

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**BİR ARAZİ ARACINDA AKTİF VİRAJ DENGE ÇUBUĞUNUN  
KONTROLÜ**

**MURAT ÖZCÜ**

**KOCAELİ 2018**

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MEKATRONİK MÜHENDİSLİĞİ**  
**ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**BİR ARAZİ ARACINDA AKTİF VİRAJ DENGE ÇUBUĞUNUN**  
**KONTROLÜ**

**MURAT ÖZCÜ**

**Dr. Öğr. Üyesi Serkan ZEREN**  
**Danışman, Kocaeli Üniversitesi**  
**Prof. Dr. H.Metin ERTUNÇ**  
**Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi**  
**Prof. Dr. Raşit KÖKER**  
**Jüri Üyesi, Sakarya Üniversitesi**



**Tezin Savunulduğu Tarih: 03.05.2018**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında, bir arazi aracına ait aktif viraj denge çubuğunun kontrolü gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında aktif viraj denge çubuğu Adams Car yazılımı kullanılarak modellenmiş ve arazi aracına entegre edilmiştir. Daha sonra Adams Car Controls ve Matlab&Simulink programları kullanılarak aktif viraj denge çubuğunun PID Kontrolör, Bulanık Mantık, Bulanık PD Tip, Bulanık PI-PD Tip kontrolör kullanılarak kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda belli taşıt hızı ve yol durumlarına uygun olarak arazi aracına ait yalpa açısı, hızı ve aktif viraj denge çubuğu aktüatörü tarafından oluşturulan aktif kuvvet değerleri elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır.

Bu tez çalışmasında, araştırma yapmam için imkân tanıyan, çalışmalarımı teşvik eden, yardımlarını ve değerli zamanını esirgemeyen tez danışmanı hocam Yrd. Doç. Dr. Serkan ZEREN'e, çalışmam sırasında değerli bilgilerini esirgemeyen bölümümüz hocalarından Prof. Dr. Metin ERTUNÇ'a, Kocaeli Üniversitesi Mekatronik Mühendisliği bölümümüzün değerli hocalarına, Tümosan Motor ve Traktör Sanayi A.Ş.'deki değerli yöneticilerime ve çalışma arkadaşlarıma katkı ve desteklerinden dolayı sonsuz teşekkür ve şükranlarımı sunarım. Ayrıca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, sevgili annem Adıgüzel ÖZCÜ'ye, sevgili babam Aydın ÖZCÜ'ye katkı ve desteklerinden dolayı çok teşekkür ederim.

Mayıs - 2018

Murat ÖZCÜ

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR .....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iii
TABLolar DİZİNİ .....	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	vii
ÖZET.....	ix
ABSTRACT .....	x
GİRİŞ .....	1
1. AKTİF VİRAJ ÇUBUĞUNUN MODELLENMESİ VE TASARIMI.....	5
1.1. Taşıt Gövde Hareketleri .....	5
1.1.1. Taşıt yalpa hareketi .....	6
1.2. Viraj Denge Çubuğu.....	8
1.2.1. Pasif viraj denge çubuğu.....	9
1.2.2. Aktif viraj denge çubuğu.....	10
1.3. Adams/Car ile Viraj Denge Çubuğunun Modellenmesi.....	12
1.3.1. Adams/Car .....	13
1.4. Modelleme.....	13
2. AKTİF VİRAJ DENGİ ÇUBUĞUNUN KONTROLÜ .....	19
2.1. Adams ve Matlab&Simulink Eş Zamanlı Simülasyonu.....	19
2.1.1. Adams/Controls ve Matlab .....	19
2.1.2. Simülasyon.....	19
2.2. Kontrol Yöntemleri .....	24
2.2.1. PID kontrol.....	24
2.2.2. Bulanık mantık ile kontrol .....	27
2.2.3. PD tip bulanık kontrol.....	37
2.2.4. Bulanık PI-PD tip kontrol .....	43
3. SİMÜLASYONLAR .....	53
3.1. ISO Şerit Değişirme Görev Profili .....	53
3.2. Fish Hook Manevra Görev Profili.....	54
3.3. Step Manevra Görev Profili .....	56
4. SİMÜLASYON SONUÇLARI.....	58
4.1. ISO Şerit Değişirme .....	58
4.2. Fish Hook Manevrası .....	66
4.3. Step Manevrası .....	73
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	82
KAYNAKLAR .....	84
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER .....	88
ÖZGEÇMİŞ .....	89

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Taşıt eksen takımı .....	5
Şekil 1.2.	Taşıt yalpa modeli.....	7
Şekil 1.3.	Bağımsız süspansiyon (A) ve Sabit akslı süspansiyon (B).....	7
Şekil 1.4.	Hareketsiz araç modeli (A) ve Yalpa yapan araç modeli (B) .....	8
Şekil 1.5.	Taşıtta viraj denge çubuğu uygulaması.....	8
Şekil 1.6.	Pasif viraj denge çubuğu modeli.....	9
Şekil 1.7.	Lineer aktüatörlü aktif viraj denge çubuğuna ait serbest cisim diyagramı .....	10
Şekil 1.8.	Aktif viraj denge çubuğu 3D tasarım modeli.....	11
Şekil 1.9.	TRW lineer aktüatörlü aktif viraj denge çubuğu referans .....	12
Şekil 1.10.	BWI Group aktif viraj denge çubuğu .....	12
Şekil 1.11.	Modelleme sırası.....	14
Şekil 1.12.	Aktif viraj denge çubuğu bağlantı noktalarının oluşturulması .....	14
Şekil 1.13.	Aktif viraj denge çubuğunun geometrik özelliklerinin tanımlanması .....	15
Şekil 1.14.	Aktif viraj denge çubuğunun malzeme ve boyutsal özelliklerinin tanımlanması .....	15
Şekil 1.15.	Aktif viraj denge çubuğu sağ ve sol bağlantı burçlarının oluşturulması .....	16
Şekil 1.16.	Aktif viraj denge çubuğu lineer aktüatörün oluşturulması .....	16
Şekil 1.17.	Aktif viraj denge çubuğu lineer aktüatör giriş durum değişkeninin tanımlanması.....	17
Şekil 1.18.	Aktif viraj denge çubuğu bağlantı elemanlarının gösterimi .....	17
Şekil 1.19.	Aktif viraj denge çubuğunun arazi aracına entegrasyonu.....	18
Şekil 1.20.	Aktif viraj denge çubuğunun araç entegrasyonu bağlantı arayüzleri.....	18
Şekil 2.1.	Adams/Controls - Matlab kapalı çevrim kontrol sistemi.....	20
Şekil 2.2.	Adams/Car Plugin Manager arayüzü.....	21
Şekil 2.3.	Yalpa açısı çıkış değişkeninin tanımlanması.....	21
Şekil 2.4.	Yalpa hızı çıkış değişkeninin tanımlanması .....	22
Şekil 2.5.	Adams/Car simülasyon arayüzü .....	22
Şekil 2.6.	Adams/Controls plant export arayüzü .....	23
Şekil 2.7.	ADAMS/Controls – Matlab&Simulink sistem dinamik modeli.....	23
Şekil 2.8.	Birim geri beslemeli sistem yapısı.....	24
Şekil 2.9.	PID kontrolör ile aktif viraj denge çubuğuna kontrolüne ait Simulink modeli .....	25
Şekil 2.10.	Optimizasyon tasarım kriterleri .....	26
Şekil 2.11.	PID kontrolör blok parametrelerinin tanımlanması .....	26
Şekil 2.12.	Bulanık kontrol sistemi ve bileşenleri.....	29
Şekil 2.13.	Mamdani yöntemi ile bulanık çıkarım işlemi .....	30
Şekil 2.14.	Larsen yönetimi bulanık çıkarım işlemi .....	30
Şekil 2.15.	Tsakamoto yöntemi ile bulanık çıkarım işlemi .....	31
Şekil 2.16.	Takagi-Sugeno ile bulanık çıkarım işlemi .....	31

Şekil 2.17. Bulanık mantık kontrolör ile aktif viraj denge çubuğunun kontrolüne ait Simulink modeli.....	33
Şekil 2.18. Bulanık kontrolör birimin yapısına ait Simulink arayüzü.....	33
Şekil 2.19. Bulanık kontrolör yalpa açısı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü .....	34
Şekil 2.20. Bulanık kontrolör yalpa açısı hata değişim hızı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü .....	35
Şekil 2.21. Bulanık kontrolör çıkış değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü.....	35
Şekil 2.22. Matlab&Simulink rule editor arayüzü .....	36
Şekil 2.23. Kural tabanının üç boyutlu düzlemdeki görüntüsü.....	37
Şekil 2.24. PD tip bulanık kontrol şeması.....	38
Şekil 2.25. PD tip bulanık kontrolör ile aktif viraj denge çubuğu kontrolüne ait Simulink modeli.....	38
Şekil 2.26. PD tip bulanık kontrolörün iç yapısı.....	39
Şekil 2.27. PD tip bulanık kontrolör birimin yapısına ait Simulink arayüzü .....	40
Şekil 2.28. PD tip bulanık kontrolör yalpa açısı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü .....	40
Şekil 2.29. PD tip bulanık kontrolör yalpa açısı hata değişim hızı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü .....	41
Şekil 2.30. PD tip bulanık kontrolör çıkış değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü .....	42
Şekil 2.31. Matlab&Simulink rule editor arayüzü .....	43
Şekil 2.32. Kural tabanının üç boyutlu düzlemdeki görüntüsü.....	43
Şekil 2.33. PI-PD tip bulanık kontrol şeması.....	44
Şekil 2.34. PI-PD tip bulanık kontrolör ile aktif viraj denge çubuğu kontrolüne ait Simulink modeli.....	45
Şekil 2.35. PI-PD tip bulanık kontrolörün iç yapısı.....	45
Şekil 2.36. PI-PD tip bulanık kontrolör PI kontrolör birimi yapısına ait Simulink arayüzü.....	46
Şekil 2.37. PI-PD tip bulanık kontrolör PD kontrolör birimi yapısına ait Simulink arayüzü.....	47
Şekil 2.38. PI-PD tip bulanık kontrolör PI kontrolör yalpa açısı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü .....	47
Şekil 2.39. PI-PD tip bulanık kontrolör PD kontrolör yalpa açısı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü .....	48
Şekil 2.40. PI-PD tip bulanık kontrolör PI kontrolör yalpa açısı hata değişim hızı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü.....	48
Şekil 2.41. PI-PD tip bulanık kontrolör PD kontrolör yalpa açısı hata değişim hızı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü.....	49
Şekil 2.42. PI-PD tip bulanık kontrolör PI kontrolör çıkış değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü .....	49
Şekil 2.43. PI-PD tip bulanık kontrolör PD kontrolör çıkış değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü .....	50
Şekil 2.44. PI kontrolör Matlab&Simulink rule editor arayüzü.....	51
Şekil 2.45. PD kontrolör Matlab&Simulink rule editor arayüzü .....	51

