haberleşme Protokolü Veri Hızı

- Maksimum 25Mbps veri hızına kadar programlanabilir.

4.3.3 FlexRay Haberleşme Protokolü

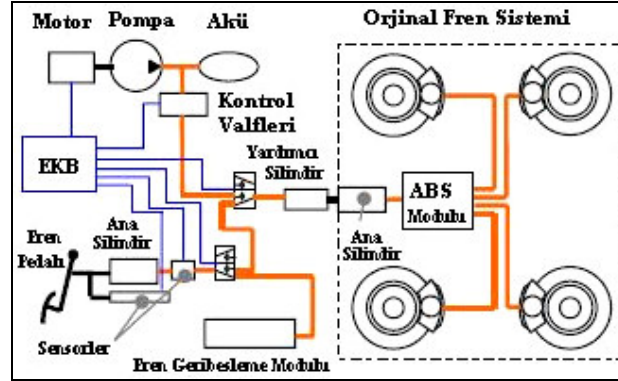
BWM, DaimlerChrysler, General Motors, Bosch, Motorola ve Philips firmaları tarafından 1999 yılında oluşturulan bir konsorsiyum tarafından geliştirilen bir haberleşme protokolüdür. FlexRay haberleşme protokolünün iki önemli özelliği vardır. Birincisi, haberleşme band genişliği kullanıcı tanımlı ve standart zaman tetiklemeli haberleşme olarak ayrılabilir. İkincisi ise, eğer istenirse bir yedekleme

kanalı olarak kullanılabilir. EK_E'de FlexRay Haberleşme Protokolü veri katarı yapısı verilmektedir [14,19,20].

4.4 X-by Wire Uygulama Örneği

Otomobillerde kullanılan X-by Wire uygulamasına örnek olarak Elektrikli Frenleme Sistemi (Break by Wire) tartışılacaktır. Bu sistem otomobillerde iki şekilde uygulanmaktadır.

Elektro-Hidrolik Frenleme Sistemi; geleneksel hidrolik yapı korunarak bir kontrol birimi ve kontrol algoritması eklenmiştir. Bu kontrol algoritması doğrultusunda frenleme işlemi yapılmaktadır. Güvenlik açısından hidrolik ünitenin korunması bir avantajdır. Fren pedalında alınan bilgi doğrultusunda frenleme işlemi yapılır. Fren pedalında fren hissini sürücüye yansıtmak için bir geri besleme motoru kullanılmaktadır. Bu geri besleme motoru sayesinde sürücü, geleneksel sistemlerden alışık olduğu fren hissini alır. Şekil 4.2'de Elektro-Hidrolik Fren Sistemi gösterilmiştir.

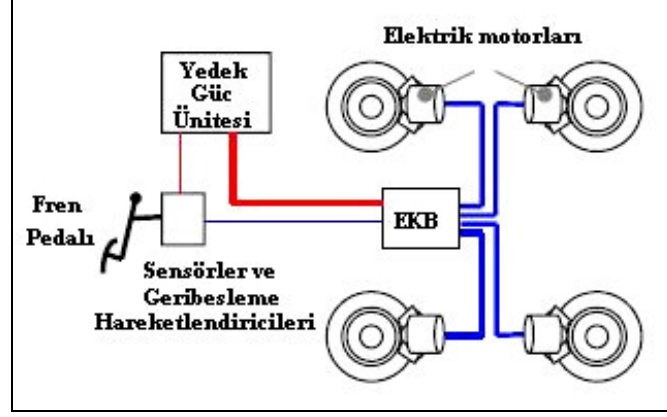


Şekil 4.2 : Elektro-Hidrolik Frenleme Sistemi [21]

Elektro-Mekanik Frenleme Sistemi; geleneksel hidrolik yapı tamamen kaldırılmış ve her tekerleğe frenleme motoru öngörülmüştür.

Hidrolik sistemlerinin tamamen kaldırılmasından dolayı yüksek güvenlik önlemleri alınmalıdır. Aynı şekilde fren pedalından alınan frenleme bilgisi bir kontrol biriminde işlenerek ilgili tekerlere ilgili frenleme işlemi yaptırmaktadır. Bu sistemde de sürücüye frenleme hissini veren bir geri besleme motoru bulunur. Ayrıca fren pedalından algılayıcı vasıtasıyla alınan frenleme talebi elektronik kontrol biriminin bir girişi olarak iletilir. Bu bilgi elektronik kontrol biriminde işlenir ve ilgili tekerleklerin motoruna çalışma referans değerleri gönderilir. Bu referans değerlerine

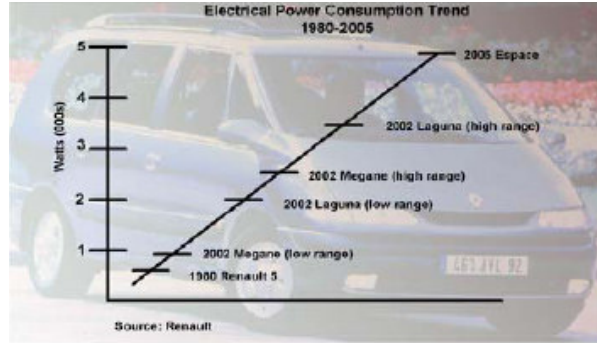
göre tekerleklere bağlanmış olan frenleme motorları çalışır. Frenleme sisteminde elektronik kontrol biriminin varlığı sayesinde geleceğin otomobillerinin üretilmesine bir adım daha atılmış olmaktadır. Şekil 4.3’de Elektro-Mekanik Frenleme Sistemi gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Elektro-Mekanik Frenleme Sistemi [21]

4.5 Otomobillerde 42VDC Uygulaması

Günümüz otomobilleri ve bilhassa gelecek otomobiller için artan konfor ve güvenlik sistemlerinin, otomobillerde eskisinden daha fazla güç gereksinimini doğurmuştur. Şekil 4.4a ve Şekil 4.4b’de günümüz otomobilleri ve gelecek yılların otomobilleri için güç gereksinimleri gösterilmektedir. Günümüzdeki otomobillerde 14 VDC bara gerilimi buna karşın 12 VDC Akü gerilimi bulunmaktadır. Bu gerilim düzeyi ile otomobillerde her geçen gün artan güç talebini elde etmek mümkün değildir [22,23].



Şekil 4.4 :Güç Gereksinimi [23]

i . Neden 42VDC Seçilme Sebepleri

42 VDC Bilindiği gibi 60 VDC gerilim düzeyine kadar olan çalışma gerilimi güvenli çalışma bölgesi olarak kabul edilmektedir. Bunun yanında 60 VDC gerilim düzeyine kadar olan çalışmalarda özel malzemeler kullanmaya gerek duyulmamaktadır. 60 VDC gerilim düzeyini gecen çalışma gerilim düzeylerinde özel güvenlik malzemeleri kullanılmalıdır ve özel önemler alınmalıdır. Bu nedenle 60 VDC gerilim düzeyinden yüksek bir değerde çalışmak ek maliyetler ve uygulama zorlukları getirmektedir.

Bilindiği gibi günümüzdeki otomobillerde bara gerilim (nominal) düzeyi 14 VDC seviyesinde ve akü gerilim düzeyi (çalışma gerilimi) ise 12 VDC seviyesindedir. Gelecekteki güç gereksinimini karşılamak için seçilecek çalışma gerilim düzeyi 60 VDC gerilim düzeyine yakın (50 VDC altında, 50 VDC insan kalbini durdurabilir) ve şu anda çalışılan gerilim düzeyi olan 12 VDC seviyesinin kombinasyonları şeklinde seçilmelidir. Bu kriterler göz önünde bulundurularak bara gerilim düzeyi 42 VDC ve çalışma gerilimi ise 36 VDC olarak seçilmiştir.

İlk olarak Toyota firmasının Crown Royal Saloon isimli otomobilinde karma olarak 12 VDC ve 42 VDC çalışma gerilimi kullanılmaktadır.

ii . 42VDC Çalışma Geriliminin Kullanım Faydaları

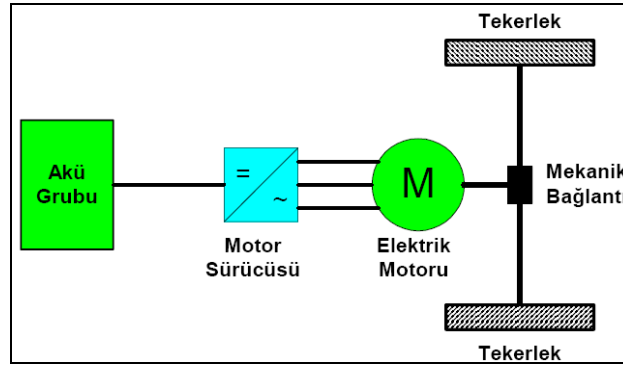
- Elektrik sistemlerindeki etkisi (ISA : Integrated Starter Alternator) [24]
- Kullanılan ekipman sayısında azaltmaya gidilir.
- Yakıt ekonomisi sağlanır (ISA, Moment Desteği, Fren Geri Dönüşümü)
- Emisyon azalımı sağlanır. (Hızlı start-stop stratejisi)
- Kablo ağırlığı azaltılır (Düşük akım)

Günümüzde üretilen ve gelişmekte olan elektrikli ve hibrid otomobillerden dolayı otomobillerde 42VDC uygulaması ilk çıktığı andaki heyecanını yitirmiştir. Tümü elektrikli veya hibrid otomobillerde çalışma gerilimi 200VDC mertebesinde ve bu yüzden 42VDC çalışma gerilimi anlamını yavaş yavaş yitirmektedir.

4.6 Elektrikli Otomobil

4.6.1 Tümü Elektrikli Otomobil

Tümü-Elektrikli Araçlar, depolanan yada üretilen tüm itici gücü elektrik olarak kullanmaktadır [10]. Bu tip araçlarda ana güç kaynağına ek olarak yardımcı güç kaynakları da bulunmaktadır. Elektrik motorunun dönmesi için gerekli olan elektriksel enerji bataryalardan elde edilmektedir. Bunun yanında, tümü elektrikli araçlarda ana bataryaya ilave yardımcı güç kaynağı olarak, ikinci bir batarya veya süper kapasitör kullanılabilir. Bu yardımcı güç kaynakları pik çalışma şartları altında örneğin bir yokuşu tırmanırken veya ivmelenirken kısa periyotlar için yüksek güç sağlayabilmektedir. Yüksek enerji yoğunluğu uzun sürüş menzili, yüksek güç yoğunluğu ise ivmelenme yada yokuş tırmanma ihtiyacını karşılayan dizayn parametreleridir. Bu durumun etkisi, öncelikle yüksek enerji, düşük güç yoğunluğuna sahip batarya tipleri için önemlidir. Örneğin; alüminyum-hava bataryalar, 220 Wh/kg gibi yüksek enerji yoğunluğunun yanında, 30 W/kg gibi düşük güç yoğunluğuna sahiptirler. İyi bir ivmelenme veya tırmanma performansı için yüksek güç yoğunluğuna ihtiyaç duyulması durumunda, yüksek güç yoğunluğuna sahip yardımcı güç kaynağına gereksinim duyulmaktadır. Şekil 4.5'te Tümü – Elektrikli otomobilin akış şeması görülmektedir.



Şekil 4.5 : Tümü Elektrikli Otomobil Akış Şeması [10]

Tümü Elektrikli Otomobillerde şarj edilebilir bataryalarında depolanmış bulunan elektrik enerjisi motor kontrolörüne güç sağlamaktadır. Motor kontrolörü gaz pedalının pozisyonuna bağlı olarak elektrik motoruna gidecek gücün miktarını ayarlar.

Tümü elektrikli otomobiller geleneksel araçlara göre daha verimlidir. Bir bataryalı elektrikli araç yaklaşık % 46 verimle çalışmasına karşın, geleneksel araçlar %18–25

arasında çalışmaktadırlar. Bir başka deyişle elektrikli araç bataryalarının şarjı için prizden çekilen enerjinin % 46'sı tekerleklerde kullanılabilir işe dönüştürülmektedir. Bunun tersi, geleneksel araçlarda yakıt tankında bulunan sıvı yakıtın % 18–25 kadarı tahrik tekerlerinde işe dönüştürülebilmektedir. Ancak bu durumda elektriğin santrallerde üretilmesi sırasında oluşan kayıpla dikkate alınmalıdır.

4.6.2 Hibrid Otomobiller

Birden fazla güç sistemine sahip araçlar olarak ifade edilebilmektedir. Uluslararası Elektroteknik Komisyonunun Teknik Komitesi (Elektrikli yol araçları) tarafından verilen tanıma göre Hibrid elektrikli araç, enerjinin iki ya da daha fazla enerji deposundan sağlandığı ve bu enerji depolarından en az bir tanesinin elektrik enerjisi verdiği bir araç olarak ifade edilmiştir. Bu genel ifadeye bağlı olarak, batarya-yakıt pili, batarya-kapasitör ya da batarya - batarya gibi birçok çeşit Hibrid elektrikli araç versiyonları vardır. Bununla beraber yukarıdaki ifade geniş çevrelerce tam olarak kabul görmemiştir. Bir diğer tanımlamada ise Hibrid elektrikli araç, daha çok hem İYM'unun hem de elektrikli motorun kullanıldığı araç olarak kabul edilmektedir.

Bir Hibrid elektrikli araç; enerji dönüşüm sistemi, enerji depolama sistemi, güç ünitesi ve taşıtı itici sistemden oluşmaktadır. Enerji depolama için başlıca seçenekler; bataryalar, süper kapasitörler ve volanlardır. Bataryalar kullanılan en yaygın enerji depolama sistemi olmasına rağmen, diğer enerji depolama alanlarında da araştırmalar devam etmektedir. Hibrid güç ünitesi olarak da otto motorlar, dizel motorlar, gaz türbinleri ve yakıt pilleri kullanılmaktadır. İtici kuvvet ise seri Hibrid sisteminde olduğu gibi elektrik motorundan, ya da paralel Hibrid de olduğu gibi elektrik motoruna ek olarak İYM'undan sağlanabilmektedir. Çünkü paralel Hibrid sistemde İYM, itici gücü mekaniksel olarak tekerlere vermektedir.

5. ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİ

5.1 Giriş

Bu bölümde Elektrikli Direksiyon Sistemi, bu sistemin olumlu, olumsuz yönleri, sistemin gereksinimleri gibi konular açıklanmaktadır. Elektrikli Direksiyon Sisteminin alt sistemleri ve bu alt sistemlerdeki donanımlarda anlatılmaktadır. Ayrıca, Elektrikli Direksiyon Sisteminin güvenlik analizi de bu bölümde ele alınmaktadır.

5.2 Elektrikli Direksiyon Sistemi Tanımı

Elektrikli Direksiyon Sistemleri X-by Wire teknolojisinin otomobillerdeki en önemli uygulama alanıdır. Elektrikli direksiyon sistemleri üzerine araştırmacılar, birçok çalışma yapmışlardır [25-30]. Bu çalışmalarda dikkat çeken en önemli özellik, geleneksel direksiyon sistemlerindeki alışkanlıkların, bu yeni sistemde de sağlanabilmektedir.

Sistemdeki direksiyon simidi ile tekerlekleri döndürmeye yarayan dişli arasındaki mekanik iletim tamamen ortadan kaldırılır ve bunun yerine tellerden oluşan sinyallerle haberleşmenin yapıldığı ve kontrol edildiği bir sistem kullanılır.

Elektrikli Direksiyon Sisteminde, direksiyon simidine bağlı bir doğru akım motoru ve yine direksiyon simidine bağlı mutlak açı ölçer sensörü bulunur. Tekerlekleri sağa ve sola yönlendirilmesini sağlayan dişlinin hareketlendirilmesi için bir veya iki adet doğru akım motoru kullanılır. Aynı şekilde bu motorun açısının ölçülmesi için bir veya birkaç adet mutlak açı sensörü de kullanılır.

Elektrikli Direksiyon Sistemini genel olarak üç ana alt sisteme ayrılabilir [31,32]. Birinci alt sistem, direksiyon sistemidir (Hand Wheel System). Direksiyon sisteminde üç adet cihaz bulunmaktadır. Birinci cihaz direksiyon simidi, ikinci cihaz direksiyon simidine bağlı bir enkoderdir. Bu enkoderin görevi, tekerleklerin ne kadar

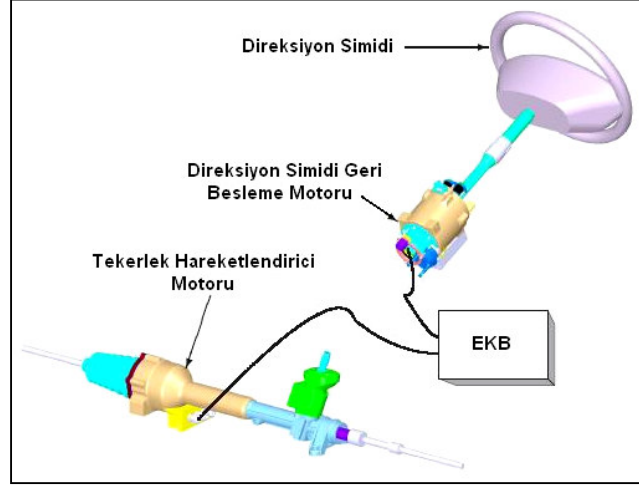
döndürülmesi gerektiği bilgisinin direksiyon simidinden okunmasını sağlamaktır. (Direksiyon açısını ölçmek için mutlak bir enkoder, Hand wheel angle sensor). Üçüncü ekipman ise bir fırçasız doğru akım motorudur (Hand Wheel Feedback Motor). Bu motorun görevi, sürücüye sürüş ve yol hissini sağlamak, bunun yanında, değişen döndürme şartlarını da gerçekleştirmektir. Bu motor tekerleklerden alınan geri besleme bilgisine göre direksiyon simidini döndürmeye çalışır.

İkinci alt sistem, yol sistemidir (Road Wheel System). Yol sisteminde üç temel cihaz bulunmaktadır. Birinci cihaz fırçasız doğru akım motorudur (Steering Actuator). Bu motorun görevi, direksiyon simidinden elde edilen döndürme açısına göre, direksiyon milini döndürmek ve bu dönüş hareketinden elde edilen lineer kuvvet ile kremayer pozisyonunu istenen durumu getirmektir. Bu motor tarafından üretilen dönel hareket (açısal hareket) küresel bir vida (küresel vida oranı: is) vasıtasıyla dişli çubuk üzerinde öteleme hareketine dönüştürülür. İkinci cihaz, dişli çubuk ve bunun üzerindeki küresel vidadır. Üçüncü cihaz ise motor pozisyonu okumak için konulan bir enkoderdir. Bu enkoderdeki bilgiler ışığında kontrol algoritması oluşturulmaktadır. Bu enkoderden alınan veriler ile istenen döndürme açısının sağlanıp sağlanmadığı ve motorun gerçekleşen döndürme açısı gibi bilgilere ulaşılmaktadır. Ayrıca yine alınan bilgiler doğrultusunda, direksiyon simidine bağlı fırçasız doğru akım motoru çalıştırılmaktadır.

Üçüncü alt sistem, Elektronik Kontrol Birimidir. Bu birim direksiyon sistemi ile tekerlek sistemi arasındaki bağlantıyı sağlar. Bu birimde kontrol algoritması işletilmektedir. Sistemde bulunan bütün enkoderler ve motorlar bu birime bağlıdır. Enkoderden gelen bilgiler burada işlenir ve motorların çalışma parametreleri burada belirlenir.

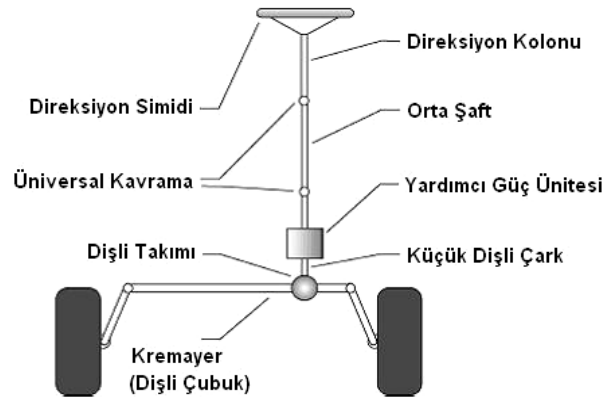
Elektrikli Direksiyon Sisteminde geleneksel direksiyon sistemlerinde kullanılan dişli kutuları, kremayer gibi hayati ekipmanlar ve değiştirilemez cihazlar, sistemde korunmaktadır.

Şekil 5.1’de Elektrikli Direksiyon Sistemi Genel Görünüşü gösterilmiştir. Bu şekilde de açıkça görüldüğü gibi direksiyon kolunu tamamen ortadan kaldırmıştır. Bunun yerine yüksek güvenlik düzeyine sahip haberleşme protokollerinin kullanıldığı bir sisteme geçilmiştir.



Şekil 5.1 : Elektrikli Direksiyon Sistemi Genel Görünüşü

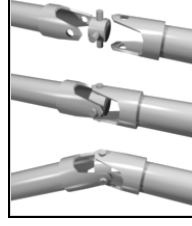
Tipik geleneksel direksiyon sistemleri Şekil 5.2’te gösterildiği gibi direksiyon simidi direksiyon kolunu, orta şaft, yardımcı güç ünitesi, küçük dişli çark, dişli takımı ve dişli çubuk gibi bir takım özel mekaniksel ekipmanlardan oluşmaktadır. Şekil 5.2’de görüldüğü gibi direksiyon kolunu orta şaft ile üniversal kavrama denilen bir ekipman ile bağlıdır. Geleneksel direksiyon sisteminde iki adet üniversal kavrama ekipmanı bulunmaktadır. Bunlardan biri direksiyon kolunu ile orta şaftı, diğeri ise orta şaft ile yönlendirme çubuğunu birleştirir. Bu ekipman birleştirmenin beraberinde hareketin yönünü değiştirmek için de kullanılır. Şekil 5.3a ve Şekil 5.3b’de üniversal çubuk gösterilmektedir. Üniversal çubuk hareketin yönünü değiştirdiğinden dolayı giriş ve çıkış dönüş hareketlerinin yönüne ve büyüklüğüne ait denklemler; Denklem 5.1a, Denklem 5.1b ve Denklem 5.1c ’de verilmektedir.



Şekil 5.2 : Tipik Geleneksel Direksiyon Sistemi Mimarisi [11]

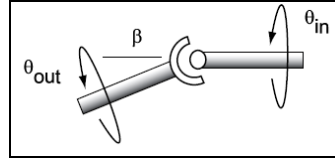
Elektrikli direksiyon sisteminde mekaniksel anlamda, geleneksel sistemde kullanılan ekipmanların çoğu kullanılmaktadır. Elektrikli direksiyon sistemi, orta şaftın temel

olarak ortadan ikiye ayrılması veya orta şaftın tamamen ortadan kaldırılması şeklinde gerçekleştirilir. Bundan dolayı geleneksel sistemde bulunan iki üniversal kavrama ekipmanından biri kaldırılmıştır.



Şekil 5.3a : Tipik Üniversal Kavrama [1]

Sistemde kalan üniversal kavrama sistemi, gerek duyulursa, uygulanması gereken moment değerinde veya hız değerinde bir dalgalanmaya sebep oluyorsa sistemin modelinde aşağıdaki şekilde eklenir. Tez çalışmasında bu etki ihmal edilmektedir.



Şekil 5.3b : Tipik Üniversal Giriş-Çıkış Değişimi Gösterimi [11]

$$\theta_{out} = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \theta_{in}}{\cos \beta} \right) \quad (5.1a)$$

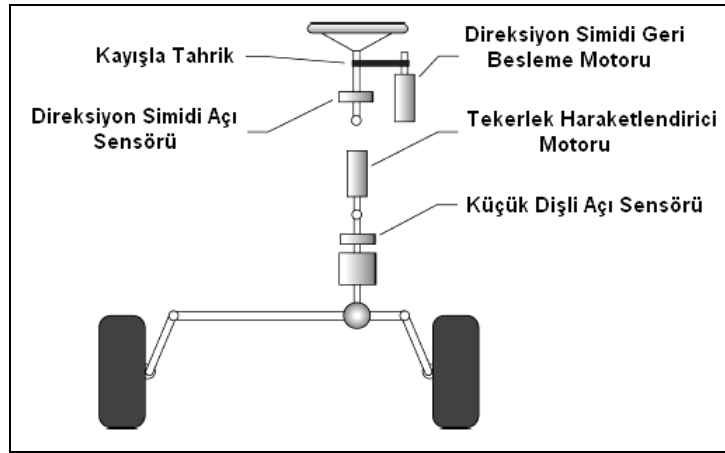
$$\dot{\theta}_{out} = \left(\frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cos^2 \theta_{in}} \right) \dot{\theta}_{in} \quad (5.1b)$$

$$\tau_{out} = \left(\frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cos^2 \theta_{in}} \right) \tau_{in} \quad (5.1c)$$

Tablo 5.1: Üniversal Joint Giriş-Çıkış Parametreleri

θ_{out}	Çıkış şaftı açısı değeri,
θ_{in}	Giriş şaftı açısı değeri
$\dot{\theta}_{out}$	Çıkış şaftı açısal hız değeri
$\dot{\theta}_{in}$	Giriş şaftı açısal hız değeri
τ_{out}	Çıkış şaftı moment değeri
τ_{in}	Giriş şaftı moment değeri
β	Giriş ve çıkış şaftları arasındaki açı değeri

Şekil 5.4'de geleneksel direksiyon sisteminden elektrikli direksiyon sistemine geçilmesi sonucu elde edilmiş Sembolik Elektrikli Direksiyon Mimarisi gösterilmiştir.



Şekil 5.4 : Sembolik Elektrikli Direksiyon Sistemi Mimarisi [11]

5.3 Elektrikli Direksiyon Sisteminin Avantajları

Geleneksel direksiyon sistemindeki, mekanik ve hidrolik ekipmanlarının çoğunun Elektrikli Direksiyon Sisteminde kullanılmamasından dolayı bu mekanik ve hidrolik ekipmanlardaki kayıplar yok edilmektedir [33].

Elektrikli Direksiyon Sisteminde, geleneksel direksiyon sisteminde kullanılan, çoğu hantal ve ağır ekipmanlar kullanılmamaktadır. Bu sebepten dolayı, otomobilin ağırlığı büyük miktarda azalmaktadır.

Otomobillerde Elektrikli Direksiyon Sistemi kullanılarak, dizayn ve tasarım özgürlüğü sağlanmaktadır. Otomobil tasarlarken en önemli nokta, kısıtlı alanlarda sistem ekipmanlarına yer bulmaktır. Elektrikli direksiyon sisteminde, direksiyonun

sağda, solda veya herhangi bir yerde olması önemli değildir. Bu yüzden tasarımcılar için direksiyon sistemini ve buna bağlı ekipmanları konumlandırma sıkıntıları ortadan kalkmaktadır.

Hidrolik ekipmanların sistemden tamamen kaldırılmasından ve otomobilin ağırlığının azalmasından dolayı elektrikli direksiyon sisteminin kullanıldığı otomobillerde yakıt tasarrufu sağlanmaktadır.

Yakıt tasarrufundan dolayı emisyon tasarrufu sağlanır, böylece egzostan atılan kirli hava azalımı sağlanır.

Sürücü yönlendirme bağlantısında, katı bir şaft ile bağlı olmadığından, gürültü, titreme, sertlik gibi faktörlerin etkisini azaltma yada yok etme olasılığı getirmektedir.

Sürücüye verilen yol ve sürüş hissi, tekerleklerin hareketi gibi kontrol edilebilir büyüklükler tamamen kontrol algoritması ile sağlandığından, artan ve değişen isteklere karşın esnek çözümler üretilmektedir.

En önemli avantajı, sistemde bulunan Elektronik Kontrol Birimi ve iletimin sinyaller tarafından yapılmasından dolayı akıllı bir sistemdir. Günümüzde hayal olarak görülen, kendi kendine çalışabilen, kendine kendine park edebilen, verilen adrese belirtilen yollardan gidebilen otomobillerin geliştirilmesinde bir yapı taşı olmaktadır [34]. Geleceğin otomobillerinde, araçların kontrollü bir trafikte veya elektronik bir çizgide yürütülmesine izin verebilmektedir. Belki de yönlendirme elektronik olarak araç dışından kontrol edilebilir (kapalı otobanlarda). Bu da sürücüye araba kullanırken direksiyondan başka işlerle ilgilenme imkanı tanır. Değişik sürücü asistanı ve rahatlık sistemleri (değişken direksiyon açısı ve güç çevirim oranları gibi) eklenebilir. Ayrıca her sürücü için ayrı parametreler kullanmak da mümkün olabilmektedir.

Bir başka önemli avantajı da her tekere ayrı elektrik motor ve süspansiyon kontrolü eklenebilmesiyle, araçların dönüşlerde aşırı hızlı kullanılmayacak ve keskin dönemeçlerde gezme atmayacak şekilde dizayn edilebilmesidir.

5.3.1 Elektrikli Direksiyon Sisteminin En Büyük Avantajlarından Dört Teker Yönetim Sistemi Tanımı

2002 GMC Sierra Dinali pikap kamyonetinde, GM ön tekerlerde hidrolik yönlendirmeyi kullanmaya devam etmeye ve arka tekerlere elektronik yönlendirme sistemi bulundurmaya başlamıştır. Arka tekerleklere verilen bu yönlendirme

sistemiyle beraber, araca, sürüş sırasında veya bir şey çekerken daha iyi manevra kabiliyeti sağlanmaktadır. Bu seçilen sistem, Delphi otomotiv tarafından geliştirilmiş ve Quadrasteer olarak bilinmektedir [6].

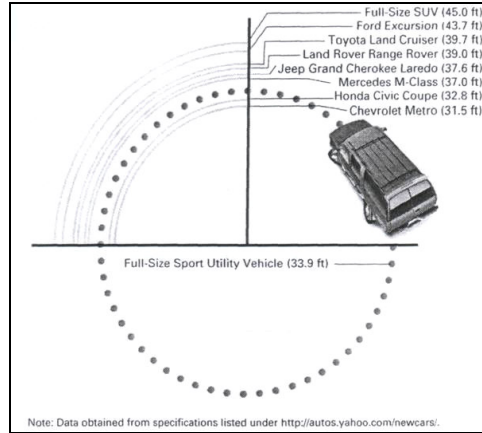
Elektrik gücü destekli yönlendirme, dört teker yönlendirmeyi mümkün ve kontrol edilebilir kılmaktadır. Eğer arka tekerler hidrolik kontrollü olsaydı, ek olarak hidrolik sıvı ve basınç hatları da arka tekerlere eklenme ihtiyacı doğmaktadır. Ayrıca, arka tekerleğe ek hidrolik basınç kaynağı ve arka teker hareket kontrolü sağlayacak yeni bir sistem gerekecekti. Fakat elektrikli direksiyon sisteminin uygulanması sayesinde bu tip ek cihazlara ve maliyetlere gerek kalmamaktadır.

