

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AKTİF DİREKSİYON SİSTEMİ İLE YOL TAŞITI
KARARLILIĞININ KORUNMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Şeref Server ERSOLMAZ

Anabilim Dalı: Makina Mühendisliği

Programı: Sistem Dinamiği ve Kontrol

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Levent GÜVENÇ

HAZİRAN 2007

**AKTİF DİREKSİYON SİSTEMİ İLE YOL TAŞITI
KARARLILIĞININ KORUNMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Şeref Server ERSOLMAZ

(503041613)

Teslim tarihi : 7 Mayıs 2007

Savunma sınav tarihi: 11 Haziran 2007

Yönetici : Prof. Dr. Levent Güvenç (İTÜ)

Jüri Üyeleri : Y. Doç. Dr. Erdiñç Altuğ (İTÜ)

Y. Doç. Dr. Tankut Acarman (GÜ)

HAZİRAN 2007

ÖNSÖZ

Otomotiv sektöründe güvenlik her geçen gün daha fazla önem kazanan bir kriter olarak otomotiv üreticilerinin karşısına çıkmaktadır. Güvenlik standartlarının her geçen gün daha da sıkılaşması ve ileriki yıllar için kaza oranlarının düşürülme hedeflerinin ülkeler ve konsorsiyumlar tarafından çok sıkı takip edilmesi, bu konuda yapılan çalışmaların daha önem kazanmasına ve hızlanmasına yol açmıştır.

Bütün bu bilgilerin ışığında aktif güvenlik sistemleri ve bunlar üzerine yapılan çalışmalar artmakta ve her geçen gün yeni güvenlik sistemleri araçlar üzerinde test edilerek müşteriye sunulmaktadır. Bu çalışmada, aktif bir güvenlik sistemi olan 'aktif direksiyon ile yol taşıtı kararlılığının korunması' üzerinde durulmuş, bunun gerçekleştirilebilmesi için yol taşıtı modellerinin oluşturulmasına, bu modellerin doğrulanarak kontrolcü geliştirme çalışmalarında kullanılmasına yer verilmiştir. Ayrıca donanım içeren test düzeneği ile sistemin nasıl çalıştığı sınılanmış ve savrulma dinamiğinin nasıl korunduğunun gözlemlenmesi amacıyla çeşitli testler gerçekleştirilerek sonuçlarına yer verilmiştir.

Bu çalışmamın her aşamasında bana yol gösteren, bilgi ve deneyimi ile tezin oluşmasında büyük emeği olan saygıdeğer hocam Prof. Dr. Levent GÜVENÇ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu çalışmada kullanılan Adams/Chassis araç modelinin sağlanması, test düzeneğinin kurulup prototip aracın oluşturulması safhalarında bu tez çalışmasına destek olan ve açılan bir proje ile konu üzerinde yapılan çalışmalarını destekleyen Ford Otomotiv San. ve Tic. A.Ş.'ye teşekkürü bir borç bilirim.

Tüm hayatım boyunca her zaman yanımda olan, desteğini hiçbir zaman esirgemeyen ve bu günlere gelmemi sağlayan aileme teşekkür ederim.

Haziran 2007

Şeref Server Ersolmaz

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xiii
SUMMARY	xiv
1. GİRİŞ	1
1.1 Taşıtlı Kararlılığının Anlamı ve Önemi	1
1.2 Aktif Güvenlik.....	3
1.3 ESP Sistemi	5
1.3.1. ESP Sisteminin Tarihçesi ve Çalışma Prensipleri.....	5
1.4 Direksiyon Sistemi	11
1.5 Günümüze Kadar Yapılan Çalışmalar.....	16
1.6 Tezin Kapsamı.....	17
2. AKTİF DİREKSİYON MODELİ ve YOL TAŞIT MODELLERİNİN OLUŞTURULMASI	19
2.1 Giriş	19
2.2 Aktif Direksiyon Sisteminin Modellenmesi	19
2.3 Taşıtlı Dinamiği Modelleri	25
2.3.1 Temel Kavramlar	25
2.3.2 Tek İzli Taşıtlı Modelleri.....	26
2.3.3 Çift İzli Taşıtlı Modelleri	37
2.3.4 Tam Taşıtlı Modeli.....	44
2.4 Direksiyon Modeli İçeren Tam Taşıtlı Modeli	48
3. TAŞIT MODELLERİNİN DOĞRULANMASI	50
3.1 Matlab/Simulink Taşıtlı Modellerinin Adams/Chassis Taşıtlı Modeli ile Doğrulanması	51
3.1.1. Modeller Üzerinde Gerçekleştirilen Manevralar	51
3.1.2. Simülasyon Sonuçları	53
4. KONTROL ALGORİTMALARI	60
4.1 Model Regülatörünün Yapısı	60
4.2 Aktif Direksiyon Sistemi Kontrolcüsü.....	64
4.3 Savrulma Dinamiği Kontrolcüsü	66
5. DİREKSİYON TEST DÜZENİĞİ ve SİSTEM ELEMANLARI	71
5.1 Test Düzenliği	71
5.2 Sistem Elemanlarının Tanıtılması	72

5.2.1	Sistem Elemanları	73
5.2.2	Sistem Elemanlarının ve Kontrolcünün Taşıtı Üzerinde Paketlenmesi.....	76
6.	SANAL ORTAMDA ve TEST DÜZENEĞİ ÜZERİNDE GERÇEKLEŞTİRİLEN DENEYLER	81
6.1	Matlab/Simulink Ortamında Gerçekleştirilen Simülasyonlar	81
6.1.1	Farklı Yol Koşullarında Kontrolcünün Test Edilmesi.....	82
6.2	Test Düzeneği Üzerinde Donanım İçeren Simülasyonların Gerçeklenmesi:.....	88
7.	SONUÇLAR ve GELECEK ÇALIŞMALAR	95

TABLO LİSTESİ

Sayfa No

Tablo 1.1 Araçların ESP fonksiyonlu üretim yüzdeleri (2003–2005) [3].....	6
Tablo 1.2 ESP Sistemi Gelişimi [4].....	7
Tablo 2.1 Direksiyon Sisteminde kullanılan parametreler.....	20
Tablo 2.2 Tek İzli Araç Modelinde kullanılan parametreler.....	27
Tablo 2.3 Çift izli sanal araç modelinde kullanılan değişkenler.....	37

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1.	Trafik güvenliğini etkileyen faktörler [1]	2
Şekil 1.2.	ESP sistemi elemanlarının taşıttaki konumları [5]	8
Şekil 1.3.	ESP sisteminin genel çalışma prensibi [1]	9
Şekil 1.4.	Autosar yazılım geliştirilmesi zaman planı [8]	11
Şekil 1.5.	Direksiyon sistemi görünüşü [10]	12
Şekil 1.6.	Hidrolik direksiyon sistemleri [11]	13
Şekil 1.7.	Elektrik motorlu direksiyon sistemleri [11]	14
Şekil 1.8.	Elektrik motorlu direksiyon sistemleri [13]	15
Şekil 2.1.	Çift pinyonlu aktif direksiyon sistemi şematik gösterimi [24]	20
Şekil 2.2.	Aktif direksiyon sistemi simulink diyagramı	22
Şekil 2.3.	x/T_d frekans cevabı bode diyagramı	23
Şekil 2.4.	θ_c/T_d frekans cevabı bode diyagramı	24
Şekil 2.5.	θ_c/F_t frekans cevabı bode diyagramı	25
Şekil 2.6.	SAE standartlarına göre taşıt eksen takımı [25]	26
Şekil 2.7.	Tek izli taşıt modeli şematik gösterimi [27]	27
Şekil 2.8.	Adams/Chassis tekerlek modeli grafikleri	29
Şekil 2.9.	Doğrusal olmayan tek izli taşıt modelinde yalpa hareketinin modellenmesi	33
Şekil 2.10.	Yalpa modu içeren tek izli taşıt modeli (Matlab/Simulink)	35
Şekil 2.11.	Çift izli taşıt modelinin şematik görünümü	37
Şekil 2.12.	Çift izli taşıt modeline ait Matlab/Simulink blok diyagramı	42
Şekil 2.13.	Yalpa modu içeren çift izli taşıt modeli [24]	43
Şekil 2.14.	Tam taşıt modeli	44

Şekil 2.15. Tam taşıt modeline ait Matlab/Simulink modeli	47
Şekil 2.16. Aktif direksiyon modeli ile tam taşıt modelini birleştiren Matlab/Simulink modeli.....	48
Şekil 3.1. Adams modelinden alınan zaman-rak hareketi tablosunun Matlab/Simulink modeline eklenmesini	51
Şekil 3.2. ISO şerit değiştirme manevrası – (ADAMS/Chassis)	52
Şekil 3.3. Simulink ortamında Adams modeli grafiklerinin çizdirilmesi	53
Şekil 3.4. Adams modeli ile çift izli taşıt modelinin karşılaştırılması için kurulan modeli.....	54
Şekil 3.5. Çift izli taşıt modeli savrulma açısı sonucunun Adams modeli sonuçları ile karşılaştırılması.....	54
Şekil 3.6. ISO çift şerit değiştirme manevrası Matlab/Simulink ve Adams modelleri savrulma hızı sonuçları.....	55
Şekil 3.7. ISO çift şerit değiştirme manevrası Matlab/Simulink ve Adams modelleri aracın Y yörüngesindeki yer değiştirmesi.....	55
Şekil 3.8. ISO çift şerit değiştirme manevrası Matlab/Simulink ve Adams modelleri yalpa açısı sonuçları	56
Şekil 3.9. Adams modeli ile Matlab/Simulink ortamındaki tam taşıt modelinin karşılaştırılması için kurulan modelin görünüşü.....	57
Şekil 3.10. ISO çift şerit değiştirme manevrası ile Matlab/Simulink ve Adams modellerinde oluşan aracın yalpa açısı.....	57
Şekil 3.11. ISO çift şerit değiştirme manevrası ile Matlab/Simulink ve Adams modellerinde oluşan aracın kafa-vurma açısı.....	58
Şekil 4.1. Q filtresinin tasarımına ait frekans cevabı eğrisi.....	63
Şekil 4.2. Aktif direksiyon sistemi kontrolcüsü [32].....	64
Şekil 4.3. Normalize edilmiş sürücü torku-yardımcı tork eğrisi.....	65
Şekil 4.4. Birim basamak tork girişine karşılık rak yer değiştirmesi	65
Şekil 4.5. Model regülatörünün genel yapısı.....	66
Şekil 4.6. Savrulma dinamiği kontrolcüsünün genel çalışma yapısı	69
Şekil 4.7. Bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıtların savrulma hızlarının karşılaştırılması	70
Şekil 4.8. Bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıtların stroboskopik çizimler ile karşılaştırılması [32]	70

Şekil 5.1. Direksiyon test düzeneği.....	71
Şekil 5.2. Direksiyon açısı sensörü	73
Şekil 5.3. Rak mekanizmasına bağlanan enkoder	73
Şekil 5.4. IV251 devresi konfigürasyon seçenekleri.....	74
Şekil 5.5. Taşıt savrulma hızı sensörü.....	75
Şekil 5.6. Tork sensörü	75
Şekil 5.7. Doğru akım motoru ve sürücüsü.....	76
Şekil 5.8. Çift pinyonlu rak mekanizması	76
Şekil 5.9. Çift pinyonlu rak mekanizmasının taşıt üzerine montajı	77
Şekil 5.10. Elektrik motoru ve takometrenin montajı	78
Şekil 5.11. Direksiyon konum sensörünün montajı	78
Şekil 5.12. Tork sensörünün direksiyon koluna montajı	79
Şekil 5.13. Sistem elemanlarının taşıt üzerine montajı	79
Şekil 5.14. dSpace ünitelerinin prototip taşıt üzerine yerleşimi	80
Şekil 6.1. Dördüncü saniyede uygulanan 400Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt savrulma hızları	83
Şekil 6.2. Dördüncü saniyede uygulanan 400Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri	83
Şekil 6.3. Dördüncü saniyede uygulanan 700Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt savrulma hızlarının karşılaştırılması	84
Şekil 6.4. Dördüncü saniyede uygulanan 700Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri karşılaştırılması.....	84
Şekil 6.5. Islak yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 600Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt savrulma hızları	85
Şekil 6.6. Islak yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 600Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri karşılaştırılması	85
Şekil 6.7. Islak yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 700Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt savrulma hızları	86
Şekil 6.8. Islak yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 700Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri karşılaştırılması	86

Şekil 6.9. Buzlu yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 600Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri karşılaştırılması	87
Şekil 6.10. Buzlu yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 600Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri karşılaştırılması.....	87
Şekil 6.11. dSpace ControlDesk görünüşü	89
Şekil 6.12. Aktif direksiyon sistemi Simulink diyagramı görünüşü	89
Şekil 6.13. Savrulma Hızları	90
Şekil 6.14. Savrulma Hızları (Kontrolcülü Simulink modeli ve Test Düzeneği karşılaştırması)	91
Şekil 6.15. Savrulma Hızları – Yakın görünüş (Kontrolcülü Simulink modeli ve Test Düzeneği karşılaştırması)	91
Şekil 6.16. Savrulma hızları.....	92
Şekil 6.17. Savrulma Hızları (Kontrolcülü Simulink modeli ve Test Düzeneği karşılaştırması)	93
Şekil 6.18. Savrulma Hızları – Yakın görünüş (Kontrolcülü Simulink modeli ve Test Düzeneği karşılaştırması)	93

SEMBOL LİSTESİ

J_c	: Direksiyon simidi ve kolonunun atalet momenti
K_c	: Direksiyon kolonunun yay katsayısı
B_c	: Direksiyon kolonu sönümlleme katsayısı
M_r	: Rak kütlesi
B_r	: Rak sönümlleme katsayısı
K_r	: Rak yay katsayısı
F_{tr}	: Yoldan gelen bozucu etkiler
r_p	: Pinyon yarıçapı
G	: Motor dişli oranı
J_m	: Elektrik motoru atalet momenti
K_m	: Elektrik motoru ve dişli takımı yay katsayısı
B_m	: Elektrik motoru ve dişli takımı sönümlleme katsayısı
K	: Elektrik motoru tork sabiti
L	: Motor Endüktansı
R	: Motor Direnci
x	: Rak pozisyonu
$X-Y-Z$: Şasi eksen takımı
$X_0-Y_0-Z_0$: Yere sabit eksen takımı
$\Phi-\Theta-\Psi$: Şasi yalpa - yunuslama - savrulma açısı
$p-q-r$: Şasi yalpa - yunuslama - savrulma hızı
c.g.	: Araç ağırlık merkezi
l_f, l_r, l_w	: Ağırlık merkezinin ön aksa-arka aksa uzaklığı, İz genişliği
β	: Şasi yanal kayma açısı (Sideslip angle)
β_f, β_r	: Ön ve arka tekerlek yönelim dorultuları-şasi doğrultusu arasındaki açı
α_f, α_r	: Ön ve arka tekerlek yanal kayma açıları (Tire sideslip angle)
\underline{v}	: Şasi hız vektörü
$\underline{v}_f, \underline{v}_r$: Ön ve arka tekerlek hız vektörü
δ_f, δ_r	: Ön ve arka tekerlek yönelim açısı
F_f, F_r	: Ön ve arka tekerlek yanal kuvvetleri (yalnızca tek izli araç modeli için)
μ	: Sürtünme katsayısı

C_f, C_r	: Ön tekerlek ve arka tekerlek yanal sertliği
F_x, F_y	: Tekerlek kuvvetlerinin şasi eksenine izdüşümleri
M_z	: Tekerlek kuvvetlerinin düşey şasi ekseninde oluşturdukları moment
F_t, F_s	: Tekerlek boyunal-yanal kuvveti
F_z	: Tekerlek düşey kuvveti
ω	: Tekerlek açısal dönme hızı
s	: Tekerlek boyuna kayma değeri
J	: Aracın atalet momenti
m	: Aracın toplam kütlesi
m_s	: Aracın asılı kütlesi
e	: Asılı kütle ağırlık merkezinin yalpa eksenine mesafesi
$\frac{\partial L}{\partial \Phi}, \frac{\partial L}{\partial p}$: Yalpa ekseninde tanımlı burulma yayı sertlik katsayısı- sönüm katsayısı
M_d	: Bozucu etki momenti
C_x, C_y	: Boyuna-yanal sertlik katsayısı
τ_f	: Yönlendirme aktuatörü zaman sabiti
u, v	: Aracın boyuna-yanal hızı
I_{zz}	: Aracın düşey eksen etrafındaki atalet momenti
I_{xxs}	: Asılı kütlelerin yalpa eksenine etrafındaki atalet momenti
I_{xzs}	: Asılı kütlelerin atalet çarpanı
I_t	: Tekerleğin dönme atalet momenti
I_e	: Motorun dönme atalet momenti
$Tbrk_f, Tbrk_r$: Ön, arka fren momenti
h_{cg}	: Ağırlık merkezi yüksekliği
I_y	: Aracın y eksenine etrafındaki ataleti
φ	: kafa vurma açısı
F_L	: Yanal tekerlek kuvveti
F_B	: Fren kuvveti
t_f	: ön iz genişliği
t_r	: arka iz genişliği
$F_{S(i)}$: Süspansiyon yay kuvveti (1-önsağ, 2-önsol, 3-arkasağ, 4-arkasol)
$F_{D(i)}$: Süspansiyon damper kuvveti (1-önsağ, 2-önsol, 3-arkasağ, 4-arkasol)
$K_{LF} K_{RF} K_{LR} K_{RR}$: Yay katsayıları
$\beta_{LF} \beta_{RF} \beta_{LR} \beta_{RR}$: Sönümlenme katsayıları

$U_{LF,RF,LR,RR}$: Yoldan gelen girişler (her teker için)
G	: Aracın istenilen giriş çıkış arasındaki transfer fonksiyonu
G_n	: İstenilen model transfer fonksiyonu
Δ_m	: Belirsizlik çarpanı
L	: Döngü kazancı (Loop Gain)
Q	: Alçak geçirgen filtre
τ_Q	: Alçak geçirgen filtre zaman sabiti
K_{stat}	: İstenilen modelin statik kazancı

AKTİF DİREKSİYON SİSTEMİ İLE YOL TAŞITI KARARLILIĞININ KORUNMASI

ÖZET

Bu tezde aktif bir güvenlik sistemi olan 'Aktif direksiyon sistemi ile yol taşıtı kararlılığının korunması' amacıyla sanal ortamda direksiyon sistemi ve araç modelleri kurulmuş, bu modeller üzerinde testler gerçekleştirilmiştir. Ardından savrulma dinamiği kontrolcüsü olarak seçilen Model Regülatör kontrolcüsü direksiyon sistemi için kurulmuş ve çeşitli testler ile sınanmıştır. Ayrıca modellerin doğrulanması çalışmalarına ve donanım içeren test düzeneğinde testler gerçekleştirilerek sonuçlarının incelenmesine de tez çalışması kapsamında yer verilmiştir.

Birinci bölümde aktif güvenlik kavramının, otomotiv sektöründeki önemi üzerinde durulmuş ve savrulma dinamiğinin kontrolüne dayanan ESP (Elektronik Stabilité Kontrolü) sisteminin nasıl çalıştığı ile ilgili bilgi verilmiştir. Ayrıca direksiyon sistemlerine ve çalışmanın amacına değinilerek bugüne kadar gerçekleştirilmiş çalışmalar ile ilgili bilgi verilmiştir.

İkinci bölümde, aktif direksiyon sistemi ve yol taşıtı dinamiği modellerinin sanal ortamda kurulması çalışmaları açıklanmıştır. Çalışma direksiyon sisteminin kurulması ve ardından en basit araç modelinden (bisiklet modeli) başlanarak kademe kademe yol taşıtı modellerinin gelişimine ve sonuç olarak da tam bir yol taşıtı modeli oluşturmaya yer verilmiştir.

Üçüncü bölümde ise kurulan araç modellerinin doğrulanması çalışmasına yer verilmiştir. Model doğrulanmasında kullanılan modeller ve test sonuçları detayları ile sunulmuştur.

Dördüncü bölümde savrulma dinamiği kontrolcüsü olarak seçilmiş olan model regülatörü açıklanmış ve aktif direksiyon ile savrulma dinamiğinin kontrolüne nasıl uygulandığı matematiksel denklemlerle ortaya konulmuştur.

Aktif direksiyon test düzeneği ve prototip yol taşıtı çalışmaları tezin beşinci bölümünde açıklanmıştır. Bu bölüm içerisinde test düzeneğinde ve yol taşıtı üzerinde kullanılan sistem elemanları resimlerle açıklanmıştır.

Altıncı bölümde ise sanal ortamda ve donanım içeren test düzeneğinde (aktif direksiyon test düzeneği) gerçekleştirilmiş olan testlerin sonuçlarına yer verilmiştir. Testler arasında karşılaştırma yapılabilmesi için hem sanal ortamda hem de test düzeneği üzerinde aynı testler gerçekleştirilmiş ve kontrolcünün çalışma performansını ortaya koyabilecek testler seçilmiştir. Gerçekleştirilen test ile aracın sabit hızda ilerlerken herhangi bir direksiyon girişi uygulanmadığı sırada yanıl bir bozucu moment (rüzgar olarak düşünülebilir) altındaki davranışı incelenmiştir.

Yedinci ve son bölümde ise çalışmada elde edilen sonuçlar yorumlanmış ve gelecek için yapılması öngörülen çalışmalara değinilmiştir.

STABILITY ENHANCEMENT OF A ROAD VEHICLE USING ACTIVE STEERING

SUMMARY

In this thesis, active steering and vehicle dynamics models are constructed to evaluate stability enhancement of a vehicle with active steering, which is an active safety system for ground vehicles. Model Regulator controller was selected as a yaw stability controller and several tests were done on virtual models. Also validation phase of the virtual models and hardware in the loop tests and test results are presented in this thesis.

In the first chapter, active safety concept, ESP (Electronic Stability Program) system and working principles of the steering system are explained. Also, the purpose of the thesis is introduced and a literature review in this area is given.

In the second chapter, active steering and vehicle dynamics models in several degrees of freedom are derived on virtual base.

In the third chapter, validation of the vehicle models is presented. Detailed results of the validation tests are also given in this chapter.

The model regulator, which is selected as a yaw stability controller, is explained in the fourth chapter. The general design procedure and the important design criteria are given in detail.

In the fifth chapter, active steering test rig and the prototype vehicle used in real testing are presented. System components are explained with pictures.

In the sixth chapter, test results of the virtual models and hardware-in-the-loop (active steering test rig) tests are presented. To make a comparative evaluation, same types of tests are conducted on virtual models and the hardware-in-the-loop test rig. The tests are selected as application of disturbance yaw moment to a vehicle which is running at constant speed with no steering input.

In the seventh chapter, the results of this study are presented and recommendations for future work are stated.

1. GİRİŞ

Dünyada teknolojinin gelişmesi diğer sektörlerde olduğu gibi otomotiv sektöründe de hızla ilerleme sağlamaktadır. Zaman içinde estetiğin, ekonominin yanında güvenlik faktörü de taşıt tasarımında önem kazanmıştır. Trafik kazalarının çok düşük bir yüzdesi taşıt kusurlarından kaynaklansa da, insan hayatı çok önemlidir. Otomotiv firmaları, daha güvenli taşıt üretme çabasının oluşturduğu olumlu rekabetle, sürücü ve yolcuların güvenliğine giderek daha fazla önem vermekte, daha güvenli bir taşıt elde etmek üzere çaba harcamaktadırlar.

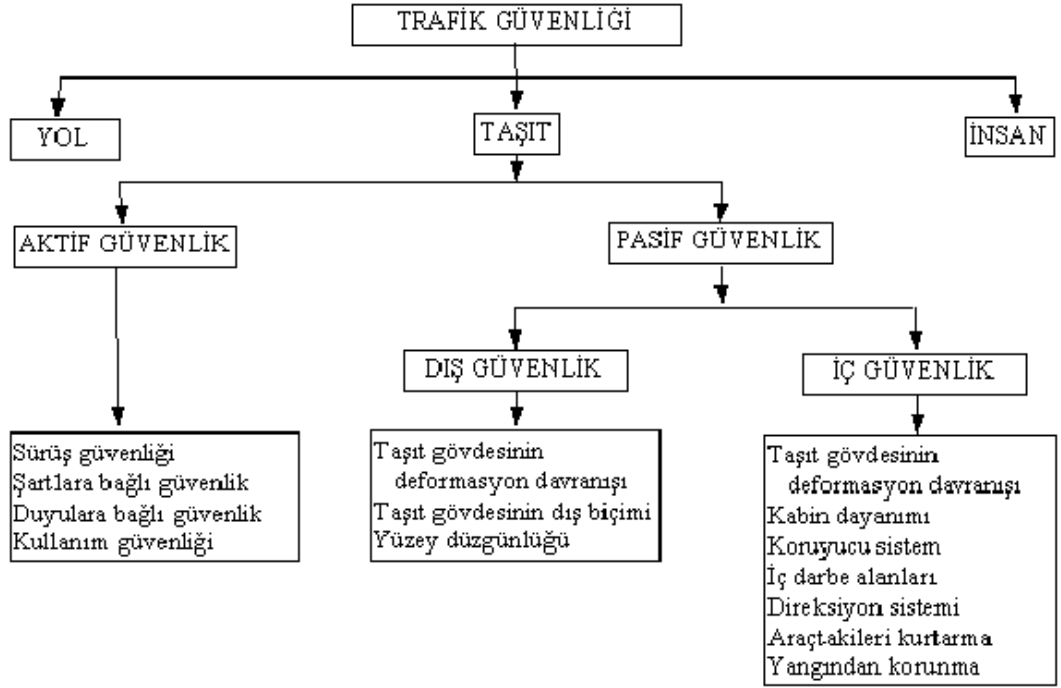
Günümüzde mekanik ve elektroniğin bir arada ve iç içe kullanıldığı ve tam bir elektro-mekanik sistem olarak düşünülebilecek olan taşıtların dinamiğinin korunması ve kazaların azaltılması çok önemlidir. Bu çalışmada taşıt dinamiğini iyileştirici modellerin geliştirilmesinde kullanılmak üzere Matlab/Simulink ortamında çeşitli seviyelerde taşıt modelleri ve çift pinyonlu direksiyon mekanizmasına sahip bir aktif direksiyon sistemi modeli kurulmuş, bu modellerin Adams/Chassis modelleri ile doğrulanmalarına yer verilmiş ve aktif direksiyon sistemi kontrolü ile yol taşıtı dinamiğinin iyileştirilmesi sanal ortamda kurulan modellerde ve donanım içeren simülasyon testleri ile incelenmiştir.

1.1 Taşıt Kararlılığının Anlamı ve Önemi

Günümüzde taşıt sayısının, taşıt hızının artması gibi sebepler taşıt trafiğinin yoğunlaşmasına ve trafik kazalarının artmasına sebep olmaktadır.

Trafik kazaları, taşıtlarla karayolu üzerinde gerçekleştiğinden öncelikle kazaların önlenmesi, önlenememesi durumunda da kaza sonucu olabilecek her türlü kaybın asgari düzeye indirilmesi için güvenlik önlemleri alınmaktadır ve güvenlik konusu üzerinde araştırmalar yapılmaktadır.

Trafik güvenliği, Şekil 1.1 'de de açıklandığı gibi, çevre, taşıt ve insanın etkileşimi sırasında ortaya çıkabilecek muhtemel sorunları, çözüm önerilerini ve geliştirilen yöntemleri içeren çok yönlü bir konudur.



Şekil 1.1. Trafik güvenliğini etkileyen faktörler [1]

Teknolojik gelişmelere paralel olarak, günümüz taşıtlarıyla ilgili geliştirme ve araştırma çalışmalarının aşağıdaki konularda yoğunlaştığı görülmektedir.

Teknolojik buluşlara bağlı olarak; performans, yakıt ekonomisi, çevre koruma, güvenlik, konfor ve güvenilirlik gibi bütün klasik fonksiyonların daha da geliştirilmesi, elektronik, alternatif malzeme, yeni deney ve imalat yöntemleri gibi yeni teknolojilerin geliştirilmesi, otoyolların tıkanması, şehirlerdeki hava kirliliğinin artması gibi trafik problemlerine uzun süreli sürekli çözümlerin üretilmesi.

1997 yılı istatistiklerine göre ülkemizde meydana gelen trafik kazalarındaki kusurların 2725'i (%0,4) taşıt kusurlarından kaynaklanmaktadır [1].

Bu ve bunun gibi bilgi ve verilerin sonucunda otomotiv şirketleri ve çeşitli yan sanayi firmaları sürüş güvenliğini artırıcı teknolojiler üzerinde çalışmaya başlamış ve bu yönde yatırımlara girişmişlerdir. Bunun sonucu olarak da günümüz taşıtları karmaşık elektro-mekanik sistemler içeren taşıtlara dönüşmüşlerdir. Bu sistemlerden biri de aracın sürücü, yol ve hava koşullarına göre dengeli bir seyir sağlamasına yardımcı olan taşıt stabilizasyonu sistemleridir. Bunlara ABS (Tekerlerin kilitlenmesini önleyici fren sistemleri), TCS (Anti Patinaj Sistemi), ESP (Elektronik Denge Programı veya Elektronik Stabilite (kararlılık) Sistemi olarak adlandırılabilir) gibi sistemler örnek olarak verilebilir.

Yukarıda saydığımız taşıt güvenliğini arttırıcı sistemlere her geçen gün bir yenisi eklenmekte bu konudaki çalışmalar otomotiv sektöründe yaşanan büyük rekabet ortamının da etkisiyle daha da hız kazanmaktadır.

Bu çalışmada incelenecek olan elektrik motoru tahrikli bir aktif direksiyon sistemi bir aktif güvenlik sistemi olarak görülebilir. Trafik güvenliğinin bir alt başlığı olarak ele alınan taşıt için ortaya konulan aktif güvenlik terimi şu şekilde açıklanabilir;

1.2 Aktif Güvenlik

Aktif Güvenlik sistemleri kazaların meydana gelmesini önlemeye yöneliktir ve iki alt kısımda incelenir.

- a) Sürücünün olup bitenle veya olabilecek bir durumla olan ilişkisi,
- b) Sürücünün kazadan kaçınmak amacıyla yapmak istediği veya gerçekleştirdiği hareketlere aracın tepkisi.

Aracın yol durumu hakkındaki bilgileri devamlı ve hassas olarak iletmesi ve sürücünün bunlarla birlikte diğer sinyalleri de yorumlayarak, gerekeni yapabilmesi açısından taşıt ve sürücü arasındaki ilişki önemlidir. Taşıt ve sürücü arasındaki bu ilişkiden başka, sürücünün durumu kontrol altına alması büyük ölçüde sinyalleri düzgün bir şekilde algılamasına ve yorumlamasına bağlıdır.

Aktif güvenlik bir otomobilin tasarımındaki en önemli kriterlerdendir. Karşılaşılan karmaşık trafik ortamında, sürücü herhangi bir kazaya karışmamak için büyük dikkat sarf etmek zorundadır. Aracın istenilen şekilde reaksiyon gösterebilmesi ve sınırlarına kadar rahatça kontrol edilmesini sağlayan uygun ekipmanlar aktif güvenliği arttırmaktadır. Örneğin, fren sistemi aracı etkili bir şekilde yavaşlatmalı ve bu durumu kalıcı olarak sürdürebilmelidir. Kilitlenmeyi önleyici fren sistemleri (ABS) birçok sürüş durumunda güvenliği arttıran önemli güvenlik sistemleridir. Yine, yüksek hızlanma gücüne sahip bir otomobil, özellikle sollama gibi tehlikeli durumlardan daha kolay uzaklaşabilmektedir. Yol tutuşu, yönlendirmeye çabuk cevap verebilme ve kararlılık da, aktif güvenliğin vazgeçilmez öğeleridir.

Bütün bu bilgilerin ışığında günümüzde kazaların önlenmesi, yolcu ve sürücü güvenliğinin arttırılması için taşıtlar elektromekanik sistemlere dönüşmüş ve her an kontrol edilerek olası risklerin önceden fark edilmesi ve ortadan kaldırılması yoluna gidilmiştir.

Böylelikle taşıtlar bilgisayarlarla (ECU - Electronic Control Unit) sürekli olarak kontrol edilen tam birer mekatronik sistem halini almışlardır.

Günümüzde bir aktif güvenlik sistemi olarak en yaygın kullanılan ve bilinen sistemler ABS ve ESP sistemleridir.

Taşıtlardaki direksiyon sistemleri de elektrik motoru destekli veya elektro-hidrolik ünitelere sahip yapılara dönüştükleri ve aktif olarak kontrol edilebildikleri için bir güvenlik arttırıcı unsur olarak taşıtlarda kullanılabilir. Bunun hayata geçmesinden bir önceki safha sistemin kontrol edilebilir bir aktüatörden destek almasını sağlamaktır. Bu aktüatörler EHPAS (Elektro hidrolik güç ile yardımcı güç üreten sistemler), EPS (Elektrik motoru desteği ile yardımcı güç üreten sistemler) gibi başlıklara ayrılabilir gibi bu aktüatörlerin direksiyon sistemine bağlandıkları bölgelere göre de alt başlıklara ayrılabilirler;

- Elektro-hidrolik direksiyon sistemleri
- Kolondan elektrik motoru ile destekli direksiyon sistemleri
- Rak'dan elektrik motoru ile destekli direksiyon sistemleri
- İkinci pinyon üzerinden elektrik motoru ile destekli direksiyon sistemleri vb...

Aktif bir güvenlik sistemi olarak çok yaygın olarak kullanılmaya başlanmasa da Aktif Direksiyon sistemleri ESP gibi taşıt dinamiğini koruyucu-iyileştirici sistemlere yardımcı sistemler olarak düşünülmekte ve bunun üzerine çalışmalar yürütülmektedir. Bu çalışmalardaki amaç aracın yol üstünde çeşitli dış etkenler (sürücü manevraları - yol koşulları) karşısında kararlılığını koruyarak seyir etmesini sağlamaktır. ESP sisteminde tekil frenleme ile gerçekleştirilirken, aktif direksiyon içeren bir taşıtta buna ek olarak tekerlerin dönme yönlerine de müdahale edilebilmektedir. Böylelikle taşıt kararlılığının korunması sadece fren mekanizmasının yardımı ile sınırlandırılmamakta, direksiyon sistemin de yardımı alınarak kararlılığın korunması yönünde (dinamik sınırlar içerisinde) optimum derecede verim alınması amaçlanmaktadır.

1.3 ESP Sistemi

Bu bölümde ESP (Elektronik Stabilite Sistemi) sisteminin ortaya çıkışından, tarihçesinden bahsedilecek ve sistemin nasıl çalıştığı ile ilgili bilgiler aktarılacaktır.

1.3.1. ESP Sisteminin Tarihçesi ve Çalışma Prensipleri

Anti-Blokaj Sistemleri (ABS) 1978 yılında Bosch tarafından ilk üretici olarak taşıtlarda kullanıldı. Günümüzde trafik güvenliği açısından önemli katkılar içermekte ve kritik fren anlarında aracın direksiyon ve sürüş güvenliğini sağlamaktadır [2].

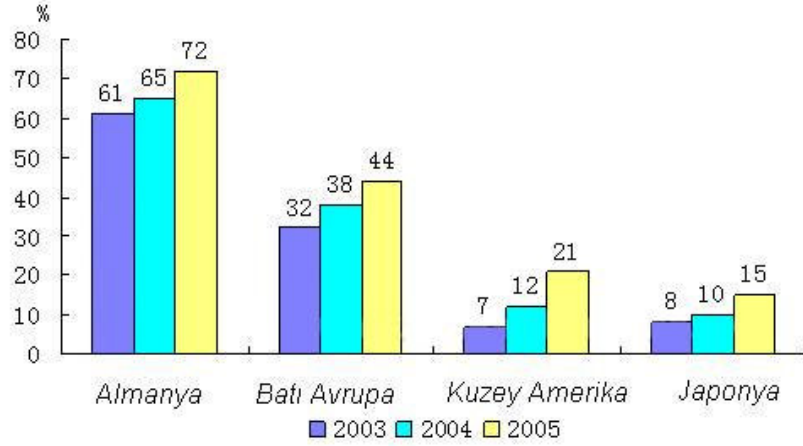
Anti-Patinaj Sistemleri (ASR) 1987 yılında Bosch tarafından piyasaya sürülmüştür. ASR sistemi ilk kalkışta ve hızlanmada, tahrik tekerleklerinin aşırı dönmesini engelleyerek, aracın güvenli hareketini sağlar. Bu sistemin diğer kısaltılmış adı İngilizce anlamından dolayı ETC (Electronic Traction Control) olarak da bilinir. Her türlü sürüş anında güvenliği sağlamak üzere Bosch 1995 yılında FDR (araç dinamik kontrolü - FahrDynamikRegelung) sistemini aktif sürüş emniyetini sağlamak üzere üretime almıştır. Özellikle virajlarda ve ani yol değişikliklerinde FDR sistemi, çok hızlı bir şekilde motor, şanzıman ve frene müdahale ederek aracın savrulmasını önler. Bu sistemin diğer kısaltılmış adı İngilizce anlamından dolayı VDC (Vehicle Dynamic Control) olarak da bilinir. FDR sisteminin can noktası olan "devir sensörü" havacılıktan alınmış ve Bosch tarafından otomobiller için modernize edilmiştir. Bosch bu üç farklı sistemi bir üniteye topladığı ve tekil frenleme ile taşıt kararlılığının sağlandığı yeni sistemi ESP (Elektronik Stabilite Sistemi) olarak adlandırdı. Farklı firmalarda farklı isimlerle anılan bu sistemin mantığı genel olarak şöyledir; Bir merkezi kontrol ünitesi, direksiyon açısı, moment ve ABS fren sisteminin sensörlerinden gelen verileri değerlendirerek, aracın savrulup savrulmadığını hesaplar. Buna göre gerekli tekerlere tekil olarak fren yaptırarak ve motor gücüne müdahale ederek aracı tekrar rotasına döndürmeye çalışır. Örneğin taşıt önden kayarsa viraj içinde kalan arka tekerlek, arkadan kayarsa viraj dışında kalan ön tekerlek bağımsız olarak frenlenir. Böylece taşıt tekrar doğru rotaya döndürülmeye çalışılır [2].