Şekil 2.46. PI-PD kontrolör kural tabanının üç boyutlu düzlemdeki görüntüsü.....	52
Şekil 3.1. Adams/Car ile bir arazi aracının ISO şerit değiştirme simülasyonu.....	53
Şekil 3.2. Adams/Car ISO şerit değiştirme simülasyon ara yüzü .....	54
Şekil 3.3. Adams/Car ile bir arazi aracının Fish Hook simülasyonu .....	55
Şekil 3.4. Adams/Car Fish Hook simülasyon arayüzü.....	56
Şekil 3.5. Adams/Car ile bir arazi aracının Step manevrası simülasyonu.....	56
Şekil 3.6. Adams/Car Step manevrası simülasyon arayüzü.....	57
Şekil 4.1. ISO şerit değiştirme manevrası 50 km/h yalpa açısı değişimi.....	58
Şekil 4.2. ISO şerit değiştirme manevrası 70 km/h yalpa açısı değişimi.....	59
Şekil 4.3. ISO şerit değiştirme manevrası 50 km/h yalpa hızı değişimi .....	60
Şekil 4.4. ISO şerit değiştirme manevrası 70 km/h yalpa hızı değişimi .....	61
Şekil 4.5. ISO şerit değiştirme manevrası 50 km/h ARB kuvvet değişimi.....	62
Şekil 4.6. ISO şerit değiştirme manevrası 70 km/h ARB kuvvet değişimi.....	63
Şekil 4.7. Iso şerit değiştirme görev profili kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısını iyileştirme yüzdeleri.....	66
Şekil 4.8. Fish Hook manevrası 50 km/h yalpa açısı değişimi .....	66
Şekil 4.9. Fish Hook manevrası 70 km/h yalpa açısı değişimi .....	67
Şekil 4.10. Fish Hook manevrası 50 km/h yalpa hızı değişimi.....	68
Şekil 4.11. Fish Hook manevrası 70 km/h yalpa hızı değişimi.....	69
Şekil 4.12. Fish Hook manevrası 50 km/h ARB kuvvet değişimi .....	70
Şekil 4.13. Fish Hook manevrası 70 km/h ARB kuvvet değişimi .....	71
Şekil 4.14. Fish Hook görev profili kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısını iyileştirme yüzdeleri .....	73
Şekil 4.15. Step manevrası 40 km/h yalpa açısı değişimi .....	74
Şekil 4.16. Step manevrası 50 km/h yalpa açısı değişimi .....	75
Şekil 4.17. Step manevrası 40 km/h yalpa hızı değişimi .....	76
Şekil 4.18. Step manevrası 50 km/h yalpa hızı değişimi .....	77
Şekil 4.19. Step manevrası 40 km/h ARB kuvvet değişimi.....	78
Şekil 4.20. Step manevrası 50 km/h ARB kuvvet değişimi.....	79
Şekil 4.21. Step manevrası görev profili kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısını iyileştirme yüzdeleri.....	81

## TABLULAR DİZİNİ

Tablo 1.1. Aktif viraj denge çubuğunun fiziksel ve geometrik özellikleri .....	11
Tablo 2.1. PID kontrolör parametreleri.....	26
Tablo 2.2. Bulanık kontrolör kural tablosu .....	36
Tablo 2.3. PD bulanık kontrolör parametreleri .....	39
Tablo 2.4. PD bulanık kontrolör kural tablosu.....	42
Tablo 2.5. PI-PD bulanık kontrolör parametreleri .....	46
Tablo 4.1. ISO şerit değiştirme manevrası iyileştirme yüzdeleri tablosu .....	64
Tablo 4.2. Fish Hook manevrası iyileştirme yüzdeleri tablosu.....	72
Tablo 4.3. Step manevrası iyileştirme yüzdeleri tablosu .....	80



## SİMGELER VE KISALTMALAR

CG	: Ağırlık merkezi
e	: Hata sinyali
e	: Yalpa açısı (radyan).
ec	: Yalpa hızı (rad/s).
e(s)	: PI kontrolörü etkileyen hata sinyali
e(k)	: Hata değeri
F <sub>acj</sub>	: Aktüatörde oluşan aktif kuvvet (Newton).
GC	: Bulanık PI-PD kontrol çarpan değeri
GCE	: Bulanık PD kontrol çarpan değeri
GCU	: Bulanık PD kontrol çarpan değeri
GE	: Bulanık PD kontrol çarpan değeri
h	: Yalpalama merkezinden taşıt ağırlık merkezine olan yüksekliği (mm).
k	: Örnekleme sayısı
K <sub>d</sub>	: Türevsel kazanç katsayısı
K <sub>d</sub> <sup>c</sup>	: Türev kazanç değeri
K <sub>i</sub>	: İntegral kazanç katsayısı
K <sub>i</sub> <sup>c</sup>	: İntegral kazanç değeri
K <sub>p</sub>	: Oransal kazanç katsayısı
K <sub>p</sub> <sup>c</sup>	: Oransal kazanç değeri
n	: Verilerin sayısı
O	: Yalpa merkezi ilk konumu
O'	: Yalpa merkezi son konumu
p	: X eksenindeki etrafındaki yalpa hızı (rad/s).
q	: Y eksenindeki etrafındaki baş salma hızı (rad/s).
θ <sub>v</sub>	: Taşıt yalpa açısı (radyan).
θ <sub>r</sub>	: Taşıt yatış açısı (radyan).
r	: Z eksenindeki etrafındaki savrulma hızı (rad/s).
r	: Giriş sinyali
T	: Yol genişliği
T <sub>arj</sub>	: Aktif viraj denge çubuğu oluşturacağı moment (Nm).
t	: Süre (saniye).
u	: Viraj denge çubuğu gerekli kuvvet (Newton)
X	: İleriye doğru ve simetri düzlemi boyunca
x	: Örneklenmiş veri sayısı
Y	: Taşıt sağ tarafının dışına doğru
y(s)	: PD kontrolü etkileyen sistem çıkışı
Z	: Araca göre aşağıya doğru
Δe(k)	: Hatanın değişimi

## Kısaltmalar

ARB	: Anti Roll Bar (Viraj Denge Çubuğu)
Max-Dot	: Maksimum-Dot (Nokta)
Min-Max	: Minimum- Maksimum
NL	: Negative Large (Negatif Büyük)
NS	: Negative Small (Negatif Küçük)
PL	: Positive Large (Pozitif Büyük)
PS	: Positive Small (Pozitif Küçük)
RMS	: Root Mean Square (Kareköklerinin Ortalaması)
ZE	: Zero (Sıfır)



## BİR ARAZİ ARACINDA AKTİF VİRAJ DENGİ ÇUBUĞUNUN KONTROLÜ

### ÖZET

Arazi araçları; kullandıkları yol şartlarından dolayı devrilme, savrulma gibi tehlikeli durumlara yoğun olarak maruz kalmaktadır. Arazi araçlarının savrulmasını ve devrilmesini engellemek için bir süspansiyon elemanı olarak pasif ve aktif viraj denge çubukları kullanılmaktadır. Bu çalışmada, aktif viraj denge çubuğunun tasarlanması ve kontrolü ele alınmıştır. Bu kapsamda bir arazi aracı için aktif viraj denge çubuğu tasarlanmıştır. Tasarlanmış viraj denge çubuğu için ADAMS/Car yazılımı kullanılarak çoklu cisim dinamik modeli oluşturulmuş ve oluşturulan bu modeller bir arazi aracına entegre edilmiştir. Aktif viraj denge çubuğunun kontrolü ve aracın dinamik analizleri için Matlab&Simulink ve Adams Co-simülasyonu kullanılmıştır. Aracın dinamik analizi için ISO şerit değiştirme, Fish Hook manevrası ve Step manevrası olmak üzere üç adet görev profili tercih edilmiştir. Matlab&Simulink ortamında PID kontrol, klasik bulanık kontrol, PD tip bulanık kontrol ve PI-PD tip bulanık kontrolör tasarlanmıştır. Belirtilen kontrol yöntemleri kullanılarak taşıt yalpa açısı ve hızına göre viraj denge çubuğu üzerindeki lineer aktüatörün uygulaması gereken kuvvet değerleri hesaplanmıştır. Böylece taşıtın yaptığı manevralarda oluşan yalpa açısının azaltılması amaçlanmıştır. Tasarlanmış olan bu kontrolörlerin performansı, bahsedilmiş olan görev profilleri kullanılarak yapılan dinamik analizlerle test edilmiştir. Yapılan dinamik analizler sonucunda değişik kontrolörlerin denetimi altındaki aktif viraj denge çubuğunun pasif viraj denge çubuğuna kıyasla yalpa açısını önemli ölçüde azalttığı görülmüştür. Bütün analiz sonuçları incelendiğinde, PI-PD tip bulanık kontrolörün yalpa açısı ve hızını azaltmakta en iyi performansı gösteren kontrolör olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Adams/Car, Adams Matlab Co-simülasyon, Aktif Viraj Denge Çubuğu, Bulanık Kontrol, PID Kontrol

## **CONTROL OF ACTIVE ANTI-ROLL BAR FOR AN OFF-ROAD VEHICLE**

### **ABSTRACT**

Off-road vehicles are heavily exposed to dangerous situations such as rollover and understeering due to the road conditions they use. Passive and active anti-roll bars are used as a suspension element to prevent the rollover and understeering of off-road vehicles. In this study, the design and control of the active anti-roll bar is considered. In this context, an active anti-roll bar is designed for an off-road vehicle. A multibody dynamic model was created by using ADAMS/Car software for the designed anti-roll bar and that model was integrated into an off-road vehicle. Matlab&Simulink and Adams Co-simulation are used for control of the active anti-roll bar and dynamic analysis of the vehicle. For the dynamic analysis of the vehicle, three mission profiles were selected: ISO Lane Change, Fish Hook and Step maneuver. PID control, classical fuzzy control, PD type fuzzy control and PI-PD type fuzzy controller are designed in Matlab & Simulink environment. By using these control methods, the force values which are required to be applied by the linear actuator on the anti-roll bar were calculated according to the vehicle roll angle and rate. Thus, it is aimed to reduce the roll angle caused by the maneuvers made by the vehicle. The performance of these designed controllers was tested by dynamic analysis using the mission profiles mentioned before. As a result of the dynamic analysis, it was observed that the active anti-roll bar under the control of different controllers significantly reduced the roll angle compared to the passive anti-roll bar. When all the analysis results are examined, it is seen that the PI-PD type fuzzy controller is the best performance controller in reducing the roll angle and rate.

**Keywords:** Adams/Car, Adams Matlab Co-simulation, Active Anti-Roll Bar, Fuzzy Control, PID Control

## GİRİŞ

Günümüzde yolun geometrik özelliğinin sürüşe uygun olmaması ve tehlikeli virajlardan dolayı taşıtın devrilmesi, savrulması ve takla atması şeklinde gerçekleşen kazalar meydana gelmektedir. Kara Yolları Genel Müdürlüğü, Trafik Güvenliği Dairesi Başkanlığı tarafından yayınlanan "Trafik Kazaları Özeti 2016" raporuna göre; 2016 yılında meydana gelen 185,128 kazanın %16,9'u yolun geometrik özelliğine göre viraj ve tehlikeli virajlarda, %10,4'ü ise oluş türlerine göre devrilme, savrulma ve takla atma şeklinde olmuştur (Trafik Güvenliği Dairesi Başkanlığı, 2016).

Araç sürüş konforu, yol tutuşu ve sürüş güvenliğini etkileyen devrilme direnci otomotiv endüstrisi için önemli performans kriteri haline gelmiştir. Araç hareket halindeyken yoldaki titreşimler sürüş konforunu, sürüş güvenliğini, araç yol tutuşunu ve hızını olumsuz olarak etkilemektedir. Bu olumsuz etkileri ortadan kaldırmak için araç seviyesinde gerçekleştirilecek olan dört yöntemden bahsedilmektedir. Bu yöntemlerden birincisi arka aks ile olan mesafeyi azaltmaktır. Bu yöntem araç dönüşünü limitlemekte ve sürüş konforunu azaltmaktadır. İkinci yöntem; süspansiyon geometrisini optimize ederek aracın yalpa merkezi yüksekliğini azaltmaktır. Bu yöntem, yalpa oluşmadan önce aracın devrilmesine neden olur. Üçüncü yöntem, süspansiyon sertliğinin ve sönümlemesi arttırmaktır. Bu yöntem taşıtın yalpa hareketini azaltarak tekerleklere gelen dikey yükü artırır ve tekerlek ve yol arasındaki yanal kuvveti azaltır. Dördüncü yöntem ise viraj denge çubuğu veya aktif-yarı aktif bir süspansiyon sistemi gibi ek bir mekanik sistem ve aktif yalpa kontrol sistemi kullanma şeklindedir. Bu yöntem, taşıt yalpa hareketi büyük ölçüde azaltır (Pourasad, 2016).