Kamyonetin arka tekerlerini elektrik gücü desteği ile yönlendirmek için aşağıdaki parçalara gereksinim vardır:

- Ön teker durum sensörü
- Yönlendirilebilen katı hipoid arka dingil
- Elektrik motor kontrollü hareketlendirici
- Elektronik kontrol birimi

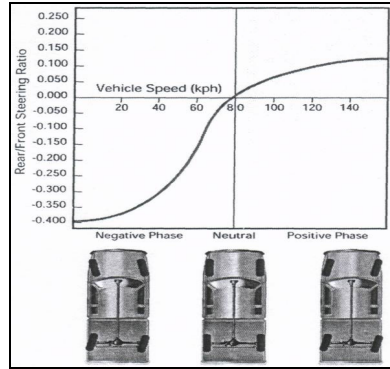
Direksiyon pozisyonu ve araç hız sensörleri, kontrol birimine sürekli bilgi aktarır ve dönüşlerde uygun arka teker açısına ulaştırmasını sağlamaktadır. Ön tekerleklerle karşılaştırıldığında, arka tekerlerin doğru pozisyonuna, algoritmalar kullanılarak karar verilmektedir. Sistem, kamyonette kullanılan kar süpürgesi “snowplow” parçasının alternatöründen edinilen 14V ile çalışmaktadır.

Dört tekerlek yönlendirme sistemleri üzerine yapılan çalışmalarda, ön tekerlerin gerçekleştirdiği açığa orantılı olarak arka tekerlerinde istenen açı konumunu alması amaçlanmaktadır [35,36]. Dört teker yönlendirme sistemi prensip olarak 3 fazda çalışmaktadır. Bu fazlar; negatif, nötr, pozitif olmak üzere 3'e ayrılmaktadır. Düşük hızlarda arka tekerler önlerin 12 dereceye kadar aksi yönüne döner(negatif faz). Yüksek hızlarda arkalarla önler aynı yöne döner (pozitif faz). Şekil 5.5'de Dört teker yönetim sistemlerinin dönüş çapı karşılaştırılması gösterilmektedir. Şekil 5.6'da Dört tekerlekli yönlendirme isteminin çalışma fazlarında, ön ve arka tekerlekler arasındaki dönüş açısı oranları gösterilmektedir.



Şekil 5.5 : Dört Tekerlek Yönlendirme Sistemlerinin Kullanıldığı Çeşitli Otomobiller İçin Dönüş Çaplarının Karşılaştırılması [6]

Yavaş manevralarda; arka tekerleklerin ön tekerleklerden zıt yönde hareket ettiği durumda; römork aracın gittiği yolu iki tekerleğe oranla çok daha iyi takip etmektedir. Bu da şehir trafiğinde römorkla sürüşü kolaylaştırmakta ve dönüşlerde römorkun tümseklere çarpıp zıplamasının önlemektedir. Ayrıca düşük hızlı manevralara da yardımcı olmaktadır.



Şekil 5.6 : Dört Tekerlek Yönlendirme Sisteminde Çalışma Fazlarına Göre Ön ve Arka Tekerlek Dönüş Açıları Oranı [6]

Dört tekerlek yönlendirme sistemi, yüksek hızlarda römork çeken kamyonetin kararlılığı arttırmaktadır, arka yönlendirmenin pozitif fazında kamyonet ve römork arasındaki bağlantı açısı azalmaktadır. Römork tarafından manevralar esnasında kamyonun arkasına uygulanan yanal güçler de azalmaktadır. Ayrıca dönme için gerekli hız artışını da azaltır ve hem pikap hem de römork için dönüş kontrolünü artırır. Net sonuç olarak, römork ve kamyonetin kullanım kararlılığı artar ve römork

sallantısı azalır. Bu sistem ayrıca dış sebepler yüzünden gereken sürücü manevralarında da azalmaya neden olur. (rüzgar, kamyon geçişi, yol işaretleri gibi).

Römorksuz ve yüksek hızlarda arka tekerlerin önlerle aynı doğrultuda olması gerekli manevraların başarılması için aracın dönüş miktarının azaltılmasını sağlar. Bu da aracın geçme, şerit değişim, kaçış manevraları ve kötü yol şartlarında verdiği cevabı daha kararlı hale getirmektedir.

Arka tekerleri yönlendirmek için elektrik gücü destekli yönlendirme kullanmanın olumlu yönlerinden biri de dört teker kontrol sisteminin ön panelden sürücü tarafından seçilebilmesidir. Arka teker kontrolleri elektronik olarak işletildiğinden değişik sürüş şartları için değişik algoritmalar programlanabilir. Seçme paneli kullanarak sürücü arka teker yönlendirmesinin performans derecesini seçebilir. Bu seçim bir genel sürüş, bir römorklu sürüş ve bir de iki teker yönlendirmeli sürüş şeklindedir.

5.4 Elektrikli Direksiyon Sisteminin Dezavantajları

Elektrikli Direksiyon Sisteminin hayata geçirilmesindeki en büyük mücadele müşteri kabullenmesinde olacaktır. İlk elektronik sistemler sürücüye araç hareketinin verdiği hissi verememişlerdir. Bu hissiyata ek olarak bir de güvensizlik riski ve gereksizlik kaygısı vardır. Bugünün hidrolik sistemli yönlendirmelerinde, hidrolik sistem çalışmasa veya aksesuar kayış kopsa bile direksiyon döndürülebilmektedir. Elektrikli direksiyon sisteminde elektrik motoru bozulduğunda direksiyon tekerlekleri çevirebilmelidir. Fakat Elektrikli Direksiyon Sisteminde herhangi bir fiziksel bir bağ yoktur. Bu bir handikap oluşturur mu? İşte bu sorunun cevabı, Elektrikli Direksiyon Sisteminin Güvenlik Analizi bölümünde tartışılmaktadır.

Otomobil kütleleri ve diğer etkenlerden dolayı direksiyondaki yük çok büyüktür ve bu gücü sağlamak için ortalama 600 W' a yakın güçte motor kullanılması gerekmektedir. Günümüz otomobil teknolojisinde 14 VDC 'lik bir sistemde yaklaşık 1220 W güç vardır. Tipik bir alternatör sisteminde yeterlilik de düşünüldüğünde gerekli gücün yarısından azı sağlanabilir. Bugünün otomobil teknolojilerinde 14 VDC bara gerilimi ile bunun sağlanması zor görünmektedir. Fakat ilerleyen teknolojiyle birlikte gerek tümü elektrikli, gerekse Hibrid otomobillerde 14 VDC sorunu çözümlenmektedir.

En önemlisi, kullanıcıların ve üreticilerin gözünde alıştıkları geleneksel sistemin dışında, herhangi bir fiziksel bağın olmayan bir sistemin kabul ettirilmesi

aşamasındaki sunacağı güvenlik çözümleri olacaktır. Elektrikli Direksiyon Sisteminin kabul görebilmesi için sunduğu güvenlik çözümlerinin, en az geleneksel direksiyon sistemleri kadar güvenli olmasıdır.

5.5 Elektrikli Direksiyon Sisteminin Güvenlik Analizi

Elektrikli direksiyon sisteminin hayata geçirilmesi için kullanıcıların ve üreticilerin bu konu ile ilgili kafalarındaki soruların cevap bulması gerekmektedir. Kullanıcıların bu sisteme güven duymaları durumunda bu sistem hayata geçirilebilir. Bu yüzden, Elektrikli direksiyon sisteminde, en üst düzeyde güvenlik önlemleri ve çözümleri sunulmak zorundadır. Bu önlemler hem fiziki, hem de yazılan kontrol algoritmaları ile sağlanmaktadır.

Elektrikli direksiyon sistemlerindeki güvenlik tasarımları, normal araçlardaki gibi aktif ve pasif güvenlik önlemleri olarak 2 gruba ayrılmaktadır. Pasif güvenlik sınıfında, kaza sırasında veya sonrasında yaralanmaları önlemeye yönelik olan önlemler bulunmaktadır. Aktif güvenlik sınıfında ise, aracın kaza yapmasını önlemek için göz önünde bulundurulmuş unsurlar vardır [37].

Elektrikli direksiyon sisteminde kullanılan haberleşme protokolleri en üst düzeyde güvenlik sınıfındadır. Bu protokollerde, haberleşme hatalarına ve bu hatalardan dolayı sistemin olumsuz etkilenmesine olanak verilmemektedir [38]. Hata en hızlı şekilde yakalanmakta ve bu hataya göre sistemde daha önce tanımlanmış görev yapılmaktadır. Örneğin; motora ait bir bilgi hatalı bir şekilde geliyor ve daha önceki tanımlamalarda bu hata sistemi güvenli duruşa geçirecekse, bu hata yakalanıldığında sistem güvenli duruş konumuna alınmaktadır.

Elektrikli direksiyon sistemindeki haberleşme protokollerinde kullanılan bu teller kopmalara karşı, normalden daha fazla kuvvetlendirilmiş bir şekilde imal edilirler. Bu yüzden bu tellerin kopması, olasılık açısından, otomobillerde kullanılan geleneksel direksiyon sistemindeki direksiyon kolununun kırılmasıyla eşdeğerdir.

Haberleşmedeki parazitlere karşı daima bir filtreleme söz konusudur. Bunun yanında protokollerin kendi yapılarından gelen bazı özelliklerden dolayı yanlış bir bilginin gelme olasılığı yoktur [39].

Sistemdeki enerji besleme ünitesi olan bataryanın yedeğinin sistemde bulundurulmasıyla bir arıza anında bu bataryadan besleme yapılabilir.

Elektrikli direksiyon sisteminde, kullanılan ekipmanların en üst deneylerden ve testlerden geçirilerek tüm sistem gereksinimlerini karşılayacak şekilde özel tasarlanması da bir başka güvenlik önlemidir.

Bir başka önemli güvenlik önlemi de, yönlendirmede kullanılan motorun bir yedeğinin bulundurulmasıdır. Böylece, asıl olarak kullanılan motorun herhangi bir şekilde arızalanması durumunda, otomobili en kısa zamanda güvenli bir şekilde durdurabilecek yapının sağlanmasına olanak verir.

Günümüzde uçaklar, yerden metrelerce yüksekte uçmasına rağmen arızalanma ve arızadan ve sürücü hatalarından dolayı kaza yapma olasılığı otomobillerden çok azdır. Uçaklarda bütün kontroller teller ile yapılan haberleşme protokolleri üzerine kuruludur. Otomobillerde de elektrikli direksiyon sistemine geçilerek kullanıcı hataları, ekipman hataları minimize edilebilir hal almaktadır.

5.6 Elektrikli Direksiyon Sisteminin Gereksinimleri

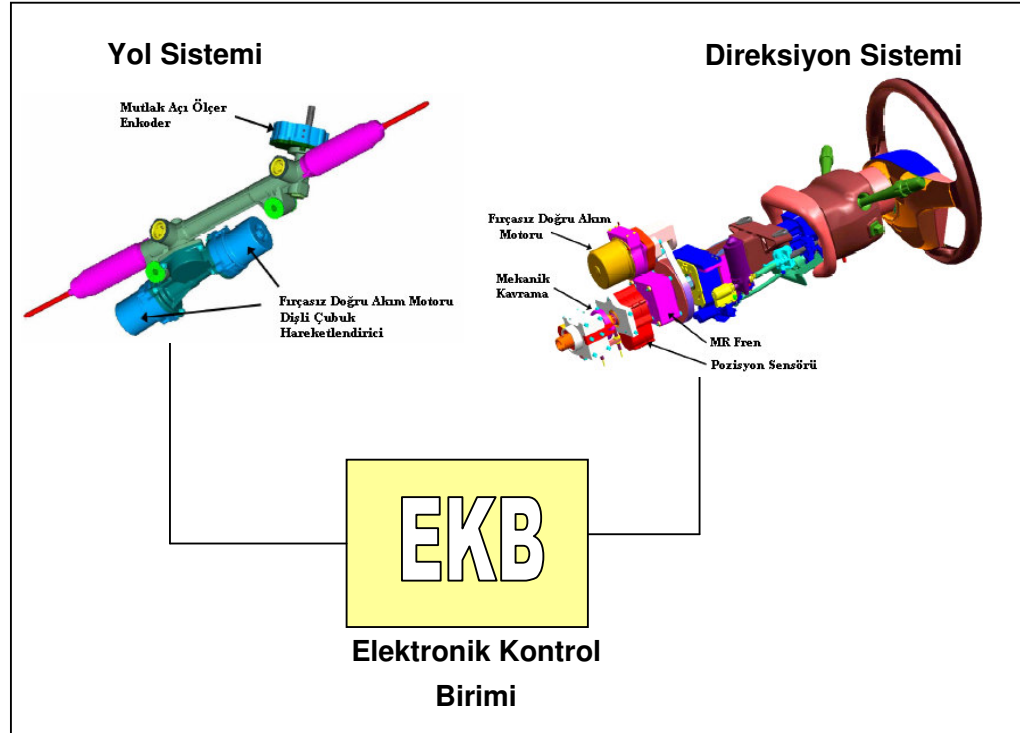
- Aracın motorunun çalışmasından bağımsız olarak her an cevap vermelidir.
- Elektrikli Direksiyon Sistemi, sürücüye yolda araç sürdüğünün hissini vermelidir. Bu sistem sürücüye, aracın gittiği yolun durumunu sürücüye hissettirmelidir. Elektrikli direksiyon sisteminde sürücüye verilen yol hissi, tanımlanan kontrol algoritması ile değiştirilebilmektedir [11].
- Sistemin direksiyon geometrisi kendini bir merkezde toparlayan ve kendi kendine stabil hal alan bir mimaride olmalıdır.
- Direksiyondan istenen döndürme açısı ile gerçekte tekerleklerde oluşan açını farkının devamlı minimum düzeyde tutulmasını sağlamalıdır. Bunun için direksiyon simidinin çözünürlüğünün yüksek değerlerde olması gerekmektedir.
- Elektrikli direksiyon sisteminde hiçbir zaman direksiyon kontrolü bloke edilmemelidir.
- Sürücü daima aracı yönetebilmelidir.
- Yüksek veya düşük hıza bağlı olarak aşırı veya az döndürme yapmamalıdır.
- Elektrikli direksiyon sisteminin tasarımında araç durağan iken, yol yüzeyi ve tekerlek arasındaki sürtünmenin giderilmesinin sağlanması göz önünde

bulundurulmalıdır. Sistemin bu özelliği özellikle aracın park edilmesi sırasında manevra kabiliyetinin artırılması sağlamaktadır.

- Elektrikli Direksiyon Sistemi, sürücüye direksiyonun açısını hızlı bir şekilde değiştirme imkanı vermelidir.
- Elektrikli direksiyon sistemlerinde en önemli sorun güvenlik sorunudur. Uygulan yeni sistemler başarılı olabilir fakat gerçek hayatta uygulanabilir olmalarının ilk şartı güvenli olmalıdır. Bu yüzden şu anki araçlarda kullanılan mekaniksel direksiyon sisteminin yerine getirilmesi düşünülen elektrikli direksiyon sistemi en az mekaniksel sistem kadar güvenli olmalıdır.

5.7 Elektrikli Direksiyon Sisteminin Alt Sistemleri

Elektrikli Sistemini üç ana alt sisteme ayırabiliriz. Bu alt sistemler lokal olarak çözümlenmeleri yapılarak daha sonra bir bütün sistem gibi ele alınır. Bu üç ana alt sistemden birincisi Direksiyon Sistemidir(Hand Wheel System), ikincisi ise Yol Sistemidir (Road Wheel System), ve üçüncüsü Elektronik Kontrol Birimidir. Şekil 5.7’de Elektrikli Direksiyon Sisteminin Alt Sistemleri gösterilmiştir [40].



Şekil 5.7 : Elektrikli Direksiyon Sisteminin Alt Sistemleri [40]

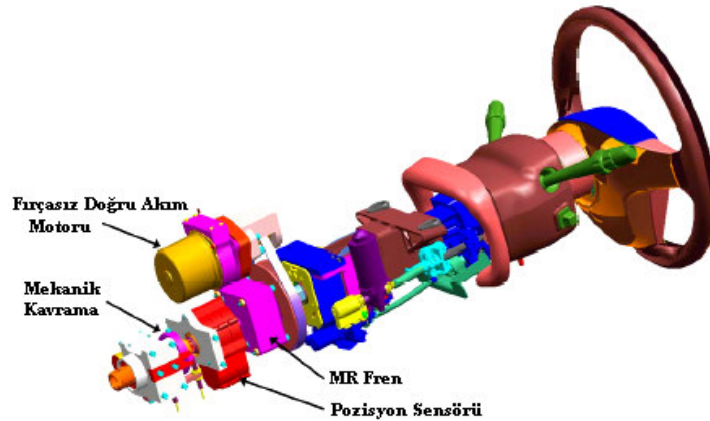
5.7.1 Direksiyon Sistemi

Direksiyon sisteminde, direksiyon simidi, mutlak enkoder ve geri besleme motoru bulunmaktadır. Şekil 5.8’de direksiyon sisteminin görünüşü verilmektedir.

Herkesin bildiği gibi direksiyon simidi sürücü tarafından otomobilin hangi yöne gideceğini belirttiği ekipmandır.

Direksiyon sistemindeki mutlak enkoder, direksiyon simidine bağlı şaft üzerindedir. Sistemde kullanılan mutlak enkoder sayısı birden fazladır. Daha sağlıklı ve güvenilir bilgi almak için yedekli ve karşılaştırmalı bir çalışma söz konusudur.

Bu sayede sürücünün direksiyonu döndürerek tekerlekleri ne kadar çevirmek istediği bilgisine ulaşılır. Bu bilgi kontrol algoritmasının bir parçası olarak kontrol algoritmasına girer. Bu giriş kontrol algoritmasında işlenerek tekerlekleri döndürmeyi sağlayan kremayeri hareket ettirecek olan motora referans bilgisi olarak gönderilir. Özetlenecek olunursa bu ekipmanın görevi direksiyonda oluşan açı bilgisinin ölçülmesidir. Sistemde kullanılan bu mutlak açıölçer sensör yüksek çözünürlükte olmalıdır. Bilindiği gibi enkoderler mutlak (absolute) ve artımlı (incremental) olmak üzere iki farklı tipte olabilirler. Mutlak enkoderler, sistemin veya motorun fiziki konumunu her an doğru ve tam olarak verir (BCD veya GRAY kod ile pozisyon bilgisini verir. Bu çıkış formu çeşitli firmaların ürünlerine göre değişiklik gösterir). Fakat artımlı enkoderlar ise sadece uygulanan değişikliği verir. Bu nedenle artımlı (incremental) enkoder kullanılan sistemlerde sistemin veya motorun fiziki konumu kontrol ünitesi tarafından hesaplanır ve saklanır. Bu da doğal olarak güvenlik sorununu getirmektedir. Dolayısıyla bu sorunun yazılım tarafından yüksek güvenilirlikte sağlanması gerekmektedir. Bu nedenle sistemde mutlak enkoder kullanılmaktadır.



Şekil 5.8 : Direksiyon Sistemi Görünüşü [40]

Bugün araçlarda kullanılan geleneksel direksiyon sistemlerinde, sürücüler mekaniksel aktarım ekipmanları vasıtasıyla yol ve sürüş hissi almaktadır. Örneğin, sürücü engebeli bir yolda araç kullanırken, direksiyonda titreşimler ve sarsıntılar oluşmakta veya direksiyon kendi kendine bir yöne dönmektedir. Yani sürücüye sürüş ve yol hissi verilmektedir. Fakat tez konusu olan elektrikli direksiyon sisteminde mekaniksel aktarım ekipmanlarının (Örneğin; Orta Şaft) yerini teller ve motorlar aldığından sürüş ve yol hissini sağlayacak mekanik donanım kalmamaktadır. Bir şekilde sürücüye yol dinamiği hakkında bilgi verilmelidir. Sürüş ve yol hissini sağlanması için elektrikli direksiyon sisteminde bir doğru akım motoru kullanılmaktadır. Bu motor direksiyon simidini kayışla tahrik etmektedir. Yani, bu motor sürücüye karşı direksiyon simidini döndürecektir. Gerçek araçlarda daha kompleks teoriler ile bu uygulama yapılmaktadır. Tez uygulamasında, tekerlek sisteminden ölçülen pozisyon bilgisine ve araç dinamiklerine göre bir geri besleme sistemi tasarlanmaktadır. Direksiyon sisteminin geri besleme motorunun, tekerlek döndürücü motor kadar güçlü olmasına gerek yoktur. Tipik bir otomobilde, tekerleklerin istenilen açıda döndürülmesi için gereken moment değeri 2 Nm mertebesindedir. Acil manevra durumlarında ise bu moment değeri 15 Nm mertebesinde olmaktadır [43].

Elektrikli Direksiyon sisteminde hız ve konum kontrolü söz konusudur. Günümüz teknolojilerinde hız ve konum kontrolü Step motorlarla veya Fırçasız Doğru Akım (Servo Motor) motorlarıyla yapılmaktadır. Sistemdeki konum kontrolü çok hassas ve yüksek çözünürlükte yapılması gerektiğinden, step motorun sisteme titreşim vereceği ve fırçasız doğru akım motorunun step motora göre birçok üstünlüğünden dolayı, fırçasız doğru akım motoru bu sistemdeki geri besleme motoru olarak seçilmiştir.

5.7.2 Yol Sistemi

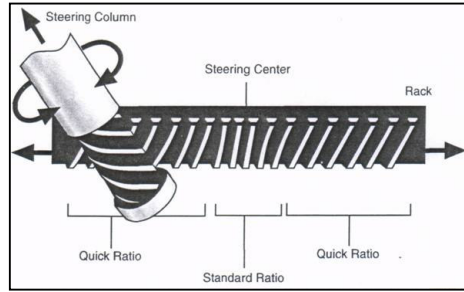
Direksiyon sisteminde; kremayer, pinyon, küresel vida, kremayer hareket ettirici motor ve mutlak enkoder bulunmaktadır. Şekil 5.11'de Yol sisteminin görünüşü verilmektedir.

Motor tarafından üretilen dönel hareket (Açısal hareket) küresel bir vida (Küresel Vida Oranı:is) vasıtasıyla kremayer üzerinde öteleme hareketine dönüştürülmektedir. Şekil 5.9a'da kremayer gösterilmektedir.

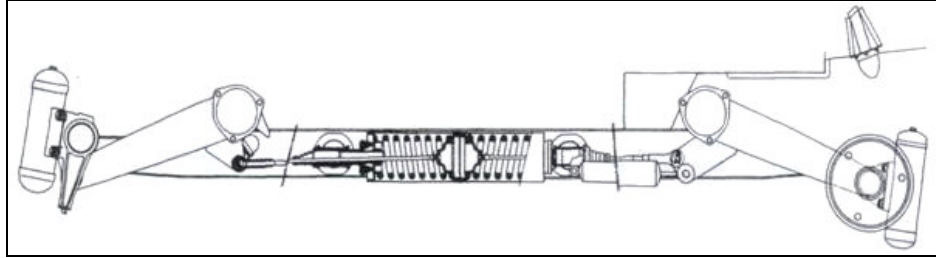


Şekil 5.9a : Kremayer Görünüşü [41]

Şekil 9b’de sembolik olarak kremayer içindeki yapı gösterilmiştir. Bu şekilden kolayca anlaşılacağı gibi uygulanan döneel hareket, bu kremayer ve dişli ile lineer öteleme hareketine dönüşmektedir. Tekerleklerin döndürülmesini sağlayan sistemde, kremayerden başlayarak rot başlarına kadar olan gösterim Şekil 5.10’da verilmektedir.

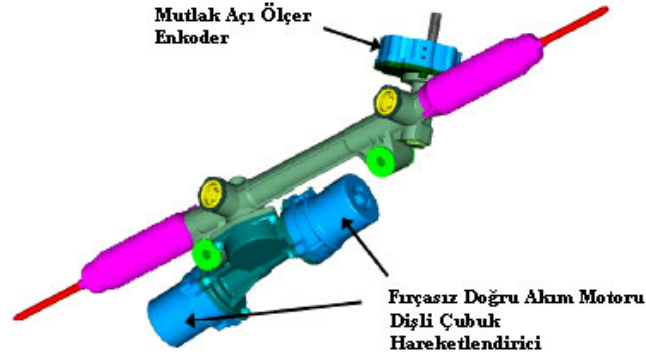


Şekil 5.9b : Kremayerin İç Yapısı [6]



Şekil 5.10 : Kremayerden Rot Başlarına Kadar Olan Sistemin Görünüşü [42]

Yol Sistemindeki enkoder vasıtasıyla tekerlekleri döndürmeyi sağlayan kremayeri hareket ettiren motorun o anki gerçekleşen pozisyonu belirlenir. Bu bilgide kontrol algoritmasının bir diğer parçasıdır. Bu bilgide, sistemi istenen değerlerde tutmak için kontrol algoritmasında işlenir. Bu bilgiye göre, yol sisteminde bulunan motorların ve sürücüye yol hissini vermek için kullanılan direksiyon simidi geri besleme motorunun çalışma referanslarının belirlenmesinde de kullanılmaktadır.



Şekil 5.11 : Yol Sistemi Görünüşü [40]

Yol sisteminde kullanılan motorlar tekerlekleri istenen açıda döndürmek için kullanılmaktadır. Aracın hızı, sürüş zeminindeki sürtünme, aracın ağırlığı gibi dış etkenlere ve bunun yanında dişli kutusu ve kremeyar gibi mekaniksel ekipmanlar üzerindeki kayıplara bağlı olarak, tekerleklerin döndürülmesi için üretilmesi gereken tork değişmektedir. Tipik bir otomobilde tekerleklerin istenilen açıda döndürülmesi için, motorun üretmesi gereken kuvvet 10 kN mertebesindedir. Bu gibi etkenlerden dolayı ve istenmeyen bozucu etkenleri minimize etmek için seçilen motorun bu etkenleri karşılayabilecek güçte olması gerekmektedir.

Otomobillerde kullanılan DC güç kullanımından dolayı burada kullanılan motorun DC akım ve gerilimle çalışan bir motor olması gerekmektedir. Elektrikli direksiyon sisteminde hem hız hem de pozisyon kontrolü söz konusudur. Tekerleklerin istenilen açıda dönmesini sağlayan dişli çubuğun hareketini sağlayan bu motorun pozisyonu çok önemlidir. Örneğin; direksiyon, tekerleklerin 20° dönmesi için döndürüldüğünde, dişli çubuğunda bu değer sağlanması amacıyla motor gerekli pozisyona gelmek durumundadır. Bu gereksinimden dolayı önemli bir pozisyon kontrolü söz konusudur. Direksiyondan istenilen döndürme açısının tekerlekler istenilen hızda iletilmesi ve dişli çubuğun istenilen hızda dönmesi de bu sistem için çok önemlidir. Örneğin; direksiyon hızlı bir şekilde döndürüldüğünde aynı hızla dişli çubuk da döndürülmelidir. Aynı şekilde direksiyon yavaş bir şekilde döndürüldüğünde de aynı yavaşlıkta dişli çubuğun döndürülmesi gerekmektedir. Bu gereksinimden dolayı da elektrikli direksiyon sisteminde bir hız kontrolü de söz konusudur .

Günümüzde hala araçlarda kullanılan geleneksel direksiyon sistemlerinde ön tekerleklerin maksimum dönme açısı yaklaşık $\pm 45^\circ$ dir. Tekerlekler bu açıyı kazandırmak için direksiyon yaklaşık 2,5 dönüş ($2,5 \times 360^\circ = 900^\circ$) yapmaktadır.

Bu hedeften yola çıkılacak olunursa kullanılacak doğru akım motorun ihtiyaç duyulacak maksimum parametreleri aşağıdaki formüllerden hesaplanabilir:

$$i = \frac{\tau_M}{K_m} \quad (5.2)$$

$$U_{app} = i \cdot R + K_E \cdot \omega_M \quad (5.3)$$

Bilindiği gibi çıkış şaftında gerçekleşen moment ve hız değeri dişli dönüştürme oranına ve dişli verimine bağlı olarak değişir. Bu değişim Denklem 5.4 ve Denklem 5.5'te verilmektedir.

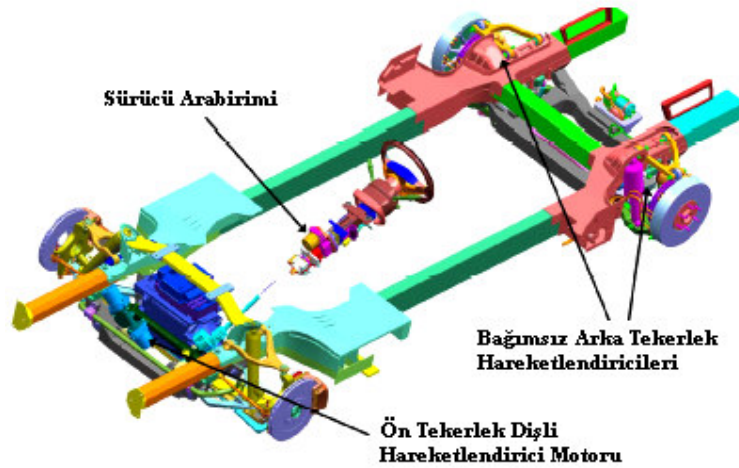
$$\tau_M = \frac{1}{\eta_d} \frac{\tau_s}{r_g} \quad (5.4)$$

$$\omega_M = \omega_s r_g \quad (5.5)$$

η_d = Dişli verimi

r_g = Dişli dönüştürme oranı

Şekil 5.12'de Elektrikli Direksiyon Sisteminin, dört tekerlek yönetim mimarisine göre otomobilde yerleşimi gösterilmektedir.



Şekil 5.12 : Elektrikli Direksiyon Sisteminin Dört Tekerlek Yönetim Mimarisine Göre Otomobilde Yerleşimi [40]

5.7.3 Elektronik Kontrol Birimi

Elektrikli direksiyon sisteminin, kullanılan motorların kontrolü, sürücü hatalarının minimize edilmesi, direksiyon sisteminden gelen bilginin tekerlekleri döndüren dişli çubuğun hareketini sağlayan motora iletilmesi, geri besleme motorunun ve dişli çubuğu hareket ettiren motorun referanslarının belirlenmesi için bir kontrol ünitesine ihtiyacı vardır.

Elektrikli direksiyon sistemi için seçilen kontrol ünitesinin hızlı çalışması, hızlı işlem yapabilmesi, hızlı cevap verebilme gibi gereksinimlere karşılık vermesi gereklidir. Dolayısıyla seçilecek kontrol ünitesinin, mikro saniyenin kesirleri içinde kararını verip kontrol işaretini üretmesi gerekmektedir.