İlk defa Mercedes firması 1995 yılında CL modellerinde ve daha sonra BMW firması 7 serilerinde opsiyonel olarak sunulmaya başlanmıştır.

Günümüzdeki başlıca ESP sistemi üreticileri Bosch, Continental AG, Denso Japonya, ADCICS, CANDU ve Delphi'dir. Fakat pazarın büyük bir kısmını Bosch elinde tutmaktadır ve 2006 yılı başına kadar yaklaşık 20 milyon ESP seti satışı gerçekleştirmiştir.

Aşağıdaki grafikte 2003–2005 yılları arasında yeni taşıtların ESP'li üretim yüzdeleri görülmektedir.

Tablo 1.1 Taşıtların ESP fonksiyonlu üretim yüzdeleri (2003–2005) [3]



Başlıca otomotiv firmalarının ESP tedarikçileri ise şu şekildedir;

Otomotiv Firması ESP/ABS tedarikçisi

Toyota Bosch, Denso

BMW Bosch, Continental Teves

FORD Bosch, Continental Teves

Volvo Continental Teves

VW Bosch, Continental Teves

Benz Bosch, Continental Teves, Delphi

ESP sisteminin aktif güvenliği ne derece arttırdığı ile ilgili çeşitli çalışmalar yürütülmüştür ve yürütülmektedir.

Bu çalışmaların bazıları şu sonuçları ortaya koymuştur;

NHTSA'in (National Highway Traffic Safety Administration, ABD) 09/2004 tarihinde yayınladığı bir araştırmaya göre, tek aracın karıştığı kaza oranlarında;

Binek taşıtlarda %35 azalma

SUV taşıtlarda (Spor tarzı binek taşıtlar - Cipler) %67 azalma görülmüştür.

Toyota tarafından 05/2003 tarihinde yayınlanan bir araştırmaya göre ESP kullanımı ile birlikte ölümcül kazalarda %35 oranında azalma görülmüştür.

Bütün bu bilgilerin ışığında Avrupa birliği 2010 yılında gerçekleşen trafik kazaları oranında yüzde elli azalma olmasını hedef olarak belirlemiştir [3].

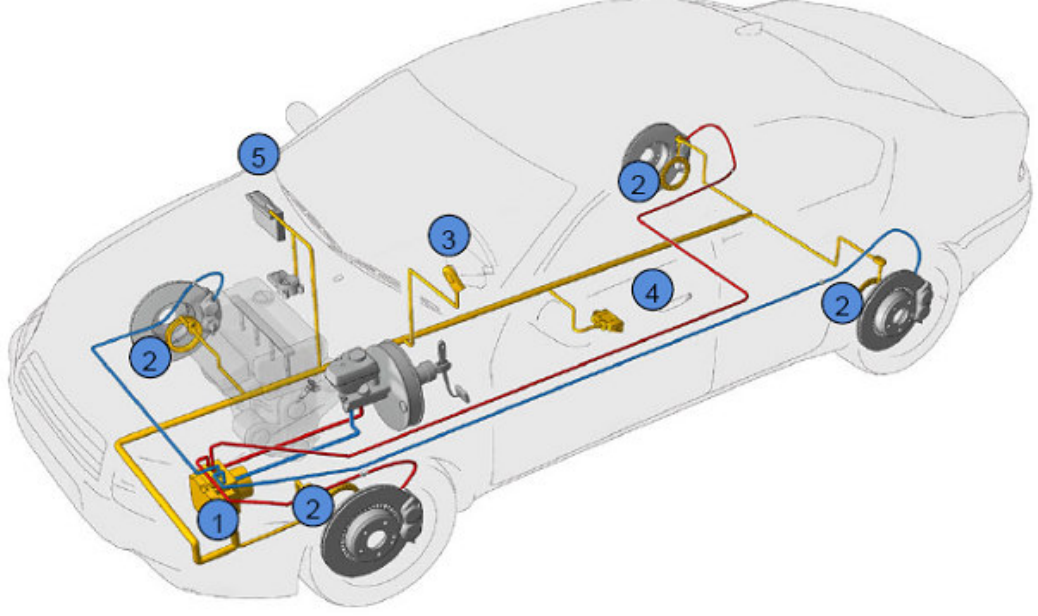
Yukarıda verilen araştırmalardan da görüldüğü üzere ESP sistemi ölümcül kazaların azaltılmasında çok önemli bir yere sahiptir ve bu nedenle de her geçen gün ESP sistemleri üzerine yapılan çalışmalar arttırılmakta, taşıt üzerindeki diğer sistemler ile (süspansiyon ve direksiyon sistemi gibi) etkileşimi arttırılarak daha efektif şekilde çalışması sağlanmaktadır. Tüm bu çalışmaların bir sonucu olarak da yeni model taşıtlarda ESP sistemi standart bir opsiyon haline gelmektedir.

ESP sistemi de taşıtlarda ilk kullanılmaya başlandığı 1995 yılından itibaren gelişme göstermiştir. Aşağıdaki tabloda da görüldüğü gibi sistem her geçen gün daha hafif ve yazılım olarak daha güçlü hale gelmiş ve taşıt üzerindeki diğer sistemlerle etkileşimi arttırılarak daha güvenli bir sürüş sağlanmasına yardımcı olmuştur.

Tablo 1.2 ESP sistemi gelişimi [4]

						
<i>Sistem</i>	1995 ESP 5.0	1997 ESP 5.3	1998 ESP 5.7	2002 ESP 8	2005 ESP [®] plus	2006 ESP 8 S-motor
<i>Ağırlık</i> (kg)	4,3* ¹	3,7* ¹	3,1	2,3	2,3	2,2
<i>Hacim</i> (cm ³)	3.800*	2.600*	2.400	1.600	1.600	1.500
<i>Kontrolcü</i> <i>Hafızası</i> (kB)	56	256	256	768	768 + 512* ²	768 + 512* ²

Genel olarak ESP Sisteminin Araca Yerleşimi aşağıdaki şekilde verildiği gibidir.



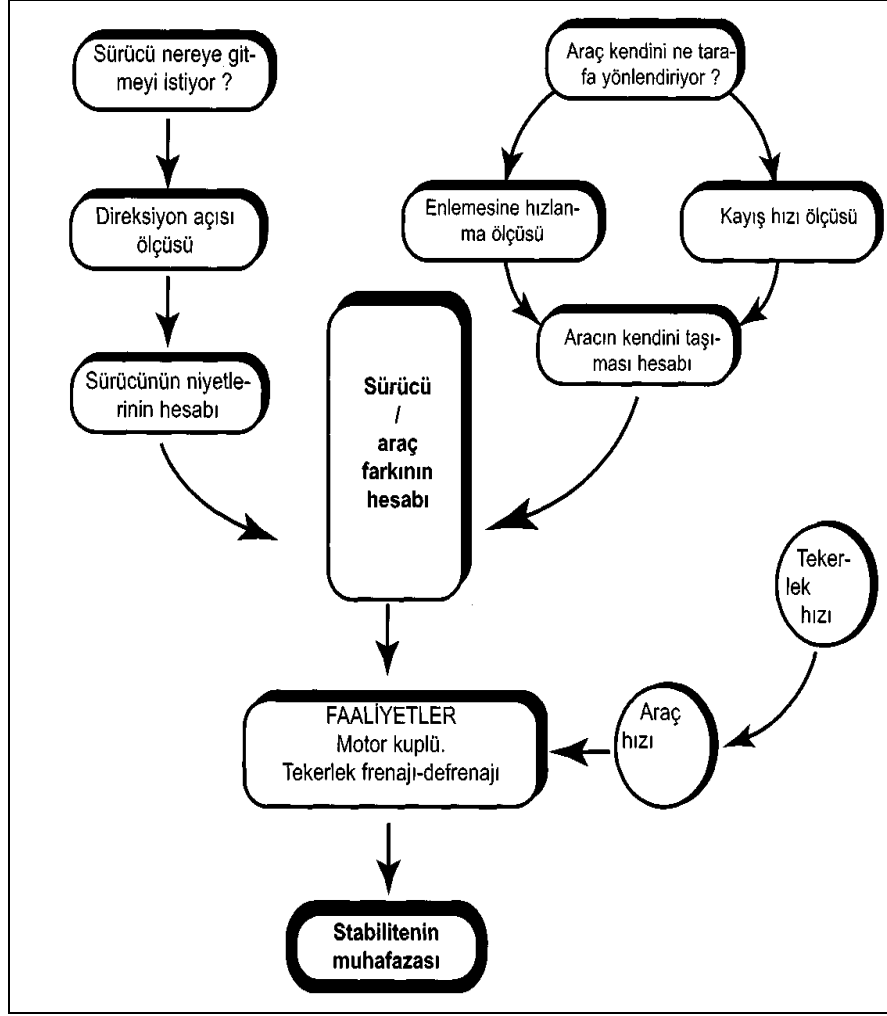
Şekil 1.2. ESP sistemi elemanlarının taşıttaki konumları [5]

Yukarıdaki şekilde;

1. Hidrolik Modülatör ve ECU
2. Teker Hız Sensörleri
3. Direksiyon Açısı Sensörü
4. Yanal ivme ve savrulma hızı sensörü
5. Motor yönetimi ile bilgi alışverişi (PJB)

şeklindedir.

ESP Sisteminin Çalışma Prensibi genel hatları ile bir blok diyagram şeklinde ortaya konulduğunda aşağıdaki şekil oluşmaktadır.



Şekil 1.3. ESP sisteminin genel çalışma prensibi [1]

ESP sisteminin sadece tekil frenleme ile çalışmasının yanı sıra taşıt üzerindeki diğer sistemlerle etkileşimli bir şekilde çalışması üzerine de çalışmalar yürütülmektedir. Bu çalışmalar içerisinde en önemlisi ve tezin de kapsamını ortaya koyan direksiyon sistemi yardımı ile taşıt kararlılığının korunması çalışmalarıdır.

Bosch ve Continental Teves gibi firmalar bir süredir ESP sisteminin aktif bir direksiyon sistemi ile birlikte çalıştığı ileri seviye savrulma dinamiği koruyucu sistemler üzerinde çalışmaktadırlar.

ESP, ABS, TCS gibi aktif güvenlik sistemlerindeki gelişmeler otomotiv elektroniği üzerinde de çalışmalar yapılması gerekliliğini ortaya koymuştur. Son yıllarda özellikle otomotiv endüstrisinde, elektronik sistem kullanımına eğilim çok büyük artış göstermiştir. Bir anlamda, otomotiv sektörünün geleceğinin elektroniğe ulaşılan gelişmelere bağlı olduğu söylenebilir. Günümüzde, modern taşıtlarda kullanılan elektronik sistemlerin ve fonksiyonların sayısı da büyük artış göstermektedir.

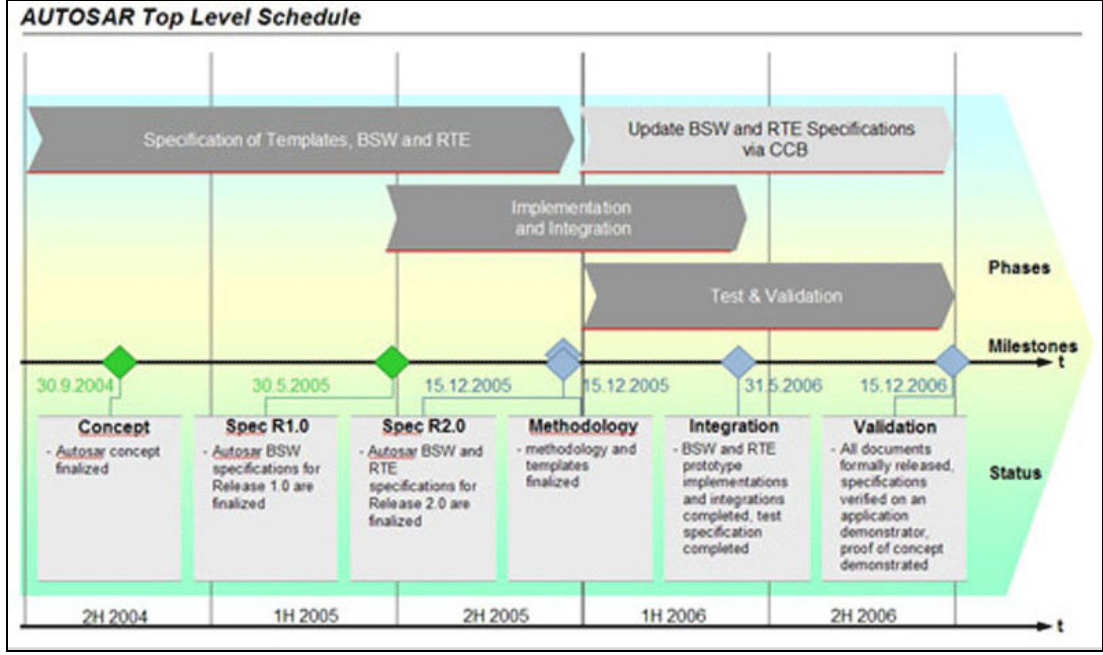
Bu gelişmeyi zorlayan faktörler, daha fazla güvenlik gereksinimi, düşük yakıt tüketimi, daha az kirlilik, sürücünün taşıt işleyişi hakkında daha fazla bilgilendirilmesi ve yardımcı sistemlerin yanı sıra eğlence sistemleri ve konfora yönelimlerdir. 2010 yılında, üretilen ortalama otomobil maliyetinin yaklaşık %40'ını elektronik sistemlerin oluşturacağı tahmin edilmektedir. Bu nedenle, birçok elektronik parça üreticisi, "otomotiv elektroniği bileşenleri" adı altında yeni ürün yelpazeleri oluşturmaktadırlar [6].

Otomotiv teknolojisindeki bu gelişmeler, birçok bilimsel ve teknolojik bakış açısının otomotiv alanına girmesine yol açmış ve "otomotiv mekatroniği" gibi yeni kavramların oluşmasına olanak vermiştir [7].

Sonuç olarak, otomotiv elektroniği genel tüketici elektroniğinden daha yüksek ve farklı gereksinimlere yanıt vermek zorundadır. Bu sayede, teknolojik açıdan genel tüketici elektroniğine yetişmesi ve bazı alanlarda geçmesi beklenmektedir. Bunun en önemli göstergesi ise, otomotiv elektroniğinin kendine özel bir pazara sahip olması ve bu pazarın gün geçtikçe büyümesidir. Otomobil üreticilerin ve destekleyici endüstrilerin görüş birliğine vardığı bir başka konu da, hiçbir firmanın, otomotiv elektroniğindeki bu gelişmeleri tek başına üstlenemeyeceğidir. Bu amaçla çeşitli konsorsiyumlar, ortaklıklar ve paylaşım ortamları oluşturulmaktadır [8].

Bu ortaklıklardan biri de AUTOSAR (Automotive Open System Architecture) kısa adı ile anılan ve otomotiv elektroniği, yazılım, ara yüzler ve taşıt yönetimi açısından açık bir standart oluşturmaya yönelik bir organizasyondur. Bu organizasyonda otomotiv firmaları ve yan sanayileri ortak bir konsorsiyumda birleşerek çalışmalarını yürütmektedirler. Çalışmalara ilk olarak BMW, Bosch, Continental, DaimlerChrysler ve Volkswagen firmalarının katılımı ile Ağustos 2002 yılında başlanmış ve hemen ardından bu firmalara Siemens VDO eklenmiştir. Asıl kurucu üyeler arasında ilk resmi sözleşme 2003 Temmuz ayında imzalanmış ve bunun ardından 2004 Kasım ayına kadar da Ford Motor Company, Peugeot Citroën Automobiles S.A. ve Toyota Motor Co. ve General Motors firmalarının katılımıyla asıl kurucu firma kadrosu oluşmuştur ve organizasyonun şu an 100'den fazla üyesi bulunmaktadır [9].

2004 Eylül ayında ilk konsepti ve çalışma planı oluşturan Autosar, 2007 Mart ayında ise 2.1 adını verdiği yayın ile ilk standartlaşma prosesini üyelerine sunmuştur.



Şekil 1.4. Autosar yazılım geliştirilmesi zaman planı [8]

Kuşkusuz bu ve bunun gibi ortaklıklar hem otomotiv elektroniğinin gelişiminin hız kazanmasını sağlayacak hem bu gelişmelerin daha geniş ortaklıklar vasıtası ile tüm üreticilere yayılarak müşteri talepleri açısından bir standartlaşmayı ortaya koyacaktır. Böylelikle aktif güvenlik sistemleri üzerine yapılan çalışmaların hız kazanması, geliştirme ve doğrulama (validasyon) sürelerinin kısalarak çok daha kısa sürede devreye girmesi beklenebilir.

1.4 Direksiyon Sistemi

Taşıt taşıtları üzerinde kullanılan direksiyonların amacı aracı istenilen yönde gidişe yönlendirmek ve gidişi kontrol altında bulundurmaktır. Taşıtlarda hareket daha çok bir düzlemsel harekettir ve dönme hareketini de bir dönme merkezi etrafında yapılan bir hareket olarak belirlemek mümkündür. Bu dönme merkezine ani dönme merkezi de denebilir.

Hidrolik direksiyon sistemlerinin kullanılması 1900'lü yılların başına uzanır. Taşıtların büyümesiyle birlikte yönlendirme için gerekli kuvvetler artmış olup manuel yönlendirme sırasında sürücü ile tekerlek arasında bir takım dişli, hidrolik, pnömatik vs. mekanik sistemlerin konulması kaçınılmaz olmuştur. Hidrolik yardımcı direksiyonlar direksiyon döndürme kuvvetini azaltarak şoföre aracı daha kolay yöneltme imkanı vermektedir. Bu sistemler direksiyon simidini döndürmeyi kolaylaştırmalı fakat şoförün direksiyon hissini edinmesini sağlamalıdır. Sürüş

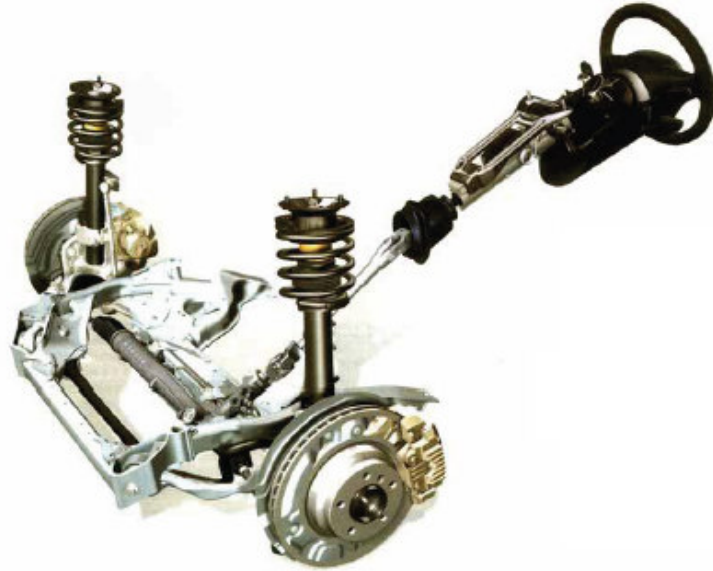
esnasında, aracın tekerlekleri tarafından yoldan dolayı oluşacak dirençleri direksiyon simidine iletir. Şoför bu hisse göre önceden davranarak aracı istenilen noktada döndürmeye çalışır.

Sürüş konforunu artırmak için modern otomobillerde geniş tabanlı ve düşük basınçlı lastikler kullanılmakta, bunun sonucunda da yol yüzeyi ve lastikler arasındaki sürtünmenin artması nedeniyle daha fazla direksiyon eforu gerekmektedir. Direksiyon eforu, direksiyon dişlisinin dişli oranının artması ile azalabilir.

Bununla birlikte, taşıt döndürüldüğü zaman daha büyük bir direksiyon simidi daha az dönme hareketine neden olacaktır ve bu keskin virajları dönmeyi zorlaştırır. Bu nedenle direksiyon eforu küçük tutulmak istendiğinde bazı yardımcı düzeneklere ihtiyaç vardır.

Diğer bir ifadeyle eskiden sadece büyük kapasiteli taşıtlarda hidrolik direksiyon sistemi kullanılırken günümüzde küçük kapasiteli binek otomobillerde de hidrolik direksiyon sistemi yaygın olarak kullanılmaktadır.

Direksiyon sistemi aracın yönlendirilmesini sağladığı için güvenlik açısından çok önemli bir sistemdir.

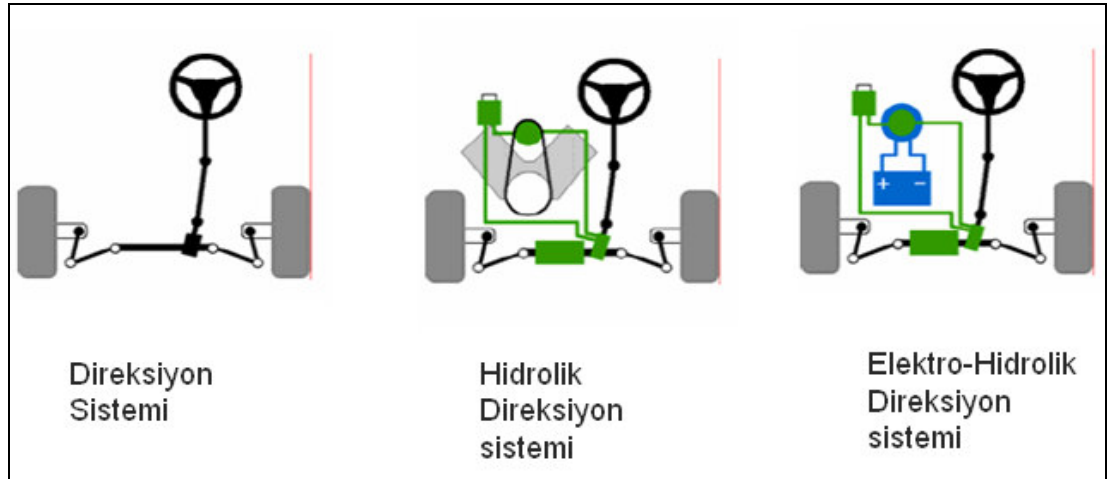


Şekil 1.5. Direksiyon sistemi görünüşü [10]

- Direksiyon sisteminden beklentiler 2 ana başlık altında incelenebilir;

- Sürücü Talepleri
 - Yardımcı kuvvetin yeterli olması
 - Hassasiyet
 - Ani şokları absorbe etmesi
 - Otomatik merkeze dönüş
 - Pasif güvenlik özellikleri
- Taşıt Gereklilikleri
 - Direksiyon kinematiği
 - Paketleme
 - Kompleksite

Direksiyon sistemleri genel olarak Hidrolik direksiyon sistemleri ve elektrik motoru destekli direksiyon sistemleri olarak 2 ana başlık altında incelenebilir.



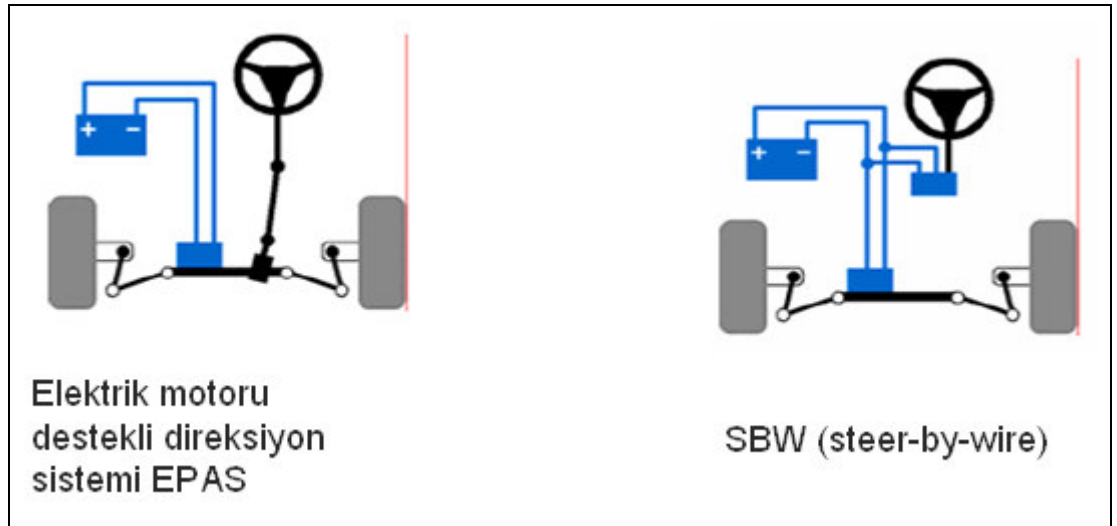
Şekil 1.6. Hidrolik direksiyon sistemleri [11]

Elektro - hidrolik direksiyonlar, ya doğrudan hidrolik direksiyonun hidrolik pompasında ya da sisteme akışkanı sürme işleminde elektrik motoru kullanır. Direksiyonun bu fonksiyonu sayesinde önemli derecede enerji tasarrufu sağlanır. Geleneksel direksiyon sistemleri, basınçlı akışı sağlamak için direksiyon dışına bağlı bir pistonun ya da sürücü tarafından harekete geçirmesiyle hareketini

motordan alan bir pompa kullanır. Elektro-hidrolik direksiyon sisteminde elektrik motoru tarafından sürülen yüksek-verimli bir pompa kullanır. Pompa hızı ve farklı direksiyon hareketlerinde istenilen pompa basıncı ve akışı bir elektronik düzenleyici tarafından ayarlanır. Pompa düz sürüş yapıldığında enerji tasarrufu sağlamak için düşük hızda çalışır veya kapanır. [12]

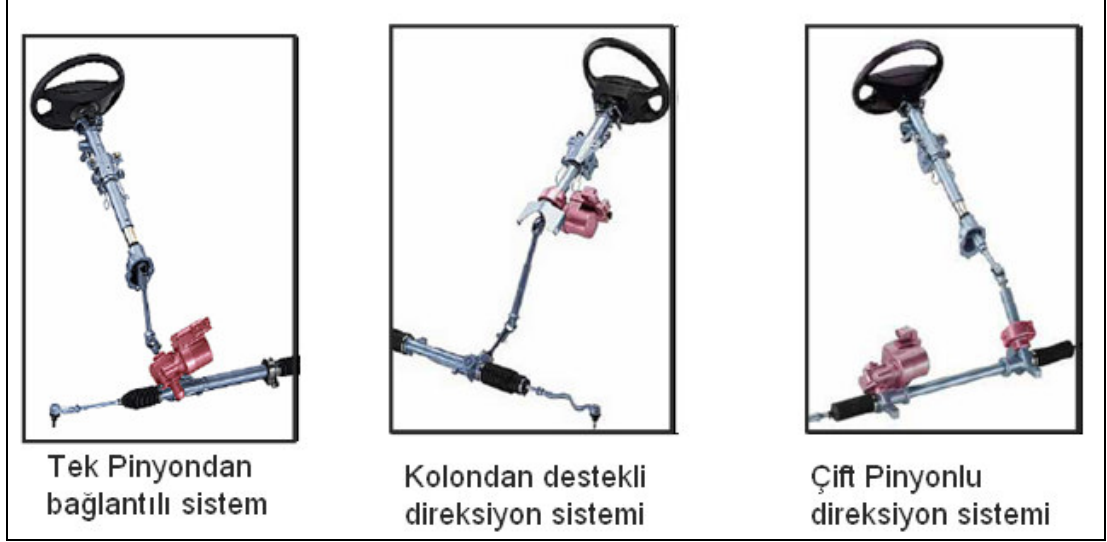
Direkt elektrikli direksiyonlarda, direksiyona hareket bir dişli mekanizması vasıtasıyla elektrik motoru tarafından verilir (Pompa ya da akışkana değil). Farklı tip motorlar ve vites kutularında kullanılabilir. Sürücünün hareketlerini bir mikroişlemci kontrol eder. Girdiler aracın hızı ve direksiyon bilgilerini, tekerlek torkunu, açılma pozisyonu ve dönme açısını içerir.

Steer – By – Wire (kablo ile sürüş ya da elektronik direksiyon) direksiyon sistemi mekanik bağlantı elemanlarının yerini elektrik ve hidrolik unsurların yer aldığı yeni bir “yönlendirme sistemi” almıştır. Burada direksiyon ve elemanlarının yerini yüksek performanslı bir bilgisayarla bağlantılı basit kablolar almıştır. Kablolar vasıtasıyla merkezi bilgisayara ulaşan sürücü komutları burada değerlendirilerek hidrolik sisteme iletilmekte ve ardından da ön tekerleklere uygulanmaktadır. Yönlendirme ile ilgili tüm emirler kablolar vasıtasıyla iletiildiği için bu yeni konsepte “Drive – By - Wire” yani kabloyla sürüş denmektedir.



Şekil 1.7. Elektrik motorlu direksiyon sistemleri [11]

Elektrik motorlu direksiyon sistemleri yardımcı tork kuvvetini sağlayan elektrik motorunun yerleşim yerine göre 3 ana başlık altında incelenebilir. Bu sistemler şekil 1.8’de görülebilir.



Şekil 1.8. Elektrik motorlu direksiyon sistemleri [13]

Elektrik motoru destekli direksiyon sistemlerinin Hidrolik direksiyon sistemlerine göre avantajları şu şekilde sıralanabilir;

- Sürüş ve Hassasiyet
 - i. Ayarlanabilir, aktif tork desteği
- Konfor
 - ii. Daha yüksek ve ayarlanabilir yardımcı tork desteği
 - iii. Daha az gürültü ve titreşim
- Fonksiyonellik
- Performans
- Maliyet
- Güvenlik
- Yakıt Ekonomisi

Elektrik motoru destekli direksiyon sistemleri bu avantajlarının yanında aktif bir direksiyon sistemi olarak sürücü taleplerine ve taşıt bilgilerine göre yardımcı tork değeri değişebilen, taşıt kararlılığını koruyucu yönde destek sağlayabilen bir güvenlik faktörü olarak taşıt endüstrisinde yerini almıştır.

Aktif direksiyon sistemleri yardımcı tork değerini taşıt hızına bağlı olarak sağlayabilmelerinin yanında, aracın kararlılığının bozulduğunun algılanması durumunda bunu düzeltici yönde yardımcı tork değeri de uygulayabilmektedir.

1.5 Günümüze Kadar Yapılan Çalışmalar

Literatürde özellikle son yıllarda elektrik motorlu direksiyon sistemleri, bu sistemlerin modellenmesi ve kontrolü üzerine çalışmalar yürütülmektedir. Bu çalışmaların ana amacı hem sürüş karakteristiklerine göre değişkenlik gösterebilen aktif direksiyon sistemlerinin oluşturulmasını ve böylelikle taşıt güvenliğinin artırılmasının sağlanması hem de yakıt tasarrufu ve gelecekteki teknolojilere hazırlık (steer-by-wire) olarak görülebilir.

Özellikle günümüzde otomotiv firmaları arasındaki büyük rekabet, pazara daha yeni ve iyi teknolojilerle girmeyi, sürücünün konforunu ve taşıt güvenliğini artırıcı teknolojilerin her geçen gün daha da artarak müşteriye sunulmasını zorunlu kılmıştır.

Aşağıda, son yıllarda elektrik motoru destekli direksiyon sistemleri ile ilgili yapılmış bazı literatür çalışmaları ve bu çalışmalarda ortaya konulan sonuçlara değinilmiştir;

Kim ve Song, [14] çalışmalarında bir elektrik motorlu direksiyon sistemini (EPS) iki ana başlık altında incelemişlerdir. Bunlar sürücü tarafından uygulanan torkun düşürülmesi ve direksiyon sisteminin merkeze dönüş (return to center) performansının iyileştirilmesidir. Sistem tarafından üretilen tork değeri bir tork eğrisi ile oluşturulmaktadır ve bu eğri taşıt hızı, direksiyon açısı ve referans tork değerine göre değişkenlik göstermektedir. Simülasyon sonuçları ve donanım içeren test sonuçları çalışmada sunulmuştur. Çalışma ile elektrik motoru destekli bir direksiyon sistemi ile sürücünün uyguladığı tork değeri düşürülebilmektedir ve bunun için PI yapıda bir kontrolcü kullanılmıştır. Direksiyon sisteminin merkeze dönüş performansının iyileştirilmesi için ise PID yapıda bir kontrolcü kullanılmıştır. McCann [15] taşıt dinamiğinin, savrulma sensöründen alınan geri beslemenin bir elektrik motoru destekli direksiyon sistemine beslenmesi ile iyileştirilmesi üzerine bir çalışma yapmıştır. Yardımcı tork değeri sürücü tarafından uygulanan torka ve savrulma hızı sensöründen gelen bilgilere göre değişkenlik gösteren bir ampirik formül ile oluşturulmuştur. Vijayakumar ve Chandran [16] çalışmalarında elektrik güç destekli bir direksiyon sistemi üzerinde durmuşlardır. DC motor direksiyon sistemine çeşitli dişliler ile bağlanmıştır. Sistemin durum denklemleri bond grafikleri kullanılarak oluşturulmuştur. Sistem kontrolcüsü DC motorun sürülmesi için bir voltaj çıkışı sağlamaktadır ve bu çıkış taşıt hızına ve direksiyon kolonuna uygulanan tork değerine göre değişkenlik göstermektedir. Tian, Yin ve Xie [17] çalışmalarında bir elektrik destekli direksiyon sisteminin (EPS) kararlılık ve dayanıklılığının H_{∞} bir

kontrolcü ile arttırılmasını sunmuşlardır ve direksiyon sisteminin dinamik bir modelini kurarak çalışmalarını simülasyon sonuçları ile desteklemişlerdir. Chabaan ve Wang [18] benzer bir çalışma ile H_{∞} kontrolcü kullanarak elektrik destekli direksiyon sisteminin performansının ve dayanıklılığının arttırılması üzerinde durmuşlardır. Fakat bu çalışmada sürücü tork değeri direkt olarak okunmamakta ve bir tork değeri biçicisi taşıt üzerinde halihazırda bulunan sensörlerden aldığı bilgilere göre tork değeri saptamaktadır. Yardımcı tork değeri eğrisi yine bu çalışmada da taşıt hızına ve sürücünün uyguladığı tork değerine bağlıdır. Raharjaona, Duc ve Mammam [19] çalışmalarında doğrusal parametrik değişken bir kontrolcünün bir H_{∞} kontrolcü ile yanal sürüş destek sistemi olarak tasarlanması üzerinde durmuşlardır. Kontrolcü parametresi için ise aracın doğrusal hızı seçilmiştir.

Parmar ve John [20] çift pinyonlu bir direksiyon sisteminin modellenmesi, LQR ve Kalman filtreleri kullanarak optimal bir kontrolcü kurulması üzerine çalışmışlardır. Çift pinyonlu direksiyon sisteminin hareket denklemleri Lagrange denklemleri yardımı ile oluşturulmuştur. Gene Liao ve Du [21] tam bir taşıt modeli ile birleştirilmiş bir elektrik destekli direksiyon sistemi üzerinde çalışmışlardır. Kolondan destekli bir direksiyon sisteminin dinamik modeli oluşturulmuştur. Kontrolcü giriş değeri olarak taşıt hızı ve sürücü tarafından uygulanan tork değeri belirlenmiştir. Adams ve Matlab programları kullanılarak simülasyonlar gerėekleştirilmiş ve sonuçları sunulmuştur. Adams programı aracın dinamik modelinin çalıştırılması, Matlab programı ise direksiyon sistemi kontrolcüsünün çalıştırılması için kullanılmıştır. Mammam [22] aktif direksiyon sistemi ile tekil frenleme sisteminin beraber çalışarak şerit takibi sağlanması üzerine bir çalışma yapmıştır. Ek direksiyon açısı değeri bir kontrolcü tarafından oluşturulmaktadır. Zarembo ve Davis [23] çift pinyonlu direksiyon sisteminin dinamik analizi üzerinde durmuşlardır. Yardımcı tork değeri dinamiği, direksiyon sistemi uygunluğu ve sürücünün sürüş konforu üzerine transfer fonksiyonları oluşturulmuştur. Düşük hızda park manevrası ve yüksek hızda geliş-güzel direksiyon manevraları en kötü yük durumu senaryoları olarak belirlenmiştir.