Taşıt gövdesinin yalpalanması, istenmeyen bir durumdur. Bunun birincil nedeni, fazla yalpa hareketinin sürücüyü rahatsız etmesi ve güvenli virajlarda dahi sürücüye devrilme hissi yaşatmasıdır. Bu durum sürücünün aracı güvenli bir şekilde kullanılmasını engellemektedir. İkincil neden ise, tekerlek simetri merkezi düzlemi ile temas yüzeyi dikey düzlemi arasındaki açı olarak ifade edilen kamber açısı etkisidir.

Tekerleklerle kamber açısının verilmesinin amacı, tekerlek yükü noktası ile tekerlek yol temas yüzeyi noktasını aynı hizaya getirmektir. Taşıt yalpa hareketine göre kamber açısı değiştiğinde, bu hizalanma bozulur ve tekerlek yol temas yüzeyi küçülür. Tekerlek temas yüzeyi ne kadar küçülürse tekerleğin yol yüzeyine tutunması da o kadar azalır. Tekerleğin yol temas yüzeyinin azalması sonucunda araç savrulma ve devrilme riski ile karşı karşıya kalmaktadır. Araçta tekerlekler zemin ile temas halinde iken araç yol tutuşunun iyi olması sürücünün acil durum ve zor koşullarda aracı kontrol etmesine kolaylık sağlayacaktır (Bharane, 2014). Taşıtta yalpalanmanın fazla olması kadar çok az bir değerde olması da istenmeyen diğer bir durumdur. Viraj alırken taşıt yalpalanmanın çok az olması durumunda sürücü yanlış bir güvenlik duygusu içinde olur ve birçok olumsuz durum ortaya çıkmaktadır (Crolla, 2009). Bu nedenle taşıtlarda yalpalanma miktarını ifade eden yalpa açısının taşıt dönüş çapına göre uygun limitlerde olması önemlidir.

Taşıt dengesinin korunması, güvenli seyir ve sürüş konforunun sağlanması konusunda taşıt süspansiyon sisteminin önemi büyüktür. Taşıtlardaki süspansiyon sistemi taşıt ağırlığını taşımaya ve viraj dönerken araç tekerleklerinin yol tutuşunu sağlamalıdır. Aynı zamanda süspansiyon sistemi, düzgün olmayan yol koşullarında sürüş güvenliği ve konforu sağlamalıdır. Taşıtlardaki süspansiyon sistemi üzerindeki çalışmalar sürekli devam etmektedir. Günümüzde süspansiyon sistemlerinde daha fazla değişken ortaya çıktığı için farklı yol durumlarına göre fiziksel davranışları ayarlanabilen birleşenler içeren aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemleri kullanılmaya başlanmıştır (Fischer, 2004).

Taşıtlarda sürüş konforunu ve güvenliğini sağlayan sistemlerden biri olan pasif süspansiyon sistemleri araç performans kriterlerine cevap verme konusunda zamanla yetersiz kalmışlardır. Bu durum özellikle arazi araçlarında daha belirgin hale gelmiştir. Arazi araçlarında sürüş konforu sağlamak için diğer araç süspansiyon sistemlerine göre daha yumuşak ve daha büyük süspansiyon yay deplasman değeri bulunmaktadır. Bu yay deplasman değerinin oluşturduğu boşluk dolayısı ile araç ağırlık merkezi daha yukarıdadır. Bu süspansiyon sistemine sahip araç, viraja girdiğinde dengesi bozulur ve araç gövdesinin yalpa açısı artar. Bu durumda araç devrilme riskine maruz kalır. Araç üzerinde bu durumu ortadan kaldırmak için sert süspansiyon sistemi kullanılması durumunda özellikle kötü yol koşullarında sürüş konforu kötüleşir. Araç süspansiyon

sistemlerinde bu ikilemi ortadan kaldırmak için aktif ve yarı aktif süspansiyon sistemlerine ilave olarak viraj denge çubuğu geliştirilmiştir (Gordon, 1995). Taşıtlarda güvenli ve konforlu bir sürüş sağlamak için gerek aktif süspansiyon sistemleri gerekse viraj denge çubuğu ile ilgili geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Bu çalışmalar kapsamında aktif süspansiyon sistemi ve viraj denge çubuğu kullanımı, otomotiv sektöründe bir tercih haline gelmiştir. Üreticiler açısından bu tercih değerlendirildiğinde bu iki sistem arasındaki önceliği maliyet faktörü belirlemektedir. Bu değerlendirmeye göre viraj denge çubuğu, aktif süspansiyon sistemine göre daha düşük maliyetli bir çözüm olarak değerlendirilmiştir (Zulkarnain, 2012).

Otomotiv sektöründe bir tercih olarak kullanılan viraj denge çubukları, pasif ve aktif viraj denge çubuğu olmak üzere iki çeşittir. Pasif viraj denge çubukları, ağır vasıta ve arazi araçlarında sürüş kararlılığını iyileştirmek ve yalpa hareketini (yalpa açısı ve hızı) azaltmak için kullanılmaktadır. Bununla birlikte, pasif viraj denge çubuklarının bazı dezavantajları bulunmaktadır. Araç viraj alırken, pasif viraj denge çubuğu süspansiyonun bir tarafındaki dikey kuvvetleri diğerine iletir ve böylece oluşan yanal kuvvete karşı bir moment oluşturur. Taşıtın düz sürüşü sırasında yol koşullarının düzensiz olması durumunda taşıt viraj alırken ortaya çıkan yanal kuvvetlere benzer kuvvetlere maruz kalmaktadır. Pasif viraj denge çubuğu yapısı gereği bu yanal kuvvetleri karşılayamadığı için araç sürüş konforu bozulmaktadır. Pasif viraj denge çubuğunun ortaya çıkardığı bu olumsuz durumu ortadan kaldırmak için araç dinamiklerine yönelik olarak çeşitli planlar önerilmiştir. Bu planlardan birisi de, devrilme momentini dengelemek için dengeleyici bir moment üreten bir aktüatöre sahip aktif viraj denge çubuğu kullanılmasıdır (Vu, 2016).

Yanal ivmelenme, klasik pasif süspansiyon sistemine sahip araçların dışarıya doğru yatmasına neden olmaktadır. Böylece yaylı kütle merkezi araç eksenine dışına çıkar ve bu durumda yalpa kararlılığını azaltan bir dengesizleştirme momenti meydana gelir. Yanal kuvvet tepkisi, aracın devrilmesine karşı dengeleyici bir moment oluşturan aktif viraj denge çubuğu tarafından azaltılır. Aktif viraj denge çubuğunun oluşturacağı kontrol kuvveti, aracın dışarıya doğru yatmasını engellemektedir. (Sampson, 2003).

Bu çalışmada bir arazi aracına ait aktif viraj denge çubuğunun tasarlanması, modellenmesi ve kontrolü ele alınmıştır. Bu kapsamda aktif viraj denge çubuğu,

ADAMS/Car yazılımı ile modellenmiş ve arazi aracına entegre edilmiştir. ADAMS/Car yol simülasyon modülü kullanılarak farklı sürüş durumları için görev profilleri oluşturulmuştur. Daha sonra aktif viraj denge çubuğu için kontrolör tasarımı Matlab&Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir. Aracın viraj alırken meydana gelen kuvvetlerden dolayı savrulması ve devrilmesini engellemek için aktif viraj denge çubuğuna ait lineer aktüatörün üreteceği kuvvet değeri, yalpa açısı değişimine göre hesaplanmış ve yalpa açısı kontrol edilmiştir. Matlab&Simulink ve ADAMS Co-simülasyonu kullanılarak farklı sürüş durumları için dinamik analizler gerçekleştirilip, değişik kontrol yöntemlerinin performansları incelenmiştir.



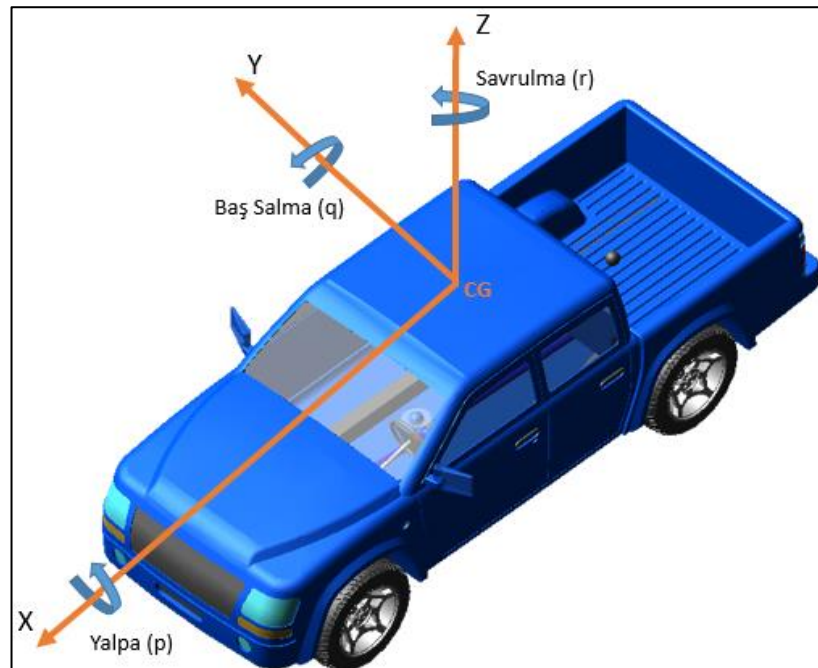


## 1. AKTİF VİRAJ ÇUBUĞUNUN MODELLENMESİ VE TASARIMI

Bu bölümde taşıt gövde hareketleri, aktif viraj denge çubuğunun modellenmesi ve tasarımından bahsedilmiştir.

### 1.1. Taşıt Gövde Hareketleri

Bir taşıt, dış gövdesi üzerinde dağılmış ve gövde ile birlikte hareket eden birçok bileşenden meydana gelir. Taşıt frenleme ve hızlanma eylemi gerçekleştirdiğinde, tüm taşıt bir bütün olarak yavaşlar ve hızlanır. Bu durumda bu bütün uygun kütle ve eylemsizlik karakteristiğine sahip yerçekiminde bulunan tek toplu kütle ifade eder. Hızlanma, frenleme ve viraj alma analizleri için tek bir kütle gerekirken sürüş analizleri için ağırlıkları ayrı ayrı toplanmış kütlelere ihtiyaç vardır. Araç seviyesinde araç gövdesini ifade eden toplanmış kütle yaylanan kütle ifade ederken, tekerlekler ise yaylanmayan kütleler olarak ifade edilir. Araç üzerinde tek kütle olarak ifade edilen kütle Şekil 1.1’de tek bir kütle olarak ifade edilen Adams/Car araç modeli ve taşıt eksen takımları gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Taşıt eksen takımı

Burada ağırlık merkezi (CG) noktasındaki kütle, dönen atalet momentleri ile taşıtın rijit olduğunu varsayan tüm hareketler için dinamik olarak taşıt ile eşdeğer olarak ifade edilir. Taşıt gövde hareketleri, ağırlık merkezinde başlayan ve taşıt ile birlikte hareket eden taşıt sabit kordinat sistemi olarak adlandırılan sağa dik bir kordinat sistemine referans olarak tanımlanmaktadır.