Kontrol ünitesi sayesinde aynı otomobil için farklı sürücü isteklerine göre düzenlemeler yapabilme imkanı bulunmaktadır. Sürücüye verilecek yol hissinden, direksiyonun vereceği cevabın ayarlanmasından park manevralarında ihtiyaç duyulan gücün ayarlanmasına, hatta farklı yol durumlarında farklı tipte direksiyon seçeneğine kadar birçok düzenlemeyi elektronik kontrol biriminde yapılacak tanımlamalar ile yapabilme imkanı bulunmaktadır.

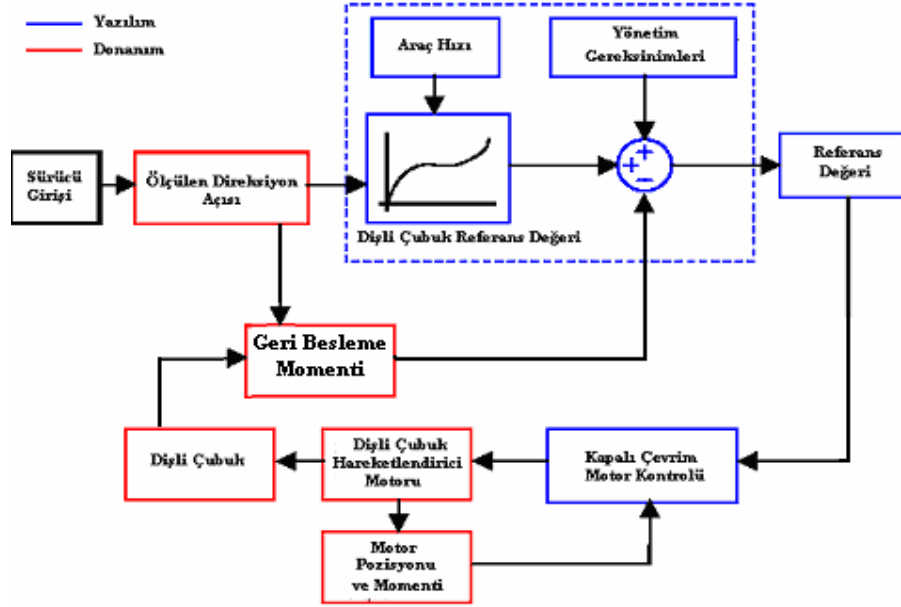
5.7.4 Elektrikli Direksiyon Sisteminin Çalışma Algoritması

Daha önceki bölümlerde Elektrikli Direksiyon Sisteminin tanımlaması, alt sistemleri ve alt sistemlerinde bulunan ekipmanlar tanımlandı. Sistemde bulunan bu ekipmanların görevleri ve tipleri de belirlendi. Bu bölümde Elektrikli Direksiyon Sisteminin Çalışma Algoritması tartışılacaktır. Bu algoritmayı açıklarken daha anlaşılır olması için Şekil 5.13'de Elektrikli Direksiyon Sisteminin Tipik Algoritması gösterilmektedir.

Şekil 5.13'den de kolayca anlaşılacağı gibi sürücü tarafından direksiyona bir kuvvet uygulanıyor. Bu kuvvet sonucunda direksiyonda sürücü tarafından üretilen bir moment oluşturulmaktadır. Bu momente ters yönde geri besleme motoru tarafından üretilen bir moment uygulanmaktadır. Geri besleme motoru tarafından uygulanan bu moment sürücüye yol hissini vermektedir. Geri besleme motorunun üretmesi gereken moment miktarı elektronik kontrol birimindeki kontrol algoritmalarıyla değişmektedir. Bu iki moment farkından dolayı direksiyon belli bir hızda ve belli bir açıda konum değiştirmektedir. Bu konum bilgisi bir mutlak enkoder ile her an devamlı ölçülmektedir. Devamlı bu konum bilgisinin bir enkoder ile okuması sayesinde ise direksiyon açısının değeri ve değişim hızı öğrenilmektedir.

Direksiyondan alınan açı ve değişim hızı bilgisi elektronik kontrol birimine bir haberleşme protokolü ile iletilir. Elektronik kontrol birimine gelen bu bilgi gerekli filtrelerden geçirildikten sonra otomobilin dinamiklerine bağlı olarak bazı işlemlerden geçirilmektedir. İşlemlerden geçirildikten sonra elektronik kontrol biriminden dişli çubuğu hareket ettiren motor için bir kontrol işareti üretilir ve bu işaret motora gönderilir. Bu kontrol işareti, direksiyondan istenen açı değerine karşı motorun dişli çubuğu ne kadar hareket ettirmesi gerektiğine dair bir referans değeri içindir.

Dişli çubuğu hareket ettiren bu motora kontrol işareti gönderildikten sonra, motorun gerçekleşen pozisyonu, momenti, değişim hızı gibi parametreleri ölçülür. Bu ölçüm değerleri de elektronik kontrol birimine iletilir. Bu sinyaller elektronik kontrol biriminde gerekli filtrelerden geçirilir.



Şekil 5.13 : Elektrikli Direksiyon Sisteminin Tipik Algoritması

Elektronik Kontrol Biriminde, sürücü tarafından talep edilen açı değerine ve değişim hızına göre, dişli çubuğun bu talebi karşılama için ne kadar hareket ettirilmesini sağlayan kapalı çevrim kontrol algoritmaları bulunmaktadır.

Kontrol algoritmasında sistemin hızlı cevap vermesi ve dişli çubuğun istenilen sürede istenilen miktarda yer değiştirmesinin sağlanması en önemli noktadır. Önemli bir noktada sistemin hiçbir şekilde direksiyonu bloke etmemesidir.

6. ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELİ

6.1 Giriş

Bu bölümde elektrikli direksiyon sistemine ait matematiksel modeller çıkartılmaktadır. Sistemin matematiksel modelinin oluşturulması aşamasında birçok çalışmadan esinlenmektedir. Referans alınan çalışmalarda, elektrikli direksiyon sistemi, iki alt bölüme ayrılmaktadır ve bu bölümler öncelikle kendi içlerinde çözümleniyor ve daha sonra bir bütün sistem gibi incelenmektedir [44-48].

6.2 Elektrikli Direksiyon Sisteminin Matematiksel Modelindeki Genel İfadelerin Tanımı

Elektrikli direksiyon sistemi elektriksel ve mekaniksel elemanlardan oluşmaktadır. Sistemde kullanılan motorların karakteristikleri ve davranışları bilindiğinden, sisteme ait çıkartılacak matematiksel modelde öncelikle mekaniksel etkilerin sistem üzerindeki modellenmesi yapılmaktadır.

Sistemde bulunan mekanik elemanların matematiksel modelinin çıkartılmasında, Denklem 6.1 ve Denklem 6.2'deki gibi Newton'un lineer Kuvvet ve Moment yasaları kullanılmaktadır.

$$\sum F = M \cdot \ddot{X} \quad (6.1)$$

$$\sum T = J \cdot \ddot{\theta} \quad (6.2)$$

Denklem 6.1 ve Denklem 6.2'de ki ifadeler sırasıyla, M = Kütle değeri, \ddot{X} = İvme değeri, J = Atalet, $\ddot{\theta}$ = Açısal ivme değeri olarak verilmektedir.

6.2.1 Elektrikli Direksiyon Sisteminde Sürtünme Etkisi

Hareketli parçalar ve onları destekleyen parçalar arasında sürtünmeden dolayı doğan bir kuvvet söz konusudur. Bu kuvvetin yönü ve şiddeti; iki parça arasındaki yüzeyin karakteristiğine ve hız değeri gibi parametrelere bağlıdır.

Sistemde görülen sürtünme kuvveti çeşitli yollarla modellenebilir. Sistemdeki sürtünme kuvvetinin modellenmesinin en yaygın metodu ise; bu sürtünme kuvvetini sadece, sürtünme olan iki yüzey arasındaki bağıl hıza doğrusal olarak bağıntı kurmaktır. Bu bağıntıya viskoz sürtünme kuvveti sebep olmaktadır. Bu modelleme, sürtünme kuvveti ile bağıl hız değeri arasında doğrusal bir ilişki kurmaktadır. Denklem 6.3 'de Viskoz Sürtünme Kuvveti gösterilmektedir.

$$f_v = -K \cdot \dot{x} \quad (6.3)$$

f_v = Viskoz sürtünme kuvveti değeri

K = Yüzeyler arası doğrusal bağıntı sabiti

x = Dişli çubuk pozisyonu

Sistemdeki Coulomb sürtünme kuvveti, hızın genliğine bağlı değildir. Coulomb sürtünme kuvveti, hızın genliğinden bağımsız olarak, doğrusal bir sabit katsayı ve uygulanan hızın ters yönünde bir kuvvet olarak ifade edilmektedir. Bu ifade Denklem 6.4'de verilmektedir.

$$f_c = -K_c \cdot \text{sign}(\dot{x}) = \begin{cases} \dot{x} \neq 0 & \Rightarrow -K_c \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} \\ \dot{x} = 0 & \Rightarrow 0 \end{cases} \quad (6.4)$$

Sistemdeki toplam sürtünme kuvvetinin etkisini bulmak için Viskoz ve Coulomb sürtünme kuvvetlerinin toplanması gerekmektedir.

6.2.2 Elektrikli Direksiyon Sisteminde Yay (Sönüm) Etkisi

Matematiksel modelin ve sistemin iyi bir şekilde tanımlanması için yay (Sönüm) etkisi de göz önünde bulundurulmaktadır . Mekanik sistemlerin tam bir şekilde modellenmesinde genellikle yay etkisi de göz önünde bulundurulur .

Yay kuvveti, kütleinin pozisyonuna bağlı olarak doğrusal bir sabit katsayı ile ifade edilir. Bu ifade Denklem 6.5' de verilmektedir.

$$f_b = -B \cdot x \quad (6.5)$$

f_b = Yay (Sönüm) etkisi kuvveti değeri

B = Yay etkisi doğrusal bağıntı sabiti

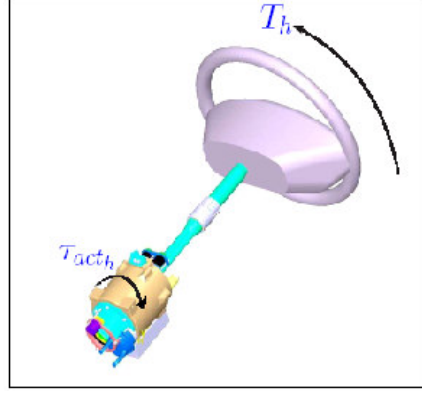
x = Dişli çubuk pozisyonu

6.3 Elektrikli Direksiyon Sisteminin Alt Sistemlerinin Matematiksel Modelleri

Sisteminin matematiksel modelini oluşturmak için bağımsız iki alt sisteme ayrılmaktadır. Birinci bölüm direksiyon sistemidir (Hand Wheel System). İkinci bölüm ise yol sistemidir (Road Wheel System). İlk olarak alt sistemlerden direksiyon sisteminin matematiksel modeli çıkartılmaktadır.

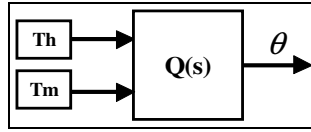
6.3.1 Direksiyon Sisteminin Matematiksel Modeli

Direksiyon sisteminin matematiksel modelinde, direksiyon üzerinde üretilen toplam moment ifadesine karşın, sistemdeki mekanik etkilerden dolayı oluşan kayıplar göz önünde bulundurularak, direksiyon simidin de oluşturulan açı esasına göre çıkarılmaktadır. Şekil 6.1'de direksiyon üzerinde üretilen toplam net moment gösterilmektedir. Bu şekilde de gösterildiği gibi, direksiyon üzerinde sürücü tarafından üretilen momente karşı, geri besleme motorunun referans değerlerine göre ürettiği moment ifadeleri, toplam net momenti oluşturmaktadır.



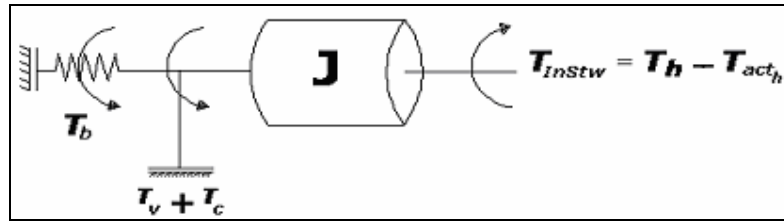
Şekil 6.1: Direksiyon Sisteminde Sürücü ve Geri Besleme Motorunun Ürettikleri Moment Yönleri

Direksiyon sistemindeki, sürtünme, sönüm ve atalet etkilerinden dolayı bir kayıp oluşmaktadır ve bu kayıplardan sonra direksiyonda bir açı değeri oluşmaktadır. Şekil 6.2’de direksiyon sisteminin sembolik blok diyagramı gösterilmektedir. Bu şekilde de gösterildiği gibi; T_h : sürücü tarafından üretilen momenti, T_m : geri besleme motoru tarafından üretilen momenti ve θ : direksiyon açısını ifade etmektedir.



Şekil 6.2: Direksiyon Sisteminin Sembolik Blok Diyagramı

Şekil 6.2’de gösterilen direksiyon sistemine ait sembolik blok diyagramda ifade edilen $Q(s)$, mekaniksel etkileri modellemektedir. $Q(s)$ ifadesinin daha anlaşılır olabilmesi için Şekil 6.3’de $Q(s)$ bloğunun içi ve dolayısıyla mekaniksel etkiler gösterilmektedir. Özetle, Şekil 6.3’de direksiyon sisteminde bulunan ve matematiksel modelde gösterilmesi gereken bütün momentler doğrultularıyla birlikte verilmektedir.

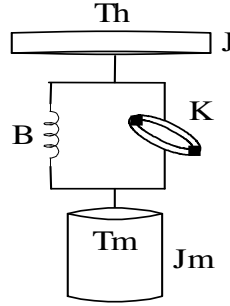


Şekil 6.3: Direksiyon Sisteminde Üretilen Momentler ve Yönleri

Şekil 6.1, Şekil 6.2 ve Şekil 6.3’de gösterilen direksiyon sistemi için matematiksel model, Denklem 6.6 ’da ifade edilmektedir. Bu ifadeden kolayca anlaşılacağı gibi, sürücü tarafından direksiyonda oluşturulan moment (T_h) değerinden, direksiyona bağlı motorda üretilen moment (T_{act_h}) değerlerinin çıkartılması sonucu elde edilen toplam moment, viskoz (T_v) ve Coulomb (T_c) sürtünme kuvvetlerinin oluşturduğu moment ve yay etkisinin oluşturduğu moment (T_b) değerleri çıkarıldığında atalet momentinin ($j \cdot \ddot{\theta}$) değeri elde edilir. Bu ifadedeki (θ) değeri direksiyon simidi açısıdır.

$$-j \cdot \ddot{\theta} + T_h - T_{act_h} = T_v + T_c + T_b \quad (6.6)$$

Denklem 6.6 ’da ifade edilen (j) değeri, toplam atalet değeridir. Yani bu değer hem direksiyon simidinin atalet değeri, hem de direksiyon simidine bağlı olan motorun atalet değeridir. Şekil 6.4’de direksiyon sisteminin daha iyi anlaşılabilmesi için, direksiyon simidi, geri besleme motoru ve sistemin modelinde kullanılan ifadeler gösterilmektedir [28]. Şekil 6.4’de sönüm etkisi B, sürtünme etkisi de K ile sembolize edilmektedir.

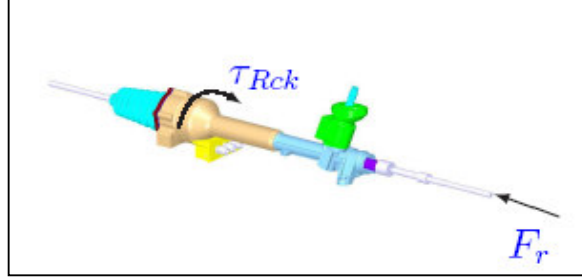


Şekil 6.4: Direksiyon Sisteminin Sembolik Modeli

6.3.2 Yol Sisteminin Matematiksel Modeli

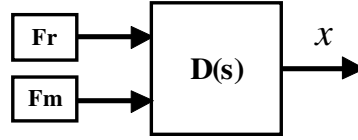
Yol sisteminin matematiksel modelinde, dişli çubuk üzerinde oluşan toplam kuvvet ifadesine karşın, sistemdeki mekanik etkilerden dolayı oluşan kayıplar göz önünde bulundurularak, dişli çubuk pozisyonunun yer değiştirmesi esasına göre çıkarılmaktadır. Şekil 6.5’de direksiyon üzerinde üretilen toplam net kuvvet gösterilmektedir. Bu şekilde de gösterildiği gibi, dişli çubuk üzerinde yol dinamiğinden, tekerleklerden ve diğer etkilerden dolayı üretilen kuvvete karşı,

hareketlendirici motorunun referans değerlerine göre ürettiği kuvvet ifadeleri, toplam net kuvveti oluşturmaktadır.



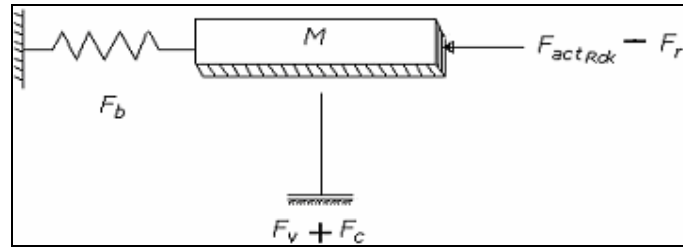
Şekil 6.5 : Yol Sisteminde, Motor Tarafından ve Yol Tarafından Üretilen Kuvvetler ve Yönleri [48]

Yol sistemindeki, sürtünme, sönüm ve kütle etkilerinden dolayı bir kayıp oluşmaktadır ve bu kayıplardan sonra dişli çubuk pozisyonunda bir yer değiştirme oluşmaktadır. Şekil 6.6'da yol sisteminin blok diyagramı gösterilmektedir. Bu şekilde de gösterildiği gibi; F_r : yol dinamiğinden, tekerleklerden ve diğer etkilerden dolayı üretilen kuvveti, F_m : hareketlendirici motoru tarafından üretilen kuvveti ve x : dişli çubuk pozisyonunu ifade etmektedir.



Şekil 6.6: Yol Sisteminin Sembolik Blok Diyagramı

Şekil 6.6'da gösterilen yol sistemine ait sembolik blok diyagramda ifade edilen $D(s)$, mekaniksel etkileri modellemektedir. $D(s)$ ifadesinin daha anlaşılır olabilmesi için Şekil 6.7'de $D(s)$ bloğunun içi ve dolayısıyla mekaniksel etkiler gösterilmektedir. Özetle, Şekil 6.7'de yol sisteminde bulunan ve matematiksel modelde gösterilmesi gereken bütün kuvvetler doğrultularıyla birlikte verilmektedir.



Şekil 6.7 : Yol Sisteminde Üretilen Kuvvetler ve Yönleri

Yol Sisteminin mekaniksel etkilerinin ifade edilmesinde kullanılan matematiksel modelinde;

- Kütle Kuvveti $(M \ddot{x})$
- Coulomb (F_c) ve Viskoz (F_v) Sürtünme Kuvvetleri
- Yay (Sönüm) (F_b) Kuvveti
- Yol şartlarından dolayı dişli çubuk üzerinde bir kuvvet uygulanır (F_r) .
- Hareketlendirici motorun ürettiği kuvvet $(F_{act_{Rck}})$ şeklinde ifade edilen kuvvetler bulunmaktadır.

Yol Sisteminin mekanik kısımlarının matematiksel modeli Denklem 6.7’de gösterilmektedir.

$$-M \cdot \ddot{x} + F_{act_{Rck}} - F_r = F_v + F_c + F_b \quad (6.7)$$

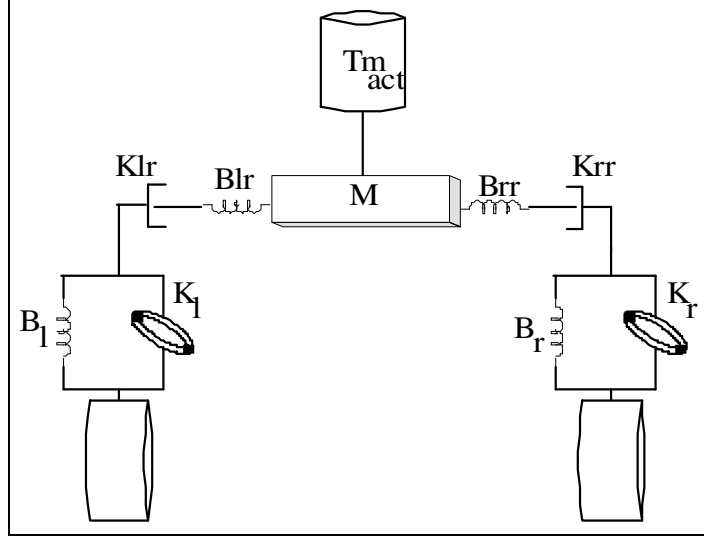
Denklem 6.7’de ifade edilen M kütlesi, sistemin kütlesidir. Dişli çubuğun ağırlığını ve hareketlendirici motorun indirgenmiş ağırlığını da içermektedir.

Şekil 6.8’de yol sisteminin daha iyi anlaşılabilmesi için, tekerlekler, hareketlendirici motoru ve sistemin modelinde kullanılan ifadeler gösterilmektedir [28]. Şekil 6.8’de sönüm etkisi B, sürtünme etkisi de K ile sembolize edilmektedir. Sistemin kütlesi M ile sembolize edilmektedir.

Şekil 6.8’deki semboller açıklanacak olunursa;

- B_l : Sol tekerlek sönüm etkisi
- K_l : Sol tekerlek sürtünme etkisi
- B_r : Sağ tekerlek sönüm etkisi
- K_r : Sağ tekerlek sürtünme etkisi
- B_{lr} : Dişli çubuk sol bölümü sönüm etkisi
- K_{lr} : Dişli çubuk sol bölümü sürtünme etkisi

- B_{rr} : Dişli çubuk sağ bölümü sönüm etkisi
- K_{rr} : Dişli çubuk sağ bölümü sürtünme etkisi



Şekil 6.8 : Yol Sisteminin Sembolik Modeli

Sistemin tanımlanması sırasında yapılan ölçümlerde yol sisteminin giriş parametresi, hareketlendirici motor tarafından üretilen moment (τ_{Rck}) değeridir. Sistemin çıkış parametresi ise motor açısıdır. Bundan dolayı, matematiksel modelde kullanılan kuvvet ifadeleri, moment ifadeleri haline getirilmektedir. Özellikle dişli çubuk hareketi, motor açısı cinsinden ifade edilmektedir.

Bu dönüşümlerin hesaplanmasında doğrusal bir bağıntı söz konusudur. Bu doğrusal sabiti, küresel vida iletim katsayısıdır. Bu katsayı i_s olarak ifade edilir. Günümüzde kullanılan araçlardaki geleneksel direksiyon sistemlerindeki küresel vidaların iletim katsayısı yaklaşık 50mm/tur mertebesinde [43].

Yol sisteminin tanımlanmasında, matematiksel modelinde ve diğer ifadelerde kullanılan küresel vida iletim katsayısı denklem 6.8’de verilmektedir.

$$i_s = \frac{50 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi} \left[\frac{m}{rad} \right] \quad (6.8)$$

Yol sisteminde bulunan küresel vidanın iletim katsayısı ile hareketlendirici motor açısı, dişli çubuk hareketine dönüştürülebilir. Hareketlendirici motorun açısı (θ_{Rck}), dişli çubuk pozisyonuna (x_{Rck}) dönüştürme ifadesi Denklem 6.9 ’da verilmektedir.

$$x_{Rck} = i_s \cdot \theta_{Rck} \quad (6.9)$$

Gerçek sistemde bu dönüştürme sırasında bir kayıp söz konusudur. Bu kayıp denklemde verim (η) ile ifade edilir. Denklem 6.9'a verim ifadesi eklenerek yeniden düzenlenmiştir. Düzenlenmiş Denklem 6.10 'da gösterilmektedir.

$$x_{Rck} = i_s \cdot \eta \cdot \theta_{Rck} \quad (6.10)$$

Yol sistemindeki dişli çubuk üzerine uygulanan bütün kuvvetler, küresel vida iletim katsayısı ve verim ile birer moment ifadeleri olarak yazılabilir. Sistemdeki kuvvet-moment dönüşümü ifadesi denklem 6.11'de verilmektedir.

$$T_{RACK} = i_s \cdot \eta \cdot F_{RACK} \quad (6.11)$$

Yukarıdaki ifadelerden ve katsayılardan yola çıkılarak Denklem 6.7 yeniden düzenlenmiştir. Yeniden düzenlenmiş bu ifade Denklem 6.12 'de verilmiştir.

$$-j \cdot \ddot{\theta}_{rck} + \tau_{Rck} - T_{rck} = T_{vRck} + T_{cRck} + T_{bRck} \quad (6.12)$$

6.4 Elektrikli Direksiyon Sisteminin Alt Sistemlerinin Diferansiyel İfadeleri ve Laplace Dönüşümleri

Sistemde oluşan kuvvetler ve momentler bilindiğinden, sistemin diferansiyel denklemleri oluşturulabilir. Bu şekilde, analitik formda sistem dinamikleri görülebilmektedir. Denklem 6.13a'da direksiyon sisteminin diferansiyel denklemi, Denklem 6.13b'de de Yol Sisteminin diferansiyel denklemi verilmiştir.

$$T_h - \tau_{act_h} = j \ddot{\theta}_{Stw} + K_{Stw} \dot{\theta}_{Stw} + K_{cStw} \text{sign}(\dot{\theta}_{Stw}) + B_{Stw} \theta_{Stw} \quad (6.13a)$$

$$\tau_{Rck} - T_{Rck} = j_{Rck} \ddot{\theta}_{Rck} + K_{Rck} \dot{\theta}_{Rck} + K_{cRck} \text{sign}(\dot{\theta}_{Rck}) + B_{Rck} \theta_{Rck} \quad (6.13b)$$

Denklemlerdeki $\left(\dot{\theta}_{Stw}\right)$ ifadesi direksiyon simidinde oluşan açısız hız değeridir. Aynı şekilde $\left(\dot{\theta}_{Rck}\right)$ ifadesi ise dişli çubuk hareketlendirici motorunun çıkış açısız hızıdır. Coulomb sürtünme kuvvetinin oluşturduğu moment ifadesi direksiyon sisteminde $\left(K_{cStw} \text{sign}\left(\dot{\theta}_{Stw}\right)\right)$ şeklinde gösterilmiştir. Aynı şekilde yol sisteminde ise $\left(K_{cRck} \text{sign}\left(\dot{\theta}_{Rck}\right)\right)$ şeklinde gösterilmiştir. Viskoz sürtünme kuvvetinin oluşturduğu moment ifadesi direksiyon sisteminde $\left(K_{Stw} \dot{\theta}_{Stw}\right)$ şeklinde gösterilmiştir. Aynı şekilde viskoz momentini yol sisteminde ise $\left(K_{Rck} \dot{\theta}_{Rck}\right)$ şeklinde gösterilmiştir. Son olarak yay kuvvetinin oluşturduğu moment ifadesi direksiyon sisteminde $\left(B_{Stw} \theta_{Stw}\right)$ şeklinde gösterilmiştir. Aynı moment ifadesi yol sisteminde ise $\left(B_{Rck} \theta_{Rck}\right)$ şeklinde gösterilmiştir.

Her iki alt sistem de (direksiyon sistemi ve yol sistemi) iki adet giriş parametresine sahiptir. Giriş parametrelerinden birincisi harici moment değeridir. Bu moment değeri; direksiyon sisteminde sürücü tarafından direksiyona uygulanan moment $\left(T_h\right)$ değeridir, yol sisteminde ise yol şartları (tekerlek yükü) tarafından dişli çubuk üzerinde oluşturulan moment $\left(T_{Rck}\right)$ değeridir.

Giriş parametrelerinden ikincisi ise uygulanan moment değeridir. Bu moment değeri, direksiyon sisteminde direksiyon simidine bağlanan geri besleme motorunun oluşturduğu moment $\left(\tau_{act_h}\right)$ değeridir, yol sisteminde ise dişli çubuğu hareketlendiren hareketlendirici motorun ürettiği moment $\left(\tau_{Rck}\right)$ değeridir. Bu ifadeler, Denklem 6.14a ve Denklem 6.14b'de verilmektedir.

$$T_{InStw} = T_h - \tau_{act_h} \quad (6.14a)$$

$$T_{InRck} = \tau_{Rck} - T_{Rck} \quad (6.13b)$$

Denklem 6.14a'da direksiyon sisteminin giriş parametreleri gösterilmektedir. Denklem 6.14b'de ise yol sisteminin giriş parametreleri gösterilmektedir.

Sistemin kontrol algoritması açısından kontrol edilebilecek iki giriş parametresi bulunmaktadır. Bu parametreler direksiyon sisteminde ve yol sisteminde bulunan motorların ürettikleri moment değerileridir. Direksiyon sisteminde sürücü tarafından

direksiyona uygulanan moment (T_h) değeri ve yol sistemindeki yol şartları (tekerlek yükü) tarafından dişli çubuk üzerinde oluşturulan moment (T_{Rck}) değeri kontrol edilemez büyüklüklerdir. Bu büyüklükler kontrol algoritması için referans değerinin belirlenmesinde kullanılmaktadır.

Denklem 6.12'deki ifadelerine Laplace dönüşümü uygulanırsa Denklem 6.15'de verilen transfer fonksiyonları elde edilmiş olmaktadır.

Denklem 6.15a'da gösterilen $S_h(s)$ transfer fonksiyonu direksiyon sistemine aittir. Direksiyon sistemine ait transfer fonksiyonunda uygulanan toplam moment değeri (T_{InStw}) giriş parametresidir. Çıkış parametresi olarak ta (θ_{Stw}) direksiyon simidi açısı ifade edilmektedir.