1.6 Tezin Kapsamı

Yol taşıtı kararlılığının aktif direksiyonla korunması başlıklı bu tezde bir aracın seyir halinde iken yol-ėevre koşullarından ve/veya sürücüden kaynaklanan nedenlerden dolayı dengesini kaybetmesinin engellemesi çalışmasına yer verilmiştir. Taşıt dengesinin korunması aktif direksiyon sistemi ile sağlanmaya çalışılmıştır.

Tez bölümleri kısaca şu şekilde oluşturulmuştur. İkinci bölümde sanal ortamda taşıt testlerinin gerçekleştirilmesi ve kontrolcü yapılarının denemesi için kurulan taşıt ve direksiyon modelleri matematiksel denklemleri ile detaylı olarak açıklanmıştır. Üçüncü bölümde ise kurulan taşıt modellerinin doğrulanmasının nasıl yapıldığı açıklanmış, bu doğrulama sonucunda ortaya çıkan grafik ve tablolar açıklanmıştır. Tez çalışmasının dördüncü bölümünde taşıt kararlılığının sağlanması için seçilmiş olan kontrolcü yapısı üzerinde durulmuş ve bu kontrolcünün direksiyon sistemi için nasıl kurulduğu detaylı matematiksel denklemler ile açıklanmıştır. Beşinci bölümde ise sanal ortamda gerçekleştirilen testler neticesinde ortaya çıkarılan kontrolcü yapısının test edilmesi için kurulmuş olan test düzeneği açıklanmıştır. Tezin altıncı bölümünde ise test düzeneğinde yapılan donanım içeren simülasyon sonuçlarına ve sanal ortamda ortaya çıkan sonuçlara yer verilmiş, bu sonuçlar karşılaştırılarak yorumlarda bulunulmuştur.

2. AKTİF DİREKSİYON MODELİ VE YOL TAŞITI MODELLERİNİN OLUŞTURULMASI

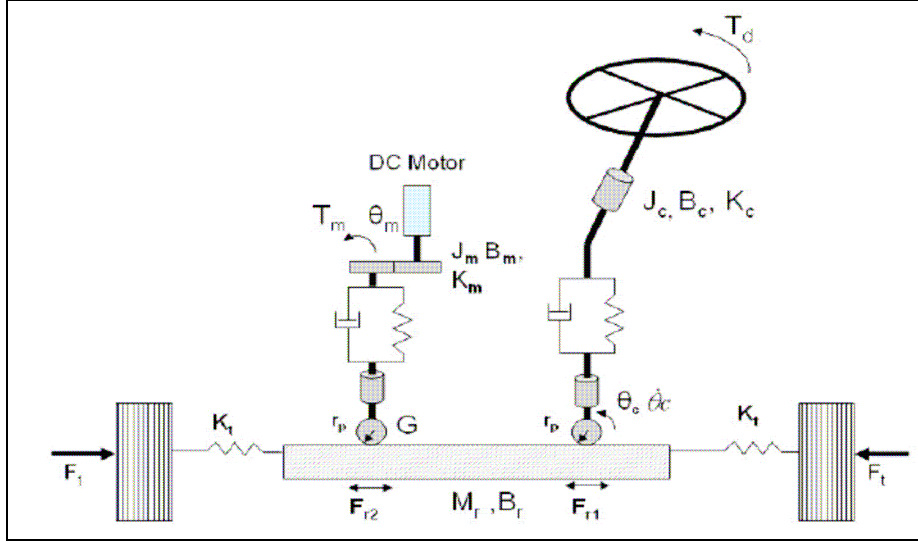
2.1 Giriş

Elektromekanik sistemlerde ve özellikle otomotiv gibi güvenliğin çok yüksek derecede önemli bir parametre olduğu sektörlerde tasarlanan kontrol sisteminin kullanımından önce çeşitli testlere tabi tutulması gerekmektedir. Bu testler hem güvenlik açısından hem de tasarlanan kontrol sisteminin performans ve yeteneklerinin belirlenmesi açısından çok önemlidir. Bu testler genellikle maliyetli, özellikle can ve mal güvenliği açısından riskli olabilecek testler olduğu için sanal ortamda kurulan modeller üzerinde ilk denemelerin gerçekleştirilmesi bir zorunluluk halini almıştır.

Bu bölümde bilgisayar ortamında geliştirilen simülasyon modelleri açıklanacaktır. Aktif direksiyon sistemi ve taşıt dinamiğinin modellenmesinde MATLAB/Simulink programı kullanılmıştır. Oluşturulan modeller, aktif direksiyon sistemi modeli, taşıt modelleri ve direksiyon sistemi modeli ile taşıt modelinin birleştirilmesinden oluşan 'direksiyon modeli içeren tam taşıt modeli' başlıkları altında ele alınmıştır.

2.2 Aktif Direksiyon Sisteminin Modellenmesi

Geliştirilen aktif direksiyon sistemi modellenmesinde çift pinyonlu rak mekanizması kullanılmıştır. Dinamik olarak modellenecek olan sistem olarak çift pinyonlu ve ikinci pinyon üzerinde bir elektrik motoru içeren sistemin seçilmesinin nedeni daha sonraki bölümlerde daha detaylı olarak değinilecek olan Aktif direksiyon test düzeneğinin ve Prototip taşıtın üzerinde kurulması planlanan sistemin çift pinyonlu bir direksiyon sistemi olmasıdır. Bu sistem basit olarak sağdan direksiyonlu bir rak mekanizmasının soldan direksiyonlu bir rak mekanizması ile birleştirilerek direksiyon kolonuna bağlanmasını ve açıkta kalan pinyon üzerinden de elektrik motoru bağlantısı yapılması üzerine kurulmuştur. Hidrolik ünitesi çıkarılmış çift pinyonlu aktif direksiyon sisteminin şematik gösterimi Şekil 2.1' de görülmektedir.



Şekil 2.1. Çift pinyonlu aktif direksiyon sistemi şematik gösterimi [24]

Tablo 2.1 Direksiyon sisteminde kullanılan parametreler

J_c	Direksiyon simidi ve kolonunun atalet momenti	kgm^2
K_c	Direksiyon kolonunun yay katsayısı	Nm/rad
B_c	Direksiyon kolonu sönümlenme katsayısı	Nms/rad
M_r	Rak kütlesi	kg
B_r	Rak sönümlenme katsayısı	Nms/rad
K_r	Rak yay katsayısı	Nm/rad
F_{tr}	Yoldan gelen bozucu etkiler	N
r_p	Pinyon yarıçapı	m
G	Motor dişli oranı	-
J_m	Elektrik motoru atalet momenti	kgm^2
K_m	Elektrik motoru ve dişli takımı yay katsayısı	Nm/rad
B_m	Elektrik motoru ve dişli takımı sönümlenme katsayısı	Nms/rad
k	Elektrik motoru tork sabiti	Nm/A
L	Motor Endüktansı	Henry
r_p	Motor Direnci	Ohm
x	Rak pozisyonu	m

Direksiyon sisteminin dinamik modellenmesinde Lagrange denklemlerinden yararlanılmıştır. Denklemlerde kullanılan parametreler Tablo 2.1’de listelenmiştir.

Direksiyon sisteminin toplam kinetik enerji denklemi şu şekilde yazılabilir;

$$T_M = T_{\text{kolon}} + T_{\text{pinyon2}} + T_{\text{rak}} = \frac{1}{2} J_c \dot{\theta}_c^2 + \frac{1}{2} J_m \dot{\theta}_m^2 + \frac{1}{2} M_r \dot{x}^2 \quad (2.1)$$

Denklemden θ_c ve θ_m , kolon ve ikinci pinyon açısal konumlarını, \dot{x} ise rakın hızını temsil etmektedir.

Direksiyon sisteminin toplam potansiyel enerji denklemi ise;

$$\begin{aligned} V_M &= V_{\text{kolon}} + V_{\text{pinyon2}} + V_{\text{rak}} \\ &= \frac{1}{2} K_c \left(\theta_c - \frac{x}{r_p} \right)^2 + \frac{1}{2} K_m \left(\theta_m - \frac{xG}{r_p} \right)^2 + \frac{1}{2} K_t x^2 \end{aligned} \quad (2.2)$$

Enerji denklemlerine göre Lagrange denklemi;

$$\begin{aligned} L_M &= T_M - V_M \\ &= \frac{1}{2} J_c \dot{\theta}_c^2 + \frac{1}{2} J_m \dot{\theta}_m^2 + \frac{1}{2} M_r \dot{x}^2 - \frac{1}{2} K_c \left(\theta_c - \frac{x}{r_p} \right)^2 \\ &\quad - \frac{1}{2} K_m \left(\theta_m - \frac{xG}{r_p} \right)^2 - \frac{1}{2} K_t x^2 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Genel ifadesi,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad i=1,2,\dots,n \quad (2.4)$$

şeklinde olan Lagrange denklemleri θ_c , θ_m ve x bağımsız koordinatları için yazılırsa:

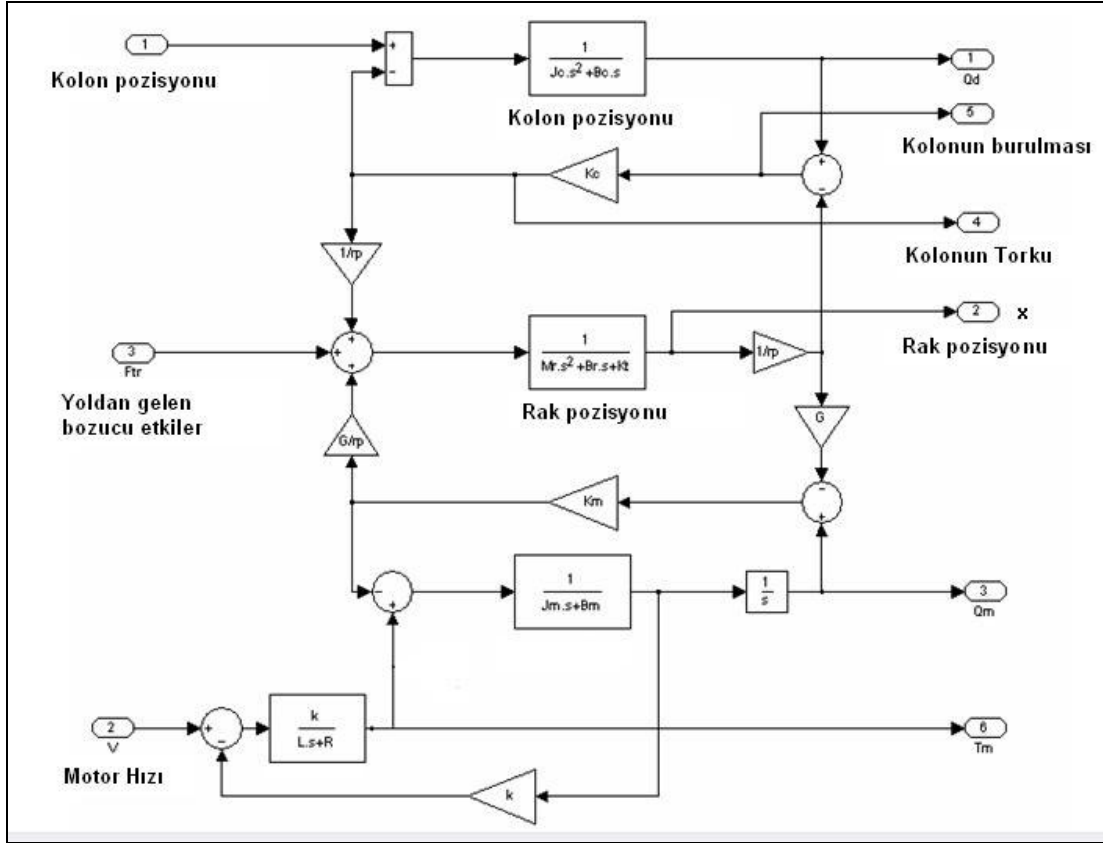
$$J_c \ddot{\theta}_c + B_c \dot{\theta}_c + K_c \left(\theta_c - \frac{x}{r_p} \right) = T_d \quad (2.5)$$

$$J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + K_m \left(\theta_m - \frac{xG}{r_p} \right) = T_m = ki \quad (2.6)$$

$$M_r \ddot{x} + B_r \dot{x} + K_r x = \frac{K_c}{r_p} \left(\theta_c - \frac{x}{r_p} \right) + \frac{K_m G}{r_p} \left(\theta_m - \frac{xG}{r_p} \right) + F_{tr} \quad (2.7)$$

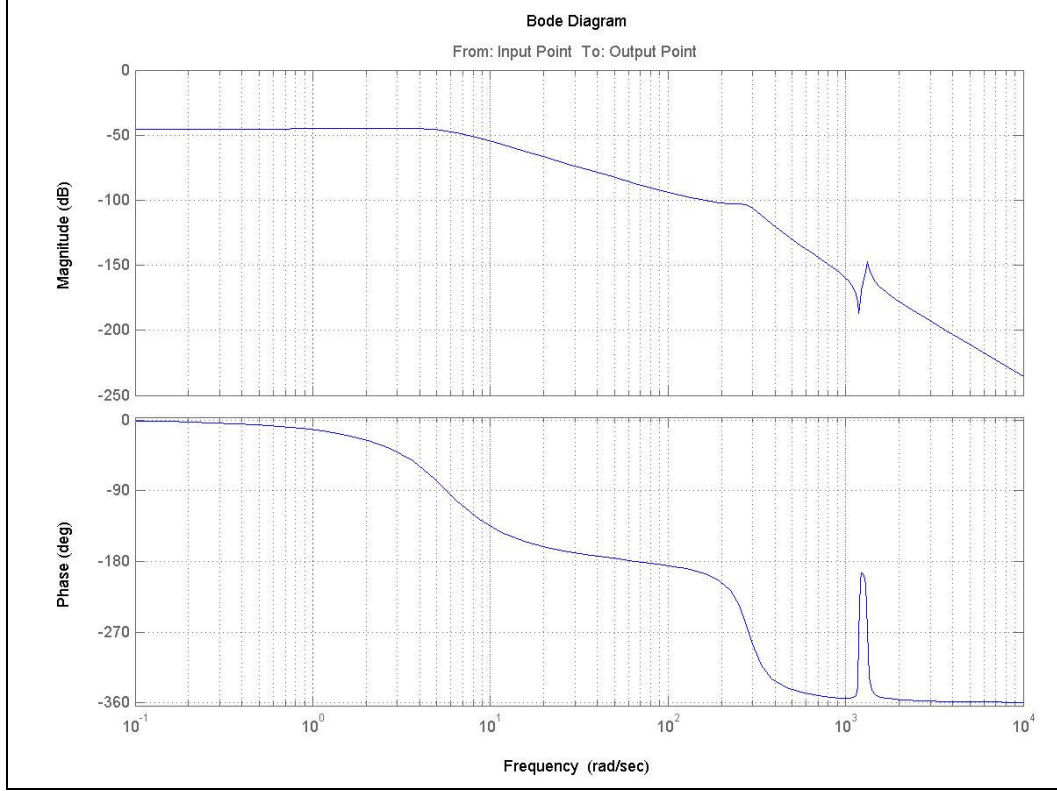
elde edilir.

Aşağıdaki şekilde direksiyon sisteminin Matlab/Simulink ortamında oluşturulmuş blok diyagramı görülmektedir.



Şekil 2.2. Aktif direksiyon sistemi simulink diyagramı

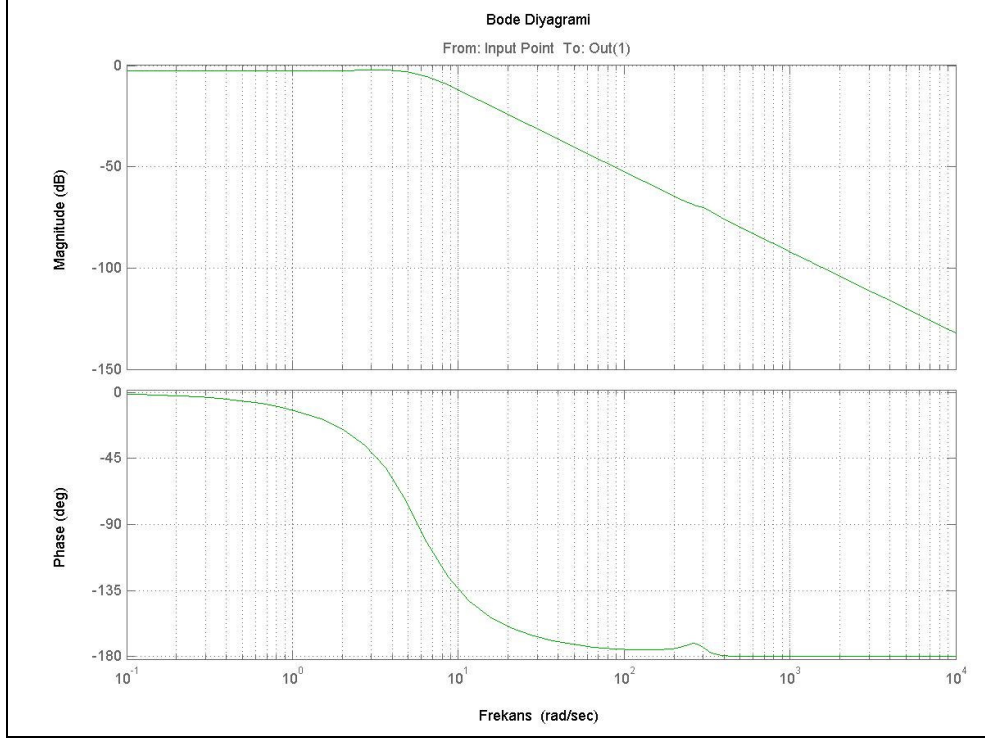
Yukarıda Simulink modeli görülen aktif direksiyon sistemi için frekans cevabı grafikleri aşağıda verildiği gibi oluşmuştur. Grafiklerde görülen rezonans değerleri direksiyon kolonu ve direksiyon rak mekanizması rezonans frekanslarıdır. Direksiyon sistemi için performans kriterleri 3 ana başlık altında incelenmiştir.



Şekil 2.3. x/T_d frekans cevabı bode diyagramı

x/T_d frekans cevabı aktif direksiyon sistemi ile sisteme ne kadar yardımcı kuvvet eklendiğini ortaya koymaktadır. Sistem güç takviyesi eğrisinde yapılacak bir değişiklik bu büyüklüğün frekans cevabı olarak artmasına neden olacaktır ve direksiyonun kolay döndürülme hissiyatını etkileyecektir. x/T_d 'nin değişimi direksiyon sistemi güç takviyesi eğrisinin taşıt hızına doğrusal olmayan bir ilişki ile bağlanması şeklinde gerçekleştirilmiştir. Elektrik motoru tarafından üretilen takviye tork (T_m), sürücü tork talebi (T_d) ve taşıt hızı (v) parametrelerine bağlı bir fonksiyon ile ifade edilebilir.

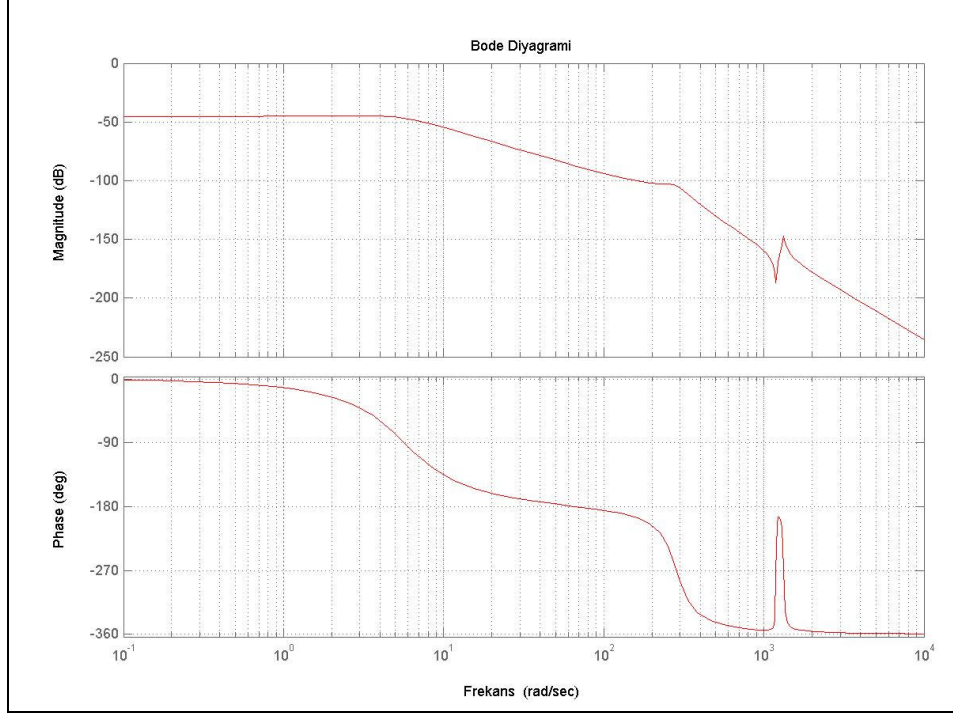
θ_c/T_d frekans cevabı direksiyon sisteminin sürücü tarafından hissedilen itaatidir. Yumuşak veya sert direksiyon sistemi bu frekans cevabının aktif direksiyon sistemi ile değiştirilmesiyle ayarlanabilir. Direksiyon sisteminin itaati taşıt hızına bağlı olarak değiştirilmelidir. Çok düşük hızlarda ve park manevrası gibi hızın sıfıra yakın olduğu durumlarda direksiyon sistemi itaati çok yüksek mertebede olmalı ve sürücü fazla efor sarf etmeden direksiyonu kolayca döndürebilmelidir. Yüksek hızlarda ise sistem itaati daha düşük seviyede tutularak ani hareketlerden doğabilecek taşıt dinamiği problemlerinin önüne geçilmiş olunur.



Şekil 2.4. θ_c / T_d frekans cevabı bode diyagramı

θ_c / F_t transfer fonksiyonu direksiyon sisteminin yoldan gelen yükleri filtreleme kabiliyetini göstermektedir. Bu frekans cevabı sistemde bozucu etkinin ortadan kaldırılması problemi olarak göz önüne alınabilir ve bu frekans cevabı büyüklüğünün mümkün olduğunca minimize edilmesine çalışılmalıdır. Fakat diğer yandan bu etkinin minimize edilmesi sürücünün yoldan gelen girişleri hissedememesine yol açacaktır ve bu da güvenli bir sürüşü engelleyecektir. Bu yüzden bu frekans cevabı üzerinde yapılacak olan büyüklük azaltma çalışmaları belli bir optimum değere kadar yürütülmelidir.

Frekans cevabı grafiklerin incelendiğinde x/T_d Frekans cevabı ile θ_c / F_t 'nin (Şekil 2.5) cevabının aynı olduğu gözlemlenmektedir ve bu sistemin kontrolü ve değişik parametreler açısından direksiyon sisteminin optimizasyonu için bir kısıt olarak karşımıza çıkmaktadır.



Şekil 2.5. θ_c/F_t frekans cevabı bode diyagramı

2.3 Taşıt Dinamiği Modelleri

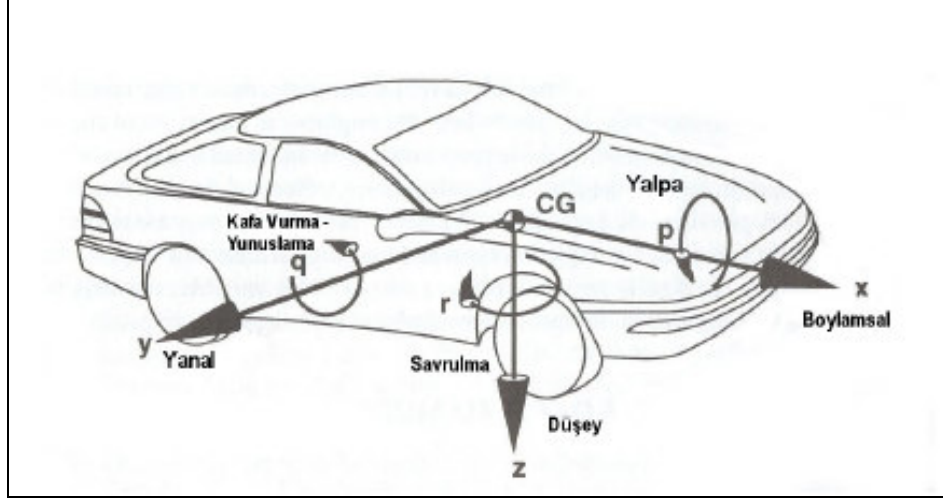
Hazırlanan direksiyon sistemi modelinin taşıt üzerindeki etkilerinin gözlemlenmesi ve projenin bir amacı olarak taşıt kararlılığını koruyucu yönde kontrolcü geliştirilmesi için kullanılması amacıyla çeşitli seviyelerde taşıt modellerine ihtiyaç duyulmuştur. Bu modeller vasıtasıyla hem direksiyon sisteminin test düzeneği ve prototip taşıt üzerinde denenmesinden önce geliştirilmesine olanak sağlanmış hem de proje çerçevesinde kurulacak olan prototip taşıtın sanal ortamda dinamiğini ortaya koyan tam bir model oluşturulmuştur.

Taşıt modelleri literatürde birçok farklı yaklaşım ve kabuller ışığında oluşturulmuştur. Bu bölümde en basit taşıt dinamiği modelinden başlanarak (tek izli taşıt modeli) tez çerçevesinde Matlab/Simulink ortamında kurulan tüm taşıt modelleri ve bunların denklemlerine değinilecektir.

2.3.1 Temel Kavramlar

Bir taşıt dinamik olarak ağırlık merkezine odaklanmış noktasal bir kütleyle çeşitli eksenlerden gelen yükler ve bu yüklerin oluşturduğu moment ve çarpanları göz önüne alınarak modellenmektedir. Fakat taşıt dinamiğinin bir parçası olan çeşitli

sürüş koşullarının da etkin bir şekilde modellenebilmesi ve sanal ortama aktarılabilmesi için taşıt kütlesi, asılı kütle ve asılı olmayan kütle olarak ikiye ayrılmalıdır.



Şekil 2.6. SAE standartlarına göre taşıt eksen takımı [25]

Bu tez çerçevesinde ana amaç elektrik motoru içeren aktif bir direksiyon sistemi kurulması ve bu sistemin yardımıyla taşıt kararlılığının korunması üzerinde durulacağı için taşıt modellerinin oluşturulması sırasında kabul edilen sistem ve eksen takımları (taşıt eksen takımı, tekerlek eksen takımı) üzerinde detaylı olarak durulmayacaktır. Modellerin kurulması sırasında kullanılan ana referanslar kaynaklar bölümünde incelenebilir. Bu bölümde kurulmuş olan taşıt modelleri ve bunların denklemleri üzerinde durulacaktır.

Taşıt eksen takımları için [25], Dugoff tekerlek modeli için [26] numaralı referanslar incelenebilir.

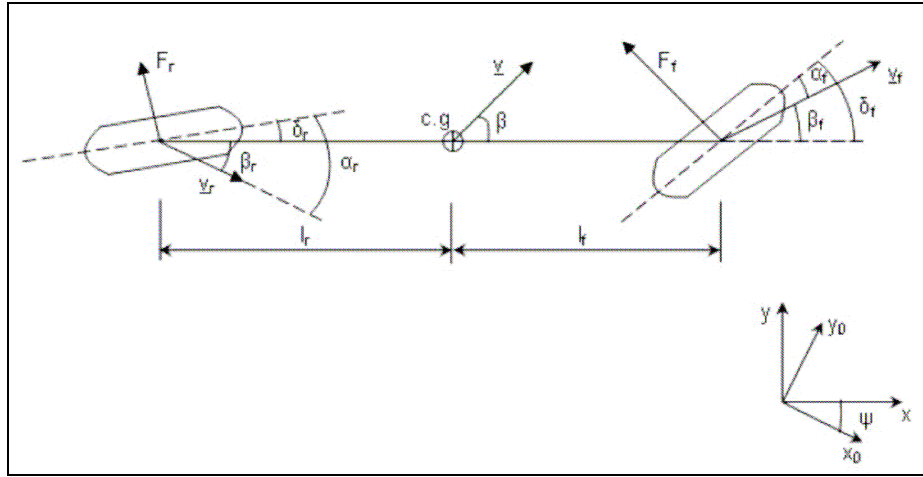
2.3.2 Tek İzli Taşıt Modelleri

Bu bölümde tez çerçevesinde kurulmuş olan tek izli taşıt modelleri açıklanacaktır. Modeller en basit model yapısından, kontrolcü geliştirilmesinde kullanılacak olan lineer ve parametreleri aracı tam olarak ifade eden modellere kadar gelişen şekilde sıralanmış ve açıklanmıştır.

2.3.2.a. Tek İzli Taşıt Modeli (Doğrusal Olmayan)

Tek izli taşıt modeli, dinamik taşıt modelleri arasında en basit yapıya sahip olan modeldir. "Bisiklet Modeli" olarak da adlandırılır. Model, önde ve arkada yer alan

tekerlek çiftlerinin her birinin aracın boyuna eksenine üzerinde birer tekerlek olarak temsil edilmesiyle oluşturulur. Model yanal dinamik ve yönlendirme çalışmalarında kullanıldığı için boyuna tekerlek kuvvetleri göz önüne alınmaz. Ayrıca model bir motor modeli içermediği için tek izli taşıt modeli genellikle sabit hız manevraları için kullanılır. Yön değiştirme manevralarında yanal dinamik etkiler nedeniyle hızın değişmesini önlemek amacıyla taşıt hızını sabitleyici bir kontrol sistemi kullanılarak hızın sabit kalması sağlanmaktadır. Şematik gösterimi Şekil 2.7' de verilen bu model taşıt yalpa ve yunuslama dinamiklerini içermemektedir.



Şekil 2.7. Tek izli taşıt modeli şematik gösterimi [27]

Tek izli taşıt modelinde kullanılan parametreler Tablo 2.2 'de verilmiştir.

Tablo 2.2 Tek izli taşıt modelinde kullanılan parametreler

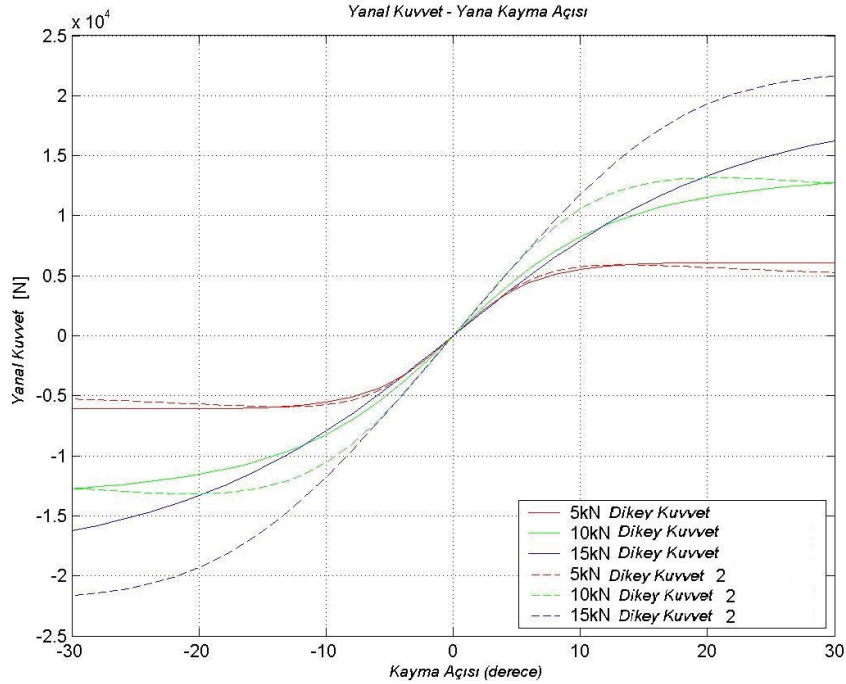
c.g.	Aracın ağırlık merkezi
\underline{v}	Ağırlık merkezine ait hız vektörü
β	Yanal kayma açısı
l_f	Ön aks-ağırlık merkezi mesafesi
l_r	Arka aks-ağırlık merkezi mesafesi
F_f	Ön teker yanal kuvveti
F_r	Arka teker yanal kuvveti
δ_f	Ön teker yönelim açısı
δ_r	Arka teker yönelim açısı
x_0-y_0	Yere sabit eksen takımı
$x-y$	Şasi eksen takımı
\underline{v}_f	Ön tekerlek hız vektörü
\underline{v}_r	Arka tekerlek hız vektörü

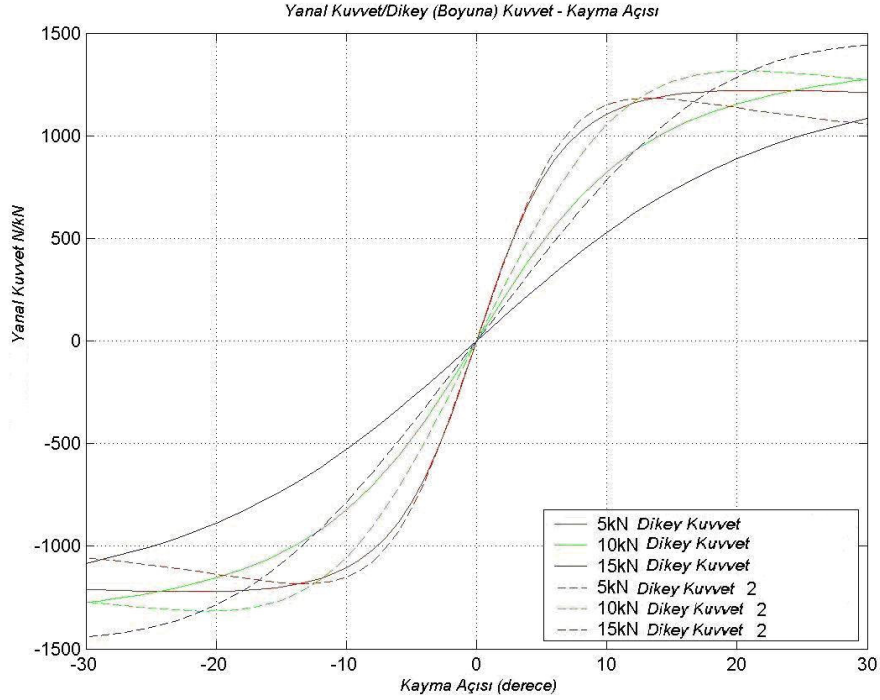
α_f	Ön teker yanal kayma açısı
α_r	Arka teker yanal kayma açısı
β_f	Ön teker hızı-şasi arasındaki açı
β_r	Arka teker hızı-şasi arasındaki açı
ψ	Savrulma (Dönme) açısı

Tek izli taşıt modelinde kuvvetler aracın yol ile temas halinde olduğu tekerleklerden gelmektedir. Tekerlek modeli için birçok alternatif model mevcuttur. Pacejka tekerlek modeli ve Dugoff tekerlek modeli yaygın olarak kullanılan modeller arasındadır.

Bu çalışmada hazırlanan tek izli taşıt modeli doğrusal tekerlek modeli ve Dugoff modeli ile hazırlanmıştır. Tekerlek modeli parametrelerinin seçiminde aracın daha önce Adams ortamında oluşturulmuş tekerlek modeli parametrelerinden yararlanılmıştır.

Aşağıda Adams/Chassis modelinden alınan tekerlek parametreleri ile oluşturulmuş grafikler mevcuttur. Bu grafiklerden elde edilen katsayı değerleri ile lineer ve Dugoff tekerlek modelleri oluşturulmuş ve böylelikle oluşturulan tekerlek modeli taşıtta kullanılan modellerle bire bir örtüşecek seviyeye yaklaşmıştır.





Şekil 2.8. Adams/Chassis tekerlek modeli grafikleri

Her iki tekerlek modelinde de yanar tekerlek kuvvetleri, tekerlek yanar kayma açısının fonksiyonu olacak şekilde tanımlanmıştır.

$$F_f = F_f(\alpha_f) \quad (2.8)$$

$$F_r = F_r(\alpha_r) \quad (2.9)$$

Tek izli taşıt modellerinde kullanılan tekerlek modeli (Dugoff) yanar ve boylamsal tekerlek kuvvetlerini beraber modellemektedir [26].