Taşıt kordinat eksenleri şu şekilde tanımlanmıştır:

X : İleriye doğru ve simetri düzlemi boyunca

Y : Taşıt sağ tarafının dışına doğru

Z : Taşıta göre aşağıya doğru

p : x eksenindeki etrafındaki yalpa hızı

q : y eksenindeki etrafındaki baş salma hızı

r : z eksenindeki etrafındaki savrulma hızı

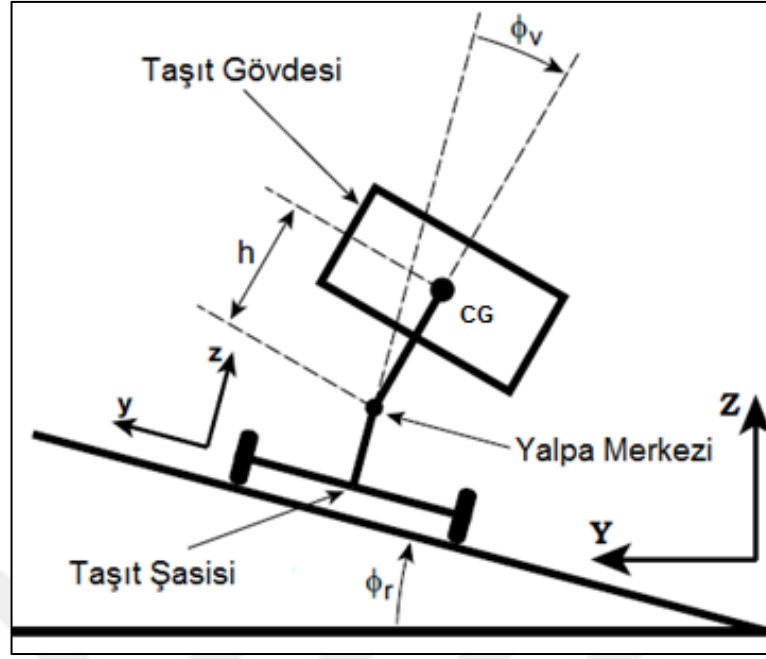
Taşıt manevrası sırasında oluşan ve hız vektörleri olarak tanımlanan yalpa, baş salma ve savrulma hareketleri bu eksen takımı üzerinde gerçekleşmektedir (Gillespie, 1992).

### 1.1.1. Taşıt yalpa hareketi

Taşıt yanal olarak hareket ettiğinde oluşan merkezkaç kuvveti, aracın oluşan bu kuvvet yönünde eğilmesine neden olmaktadır. Oluşan bu eğilme hareketi yalpa hareketi olarak adlandırılır (Abe, 2009).

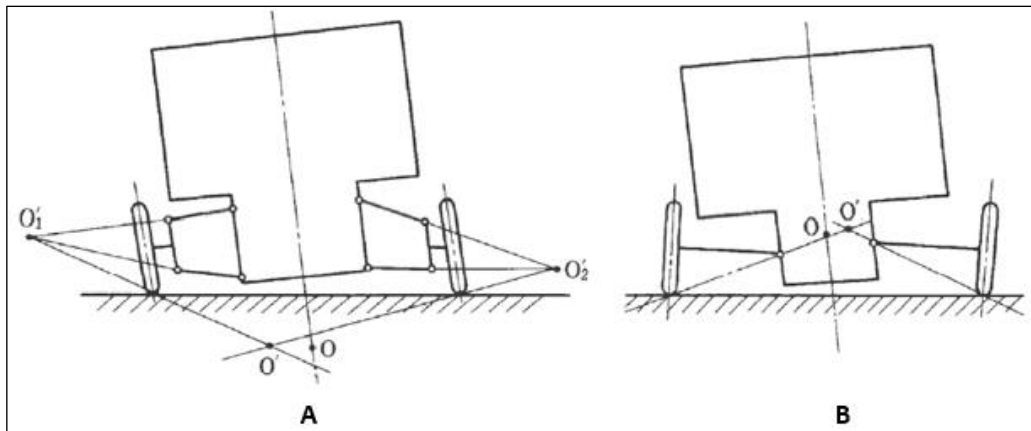
Özellikle viraj alma hareketi sırasında meydana gelen yalpa hareketinde taşıt gövdesi yanal ivmelenmeye bağlı olarak bir merkezkaç kuvvetine maruz kalır ve viraj dışına doğru itilir. Bu durumda taşıt devrilme ve savrulma riskine maruz kalır. Taşıtın devrilme ve savrulma riskine maruz kalması tehlikeli durumlar ortaya çıkarmaktadır. Taşıtlarda yalpa hareketi, direksiyon hareketine tepki olarak genellikle aracın alt önünden üst arka kısmına doğru uzunlamasına geçen bir eksen etrafında dönme hareketi sonucunda gerçekleşir (Bosch, 1932).

Şekil 1.2'de gösterilmiş olan taşıt yalpa modelinde taşıt gövdesinin araç yalpa merkezinin etrafında döndüğü gösterilmiştir. Burada h yalpalama merkezinden taşıt ağırlık merkezine [CG] olan yüksekliği  $\theta_v$  taşıt yalpa açısını ve  $\theta_r$  aracın eğimli bir yolda olduğu durumdaki yol yatış açısını ifade etmektedir (Ryu, 2004).



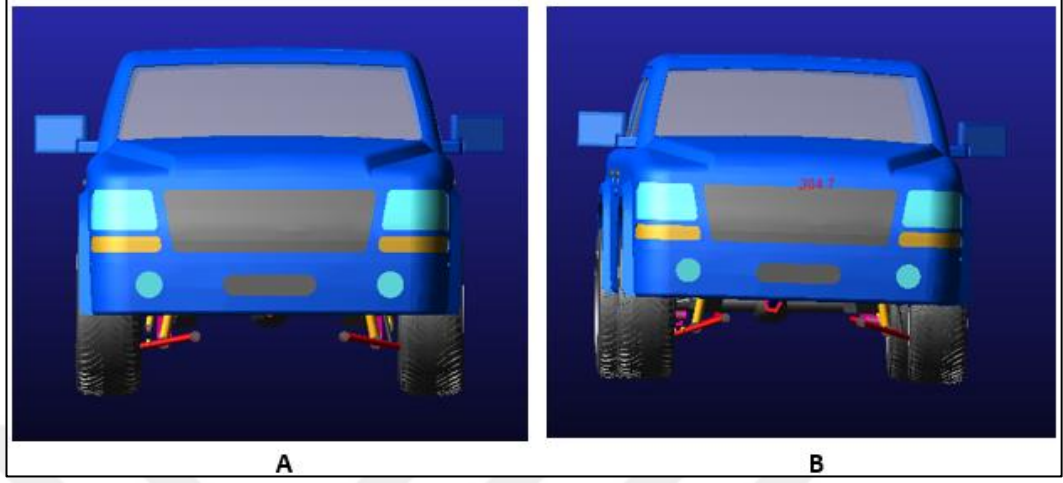
Şekil 1.2. Taşıtların yalpa modeli (Ryu, 2004)

Yalpa merkezi ise taşıtların anlık dönüş merkezi olup süspansiyonun hareketi sırasında konumu değişebilir. Şekil 1.3’de yalpa açısı sıfır olduğunda bağımsız ve sabit akslı süspansiyon için yalpa merkezinin konumu O ile gösterilmiştir. Taşıtların yalpa hareketi yaptığında yalpa merkezi de hareket edecektir. Taşıtların yalpa hareketi ile değişecek olan yalpa merkezinin konumu O' ile ifade edilmiştir. Taşıtlarda yalpa açısı büyük değilse yalpa merkezinin hareketi azdır ve yalpa merkezinin O noktasında sabitlendiği kabul edilebilir. Taşıtlarda yalpa açısı arttıkça yalpa merkezinin hareketi de artacaktır (Abe, 2009).



Şekil 1.3. Bağımsız süspansiyon (A) ve Sabit akslı süspansiyon (B) (Abe, 2009)

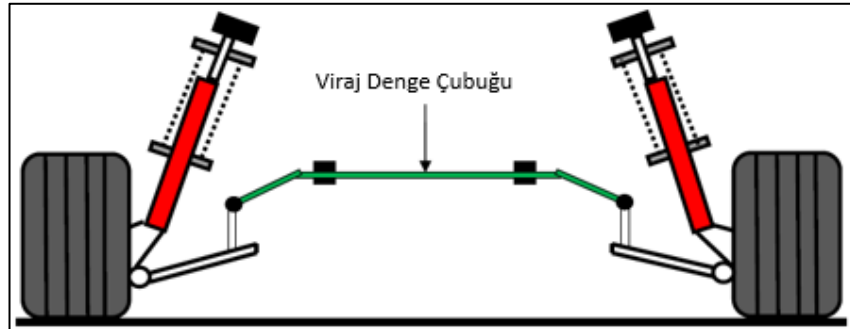
Şekil 1.4’de hareketsiz ve yalpa hareketi yapan bir arazi aracını gösteren Adams/Car araç modeli görülmektedir.



Şekil 1.4. Hareketsiz araç modeli (A) ve Yalpa yapan araç modeli (B)

## 1.2. Viraj Denge Çubuğu

Aracın viraj alması sırasında meydana gelen yanıl kuvvetlerin aracın devrilmesine ve savrulmasına neden olması ve aracın hareket halindeyken yol koşullarının düzgün olmamasının meydana getirdiği titreşimin sürüş konforunu ve sürüş kararlılığını olumsuz etkilemesi gibi problemleri ortadan kaldırmak için uygulanacak çözümlerden birisi de araçta viraj denge çubuğunun kullanılmasıdır. Taşıtın ön, arka tekerlek çifti arasında kullanılan viraj denge çubuğu, bağlı bulunduğu tekerlekler arasındaki taşıtın düzgün olmayan yol şartlarındaki ve viraj alması sırasında oluşan ve eşit olmayan dikey hareketi engelleyerek taşıt gövdesinin yalpalanmasını azaltan bir süspansiyon elemanıdır. Şekil 1.5’de sağ ve sol tekerlek arasına entegre edilmiş olan bir viraj denge çubuğu görülmektedir (Zulkarnain, 2014).

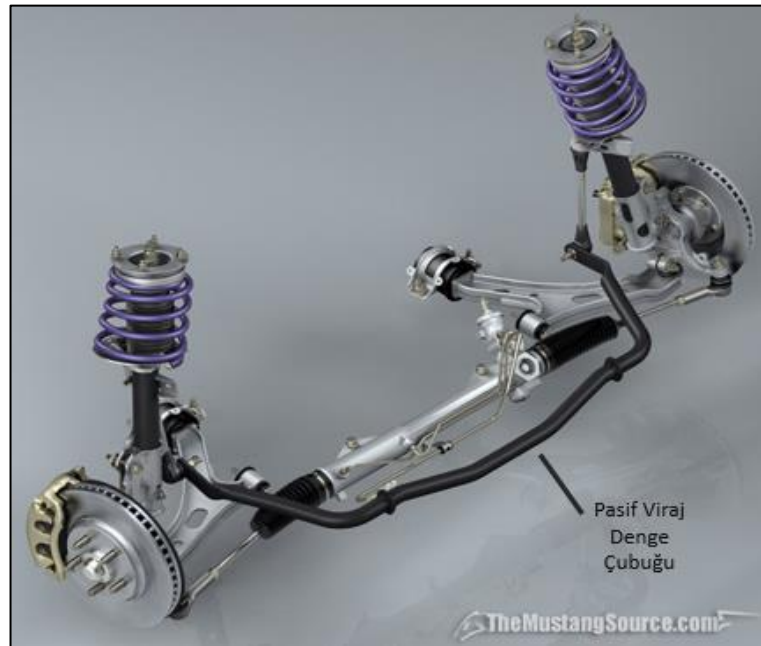


Şekil 1.5. Taşıtta viraj denge çubuğu uygulaması

Viraj denge çubuğu, sağ ve sol süspansiyon elemanlarını birleştiren bir rot çubuğu veya boru şeklinde olup sabit akslı veya bağımsız süspansiyon ayrımı olmaksızın ön, arka veya her iki süspansiyon sisteminde kullanılabilir (Bharane, 2014). Viraj denge çubuğunun geliştirilmesi ile ilgili ilk patent hakkı, 1919 yılında Kanadalı mucit Stephen Coleman'a verilmiştir (Theriault, 2001).