Denklem 6.15b'de gösterilen $W_{Rck}(s)$ transfer fonksiyonu yol sistemine aittir. Yol sistemine ait transfer fonksiyonunda uygulanan toplam moment değeri (T_{InRck}) giriş parametresidir. Çıkış parametresi olarak ta (θ_{Rck}) hareketlendirici motor açısı ifade edilmiştir. Denklem 6.15b 'de gösterilen $W_{Rck}(s)$ transfer fonksiyonu $S_R(s)$ şeklinde ifade edilen bir başka transfer fonksiyonu içermektedir. Bu transfer fonksiyonunda uygulanan kuvvet giriş parametresi ve dişli çubuğun pozisyonu çıkış parametresi olarak verilmiştir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta; i_s olarak ifade edilen küresel vida iletim katsayısı aynı zamanda küresel vidanın verimini de içermektedir. Yani " $i_s = i_s \cdot \eta$ " şeklinde yazılmıştır.

$$S_h(s) = \frac{\theta_{Stw}}{T_{InStw}} = \frac{1}{j_{Stw} \cdot s^2 + K_{Stw} \cdot s + B_{Stw}} \quad (6.15a)$$

$$W_{Rck}(s) = S_R(s) \cdot i_s = \frac{\theta_{Rck}}{T_{InRck}} = \frac{1}{j_{Rck} \cdot s^2 + K_{Rck} \cdot s + B_{Rck}} \quad (6.15b)$$

Denklem 6.14 ve denklem 6.15'de verilen ifadeler birleştirilerek ve düzenlenerek tekrar yazılmıştır. Denklem 6.16' da tekrar yazılmış ifadeler gösterilmektedir.

$$\theta_{Stw} = S_h(s) \cdot (T_h - \tau_{act_h}) \quad (6.16a)$$

$$x = S_R(s) \cdot \left(\frac{\tau_{Rck}}{i_s} - F_r \right) \quad (6.16b)$$

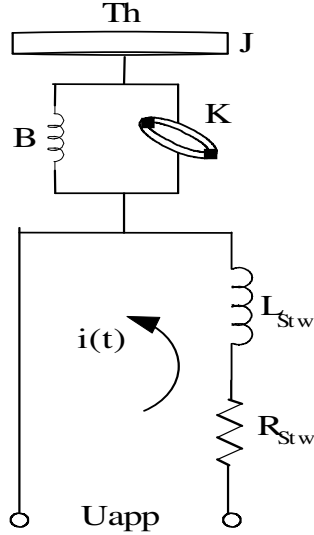
6.5 Doğru Akım Motoru Matematiksel Modeli

Elektrikli Direksiyon Sisteminde kullanılan, direksiyon simidine bağlanmış geri besleme motoru ve dişli (Kremayer) çubuğu ötelemekte kullanılan hareketlendirici motor, fırçasız doğru akım motoru olarak seçilmektedir. Bu nedenle, elektrikli direksiyon sisteminin matematiksel modelinde doğru akım motor modelinin de bulunması gerekmektedir.

Tez çalışmasında, doğru akım motor modeli, elektrikli direksiyon sistemine entegre edilerek modellenmesi yapılacaktır. Bu nedenle direksiyon sistemi ve yol sistemi için ayrı iki model tanımlanmaktadır.

6.5.1 Direksiyon Sisteminin Modeliyle Doğru Akım Motor Modelinin Birleştirilmesi

Doğru akım motorunun direksiyon sistemine birleştirilmesinin anlaşılabilir olması için Şekil 6.9 verilmektedir.



Şekil 6.9 : Doğru Akım Motorunun Direksiyon Sistemine Birleştirilmiş Görünüşü

Doğru akım motorunun armatür direnci R_{Stw} [Ω], armatür endüktansı L_{Stw} [H], indüklenen gerilim katsayısı K_e , ürettiği moment katsayısı K_m , açısal hızı w_m [rad/s], akım değeri i [A] ve ürettiği moment ifadesi τ_m [Nm] şeklinde ifade edilmiştir. Motorun gerçekleşen açı değeri θ [rad] ile ifade edilmektedir. Denklem 6.17a'da doğru akım motorunun genel matematiksel ifadesi verilmiştir. Denklem 6.17b'de doğru akım motorunun indüklenen gerilim ifadesi verilmektedir.

$$U_{app} = U_{emf} + i(t) \cdot R_{Stw} + L_{Stw} \frac{di(t)}{dt} \quad (6.17a)$$

$$U_{emf} = K_e \cdot \omega_m(t) \quad (6.17b)$$

Denklem 6.18'a doğru akım motorunun ürettiği moment ifadesi verilmiştir. Denklem 6.18b'de motor tarafından üretilen momentin, motor ve yük momentleriyle beraber ifadesi verilmiştir. Denklem 6.18b'de “j” motor ve yükün toplam ataletini, “K” motor ve yükün toplam viskoz sürtünme katsayısını, “B” ise yükün yay sönüm katsayısını ifade eder.

$$\tau_m = K_m \cdot i(t) \quad (6.18a)$$

$$\tau_m = j \ddot{\theta} + K \dot{\theta} + B \theta \quad (6.18b)$$

Denklem 6.18 yeniden düzenlenerek yeni bir ifade elde edilmiştir. Bu ifade Denklem 6.19'da gösterilmektedir.

$$\tau_m = j \ddot{\theta} + K \dot{\theta} + B \theta = K_m \cdot i(t) \quad (6.19)$$

Denklem 6.17, denklem 6.18 ve denklem 6.19'de verilen ifadeler yeniden düzenlenip Laplace dönüşümlerinin ifade edilmesi ile doğru akım motorunun matematiksel modeli sağlanmış olmaktadır. Denklem 6.19 ifadesinin Laplace dönüşümü alınmasıyla, denklem 6.20'de gösterilen ifade elde edilmektedir.

$$K_m \cdot I(s) = \theta(s) \cdot [js^2 + Ks + B] \quad (6.20)$$

Denklem 6.17b ifadesinin Laplace dönüşümü alınarak Denklem 6.21a'de gösterilen ifade elde edilmiştir. Denklem 6.17a ifadesinin Laplace dönüşümü alınarak Denklem 6.21b'de gösterilen ifade elde edilmiştir.

$$U_{emf} = K_e \cdot s \theta(s) \quad (6.21a)$$

$$U_{app} = K_e \cdot s \theta(s) + I(s) \cdot [R_{Stw} + L_{Stw} s] \quad (6.21b)$$

Denklem 6.20 ve denklem 6.21 birleştirilerek doğru akım motorunun matematiksel elde edilmiş olur. Elde edilen doğru akım motorunun matematiksel modelinde giriş değeri motora uygulanan gerilim değeridir, çıkış değeri ise motorun gerçekleşen pozisyon açısı değeridir. Doğru akım motorunun matematiksel modeli Denklem 6.22 'de gösterilmiştir.

$$\frac{\theta}{U_{app}} = \frac{K_m}{[R_{Srw} + L_{Srw}s] \cdot [js^2 + Ks + B] + K_m K_e s} \quad (6.22)$$

6.5.2 Yol Sisteminin Modeline Doğru Akım Motor Modeliyle Birleştirilmesi

Yol Sisteminde motorda üretilen dönele hareket bir dişli ile öteleme hareketine dönüştürülmektedir. Bu yüzden, kullanılacak bu modelde dişli dönüştürme oranında bulunması gerekmektedir. Dönele hareketin, öteleme hareketine dönüştürülmesi göz önünde bulundurularak yol sistemi için yeniden bir matematiksel denklem çıkarılacaktır. Denklem 6.23'de öteleme hareketinin dinamik modeli verilmiştir.

$$F_{Rck} = M \frac{d^2 x_{Rck}}{dt^2} + K_{Rck} \frac{dx}{dt} + Bx_{Rck} \quad (6.23)$$

Denklem 6.23 ifadesinin Laplace transformasyonu alınarak Denklem 6.24'de yeniden ifade edilmiştir.

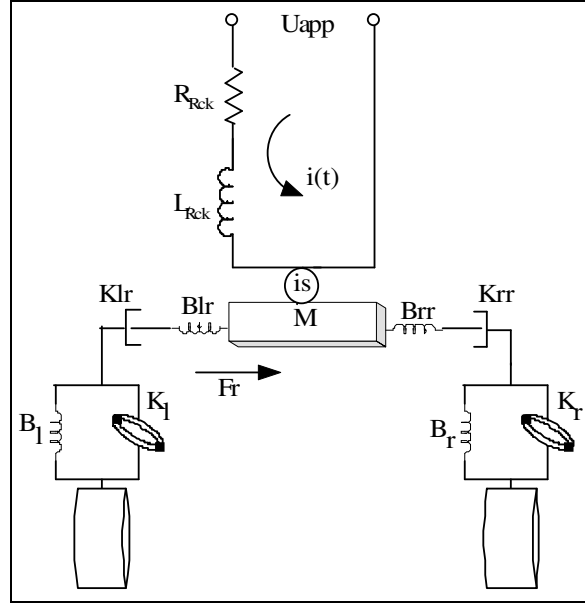
$$F_{Rck}(s) = (M_{Rck}s^2 + K_{Rck}s + B_{Rck})x_{Rck}(s) \quad (6.24)$$

Doğru akım motorunun çıkışındaki dönele hareket, küresel vida yardımıyla dişli çubuk üzerinde öteleme hareketine dönüştürülür. Denklem 6.25a'da Moment (T) ifadesiyle kuvvet (F) ifadesi arasındaki bağıntı verilmektedir. Aynı bağıntı kullanılarak motor açısı (θ) ile öteleme miktarı (x) arasındaki bağıntı Denklem 6.25b 'de verilmektedir.

$$T_{Rck} = i_s \cdot F_{Rck} \quad (6.25a)$$

$$x_{Rck} = i_s \cdot \theta_{Rck} \quad (6.25b)$$

Doğru akım motorunun direksiyon sistemine entegrasyonun anlaşılabilir olması için Şekil 6.10 verilmektedir.



Şekil 6.10 : Doğru Akım Motorunun Yol Sistemine Birleştirilmiş Görünüşü

Denklem 6.24 ve Denklem 6.25 ifadeleri kullanılarak, doğru akım motorunun matematiksel modeli yeniden oluşturulur. Yeniden oluşturulan ve öteleme hareketinin olduğu Yol Sisteminde kullanılan matematiksel ifade denklem 6.26'da verilmiştir. Bu denklemde görüldüğü gibi; matematiksel ifadenin giriş parametresi motora uygulana gerilim değeri, çıkış parametresi ise öteleme miktarıdır. Yol sisteminin simülasyonu esnasında MATLAB modelinde motorun çıkışında kullanılan dişli çevirme oranı da dikkate alınmaktadır.

$$\frac{x_{Rck}}{U_{Rck\ app}} = \frac{i_s \cdot K_{Rck\ m}}{i_s \cdot [R_{Rck} + L_{Rck} s] \cdot [M_{Rck} s^2 + K_{Rck} s + B_{Rck}] + K_{Rck\ m} \cdot K_{Rck\ e} s} \quad (6.26)$$

7. GERİ BESLEME MOMENTİ TASARIMI

7.1 Giriş

Bu bölümde, sürücüye yol dinamiği hakkında gerçeğe yakın bir bilgi vermek için direksiyona bağlanan geri besleme motorunun üretmesi gereken moment ifadesinin elde edilmesine ait bir tasarım yapılmaktadır.

7.2 Direksiyon Sisteminde Yol Hissini Sağlayan Moment İfadesinin Tasarımı

Elektrikli direksiyon sisteminde, direksiyon alt sistemindeki amaç, sürüye araç dinamiği hakkında gerçek bir geri dönüş sağlamaktır. Bu amaçla, elektrikli direksiyon sisteminde, sürücüye yol hissini sağlayan bir momentin varlığı söz konusudur. Direksiyon sisteminde direksiyona bağlı elektrik motoru ile oluşturulacak bu moment sayesinde sürücüye yol hissi verilmektedir [49]. Yol hissi ayarlanabilir olmalıdır. Ayarlanabilir olmasının getirdiği en büyük avantaj, değişen sürüş isteklerine karşın kolay uyum sağlanabilmesidir.

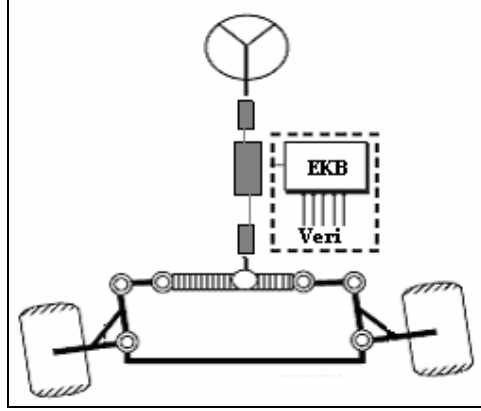
Bu konuda araştırmacılar tekerleklerin konumunu izleyen doğrusal olmayan modeller geliştirmişler ve uygulamışlardır [50-53]. Birkaç araştırmacı ise ihtiyaç duyduğunda sürücüden kontrolü alan modeller geliştirmiştir [54, 55].

Otomotiv sektöründe çalışan mühendisler, yönlendirme konularında araştırma yapan bilim adamları ve bu gibi yer araçlarının yönlendirmesiyle ilgili uğraşan araştırmacılar, araç dinamiğinin ve yönlendirmenin modellenmesinde bisiklet (bicycle) modelini kullanmaktadır [56-60].

Bisiklet modelinde yönlendirme açısı, aracın hızı, tekerleklerle yol arasında temas eden noktaların sürtünme katsayısı, tekerleklerin ağırlık merkezine olan uzaklıkları, tekerleklerin kayma açısı gibi parametreler bulunmaktadır. Tez çalışmasında kullandığım yol hissi moment ifadesinin elde edilmesinde, aracın ön dingil geometrisinin etkisi, bisiklet modeli ve sürüş isteğine göre değiştirilebilir

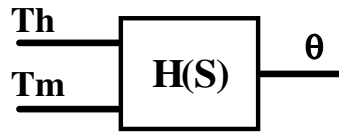
parametrelerden oluşmaktadır. Tekerlek kuvveti gibi doğrusal olmayan ve modellenmesi zor parametreler elde edeceğim ifadenin dışında tutulmaktadır.

Şekil 7.1’de gösterilen ön dingil geometrisini etkisi aracın durağanlığının temelini oluşturmaktadır [61]. Şekil 7.1’de, elektrikli direksiyon sisteminin sembolik gösterimi verilmiştir. Bu sembolik gösterimde EKB sayesinde aracın durağanlığı sağlanabilmektedir.



Şekil 7.1 : Direksiyon Sisteminin Ön Dingil Görünüşü [61]

Şekil 7.2’de gösterilen direksiyon sistemine ait blok diyagramda sürücünün uyguladığı moment ifadesine karşın direksiyona bağlı elektrik motorunun uyguladığı bir moment söz konusudur. Toplam moment sayesinde sürücü tarafından direksiyonda istenen açı değeri elde edilmektedir. Bu toplam moment ifadesi Denklem 7.1’de verilmektedir.



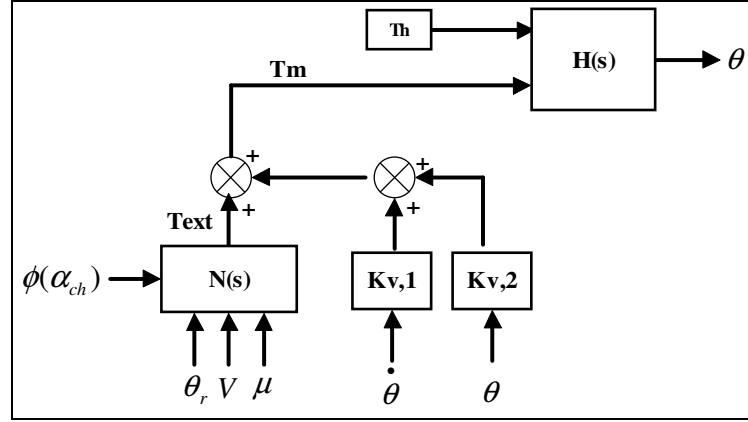
Şekil 7.2 : Direksiyon Sistemi Genel Moment Blok Diyagramı

$$T_{net} = T_h - T_m \quad (7.1)$$

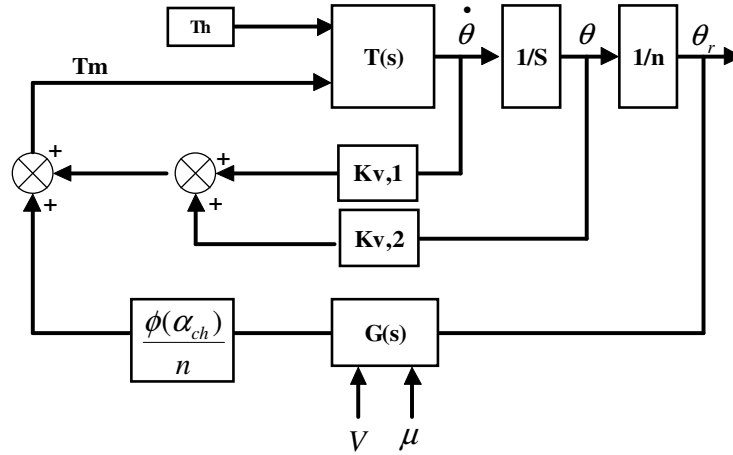
$$T_m = T_{ext} + K_{v,1} \cdot \dot{\theta} + K_{v,2} \cdot \theta \quad (7.2)$$

Direksiyon sisteminde direksiyona bağlı elektrik motorunun üretmesi gereken moment ifadesinde Şekil 7.3'de gösterildiği gibi bir takım parametreler bulunmaktadır. Bu parametreler;

- Hıza ve tekerlek ile yol arasındaki sürtünmeye bağlı sürtünme katsayısına bağlı değişen araç dinamiğinden gelen parametreler,
- Ön dingil geometrisinden gelen parametreler
- Sürüş isteğine bağlı değiştirilebilir, durağanlık parametreleri



Şekil 7.3a : Geri Besleme Momenti İfadesinin Blok Diyagramı

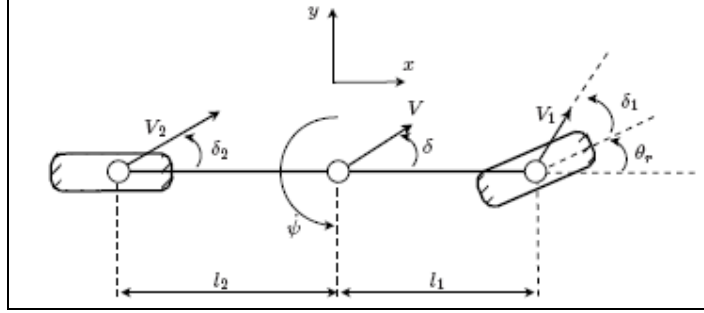


Şekil 7.3b : Geri Besleme Momenti İfadesinin Blok Diyagramı

Denklem 7.2'deki T_{ext} şeklindeki sembol ön dingil geometrisinden dolayı oluşan moment ifadesini göstermektedir. Bu moment ifadesine $f(\mu, v)$ şeklinde, araç dinamiğinin bisiklet modeliyle elde edilmesi sonucu çıkarılan ifadeden gelinecektir. Kalan diğer iki ifade ise değişen sürüş isteklerine bağlı olarak değiştirilebilen katsayıları ve etkilerini göstermektedir.

7.2.1 Araç Dinamiği Etkisi

Araç dinamiğinin etkisi incelenirken bisiklet modelinden yararlanılmaktadır. Klasik Bisiklet modeli Şekil 7.4’de gösterilmektedir.



Şekil 7.4 : Bisiklet Modeli Mimarisi [61]

Klasik bisiklet modelini Denklem 7.3’de gösterildiği gibi modellenenilmektedir.

$$\dot{x} = Ax + By \quad (7.3a)$$

$$x = \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \delta \end{bmatrix} \quad (7.3b)$$

$$y = \theta_r \quad (7.3c)$$

Denklem 7.3’de verilen ifadelerdeki matrisler Denklem 7.4’de verilmektedir.

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2}{V \cdot I_z} & \frac{C_2 \cdot l_2 - C_1 \cdot l_1}{I_z} \\ \frac{C_2 \cdot l_2 - C_1 \cdot l_1}{M \cdot V^2} - 1 & -\frac{C_2 + C_1}{M \cdot V} \end{bmatrix}_r \quad (7.4a)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{C_1 \cdot l_1}{I_z} \\ \frac{C_1}{M \cdot V} \end{bmatrix} \quad (7.4b)$$

Denklem 7.4'deki matrisler Denklem 7.3'de yerine yazılırsa Denklem 7.5 elde edilmektedir.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{C_1 \cdot l_1^2 + C_2 \cdot l_2^2}{V \cdot I_z} & \frac{C_2 \cdot l_2 - C_1 \cdot l_1}{I_z} \\ \frac{C_2 \cdot l_2 - C_1 \cdot l_1}{M \cdot V^2} - 1 & -\frac{C_2 + C_1}{M \cdot V} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\psi} \\ \delta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_1 \cdot l_1}{I_z} \\ \frac{C_1}{M \cdot V} \end{bmatrix} \theta_r \quad (7.5)$$

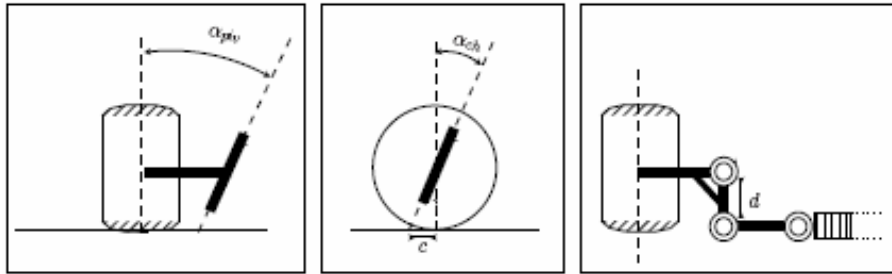
Şekil 7.4 ve Denklem 7.5'deki ifadeler açıklanacak olunursa; θ_r ön tekerlek açısıdır. δ_1 ve δ_2 ifadeleri ise sırasıyla ön ve arka tekerleğin kayma açısıdır. Ağırlık merkezindeki kayma açısı δ olarak ifade edilmiştir. Sapma açısı $\dot{\psi}$ şeklinde ifadesi edilmiştir. l_1 ve l_2 sırasıyla ön ve arka tekerleklerin ağırlık merkezine olan uzaklığıdır. Tekerleklerin, yol ile temas eden noktalarındaki sürtünme katsayısı ön ve arka tekerler için sırasıyla C_1 ve C_2 şeklinde ifade edilmiştir. $C_1 = \mu \cdot \bar{C}_1$ şeklinde bir ifadedir. \bar{C}_1 , sabit bir katsayıdır. Tekerlekle ile yol arasındaki sürtünme kuvvetini belirten katsayı $\mu \in [0,1]$ şeklinde değişmektedir. Aracın kütlesi M olarak ifade edilmiştir. I_z ifadesi ise sapma momentidir. V ise, $\cos(\delta) \approx 1$ olduğu durumlarda aracın boyuna hızını ifade etmektedir.

Yukarıdaki açıklamalar ışığında bisiklet modelinin diferansiyel denklem matrisi Denklem 5'de verilmektedir

7.2.2 Ön Dingil Geometrisinin Etkisi

Ön dingil geometrisine bağlı olarak yol hissini sağlayacak motorun üretmesi gereken moment ifadesi değişim göstermektedir. Ön dingil geometrisi otomobillerin markasına ve otomobilin özelliklerine bağlı olarak değişimler gösterir.

Şekil 7.5'de ön dingil geometrisinin çeşitli açılardan görüntüsü gösterilmektedir.



Şekil 7.5 : Ön Dingilin Farklı Yönlerden Görünüşü [61]

Ön dingil geometrisinden dolayı oluşan yanal kuvvet F_y , Denklem 7.6'da verilmektedir.

$$F_y = -C_1 \cdot \delta_1 = -C_1 \left(\frac{l_1}{V} \dot{\psi} + \delta - \theta_r \right) \quad (7.6)$$

Denklem 7.6'da verilen ifade V ve δ değerleri sabit olduğu varsayılırsa, Denklem 7.7'de gösterildiği gibi $G(s) : \theta_r \rightarrow F$ şeklinde bir transfer fonksiyon ile yazılabilmektedir.

$$F_y = G(s) \cdot \theta_r \quad (7.7)$$

Şekil 7.5'de tekerleklerin basit bir şekilde dişli çubuğa ve dingile bağlantısı gösterilmiştir. Şekil 7.5a'da ön dingil geometrisinin önden görünüşü gösterilmiştir. Bu görünüşte iki adet büyüklük söz konusudur. α_{piv} şeklinde gösterilen büyüklük, eksen yatmasını göstermektedir (Kamber Açısı).

Şekil 7.5b'de ön dingil geometrisinin yandan görünüşü gösterilmiştir. α_{ch} şeklinde gösterilen büyüklük, kaster açısını göstermektedir. c ise, geometrik izdüşümü, Denklem 7.8a'daki c_t ise lastik izini ifade eder .

Şekil 7.5c'de ön dingil geometrisinin üstten görünüşü gösterilmiştir. Bu görünüşte d , direksiyon deveboynu uzunluğunu göstermektedir.

Denklem 7.7'de gösterilen $G(s)$ doğrusal fonksiyonu Denklem 7.5 ve 7.6 ifadelerinin birleştirilmesi sonucu elde edilmektedir. Denklem 7.6'da ifade edilen F_y yanal kuvveti dişli çubuk üzerinde bir kuvvet oluşturur. Bu kuvvet, Denklem 7.8'de gösterilmektedir.

$$F_{DC} = -\frac{\cos(\alpha_{ch})^2}{d} (r \cdot \tan(\alpha_{ch}) + c_t) F_y \quad (7.8a)$$

$$F_{DC} = \frac{\phi(\alpha_{ch})}{d} F_y \quad (7.8b)$$

Dişli çubuk üzerinde oluşan bu kuvvet yönetim kolonu üzerinde bir moment oluşturur bu moment ifadesi Denklem 7.9'da verilmektedir. R_{pc} , geometrik sabittir.

$$T_{ext} = R_{pc} \cdot F_{DC} = R_{pc} \cdot \frac{\phi(\alpha_{ch})}{d} \cdot G(s) \cdot \theta_r \quad (7.9)$$

7.3 Direksiyon Sistemindeki Yol Hissini Sağlayan Moment İfadesini Etkileyen Faktörler

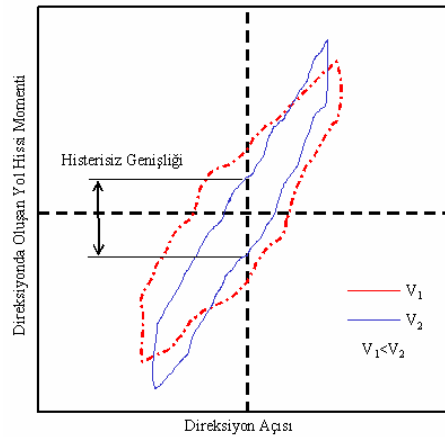
Direksiyonda sürücüye verilecek yol hissi, elektrikli direksiyon sisteminin en önemli parametresidir. Sürücüye konforlu bir sürüş keyfi yaşatmak için bu parametre ayarlanabilir olmalıdır [62].

Direksiyondaki yol hissini sağlayan moment ve direksiyon açısı arasındaki ilişkide otomobilin hızı, tekerlek özelliğinin etkisi, süspansiyon geometrisinin etkisi ve yolun etkisi bulunmaktadır [63].

Direksiyonda oluşan moment ifadesi T_h , direksiyon açısına δ_h , otomobil hızına V , tekerlek özelliğine CS , süspansiyon geometrisine Ca ve yol durumuna μ bağlı bir fonksiyon olarak ifade edilebilir. Bu fonksiyon Denklem 7.10'da verilmektedir.

$$T_h = f(\delta_h, V, CS, Ca, \mu) \quad (7.10)$$

Otomobil hızının, yol hissi amacıyla direksiyonda oluşan moment ile direksiyon açısına etkisi Şekil 7.6'da gösterilmektedir.

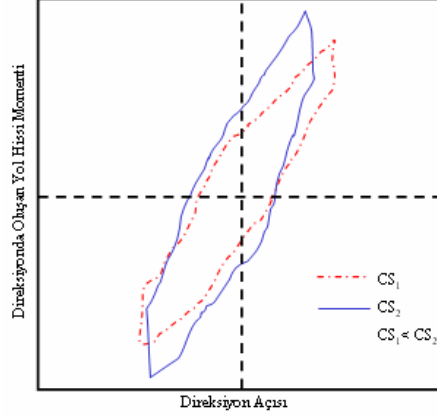


Şekil 7.6 : Direksiyonda Oluşan Yol Hissi Momenti ve Direksiyon Açısına , Otomobil Hızının Etkisi

Yüksek otomobil hızlarında direksiyonda oluşan moment ile direksiyon açısı arasındaki eğim T_h / δ_h artmaktadır. Otomobillerde yüksek hızlarda histerisiz

genişliği azalmaktadır. Düşük hızlarda direksiyon açısı sıfır pozisyonunda iken oluşan moment miktarı artmaktadır.

Otomobiller de kullanılan tekerleklerin özelliklerinin, yol hissi amacıyla direksiyonda oluşan moment ile direksiyon açısına etkisi Şekil 7.7’de gösterilmektedir.



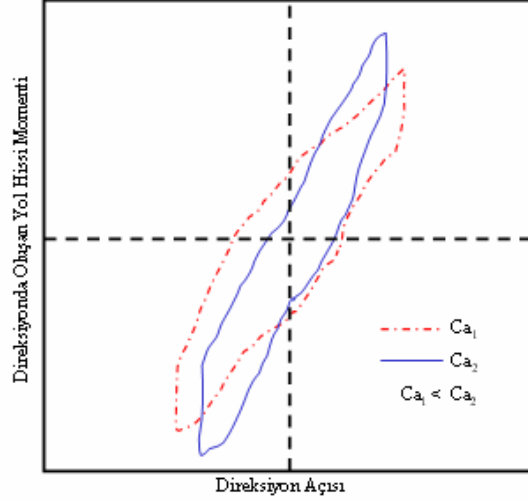
Şekil 7.7 : Direksiyonda Oluşan Yol Hissi Momenti ve Direksiyon Açısına , Tekerlek Özelliklerinin Etkisi

Kullanılan tekerleklerin katılığının artmasıyla birlikte direksiyonda oluşan moment ile direksiyon açısı arasındaki eğim T_h / δ_h artmaktadır. Otomobillerde kullanılan tekerleklerin katılık özellikleri arttıkça histerisiz genişliği artmaktadır. Tekerleklerin katılığının yükseltilmesiyle birlikte, direksiyon açısı sıfır pozisyonunda iken oluşan moment miktarı artmaktadır.

Otomobillerde kullanılan süspansiyonların özelliklerinin, yol hissi amacıyla direksiyonda oluşan moment ile direksiyon açısına etkisi Şekil 7.8’de verilmektedir.