Doğrusal tekerlek modelinde, tekerlek kuvvetleri tekerlek yanar kayma açısının sabit bir katsayı ile çarpımı sonucu elde edilir. Bu katsayı, ön ve arka tekerlekler için ayrı ayrı tanımlanmaktadır.

$$F_f = C_f \mu \alpha_f \quad (2.10)$$

$$F_r = C_r \mu \alpha_r \quad (2.11)$$

Yukarıdaki denklemde μ , tekerlek-yol arasındaki sürtünme katsayısıdır. C_f ve C_r parametreleri dönüş sertliği (cornering stiffness) olarak adlandırılır ve tekerlek yanar

kuvvetleri ile tekerlek yanal kayma açısı arasında doğrusal bir ilişki tanımlarlar. Tek izli taşıt modeli boyuna doğrultudaki taşıt dinamiğini içermeyi için doğrusal tekerlek modeli ile yalnızca yanal tekerlek kuvvetleri hesaplanmaktadır.

Taşıt gövdesine etkiyen kuvvetler ve moment

$$F_x = -\sin\delta_f F_f - \sin\delta_r F_r \quad (2.12)$$

$$F_y = \cos\delta_f F_f + \sin\delta_r F_r \quad (2.13)$$

$$M_z = l_f \cos\delta_f F_f - l_r \cos\delta_r F_r \quad (2.14)$$

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin\delta_f & -\sin\delta_r \\ \cos\delta_f & \cos\delta_r \\ l_f \cdot \cos\delta_f & -l_r \cdot \cos\delta_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_f \\ F_r \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

şeklindedir.

Aracın hız ve ivme ifadelerinin vektörel olarak belirlenmesi ise şu şekilde gerçekleştirilir;

Aracın hızı;

$$\underline{v} = v \cos\beta \hat{i} + v \sin\beta \hat{j} \quad (2.16)$$

Aracın ivmesine ait ifade, hız ifadesinin sabit x_0 - y_0 Galile eksen takımına göre türevi alınarak elde edilir.

$$\begin{aligned} \underline{a} = \frac{d\underline{v}}{dt} &= \left[\dot{v} \cos\beta - v(\sin\beta)\dot{\beta} \right] \hat{i} + v \cos\beta \frac{d\hat{i}}{dt} \\ &+ \left[\dot{v} \sin\beta + v(\cos\beta)\dot{\beta} \right] \hat{j} + v \sin\beta \frac{d\hat{j}}{dt} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Bu ifadedeki $v \cos\beta \frac{d\hat{i}}{dt}$ ve $v \sin\beta \frac{d\hat{j}}{dt}$ ifadeleri şasi koordinat ekseninde tanımlandığından, bu ifadelerin yerel eksen takımına indirgenmesi için;

$$\begin{aligned}\frac{d\hat{i}}{dt} &= \dot{\Psi}\hat{k} \times \hat{i} = \dot{\Psi}\hat{j} \\ \frac{d\hat{j}}{dt} &= \dot{\Psi}\hat{k} \times \hat{j} = -\dot{\Psi}\hat{i}\end{aligned}\quad (2.18)$$

şeklinde ifade edilir. Sonuç olarak araca ait ivme ifadesi,

$$\underline{\dot{v}} = \underline{a} = \underbrace{[\dot{v} \cos \beta - v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \sin \beta]}_{a_x} \hat{i} + \underbrace{[\dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \cos \beta]}_{a_y} \hat{j} \quad (2.19)$$

elde edilir.

Aracın dinamik hareket denklemleri üç farklı eksende yazılır. Bunlar boylamsal eksen üzerinde hareket, yanal eksen üzerinde hareket ve düşey eksen (z-ekseni) etrafındaki dönme hareketidir.

Aşağıdaki denklemler sırası ile; Boyuna hareket denklemi, Yanal hareket denklemi ve Savrulma hareket denklemdir.

$$\begin{aligned}ma_x &= F_x \\ m[\dot{v} \cos \beta - v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \sin \beta] &= F_x\end{aligned}\quad (2.20)$$

$$\begin{aligned}ma_y &= F_y \\ m[\dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \cos \beta] &= F_y\end{aligned}\quad (2.21)$$

$$I_z \ddot{\Psi} = M_z \quad (2.22)$$

Yukarıdaki ifadeler düzenlenerek bir matris formunda yazıldığı takdirde;

$$\begin{bmatrix} mv(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \\ m\dot{v} \\ J\ddot{\Psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin \beta & \cos \beta & 0 \\ \cos \beta & \sin \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

şeklini alır.

Aracın tekerleklerine ait hız ifadesi (v_f ya da v_r), şasi hız vektörü (v) ile tekerleğin konum vektörünün (\vec{r}_f ya da \vec{r}_r), şasinin savrulma hızı vektörü ($\dot{\Psi} \cdot \hat{k}$) ile vektörel çarpımının toplamına eşittir:

$$\vec{v}_{f,r} = \vec{v} + \dot{\Psi} \hat{k} \times \vec{r}_{f,r} \quad (2.24)$$

Buna göre ön ve arka tekerleklerdeki hız ifadeleri;

$$v_f = (v \cos \beta) \hat{i} + (v \sin \beta + \dot{\Psi} l_f) \hat{j} \quad (2.25)$$

$$v_r = (v \cos \beta) \hat{i} + (v \sin \beta - \dot{\Psi} l_r) \hat{j} \quad (2.26)$$

Aracın kinematik analizi sonucu ulaşılan sonuca göre araca ait parçaların, boyuna doğrultudaki (x-ekseni) hız bileşeni geometrik bağımlılık nedeniyle eşit olmalıdır.

$$v_r \cos \beta_r = v \cos \beta = v_f \cos \beta_f \quad (2.27)$$

Ön ve arka tekerlerin y-eksenindeki hız bileşenleri;

$$v_f \sin \beta_f = v \sin \beta + l_f \dot{\Psi} \quad (2.18)$$

$$v_r \sin \beta_r = v \sin \beta - l_r \dot{\Psi} \quad (2.29)$$

şeklinindedir. Yukarıdaki denklemlerden yola çıkılarak aracın ön ve arka tekerleklerinin şasi doğrultusu ile açısı,

$$\beta_f = \tan^{-1} \left[\tan \beta + \frac{l_f \dot{\Psi}}{v \cos \beta} \right] \quad (2.30)$$

$$\beta_r = \tan^{-1} \left[\tan \beta - \frac{l_r \dot{\Psi}}{v \cos \beta} \right] \quad (2.31)$$

olarak bulunur.

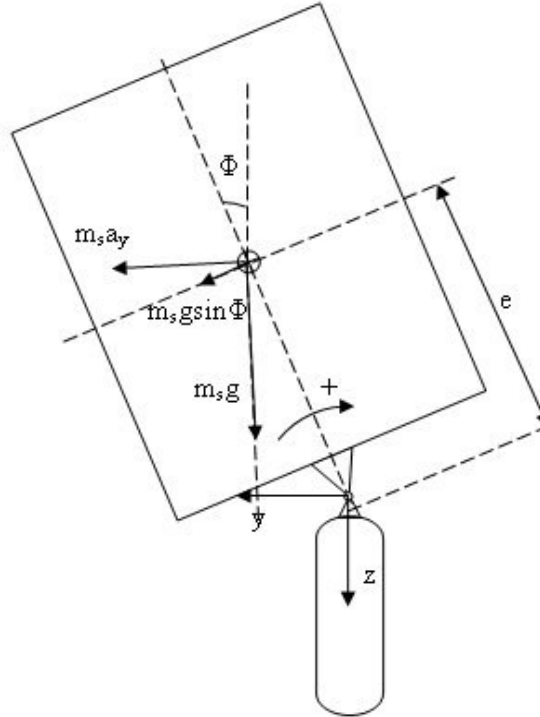
Yanal dinamik etkilerinden dolayı simülasyonlar sırasında aracın hızı düşecektir. Bu etkinin ortadan kaldırması amacıyla modele basit bir hız kontrol sistemi eklenmiştir. Basit bir doğrusal 'P' kontrolcü olarak çalışan hız kontrol sistemi, aracın boyuna hızı ile istenen hız (u_{ist}) arasındaki farkı belirli bir kazanç ile çarparak araca geri beslemektedir (2.32). Taşıt hızının sabit tutulması taşıt üzerine etkiyen F_x kuvvetinin değiştirilmesi ile sağlanmaktadır [27].

$$F_{x_{seyir}} = K_{seyir} (u_{ist} - u) \quad (2.32)$$

2.3.2.b. Doğrusal Olmayan Tek İzli Taşıt Modeline Yalpa Dinamiği Eklenmesi

Tez izli (bisiklet modeli) taşıt modelleri aracın aynı aksa bağlı bir şekilde modellenen tek bir ön ve arka tekerlek varsayımına göre modellendiği için model yalpa dinamiğini içermektedir. Yalpa hareketi x eksenini etrafında gerçekleşen dönme olduğu için sisteme yalpa dinamiği eklenmesi şu şekilde gerçekleştirilmektedir;

Şekil 2.9'da görüldüğü üzere, tek izli taşıt modelinin üzerindeki asılı kütle için araca, x-eksenini etrafında dönebilen bir mafsala bağlanmıştır ve bu mafsalda da kütle dinamik olarak dengede tutan bir burulma yayı ve burulma sönüm elemanı bulunduğu varsayımı ile tek izli taşıt modeline ait dinamik denklemler tekrar yazılmıştır. Bu mafsala aynı zamanda yalpa eksenini de temsil etmektedir.



Şekil 2.9. Doğrusal olmayan tek izli taşıt modelinde yalpa hareketinin modellenmesi

Aracın kuvvet ve moment ifadeleri;

Boyuna doğrultuda,

$$\begin{aligned}\sum F_x &= ma_x \\ \sum F_x &= m[\dot{v} \cos \beta - v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \sin \beta]\end{aligned}\quad (2.33)$$

Yanal doğrultuda,

$$\begin{aligned}\sum F_y &= ma_y + m_s e \ddot{\phi} \\ \sum F_y &= m[\dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \cos \beta] + m_s e \ddot{\phi}\end{aligned}\quad (2.34)$$

z-ekseni etrafındaki moment ifadesinden türetilen hareket denklemi,

$$\sum M_z = I_{zz} \ddot{\Psi} - I_{xz} \ddot{\Phi} - I_{xy} \dot{\Phi}^2 - I_{yz} \dot{\Psi} \dot{\Phi}\quad (2.35)$$

(2.35) nolu denklemdeki I_{xy} ve I_{yz} atalet çarpanlarını içeren bileşenlere çarpım olarak giren $\dot{\Phi}^2$ ve $\dot{\Psi} \dot{\Phi}$ ifadeleri çok küçük olduğundan göz önüne alınmayacaktır. Böylece sadeleştirilen z eksenini etrafındaki moment eşitliği,

$$I_{zz} \ddot{\Psi} - I_{xz} \ddot{\Phi} = F_{yf} l_f \cos \delta_f - F_{yr} l_r \cos \delta_r\quad (2.36)$$

şeklindedir.

x-ekseni etrafındaki moment ifadesinden türetilen hareket denklemi ise,

$$\sum M_x = I_{xx} \ddot{\Phi} - I_{xz} \ddot{\Psi} + I_{xy} \dot{\Psi} \dot{\Phi} + I_{yz} \dot{\Psi}^2\quad (2.37)$$

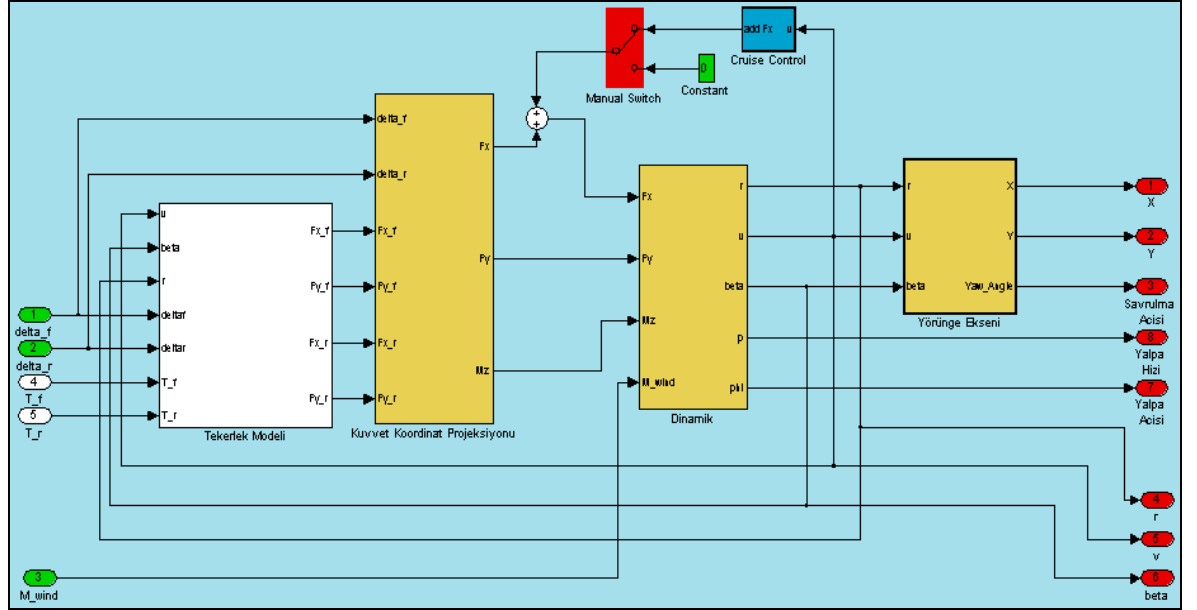
bir önceki moment ifadesinde olduğu gibi burada da savrulma hızı ve yalpa hızı parametrelerinin çarpımlarını içeren ifade ve savrulma hızının karesini içeren ifade diğer bileşenlere göre daha küçük olduğundan ihmal edilebilir. Buna göre x eksenini etrafındaki moment ifadesinin sadeleştirilmiş hali,

$$\begin{aligned}I_{xx} \ddot{\Phi} - I_{xz} \ddot{\Psi} &= -m_s [\dot{v} \sin \beta + v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \cos \beta] e \cos \Phi \\ &+ m_s g e \sin \Phi - \frac{\partial L}{\partial \Phi} \Phi - \frac{\partial L}{\partial \dot{\Phi}} \dot{\Phi}\end{aligned}\quad (2.38)$$

şeklindedir. Burada Φ , aracın yalpa açısını ifade etmektedir. e asılı kütlelerin ağırlık merkezinin dönme eksenine olan uzaklığı, m_s aracın yalpa hareketi yapan asılı bölümünün kütlesi, I_{xx} asılı kütlelerin x eksenini etrafındaki atalet momenti I_{zz} , aracın z

ekseni etrafındaki atalet momenti, I_{xz} ise aracın xz atalet çarpanını göstermektedir.

$\frac{\partial L}{\partial \Phi}$ ve $\frac{\partial L}{\partial \dot{\Phi}}$ katsayıları ise burulma yayı ve sönüm elemanına ait sabitlerdir.



Şekil 2.10. Yalpa modu içeren tek izli taşıt modeli (Matlab/Simulink)

2.3.2.c. Doğrusal Tek İzli Taşıt Modelinin Oluşturulması

Doğrusal tek izli taşıt modeli oluşturulması sırasında yapılan kabuller ve doğrusallaştırılmış denklemler şu şekildedir:

Şasi yanal kayma açısı β 'nin çok küçük olduğu kabul edilerek dinamik denklemler düzenlendiğinde,

$$\begin{bmatrix} mv(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \\ m\dot{v} \\ J\dot{\Psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\beta & 1 & 0 \\ 1 & \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

ifadesi elde edilir.

Araca ait hız değişiminin sıfır olduğu kabulü ile,

$$\begin{aligned} F_x + \beta F_y &= 0 \quad \Rightarrow \quad F_x = -\beta F_y \\ m v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) &= -\beta F_x + F_y = (\beta^2 + 1) F_y \\ \beta \approx 0 &\rightarrow \beta^2 \text{ daha da küçüktür.} \\ \Rightarrow m v(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) &\cong F_y \end{aligned} \quad (2.40)$$

olduğu bulunur. Aracın dinamik hareket denklemleri ise,

$$\begin{bmatrix} mv(\dot{\beta} + \dot{\Psi}) \\ J\ddot{\Psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

şeklinde ifade edilir.

Tekerlek yönelim açılarının (δ_f ve δ_r) çok küçük olduğu kabulü ile yönelim açıları projeksiyonu ifadesi ise

$$\begin{bmatrix} F_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ l_f & l_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_f \\ F_r \end{bmatrix} \quad (2.42)$$

şeklinde yazılabilir.

Tekerlek yanal kayma açıları β_f ve β_r 'nin küçük değerleri için, kinematik denklemler aşağıdaki şekilde basitleştirilebilir.

$$\begin{aligned} \beta_f \approx 0 & \rightarrow \sin \beta_f \approx \beta_f, \cos \beta_f \approx 1, \tan \beta_f \approx \beta_f \\ \beta_r \approx 0 & \rightarrow \sin \beta_r \approx \beta_r, \cos \beta_r \approx 1, \tan \beta_r \approx \beta_r \end{aligned} \quad (2.43)$$

$$\begin{aligned} \beta_f &= \beta + \frac{l_f \dot{\Psi}}{v} \\ \beta_r &= \beta - \frac{l_r \dot{\Psi}}{v} \end{aligned} \quad (2.44)$$

Ayrıca tüm bu yaklaşımlarla doğrusallaştırılan denklemlerin yanı sıra tekerlek karakteristiğinin de doğrusal olması gerekmektedir. Bu nedenle tekerlek modeli olarak doğrusal bir model kullanılmıştır. Buna göre tekerlek kuvvetleri;

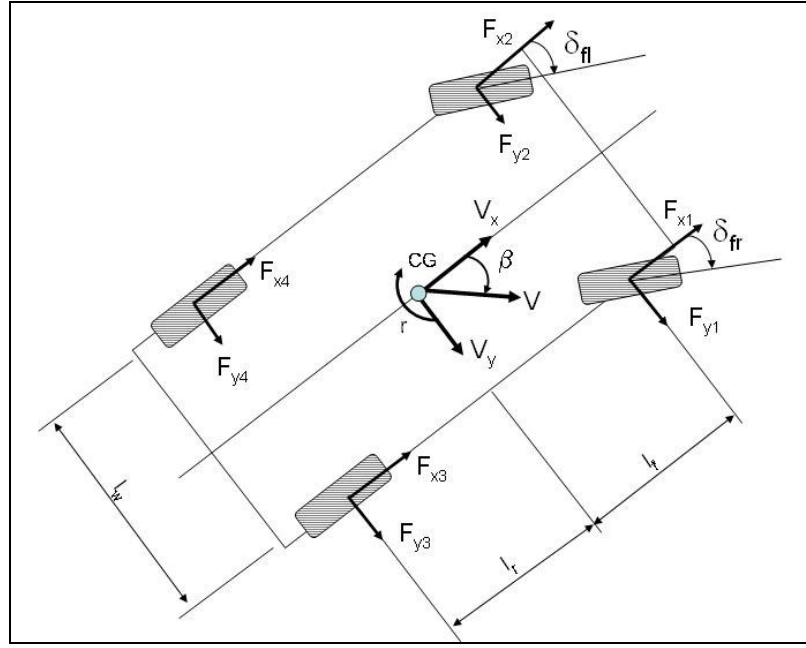
$$F_f(\alpha_f) = C_f \cdot \mu \cdot \alpha_f \quad (2.45)$$

$$F_r(\alpha_r) = C_r \cdot \mu \cdot \alpha_r \quad (2.46)$$

olarak ifade edilir. Bir önceki bölümde de belirtildiği gibi C_f ve C_r parametreleri yanal doğrultudaki tekerlek özelliklerini belirleyen parametrelerdir.

2.3.3 Çift İzli Taşıtlar Modelleri

Çalışmada kullanılmak üzere kurulan diğer bir model ise çift izli taşıtlar modelidir. Çift izli taşıtlar modelleri ilk aşamada sadece yanal aracın yanal dinamiğini simüle eden bir model olarak kurulmuş ve ardından bu model kademe kademe geliştirilerek aracın savrulma dinamiğinin yanında kafa-vurma (yunuslama) ve yalpa dinamiğini de içeren tam bir taşıtlar modeli kurulmasına kadar ilerletilmiştir. Modelin şematik görünümü Şekil 2.11’de verilmiştir.



Şekil 2.11. Çift izli taşıtlar modelinin şematik görünümü

Tablo 2.3 Çift izli sanal taşıtlar modelinde kullanılan değişkenler

c.g.	Aracın ağırlık merkezi
v	Ağırlık merkezine ait hız vektörü
β	Yanal kayma açısı
l_f	Ön aks-ağırlık merkezi mesafesi
l_r	Arka aks-ağırlık merkezi mesafesi
l_w	İz genişliği
δ_f	Ön teker yönelim açısı
r	Savrulma açısal hızı
F_{xi}	Boyuna tekerlek kuvveti
F_{yi}	Yanal tekerlek kuvveti
C_{xi}	Boyuna dönüş sertlik katsayısı
C_{yi}	Yanal dönüş sertlik katsayısı

Çift izli taşıt dinamik modellenmesinde kullanılan parametreler Tablo 2.3'de listelenmiştir.

Çift izli taşıt modelinin kurulması sırasında kullanılan parametreler yukarıdaki tabloda verilmiştir. Çift izli taşıt modelleri tek izli taşıt modellerinde olduğu gibi ilk aşamada sadece aracın yanal dinamiğini simule eden basit bir model şeklinde kurulmuş ve bu model kademe kademe geliştirilerek tam taşıt modeli elde edilmiştir.

2.3.3.a. Çift İzli Taşıt Modeli

Çift izli taşıt modeli, temel olarak yönlendirme dinamiği, taşıt dinamiği, tekerlek hızları, tekerlek dinamiği, tekerlek modeli, tekerlek kuvvetlerinin şasi eksenine izdüşümü ve yörünge hesabı alt sistemlerinden oluşmaktadır.

Yönlendirme sistemi için birinci dereceden bir dinamik yapı kullanılması önerilmiştir. Bu durumda yönlendirme sisteminin dinamik ifadesi,

$$\dot{\delta}_f = \frac{1}{\tau_f} (-\delta_f + u_f) \quad \rightarrow \quad \frac{\delta_f}{u_f} = \frac{1}{\tau_f s + 1} \quad (2.47)$$

şeklinindedir. Burada u_f direksiyondan sisteme verilen kumanda sinyalidir. Modelde taşıt, yalnızca ön tekerleklerden kumanda edildiği için δ_r sıfırdır.

Çift izli taşıt modelinde tekerlek kuvvetlerinin hesaplanması amacıyla basitleştirilmiş Dugoff tekerlek modeli kullanılmıştır.

Dugoff tekerlek modeli aracılığıyla hesaplanan tekerlek kuvvetlerinin, şasi eksenine üzerine izdüşümlerinin hesaplanması için,

$$F_{x_i} = F_{x_i} \cos \delta_i - F_{y_i} \sin \delta_i \quad (2.48)$$

$$F_{y_i} = F_{x_i} \sin \delta_i + F_{y_i} \cos \delta_i \quad (2.49)$$

ifadeleri kullanılmaktadır. Buradaki δ_i , ön tekerleklerde ön tekerlek yönelim açısı δ_i , arka tekerleklerde ise sıfıra eşittir.

Aracın dinamik hareket denklemlerinin çıkarılması ve tekerlek hızlarının belirlenmesi için öncelikle araca ait hız ve ivme ifadelerinin vektörel olarak belirlenmesi gerekir.

Aracın ağırlık merkezi hızı ve z eksenine etrafındaki açısal hızı vektörel ifade ile,

$$\underline{v}_G = u\hat{i} + v\hat{j} \quad (2.50)$$

$$w = r\hat{k} \quad (2.51)$$

olarak verilmiştir.

Aracın ivmesi a_G 'ye ait ifade, hız ifadesinin şasi koordinat eksenine göre türevi ile taşıt hız vektörünün şasi dönme hız vektörü ile vektörel çarpımının toplamı sonucu elde edilir.

$$\underline{a}_G = \dot{u}\hat{i} + \dot{v}\hat{j} + w \times (u\hat{i} + v\hat{j}) \quad (2.52)$$

$$\underline{a}_G = \dot{u}\hat{i} + \dot{v}\hat{j} + r\hat{k} \times (u\hat{i} + v\hat{j}) \quad (2.53)$$

$$\underline{a}_G = \underbrace{(\dot{u} - rv)}_{a_x}\hat{i} + \underbrace{(\dot{v} + ru)}_{a_y}\hat{j} \quad (2.54)$$

Aracın dinamik hareket denklemleri,

Boyuna doğrultuda,

$$ma_x = m(\dot{u} - rv) = F_{x_{fr}} + F_{x_{fl}} + F_{x_{rr}} + F_{x_{rd}} \quad (2.55)$$

Yanal doğrultuda,

$$ma_y = m(\dot{v} + ru) = F_{y_{fr}} + F_{y_{fl}} + F_{y_{rr}} + F_{y_{rd}} \quad (2.56)$$

Dönme (z-ekseni etrafında),

$$I_z \dot{\omega} = l_f(F_{y_{fr}} + F_{y_{fl}}) - l_r(F_{y_{rr}} + F_{y_{rd}}) - \frac{l_w}{2}(F_{x_{fr}} + F_{x_{rr}}) + \frac{l_w}{2}(F_{x_{fl}} + F_{x_{rd}}) + M_d \quad (2.57)$$

olarak tanımlanmıştır. Aracın dönme hareket denklemindeki M_d değişkeni, modele etkileyen yanal rüzgar türü bozucu bir etkiyi ifade eden bir momenttir.

Aracın tekerlek merkezi hızları, her tekerleğin ağırlık merkezine göre konum vektörünün, aracın dönme hızı vektörü ile vektörel çarpımına aracın hız vektörünün eklenmesi sonucu elde edilir.

$$\underline{v}_i = \underline{v}_G + \omega \times \underline{r}_i \quad (2.58)$$

Tekerlekler için konum vektörleri;

$$r_{fr} = l_f \hat{i} + \frac{l_w}{2} \hat{j} \quad (2.59)$$

$$r_{fl} = l_f \hat{i} - \frac{l_w}{2} \hat{j} \quad (2.60)$$

$$r_{rr} = -l_r \hat{i} + \frac{l_w}{2} \hat{j} \quad (2.61)$$

$$r_{rl} = -l_r \hat{i} - \frac{l_w}{2} \hat{j} \quad (2.62)$$

şeklindedir.

Buna göre tekerlek konum vektörleri (2.58) nolu denkleme yerleştirilirse;

$$v_{fr} = u \hat{i} + v \hat{j} + r \hat{k} \times \left(l_f \hat{i} + \frac{l_w}{2} \hat{j} \right) = \left(u - r \frac{l_w}{2} \right) \hat{i} + (v + r l_f) \hat{j} \quad (2.63)$$

$$v_{fl} = u \hat{i} + v \hat{j} + r \hat{k} \times \left(l_f \hat{i} - \frac{l_w}{2} \hat{j} \right) = \left(u + r \frac{l_w}{2} \right) \hat{i} + (v + r l_f) \hat{j} \quad (2.64)$$

$$v_{rr} = u \hat{i} + v \hat{j} + r \hat{k} \times \left(-l_r \hat{i} + \frac{l_w}{2} \hat{j} \right) = \left(u - r \frac{l_w}{2} \right) \hat{i} + (v - r l_f) \hat{j} \quad (2.65)$$

$$v_{r_i} = u\hat{i} + v\hat{j} + r\hat{k} \times \left(-l_r\hat{i} - \frac{l_w}{2}\hat{j} \right) = \left(u + r\frac{l_w}{2} \right)\hat{i} + (v - rl_f)\hat{j} \quad (2.66)$$

şeklinde araca ait dört tekerleğin de hızları elde edilir.

Aracın her bir tekerleğinin dinamiği,

$$I_\omega \dot{\omega}_i = R_e F_{x_i} - T_i \quad (2.67)$$

olarak tanımlanmıştır. Burada l_w tekerleğin dönme eksenini etrafındaki atalet momenti, T_i frenleme (braking-negatif) veya hızlanma-çekiş (traction-pozitif) momenti, R_e efektif tekerlek yarıçapıdır.

Tekerleklerdeki kayma değeri, aracın seyri sırasında oluşan farklı koşullarda farklı ifadeler ile belirlenir.

$$s_i = \begin{cases} \frac{R\omega_i - v_{x_i}}{v_{x_i}}, R\omega_i < v_{x_i} \text{ (frenleme)} \\ \frac{R\omega_i - v_{x_i}}{R\omega_i}, R\omega_i > v_{x_i} \text{ (ivmelenme)} \end{cases} \quad (2.68)$$

tanımlanmıştır.

Burada frenleme durumunda kayma değeri -1 ile 0 arasında bir değer alırken, ivmelenme durumunda ise kayma değeri 0 ile 1 arasında bir değer almaktadır.

Tekerleklerdeki yanal kayma açısı α aşağıdaki şekilde ifade edilir. Arka tekerleklerde yönelim açısı sıfır olduğundan δ_r , formülasyonda da bulunmamaktadır.

$$\alpha_i = -\delta_i + \tan^{-1} \left(\frac{v_{y_i}}{v_{x_i}} \right) \quad (2.69)$$

Buna göre aracın her bir tekerleğindeki yanal kayma açısı α ,

$$\alpha_{f_r} = -\delta_f + \tan^{-1} \left(\frac{v + rl_f}{u - \frac{rl_w}{2}} \right) \quad (2.70)$$

$$\alpha_{fl} = -\delta_f + \tan^{-1} \left(\frac{v + rl_f}{u + \frac{rl_w}{2}} \right) \quad (2.71)$$

$$\alpha_{rr} = \tan^{-1} \left(\frac{v - rl_f}{u - \frac{rl_w}{2}} \right) \quad (2.72)$$

$$\alpha_{rl} = \tan^{-1} \left(\frac{v - rl_f}{u + \frac{rl_w}{2}} \right) \quad (2.73)$$

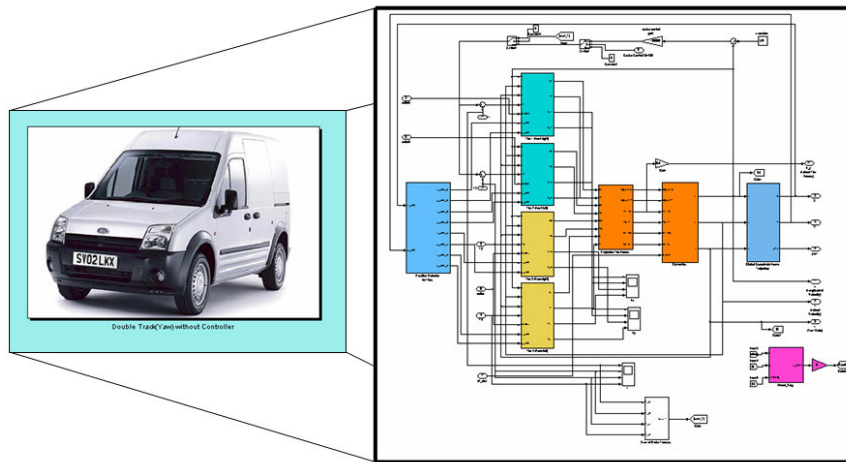
şeklindedir.

Çift izli taşıt modelinde aracın yörüngesinin sabit eksen takımına göre ifadesi,

$$\dot{X} = v_x \cos \Psi - v_y \sin \Psi \quad (2.74)$$

$$\dot{Y} = -v_x \sin \Psi - v_y \cos \Psi \quad (2.75)$$

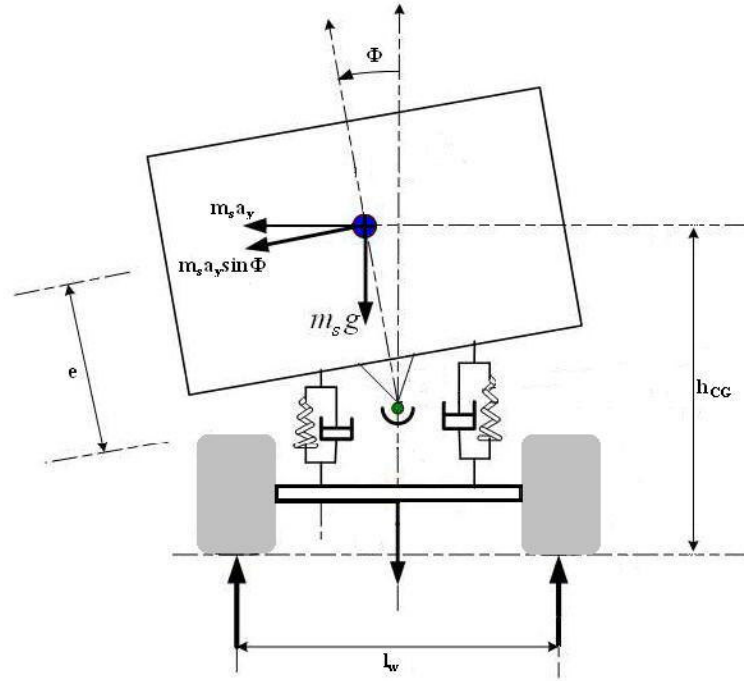
şeklinde tanımlanmıştır. Modele ait Matlab/Simulink blok diyagramına ait bir görünüş Şekil 2.12'de verilmiştir.



Şekil 2.12. Çift izli taşıt modeline ait Matlab/Simulink blok diyagramı

2.3.3.b. Yalpa Modu Eklenmiş Çift İzli Taşıt Modeli

Önceki bölümde anlatılan çift izli taşıt modeline Şekil 2.13'da gösterildiği gibi yay damper sistemine bağlı bir ağırlık eklenerek aracın yalpa dinamiği de modellenmiştir. Yalpa modu eklenmiş çift izli taşıt modeli oluşturulurken aracın yanal dinamiğini ifade eden denklemler aynen alınmış, bunlara yalpa dinamiğini de göz önünde bulunduracak denklemler eklenerek model oluşturulmuştur. Böylelikle kurulan modellerin yanal dinamiklerinin aynı olması sağlanmıştır. Yalpa modu dinamik denklemleri:



Şekil 2.13. Yalpa modu içeren çift izli taşıt modeli [24]

Denklemlerde yazım kolaylığı olması için $p = \dot{\Phi}$ olarak alınmıştır.

$$m(\dot{V}_x - V_y r) = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} - \frac{1}{2} C_d A_f \rho_a u^2 \quad (2.76)$$

$$m(a_y + r V_x) + m_s e \dot{p} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} \quad (2.77)$$

$$\sum M_z = I_z \dot{r} - I_x \dot{p} \quad (2.78)$$

$$I_z \dot{r} - I_x \dot{p} = l_f (F_{y1} + F_{y2}) - l_r (F_{y3} + F_{y4}) + \frac{l_w}{2} (F_{x2} + F_{x4}) - \frac{l_w}{2} (F_{x1} + F_{x3}) \quad (2.79)$$

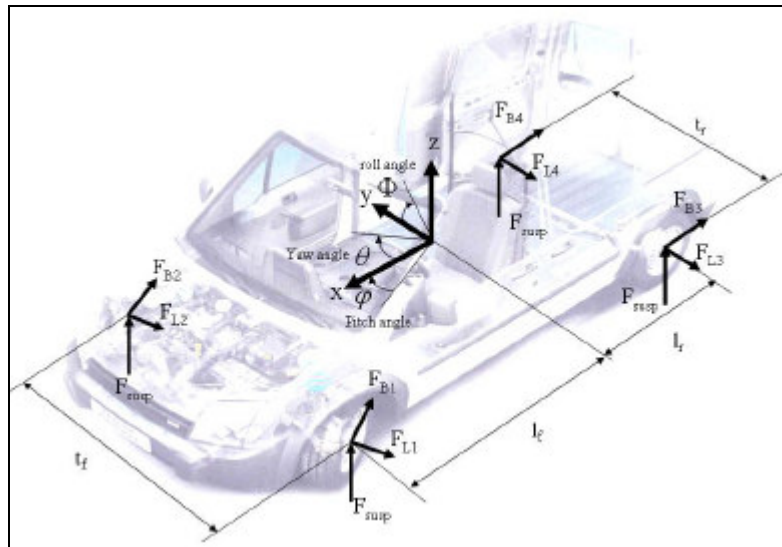
$$\sum M_x = I_x \dot{p} - I_z \dot{r} \quad (2.80)$$

$$I_x \dot{p} + m_s e (\dot{V}_y + V_x r) - I_z \dot{r} = m_s g e \sin \Phi - \frac{\partial L}{\partial \Phi} \Phi - \frac{\partial L}{\partial \dot{\Phi}} \dot{\Phi} \quad (2.81)$$

Burada $\frac{\partial L}{\partial \Phi}$ ve $\frac{\partial L}{\partial \dot{\Phi}}$ sırasıyla aracın yalpa sertlik ve sönümleme katsayılarına karşılık gelmektedir.

2.3.4 Tam Taşıt Modeli

Yalpa modu eklenmiş taşıt modelinin kurulmasının ardından aracın sanal ortamda simule edilmeyen tek hareketi olarak yunuslama (kafa-vurma) hareketi kalmıştır. Bu dinamiğin de taşıt modeline eklenebilmesi amacıyla daha önce kurulmuş olan ve sadece yanal dinamiği içeren taşıt modeline yalpa ve yunuslama dinamiği denklemleri eklenerek tam bir taşıt modeli oluşturulmuştur. Bu modelde yine motor modeli içermediği için taşıt hızı sabitleyici bir sistem bulunmaktadır. Savrulma, yalpa ve yunuslama dinamiklerini de içeren tam taşıt modeli Şekil 2.14'te görülmektedir.