### 1.2.1. Pasif viraj denge çubuğu

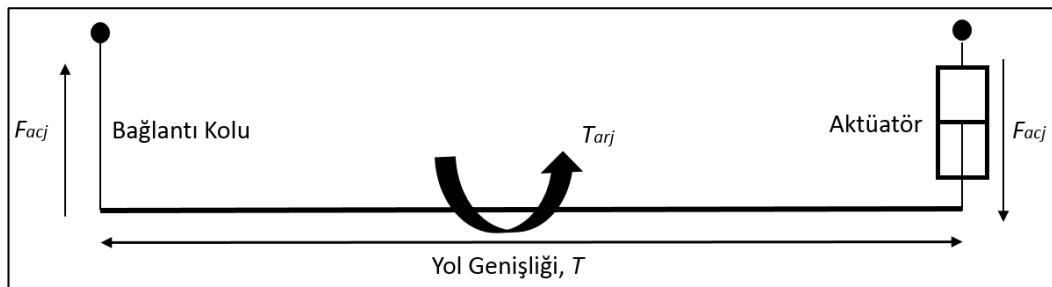
Taşıt gövdesinin yalpa hareketini azaltan ve viraj almasını kolaylaştıran pasif viraj denge çubuğu, u şeklindeki çelik çubuktan veya borudan yapılır. Şekil 1.6'da pasif viraj denge çubuğu görülmektedir (Mustang, 2018). Pasif viraj denge çubuğu, taşıtın düzgün olmayan yol koşullarındaki ve viraj alması sırasında tekerleklerde oluşan ve eşit olmayan dikey hareketi burularak engeller (Bharane, 2014). Taşıtta sağ ve sol tekerlekler dikey yönde eşit olarak hareket etmez ise viraj denge çubuğunun burulma sertliği değişir. Eğer sağ ve sol tekerlekler aynı yönde eş zamanlı hareket eder ise viraj denge çubuğun burulma sertliği değişmez ve etki göstermez (Bosch, 1932). Viraj denge çubuğunun burulma sertliği (bükülmeye karşı direnç), "Yalpa Sertliği" olarak ifade edilen taşıt gövdesi yalpa hareketini azaltma yeteneğini belirlemektedir (Bharane, 2014).



Şekil 1.6. Pasif viraj denge çubuğu modeli (Mustang, 2018)

### 1.2.2. Aktif viraj denge çubuğu

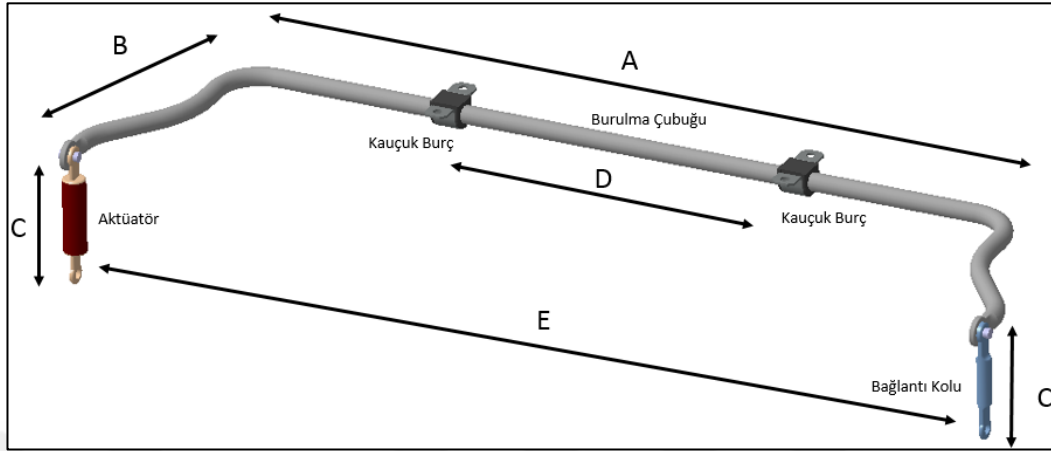
Aracın viraj alması sırasında pasif viraj denge çubuğu süspansiyonun bir tarafındaki dikey kuvveti diğer tarafa aktarır ve oluşan yanal kuvvetlere karşı moment oluşturur. Taşıtın düz sürüşü sırasında yol koşullarının düzgün olmamasından dolayı taşıt manevra sırasında maruz kaldığı durumdaki gibi yanal kuvvetlere maruz kalır (Zulkarnain, 2012). Taşıt tümsekli bir yolda hareket ederken tekerleklerdeki yay oranı ve süspansiyon bağlantılarındaki elastik parçalarda ön gerilme artar ve taşıtın toplam yaylanma miktarı azalır. Bu durumda sürüş konforu bozulur (Chumjun, 2006). Pasif viraj denge çubuğu bu olumsuz durumu ortadan kaldırma konusunda yetersiz kalmaktadır. Bu sebeple pasif viraj denge çubuğu yerine aktif viraj denge çubuğu kullanılmaya başlanmıştır. U şeklindeki aktif viraj denge çubuğu araç şasisine kauçuk burçlar ile bağlı olup burulma çubuğuna yerleştirilmiş aktüatör içermektedir. Aktüatörün görevi, taşıtın viraj hareketi sırasında sağ ve sol süspansiyonlar arasında oluşan yer değiştirme farkını, zıt bir deplasman oluşturarak ortadan kaldırarak tekerleklerin yol ile temasını sağlamaktır (Krid, 2011). Şekil 1.7’de lineer aktüatörlü aktif viraj denge çubuğu serbest cisim diyagramı görülmektedir. Burada her iki tarafta da oluşan aktif kuvvet,  $F_{acj}$  bir taraftaki bağlantı kolunu yerini değiştiren diğer tarafta serbest bırakan bir lineer aktüatör tarafından oluşturulmaktadır. Bağlantı kolları, viraj denge çubuğu kuvvetlerini yaysız kütleye aktaran bileşenlerdir. Lineer aktüatör, kontrolör tarafından gönderilen sinyale göre  $T_{arj}$  moment üretecektir (Muniandy, 2015).



Şekil 1.7. Lineer aktüatörlü aktif viraj denge çubuğuna ait serbest cisim diyagramı (Muniandy, 2015)

Çalışma kapsamında Catia programı kullanılarak aktif viraj denge çubuğu tasarlanmış ve aktüatör ve kauçuk burç gibi bileşenler viraj denge çubuğuna eklenmiştir.

Catia programı ile tasarlanmış olan aktif viraj denge çubuğu 3D modeli Şekil 1.8’de görülmektedir.



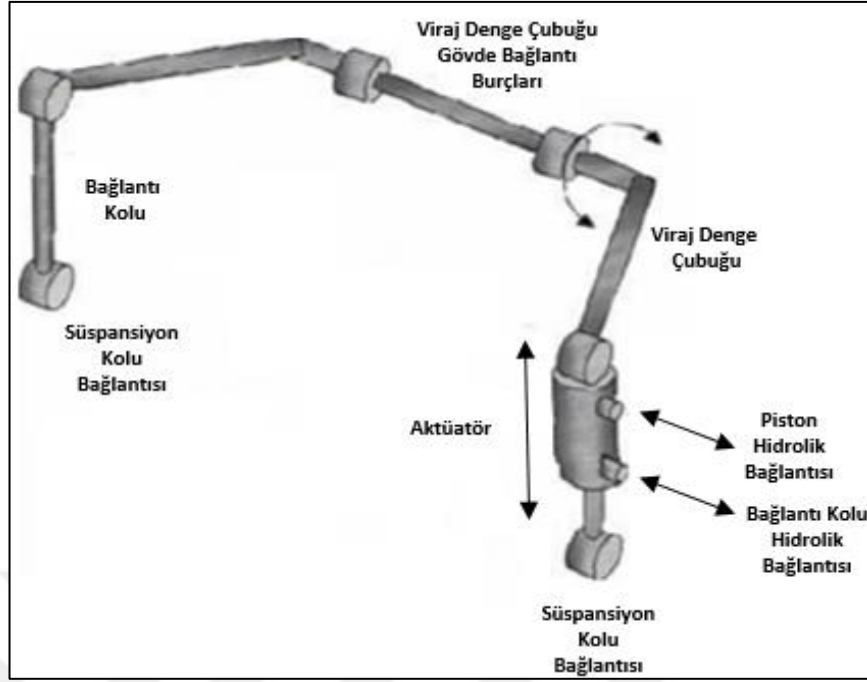
Şekil 1.8. Aktif viraj denge çubuğu 3D tasarım modeli

Tasarlanmış olan aktif viraj denge çubuğuna ait fiziksel ve geometrik özellikler Tablo 1.1’de verilmiştir. Bu özellikler arazi aracı için tanımlanmış olan tasarım kriterleri dikkate alınarak belirlenmiştir. Aktif viraj denge çubuğunun tasarımı bu fiziksel ve geometrik özelliklere göre yapılmıştır.

Tablo 1.1. Aktif viraj denge çubuğunun fiziksel ve geometrik özellikleri

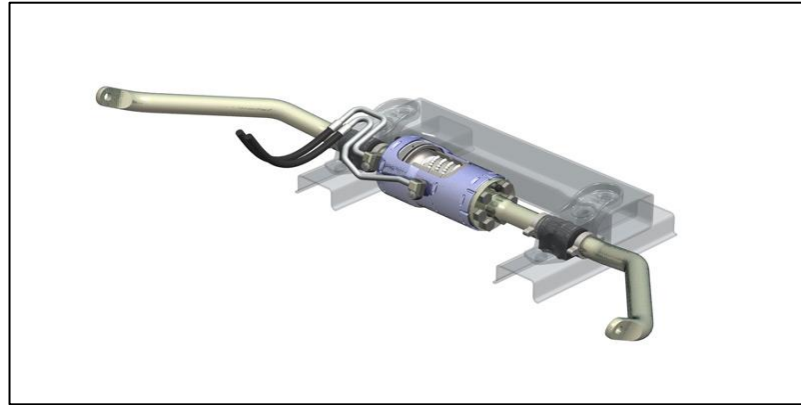
Aktif Viraj Denge Çubuğu Fiziksel ve Geometrik Özellikleri	
A [mm]	1035.5
B [mm]	120
C [mm]	140
D [mm]	600
E [mm]	1105.5
Burulma Çubuğu Dış Çapı [mm]	26
Burulma Çubuğu İç Çapı [mm]	21
Burulma Çubuğu Malzemesi	AISI 1065 Karbon Çeliği

Şekil 1.9’da TRW Automotive firmasına ait lineer aktüatörlü aktif viraj denge çubuğu referans modeli görülmektedir (Mohan, 2012).



Şekil 1.9. TRW lineer aktüatörlü aktif viraj denge çubuğu referans modeli (Mohan, 2012)

Aktif viraj denge çubuğunun otomotiv endüstrisinde kullanımı mevcuttur. Şekil 1.10'da BWI Group firmasının geliştirmiş olduğu rotary tip aktüatörlü bir aktif viraj denge çubuğu görülmektedir. Aktüatör, PID kontrol ile kontrol ediliyor olup ve lineer aktüatöre bir alternatif olarak geliştirilmiştir (Bwi, 2018).