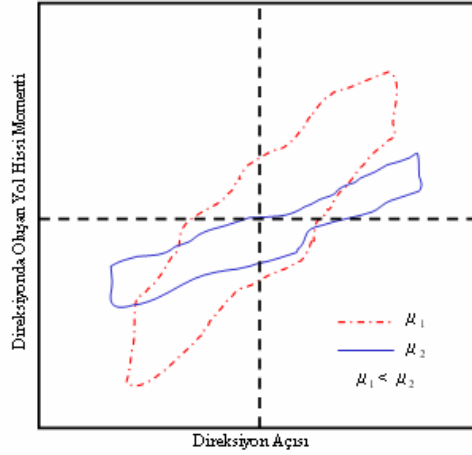
Kaster katsayısı arttığı zaman direksiyonda oluşan moment ile direksiyon açısı arasındaki eğim T_h / δ_h artmaktadır.

Otomobillerdeki kaster katsayısı azaldıkça histerisiz genişliği artmaktadır. Kaster katsayısının azalmasıyla birlikte, direksiyon açısı sıfır pozisyonunda iken oluşan moment miktarı artmaktadır.



Şekil 7.8 : Direksiyonda Oluşan Yol Hissi Momenti ve Direksiyon Açısına , Süspansiyon Özelliklerinin Etkisi

Yol özelliklerinin, yol hissi amacıyla direksiyonda oluşan moment ile direksiyon açısına etkisi Şekil 7.9’da verilmektedir.



Şekil 5.9 : Direksiyonda Oluşan Yol Hissi Momenti ve Direksiyon Açısına , Süspansiyon Özelliklerinin Etkisi

Yol ile tekerlekler arasındaki sürtünme katsayısı (μ) arttığı zaman direksiyonda oluşan moment ile direksiyon açısı arasındaki eğim T_h / δ_h azalmaktadır. Sürtünme katsayısı azaldıkça histerisiz genişliği artmaktadır. Sürtünme katsayısının azalmasıyla birlikte, direksiyon açısı sıfır pozisyonunda iken oluşan moment miktarı artmaktadır.

8. ELEKTRİKLİ DİREKSİYON SİSTEMİNİN MATLAB PROGRAMI İLE SİMÜLASYONU

8.1 Giriş

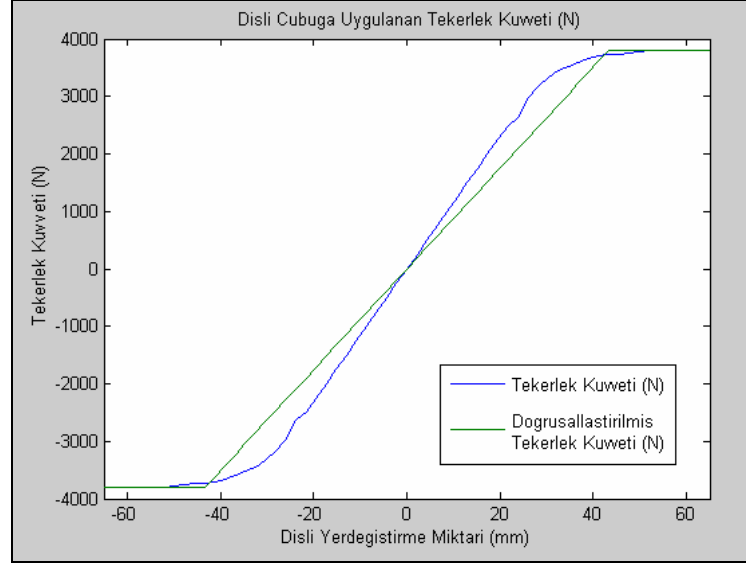
Bu bölümde, elektrikli direksiyon sisteminin bir önceki bölümlerde çıkartılan matematiksel ifadelerinin ışığında simülasyonu yapılmaktadır. Gerçekleştirilen simülasyonlar önceki bölümlerde olduğu gibi sistem bölümlere ayrılıp çözümlenmektedir. Daha sonra bu sistemler bir bütün haline getirilerek simülasyonu tamamlamaktadır. Simülasyona öncelikle yol sisteminden başlanmaktadır. Yol sisteminde dişli çubuğu hareketlendiren motorun karakteristikleri, motorun kontrolörü, Pajeka'nın tekerlek formülü ve sistemin genel karakteristikleri gözlenmektedir. Direksiyon sisteminin simülasyonunun gerçekleştirilmesi sırasında ise Bölüm7'de anlatılan geri besleme etkisi, sürücü momenti ve direksiyon açısı değişimi gözlenmektedir. Elektrikli direksiyon sisteminin simülasyonu Matlab programında gerçekleştirilmektedir[68].

8.2 Yol Sisteminin Simülasyonu

Yol sisteminin simülasyonu gerçekleştirilirken en temel modelden başlanarak en karmaşık modele doğru sistemdeki etkilerin modelleri eklenmektedir. Bu doğrultuda, Denklem 6.15 ve Denklem 6.16'da verilen ifadelerden elde edilen, sisteme ait Matlab Simulink modeli Şekil G.1'de verilmektedir. Bu modelde, sistemdeki sürtünme kuvveti, sistemin kütlesi ve sistemdeki sönüm etkisi gösterilmektedir. Bu model yol sisteminin en temel halidir.

Yol sisteminde bulunan tekerlekler, dişli çubuk üzerine bir kuvvet uygulamaktadır. Bu kuvvetin etkisi, Ek_F' de verilen Pajeka'nın geliştirdiği, tekerlek formülü ile açıklanmaktadır. Tekerleklerden dolayı oluşan bu kuvvet, Denklem 6.16b'de F_r sembolü ile ifade edilmektedir. Pajeka'nın tekerlek formülünden yararlanılarak, dişli çubuk pozisyonuna göre oluşan tekerlek kuvveti Şekil 8.1'de verilmektedir.

Dişli çubuk için, kurs sonu değeri 130 mm civarındadır. Bunun anlamı; dişli çubuk tam ortada iken, 65 mm sağa ve 65 mm sola hareket edebilir.



Şekil 8.1 : Dişli Çubuk Pozisyonuna Göre Oluşan Tekerlek Kuvveti

Dişli çubuk üzerinde oluşan tekerlek kuvveti, doğrusal olmayan, katsayılarla bağlı bir ifadedir. Simülasyon kolaylığı açısından bu ifade doğrulaştırılmıştır. Dişli çubuğun en son sağda veya solda en son noktası için oluşan tekerlek kuvveti, 3800 N mertebesindedir.

Şekil G.1’de verilen yol sisteminin temel modeline tekerleklerden dolayı oluşan kuvvetin etkisi de eklenmektedir. Bu eklemelerden sonra oluşan simulink modeli şekil G.2’de gösterilmektedir. Doğrusallaştırma yapılırken, dişli çubuğun ± 43.333 mm yer değiştirmesinden sonra oluşan kuvvet sabit olarak devam etmektedir.

Şekil G.2’de gösterilen yol sisteminin modelinin simülasyonu gerçekleştirilirken sistem parametreleri olarak, 2004 yılında Budapeşte Teknoloji ve Ekonomi Üniversitesinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sonunda elde edilen değerler kullanılmaktadır. [32]

Tablo 8.1: Yol Sistemi Simülasyon Parametreleri

M	1352 kg
Krck	10629 Ns/m
Brck	1161 N/m

Dişli çubuğunun hareket ettirilebilmesi için yol sisteminde bulunan motorun matematiksel modeli, şekil G.2’de verilen modele birleştirilmektedir. Bu birleştirme, Denklem 6.26’da ifade edilmektedir. Birleştirme sonunda, yol sisteminin, simülasyon modeli son halini almaktadır. Şekil G.3’ de gösterilen modelde kullanılan motorun parametreleri Ek_J’ de verilmektedir. Simülasyon modelinde kullanılan motorun seçimi aşağıda verilmektedir. Dişli verimi 0,98 olarak kabul edilmektedir. Maksimum kuvvet değeri Denklem 8.1’de verilmektedir. Dişli oranı yardımıyla maksimum moment ifadesi elde edilmektedir. Maksimum moment ifadesi Denklem 9.3’de verilmektedir.

$$F_{\max} = 3810N \quad (8.1)$$

$$i_s = \frac{50 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2\pi \text{ rad}} \quad (8.2)$$

$$M_{\max} = F_{\max} \cdot i_s = 3810 \cdot \frac{50 \cdot 10^{-3}}{2\pi} = 30,63 \text{ Nm} \quad (8.3)$$

$$Vr_{\max} = 66,25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}}{\text{sn}} \quad (8.4)$$

Dişli çubuğun maksimum doğrusal hızı Denklem 9.4’de gösterilmektedir. Dişli çubuk maksimum doğrusal hareketini gerçekleştirirken, kullanılacak motorun çıkışındaki maksimum açısal hız, Denklem 9.5’ de gösterilmektedir.

$$\dot{\theta}_{\max} = \frac{Vr_{\max}}{i_s} = \frac{66,25 \cdot 10^{-3}}{50 \cdot 10^{-3}} \cdot 2\pi = 2,65 \cdot \pi \frac{\text{rad}}{\text{sn}} \quad (8.5)$$

Yukarıda verilen değerlerden yararlanılarak, motor gücü hesaplanmaktadır. Motor gücünün hesaplanmasına ait ifade Denklem 9.6’ da gösterilmektedir.

$$P_m = M_{\max} \cdot \dot{\theta}_{\max} = (30,63) \cdot (2,65 \cdot \pi) = 255 \text{ W} \quad (8.6)$$

Motorun üretmesi gereken güç, kullanılan dişlinin verimine bağlı olarak Denklem 9.6’da verilen değerden daha büyük olmak zorundadır.

$$P_{\text{mout},1} = \frac{P_m}{\eta} = \frac{255}{0,98} = 260,20 \text{ W} \quad (8.7)$$

Denklem 9.7’de verilen güç ifadesinden yararlanılarak, dişli çubuk hareketlendiricinin motor gücü 400 W olarak seçilmektedir. Bu motor Maxon firmasının fırçasız doğru akım motoru olan, “EC 60” modeli olarak seçilmektedir. Seçilen bu motorun karakteristikleri ve verimi incelendiğinde yol sistemi için uygun bir motor olduğu görülmektedir. Motor parametreleri Ek_J’ de verilmektedir.

$$P_{\text{mout},2} = \frac{P_{\text{mout},1}}{\eta_m} = \frac{260,20}{0,86} = 302,56 \text{ W} \quad (8.8)$$

Yol sisteminde kullanılan motorun çıkışında, hızı düşürüp, çıkış momentini arttırmak amacıyla bir dişli bulunmaktadır. Gerekli momentin elde edilmesi için kullanılan dişlinin oranı 25:1 olarak seçilmektedir. Kullanılan dişlinin parametreleri Ek_K’ da verilmektedir. Dişli verimi de göz önüne alındığında, yol sistemi için gerekli gücün sağlanmakta olduğu görülmektedir.

$$P_{\text{mout},3} = \frac{P_{\text{mout},2}}{\eta_d} = \frac{302,56}{0,75} = 403,41 \text{ W} \quad (8.9)$$

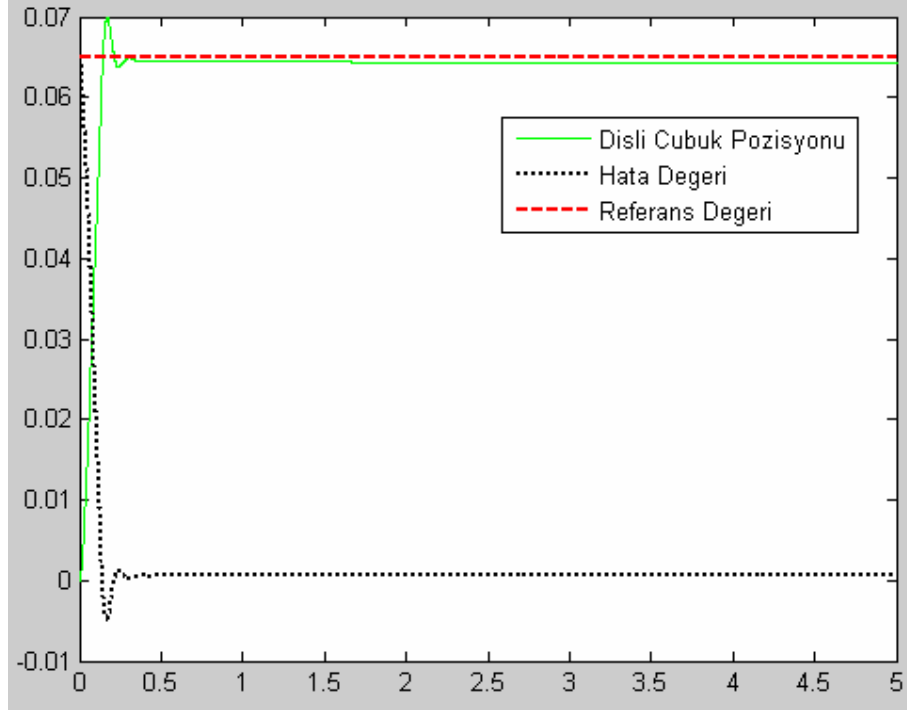
Yol sisteminin motoru seçildikten sonra, şekil G.3’de gösterilen modeldeki sistem parametreleri yerine konulmaktadır. Sistem kapalı-döngü bir kontrolöre gereksinim duymaktadır. İstenilen dişli pozisyonuna, istenilen zamanda ulaşması için klasik PID kontrolörü kullanılmaktadır. PID kontrolüne ait açıklamalar Bölüm9’da anlatılmaktadır. Şekil G.4’de yol sisteminin PID kontrolör ile kontrol algoritması gösterilmektedir. PID katsayılarının belirlenmesi için Matlab programındaki “Simulink Cevab Optimizasyonu” (Simulink Response Optimization) özelliği kullanılmaktadır. Bu özellikte, sisteminizin, verdiğiniz giriş değerine karşın nasıl bir cevap vereceğini belirtilmektedir. Belirtilen bu cevaba karşın, PID için en uygun katsayıları elde etmenizi sağlamaktadır.

Tez çalışmasındaki yol sistemi simülasyonundaki kontrol algoritmasındaki amaç çıkış değerinin 500 ms ’den az bir gecikme ile kararlı olmasını ve istenilen pozisyonu almasını sağlamaktır. Bu amaçla, PID girişine maksimum dişli pozisyon değeri olan 0,065 m değeri verilmektedir. Yol sisteminin istenen cevabı vermesi için kullanılan PID’ nin katsayıları Tablo 8.2’ de verilmektedir.

Tablo 8.2: Yol Sistemi PID Katsayıları

Kp	5311
Ki	-114,8
Kd	-29,95

Tablo 8.2’de verilen PID katsayıları kullanılarak, yol sistemine, dişli referans değeri olarak çeşitli formlarda girişler uygulanmaktadır. Şekil 8.2’ de (0,065m) basamak biçiminde uygulanan giriş değerine karşın yol sisteminin cevabı gösterilmektedir. Diğer biçimlerde uygulanan girişlere karşın yol sisteminin cevabı Ek_G’de gösterilmektedir.



Şekil 8.2 : (0,065m) Basamak Biçiminde Referans Girişine Yol Sisteminin Cevabı

Yapılan simülasyon sonucunda, dişli çubuğun istenen konuma istenilen zamanda, kararlı bir şekilde oturması, kullanılan PID ile sağlanmaktadır. En kötü durum olan dişlinin maksimum pozisyonuna oturması istenilen süre ve istenilen çıkış formunda sağlanmaktadır.

8.3 Direksiyon Sisteminin Simülasyonu

Direksiyon sisteminin simülasyonu gerçekleştirilirken, yol sisteminde olduğu gibi en temel modelden başlanarak en karmaşık modele doğru sistemdeki etkilerin modelleri eklenmektedir. Bu doğrultuda, Denklem 6.15 ve Denklem 6.16’da verilen

ifadelerden elde edilen direksiyon sistemine ait Matlab Simulink modeli Şekil H.1’de verilmektedir. Bu modelde, sistemdeki sürtünme kuvveti, sistemin ataleti ve sistemdeki sönüm etkisi gösterilmektedir.

Şekil H.1’de gösterilen direksiyon sisteminin modelinin simülasyonu gerçekleştirilirken sistem parametreleri olarak, 2004 yılında Budapeşte Teknoloji ve Ekonomi Üniversitesinde gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sonunda elde edilen değerler kullanılmaktadır [32].

Tablo 8.3: Direksiyon Sistemi Simülasyon Parametreleri

J	0,0384 kgm ²
Kstw	0,0443 Nms/rad
Bstw	0,0022 Nm/rad

Direksiyon sistemindeki direksiyona bağlı motor tarafından sürücüye yol dinamiklerini yansıtmak için üretilen moment ifadesine ait Bölüm 7’de anlatılanlar ışığında geri besleme momenti tasarlanmaktadır. Bölüm 7’de anlatılanlarda, değişen tekerlek parametrelerine ve değişen araç hızlarına bağlı olarak değişen ifadeler bulunmaktadır. Bu ifadeler tablo 8.4’de verilen parametreler ile simülasyon yapılarak, geri besleme momenti tasarımı için uygun transfer fonksiyonları elde edilmektedir [64,65].

Tablo 8.4: Geri Besleme Momenti Tasarım Parametreleri

M	1352 kg
I _z	2300 kgm ²
l ₁	1.193 m
C ₁	131391 Nm/rad
l ₂	1,587 m
C ₂	115669 Nm/rad
d	0,11816 m
r	0,1905 m
c _t	0,1401 m
α_{ch}	0,174 rad

Tablo 8.4’ de verilen parametreler kullanılarak, değişen tekerlek parametrelerine ve araç hızına bağlı olarak, tekerlek açısına göre oluşan F_y değişimi Ek_H’da gösterilmektedir. Bu grafiklerin çıkartılmasında tekerlek açısı 0.0174 rad şeklinde basamak girişi olarak uygulanmıştır. Ayrıca bu grafiklerin çıkartılmasında Denklem 7.8’ de verilen ifadeler kullanılmaktadır.

Ön dingil geometrisinden dolayı oluşan F_y kuvveti ifadeleri incelendikten sonra, sistemin cevap eğrisinden dolayı, geri besleme momenti tasarımı için V=20m/s,

$\mu = 0,1$ olarak seçilmiştir. Daha sonra Denklem 7.2 ifadesindeki $K_{v,1}$ ve $K_{v,2}$ ifadelerinin bulunması için Şekil H.4’de verilen model kullanılarak, yol sisteminde olduğu gibi simulink cevap optimizasyonu özelliği kullanılmaktadır. Denklem 7.2’de “n” ile sembolize edilen ifade, direksiyon açısı ile tekerlek açısı arasındaki ifadeyi göstermektedir. Bu ifade denklem 8.10’da gösterilmektedir. Denklem 8.10b’de verilen ifade tam bir kurs sonu içindir, bu yüzden “n”, ifadesi tanımlanırken bu ifadenin yarısı alınmaktadır.

$$\theta_{r_{\max}} = 0,785rad = 45^\circ \quad (8.10a)$$

$$\theta_{\max} = \frac{l_d}{i_s} = \frac{132,5}{50} = 2,65 \text{ tur} = 16,65rad \quad (8.10b)$$

$$n = \frac{\theta_{r_{\max}}}{\theta_{\max}} = \frac{0,785}{8,32} = 0,094 \quad (8.10c)$$

$K_{v,1}$ ve $K_{v,2}$ ifadelerinin tanımlanması sırasında sisteme, sürücü momenti olarak 2Nm uygulanmaktadır. Simulink cevap optimizasyonu özelliği kullanılarak, 2Nm basamak biçiminde sürücü momenti girişine karşın direksiyon açısının değişimi ve geri besleme momentinin eğrisi şekillendirilmiştir. Bu işlemler sonucunda tanımlanan $K_{v,1}$ ve $K_{v,2}$ ifadeleri Tablo 8.5’de gösterilmektedir.

Tablo 8.5: $K_{v,1}$ ve $K_{v,2}$ Parametreleri

$K_{v,1}$	0,2406
$K_{v,2}$	1,964

Direksiyon sisteminin simülasyonu da kendi içinde bağımsız olarak çözümlenmiştir. Direksiyon sistemindeki geri besleme momenti aynı zamanda direksiyon sistemine bağlı motorun moment ifadesini de içermektedir.

Direksiyon sisteminin ve yol sisteminin tekil olarak simülasyonları yapıldıktan sonra elektrikli direksiyon sistemi bir bütün olarak ele alınmaktadır.

8.4 Elektrikli Direksiyon Sisteminin Simülasyonu

Elektrikli direksiyon sisteminin simülasyonunda, sürücü tarafından uygulanan moment değerlerine göre dişli çubuğun pozisyonunun değişimi gözlenecektir.

Elektrikli direksiyon sistemindeki alt modellerin özellikleri ve katsayıları aynı kalmaktadır. Yol ve direksiyon sistemleri birleştirilmektedir. Elektrikli direksiyon sisteminin simülasyon modeli, Şekil I.1’ de gösterilmektedir. Şekil I.1’ de gösterilen bu modelde, tekerlek açısı referansından, dişli çubuk referansını elde etmek için bir katsayı kullanılmaktadır. Bu katsayı Denklem 8.11’de gösterilmektedir.

$$n = \frac{l_{dmax}}{\theta_{rmax}} = \frac{0,06625}{0,785} = 0,08439 \frac{m}{rad} \quad (8.11)$$

Öncelikle, sürücü tarafından “1Nm” genlikte basamak biçiminde bir moment uygulanmaktadır. Bu girişi karşın sistemdeki parametrelerin değişimi Şekil I.2’ de gösterilmektedir. Sürücü tarafından bu şekilde uygulanan moment ifadesinde motor gerilimi ve motor akımı aniden artmaktadır. Dişli çubuğu istenilen konuma getirmek için motor ani bir gerilim ve ani bir akım çekmektedir. 1sn gibi bir zaman diliminde motor akımı ve gerilimi sabitlenmektedir. Bundan sonra sisteme sürücü tarafından “2Nm” tepe değeri olan %50 doluluk oranına sahip bir kare dalga biçiminde bir moment uygulanmaktadır. Bu biçimdeki sürücü momentine karşın sistemin parametreleri Şekil I.3’de gösterilmektedir. Genel olarak, direksiyon sistemi, uygulanan sürücü momentine karşın 500ms değerinin altında cevap vermektedir. Acil durumlarda ve manevralarda sağlıklı sonuçlar alınabilmektedir.

Son olarak ta 8Nm genliği olan sinüs biçiminde, sürücü girişi uygulanmaktadır. Sistemin sinüs biçimindeki sürücü momentine karşın değişimleri, Şekil I.4’de verilmektedir.

9. PID KONTROLÖRÜ

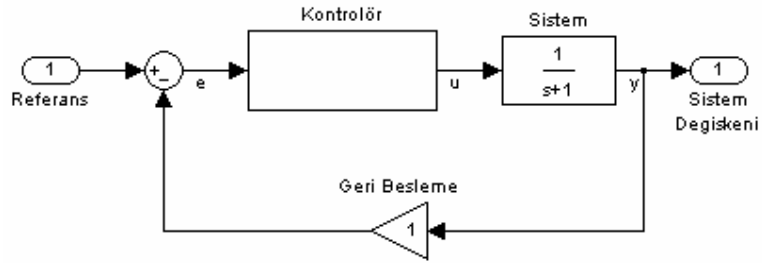
9.1 Giriş

Standart geri besleme prensibi ve PID kontrol algoritmasıyla başlayan bölümde, Elektrikli Direksiyon Sisteminin PID algoritmasıyla kontrolü gerçekleştirilecektir. Elektrikli Direksiyon Sisteminin çıkarılan matematiksel modeli MATLAB programında simülasyonu sırasında, sistemin hız ve konum kontrolü PID algoritması ile yapılmaktadır.

9.2 PID Kontrolörü

9.2.1 Geri Besleme Prensibi

Geri Besleme sistemi temel olarak açıklanacak olunursa; Sistem değişkeni referans değerden küçükse, kontrol değişkenini arttırmak, sistem değişkeni referans değerden büyük ise kontrol değişkenini azaltmak anlamına gelir. Bu şekilde etkiyen geri beslemeye, negatif geri besleme denir. Çünkü kontrol değişkeni, sistem çıkışının tersi yönünde hareket eder.



Şekil 9.1 : Geri Beslemeli Kontrolörlü Bir Sistemin Blok Diyagramı

9.2.2 PID Kontrol

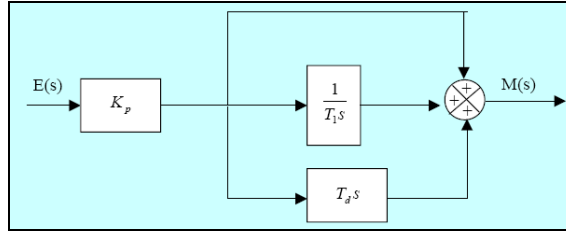
Orantısal kontrol, durağan bir sürekli hal hatası ile sonlanır. Bu yüzden, orantısal kontrolden daha karmaşık yapıda kontrolörlere ihtiyaç duyulur. Bu ihtiyaçtan dolayı, PID kontrolü tanımlanmıştır. PID kontrolün genel tanımı Denklem 9.1’de verilmektedir.

$$u(t) = K \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (9.1)$$

Burada u kontrol işareti, e kontrol hatasıdır. Böylece, kontrol işareti üç terimin toplamından oluşur.

- P- terimi (Hata ile orantılı terim)
- I-terimi (Hatanın integrali ile orantılı terim)
- D- terimi (Hatanın türevi ile orantılı terim)

Sonuç olarak PID kontrolörün parametreleri orantısal kazanç olan K, Integral zamanı olan T_i ve türev zamanı olan T_d ’den oluşur. Genel PID Blok Şeması Şekil 9.2’de verilmektedir.



Şekil 9.2 : Genel PID Blok Şeması [69]

Oransal (P), Oransal türevsel (PD), Oransal integral (PI) kontrolün yeterli gelmediği, karmaşık proseslerde, Oransal İntegral Türevsel (PID) kontrol sistemleri devreye girer. Oransal kontrolde offset integral algoritmasıyla istenen değerin çok üzerine çıkılması veya altına inilmesi (overshoot veya undershoot) ise türev algoritması ile giderilir. PID parametrelerinin doğru ayarlanması ile mükemmel bir kontrol sağlanabilir.

Denklem 9.2’de, Şekil 9.2’de verilen PID blok şemasının matematiksel ifadesi verilmektedir. Bu ifadede E(s) hata sinyalini, M(s) ise kontrol işaretini göstermektedir.

$$\frac{M(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d \right) \quad (9.2)$$

9.2.2.1 Orantı Bileşeni

Tasarlanan kontrolör algoritmasında sadece orantısal kontrol sokulursa, PID ifadesi Denklem 9.3 ' deki hale dönüşmektedir.

$$u(t) = Ke(t) + u_c \quad (9.3)$$

Denklem 9.3 ' deki gibi tanımlanan kontrolörün hareketi , hata ile orantılıdır .

Bu denklemde bulunan u_c değişkeni ise sapma yada yerine getirici kontrol işaretidir.

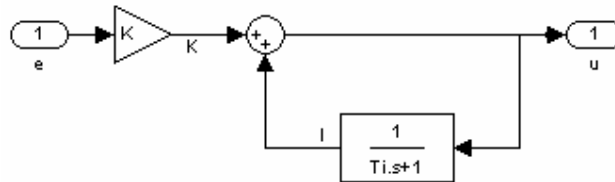
9.2.2.2 İntegral Bileşeni

İntegral bileşenin temel işlevi, sürekli halde sistem çıkışını referans değeri ile eşlemedir. Sadece orantı kontrolünün kullanıldığı durumlarda, sürekli halde bir kontrol hatası oluşur. İntegral bileşen ile birlikte, küçük pozitif hata kontrol işaretinde artmaya, negatif bir hata ise kontrol işaretinde azalmaya neden olacaktır.

Sistemin sürekli halde u_0 , sabit kontrol işareti ile e_0 hatasında bulunduğunu varsayılırsa, elde edilen PID ifadesinin kontrol işareti Denklem 9.4 'de verilmektedir. $e_0 \neq 0$ Olmadığı sürece, varsayımdaki u_0 sabit kontrol olması ile çelişki yaşanır. Bu yüzden, integral bileşeni içeren bir kontrolör daima sıfır sürekli hal hatasını sağlar.

$$u_0 = K \left(e_0 + \frac{e_0}{T_i} t \right) \quad (9.4)$$

İntegral bileşenini, orantısal bir kontrolördeki u_c sapma terimini yerine getirici bir bileşen olarak da görmek mümkündür. Şekil 9.3'te bu yaklaşım görülmektedir.



Şekil 9.3 : İntegral Bileşenin Bir Geri Besleme Elemanı Olarak Gösterilmesi

9.2.2.3 Türev Bileşeni

Türev bileşenin temel fonksiyonu, kapalı çevrim kararlılığını geliştirmektir. Orantısal ve türev bileşenlerini içeren bir kontrolörün temelde yaptığı, kontrol işleminin tahmini sistem çıkışına orantılı olarak yürütülmesi, tahminin ise hatanın eğrisine bir teğet ile yaklaşık ifade edilmesidir. Tipik PD kontrolörün temel yapısı Denklem 9.5’de verilmiştir.

$$u(t) = K \left(e(t) + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (9.5)$$

Özetle, bir PID kontrolörde üç adet terim bulunmaktadır. Orantısal terim P, orantı kontrolörüne karşılık düşer. İntegral terimi I, hatanın zamana göre integraline orantılı bir kontrol davranışı sergiler. Böylece sürekli hal hatası sıfır olur. Türev terimi D ise kontrol hatasının zaman türevi ile orantılıdır. Bu terim, gelecekteki hatanın tahminine olanak sağlar.

10. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Elektrikli direksiyon sistemi fikrinin ortaya çıkmasına kadar kullanılan veya kullanılması düşünülen direksiyon sistemlerinin hepsinde mekanik iletim organları bulunmaktadır. Bu sistemlerde, mekanik iletim organı (orta şaft) yerini korurken, tekerleklerin döndürülmesini sağlayan dişli çubuğu hareketlendirmek için destek sistemleri geliştirilmiştir. Bu destek sistemleri, tez çalışmasının ilk bölümlerinde açıklandığı gibi, hidrolik bir ünite veya elektrik gücü destekli bir ünite de olabilir. Fakat elektrik direksiyon sistemi fikri, bu direksiyon sistemlerinden farklı bir mimariye sahiptir. Orta şaftın direksiyon sisteminden tamamen çıkarılmasıyla mekanik iletimin ortadan kaldırılması, Elektrikli direksiyon sisteminin diğer sistemlerden en önemli farklılığıdır.