Şekil 2.14. Tam taşıt modeli

Tam taşıt modeline ait kuvvet denklemleri [24]:

Boyuna kuvvetler toplamı:

$$\begin{aligned} \sum F_x = & -(F_{B_2} + F_{B_1}) \cos \delta_f - F_{B_4} \\ & - F_{L_3} - (F_{L_2} + F_{L_1}) \sin \delta_f \quad ; \quad \delta_f = \delta_{fl} = \delta_{fr} . \end{aligned} \quad (2.82)$$

$$\sum F_x = m_s a_x - m_s h_{cg} \ddot{\phi} \quad (2.83)$$

$$a_x = \ddot{x} - \dot{y}\dot{\theta} + \dot{z}\dot{p} \quad (2.84)$$

Yanal kuvvetler toplamı:

$$\begin{aligned} \sum F_y = & -(F_{B_2} + F_{B_1}) \sin \delta_f \\ & + F_{L_4} + F_{L_3} + (F_{L_2} + F_{L_1}) \cos \delta_f \end{aligned} \quad (2.85)$$

$$\sum F_y = m_s a_y + m_s h_{cg} \dot{p} \quad (2.86)$$

$$a_y = \ddot{y} + \dot{x}\dot{\theta} - \dot{z}p \quad (2.87)$$

Dikey kuvvetler toplamı:

$$\sum F_z = m_s g - (F_{S_2} + F_{S_1} + F_{S_4} + F_{S_3} + F_{D_2} + F_{D_1} + F_{D_4} + F_{D_3}) \quad (2.88)$$

$$\sum F_z = m_s a_z \quad (2.89)$$

$$a_z = \ddot{z} - \dot{x}\dot{\phi} + \dot{y}p \quad (2.90)$$

Aracın yalpa ve yunuslama hareket dinamiklerinin modellenmesi için süspansiyon sistemin modellenmesi gereği doğmuştur; modellen süspansiyon sistemi denklemleri;

Süspansiyon yay kuvvetleri:

$$F_{S_2} = K_{LF} \left[\delta_2 - \frac{t_F}{2} \Phi - l_f \varphi + z + U_{LF} \right] \quad (2.91)$$

$$F_{S_1} = K_{RF} \left[\delta_1 - \frac{t_F}{2} \Phi - l_f \varphi + z + U_{RF} \right] \quad (2.92)$$

$$F_{S_4} = K_{LR} \left[\delta_4 - \frac{t_R}{2} \Phi - l_r \varphi + z + U_{LR} \right] \quad (2.93)$$

$$F_{S_3} = K_{RR} \left[\delta_3 - \frac{t_R}{2} \Phi - l_r \varphi + z + U_{RR} \right] \quad (2.94)$$

süspansiyon sönümlenme kuvvetleri:

$$F_{D_2} = \beta_{LF} \left[-\frac{t_F}{2} p - l_f \dot{\varphi} + \dot{z} + \dot{U}_{LF} \right] \quad (2.95)$$

$$F_{D_1} = \beta_{RF} \left[\frac{t_F}{2} p - l_f \dot{\varphi} + \dot{z} + \dot{U}_{RF} \right] \quad (2.96)$$

$$F_{D_4} = \beta_{LR} \left[-\frac{t_R}{2} p - l_r \dot{\varphi} + \dot{z} + \dot{U}_{LR} \right] \quad (2.97)$$

$$F_{D_3} = \beta_{RR} \left[\frac{t_R}{2} p - l_r \dot{\varphi} + \dot{z} + \dot{U}_{RR} \right] \quad (2.98)$$

şeklindedir.

Yukarıda verilen süspansiyon kuvvetleri kullanılarak:

Yalpa dinamiği denklemi:

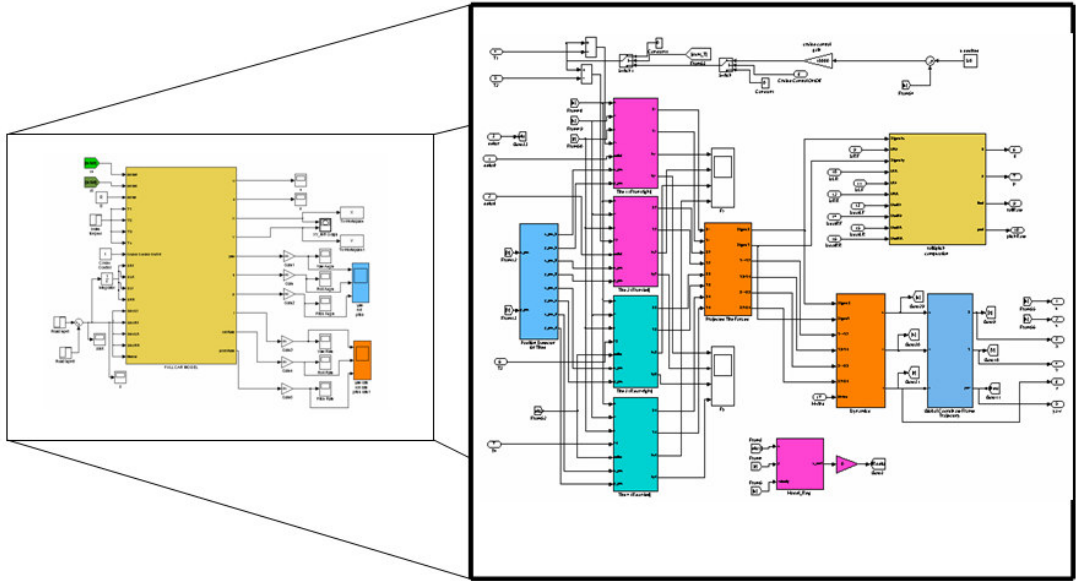
$$\begin{aligned} \sum T_{RC} = I_x \dot{p} &= m_s g h_{CG} \Phi - m_s (\ddot{y} + \dot{x}\dot{\theta} - \dot{z}p) h_{CG} \\ &- \frac{t_F}{2} (F_{S_1} + F_{D_1}) - \frac{t_R}{2} (F_{S_3} + F_{D_3}) \\ &+ \frac{t_F}{2} (F_{S_2} + F_{D_2}) + \frac{t_R}{2} (F_{S_4} + F_{D_4}) \end{aligned} \quad (2.99)$$

Yunuslama dinamiği denklemi:

$$\begin{aligned} \sum T_{PC} = I_y \ddot{\phi} &= m_s g h_{CG} \phi + m_s (\ddot{x} - \dot{y}\dot{\theta} + \dot{z}\dot{\phi}) h_{CG} \\ &+ (F_{S_2} + F_{S_1} + F_{D_2} + F_{D_1}) l_f \\ &- (F_{S_4} + F_{S_3} + F_{D_4} + F_{D_3}) l_r \end{aligned} \quad (2.100)$$

şeklinde ifade edilir.

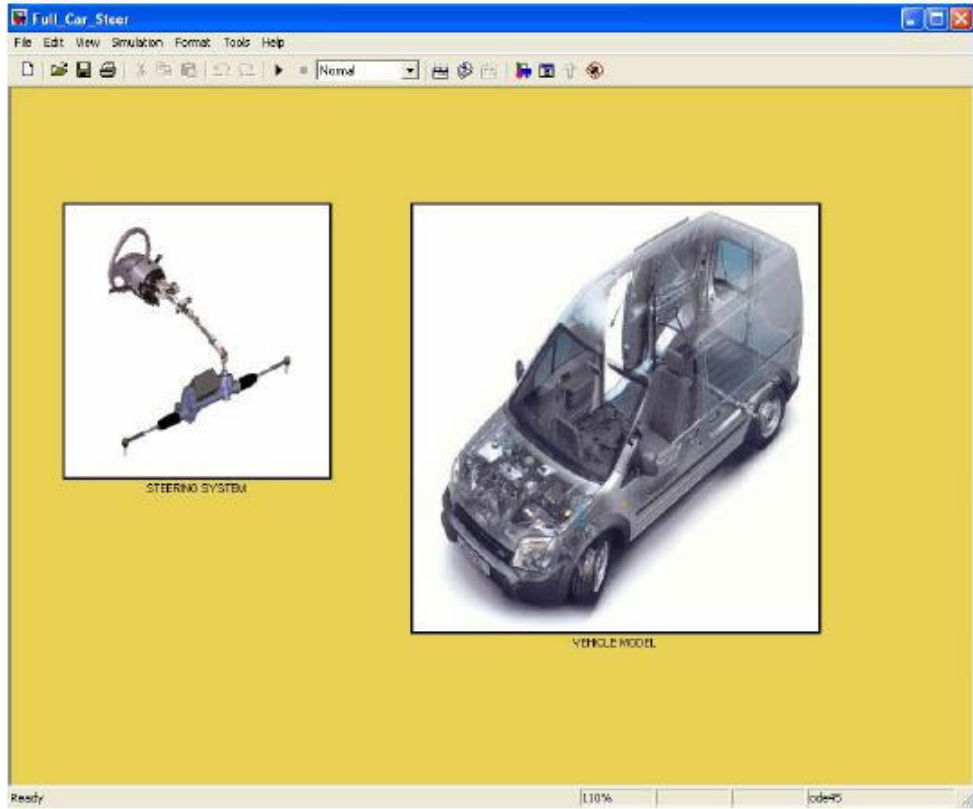
Bu denklemler önceki bölümde anlatılan savrulma dinamiği içeren çift izli taşıt modeline eklenerek tam taşıt modeli oluşturulmuştur. Şekil 2.15'de tam taşıt modeline ait Simulink model dosyası görülmektedir.



Şekil 2.15. Tam taşıt modeline ait Matlab/Simulink modeli

2.4 Direksiyon Modeli İçeren Tam Taşıt Modeli

Projede kurulan tam taşıt ve aktif direksiyon sistemi modelleri birleştirilmiştir. Direksiyon modelinden çıkan farklı sağ-ön ve sol-ön teker açıları direkt olarak taşıt modellerine girilmiştir. Birleştirilmiş model Şekil 2.16'da görülmektedir. Böylelikle aracın direksiyon sistemini de içeren ve savrulma, yalpa ve yunuslama dinamiklerini simule eden tam bir taşıt modeli oluşturulmuştur.



Şekil 2.16. Aktif direksiyon modeli ile tam taşıt modelini birleştiren Matlab/Simulink modeli

Bu modelde ana çalışma olarak ayrı ayrı kurulmuş olan direksiyon modeli ile tam taşıt modelinin aynı Simulink ortamına taşınması çalışması yapılmıştır. Her iki model arasındaki geçiş gerçek taşıtta olduğu üzere tekerlek açıları ile sağlanmaktadır. Direksiyon modelinden çıkan rak hareketi, aracın direksiyon-teker dinamiğini yansıtan ve belirli rak hareketine karşı oluşturulmuş tekerlek açısını veren tablodan geçirilerek taşıt modeline beslenmektedir. (tüm taşıt modelleri giriş değeri olarak tekerlek açısını almaktadır.)

Böylelikle sürücünün uyguladığı tork değerine göre ortaya çıkan direksiyon açısı tekerleklere tam olarak yansıtılabilmekte ve bu tekerlek açısı da taşıt dinamiğini ortaya koyacak olan taşıt modellerine beslenerek sonuçlar incelenebilmektedir.

3. TAŞIT MODELLERİNİN DOĞRULANMASI

Matlab/Simulink ortamında modellerin kurulmasının ardından akla gelen ilk soru bu modellerin gerçek aracı ne kadar doğru şekilde yansıttığıdır. Bunun için kurulan modellerle çeşitli manevralar (Tek şerit değiştirme, ani direksiyon girişi, sinüs dalgası şeklinde direksiyon girişi) uygulanarak sonuçların taşıt dinamiği açısından mantıklı olup olmadığı değerlendirilir. Bunun anlaşılabilmesi için modelden çıkan savrulma açıları, taşıt ağırlık merkezinin izlediği yolu gösteren yörünge projeksiyonu gibi grafikler incelenmektedir.

Modelin düzgün çalışıp çalışmadığının anlaşılmasından bir sonraki adım ise kurulan bu modelin, sanal ortamda modeli kurularak üzerinde kontrolcü geliştirilmesi istenen gerçek aracı ne kadar temsil ettiğinin araştırılmasıdır. Sonuç olarak benzer yapıdaki tüm taşıtların dinamikleri de benzer yapıda olmasına rağmen, ağırlık, ağırlık merkezinin konumu, ön-arka aks açıklıkları ve bunun gibi faktörler aracın kendine has dinamiğini ortaya koyar ve taşıttan araca belirgin farklılıklar ortaya koyar.

Bu çalışmada Matlab/Simulink ortamında kurulan modellerin doğrulanması için modellemesi gerçekleştirilen aracın ADAMS/Chassis modeli sonuçları ile Matlab/Simulink ortamında kurulan modelin sonuçları karşılaştırılmıştır. Aracın ADAMS/Chassis modeli tez çalışması sırasında sadece kontrol amaçlı kullanılmak üzere Ford-Otosan tarafından sağlanmıştır.

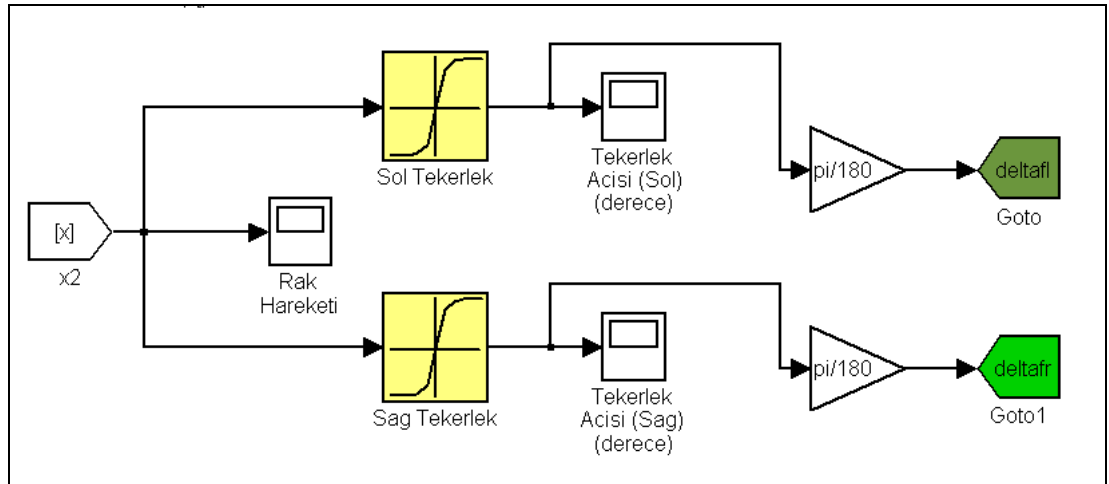
Aracın ADAMS/Chassis ortamında kurulmuş olan modeli, tüm alt sistemleri ve bu sistemlere bağlı ağırlık, bağlantı noktası, hareket özelliklerini birebir içerdği için gerçek aracı tam olarak simule etmekte ve taşıt üzerinde yapılan geliştirme çalışmaları için referans olarak halihazırda kullanılmaktadır.

Bu bölümde Matlab/Simulink ortamında kurulan taşıt modellerinin Adams modeli ile doğrulanması çalışmasına değinilecektir.

3.1 Matlab/Simulink Taşıt Modellerinin ADAMS/Chassis Taşıt Modeli ile Doğrulanması

Matlab/Simulink taşıt modellerinin ADAMS/Chassis taşıt modeli ile doğrulanması çalışmanın gerçekleştirilebilmesi için öncelikle bu iki modele uygulanan girişlerin aynı olması gerekmektedir. Bunun sağlanabilmesi için ADAMS/Chassis modeli içinde halihazırda bulunan bazı standart manevralar kaydedilerek zaman göre tabloları oluşturulmuştur. Bu tablolar direksiyon açısı, rak hareketi gibi değişik girişler olabilmektedir.

Ardından elde edilen değerler derlenerek Matlab ortamına aktarılmış ve bir tablo (look-up table) oluşturulmuştur. Simulink modellerinde kullanılmak üzere rak hareketi-zaman tablosu seçilmiştir çünkü rak hareketi tekerlek açısı tablosu gerçek taşıtta olduğu şekilde simulink taşıt modellerinde bulunmaktadır.



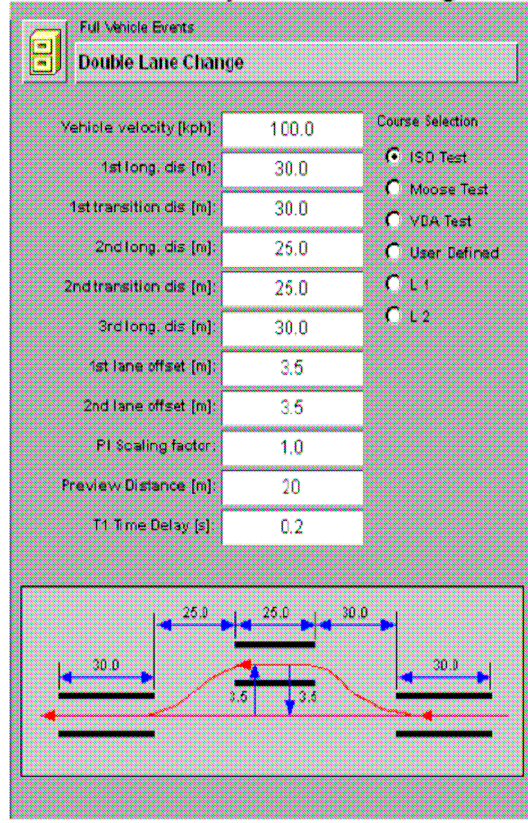
Şekil 3.1. Adams modelinden alınan zaman-rak hareketi tablosunun Matlab/Simulink modeline eklenmesini

Rak hareketi-zaman tablosunun Simulink modeline eklenmesinin ardından Matlab ortamında simülasyonlar yürütülmüş ve sonuçlar kaydedilmiştir.

3.1.1. Modeller Üzerinde Gerçekleştirilen Manevralar

Simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması için ISO Çift şerit değiştirme manevrası seçilmiştir. Bu manevranın seçilmiş olmasının nedeni taşıt yanal dinamiğinin, direksiyon mekanizmasının ve yalpa hareketinin çok iyi bir şekilde gözlemlenebildiği bir hareket olmasındandır.

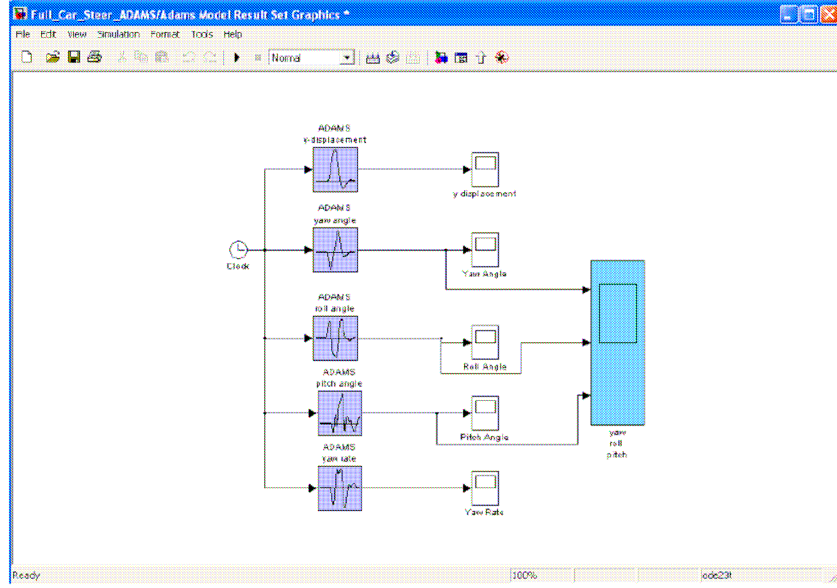
Bütün çift izli taşıt modelleri Dugoff tekerlek modeli kullanmaktadır ve savrulma dinamiği denklemleri tamamıyla aynıdır. Bu sebeple savrulma dinamiği sonucunda oluşan savrulma açısı, savrulma hızı ve Y yörüngesindeki yer değiştirme grafikleri bir kez sunulmuştur (çift izli taşıt modeli (sadece savrulma modu içeren)).



Şekil 3.2. ISO şerit değiştirme manevrası – (ADAMS/Chassis)

Manevranın ADAMS/Chassis programında gerçekleştirilmesi, programda bulunan ve yukarıdaki şekilde özellikleri verilmiş olan manevranın araca uygulanmasıdır. Aynı manevranın Matlab/Simulink modeline uygulanması için ise yukarıda anlatıldığı üzere bu manevra sırasında kaydedilen rak hareketinin tekerleklere beslenmesi ile sağlanmıştır.

ADAMS/Chassis modelinde yapılan manevraların sonucunda taşıt üzerinden okunan savrulma açısı, savrulma hızı, yalpa açısı, y yörüngesi gibi değerler tablolar halinde kaydedilmiştir. Ardından bu tablolar zamanın fonksiyonu olarak Matlab/Simulink ortamında çizdirilmiş ve Adams/Chassis model sonuçları ile de üst-üste konularak değerlendirilmiştir.



Şekil 3.3. Simulink ortamında Adams modeli grafiklerinin çizdirilmesi

Matlab/Simulink ortamında kurulan modelin doğrulanması hem kontrolcü geliştirme çalışmalarının başlatılması hem de üzerinde çalışma yapılacak olan kontrolcünün taşıt üzerinde düzgün çalışmasının kontrolü için büyük önem taşımaktadır. Gerçekleştirilmiş olan testler hem kurulan modellerin doğrulanmasını sağlamakta hem de tez çalışmasının bir sonraki adımı olacak olan kontrolcü geliştirme çalışmasının temelini oluşturmaktadır.

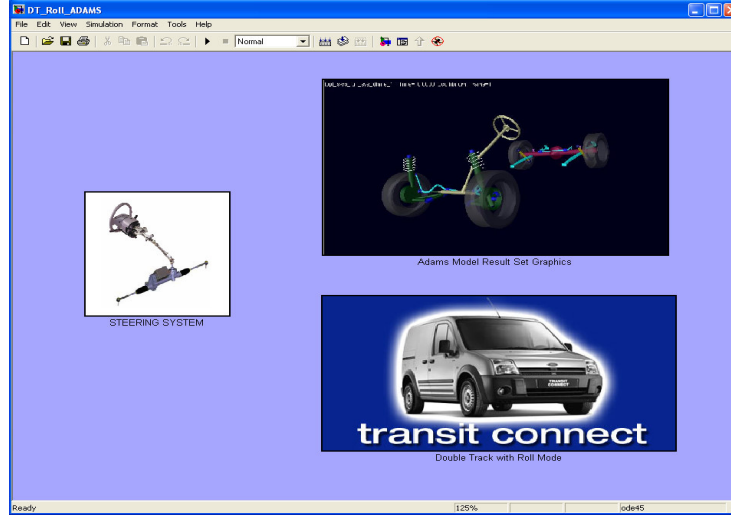
3.1.2. Simülasyon Sonuçları

Matlab/Simulink ortamında kurulan taşıt modelleri ile Adams/Chassis modeli arasındaki karşılaştırmalar aşağıda verilen taşıt modellerinde gerçekleştirilmiştir;

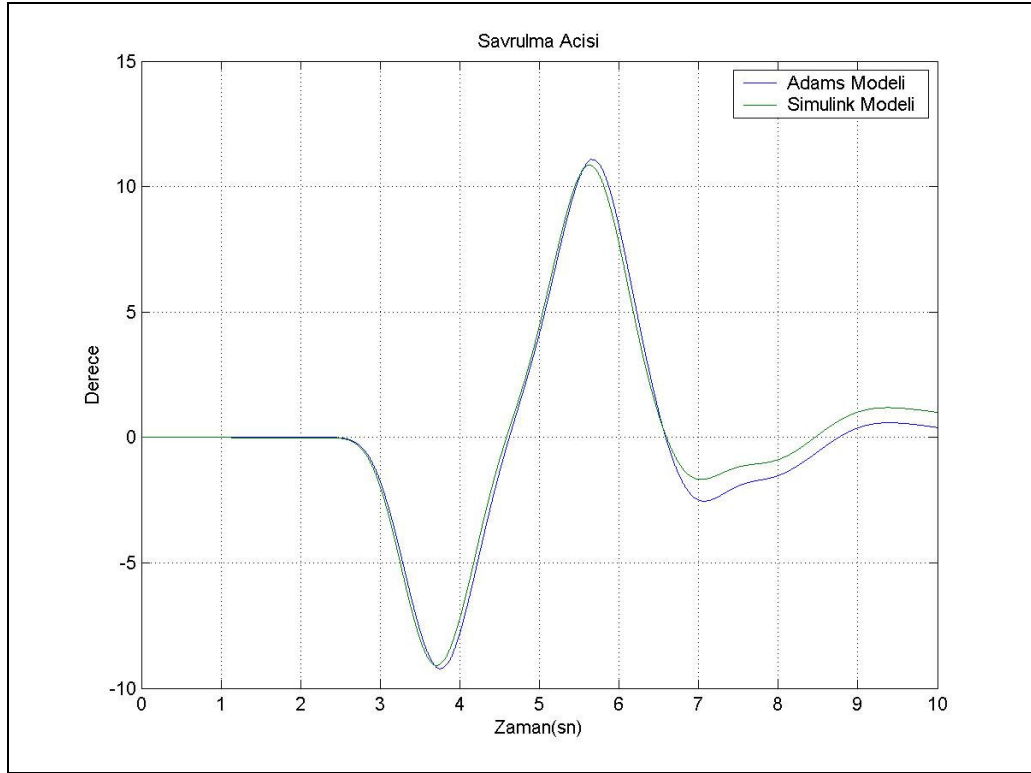
- Çift izli taşıt modeli
- Yalpa modu eklenmiş çift izli taşıt modeli
- Tam taşıt modeli

Modellerin doğrulanması için bu üç modelin seçilmesinin nedeni Aracın Adams modelinin taşıt parametreleri tam olarak içeren çift izli tam bir taşıt modeli olmasıdır. Yukarıda verilen taşıt modellerinin yalpa dinamikleri aynıdır. Tam taşıt modelinde, 'yalpa modu eklenmiş taşıt modeli'ne göre kafa vurma hareketi de simule edilebilmektedir ve ayrıca aracın yalpa dinamiği denklemleri yukarıda listelenen son iki model için farklıdır ve bu farklılık da sonuçlara yansımıştır.

▪ Çift İzli Taşıt Modeli – Adams Modeli karşılaştırması;



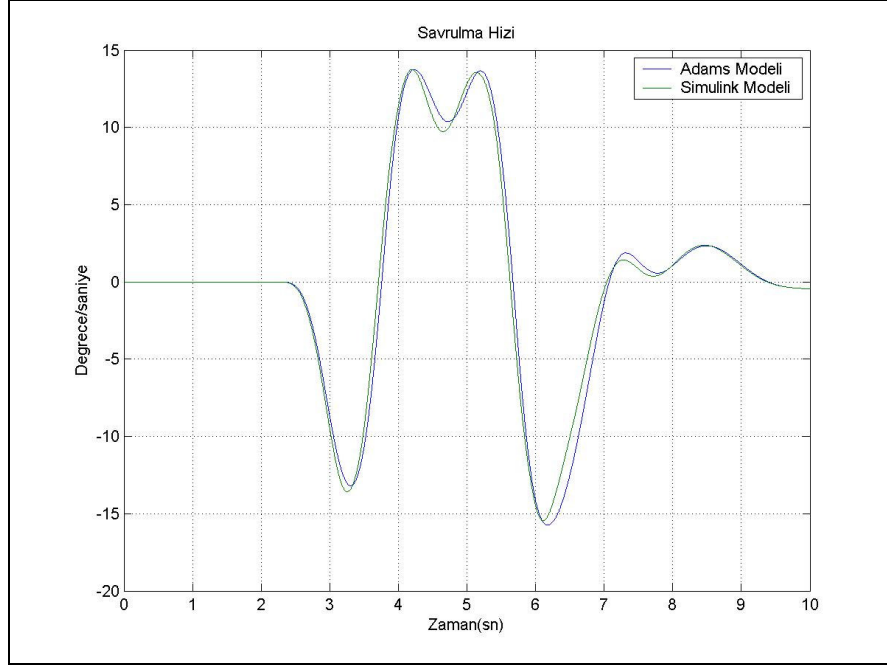
Şekil 3.4. Adams modeli ile çift izli taşıt modelinin karşılaştırılması için kurulan modeli



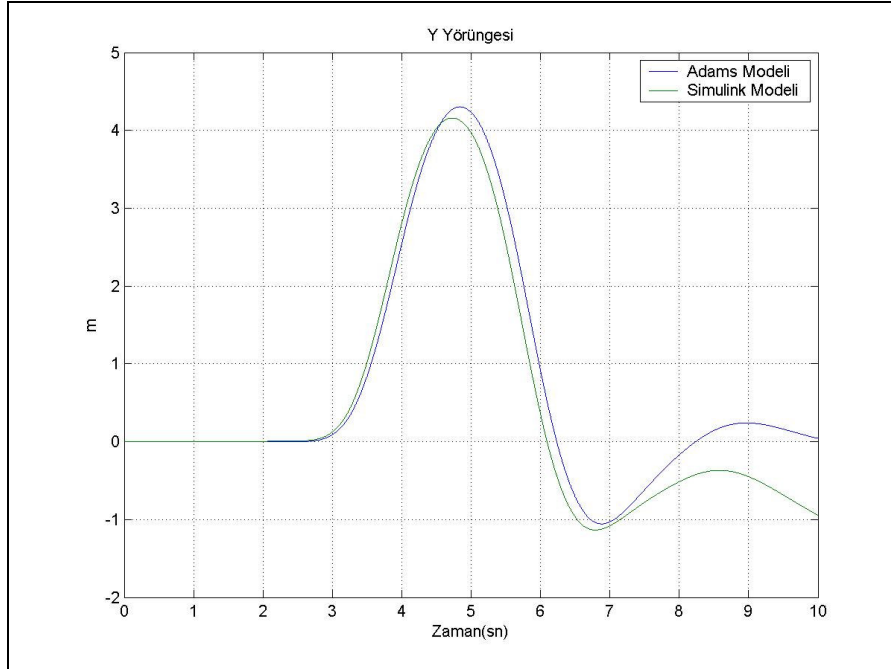
Şekil 3.5. Çift izli taşıt modeli savrulma açısı sonucunun Adams modeli sonuçları ile karşılaştırılması

Yukarıdaki şekilden de görüldüğü üzere aynı direksiyon girişleri altında her iki modelinde Savrulma Açısı-Zaman grafikleri neredeyse örtüşmektedir. Bu sonuç aracın yanal dinamiğinin Matlab/Simulink ortamında taşıt dinamiğini doğru yansıtabilecek şekilde modellendiğini ortaya koymaktadır. Yanal dinamiğin ne derece

uygun modellendiğinin araştırılması için ayrıca savrulma hızı – zaman ve taşıt yörüngesi eğrilerine de bakılmalıdır. Bu eğriler Şekil 3.6 ve 3.7’de verilmiştir. Aşağıda verilen şekillerden de görüleceği üzere her iki modelin sonuçları yanal dinamik açılarından benzerlik göstermektedir.



Şekil 3.6. ISO çift şerit değiştirme manevrasını Matlab/Simulink ve Adams modelleri savrulma hızı sonuçları



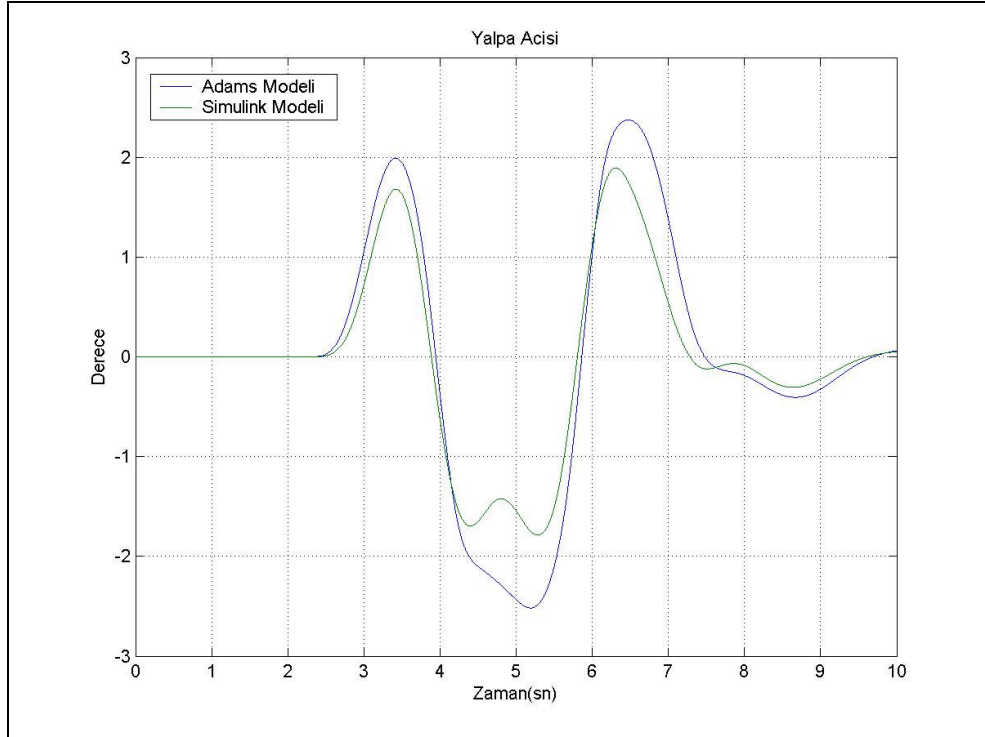
Şekil 3.7. ISO çift şerit değiştirme manevrasını Matlab/Simulink ve Adams modelleri aracın Y yörüngesindeki yer değiştirmesi

▪ **Yalpa modu eklenmiş çift izli taşıt modeli simülasyon sonuçları;**

Bir önceki başlıkla sunulmuş olan yanal dinamiği aynen içeren 'yalpa dinamiği eklenmiş çift izli taşıt modeli' ile yapılmış simülasyonlar ile aracın yalpa dinamiğinin Matlab/Simulink ortamında ne ölçüde simule edilebildiği incelenmiştir.

Yalpa dinamiğinin ne ölçüde aracı yansıtacak şekilde modellendiğinin incelenebilmesi için Yalpa Açısı – Zaman grafiğinden faydalanılmıştır.

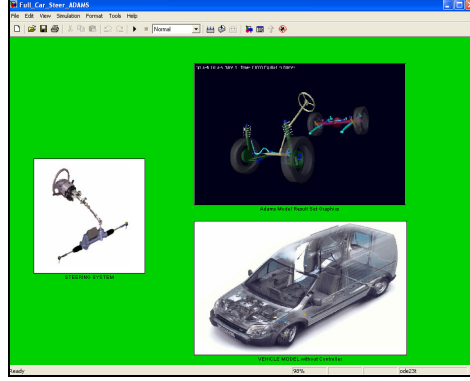
Aşağıdaki grafikten de kolaylıkla görüldüğü gibi Matlab/Simulink ortamında kurulan taşıt modeli ile Adams/Chassis ortamındaki taşıt modelinin aynı direksiyon girişi altında ortaya koydukları yalpa açısı sonuçları benzerlik göstermektedir. Bu da simulink de kurulan modelin düzgün çalıştığını göstermektedir. Fakat grafik aynı zamanda Matlab/Simulink ortamında kurulan modelin yalpa dinamiğinde (model sonuçlarının daha düzgün bir şekilde örtüşebilmesi için) bir iyileştirme yapılabileceğini de ortaya koymaktadır.



Şekil 3.8. ISO çift şerit değiştirme manevrası Matlab/Simulink ve Adams modelleri yalpa açısı sonuçları

▪ Tam Taşıt Modeli – Adams Modeli karşılaştırması;

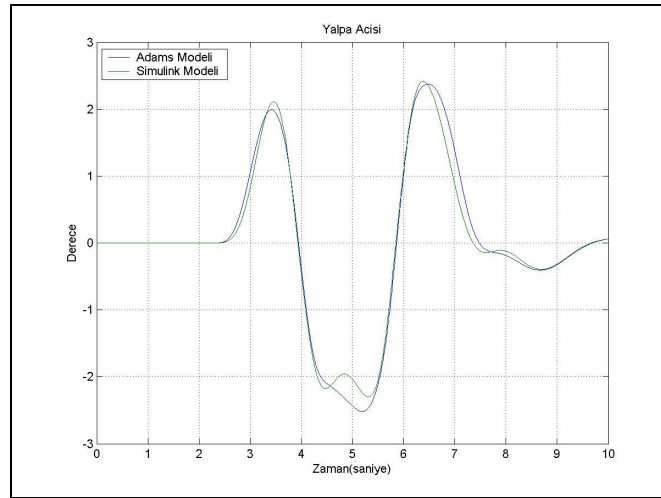
Tam taşıt modelinde diğer modeldeki yanal dinamik aynen korunduğundan yanal dinamiği karşılaştıran sonuçlar ayrıca verilmemiştir, bu sonuçlar için çift izli taşıt modeli (sadece savrulma modu) sonuçlarına bakılabilir.