Şekil 1.10. BWI Group aktif viraj denge çubuğu (Bwi, 2018)

### 1.3. Adams/Car ile Viraj Denge Çubuğunun Modellenmesi

Çalışma kapsamında aktif viraj denge çubuğunun modellenmesi Adams/Car yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



### **1.3.1. Adams/Car**

ADAMS çoklu cisim dinamiği yazılımı, endüstride mekanik sistemlerin dinamik davranışlarının incelenmesi ve analizi amacıyla yaygın olarak kullanılmaktadır (Msc Software Corp, 2018).

ADAMS; mekanik sistemlerin pnömatik, elektrik-elektronik ve kontrol sistemleri ile etkileşimini sağlayarak komple bir sistemin sanal ortamda modellenmesine olanak sağlamaktadır (Mechanical Dynamics Inc, 2017).

Çalışma kapsamında taşıt modelleme için özel bir yazılım olarak kullanılan ADAMS/Car yazılımı kullanılmış ve aktif viraj denge çubuğu dinamik modeli oluşturulmuştur.

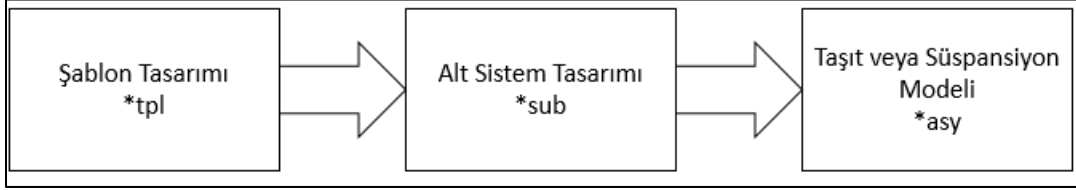
Adams/Car, taşıt alt sistemlerine ait sanal prototipleri oluşturmaya ve oluşturulan bu sanal prototipleri fiziksel prototipleri analiz ediyormuş gibi analiz etmeye olanak sağlar. Adams/Car yazılımı kullanılarak süspansiyon ve bütün araca ait alt sistemler kolayca oluşturulabilir ve bu sistemlerin performans ve davranışları analiz edilebilir. Örneğin, Adams/Car ile ön ve arka süspansiyon sistemleri, direksiyon sistemleri, viraj denge çubukları ve taşıt gövdeleri gibi taşıt alt sistemleri tanımlanarak montaj modelleri oluşturulabilir. Ayrıca “Adams/Car Şablon Oluşturucu” kullanılarak alt sistemler modellenabilmektedir. Kullanıcı tarafından tanımlanmış olan girişler, analiz edilecek olan montaja kolayca uygulanabilmektedir. Taşıt sistemlerinin fiziksel prototiplerini oluşturup test etmeden önce Adams/Car yazılımının kullanılması sistemin tasarım performansı hakkında bilgi vermektedir. Böylece tasarıma ait revizyonlar hızlı bir şekilde ve prototip maliyetleri olmadan yapılabilir. Ayrıca Adams/Car ile yapılacak analizler ile olası tasarım hataları engellenmiş olmaktadır (Mechanical Dynamics Inc, 2002).

Bu çalışmada yukarıda bahsedilen avantajlardan dolayı dinamik analizlerin gerçekleştirilmesinde Adams/Car yazılımı kullanılmıştır.

### **1.4. Modelleme**

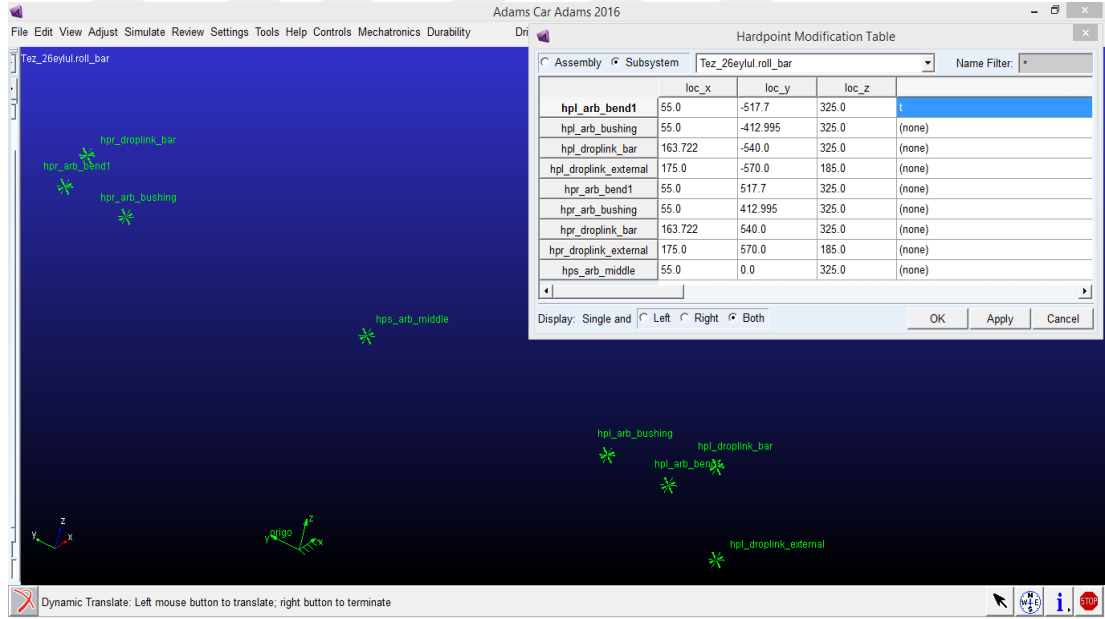
Adams/Car ile bir alt sistem (viraj denge çubuğu, güç aktarma sistemi vb.) modellenirken ilk olarak bir şablon oluşturulur ve daha sonra bu şablonlar kullanılarak

alt sistemler elde edilir. Başka bir deyişle alt sistemler, farklı şablonların birleşimidir. Alt sistemler kullanılarak taşıt modelleri elde edilebilir. Taşıt modelleri, Şekil 1.11’de gösterilmiş olan modelleme sırasına göre oluşturulmaktadır (Li, 2014).



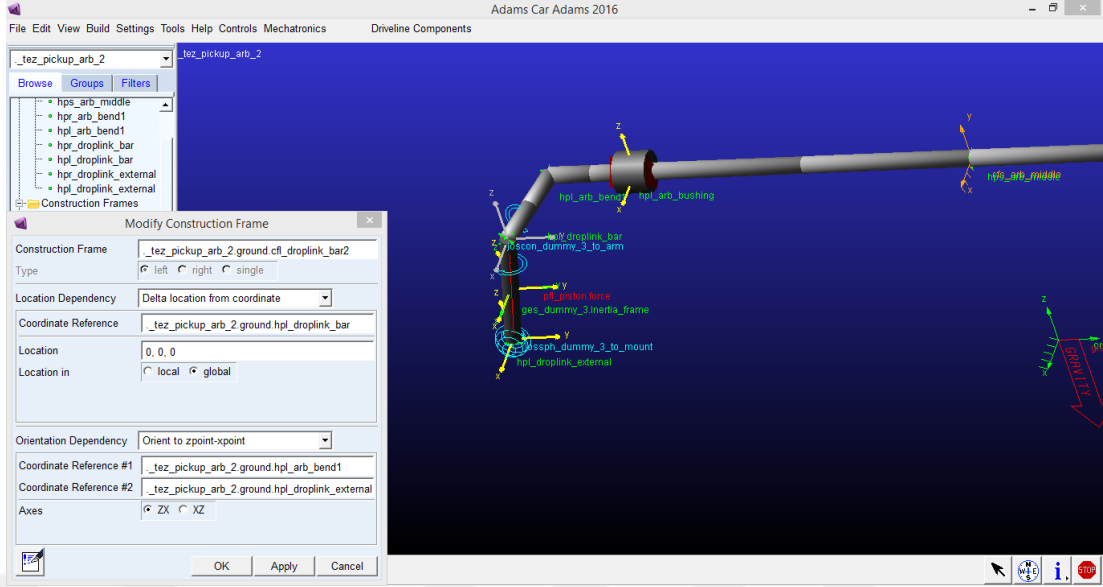
Şekil 1.11. Modelleme sırası (Li, 2014)

Çalışmada ilk olarak Adams/Car şablon arayüzü kullanılarak, aktif viraj denge çubuğunun hardpointleri belirlenmiştir. Şekil 1.12’de viraj denge çubuğu için belirlenmiş olan hardpoint bağlantı noktaları görülmektedir.

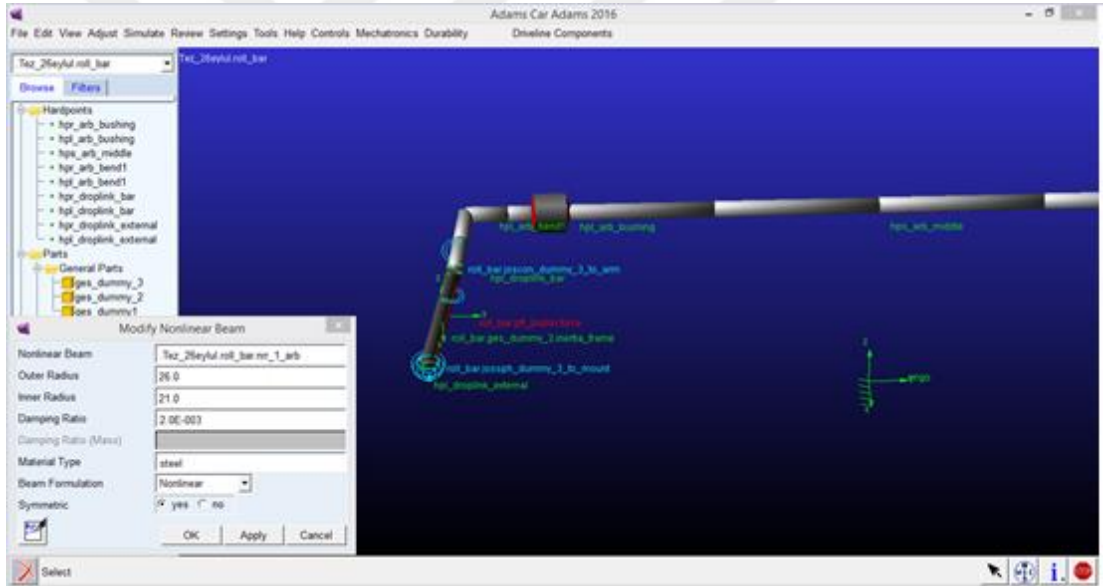


Şekil 1.12. Aktif viraj denge çubuğu bağlantı noktalarının oluşturulması

Aktif viraj denge çubuğuna ait hardpoint noktaları belirlendikten sonra bu noktalar referans alınarak viraj denge çubuğuna ait Şekil 1.13’de gösterilmiş olan geometrik ve Şekil 1.14’de gösterilmiş olan malzeme cinsi, boyut gibi fiziksel özellikleri tanımlanmıştır.