Elektrikli direksiyon sisteminde, mekanik iletimin ortadan kaldırılmasından dolayı bu sistemin geleneksel direksiyon sistemlerindeki sürüş gereksinimlerini karşılaması ve bunun yanında güvenilirliğini kanıtlanması gerekmektedir. Geleneksel direksiyonlardaki sürüş hissini sağlanması için, tez çalışmasında anlatıldığı gibi, direksiyona bir elektrikli motor bağlanmaktadır. Bu motor sayesinde değişen sürücü isteklerine göre değişen yol hisleri sağlanabilmektedir. Örneğin: Elektrikli direksiyon sisteminin kullanıldığı aynı model araba için farklı direksiyon cevapları sağlanabilmektedir.

Geleneksel direksiyon sistemlerinde dişli çubuğun desteklenmesi hidrolik veya elektrik gücü destekli olarak sağlanmaktadır, bu bakış açısıyla, elektrikli direksiyon sisteminde de dişli çubuğun desteklenmesi elektrik motoru ile sağlanmaktadır. Hidrolik ünitenin veya ek mekanik donanımların elektrikli direksiyon sisteminde bulunmaması yakıt ve emisyon açısından büyük kazançlar sağlamaktadır.

Tez çalışmasında tartışıldığı gibi, elektrikli direksiyon sisteminin bir başka önemli üstünlüğü de sistemde elektronik kontrol biriminin olmasıdır. Bu özelliğinden dolayı elektrikli direksiyon sistemi akıllı ve kontrol edilebilir bir karakteristik kazanmaktadır. Elektrikli direksiyon sistemi, geleceğin kendi kendine gidebilen, kendi kendine park edebilen veya sürücünün hatalarını önleyen sistemlerin uygulanabilirliği için önemli bir yapı olmaktadır.

Tez çalışmasında, gerçekleştirilen simülasyonlarda, sistemin olması istenen direksiyonlar özellikleri karşıladığı görülmektedir. Sürücü isteklerine hızlı cevap verdiği, istenen zamanda istenen dişli pozisyonunu aldığı görülmektedir.

Tez çalışmasında tartışıldığı gibi elektrikli direksiyon sisteminin birçok üstünlüğü bulunmaktadır. Fakat bu üstünlerinin yanında, her sistemde olduğu gibi aşılması gereken bazı handikapları bulunmaktadır. Bu handikaplardan en büyüğü güvenlik sorunudur, güvenlik analizleri halen devam etmektedir.

Elektrikli direksiyon sistemi, tezde anlatılan ve araştırma aşamasında olan özelliklerinden dolayı geleceğin otomobillerinde kesinlikle kullanılacaktır. Fakat bunun için biraz daha zamana ihtiyaç duyulmaktadır. Sistemin kullanılması için öncelikle üretici firmaların sonrada kullanıcıların güveninin kazanılması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] <http://en.wikipedia.org>
- [2] **T.C. Milli Eğitim Bakanlığı**, 2005. Direksiyon Sistemleri, *Mesleki Eğitim ve Öğretim Sisteminin Geliştirilmesi Projesi*, Ankara
- [3] <http://auto.howstuffworks.com>
- [4] <http://www.obitet.gazi.edu.tr>
- [5] **NAZAN, İlker**, Doğu Otomotiv Eğitim Notları, S.S.H. Eğitim Departmanı, TNE045
- [6] **Holt, J., Daniel**, 2002. Electric steering: A revolution in steering technology, *Automotive Engineering International*, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA, 15096-0001 U.S.A., ISBN 0-7680-0919-7, Library of Congress Control Number: 2001096983
- [7] **Marek, J., Trah, H.-P., Suzuki, Y., Yokomori, I., Hesse, J., Gardner, J. W. Göpel, W.**, 2003. Sensors for Automotive Technology, Sensor Applications, **Volume 4**, *WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA*, Weinheim.
- [8] <http://www.visteon.com>
- [9] <http://www.delphi.com>
- [10] **ÜNLÜ, Namık, KARAHAN, Şeyma, TÜR, Okan, UÇAROL, Hamdi, ÖZSÜ, Eren, YAZAR, Azmi, TURHAN, Dr. Levent, AKGÜN, Doç. Dr. Fehmi, TIRIS, Doç. Dr. Mustafa**, 2003. ELEKTRİKLİ ARAÇLAR, *TÜBİTAK-Marmara Araştırma Merkezi*, Kocaeli.
- [11] **Yih, Paul**, 2005. STEER BY WIRE: IMPLICATIONS FOR VEHICLE AND SAFETY, *PhD Thesis*, STANFORD UNIVERSITY, Department of Mechanical Engineering, Stanford, Silicon Valley.

- [12] **Claesson, V., Poledna, S., Soderberg, J.**, 1998. The XBW model for dependable real-time systems, *Proceeding of The Parallel and Distributed Systems, 1998 International Conference on*. Digital Object Identifier: 10.1109/ICPADS.1998.741030 at IEEE Xplore. Minneapolis, MN, 10-14 August 1998
- [13] **<http://www.all4engineers.com>**
- [14] **Waern, M.**, 2003. Real-Time Communication Evaluation of protocols for automotive systems, *M.S. Thesis*, KTH Machine Design, Stockholm.
- [15] **<http://www.canbus.us>**
- [16] **<http://www.interfacebus.com>**
- [17] **Hedenetz, B.**, 1998. A development framework for ultra-dependable automotive systems based on a time-triggered architecture, *Proceeding of The 19th IEEE Real-Time System Symposium*, Madrid, Spain, 2-4 December, 1998
- [18] **Ataide, Fernando, Santos, Max Mauro, Vasques, Francisco**, 2004. A Comparison of the Communication Impact in CAN and TTP/C networks when supporting Steer-by-Wire Systems, *2004 IEEE International Conference on industrial Technology (ICIT)*, Tunisia, December 2-10, 2004
- [19] **Techmer, Axel, Leteinturier, Patrick**, 2006. Implementing FlexRay on Silicon, *Proceedings of the International Conference on Networking, International Conference on Systems and International Conference on Mobile Communications and Learning Technologies (ICNICONSMCL'06)*, Mauritius, April 23-28, 2006.
- [20] **<http://www.flexray.com>**
- [21] **Autosicura, Pininfarina**, 2004. Drive By Wire, White Paper, Pi Technology, Milton Hall, Ely Road, Milton, Cambridge, CB4 6WZ, UK
- [22] **Trevett, Nathan Ray**, 2002. X-by Wire Technologies for 42VDC Bus Automobile of the Future, *M.S. Thesis*, South Carolina Honors Collage, South Carolina.

- [23] **TUNCAY, R. Nejat, ÜSTÜN, Özgür**, 2005. Otomotiv Elektronikinde Gelişmeler, TMMOB Makine Mühendisleri Odası IX. Otomotiv ve Yan Sanayi Sempozyumu, 27-28 Mayıs 2005
- [24] **Walters, James E., Kreftha, Ronald J., Lopez, Gabriel Gallegos, Fattic, Gerald T.**, 2004. Technology Considerations for Belt Alternator Starter Systems, *2004 SAE World Congress, Detroit, Michigan* March 8-11, 2004.
- [25] **Jang, Seok-Hwan, Park, Tong-Jin, Han, Chang-Soo**, 2003. T A control of vehicle using Steer-by-Wire system with Hardware-in-the-Loop-Simulation system, Proceedings of the 2003 IEEE/ASME Advanced Intelligent Meshatronics (AIM 2003) International Conference on, July. 20.-.24, 2003.
- [26] **Park, Tong-Jin, Oh, Se-Wook, Han, Jae-Ho Jang and Chang-Scm**, 2003. The Design of a Controller for the Steer-by-Wire System Using the Hardware-In-Loop-Simulation System, SAE2002
- [27] **Hayama, Ryouhei, Nishizaki, Katsutoshi**, 2000. The vehicle stability Control Responsibility Improvement Using, *Proceedings of the IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, MI, USA, October 3-5, 2000
- [28] **Setlur, Pradeep, Wagner, Dr. John, Dawson, Dr. Darren, Powers, Lance** 2003. A Hardware-in-the-Loop and Virtual Reality Test Environment for Steer-by-Wire System Evaluations, *Proceedings of the American Control Conference*, Denver, Colorado, June 4-6, 2003.
- [29] **Bolognani, S., Ciscato, D., Tomasini, M., Zigliotto, M.**, 2005. Virtual Mechanical Load Setup For Steer-by-Wire - a Case Study, *IEEE ISIE 2005*, Dubrovnik, Croatia, June 20-23, 2005.
- [30] **Verburg, Dirk J., van der Knaap, Albert C.M., Ploeg, Jeroen**, 2002. VEHIL Developing and Testing Intelligent Vehicles, Proceedings IEEE Intelligent Vehicle Symposium (IV'2002), Versailles, France, June 18 – 20, 2002
- [31] **Kader, Adem**, 2006. Steer-by-Wire Control System, *M.S. Thesis*, Swarthmore College Department of Engineering, Swarthmore, Pennsylvania.

- [32] **Lorincz, Aguston**, 2004. Model reference control of a steer-by-wire steering system, *M.S. Thesis*, Budapest University of Technology and Economics, Budapest, Hungary.
- [33] **Ebner, Dr. Christian**, 2000. Steer-by-Wire, A rough outline of ongoing thoughts, BMW Technik, May-00, Seite 1
- [34] **GÜVENÇ, Levent**, 2005. Park by Wire, *IEEE Control Systems Magazine*, October 2005, 1066-033X/05.
- [35] **Mostavi, M.R., Shariatpanahi, M., Kazemi, R.**, 2004. A Novel Optimal Four Wheel Steering Control, *2004 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)*, Tunisia, December 2-10, 2004
- [36] **Wang, Danwei, Qi, Feng**, 2001. Trajectory Planning for a Four-Wheel-Steering Vehicle, *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Seoul, Korea, May 21-26, 2001
- [37] **GÜVENÇ, Levent**, 2004. Preventive and Active Safety Applications, *ICAT 2004 International Conference on Automotive Technology "Future Automotive Technologies on Powertrain and Vehicle"* İstanbul, Turkey,
- [38] **Pimentel, Dr. Juan R.**, 2004. An Architecture for a Safety-Critical Steer-by-Wire System, *2004 Society of Automotive Engineers, Inc.*, 2004-01-0714
- [39] **Lion, Françoise Simonot**, 2005. Quantitative Evaluation of the Safety of X-by-Wire Architectures subject to EMI Perturbations, *3rd Nancy-Saarbrücken Workshop on Logic, Proofs and Programs*, Nancy, 13-14 October 2005
- [40] **Cesiel, Douglas, Gaunt, M.C., Daugherty, Brian**, 2006. Development of a Steer-by-Wire System for the GM Sequel, *SAE paper*, 2006-01-1173
- [41] <http://www.hemaendustri.com.tr>
- [42] **Bastow, Donald, Howard, Geoffrey**, 1993. Car Suspension and Handling, Third Edition., *Society of Automotive Engineers, Inc.*, Warrendale, PA ISBN 1-56091-404-1
- [43] **Hatipoğlu, Nazım**, 2006. Kişisel görüşme.

- [44] **Zheng, Bing, Altemare, Cliff, Anwar, Sohel**, 2005. Fault tolerant Steer-By-Wire road wheel control system, *2005 American Control Conference*. Portland, OR, USA , June 8-10, 2005
- [45] **Choi, Hac-ryong, Kim, Ho-gi, Kim, Hyan-ho, Ryu, Je-Ha** 2005. On-Center Handling Characteristics of Motor Driven Power Steering System, *Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Mechatronics*, Taipei, Taiwan, July 10-12, 2005
- [46] **Hingwe, P., Tai, M., Tomizuka, M.**, 1999. Modelling and Robust Control of Power Steering System of Heavy Vehicles for AHS, *Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications* , Kohala Coast-Island of Hawaii, Hawaii, USA, August 22-27, 1999.
- [47] **Hosaka, Motoaki, Murakami, Toshiyuki**, 2004. Yaw Rate Control of Electric Vehicle using Steer-by-Wire System, *Proceedings of the 8th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control (AMC 2004)*, Kawasaki, Japan, March 25 - 28, 2004.
- [48] **Canudas-de-Wit, Carlos, Bechart, Hubert, Claeys, Xavier, Martinez, Pietro Dolcini and John-Jairo**, 2005. FUN-TO-DRIVE BY FEEDBACK, *44th IEEE Conference on Decision and Control and the European Control Conference*, ECC 2005 Plaza de España Seville, (Spain). 12-15 December 2005.
- [49] **Switkes, J.P., Rossetter, E.J., Coe, I.A., Gerdes, J. Christian**, 2004. Handwheel Force Feedback for Lanekeeping Assistance: Combined Dynamics and Stability, *International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Arnhem Netherlands, August.
- [50] **Tokunaga, H., Misaji, K., Takimoto, S., Shimizu, Y., and Shibata, K.**, 2002. 'Steer feel evaluation' method based on analytical method of equivalent linear system using the restoring force model of power function type', *In Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, pp. 849–854.
- [51] **Segawa, M., Kimura, S., Kada, T., and Nakano, S**, 2002. A study of reactive torque control for steer by wire system. *In Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, pp. 653–658 .

- [52] **Ueda, E., Inoue, E., Saki, Y., Hasegawa, M., Takai, H., and Kimoto, S.,** 2002. The development of detailed steering model for on-center handling simulation, *In Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, pp. 657–662.
- [53] **Sakai, H., and Higuchi, A.,** 2000. A theoretical vehicle model for design and evaluation of on-center handling. *In Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)* .
- [54] **Peng, H.,** 2002. Evaluation of driver assistance systems- a human centered approach. *In Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC) (2002)*, pp. 17–24.
- [55] **Lellavansuk, P., Shitamitsu, K., Mouri, H., and Nagai, M.,** 2002. Study on cooperative control of driver and lane-keeping assistance system. *In Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)* , pp. 219–224.
- [56] **GÜVENÇ, Bilin Aksun ve Levent,** 2002. The Limited Integrator Model Regulator and Its Use in Vehicle Steering Control, *Turkish Journal of Engineering and Environmental Science*, **26** , 455-472.
- [57] **Alleyne, Andrew, DePoorter, Mark,** 1997. Lateral Displacement Sensor Placement and Forward Velocity Effects on Stability of Lateral Control of Vehicles, *Proceedings of the American Control Conference Albuquerque*, New Mexico, June 1997, 0-7803-3832-4197.
- [58] **Streller, Daniel, Fürstenberg, Kay, Dietmayer, Klaus,** 2002. Vehicle and Object Models for Robust Tracking in Traffic Scenes using Laser Range Image, *The IEEE 5th Conference on Intelligent Transportation Systems* , Singapore, 3-6 September 2002, 0-7803-7389.
- [59] **Rosiglioni, Alessandro, Drakunov, Sergey V.,** 2002. A Nonlinear Stability Controller for Rear Wheel Driven Vehicle, *Proceeding of the 41st IEEE Conference on Decision and Control, Las Vegas, Nevada USA*, December 2002, 0-7803-7516-5/02.
- [60] **Ishigami, G., Yoshida, K.,** 2005. Steering Characteristics of an Exploration Rover on Loose Soil Based on All-Wheel Dynamics Model, *Proceeding of the 2005 IEEE/RSJ Int'l. Conf. on Intelligent Robots and Systems*, Edomonton, Canada, 2005, 2041-2046.

- [61] **Coudon, GJulien, Canudas-de-Wit, Carlos, Claeys, Xavier**, 2006. A New Reference Model for Steer-By-Wire Applications with Embedded Vehicle Dynamics, *Proceedings of the 2006 American Control Conference*, Minneapolis, Minnesota, USA, June 14-16.
- [62] **Garcia, Alejandro D. Dominguez, Kassakian, Prof. John G.**, Haptic Interface for Automotive Steer-by-Wire Systems, *Massachusetts Institute of Technology, Laboratory for Electromagnetic and Electronic Systems*, Poster.
- [63] **Shimomura, H., Haraguchi, T., Satoh, Y., Saitoh, R.**, 1991. Simulation analysis on the influence of vehicle specifications upon steering characteristics, *International Journal of Vehicle Design*, vol. 12, no. 2, 1991.
- [64] **Wu, Shinq-Jen, Chiang, Hsin-Han, Perng, Jau-Woei, Lee, Tsu-Tian, Chen, Chao-Jung**, 2005. The Automated Lane-keeping Design for an Intelligent Vehicle, *Intelligent Vehicles Symposium, 2005. Proceedings. IEEE*, Las Vegas, 6-8 June 2005.
- [65] **Claeys, Xavier, Yis, Jingang, Alvared, Luis, Horowitz, Carlos Canudas de Witt, Roberto, Richard, Laurent**, 2001. Tire Friction Modeling under Wet Road Conditions, *Proceedings of the American Control Conference*, Arlington, VA June 25-27, 2001.
- [66] **Pacejka, H., Bakker, E., Nyborg, L.**, 1987. modelling for use in vehicle dynamic studies. SAE Technical Paper Series 870421, 1987.
- [67] **Pacejka, H., Besselink, I.**, 1997. Magic formula tire model with transient properties. In Supplement to Vehicle System Dynamics: Tyre Model For Vehicle Analysis, volume 27, 1997.
- [68] **<http://www.mathworks.com>**
- [69] **YÜSEL, İbrahim**, 2001. Otomatik Kontrol Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri, Dördüncü Baskı, *Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı*, ISBN:975-564-111-4, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 2001.

Ek_A. Elektrik Gücü Destekli Direksiyon Sisteminin Otomobillerdeki Uygulama Örnekleri

Mitsubishi elektrik şirketi ilk elektrik gücü destekli yönlendirme sistemini 1988 yılında üretmiştir. Bu sistem ufak ve hafif olan ve yönlendirme için büyük reaksiyon gücüne ihtiyaç duymayan Japon mikro arabalarında kullanılmıştır. Genel kabul gören dünya pazarındaki ilk elektrik gücü destekli yönlendirmeli araç Acura NSX tir, 1990 yılında Honda tarafından üretilmiştir. Bu sistem dişli etrafında yardımcı ekseninde monte edilmiş bir elektrik motoru kullanıyordu (Bugün dişli tipi EPAS olarak biliniyor). Hidrolik piston sistemi yerine, EPAS sistemi, bir motor ve bilyeli vida ünitesi kullanmaktadır. Pinyon dişlisi kutusu içinde moment sensörü vardır ve elektrik işleme ünitesine veri aktarmaktadır. Ayrıca değişken oranlı bir pinyon dişli sistemi de bulunmaktadır. Bir mikroişlemci, araç hızını ve moment cevabını kontrol eder ve gelen veriye göre elektrik yardım motoruna sinyaller göndermektedir. Sonradan Acura NSX 'te geliştirdiği bu sistemi S2000 marka spor arabasına uygulamıştır. Ayrıca 2001 yılında, Honda, EPAS sistemini, ilk hibrid aracı olan Honda Insight'te, kullanmıştır. Insight, pinyon montajlı bir elektronik yönlendirme sistemi kullanmaktadır. Ortalama kilitten kilide 3,32 dönüş ile 16,4: 1 yönlendirme oranı vardır.

Honda, kullandığı sistemde sürücüden gelen giriş moment değerini bir moment sensörüyle algıladıktan sonra, bu veriyi elektronik kontrol birimine iletir. Bu veriyi kullanarak mikroişlemci, gerekli miktarda güç sağlamak üzere motora uygun akımı gönderir. Bu birim S2000 ve Insight'te de aynen kullanılmıştır. Moment sensörü sürücünün ihtiyacını ve yola direncini tespit eder. Moment, iki yay ve Honda 'nın kayaç (slider) ismini verdiği şaftta, aşağı yukarı kayan bir mekanizmayla belirlenir. Bu kayaç pinyon ile birlikte döner ve oluşan momentin değerine göre dikey olarak aşağı yukarı hareket edebilir. Yol direnci az olduğu zaman pinyon ile kayaç birlikte döner ve kayaç dikey hareket yapmaz. Fakat yol direnci fazla olduğu ve sürücünün dönüş yaptığı bir anda dönüş çubuğu bükülür ve kayaç şaftta yukarı aşağı hareket eder [6].

Ek_B. SAE Tarafından Hazırlanmış Haberleşme Sınıfları

Tablo B.1: SAE Tarafından Hazırlanmış Haberleşme Sınıflandırması

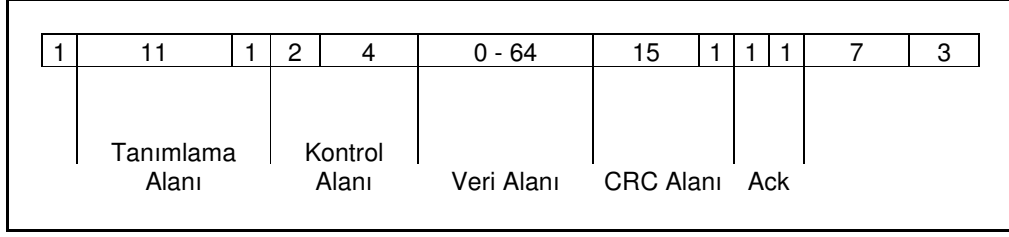
SAE Haberleşme Sınıfları	Haberleşme Hızları	Uygulama Alanları
A Sınıfı	<10 Kb/s	Geleneksel Sistemler *Kapı Kilitleri *Elektrikli Ayna Ayarlamaları
B Sınıfı	10 - 125 Kb/s	Genel Bilgi Aktarımı
C Sınıfı	125 Kb/s - 1 Mb/s	Gerçek Zamanlı Kontrol *Motor Kontrolü *Araç Dinamikleri
D Sınıfı	> 1 Mb/s	Kritik Güvenlik Uygulamaları *X- by Wire

Otomotiv Mühendisleri Cemiyeti (SAE) haberleşme hızlarına ve uygulama alanlarına göre haberleşme sınıflandırması yapmıştır.

Diğer uygulamalarda olduğu gibi otomotiv sektöründe de güvenlik gerektiren uygulamalara doğru geçildikçe haberleşme hızı gereksinimi artmaktadır.

Otomotiv Mühendisleri Cemiyeti (SAE) en üst düzey güvenlik gerektiren uygulamalarda kullanılan haberleşme sınıfını D olarak ifade etmiştir. Tablo B.1 'de görüldüğü gibi en üst düzeyde X-by Wire uygulaması bulunmaktadır [14].

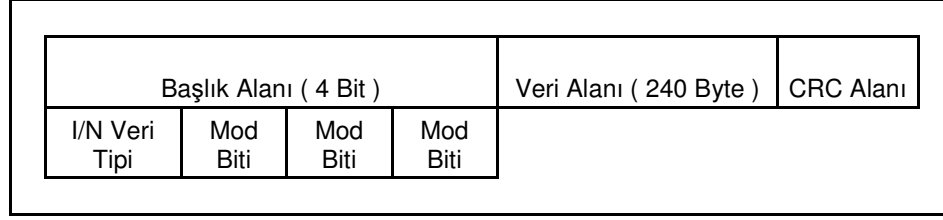
Ek_C. Can Bus Veri Katarı Yapısı



Şekil C.1 : Can Bus Veri Katarı Yapısı

- Başlangıç biti; Veri katarının ilk bitidir.
- Tanımlama Alanı; 11 bit veya genişletilmiş 29 bitten oluşur. Son bit genişletilmiş tanımlama olduğunu belirtir.
- Kontrol Alanı; 6 bitten oluşur. İletilecek verinin uzunluğunun belirtildiği bölümdür
- Veri Alanı; 0 ila 64 bit arasında değişmektedir. İletilecek verinin bulunduğu bölümdür.
- CRC Alanı; 16 bitten oluşur. Veri katarının içindeki bitlerin toplamının sağlanmasının yapıldığı bölümdür. Bu bölüm hata yakalamak için kullanılır.
- Ack Alanı; Onay biti alanıdır. Boş hatalı bir veri gönderilmesinde tekrar aynı verinin gönderilmesi sağlanır.
- 7 bitlik alan, veri katarının bitimine konulur. Veri katarının bittiğini işaret eder.
- Veri katarının sonundaki 3 bitlik alan katarlar arasındaki boşluktur. [15,16]

Ek_D. TTP Bus Veri Katarı Yapısı



Şekil D.1 : TTP Bus Veri Katarı Yapısı

- Başlık Alanı; 4 bitten oluşur. İlk bit verinin tipini belirler. I veya N tipi veri olmak üzere 2 tipi vardır. I tipi, sistemi başlangıç durumuna getirmek için kullanılan mesajlardır. N tipi ise, olağan mesajlar için kullanılan tiptir.
- Diğer 3 bit sistemin modunu belirlemek için kullanılır.
- Veri Alanı; 240 Byte 'tan oluşur. İletilecek verilerin yazıldığı alandır. TPP haberleşme protokolün de mesajın ismi ve mesajı gönderen gerekli değildir. Çünkü bu bilgiler MEDL (Mesaj Tanımlama Listesi) listesinden alınır
- CRC Alanı; 24 bitten oluşur. Veri katarının içindeki bitlerin toplamının sağlanmasının yapıldığı bölümdür. Bu bölüm hata yakalamak için kullanılır. [14,17,18]

Ek_E. FlexRay Veri Katarı Yapısı

Başlık Alanı						Veri Alanı		CRC Alanı	
4	12	1	7	9	1	6	16	0.....1968	24
							Mesaj ID	Veri	CRC

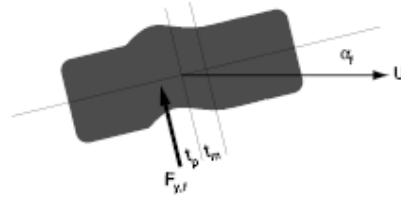
Şekil E.1 : FlexRay Veri Katarı Yapısı

- Başlık Alanı;
 - 4 bit yedek, 12 bit veri katarının numarası,
 - 1 bit, veri katarının normal veya eşzaman olduğunu belirtmek için kullanılır,
 - 7 bit, veri uzunluğunu belirtmek için kullanılır,
 - 9 bit, başlık alanının CRC bölgesidir. Başlığı ve senkronizasyon bitini korumak için kullanılır,
 - 1 bit, veri güncellenme durumunu ifade eder. Bir önceki çevrimden veriler güncellenmişse bu bit “1” olur.
 - 6 bit, çevrim numarasını ifade eder.
- Veri alanı;
 - Mesaj ID, mesaj arabirimindeki mesajları filtrelemek için kullanılır. Veri, iletilecek verinin yazıldığı alandır.
- CRC Alanı;
 - 24 bitten oluşur. Veri katarının içindeki bitlerin toplamının sağlanmasının yapıldığı bölümdür. Bu bölüm hata yakalamak için kullanılır. [14,19,20]

Ek_F. Pacejka Tekerlek Modeli

Tekerlekler, otomobillerde en önemli elemanlardır. Tekerleklerin modellenmesi çok zordur. Otomobilin hareket doğrultusuna ve hızına göre değişen enine ve boyuna kuvvetler tekerlekler tarafından dişli çubuk üzerine uygulanır. Bu kuvvetler, tekerleklerin yol ile teması sırasında, tekerleklerin deformasyonu sonucunda oluşur.

Bu kuvvetlerin açıklanması için Şekil F.1 'de bir tekerleğin üstten görünüşü verilmiştir. Şekil F.1 'de gösterildiği gibi, tekerlek doğrultusuyla tekerleğin hareket doğrultusu arasındaki kayma açısı " α " ile gösterilmektedir. Bu yanal kayma, tekerleklerin yol ile birleşme noktasında yanal bir kuvvet oluşturmaktadır. Bu yanal kuvvet " F_y " ile gösterilmektedir.



Şekil F.1 : Tekerlek Kuş Bakışı Görünüşü [11]

Tekerlek merkezinin hafifçe arkasında oluşan bu kuvvet, aynı zamanda bir moment oluşturmaktadır. Bu moment " M_z " olarak ifade edilen hizalama momentidir. Bu oluşan kuvvet ve moment değerleri, tekerlekleri dönme doğrultusuna doğru konumlandırmaya sebep olur.

Normal döndürme manevralarında, çok küçük kayma açıları oluşur ve buna karşın küçük yanal kuvvetler oluşmaktadır. Büyük kayma açıları, oluşan yanal kuvveti artırır.

Küçük kayma açılarında oluşan yanal kuvvet doğrusallık gösterirken, büyüyen kayma açılarında oluşan yanal kuvvet doğrusallığını kaybeder. Doğrusal bölgede, oluşan kuvvetin eğimi " C_α " ifadesi ile verilir. Hizalama momenti ile yanal kuvvetin eğrileri birbirine benzemez. Hizalama momenti tepe değerini aldıktan sonra yön değiştirir. Bunun sebebi olarak, tekerleklerin oluşturduğu iz " t_p " ifadesidir. Tekerleklerin bu izi ile hizalama ifadesi arasındaki ilişki $M_z = F_y t_p$ olarak ifade edilir.

Tekerlek modelini doğrusal bağıntılarla tanımlayan birçok model bulunmaktadır. Bunlardan en yaygın olarak kullanılan model Delft Teknik Üniversitesinden araç dinamikleri üzerine çalışmalar geliştiren H. Pajacka'ya aittir[66,67].

Pajeczka, tekerleklerden ölçülen deneysel verilere uygunluğuyla tekerlek modeli fonksiyonlarını çıkarmıştır. Burada temel fonksiyonlar olan yanal kuvvet ve hizalama momenti verilmiştir. Her formülde, katılık, tepe, şekil ve eğrilik faktörü olmak üzere 4 adet parametre bulunmaktadır. Bu parametrelerin yanında, formüllerde normal kuvvet “ F_z ” ifadesi ve 8 adet katsayı da vardır. Bu katsayılar, tekerlek tipine ve karakteristiğine göre değişmektedir. Tipik bir otomobil için bu katsayılar Tablo F.1 de verilmektedir.