Şekil 3.9. Adams modeli ile Matlab/Simulink ortamındaki tam taşıt modelinin karşılaştırılması için kurulan modelin görünüşü.

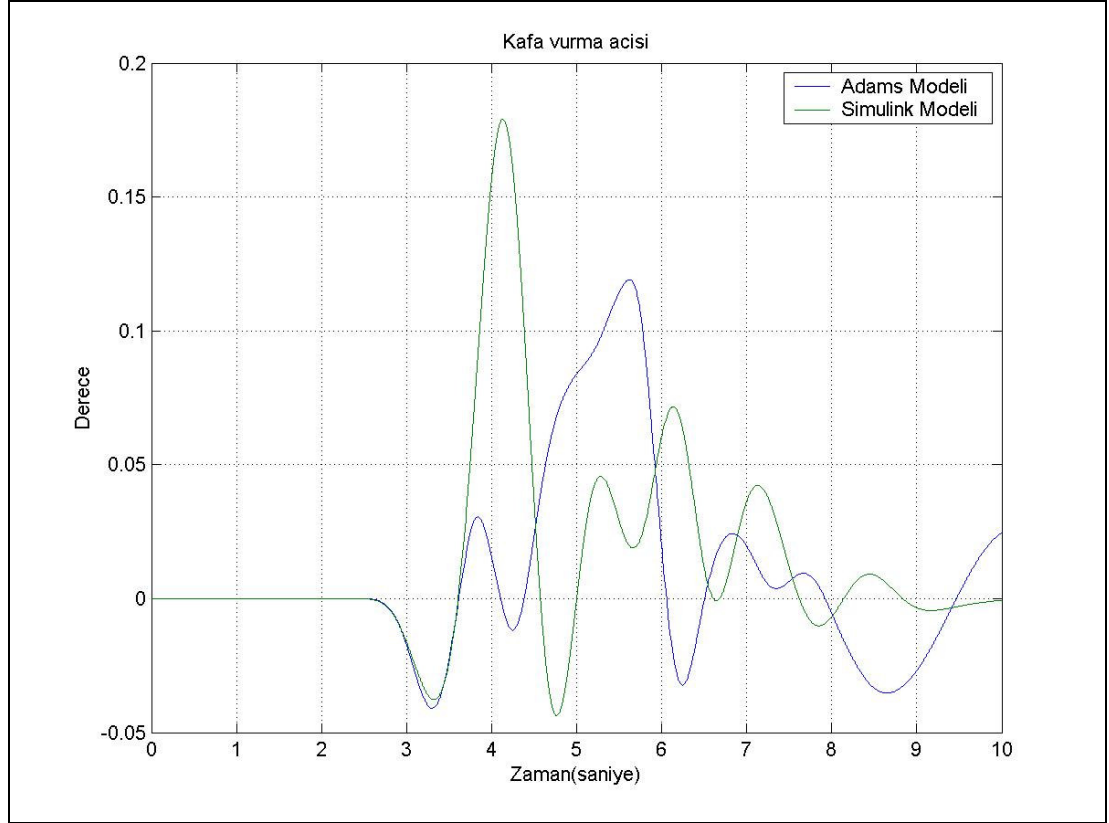
Tam taşıt modelinin yalpa modu dinamiği 'Yalpa modu eklenmiş çift izli taşıt modeli'nden farklı olduğu için bu bölümde yalpa dinamiği sonuçları tekrar incelenmiştir.

Tam taşıt modelinin Adams/Chassis modeli ile korelasyonunun incelenmesi amacıyla Yalpa hızı – Zaman ve Kafa Vurma (Yunuslama) Açısı – Zaman grafikleri incelenmiştir. ISO çift şerit değiştirme manevrası altında ortaya çıkan model sonuçları şu şekildedir;



Şekil 3.10. ISO çift şerit değiştirme manevrası ile Matlab/Simulink ve Adams modellerinde oluşan aracın yalpa açısı

Yukarıdaki sonuçlardan da anlaşılacağı gibi kurulan tam taşıt modeli ile aracın yalpa dinamiği Simulink modeline düzgün bir şekilde aktarılmıştır. Tam taşıt modeli yalpa dinamiği sonuçları 'Yalpa modu eklenmiş çift izli taşıt modeli' sonuçlarına göre Adams/Chassis modeli ile daha iyi örtüşmektedir. Bunun nedeni olarak tam taşıt modelinde süspansiyon sisteminin 4 ayrı süspansiyon sistemi olarak modellenmesi görülebilir.



Şekil 3.11. ISO çift şerit değiştirme manevrası ile Matlab/Simulink ve Adams modellerinde oluşan aracın kafa-vurma açısı

Yukarıdaki sonuçlardan da anlaşılacağı gibi aracın kafa-vurma modu Simulink modeli ile Adams modeli arasında farklılık göstermektedir. Simulink modeli sonucunun Adams modeli sonucuna benzetilebilmesi için kafa-vurma ataleti ile oynanabilir. Kafa-vurma eksen yüksekliği değiştirilebilir. Fakat bunun yalpa modu yüksekliğini etkilememesi gerekmektedir. Bu çalışma esnasında kafa vurma hareketi üzerinde ayrıca bir çalışma yürütülmeyeceği için başlangıç değerlerinde benzerlik gösteren kafa-vurma hareketi sonuçları simülasyonlar için yeterli görülmüştür.

Test sonuçlarının çizdirilmiş olduğu grafiklerden de anlaşıldığı üzere Matlab/Simulink ortamında kurulmuş olan taşıt modelleri gerçek aracı birebir olarak yansıtmaktadır. Bu da sanal ortamda kurulmuş olan modeller üzerinde kontrolcü

geliştirme çalışmalarının başlatılmasına olanak sağlamaktadır. Gerçek aracı birebir olarak simule eden bir taşıt modelinin sanal ortamda kurulmuş ve valide edilmiş olması hem pahalı ve gerçekleştirilmesi zor testleri çok kısa sürede gerçekleştirme ve sonuçlarını değerlendirme olanağını ortaya koymuş hem de kontrolcünün geliştirilmesine olanak sağlamıştır.

Bundan sonraki adım taşıt modeli üzerinde kontrolcü geliştirme çalışması ve bu kontrolcünün çeşitli testler ile denenme aşaması olmuştur. Tezin bu aşamaları dördüncü ve beşinci bölümlerde detaylı olarak açıklanmıştır.

4. KONTROL ALGORİTMALARI

Bu bölümde aktif direksiyon sistemi ve taşıt savrulma dinamiği kontrolcöleri üzerinde durulacaktır. Savrulma dinamiği kontrolcüsü olarak seçilen model regülatörün genel yapısını açıklayan bir bölüme de bu başlık altında yer verilmiştir.

4.1 Model Regülatörünün Yapısı

Model regülatör kontrolcüsünün yapısı şu şekilde açıklanabilir;

Dışarıdan bozucu etkisi altında tek giriş tek çıkış bir sistemin ifadesi,

$$y = Gu + d \quad (4.1)$$

şeklindedir. Sistemdeki belirsizliklerin etkisini de modellemeye katmak için sistem,

$$y = G_n(1 + \Delta_m)u + d \quad (4.2)$$

olarak ifade edilir. Burada G_n , istenilen modelin transfer fonksiyonu, Δ_m ise belirsizlik çarpanı olarak tanımlanır.

Model regülatörünün amacı sistem giriş-çıkış ilişkisini sistemde mevcut olan belirsizlikler ve sisteme etkileyen bozucu etkilere rağmen yalnızca giriş değerinden etkilenen bir hale getirmektir..

$$y = G_n u_n \quad (4.3)$$

Bu ifadede belirlenmiş olan hedefe ulaşmak için, modeldeki belirsizlikler ve bozucu etkiler, tek bir bozucu etki gibi kabul edilerek sistem çıkışı ifadesi yeniden yazılırsa,

$$y = G_n u + (G_n \Delta_m u + d) = G_n u + e \quad (4.4)$$

$$e = y - G_n u \quad (4.5)$$

denklemleri elde edilir. Yeni tanımlanmış hata e 'nin sistem üzerindeki etkisini ortadan kaldırmak amacıyla tanımlanan yeni kontrol sinyali u_n ,

$$u = u_n - \frac{e}{G_n} = u_n - \frac{1}{G_n} y + u \quad \text{şeklindedir.} \quad (4.6)$$

Bu ifade çıkış denkleminde yerine yerleştirilir. Model regülatörü ile gerçekleştirilen denetim işlemini kararlılık dayanıklılığı problemleri yaşamamak için belirli bir bant genişliğine sınırlamak amacıyla bu denklemde geri besleme içeren sinyallere alçak geçiren Q filtresi eklenirse, yeni kontrol sinyalinin ifadesi,

$$u = u_n - \frac{Q}{G_n} (y + n) + Qu \quad (4.7)$$

haline gelir. Buradaki $y+n$ ifadesindeki n , sensör gürültüsünü temsil etmektedir. Q filtresinin seçimi sırasında dikkat edilmesi gereken bir husus da statik kazancı 1 olan Q filtresinin derecesinin G_n ifadesinin derecesi ile aynı olması, bu sayede de Q/G_n ifadesinin gerçekleştirilebilir bir yapıda olmasıdır.

Model regülatörü eklenmiş yapıya ait döngü kazancı ifadesi,

$$L = \frac{GQ}{G_n(1-Q)} \quad (4.8)$$

şeklindedir. Buna göre model regülasyonu, bozucu ve sensör gürültüsü eleme transfer fonksiyonları;

$$\begin{aligned}
\frac{y}{u_n} &= \frac{G_n G}{G_n(1-Q) + GQ} \\
\frac{y}{d} &= \frac{1}{1+L} = \frac{G_n(1-Q)}{G_n(1-Q) + GQ} \\
\frac{y}{n} &= \frac{-L}{1+L} = \frac{-GQ}{G_n(1-Q) + GQ}
\end{aligned} \tag{4.9}$$

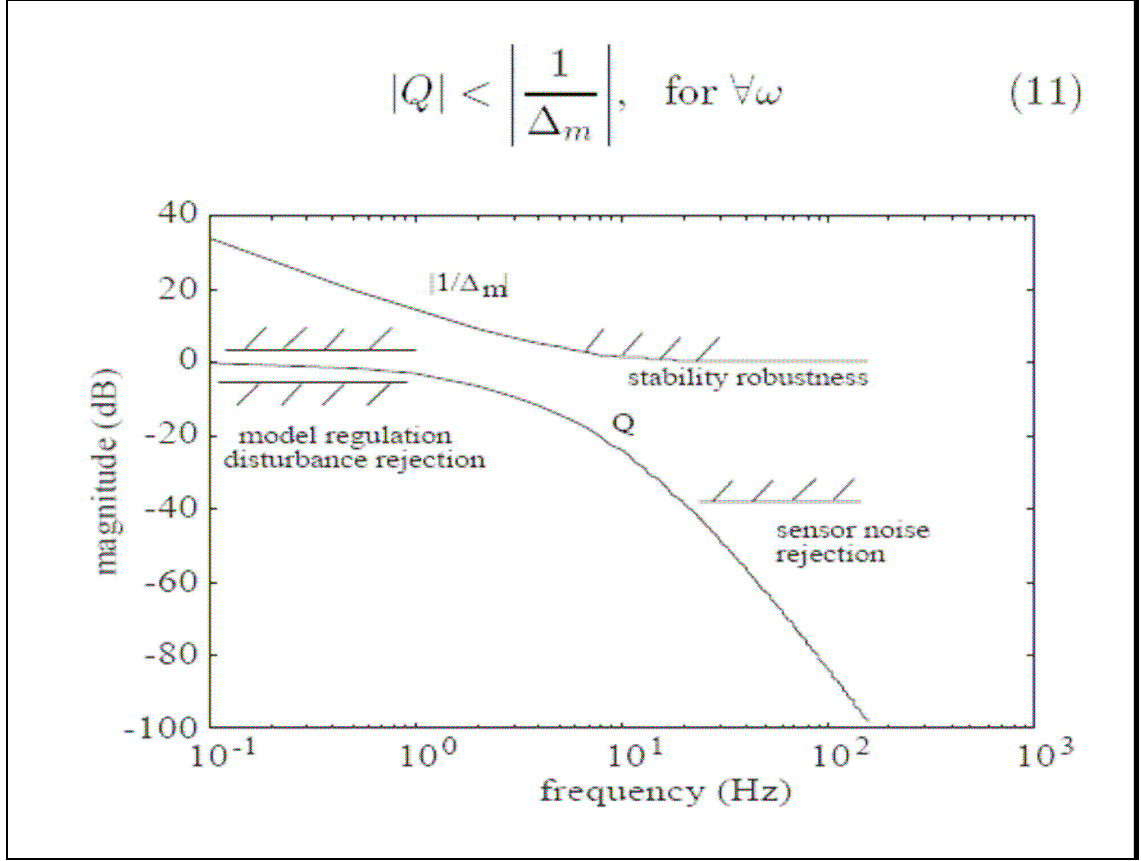
şeklinde. Q , birim kazanç değerine sahip bir alçak geçiren filtre olarak seçildiğinde, $y/u_n \rightarrow G_n$ (model regülasyonu) koşulunun sağlandığı gözlenmektedir. Düşük frekans değerlerinde $Q \rightarrow 1$ 'e gideceği için $y/d \rightarrow 0$ 'a yakınsayacaktır (bozucu elemesi). Yüksek frekans değerlerinde ise $Q \rightarrow 0$ olduğu için $y/n \rightarrow 0$ 'a yakınsadığı (sensör gürültüsü elemesi) görülmektedir. Model regülatörü tasarımında Q filtresi Şekilde gösterilen kararlılık sınırlarına uygun biçimde alçak geçiren bir filtre olarak seçilmelidir. Bu noktada, bozucu eleme transfer fonksiyonu ile ilgili dikkat edilmesi gereken nokta, yüksek frekanslarda $Q \rightarrow 0$ olacağından $y/d \rightarrow 1$ 'e yakınsayacaktır. Diğer bir deyişle, yüksek frekanslarla sisteme etkileyen bozucu etkiler model regülatörü tarafından yok edilemeyecektir. Ancak otomotiv kontrol uygulamalarında yüksek frekanslarda bozucular sıklıkla rastlanan durumlar değildir. Modelde yüksek frekansta bir bozucu etkisi gözlemlendiğinde tasarım kriterlerine uygun olarak Q filtresinin kesim frekansının ilgililenen frekansa kadar yükseltilmesi ile model regülasyonu gerçekleştirilebilir.

Q filtresinin tasarımında kesme frekansı aktüatör bant genişliği içerisinde kalmalıdır. Diğer bir sınırlandırıcı etken ise kararlılık dayanıklılığı gereksinimlerinden gelmektedir. Model regülatörü ile kontrol edilen bir sistemdeki kararlılık dayanıklılığı sınırının belirlenmesi için, sistemin giriş-çıkış transfer fonksiyonuna ait karakteristik denklem yazılırsa;

$$G_n(1-Q) + G_n(1+\Delta_m)Q = 0 \tag{4.10}$$

ifadesi elde edilir. Bu ifade sadeleştirildiğinde;

$$|Q| < \left| \frac{1}{\Delta_m} \right|, \text{ for } \forall \omega \quad (11)$$



Şekil 4.1. Q filtresinin tasarımına ait frekans cevabı eğrisi.

$$G_n(1 + Q\Delta_m) = 0 \quad \rightarrow \quad Q = -\frac{1}{\Delta_m} \quad (4.11)$$

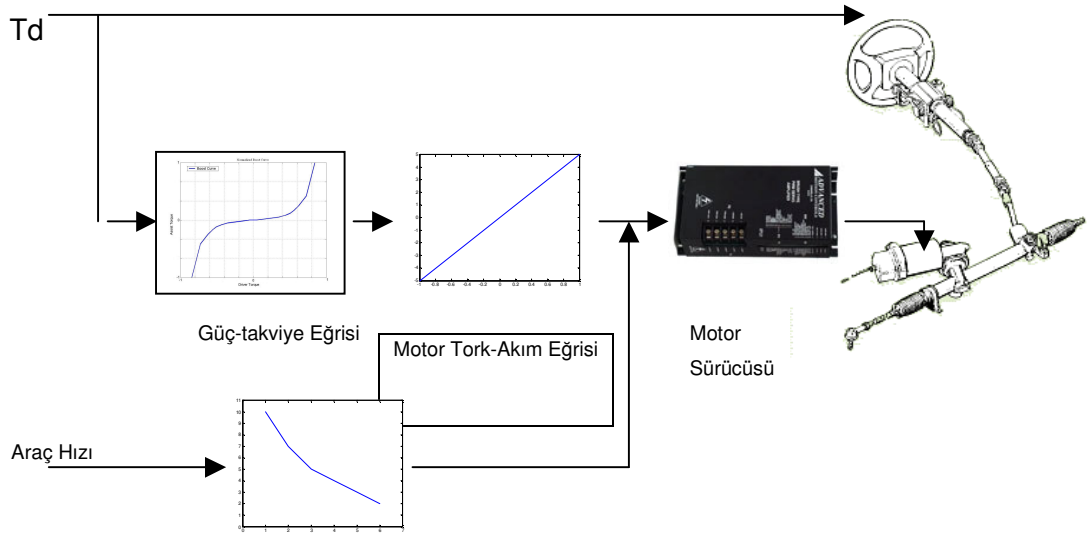
Küçük kazançlar teoreminden Q filtresinin mutlak değerinin $1/\Delta_m$ 'nin mutlak değerinden küçük olması gerekmektedir.

$$|Q| < \left| \frac{1}{\Delta_m} \right|, \quad \text{tüm frekansları için} \quad (4.12)$$

kararlılığın dayanıklılığı için gerekli şarttır. Şekil 4.1'de Q filtresi için tasarım kriterleri görülmektedir [28][29][30][31].

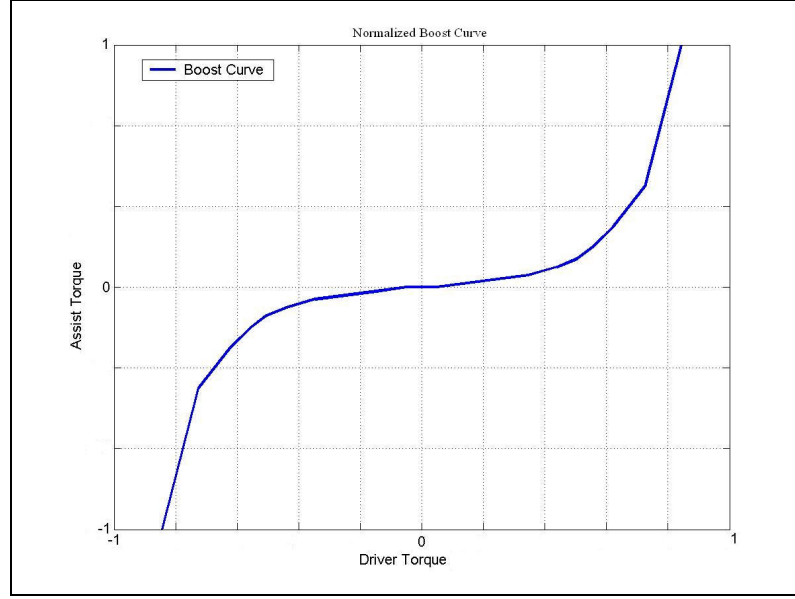
4.2 Aktif Direksiyon Sistemi Kontrolcüsü

Aktif direksiyon sistemi olarak ileri beslemeli bir kontrolcü kullanılmıştır. Blok diyagramı Şekil 4.2'de görülen sistemi, sürücünün direksiyona uyguladığı tork bilgisini kullanarak elektrik motorunun sağlaması gereken takviye torku Şekil 4.3'de görülen güç takviye eğrisi ve taşıt hızına bağlı olarak hesaplanmaktadır. Bu eğri taşıt üzerinde buluna hidrolik sistemin ortaya koyduğu eğridir ve ilk aşamada elektrik motoru içeren aktif direksiyon sisteminin de bu eğriyi takip etmesinin sağlanmasına çalışılmıştır. Daha sonra ise bu tablo taşıt hızı ile ilişkilendirilmiştir. Bu parametrelere göre hesaplanan tork miktarının motor tarafından üretilmesi için gereken akım motor sürücüsüne uygun değerde referans sinyalinin gönderilmesiyle oluşturulmaktadır.



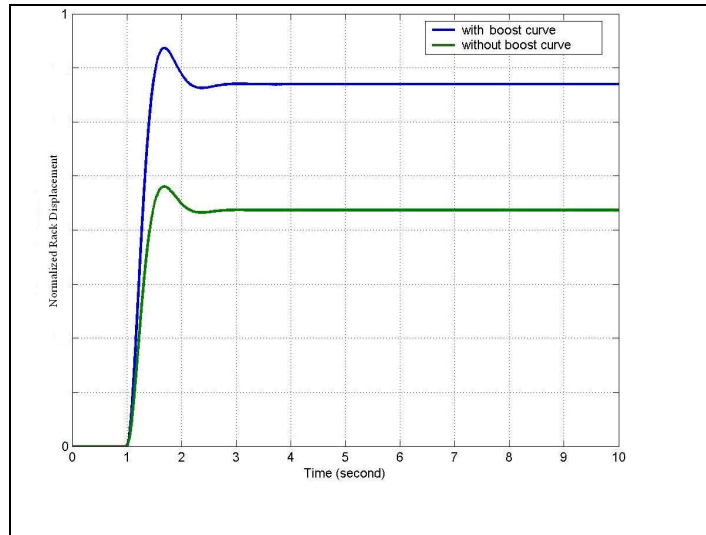
Şekil 4.2. Aktif direksiyon sistemi kontrolcüsü [32]

Şekilden de görüldüğü üzere takviye torku taşıt hızı ile ters orantılı olarak katsayılandırılarak düşük hızlarda sürüş konforu sağlanırken yüksek hızlarda takviye torku düşürülerek daha sert bir direksiyon hissi sağlanmaktadır.



Şekil 4.3. Normalize edilmiş sürücü torku-yardımcı tork eğrisi

Bölüm 2’de anlatılan aktif direksiyon modeli kullanılarak rak sisteminin birim sürücü torkuna karşılık verdiği yanıt rak pozisyonundaki değişime bakılarak incelenmiştir. Sonuçlar Şekil 4.4’de karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere aynı miktarda sürücü torku elektrik motoru takviyeli sistemde daha fazla miktarda rak yer değiştirmesine karşılık gelmektedir.

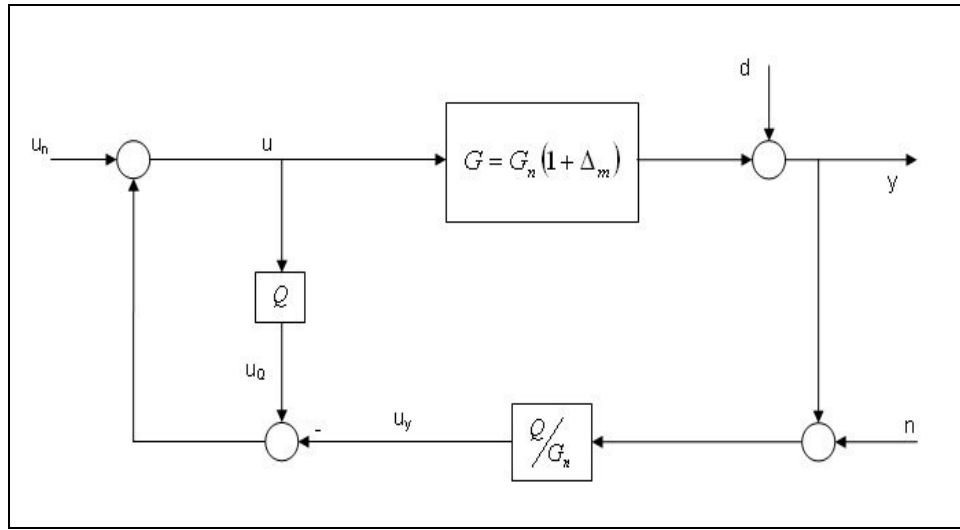


Şekil 4.4. Birim basamak tork girişine karşılık rak yer değiştirmesi

4.3 Savrulma Dinamiği Kontrolcüsü

Ford Transit Connect Aktif Direksiyon sistemi geliştirme çalışmasında kullanılan savrulma dinamiği kontrolcüsü olan model regülatörü iki serbestlik dereceli bir kontrolcüdür. Kontrol edilecek sistemdeki modellenmemiş belirsizliklere karşı dayanıklı bir davranış sergileyen model regülatörü, sistem üzerindeki bozucuları etkili biçimde yok edebilmektedir.

Model regülatörünün genel yapısı önceki bölümlerde anlatılmıştır ve aşağıdaki şekilde görülmektedir. Model regülatörü temel olarak iki serbestlik derecesini oluşturan farklı iki kontrolcü girişinin girdiği Q ve Q/G_n bloklarından oluşmaktadır. Model regülatörünün temel amacı, kontrol edilmek istenen sistemi (G), model regülatörünün bant genişliği içerisinde istenen bir model (G_n) gibi davranmaya zorlamaktır.



Şekil 4.5. Model regülatörünün genel yapısı

Şekil 4.5'teki model regülatörünün çalışma biçimi şu şekilde özetlenebilir: Modelin çıkışı y, istenen model bloğundan geçirilerek, istenen çıkış için gerekli giriş değeri u_y belirlenir. u_y değerinin, sistem girişi u'nun Q filtresinden geçirilmiş hali u_Q (sistem girişi u ile aynı değere sahiptir) ile arasındaki fark u_{mr}, pozitif bir geri besleme ile sistem girişine gönderilir.

Giriş-çıkış lineer direksiyon sistemi dinamiği göz önüne alınan bir savrulma dinamiği kontrolcüsü şu şekilde ifade edilebilir;

$$r = G(s, v)\delta_f + d = (G_n(s, v)(1 + \Delta_m))\delta_f + d \quad (4.13)$$

Yukarıdaki denklemde $\delta_f = \delta_{fl} = \delta_{fr}$ olması öngörülmüştür.

Savrulma dinamiği kontrolcüsünün amacı,

$$r = G_n(s, v)\delta_s \quad (4.13)$$

yukarıdaki denklemin model belirsizlikleri ve bozucu etkilerin bulunduğu bir denklemde bir giriş-çıkış bağıntısı olarak sağlanmasıdır. Bozucu etkiler ve model belirsizlikleri sistemde 'e' olarak ele alınır ve denklem buna göre çözülürse;

$$\begin{aligned} r &= G_n(s, v)\delta_f + (G_n(s, v)\Delta_m\delta_f + d) \\ &= G_n(s, v)\delta_f + e \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$e = r - G_n(s, v)\delta_f \quad (4.15)$$

$$\delta_f = \delta_s - \frac{e}{G_n(s, v)} = \delta_s - \frac{1}{G_n(s, v)}r + \delta_f \quad (4.16)$$

Daha önceden seçilmiş düşük frekans aralığında sistemdeki belirsizliklerin sınırlandırılması amacıyla yönelik olarak tüm geri besleme sinyalleri bir Q filtresinden geçirilmektedir. Bu yüksek frekanslardaki kararlılık, dayanıklılık probleminin çözülmesi için gerçekleştirilmektedir. Ayrıca Q ayarlanabilir bir dizayn girişi olarak da görülebilir. Bu durumda savrulma dinamiği kontrolcüsü şu şekli alır;

$$\delta_f = \delta_s - \frac{Q}{G_n(s, v)}(r + n) + Q\delta_f \quad (4.17)$$

Bu denklemde r+n değerlerinde n sensor gürültülerini, r ise sistemin çıkış sinyalini temsil etmektedir.

Q filtresinin seçimi sırasında dikkat edilmesi gereken husus Q filtresinin derecesinin G_n ifadesinin derecesi ile aynı olmasıdır, bu sayede de Q/G_n ifadesinin gerçekleştirilebilir bir yapıda olmasıdır.

Bu durumda direksiyon sistemi model regülasyonu, yanal bozucu etkiler ve sensör gürültüsü eleme transfer fonksiyonları

$$\begin{aligned}\frac{r}{\delta_s} &= \frac{G_n G}{G_n(1-Q) + GQ} \\ \frac{r}{M_d} &= \frac{G_d}{1+L} \equiv G_d S = \frac{G_n(1-Q)G_d}{G_n(1-Q) + GQ} \\ \frac{r}{n} &= \frac{-L}{1+L} \equiv -T = \frac{-GQ}{G_n(1-Q) + GQ}\end{aligned}\quad (4.18)$$

Yukarıdaki denklemden de görüleceği üzere Q değeri direksiyon kontrolcüsüne müdahale göz önüne alındığında üzerinde belirli frekans aralığında etkili parametredir. $Q \rightarrow 1$ 'e gideceği düşük frekans değerlerinde $\frac{r}{\delta_s} \rightarrow G_n$ 'a (direksiyon

modeli regülasyonu), $\frac{r}{M_d} \rightarrow 0$ 'a (bozucu etki elenmesi) yakınsayacaktır. Sensör

gürültüsünün etkili olabileceği yüksek frekans değerlerinde ise $Q \rightarrow 0$ olduğu için $r/n \rightarrow 0$ 'a yakınsadığı (sensör gürültüsü elemesi) görülmektedir. Yüksek frekanslarda $Q \rightarrow 0$ olarak seçilmesi kararlılığın korunması açısından da gereklidir. Düşük frekanslarda ise, Q değeri durum kararlılığı, bozucu etkilerin engellenmesi ve model regülasyonuna uygun olarak seçilmelidir. Böylelikle kontrol edilen sistemin giriş çıkış davranışı istenilen model çıkışı G_n ile alçak geçiren filtre Q'nun çalışma aralığı içinde aynı olacaktır.

Q filtresinin bant aralığı seçimi kararlılık dayanıklılığı göz önüne alınarak aşağıdaki şekilde sınırlandırılmıştır;

$$|Q| < \left| \frac{1}{\Delta_m} \right|, \quad \forall w \quad \text{için} \quad (4.19)$$

Bu çalışmada Q filtresi bir basit alçak geçiren filtre olarak seçilmiştir.

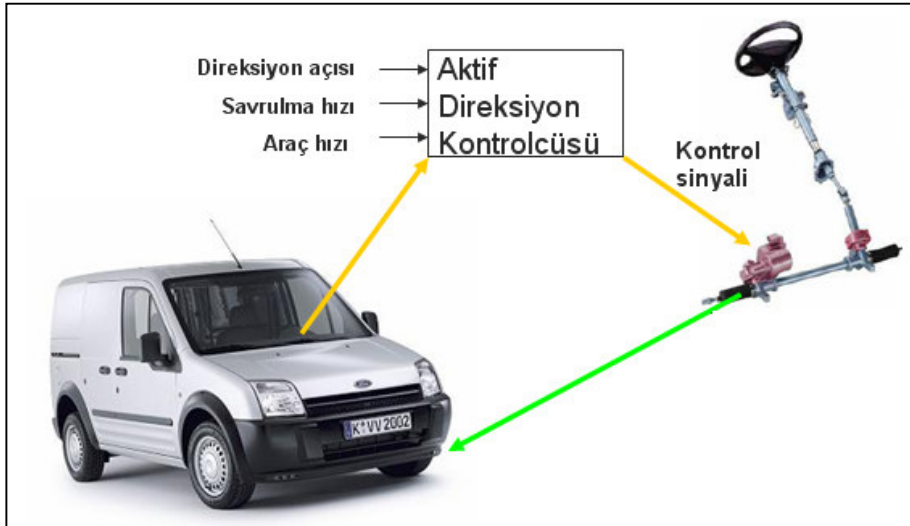
$$Q_{(s)} = \frac{1}{\tau_Q s + 1}$$

İstenilen savrulma dinamiği aşağıdaki gibi birinci dereceden bir sistem olarak seçilmiştir ve bu sistemde $K_n(v)$ tek izli taşıt modelinden elde edilen sabit bir katsayı tablosudur.

$$G_n(s, v) = \frac{K_n(v)}{\tau_n s + 1} \quad (4.20)$$

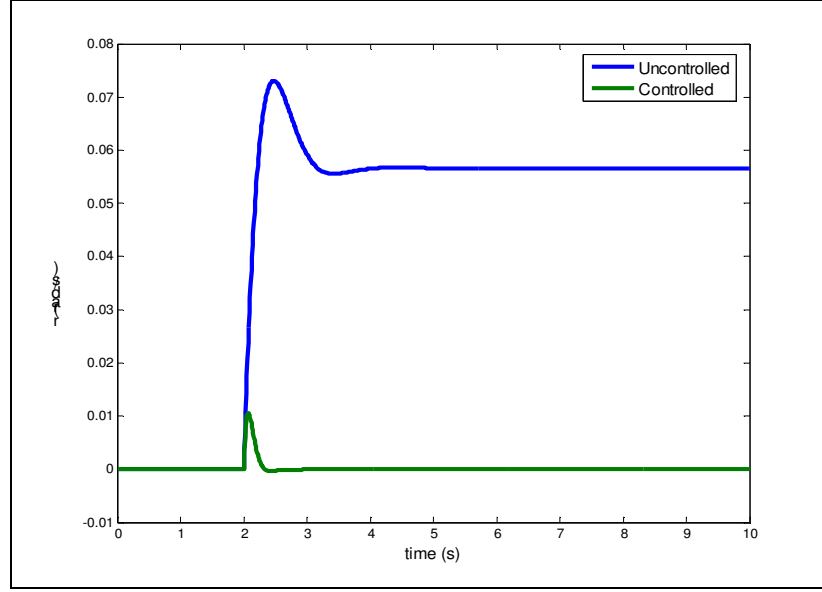
Model regülatör kontrolcüsünün taşıt savrulma dinamiğinin kontrolü için kullanılması aşamasında kontrolcü giriş değerleri;

- Taşıt Savrulma hızı
- Direksiyon açısı girişi
- Taşıt Hızı



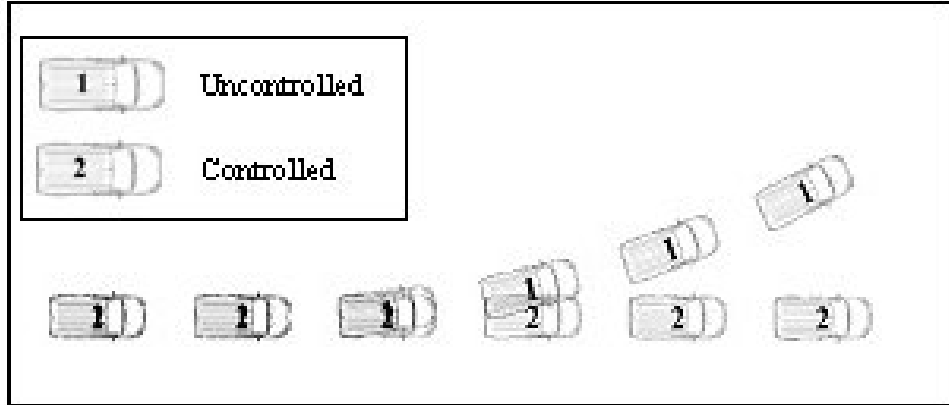
Şekil 4.6. Savrulma dinamiği kontrolcüsünün genel çalışma yapısı

Taşıt savrulma dinamiği kontrolcüsü bilgisayar ortamında gerçekleştirilen simülasyonlarla test edilmiştir. Aşağıda Şekil 4.7'de aynı bozucu etkiye maruz kalan kontrollü ve kontrolcüsüz taşıt modellerinde gözlenen savrulma hızları karşılaştırmalı olarak görülmektedir.



Şekil 4.7. Bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıtların savrulma hızlarının karşılaştırılması

Grafikte de görüldüğü üzere kontrollü taşıt bozucu etkiyi elerken kontrolcüsüz taşıtta istenmeyen savrulma meydana gelmektedir. Şekil 4.8’de bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıtların yörünge seyirlerini gösteren çizim görülmektedir.



Şekil 4.8. Bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıtların stroboskopik çizimler ile karşılaştırılması [32]

Kontrolcüsüz taşıt sürücünün direksiyon girişi sıfır olmasına rağmen bozucu etki sebebiyle izlediği yoldan sapma gösterirken kontrolcülü aracın istenilen yolu takip edebildiği görülmektedir.

5. DİREKSİYON TEST DÜZENEĞİ VE SİSTEM ELEMANLARI

Bu bölümde İTÜ-MEKAR laboratuvarında kurulmuş olan direksiyon sistemi test düzeneği ve bu düzenek üzerinde kullanılan sistem elemanları açıklanacaktır. Donanım içeren simülasyonların gerçekleştirilmesini sağlayan bu düzenekte taşıt üzerinde kurulması planlanan sistem aynen simüle edilmiş, sensörler, aktüatör ve kontrolcü sistemi ile tam olarak bir taşıt direksiyon sistemini gerçekleyen bir düzenek oluşturulmuştur.