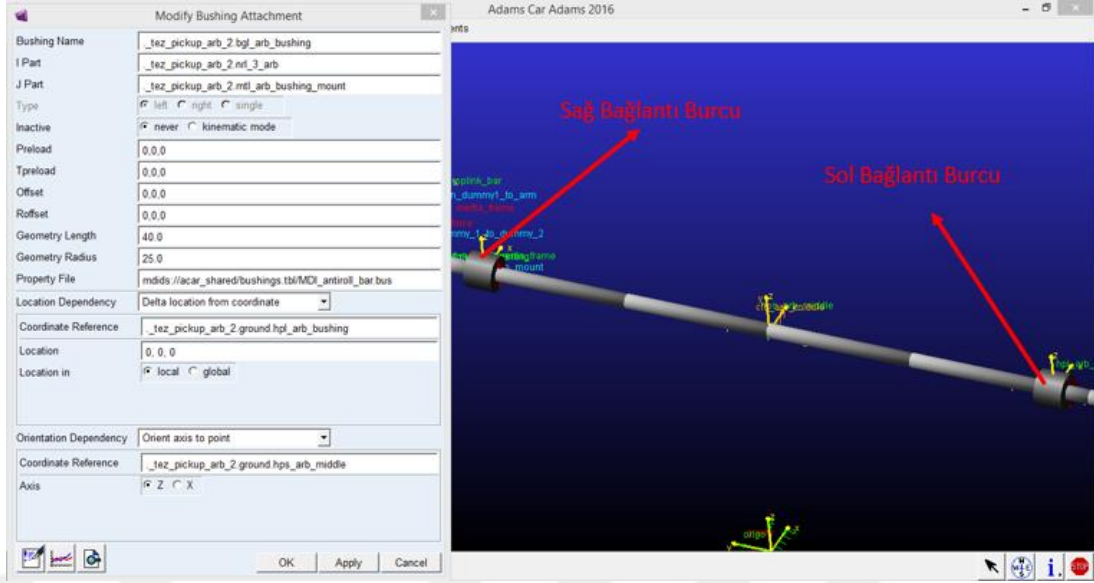


Şekil 1.13. Aktif viraj denge çubuğunun geometrik özelliklerinin tanımlanması



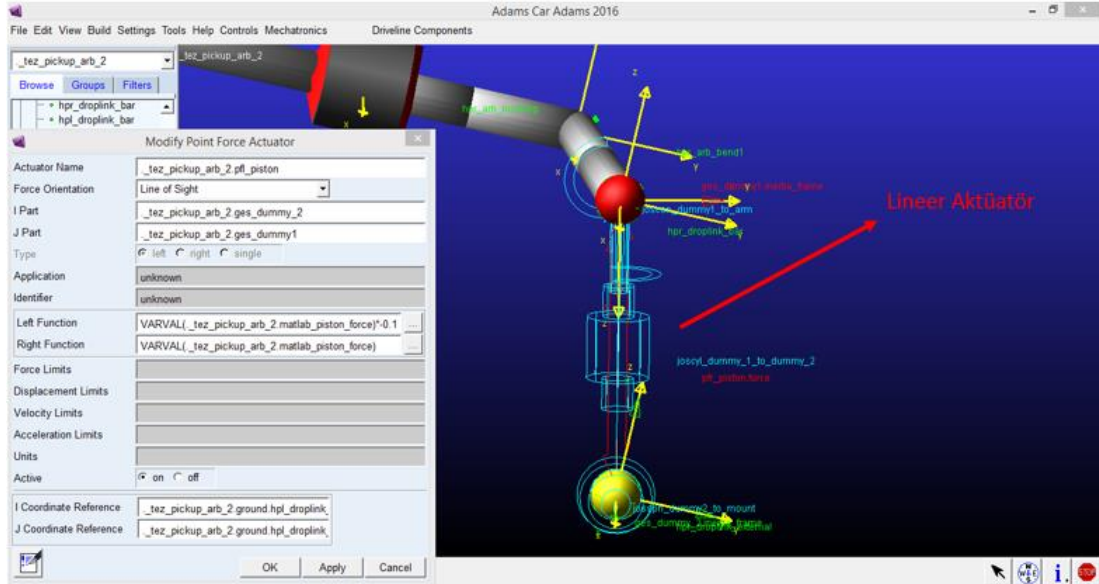
Şekil 1.14. Aktif viraj denge çubuğunun malzeme ve boyutsal özelliklerinin tanımlanması

Daha sonra, aktif viraj denge çubuğu üzerinde bulunan sağ ve sol bağlantı burçları Şekil 1.15’de görüldüğü şekilde modellenmiştir. Modelleme sırasında burçların geometrik ve fiziksel özellikleri sisteme uygun olarak tanımlanmıştır.



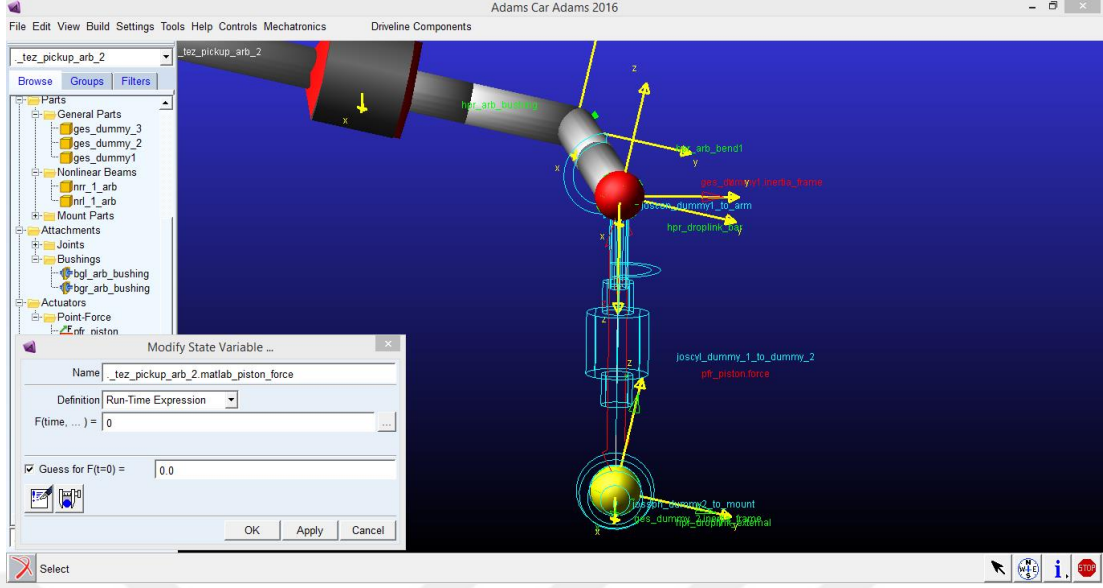
Şekil 1.15. Aktif viraj denge çubuğu sağ ve sol bağlantı burçlarının oluşturulması

Tez kapsamında kontrolü yapılacak olan aktif viraj denge çubuğu bir adet lineer aktüatör içermektedir. Şekil 1.16’da görüldüğü üzere noktasal aktüatör modülü kullanılarak .\_tez\_pickup\_arb\_2.ges\_dummy1 ve .\_tez\_pickup\_arb\_2.ges\_dummy\_2 arasına lineer aktüatör tanımlanmıştır.



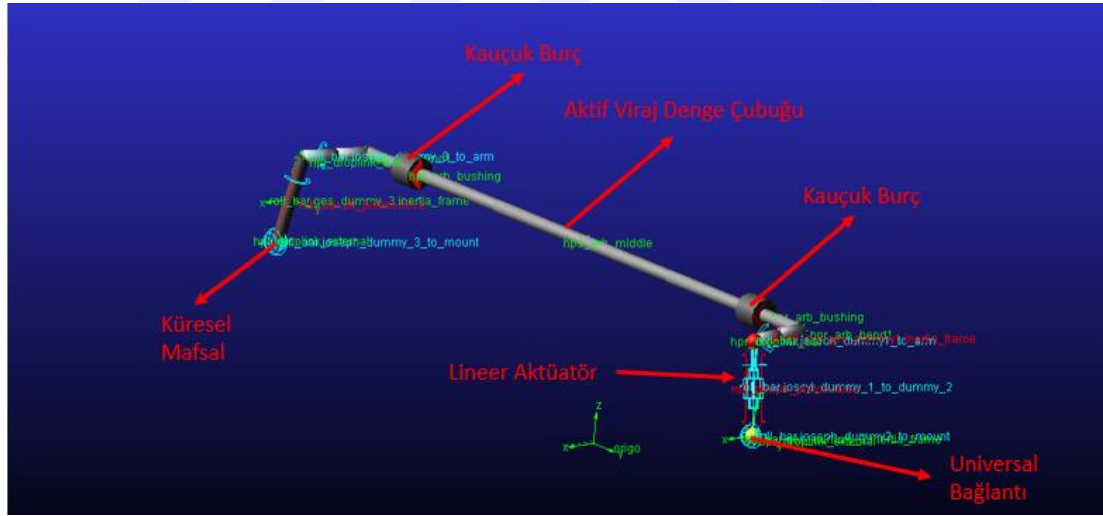
Şekil 1.16. Aktif viraj denge çubuğu lineer aktüatörün oluşturulması

Daha sonra aktüatörü kontrol edebilmek için Şekil 1.17’de görüldüğü üzere .\_tez\_pickup\_arb\_2.matlab\_piston\_force adı ile durum değişkeni tanımlanmıştır. Bu durum değişkeni, aktif viraj denge çubuğunun kontrolü aşamasında kontrolör girişi olarak kullanılacaktır.



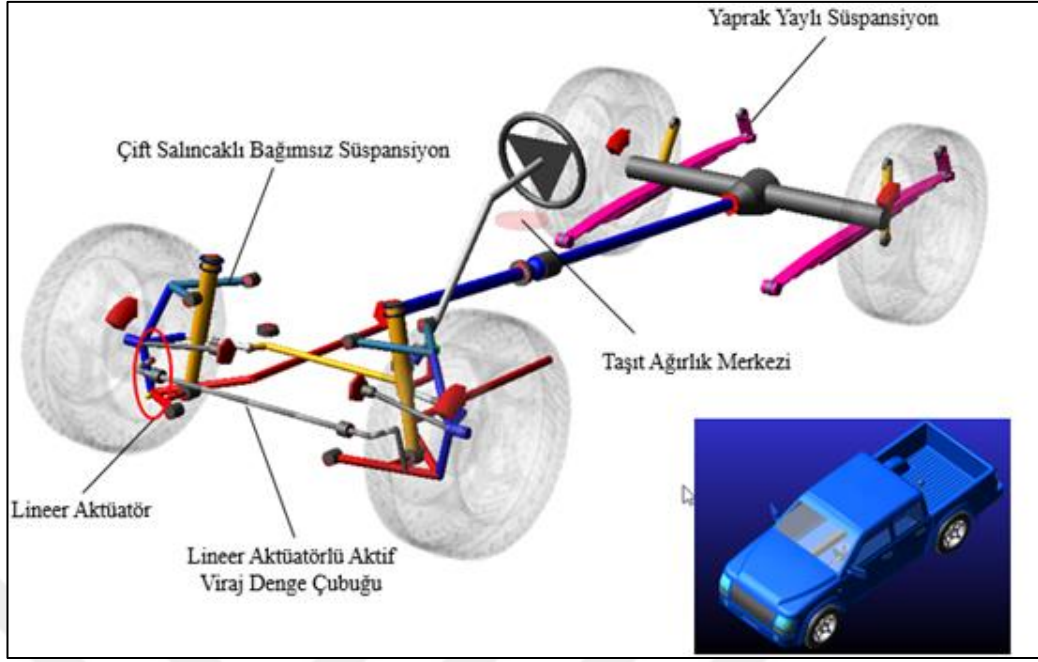
Şekil 1.17. Aktif viraj denge çubuğu linear aktüatör giriş durum değişkeninin tanımlanması

Adams/Car ile tanımlanmış olan viraj denge çubuğunun son hali Şekil 1.18’de görülmektedir.