Tablo F.1: Yük Etkisindeki Tipik Bir Otomobil İçin Pajeczka Formülü Katsayıları

	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6	α_7	α_8
F_y	-22,1	1011	1078	1,82	0,208	-0,354	-0,354	0,707
M_z	-2,72	2,28	-1,86	2,73	0,11	-0,07	0,643	-4,04

F.1 Yanal Kuvvet (F_y)

Oluşan yanal kuvvet, katılık, şekil, tepe ve eğrilik faktörü şeklinde söylenen sırada C, D, B ve E parametreleriyle ifade edilir. Bu parametrelerin Tablo F.1 'de verilen katsayılar ve normal kuvvet ile birlikte bulunmasına ilişkin denklemler, Denklem F. 1'de verilmektedir.

$$C = 1.30 \quad (\text{F.1a})$$

$$D = \alpha_1 F_z^2 + \alpha_2 F_z \quad (\text{F.1b})$$

$$B = \frac{\alpha_3 \sin(\alpha_4 \tan^{-1}(\alpha_5 F_z))}{CD} \quad (\text{F.1c})$$

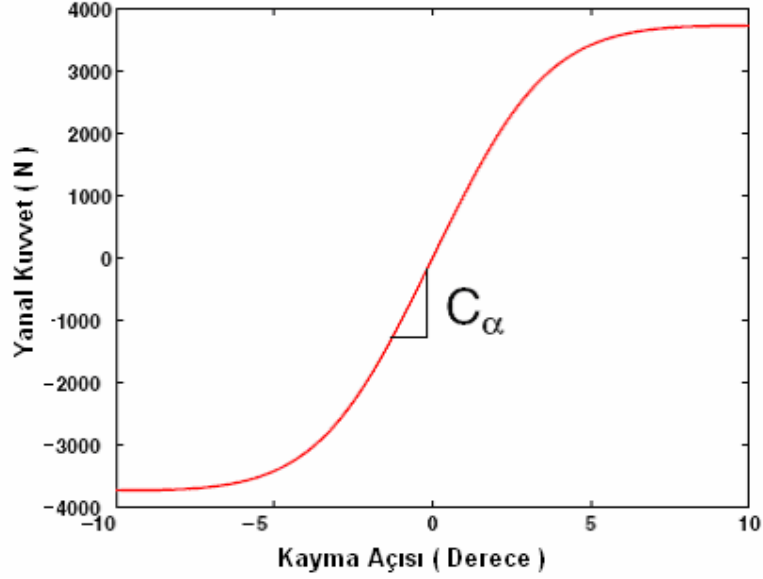
$$E = \alpha_6 F_z^2 + \alpha_7 F_z + \alpha_8 \quad (\text{F.1d})$$

Denklem F.1'de verilen ifadelerden elde edilen parametreler doğrultusunda yanal kuvvet “ F_y ” ifadesi bulunmaktadır. Denklem F.2'de yanal kuvvet ifadesi verilmektedir.

$$F_y = D \sin(C \tan^{-1}(B\phi)) \quad (\text{F.2a})$$

$$\phi = (1 - E)\alpha + \frac{E}{B} \tan^{-1}(B\alpha) \quad (\text{F.2b})$$

Şekil F.2’de yanal kuvvet ifadesinin kayma açısına göre değişimi gösterilmektedir.



Şekil F.2 : Yanal Kuvvetin Kayma Açısına Göre Değişimi

E.2 Hizalama Momenti (M_z)

Oluşan hizalama momenti, katılık, şekil, tepe ve eğrilik faktörü şeklinde söylenen sırada C, D, B ve E parametreleriyle ifade edilir. Bu parametrelerin Tablo F.1’de verilen katsayılar ve normal kuvvet ile birlikte bulunmasına ilişkin denklemler Denklem F.3’de verilmektedir

$$C = 2.40 \quad (\text{F.3a})$$

$$D = \alpha_1 F_z^2 + \alpha_2 F_z \quad (\text{F.3b})$$

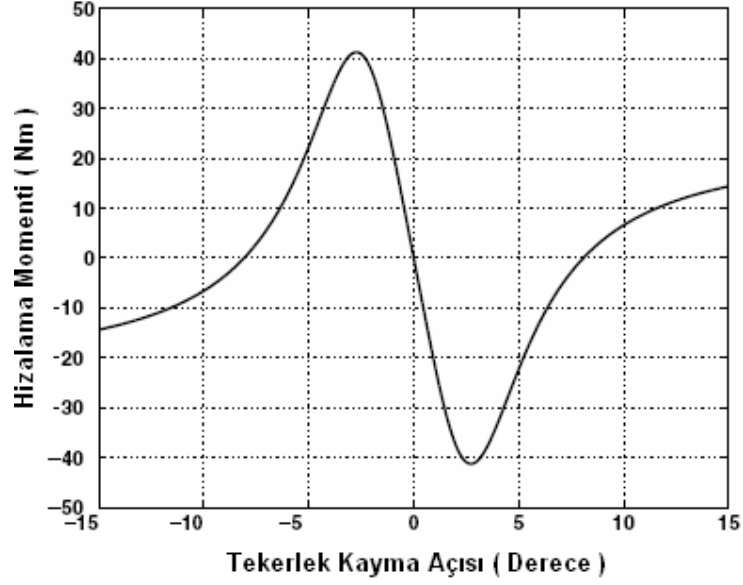
$$B = \frac{\alpha_3 F_z^2 + \alpha_4 F_z}{e^{\alpha_5 F_z} CD} \quad (\text{F.3c})$$

$$E = \alpha_6 F_z^2 + \alpha_7 F_z + \alpha_8 \quad (\text{F.3d})$$

Denklem F.3’de verilen ifadelerden elde edilen parametreler doğrultusunda hizalama momenti “ M_z ” ifadesi bulunmaktadır. Denklem F.4’de hizalama momenti ifadesi verilmektedir.

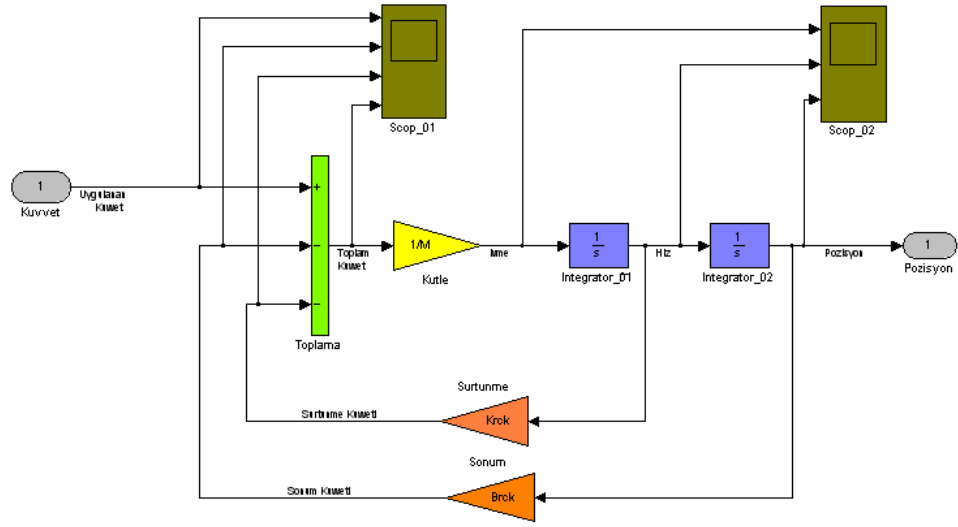
$$M_z = D \sin(\tan^{-1}(B\phi)) \quad (\text{F.4})$$

Şekil F.3’de hizalama moment ifadesinin tekerlek kayma açısına göre değişimi gösterilmektedir.

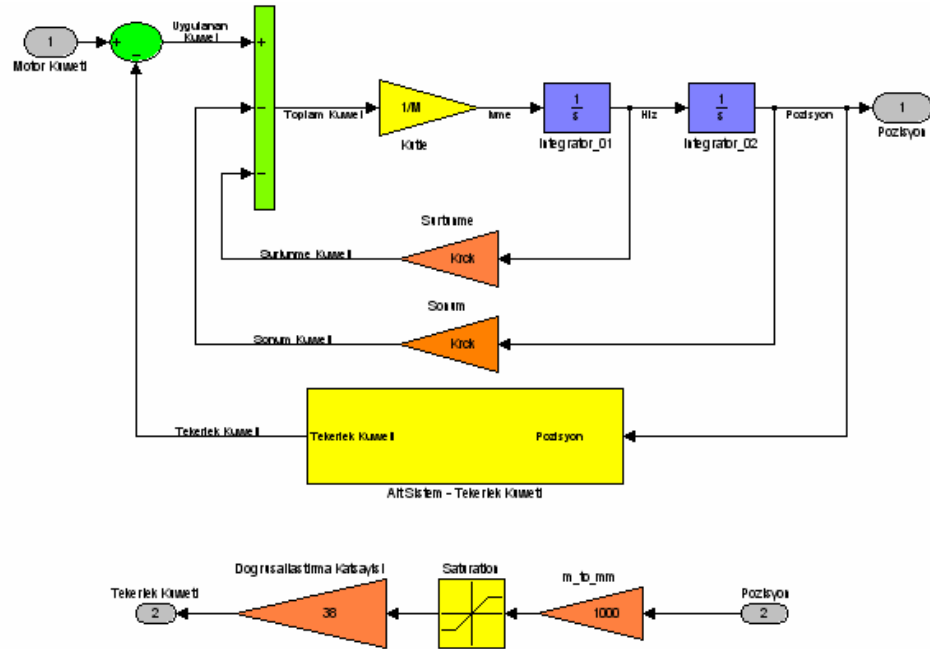


Şekil F.3 : Hizalama Momentinin Tekerlek Kayma Açısına Göre Değişimi

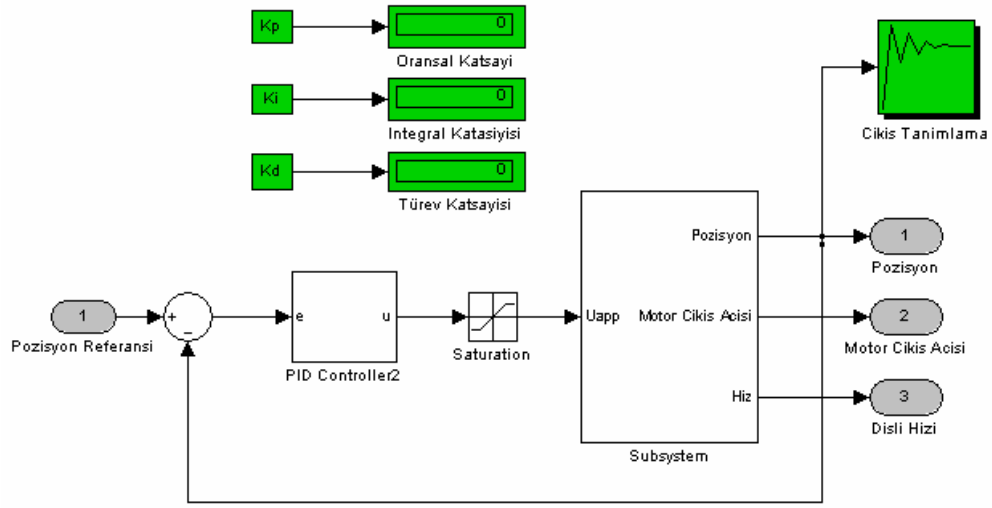
Ek_G. Yol Sistemi Simülasyon Modelleri ve Sonuçları



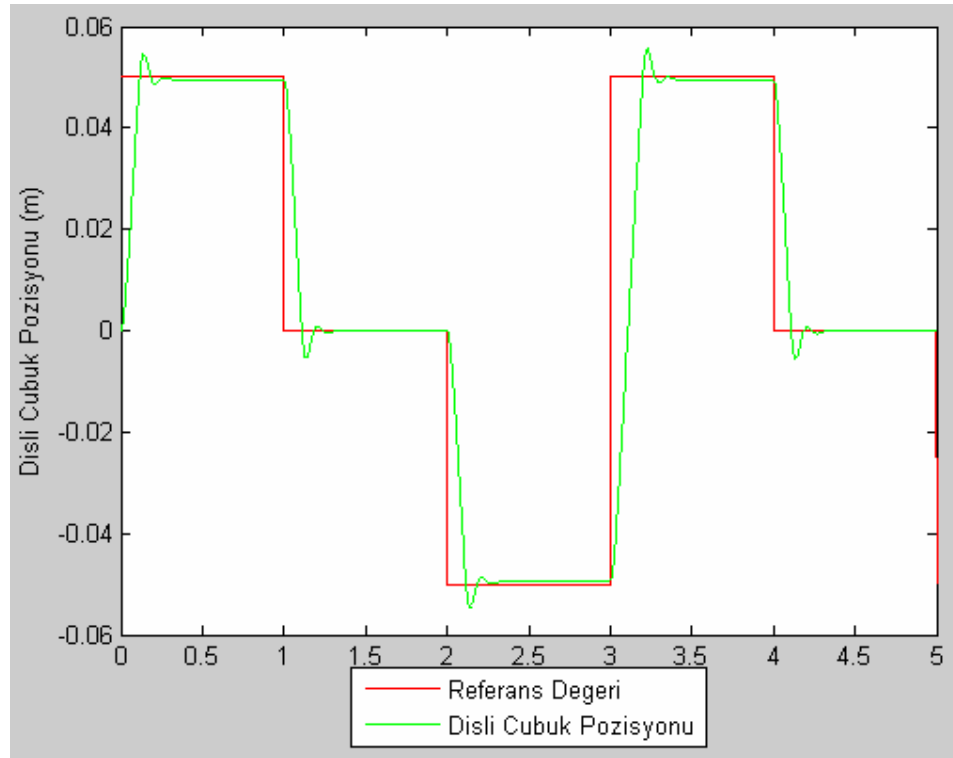
Şekil G.1 : Yol Sisteminin En Temel Matematiksel Modeli



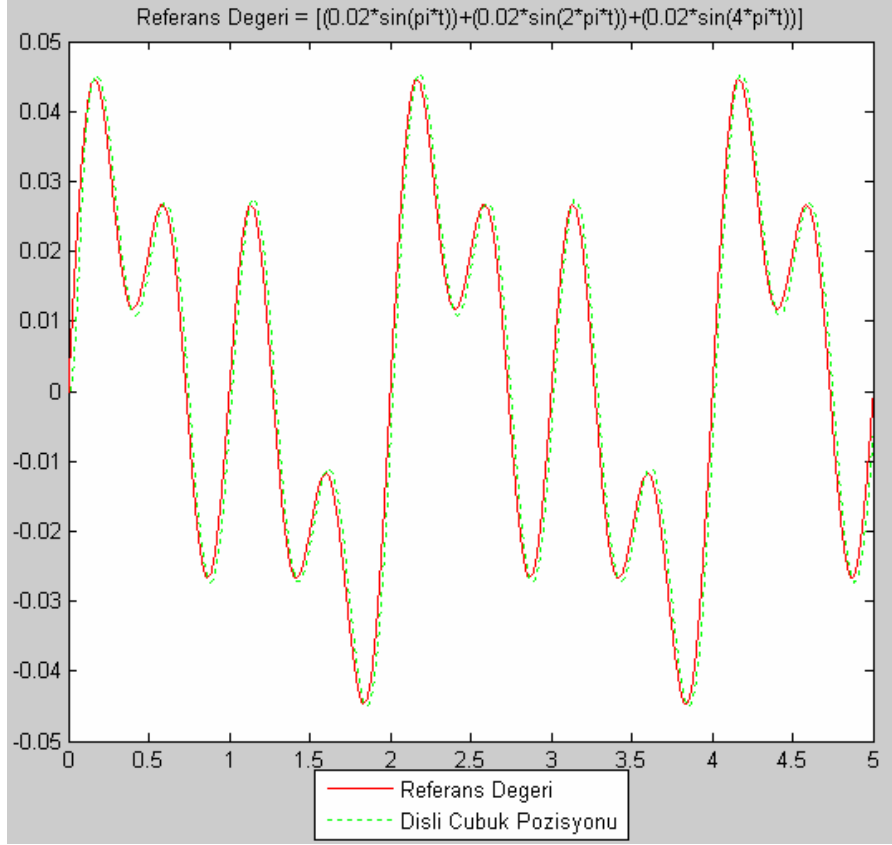
Şekil G.2 : Tekerlek Kuvvetinin Etkisinin Yol Sistemi Modeline Eklenmesi



Şekil G.4 : Yol Sisteminin PID Parametrelerinin Ayarlanması

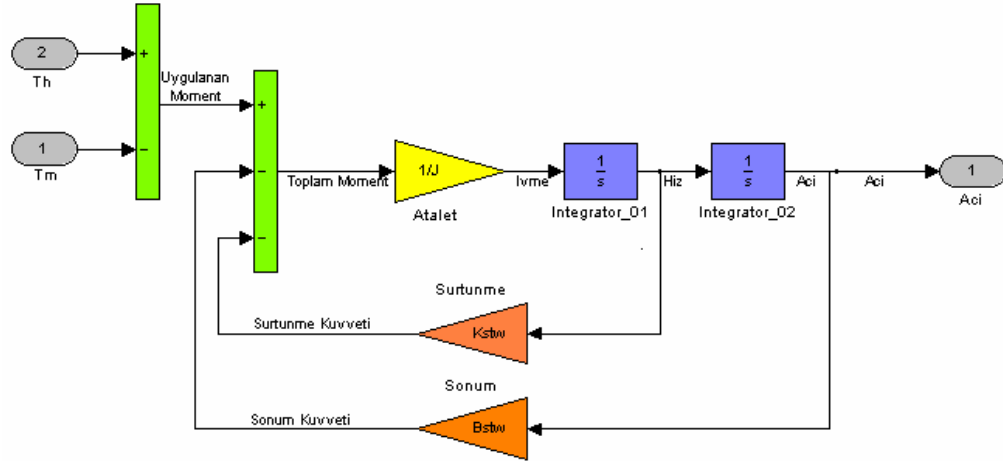


Şekil G.5 : (0.05m) Kare Dalga Biçiminde Referans Girişine, Yol Sisteminin Cevabı

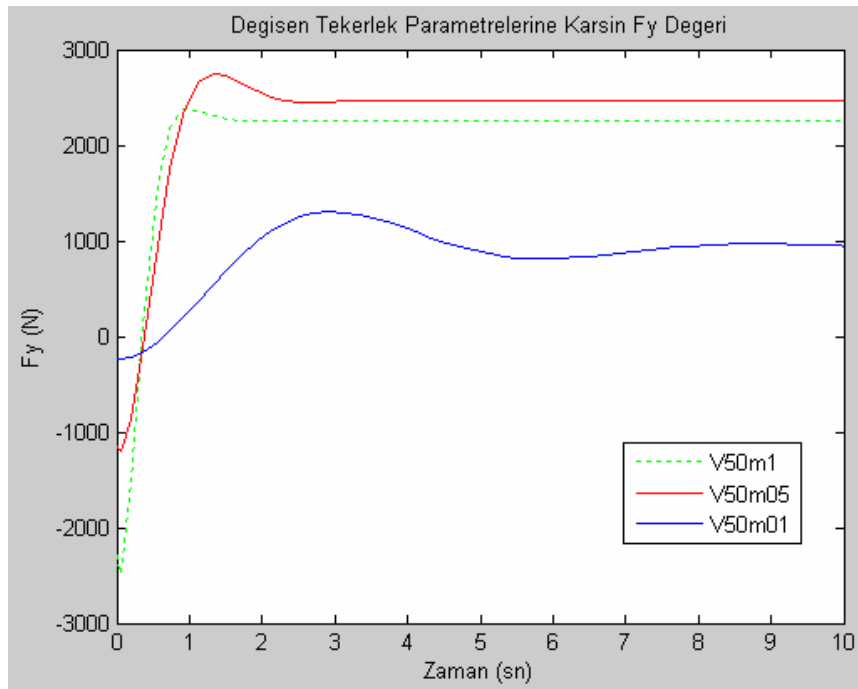


Şekil G.6 : $[(0.02*\sin(\pi*t)) + (0.02*\sin(2\pi*t)) + (0.02*\sin(4\pi*t))]$ Biçiminde Referans Girişine, Yol Sisteminin Cevabı

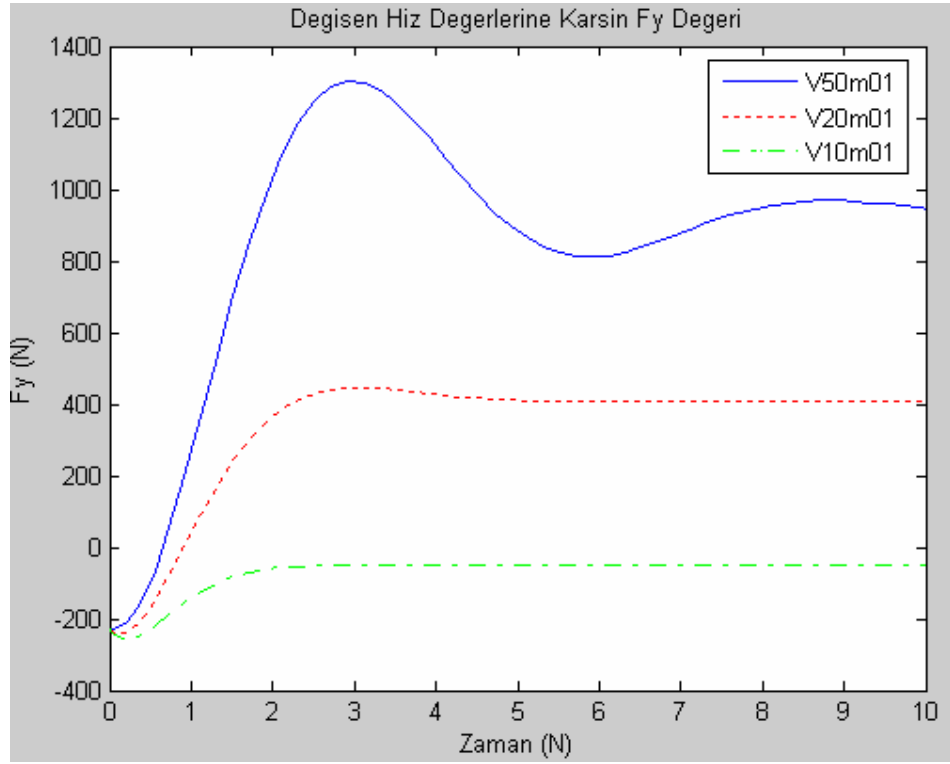
Ek_H. Direksiyon Sistemi Simülasyon Modelleri ve Sonuçları



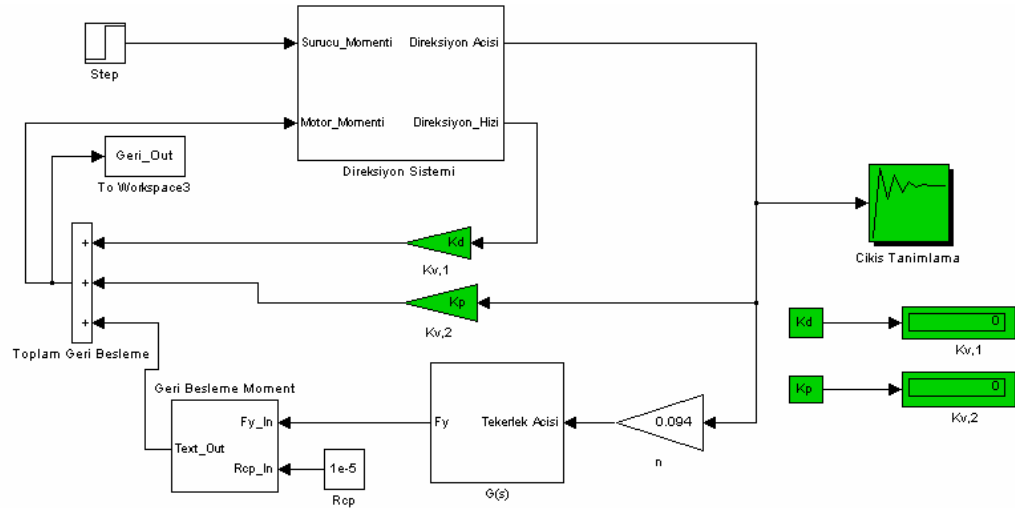
Şekil H.1 : Direksiyon Sisteminin En Temel Matematiksel Modeli



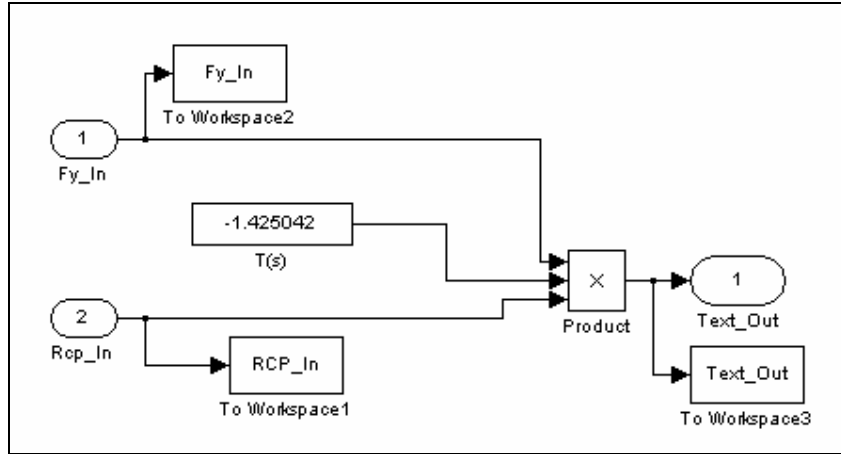
Şekil H.2 : Değişen Tekerlek Parametresine Karşın Fy Değişimi
[V50m1= Araç hızı 50m/s, tekerlek katsayısı "1" anlamındadır]



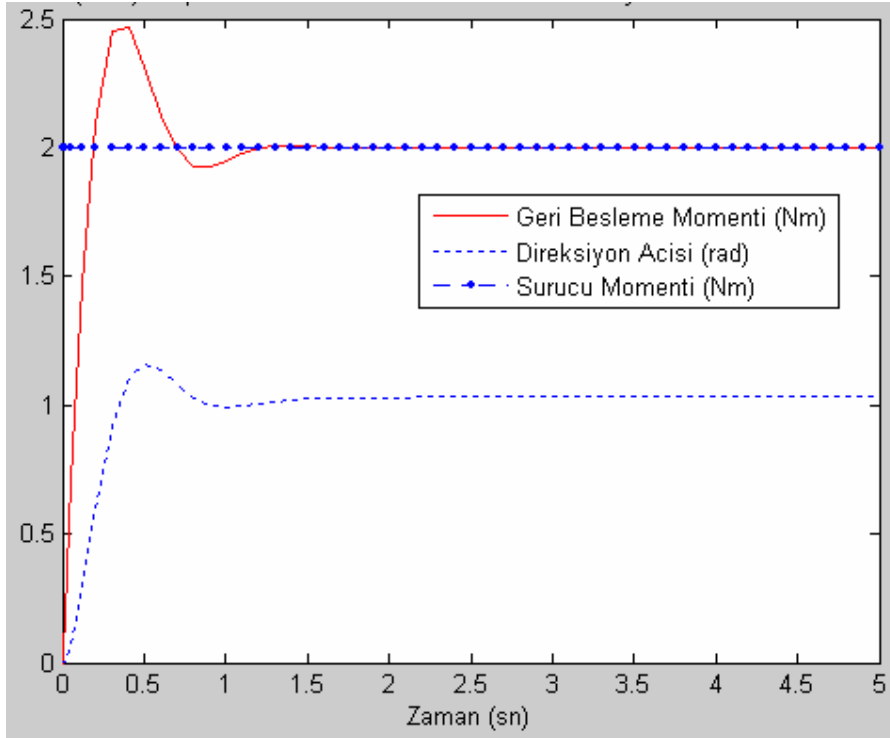
Şekil H.3 : Değişen Hız Değerlerine Karşın Fy Değişimi
[V50m01= Araç hızı 50m/s, tekerlek katsayısı “0,1” anlamındadır]



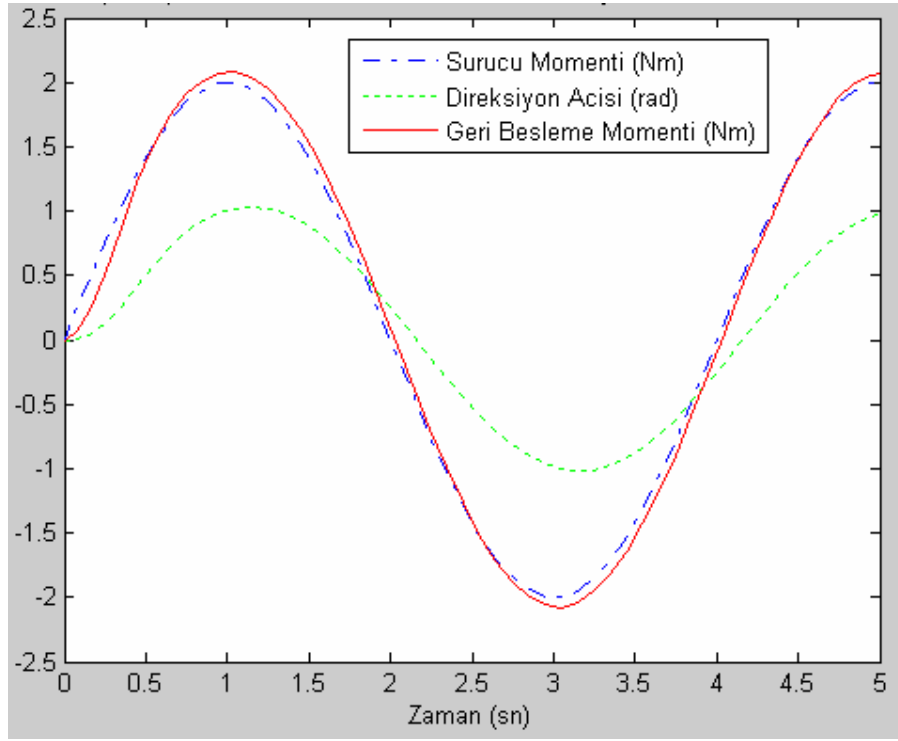
Şekil H.4 : Geri Besleme Momenti Tasarımı Modeli



Şekil H.5 : $V=20\text{m/s}$, $\mu = 0,1$ Alınarak Hesaplanan Geri Besleme Moment Kutusunun İç Görünüşü