5.1 Test Düzeneği

Projede geliştirilen kontrolcülerin ve donanımların ön testlerinin yapılabilmesi amacıyla İTÜ-Mekar Laboratuvarları'nda direksiyon sistemi test düzeneği kurulmuştur. Test düzeneğinden bir görüntü Şekil 5.1'te görülmektedir.



Şekil 5.1. Direksiyon test düzeneği

Bu test düzeneği sayesinde hızlı prototiplendirme, sensör ve aktüatörlerin ön testleri, kontrolcü tasarımı ve optimizasyonu güvenli bir ortamda ve hızlı bir şekilde yapılabilmektedir.

Direksiyon test düzeneğinde bulunan donanım aşağıda listelenmiştir:

- Çift pinyonlu rak mekanizması: Rak üzerindeki ikinci pinyon ile elektrik motoru sisteme etki etmektedir. (Taşıt üzerinde kurulması planlanan istemin simule edilebilmesi için düzeneğe çift pinyonlu bir direksiyon sistemi için kurulmuştur.)
- 1 adet direksiyon açısı sensörü: Direksiyonun açısal konumunu ve açısal dönüş hızını ölçmekte kullanılmaktadır.
- 1 adet mutlak enkoder: Raktaki yer değiştirme miktarını ölçmekte kullanılır.
- 1 adet takometre: Elektrik motorunun açısal dönüş hızını ölçmekte kullanılır.
- 1 adet tork sensörü: sürücünü direksiyona uyguladığı tork miktarını ölçmekte kullanılır.
- 1 adet akım sensörü: Motorun kaynaktan çektiği akımı ölçmekte kullanılır.
- 1 adet motor sürücü kartı: Elektronik dSpace ünitesinden gelen referans sinyali doğrultusunda motora gerekli akımı sağlar.
- 3 adet sinyal dönüştürme devresi: Bu devreler sensör çıkış gerilimlerini elektronik kontrol ünitesi için uygun seviyelere çekmekte kullanılmaktadır.
- dSpace MicroAutobox: Sensörlerin okunması, anlamlandırılması ve kontrol yazılımı bu birimde bulunmaktadır. Aktüatörler için gerekli referans sinyalleri de bu birim tarafından üretilmektedir.

Bu test düzeneği üzerinde donanım içeren simülasyonlar yapılarak kontrolcüler test edilmiştir.

5.2 Sistem Elemanlarının Tanıtılması

Bu bölümde test düzeneğinde ve taşıt üzerinde kullanılan sistem elemanlarına detaylı olarak değinilecektir. Test düzeneği taşıt üzerinde kurulacak olan sistemi tam olarak yansıtabilecek şekilde oluşturulduğu için her iki sistemde kullanılan elemanlar birebir aynıdır. Sistemin taşıt üzerindeki yerleşimlerinin gösterilmesi için bu bölümde prototip taşıt ile ilgili fotoğraflara da yer verilmiştir.

5.2.1 Sistem Elemanları

Direksiyon test düzeneği (ve taşıt üzerinde) kullanılan sistem elemanları şu şekildedir;

➤ **Direksiyon Açı Sensörü:**

Direksiyonun konum bilgisini almak amacıyla açısal konum sensörü kullanılmıştır. Sensör açısal konum ve açısal hız bilgilerini CAN protokolü ile vermektedir. Sensörden alınan bilgiler dSpace MicroAutobox CAN modülü ile okunmaktadır. Sensöre ait CAN bilgileri firma tarafından sağlanmıştış ve Ek 2'e görölmektedir.



Şekil 5.2. Direksiyon açı sensörü

➤ **Enkoder:**

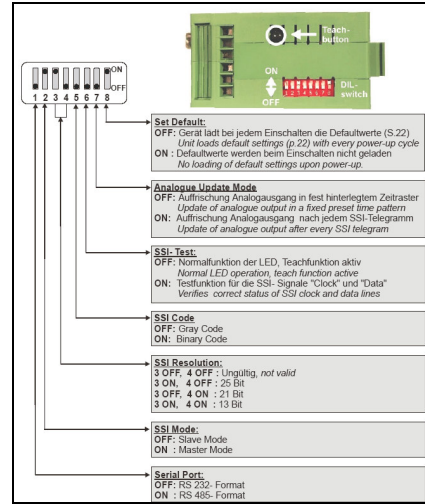
Yukarıda anlatılan direksiyon açı sensörü kullanıldığında direksiyondaki burulmalar sebebiyle küçük derecede de olsa hatalı olmaktadır. Bu sebeple bu etkilerin en aza indiği rak üzerinden pozisyon okuması yapabilmek amacıyla pinyon şaftı üzerine Şekil 5.3'de görölen enkoder bağlanmıştıştır.



Şekil 5.3. Rak mekanizmasına bağlanan enkoder

Enkoder bilgisayarda çalışan bir arayüz programı yardımıyla rakın sıfır konumuna karşılık 0 V gerilim değeri ve maksimum konumuna karşılık +-10 V gerilim değeri verecek şekilde ayarlanmıştır.

Enkoderin çıkışı normalde RS485 seri haberleşme protokolündedir. Bunun için enkoder ile okumanın yapıldığı analog dijital çevirici arasında IV251 devresi bulunmaktadır. IV251 devresine ait DIP anahtar seçenekleri Şekil 5.4'de görülmektedir.

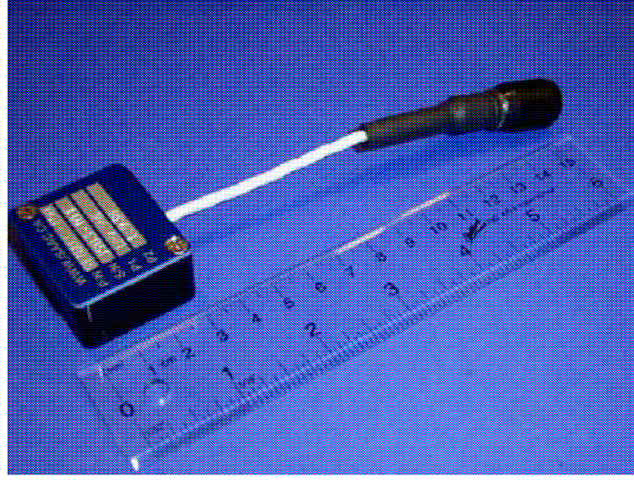


Şekil 5.4. IV251 devresi konfigürasyon seçenekleri

Bu bilgiler doğrultusunda DIP anahtarları 01010011 şeklinde ayarlanmıştır.

➤ **Taşıt Savrulma Hızı Sensörü: (sadece taşıt üzerinde bulunmaktadır)**

Taşıt savrulma dinamiği kontrolcüsü için gerekli taşıt savrulma hızı bilgisinin alınabilmesi için Ford Transit Connect 'in ağırlık merkezine yakın bir noktasına savrulma hızı sensörü bağlandı. Şekil 5.5'te görülen savrulma hızı sensörü MABX üzerinde bulunan analog dijital çevirici yardımıyla okunmaktadır.



Şekil 5.5. Taşıt savrulma hızı sensörü

➤ **Tork Sensörü:**

Aktif direksiyon sisteminde sürücünün direksiyona uyguladığı torkun ölçülmesi için ± 50 Nm tork değerlerine karşılık ± 10 V gerilim çıkışı üreten tork sensörü kullanılmıştır. Sensör çıkışı RapidPro ünitesi üzerindeki diferansiyel analog dijital çevirici modülleri yardımıyla okunmaktadır. Tork sensörü Şekil 5.6'da gösterilmektedir.



Şekil 5.6. Tork sensörü

➤ **Doğru Akım Motoru ve Sürücüsü:**

Aktif direksiyon sistemi kontrolcüsünün hesap ettiği gerekli tork takviyesini ikinci pinyon üzerinden sisteme etki ettirmek üzere 24V'luk bir doğru akım motoru kullanılmıştır. Taşıt üzerinde kullanılan doğru akım motoru ve sürücüsü Şekil 5.7'de gösterilmektedir.



Şekil 5.7. Doğru akım motoru ve sürücüsü

➤ Çift Pinyonlu Rak Mekanizması:

Ford Transit Connect üzerinde bulunan rak mekanizması çift pinyonlu rak mekanizmasıyla değiştirilmiştir. Şekil 5.8'de görülen çift pinyonlu rak mekanizması sağdan direksiyonlu ve soldan direksiyonlu iki ayrı rakın birleştirilmesiyle oluşturulmuştur.



Şekil 5.8. Çift pinyonlu rak mekanizması

Yukarıdaki resimde görülen çift pinyonlu direksiyon mekanizmasının birinci (sol) pinyonun direksiyon koluna bağlıdır sürücünün talepleri doğrultusunda çalışmaktadır, diğer pinyon üzerinden (sağ pinyon) ise elektrik motoru vasıtası ile yardımcı tork üretilerek sisteme beslenmektedir.

5.2.2 Sistem Elemanlarının ve Kontrolcünün Taşı Üzerinde Paketlenmesi

Bu bölümde daha önce anlatılan donanımsal bileşenlerin araca monte edilmesi açıklanacaktır. Prototip taşı üzerine taşınan sistem elemanları Aktif direksiyon Test

düzeneğindeki elemanlar ile aynıdır. Böylelikle taşıt üzerine sistemin paketlenme problemlerinin dışında sistemsel problemler ile karşılaşılmamış, tüm sistem daha önce test düzeneğinde kontrol edilmiştir.

Donanımsal Bileşenlerin Taşıt Üzerine Montajı:

Prototip olarak ürettirilen çift pinyonlu rak mekanizmasının araca monte edilmesi Şekil 5.9'da görülmektedir. Araca çift pinyonlu direksiyon sisteminin takılmasının sebebi bu sistemin prototip olarak üretilebilirliğinin daha kolay olmasıdır. Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi direksiyon sistemi modelleri ve direksiyon sistemi test düzeneği bu bilgi doğrultusunda oluşturulmuştur.



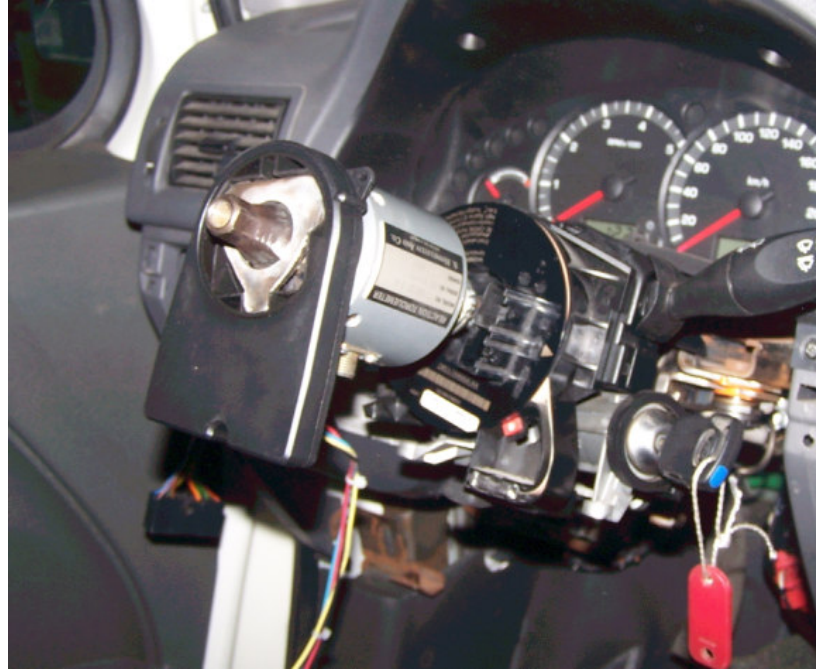
Şekil 5.9. Çift pinyonlu rak mekanizmasının taşıt üzerine montajı

Monte edilen yeni rak mekanizması üzerindeki ikinci pinyona elektrik motoru bağlanmıştır. Elektrik motorunun şaftına da takometre bağlanmıştır. Bağlantı Şekil 5.10'da görülmektedir. Elektrik motoru için gerekli olan 24V besleme voltajı taşıt üzerine eklenen bir alternatör vasıtası ile sağlanmıştır.



Şekil 5.10. Elektrik motoru ve takometrenin montajı

Sürücü tarafında direksiyon açılmal konum bilgisini almak için kullanılan LWS sensörünün bağlantısı Şekil 5.11'de görülmektedir.



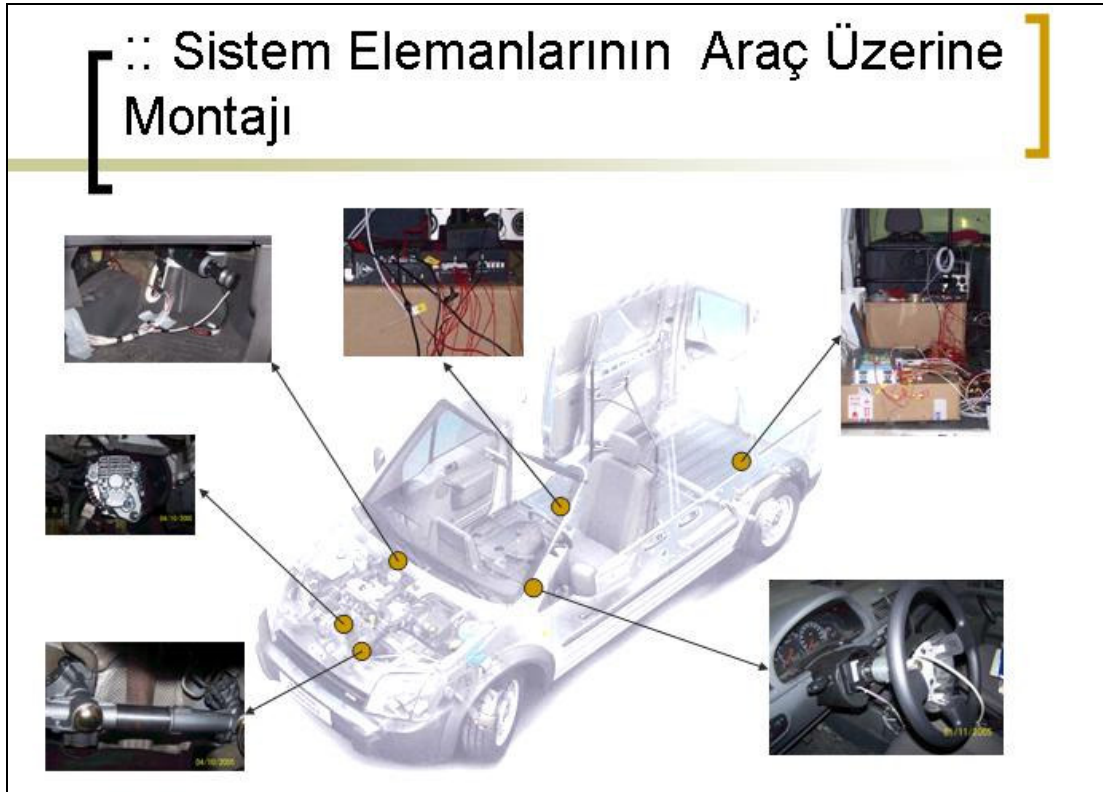
Şekil 5.11. Direksiyon konum sensörünün montajı

Sürücünün direksiyon sistemine uyguladığı tork miktarını ölçmek için kullanılan tork sensörü direksiyon kolunu üzerine Şekil 5.12'teki gibi monte edilmiştir.



Şekil 5.12. Tork sensörünün direksiyon kolonuna montajı

Tork sensörünün de direksiyon sistemine bağlanmasının ardından prototip taşıt üzerine sistem elemanlarının yerleşimi tamamlanmıştır.



Şekil 5.13. Sistem elemanlarının taşıt üzerine montajı

Aşağıdaki şekilde prototip aracın genel görünüşü gösterilmektedir. Bu taşıt üzerinde dSpace ünitesi (MicroAutobox, RapidPro), sensörler ve aktif direksiyon sistemi bulunmaktadır.

Elektrik motoru destekli aktif direksiyon sistem elemanları tek tek taşıt üzerine yerleştirildikten sonra sinyal işleme ve aktüatörleri besleme ünitesi olarak kullanılacak olan dSpace ünitesi taşıt üzerine yerleştirilmiştir. Prototip taşıt üzerine yerleştirilmiş olan sensörler ve aktüatörden (elektrik motoru) dSpace ünitesine kablolar çekilmiş ve prototip taşıt aşağıda görülen en son halini almıştır.



Şekil 5.14. dSpace ünitelerinin prototip taşıt üzerine yerleşimi

6. SANAL ORTAMDA VE TEST DÜZENEĞİ ÜZERİNDE GERÇEKLEŞTİRİLEN DENEYLER

Önceki bölümlerde yol taşıtı kararlılığının aktif direksiyon sistemi ile korunması çerçevesinde kurulan taşıt modelleri, seçilen kontrolcü yapısı, test düzeneği ve taşıt üzerine sistemin yerleştirilmesi konuları üzerinde duruldu. Projenin bu son bölümünde ise kurulan kontrolcü yapısının Matlab/Simulink ortamında gerçekleştirilen çeşitli yol testleri ile sınanması, kontrolcü yapısının gerçek zamanlı bir sistem olarak donanım içeren test düzeneğinde denenmesi ve sanal ve gerçek hayattı simule eden test düzeneğinden alınan sonuçların karşılaştırılması üzerinde durulacaktır.

6.1 Matlab/Simulink Ortamında Gerçekleştirilen Simülasyonlar

Aktif direksiyon sistemi ile yol taşıtı kararlılığının korunması için yapılandırılmış olan model regülatör kontrolcü yapısı ilk olarak Matlab/Simulink ortamında gerçekleştirilen testler ile sınanmıştır.

Sanal ortamda kurulan taşıt modellerinin doğrulanması bölüm 3'de açıklandığı şekilde gerçekleştirilmiştir. Bundan sonra gerçekleştirilen adım ise doğrulanması tamamlanmış taşıt modelleri üzerinde çeşitli manevralar gerçekleştirilerek kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt modeli sonuçlarının incelenmesi olmuştur.

Kontrolcülü ve kontrolcüsüz modeller üzerinde gerçekleştirilen testler şu başlıklar altında toplanabilir;

- Çeşitli yol koşullarında taşıt yörüngesinin ve savrulma momentinin incelenmesi (kuru, ıslak, buzlu yol koşulları)
- Ani bozucu etki (yanal savrulma momenti, rüzgar gibi..) altında taşıt yörüngesi ve savrulma açısının incelenmesi

6.1.1 Farklı Yol Koşullarında Kontrolcünün Test Edilmesi

Sanal ortamda gerçekleştirilen testler ile aracın yoldan gelen etkilerden kontrolcülü ve kontrolcüsüz şekilde ne kadar etkilendiği izlenmiş ve sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir. İncelemenin detaylandırılması açısından kuru-ıslak ve buzlu yol koşulları simule edilmiş ve yine bu simülasyonlar sonucunda ortaya çıkan savrulma hızı, taşıt yörüngesi grafikleri çizdirilerek taşıt dinamiğinin ne kadar korunabildiği ile ilgili yorumlar yapılmıştır.

Değişik yol koşulları tekerlek kuvvetlerinin tekerlek ile yol arasındaki sürtünmeyi karakterize eden bir mu katsayısı ile çarpılması sonucu simule edilmiştir. Normal yol koşullarında bu katsayı 1 alınırken ıslak ve kaygan yol için 0.5 ve buzlu yol için 0.2 değeri öngörülmüştür.

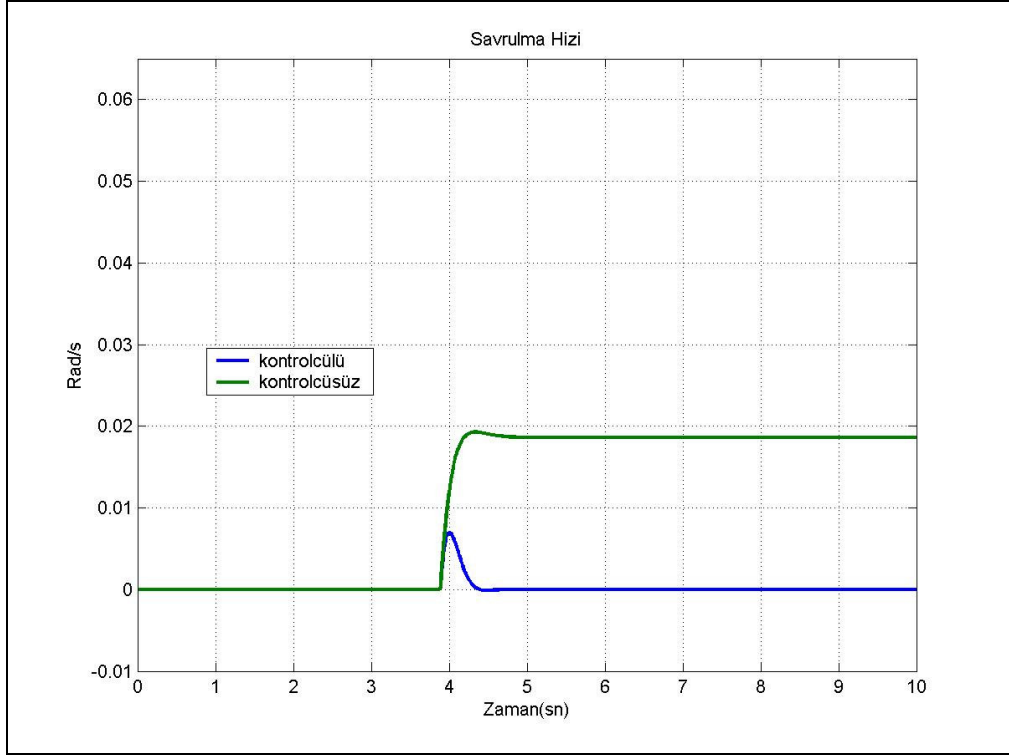
Kuru yol koşulları; ($\mu=1$)

Aracın çeşitli yanal savrulma momenti girişlerine (bu girişler yanal bozucu moment rüzgar, ani darbe vs. gibi düşünülebilir.) karşı kontrolcülü ve kontrolcüsüz olarak verdiği cevaplar aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir. Kontrol edilen çıkışlar olarak taşıt yörüngesi ve savrulma hızı belirlenmiştir;

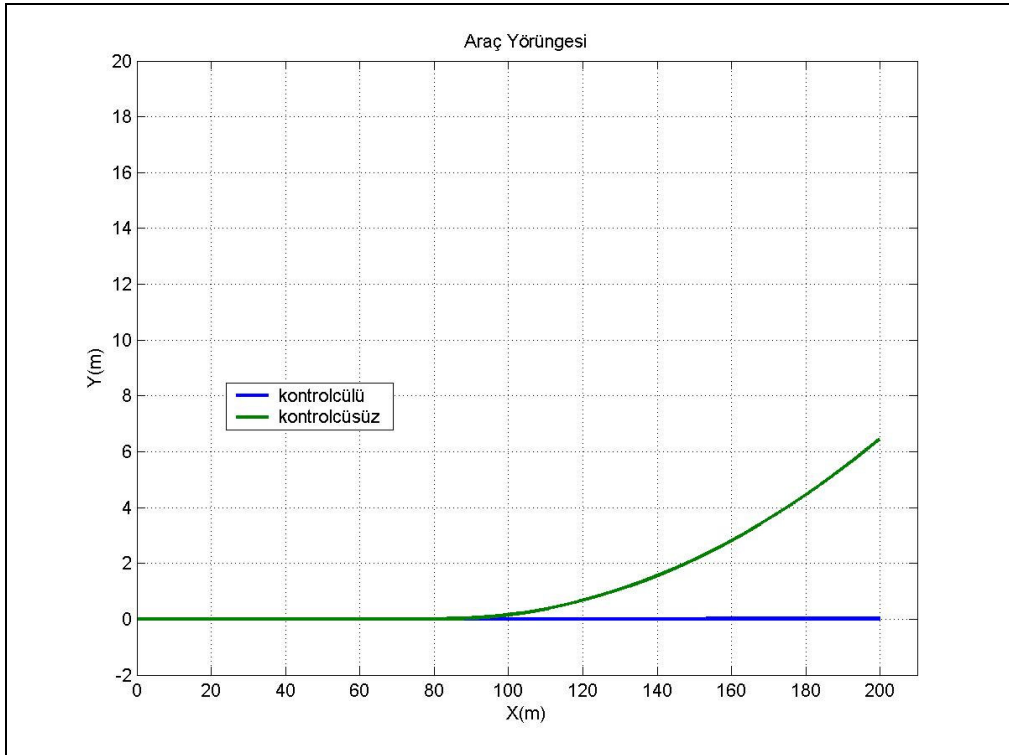
- 400 Nm yanal bozucu etki altında;

Grafik sonuçlarından da görüldüğü üzere kontrolcülü taşıt dışarıdan gelen bozucu etkiyi algılayarak aracın gitmesi gereken yörüngede tutmaya çalışmaktadır. Bu sonuç kolaylıkla taşıt yörüngesi grafiğinden izlenebilmektedir. Ayrıca savrulma hızı grafiğinde de görüldüğü üzere bozucu etki uygulandığı anda ortaya çıkan savrulma hemen algılanmakta ve bu etkiyi düzelterek yönde direksiyon girişi uygulanarak aracın savrulma hızının sıfırlanması sağlanmaktadır.

Bu sonuçlar kontrolcünün düzgün olarak çalıştığını göstermektedir. Değişik bozucu etki büyüklükleri altında test tekrarlanarak sonuçların doğrulanması sağlanmıştır. Gerçekleştirilen sanal testler esnasında sürücü tarafından direksiyona herhangi bir giriş uygulanmamaktadır. Bu durumda aracın takip etmesi gereken yörünge düz bir yol olmalıdır. Sonuçlar buna göre değerlendirilmiştir.

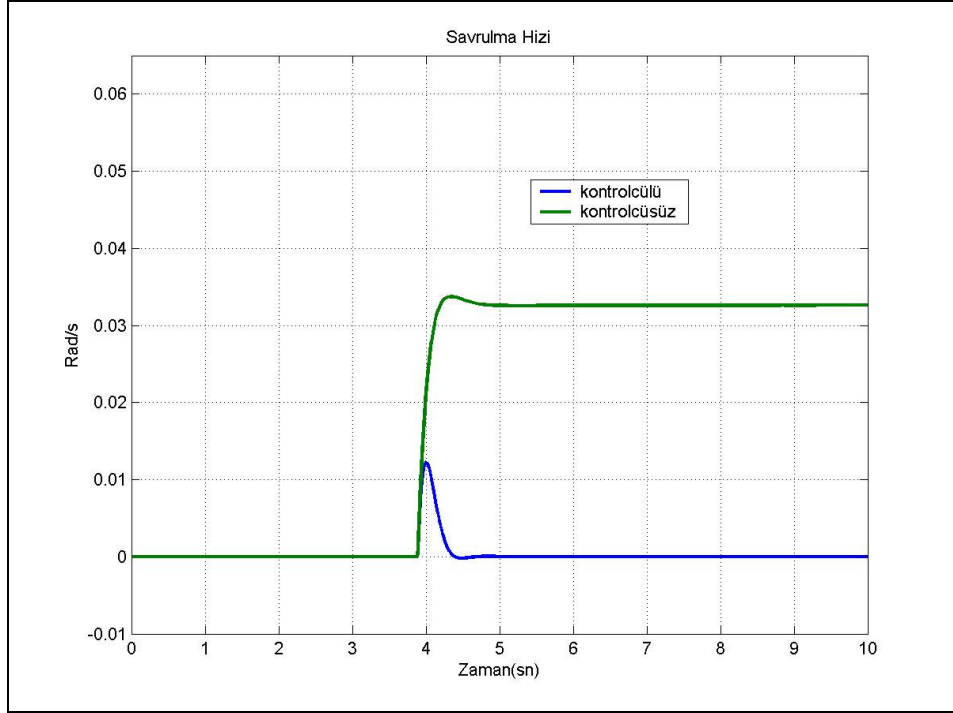


Şekil 6.1. Dördüncü saniyede uygulanan 400Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt savrulma hızları

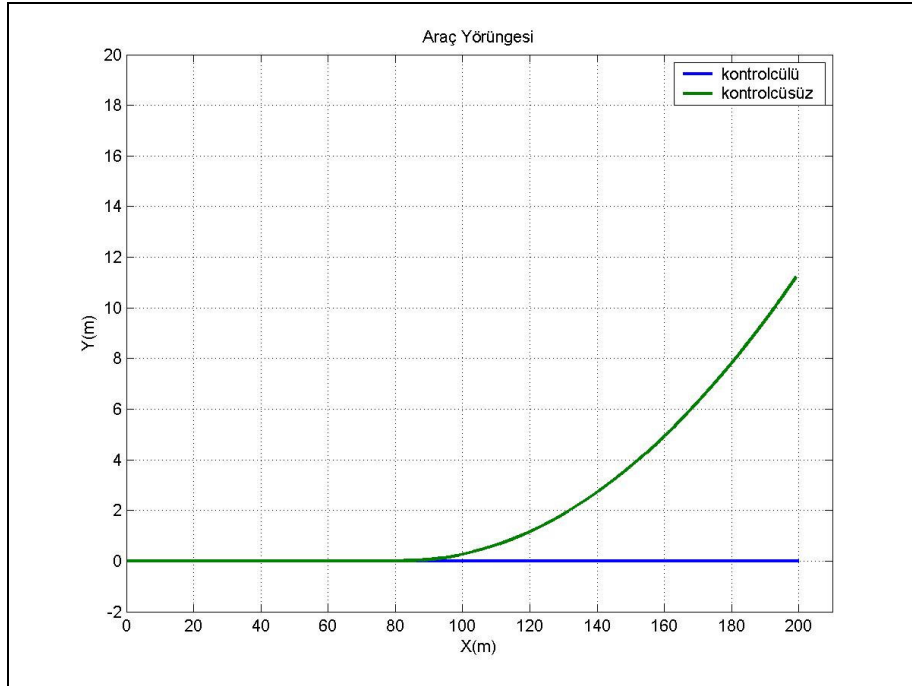


Şekil 6.2. Dördüncü saniyede uygulanan 400Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri

➤ 700 Nm yanıl bozucu etki altında;



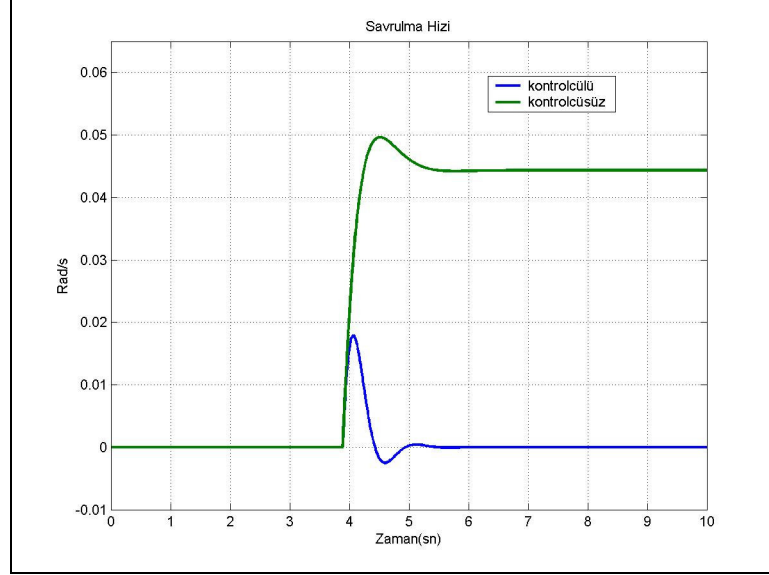
Şekil 6.3. Dördüncü saniyede uygulanan 700Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt savrulma hızlarının karşılaştırılması



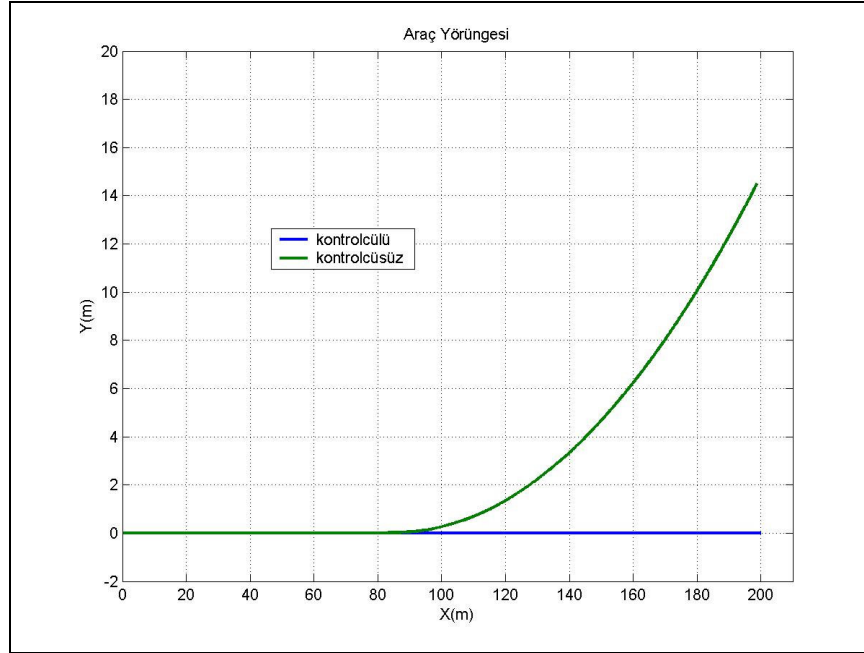
Şekil 6.4. Dördüncü saniyede uygulanan 700Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri karşılaştırılması

Normal yol koşullarında gerçekleştirilen testler ıslak yol koşullarında da tekrarlanmış ve sonuçları aşağıda verilmiştir. Beklendiği şekilde normal (kuru) yol koşullarından farklı olarak savrulma açıları ve aracın yörüngesinden sapma değeri daha yüksek çıkmıştır.

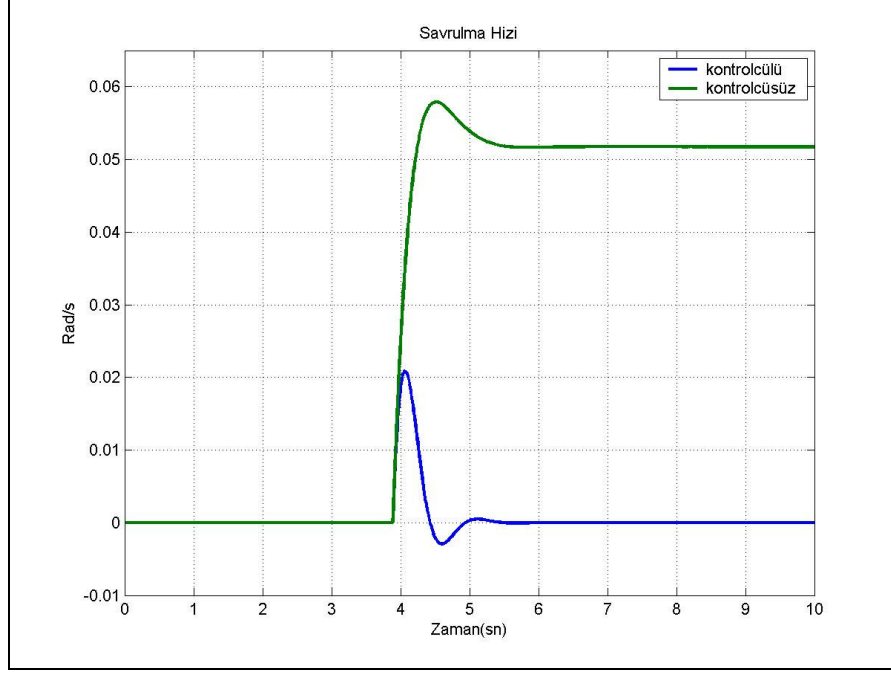
Islak yol koşulları; ($\mu=0.5$)



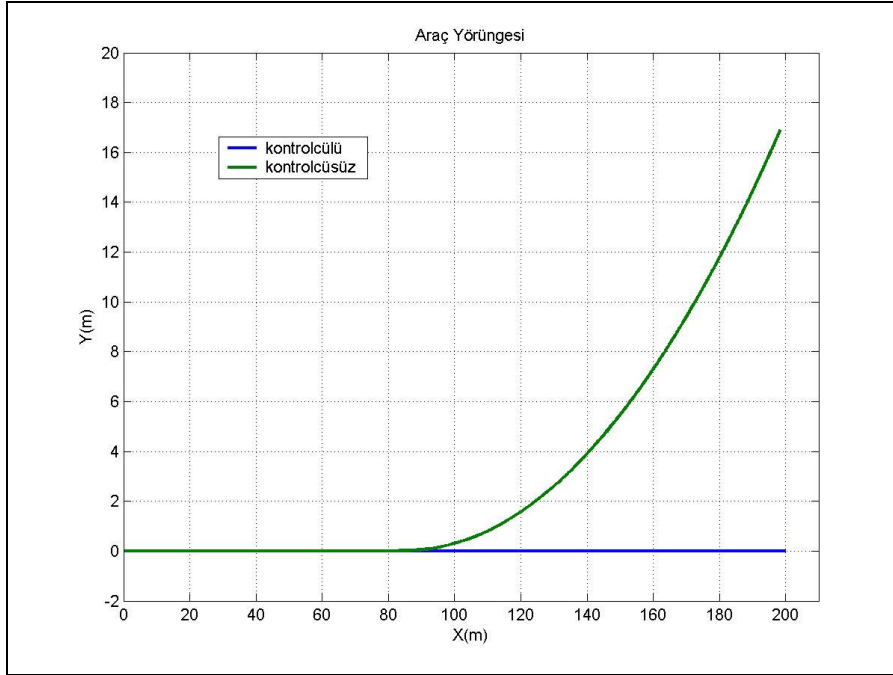
Şekil 6.5. Islak yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 600Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt savrulma hızları



Şekil 6.6. Islak yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 600Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri karşılaştırılması



Şekil 6.7. Islak yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 700Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt savrulma hızları

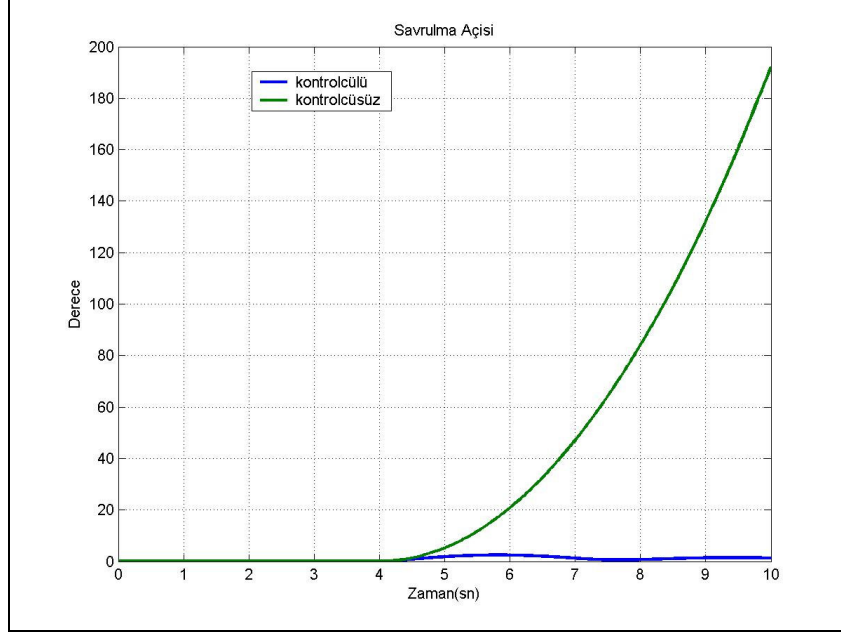


Şekil 6.8. Islak yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 700Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri karşılaştırılması

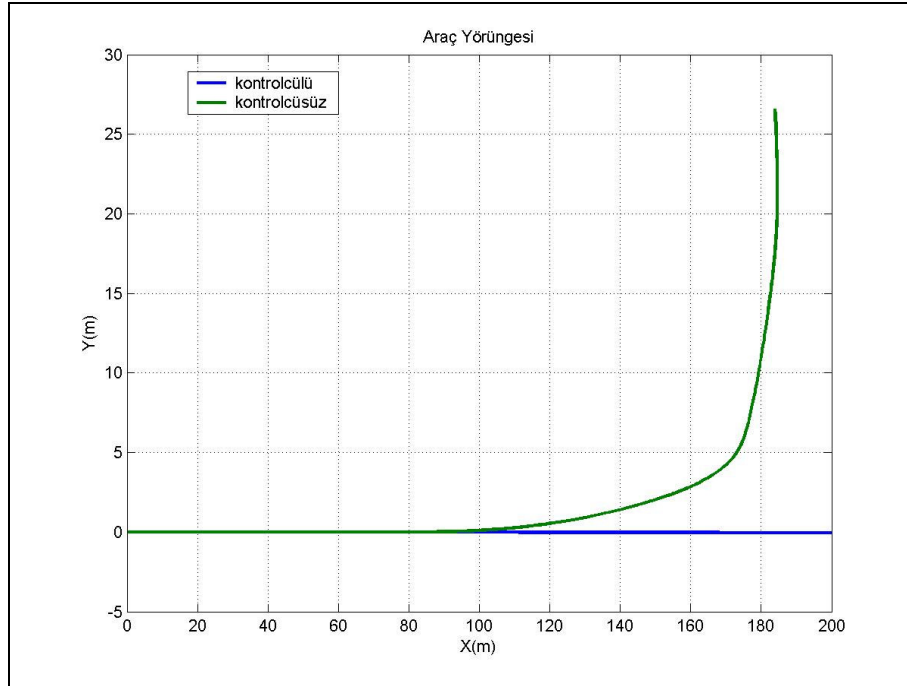
Aşağıdaki grafiklerde testin yol-tekerlek sürtünme katsayısının $\mu=0.2$ olarak seçildiği koşulda taşıt yörüngelerinin ve savrulma açılarının sonuçları görülmektedir.

Beklendiği üzere taşıt asıl takip etmesi gereken yörüngeden en fazla saptığı testler buzlu yol koşullarını simüle eden test olmuştur.

Buzlu yol koşulları; ($\mu=0.2$)



Şekil 6.9. Buzlu yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 600Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri karşılaştırılması



Şekil 6.10. Buzlu yol koşullarında dördüncü saniyede uygulanan 600Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri karşılaştırılması

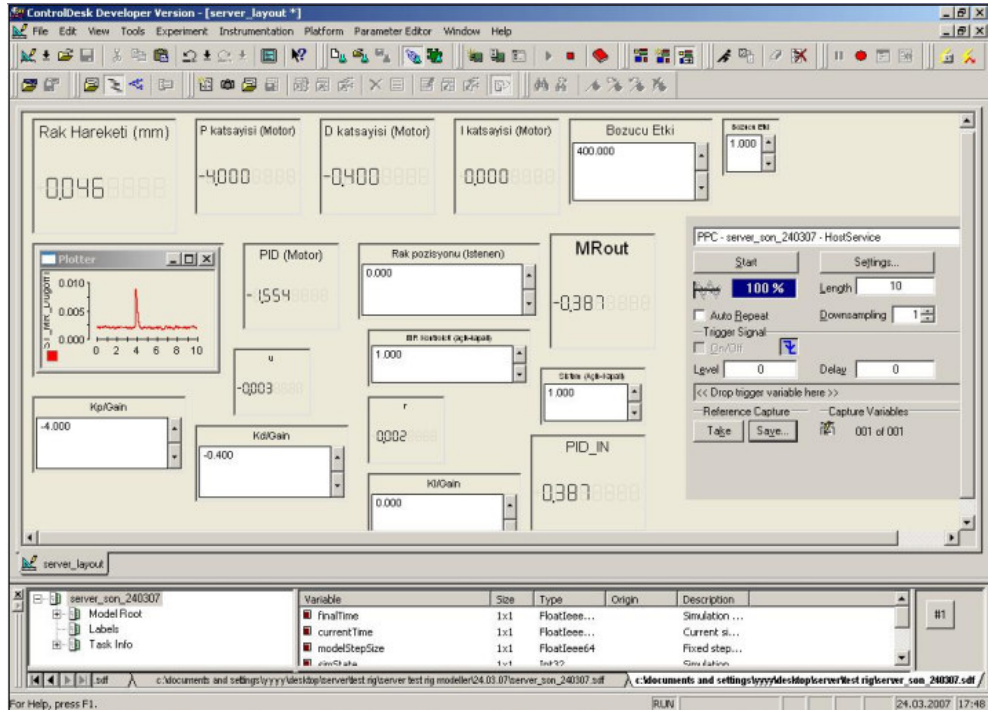
6.2 Test Düzeneği Üzerinde Donanım İçeren Simülasyonların Gerçeklenmesi:

Sanal ortamda gerçekleştirilen testlerin ardından İTÜ-Mekar laboratuvarında kurulmuş olan Direksiyon test düzeneğinde donanım içeren simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu testlerde sanal ortamda taşıt gerçek zamanlı olarak çalışmakta ve dSpace MicroAutobox üzerinden test düzeneği ile haberleşmektedir. Böylelikle aktif direksiyon sisteminin ve kontrolcünün gerçekte taşıt üzerinde nasıl çalışacağı gözlemlenmiş olmaktadır.

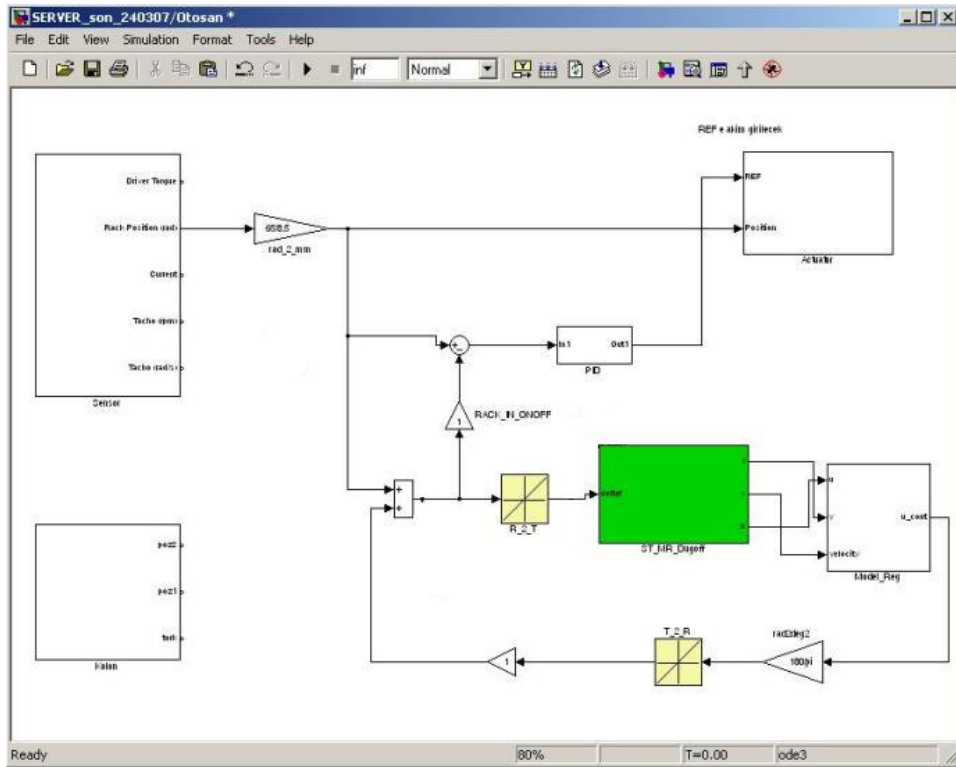
Sistem elemanları şu şekildedir;

- Aktif Direksiyon test düzeneği
 1. İkinci pinyondan elektrik motoru destekli direksiyon sistemi
 2. Elektrik motoru (aktüatör)
 3. Sensörler
- MicroAutobox
 1. Sensör ve aktüatör sinyallerini işleyen ünite
- Laptop
 1. Sanal modellerin koşturulması (Matlab/Simulink)
 2. MicroAutobox ile bilgi alışverişinde bulunulması (ControlDesk programı ile)

Test düzeneği üzerinde gerçekleştirilen başlıca testler bozucu etki elenmesi testleridir. Bu testler bölüm sonunda sanal ortamda gerçekleştirilmiş testlerle de karşılaştırılmıştır. Aşağıdaki şekilde ControlDesk yazılımının bir görünüşü bulunmaktadır. ControlDesk programı ile MicroAutobox üzerindeki sistem parametreleri gerçek zamanlı olarak değiştirilebilmekte. Yapılan testler kaydedilip izlenebilmektedir.



Şekil 6.11. dSpace ControlDesk görünüşü



Şekil 6.12. Aktif direksiyon sistemi Simulink diyagramı görünüşü

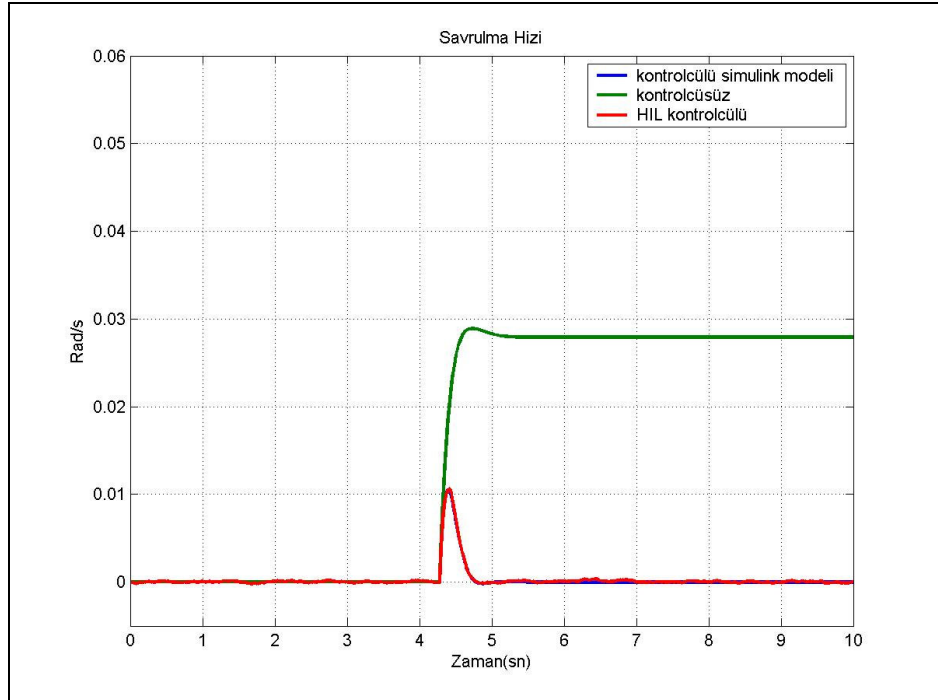
Aktif direksiyon test düzeneğinde gerçekleştirilen testlerde daha önceki bölümlerde açıklanan model regülatör kontrolcüsü denenmiştir. Taşıt savrulma dinamiğini kontrol eden bu kontrolcü, giriş olarak direksiyon açısını ve çıkış olarak da bir elektrik motorunun sürülmesi için gerekli akım değerini üreten bir yapı ile çalışmaktadır.

Bu sistemde elektrik motoru kontrol sinyali bir PD kontrolcü ile sağlanmıştır. Bu kontrolcünün katsayıları olarak ise $P=-4$ ve $D=-0.4$ olarak seçilmiştir. Sistemde kullanılan elektrik motorunun parametreleri tam olarak belirlenemediği için kontrolcü katsayılarına test düzeneği üzerinde yapılan çalışmalar neticesinde belirlenmiştir.

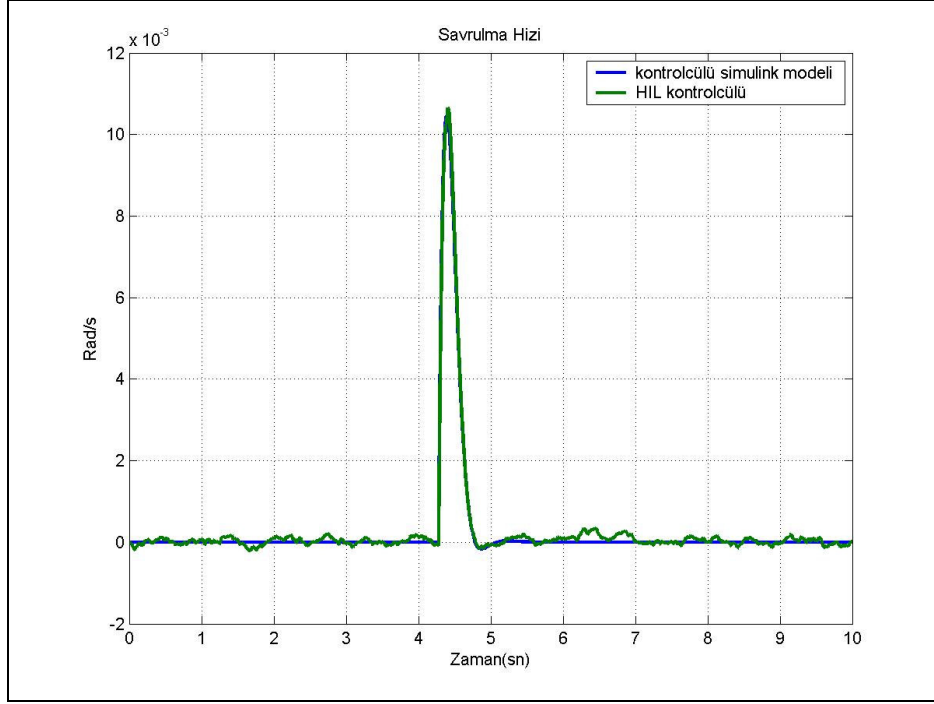
Aşağıdaki şekillerde çeşitli bozucu yanal moment etkilerine karşı donanım içeren test düzeneğinden alınan sonuçlar verilmiştir;

Sonuçlar, Matlab/Simulink ortamında gerçekleştirilen testler ile karşılaştırma yapılabilmesi için üst üste çizdirilmiştir.

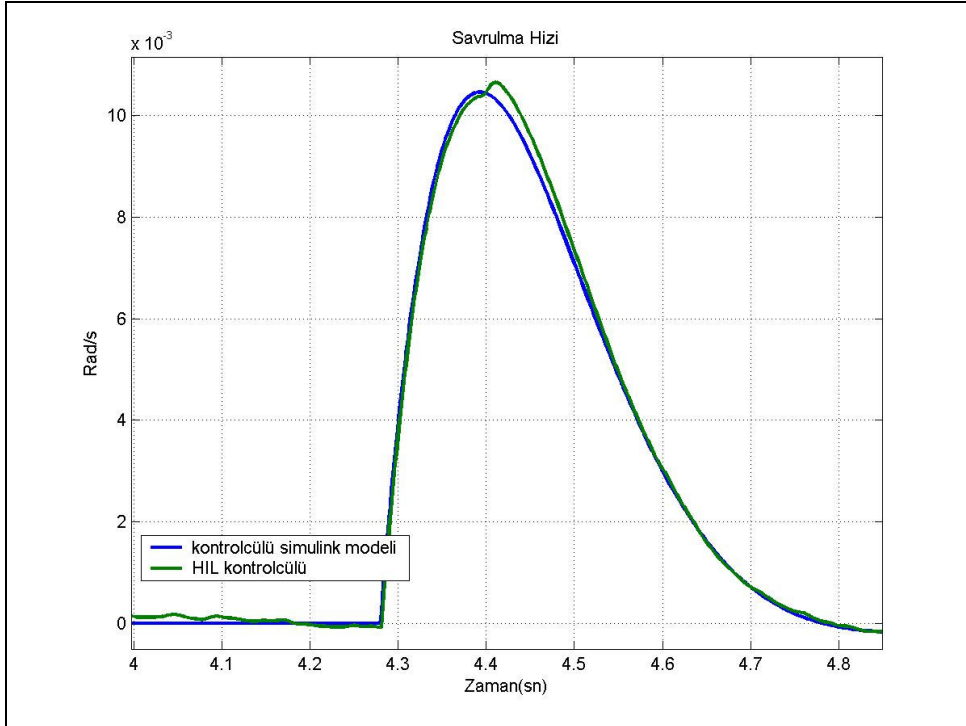
Aşağıdaki grafiklerde normal yol koşullarında yaklaşık dördüncü saniyede uygulanan 600Nm'lik bozucu etki altında kontrolcülü ve kontrolcüsüz taşıt yörüngeleri ve test düzeneğinden alınan savrulma hızları karşılaştırılması verilmektedir.



Şekil 6.13. Savrulma Hızları



Şekil 6.14. Savrulma Hızları (Kontrolcülü Simulink modeli ve Test Düzeneği karşılaştırması)

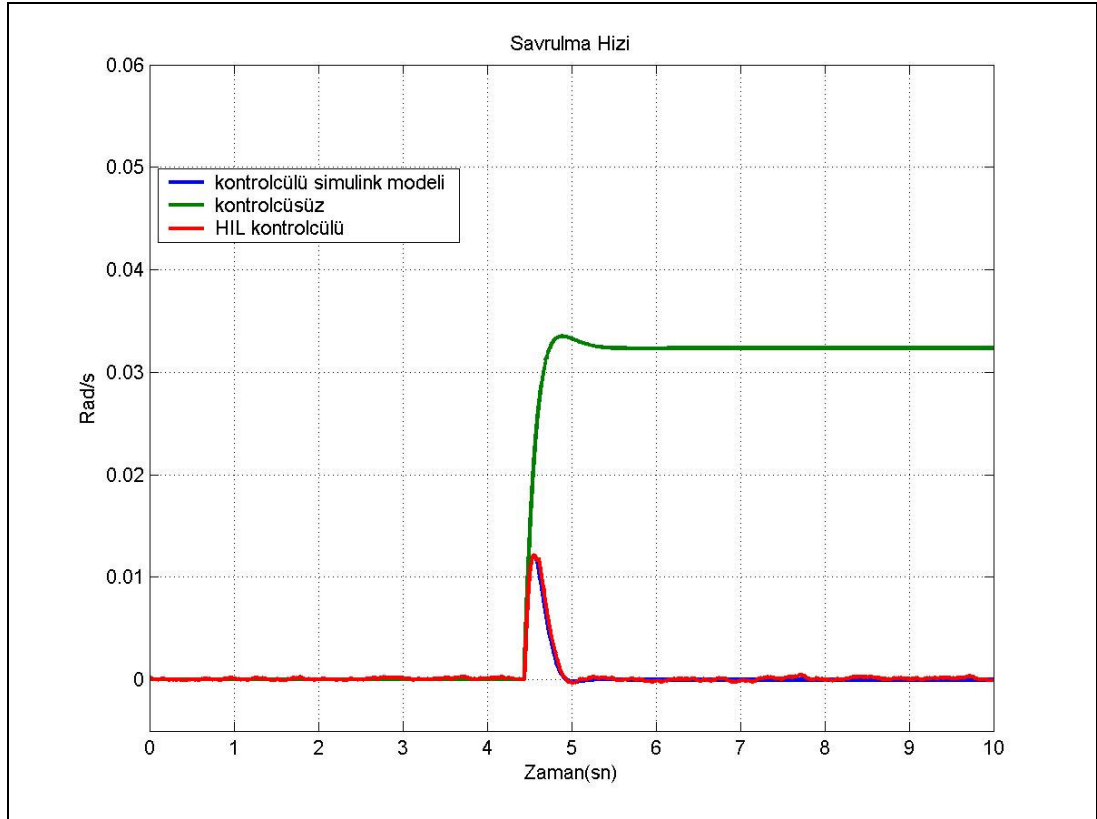


Şekil 6.15. Savrulma Hızları – Yakın görünüş (Kontrolcülü Simulink modeli ve Test Düzeneği karşılaştırması)

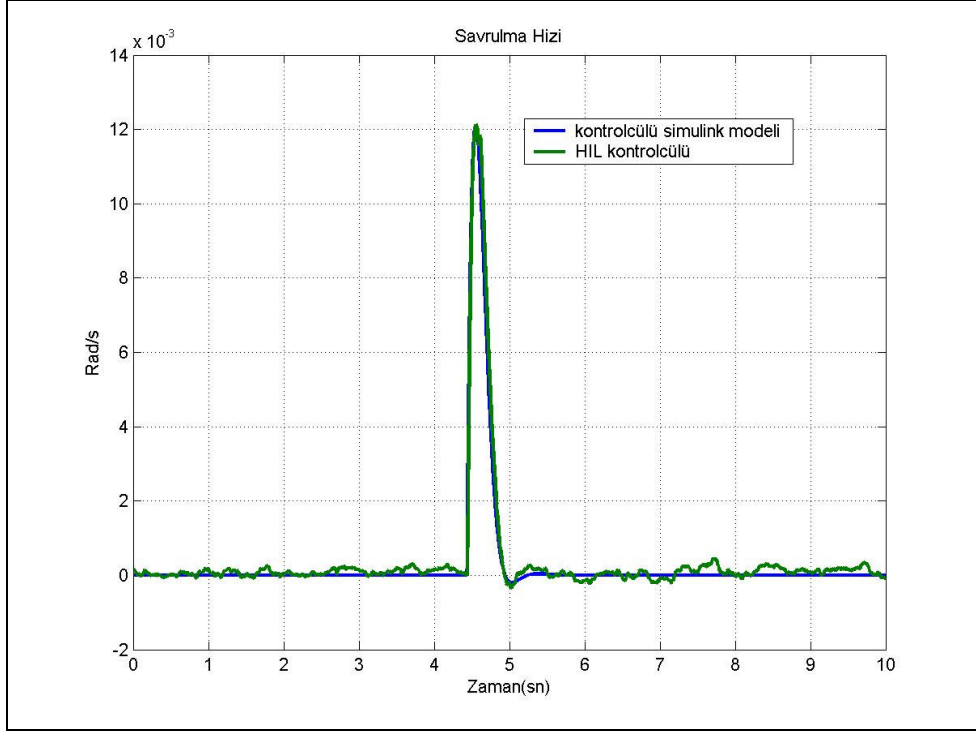
Yukarıda verilen grafiklerden görüldüğü üzere Matlab/Simulink ortamında alınan test sonuçları ile Aktif Direksiyon test düzeneğinden alınan test sonuçları birebir örtüşmektedir. Bu da kontrolcünün düzgün çalıştığını ve elektriksel titreşimler dışında direksiyon sistemine düzeltici etkiyi birebir olarak iletmektedir.

Bu sonuçların ardından benzer testler 700Nm'lik bozucu moment etkisi ile de gerçekleştirilmiştir. Test sonuçları aşağıdaki grafiklerde incelenebilir.

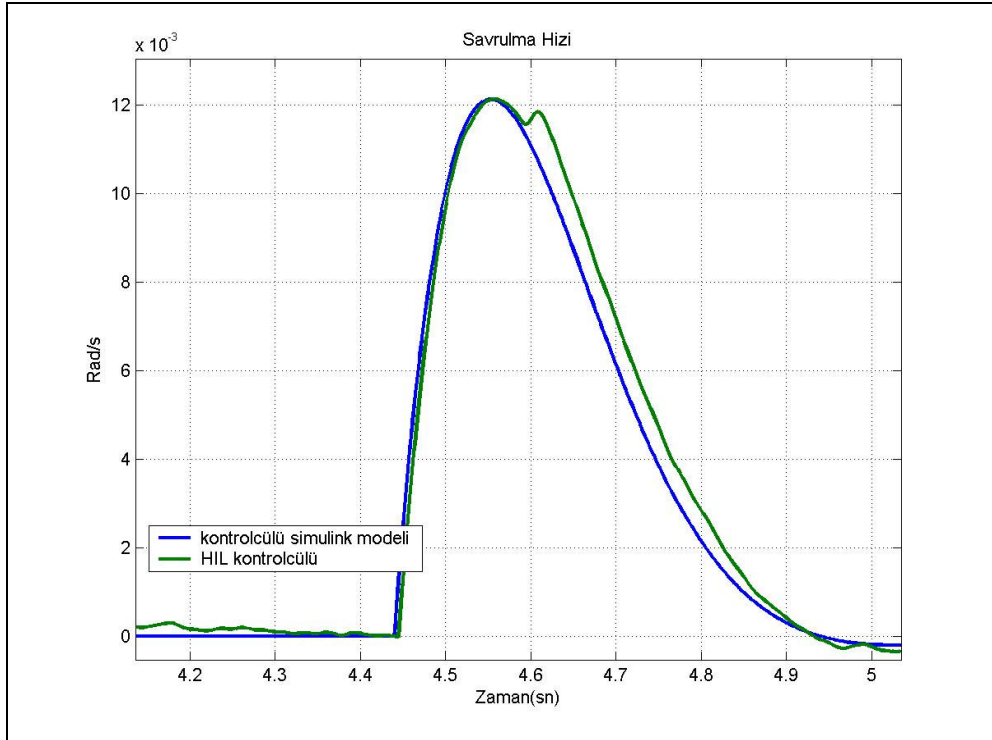
Aşağıdaki grafiklerden de incelenebileceği gibi sonuçlar yine benzer çıkmaktadır ve sanal ortamda gerçekleştirilen testler ile test düzeneği üzerinde gerçekleştirilen test sonuçları örtüşmektedir.



Şekil 6.16. Savrulma hızları



Şekil 6.17. Savrulma Hızları (Kontrolcülü Simulink modeli ve Test Düzeneği karşılaştırması)



Şekil 6.18. Savrulma Hızları – Yakın görünüş (Kontrolcülü Simulink modeli ve Test Düzeneği karşılaştırması)

Tezin bu bölümü ile birlikte sırası ile direksiyon modeli kurulması, taşıt modellerinin kurularak direksiyon modeli ile birleştirilmesi, bu modellerinin doğrulanması, kontrolcü geliştirilmesi ve test edilmesi aşamaları sonlandırılmış ve kontrolcünün gerçek zamanlı olarak da verimli bir şekilde çalıştığı ortaya konulmuştur. Ayrıca test düzeneğinde gerçekleştirilmiş test sonuçlarının Matlab/Simulink modelleri ile aynı sonuçları vermiş olması tezin bu aşamasına kadar yapılmış olan çalışmaların da doğrulanması olmuştur.

7. SONUÇLAR VE GELECEK ÇALIŞMALAR

Aktif direksiyon sistemi ile yol taşıtı kararlılığının korunması çalışması ile aktif bir direksiyon sistemi modeli oluşturulmuş ve bu model çeşitli seviyelerde kurulmuş olan taşıt modelleri ile birleştirilerek bir aracın savrulma dinamiğinin aktif direksiyon sistemi ile nasıl korunacağı üzerinde durulmuştur. Ayrıca kurulan modellerin çeşitli taşıtlar vasıtası ile doğrulanması ve kontrolcülerin de donanım içeren test düzeneğinde denenmesi çalışmalarına yer verilmiştir.

Taşıt modellerinin doğrulanması çalışmasında standart çift şerit değiştirme manevrası kullanılmıştır ve bu manevranın seçilmesinin sebebi de hem taşıt yörüngesinin hem de aracın çeşitli eksenlerde yaptığı yalpa, savrulma ve kafa vurma hareketlerinin net bir şekilde izlenebilmesidir.

Tez çalışmasının bir aşaması olarak da taşıt savrulma dinamiği kontrolcüsü donanım içeren bir test düzeneği ile kontrol edilmiş ve bu test sonuçlarına da 6. bölüm içinde yer verilmiştir.

Aktif direksiyon sistemi ile taşıt savrulma dinamiğinin kontrol edilmesi otomotiv firmalarının halen üzerinde çalışmalar yürüttükleri bir teknolojidir ve ESP sistemine ek olarak önümüzdeki yıllarda taşıtlarda kullanılması planlanmaktadır.

Çalışmanın bir sonraki aşaması, tezin içerisinde kısaca yer verilmiş olan prototip taşıt üzerinde sistemin denenmesi ve alınan sonuçların değerlendirilmesi olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Ersolmaz Ş.S.**, 2004. "Taşıtlarda Kullanılan Güvenlik Sistemleri" *Lisans Tezi*, Y.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul
- [2] www.bosch-esperience.com/
- [3] <http://www.researchinchina.com/report/Automotive/4134.html>
- [4] Bosch Chassis Systems Control Presentation – February 2006.
- [5] www.autolook.ru
- [6] **Tuncay, R.N., Üstün, Ö.**, "Otomotiv Elektroniğindeki Gelişmeler" – 2005, TMMOB Makina Mühendisleri Odası IX. Otomotiv ve Yan Sanayi Sempozyumu 27-28 Mayıs 2005
- [7] **Schöner, H.P.**, "Automotive Mechatronics", IFAC Mechatronics Systems Conference, Berkeley, California, USA, 2002.
- [8] **Heinecke, H., Schnelle, K.P., Mate, J.L., Fennel, H., Scharnhorst, T.**, "AUTOSAR – An Industry Wide Initiative to Manage the Complexity of Emerging Automotive E/E architectures". VDI Conference, Baden-Baden, 2003.
- [9] <http://www.autosar.org/>
- [10] **Pfeffer, P. E.**, "Modelling of Steering Systems" presentation, Universty of Bath, 11-May-2006
- [11] "Advanced Steering Systems - Market view on Electric Power Steering (EPS) Systems" presentation, Arndt Freialdenhoven, 10thMay 2006
- [12] <http://www.spygrup.org/showthread.php?t=24869>
- [13] "EPS – Steering systems of the future" presentation, Advanced Steering Systems Congress, 10-12th May, Frankfurt
- [14] **Kim, J.H., Song, J.B.**, "Control Logic for an Electric Power Steering System Using Assist Motor," 2002 Elsevier Science Ltd.
- [15] **McCann, R.**, "Variable Effort Steering for Vehicle Stability Enhancement Using an Electric Power Steering System," SAE Technical Paper, Steering and Suspension Technology Symposium 2000
- [16] **Vijayakumar, S., Chandran, R.**, "Analysis of an Electric Power Assisted System using Bond Graphs," SAE Technical Paper 2003 , 2003-01-0586

- [17] **Tian, D., Yin, G., Xie, G.**, "Model and Hinf. Robust Control Design for Electric-power Steering System" Intelligent Mechatronics and Automation Chengdu, China, August 2004.
- [18] **Chabaan, R. C., Wang, L. Y.**, "Control of Electrical Power Assist Sytems: Hinf. Design, Torque Estimation and Structural Stability," 2001 Society of Automotive Engineers of Japan Inc. and Elsevier Science B. V.
- [19] **Raharjaona, M. T., Duc, M. G., Mammar, M. S.**, "Linear Parameter-varying Control and Hinf. Synthesis dedicated to Lateral Driving Assitance" IEEE Intelligent Vehicle Symposium, Universty of Parma, june14-17, 2004
- [20] **Parmar, M., and Hung J. Y.**, "A Sensorless Optimal Control System for an Automotive Electric Power Assist Steering System", IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol 51, No. 2, April 2004
- [21] **Liao, Y. G., and Du H. I.**, "Modelling and Analysis of Electric Power Steering System and its Effect on Vehicle Dynamic Behaviour," International Journal of Vehicle Autonomous Systems, Vol 1., No.2 , 2003
- [22] **Mammar, S.** "Combining Active Steering and Independent Wheels Braking for CIVIC Lateral Assistance" American Control Conference, Boston, Massachussets, June 30 – July 2, 2004
- [23] **Zaremba, A., Davis, R.I.**, "Dynamic Analysis and Stability of a Power Assist Steering System", Proceedings of The American Control Conference, Seattle, Washington, June 1995
- [24] **Güvenç, L., Ersolmaz, Ş.S., Öztürk, E.S., Çetin, E., Kılıç, N., Güngör, S., Kanbolat A.**, "Stability Enhancement of a Light Commercial Vehicle Using Active Steering" SAE - 2006
- [25] **Gillespie, T.,D.**, 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics, *Society of Automotive Engineers (SAE)*.
- [26] **Dugoff, H., Fancher, P.S. and Segel, L.**, 1970. An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance, SAE No: 700377
- [27] **Yiğit, T.**, 2004. "Araç Dinamği Modelleri Geliştirilmesi ve Savrulma – Devrilem Engelleyici Kontrolde Kullanımları" *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [28] **Aksun Güvenç, B., Güvenç, L.**, 2002, "The Limited Integrator Model Regulator and its Use in Vehicle Steering Control," Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, pp. 473-482.
- [29] **Aksun Güvenç, B., Güvenç, L.**, 2002, "Robust Two Degree of Freedom Add-On Controller Design For Automatic Steering," IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 10, no. 1, pp.137-148.
- [30] **Aksun Güvenç, B., Bünte, T., Odenthal, D., Güvenç, L.**, 2004, "Robust Two Degree of Freedom Vehicle Steering Compensator Design,"

IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 12, No. 4, pp. 627-636.

- [31] **Bünte, T., Odenthal, D., Aksun Güvenç, B., Güvenç, L.**, 2002, "Robust Vehicle Steering Control Based on the Disturbance Observer," IFAC Annual Reviews in Control, Vol. 26, Part 1, pp. 139-149.
- [32] **Öncü, S., Ersolmaz, Ş.S., Güvenç, L.**, 2006. Ford Transit Connect Aktif Şasi Kontrolü Projesi – Aktif Direksiyon Sistemi Raporu, İstanbul

ÖZGEÇMİŞ

Şeref Server Ersolmaz 1980 yılında Düzce'de doğdu. İlköğrenimini tamamladıktan sonra orta ve lise tahsilini Düzce Anadolu Lisesi'nde gerçekleştirdi. 1999 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü kazandı ve Ocak 2004'de Enerji Bölümü'nden mezun oldu.

2004 yılında İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Sistem Dinamiği ve Kontrol Programı'nda Yüksek Lisans yapmaya hak kazandı.