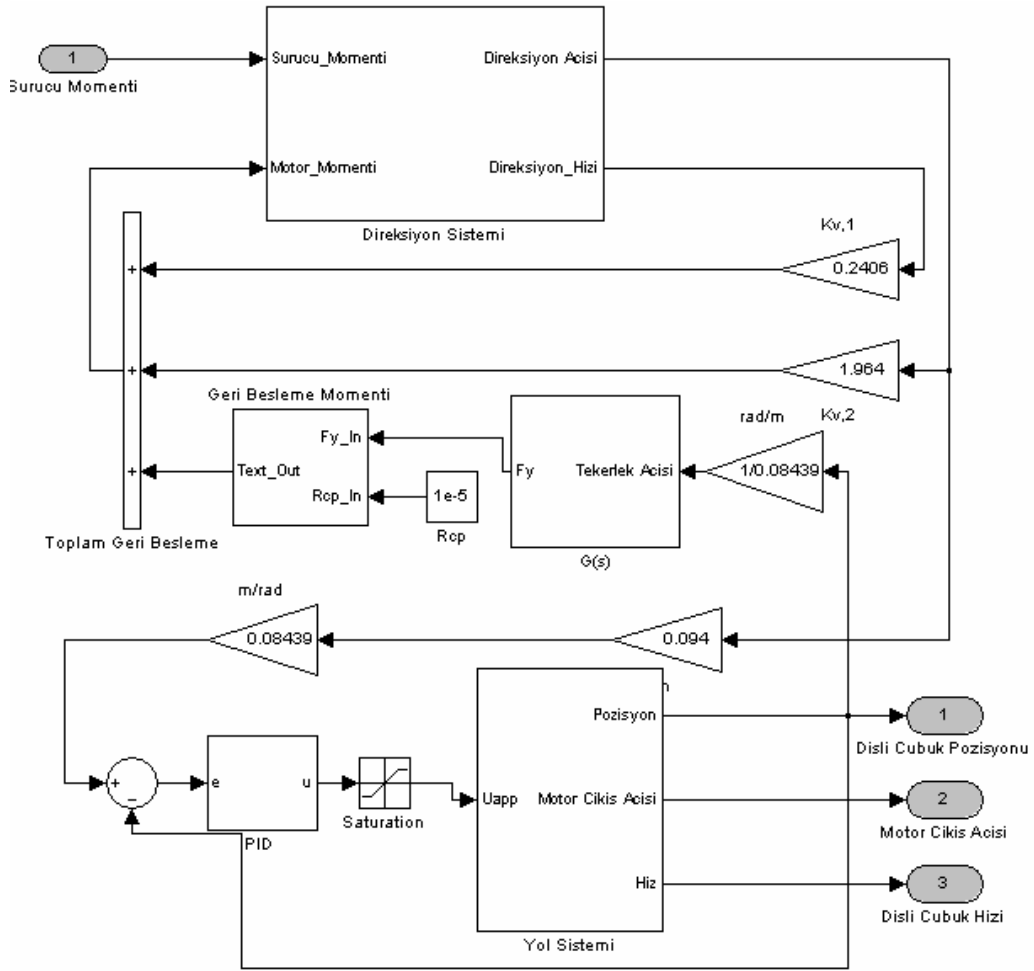


Şekil H.6 : 2Nm Basamak Biçiminde Sürücü Momenti Girişine Karşın Geri Besleme Momenti ve Direksiyon Acısı Değeri

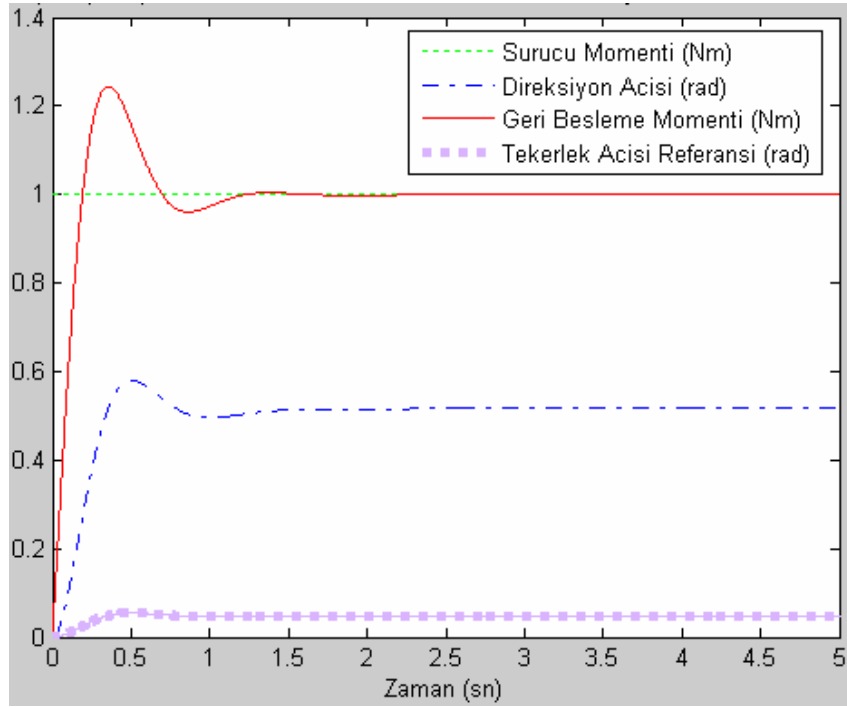


Şekil H.7 : $2 \cdot \sin(\pi/2 \cdot t)$ Biçiminde Sürücü Momenti Girişine Karşın Geri Besleme Momenti ve Direksiyon Acısı Değeri

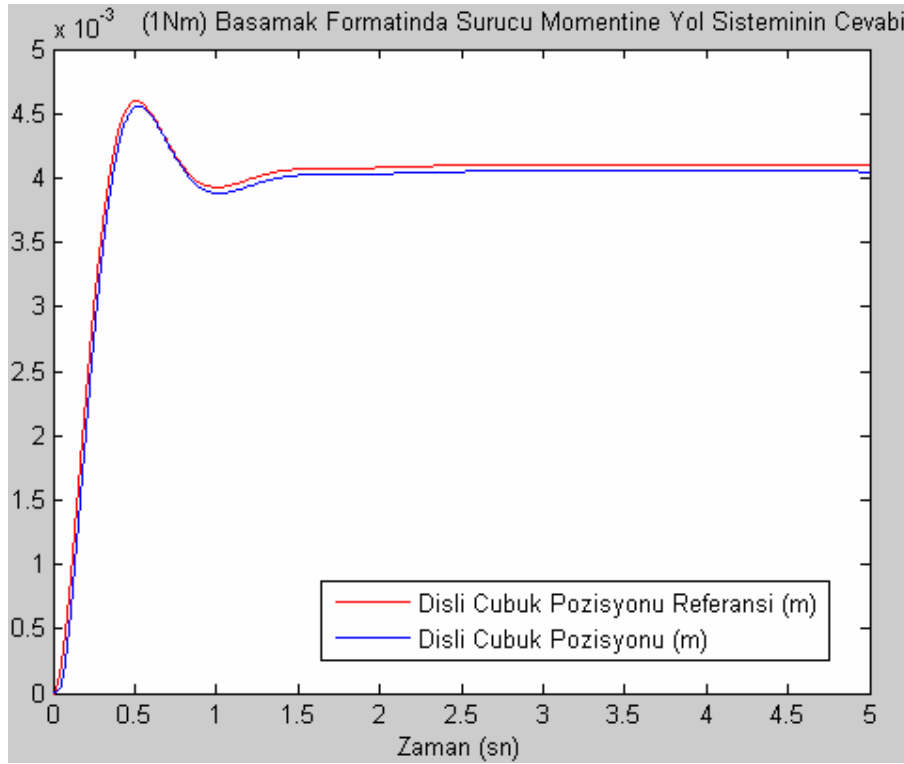
Ek_I. Elektrikli Direksiyon Sistemi Simülasyon Modelleri ve Sonuçları



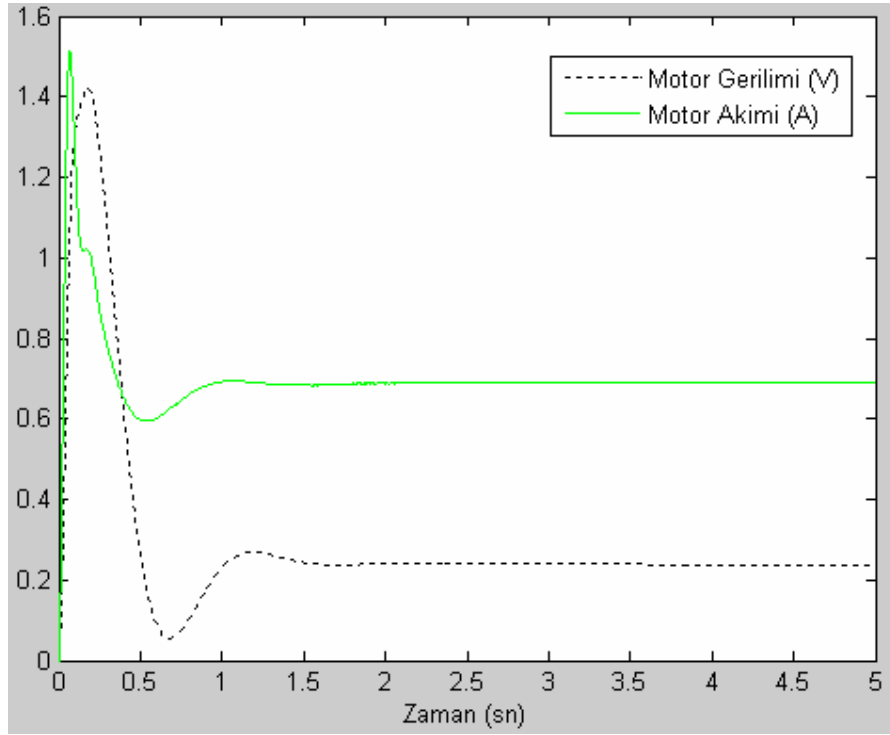
Şekil I.1 : Elektrikli Direksiyon Sisteminin Matlab Modeli



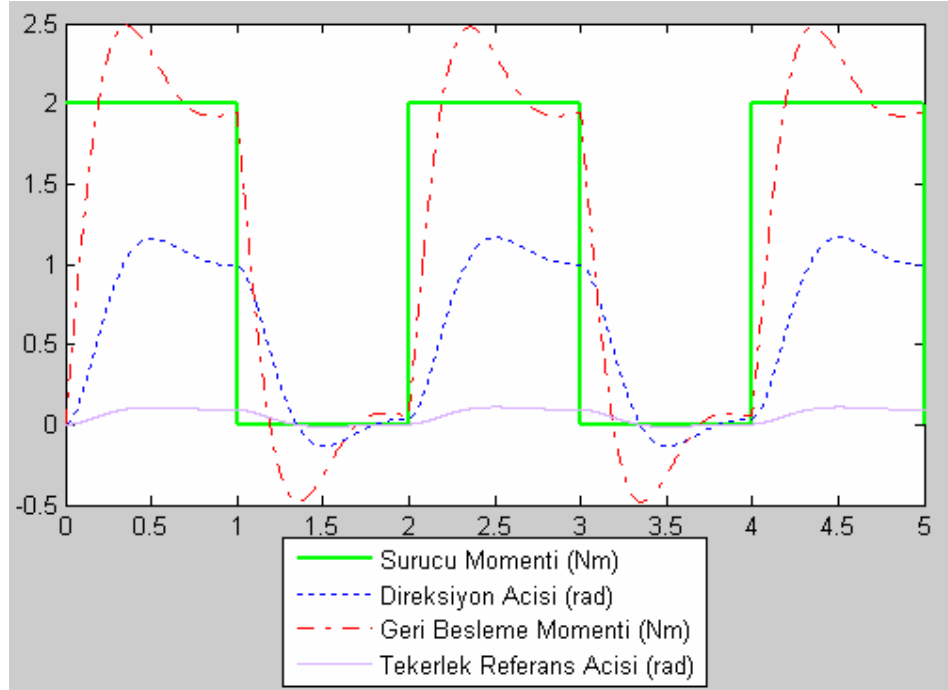
Şekil I.2a : (1Nm) Basamak Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Direksiyon Sisteminin Cevabı



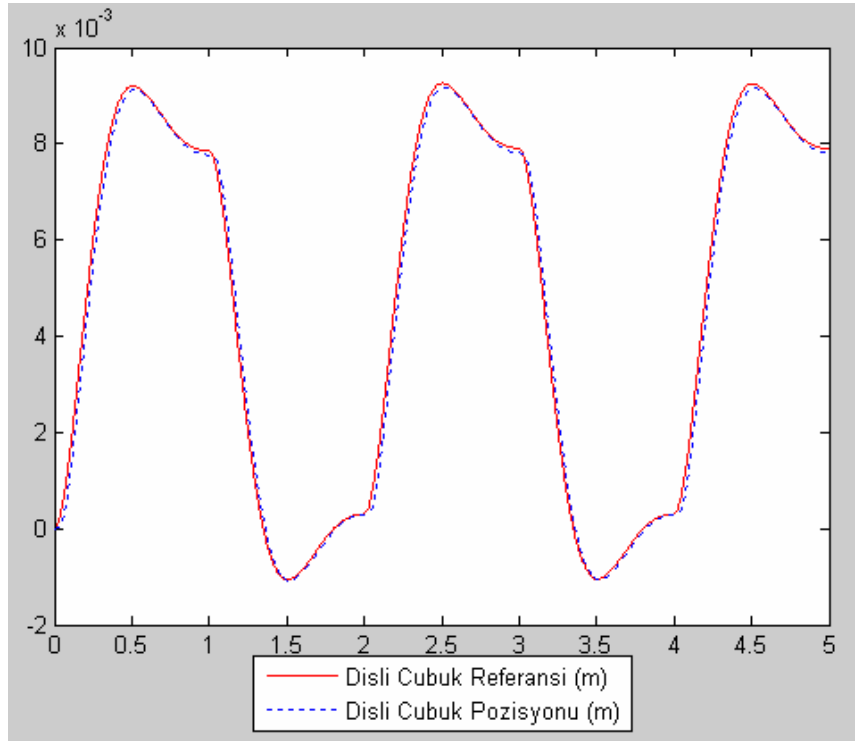
Şekil I.2b : (1Nm) Basamak Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Yol Sisteminin Cevabı



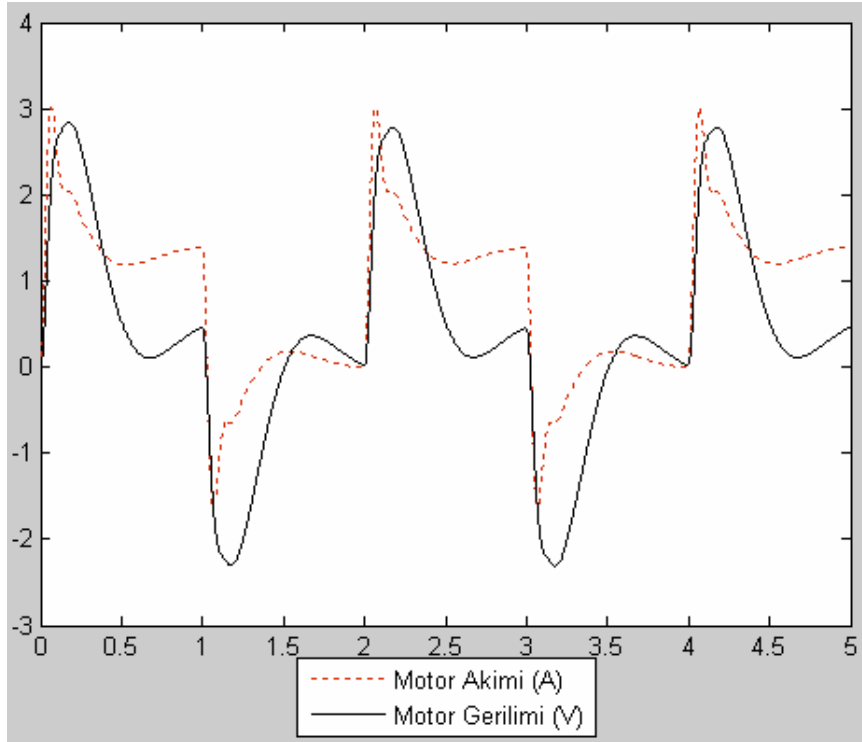
Şekil I.2c : (1Nm) Basamak Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Motor Parametreleri



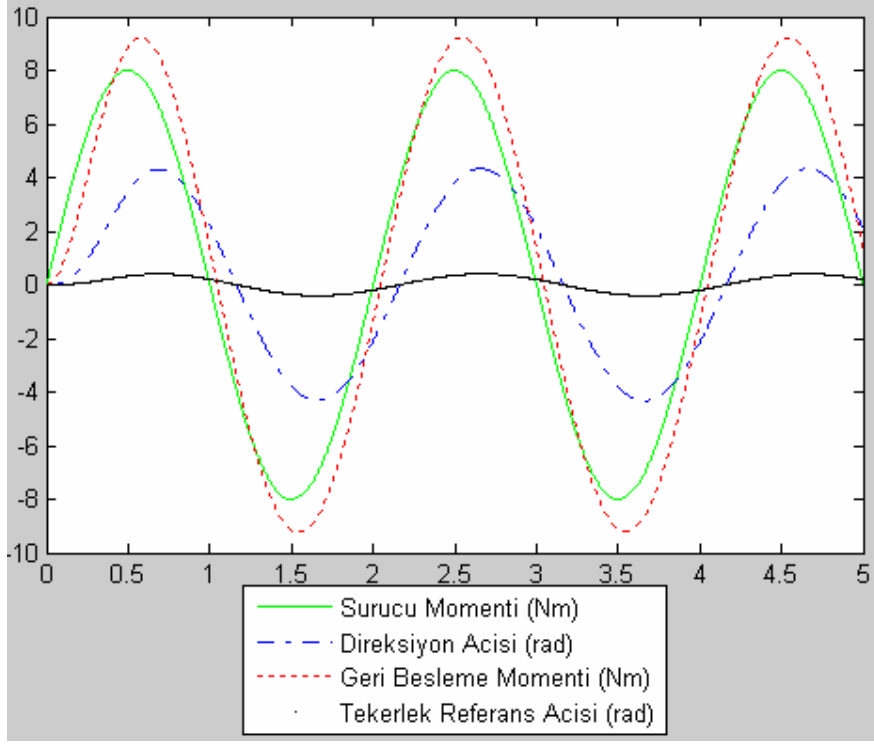
Şekil I.3a : (2Nm) %50 Doluluk Oranına Sahip Kare Dalga Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Direksiyon Sisteminin Cevabı



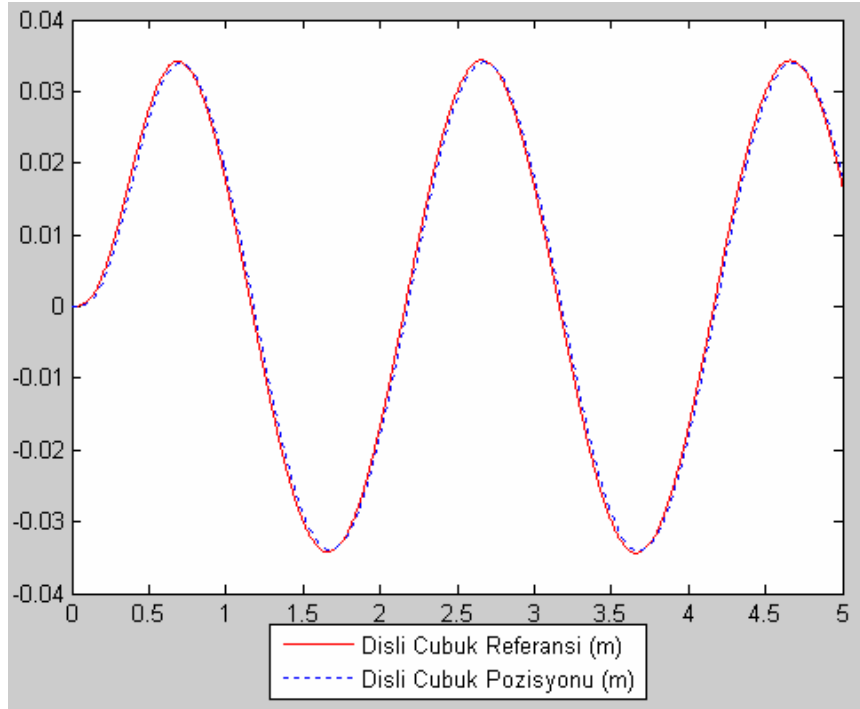
Şekil I.3b : (2Nm) %50 Doluluk Oranına Sahip Kare Dalga Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Yol Sisteminin Cevabı



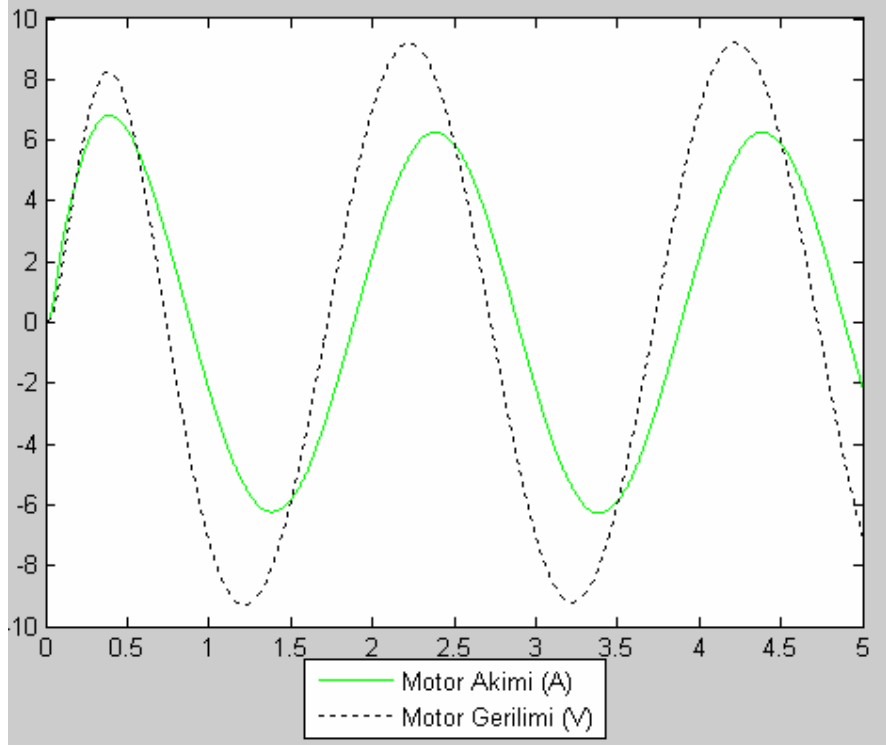
Şekil I.3c : (2Nm) %50 Doluluk Oranına Sahip Kare Dalga Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Motor Parametreleri



Şekil I.4a : (8Nm) Genlikli Sinüs Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Direksiyon Sisteminin Cevabı



Şekil I.4b : (8Nm) Genlikli Sinüs Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Yol Sisteminin Cevabı

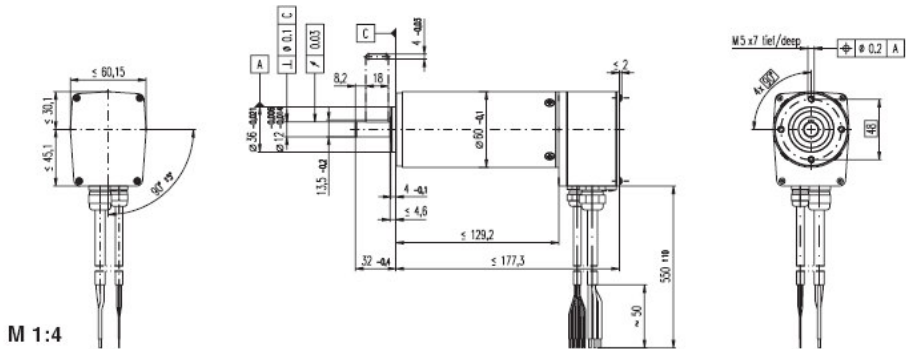


Şekil I.4c : (8Nm) Genlikli Sinüs Biçiminde Uygulanan Sürücü Momentine Karşın Motor Parametreleri

Ek_J. Yol Sisteminin Simülasyonunda Kullanılan Motorun Parametreleri

maxon EC motor

EC 60 Ø60 mm, brushless, 400 Watt, CE approved



M 1:4

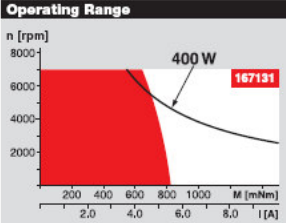
- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Order Number

Motor Data	16713C		16713I	
	Values at nominal voltage			
1 Nominal voltage	V	48.0	48.0	
2 No load speed	rpm	5370	3100	
3 No load current	mA	733	304	
4 Nominal speed	rpm	4960	2690	
5 Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	747	830	
6 Nominal current (max. continuous current)	A	9.38	5.85	
7 Stall torque	mNm	11800	6820	
8 Starting current	A	139	48.4	
9 Max. efficiency	%	86	85	
Characteristics				
10 Terminal resistance phase to phase	Ω	0.345	1.03	
11 Terminal inductance phase to phase	mH	0.273	0.82	
12 Torque constant	mNm / A	84.9	147	
13 Speed constant	rpm / V	113	65.0	
14 Speed / torque gradient	rpm / mNm	0.457	0.457	
15 Mechanical time constant	ms	3.98	3.98	
16 Rotor inertia	gcm ²	831	831	

Specifications

Thermal data	
17 Thermal resistance housing-ambient	1.3 K / W
18 Thermal resistance winding-housing	0.5 K / W
19 Thermal time constant winding	33.7 s
20 Thermal time constant motor	1200 s
21 Ambient temperature	-20 ... +100°C
22 Max. permissible winding temperature	+125°C
Mechanical data (preloaded ball bearings)	
23 Max. permissible speed	7000 rpm
24 Axial play at axial load < 30 N	0 mm
> 30 N	max. 0.14 mm
25 Radial play	preloaded
26 Max. axial load (dynamic)	26 N
27 Max. force for press fits (static) (static, shaft supported)	320 N
28 Max. radial loading, 5 mm from flange	8000 N
	240 N
Other specifications	
29 Number of pole pairs	1
30 Number of phases	3
31 Weight of motor	2450 g
Protection	IP64



Comments

- Continuous operation
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient. = Thermal limit.
- Short term operation
The motor may be briefly overloaded (recurring).
- Assigned power rating

Values listed in the table are nominal.

Connection Motor (Cable AWG 16)

Cable 1 Motor winding 1
Cable 2 Motor winding 2
Cable 3 Motor winding 3

Connection Sensors (Cable AWG 24)

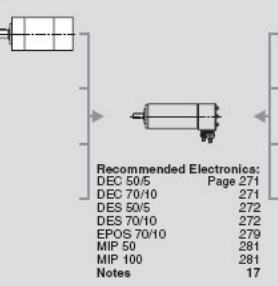
white Hall sensor 3
brown Hall sensor 2
green Hall sensor 1
yellow GND
grey V_{bat} 4.5 ... 24 VDC
blue Temperature monitoring (PTC)
pink Temperature monitoring (PTC)

Temperature monitoring
PTC resistance Microcapile 110°C
R 25°C = 0.5 kΩ, R 115°C = 1.2 ... 1.5 kΩ
R 115°C = 7 ... 13 kΩ, R 120°C = 18 ... 35 kΩ

Wiring diagram for Hall sensors see p. 28
Option: Motor connection with plug

maxon Modular System

1 Planetary Gearhead
Ø281 mm
20 - 120 Nm
Page 238



Overview on page 17 - 21

Encoder HEDL 9140
500 CPT,
3 channels
Page 255

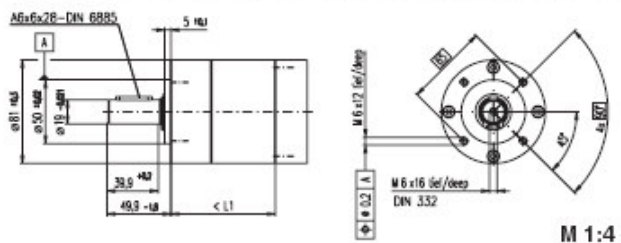
Resolver Res
Ø26 mm
10 V
Page 260

Brake AB 41
Ø41 mm
24 VDC, 2.0 Nm
Page 290

Ek_K. Yol Sisteminin Simülasyonunda Kullanılan Dişlinin Parametreleri

maxon gear

Planetary Gearhead GP 81 Ø81 mm, 20 - 120 Nm




Technical Data	
Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	steel
Bearing at output	ball bearing
Radial play, 8 mm from flange	max. 0.1 mm
Axial play	max. 1 mm
Max. permissible force for press fits	1500 N
Sense of rotation, drive to output	-
Recommended input speed	< 3000 rpm
Recommended temperature range	-30 ... +140°C
Number of stages	1 2 3
Max. radial load	24 mm from flange
Max. permissible axial load	400 N 800 N 1000 N 80 N 120 N 200 N

Option: low-play version


Stock program
 Standard program
 Special program (on request)

	Order Number					
	110408	110409	110410	110411	110412	110413
Gearhead Data						
1 Reduction	3.7 : 1	14 : 1	25 : 1	51 : 1	93 : 1	308 : 1
2 Reduction absolute	93/17	326/23	170/196	2504/4912	107163/1158	19983/64
3 Max. motor shaft diameter	mm 14	14	14	14	14	14
4 Number of stages	1	2	2	3	3	3
5 Max. continuous torque	Nm 20	60	60	120	120	120
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm 30	90	90	180	180	180
7 Max. efficiency	% 80	75	75	70	70	70
8 Weight	g 2300	3000	3000	3700	3700	3700
9 Average backlash no load	" 1.0	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0
10 Mass inertia	gcm ² 165	155	125	88	88	80
11 Gearhead length L1*	mm 84.0	105.7	105.7	127.3	127.3	127.3

*for 60 to L1 = 8 mm



overall length



overall length

Combination						
+ Motor	Page	+ Tacho	Page	+ Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (tacho / brake) + assembly parts
RE 75, 250 W	84					285.6 307.3 307.3 328.0 328.0 328.0
RE 75, 250 W	84	HED_5540	250/250			325.6 347.3 347.3 368.0 368.0 368.0
RE 75, 250 W	84			AB 75	291	325.6 347.3 347.3 368.0 368.0 368.0
RE 75, 250 W	84	HED_5540	250/250	AB 75	291	365.5 387.2 387.2 408.8 408.8 408.8
EC 60, 400 W	168					289.4 291.1 291.1 312.7 312.7 312.8
EC 60, 400 W	168	HEDL 0140	255			289.4 291.1 291.1 312.7 312.7 312.8
EC 60, 400 W	168	Pos 28	280			289.4 291.1 291.1 312.7 312.7 312.8
EC 60, 400 W	168			AB 41	290	283.0 304.7 304.7 326.3 326.3 326.4
EC 60, 400 W	168	HEDL 0140	255	AB 41	290	307.0 328.7 328.7 350.3 350.3 350.4

ÖZGEÇMİŞ

Fatih ÜNAL, 24.09.1982 tarihinde İstanbul'da doğdu. 1988 tarihinde Süreyya paşa İlköğretim Okulundan öğrenim hayatına başladı. İlk ve orta okulu aynı okulda okuduktan sonra 1996 yılında bu okuldan mezun oldu. 1996-2000 tarihleri arasında Pendik Lisesi'nde (Yabancı Dil Ağırlıklı) öğrenimine devam edip, 2000 tarihinde Kocaeli Üniversitesi – Elektrik Mühendisliği (İ.Ö) bölümünde eğitimine başladı. 2004 tarihinde Kocaeli Üniversitesinden mezun olup aynı sene içinde İstanbul Teknik Üniversitesi, Elektrik Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Elektrik Mühendisliği bölümünde eğitimine başladı.