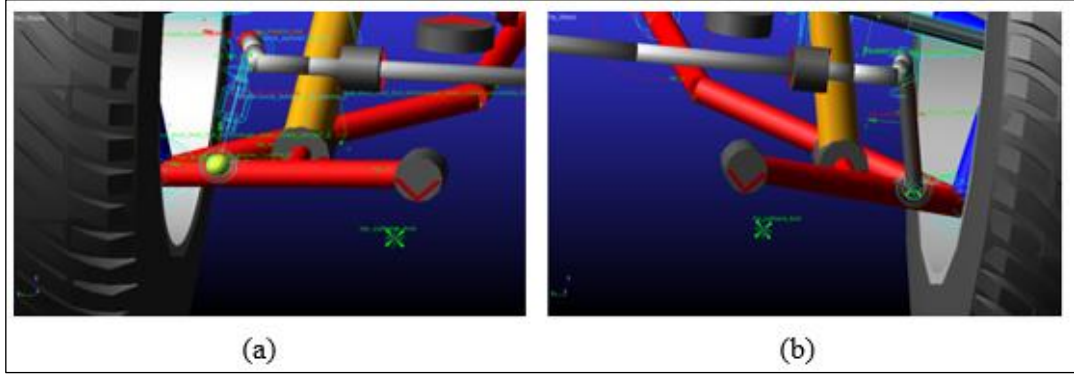
Şekil 1.18. Aktif viraj denge çubuğu bağlantı elemanlarının gösterimi

Aktif viraj denge çubuğu ve üzerindeki tüm bağlantıların tasarımı tamamlandıktan sonra viraj denge çubuğu şablonu alt sistem haline getirilmiş ve bir arazi aracına entegre edilmiştir. Bu kapsamda kullanılacak olan arazi aracı modeli Adams/Car kütüphanesinde seçilmiştir. Şekil 1.19’da aktif viraj denge çubuğu entegre edildiği arazi aracı görülmektedir.



Şekil 1.19. Aktif viraj denge çubuğunun arazi aracına entegrasyonu

Aktif viraj denge çubuğunun arazi aracına entegrasyonu kapsamında sağ ve sol olmak üzere Şekil 1.20’de gösterilmiş olan bağlantı arayüzleri kullanılmıştır.



Şekil 1.20. Aktif viraj denge çubuğunun araç entegrasyonu bağlantı arayüzleri

Viraj denge çubuğu, Şekil 1.20 (a)’da gösterildiği gibi araç sağ süspansiyon koluna üniversal mafsall ile bağlanmıştır. Viraj denge çubuğunun diğer bağlantısı ise sol süspansiyon koluna küresel mafsall ile bağlanmıştır.

## **2. AKTİF VİRAJ DENGİ ÇUBUĞUNUN KONTROLÜ**

Tez kapsamında viraj denge çubuğunun kontrolü, Adams/Controls ve Matlab&Simulink yazılımlarının eş zamanlı kullanılması ile gerçekleştirilmiştir.

### **2.1. Adams ve Matlab&Simulink Eş Zamanlı Simülasyonu**

Birleşik simülasyon analizlerinin birçok alanda uygulaması mevcuttur. Çoklu cisim dinamiği ve kontrol sistem simülasyonu bu alanda yapılan en tipik uygulamalardan biridir. Adams ve Matlab&Simulink çoklu cisim dinamiği ve kontrol sistemi simülasyonunda kullanılan en popüler yazılımlardır (Hu, 2015).

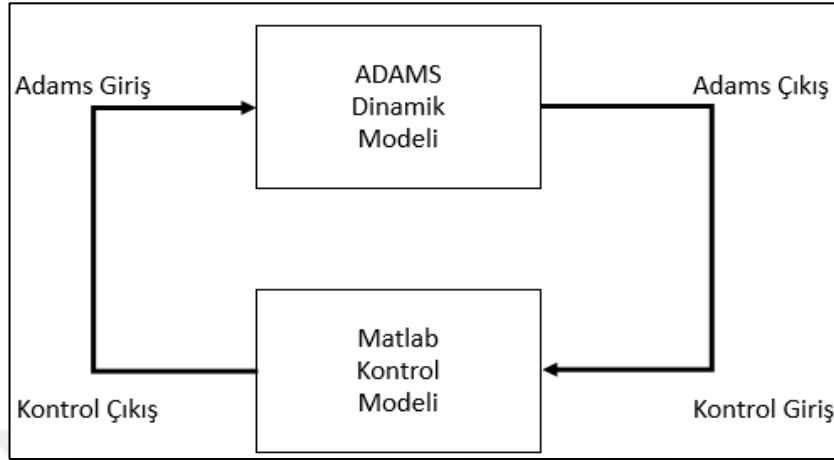
#### **2.1.1. Adams/Controls ve Matlab**

Adams/Controls, Adams yazılım paketi içerisinde bulunan tümleşik bir modüldür. Adams/Controls kullanılarak basit bir kontrol mekanizması tasarlanabilir. Ayrıca Adams/Control ile hidrolik, pnömatik ve mekanik bir dinamik sisteme ait simülasyon modelini veren bir blok diyagramı elde etmek ve bu dinamik modeli daha gelişmiş kontrol mekanizmaları tasarlanabilecek Matlab ve Easy5 gibi yazılımlarla kullanmak mümkündür. Kullanıcılar için güçlü bir modelleme ve simülasyon ortamı sağlayan Matlab ile çeşitli mekanik sistemleri modellemek, analiz etmek ve bu sistemlerin simülasyonunu yapmak mümkündür. Matlab; güçlü hesaplama işlevi, yüksek programlama verimliliği ve modüler modelleme yöntemine sahiptir (Hu, 2015). Bu tez kapsamında Matlab&Simulink ortamının sunduğu gelişmiş kontrol ve simülasyon özellikleri kullanılmıştır.

#### **2.1.2. Simülasyon**

Adams/Control ve Matlab&Simulink eş zamanlı simülasyonu kapsamında incelendiğinde; Adams kullanılarak elde edilen giriş ve çıkış değişkenleri, Matlab kontrol sistemi için bir haberleşme arayüzü oluşturur. Şekil 2.1'de Adams'dan Matlab'a kapalı çevrim bir kontrol sistemi görülmektedir. Bu sistemde, Adams'a ait çıkış değişkenleri Matlab ortamındaki kontrol sistemi için giriş değişkenleridir.

Kontrol sisteminin çıkış değişkenleri ise Adams'ın giriş değişkenlerini beslemektedir (Hu, 2015).



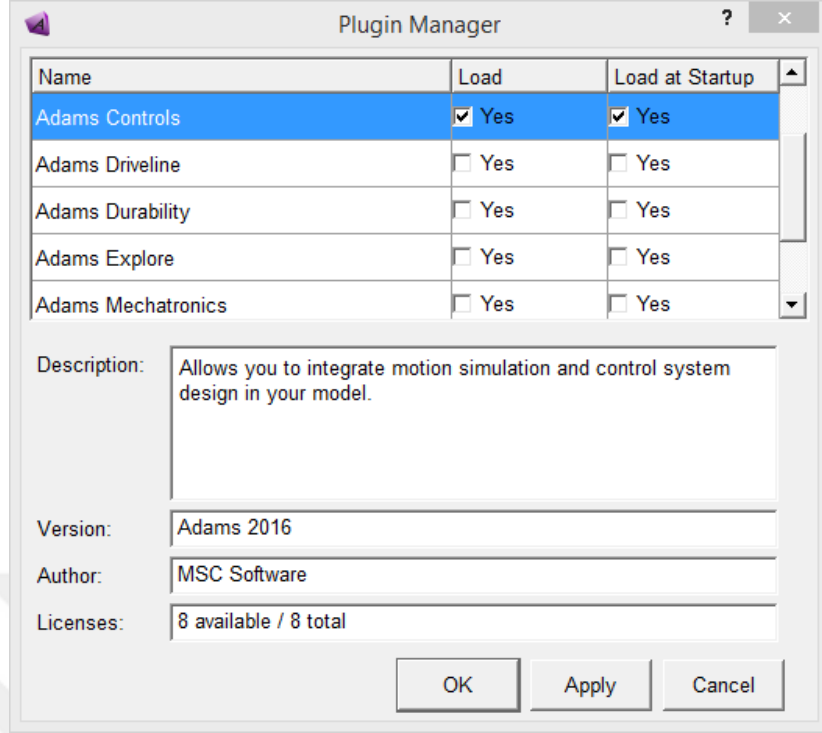
Şekil 2.1. Adams/Controls - Matlab kapalı çevrim kontrol sistemi

Matlab&Simulink, Adams'taki sistemin çalışma performansını iyileştirmek için çıktıları kontrol eder. Örneğin bir araca ait yalpa açısı ve hızı gibi Adams dinamik modeli çıkış değişkenleri, Matlab&Simulink ortamındaki kontrol modeline beslenir. Kontrol sistemi tarafından bu parametrelerden elde edilen kontrol parametreleri ise Adams dinamik modeline geri beslenir (Li, 2014).

Bu çalışma kapsamında Matlab&Simulink ortamının kontrolcü tasarımında kolay ve zengin bir imkân vermesi nedeniyle Matlab&Simulink ve Adams-Matlab Co-simülasyon seçeneği tercih edilmiştir. Bu seçenekte Adams'ta hazırlanmış dinamik modelde giriş ve çıkış parametreleri belirlenmiş ve dinamik model bir sistem bloğu olarak Matlab&Simulink ortamına aktarılmıştır. Bu blok yardımıyla bütün sistemin dinamik simülasyonu, Adams yazılımı kullanılarak Matlab&Simulink ortamında gerçekleştirebilmektedir. Dinamik modelin giriş ve çıkış parametrelerine uygun olarak Simulink ortamında kontrolörler tasarlanmış ve analizlerin tamamı Matlab&Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir.

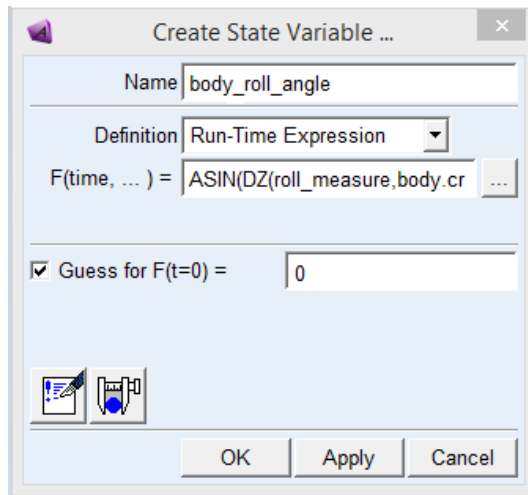
İlk olarak, aktif viraj denge çubuğu entegre edilmiş olan arazi aracı modeli Adams/Car ortamına yüklenmiştir. Daha sonra Tools > Plugin Manager araç çubuğu seçilerek Şekil 2.2'de gösterilmiş olan pencere açılır. Bu pencerede Load ve Load at Startup kutucukları aktif hale getirilir. İlgili kutucukların aktif hale getirilmesi ile Adams/Car arayüzüne Controls menü çubuğu eklenmiş olur.



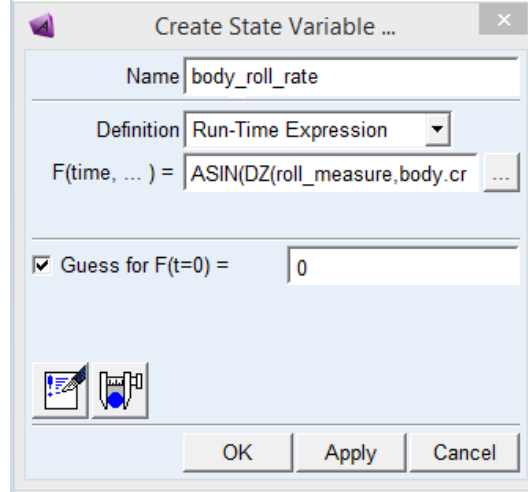


Şekil 2.2. Adams/Car Plugin Manager arayüzü

Bu işlemi takiben, aktif viraj denge çubuğunun kontrolü için kullanılacak olan çıkış değişkenleri tanımlanmıştır. Adams/Car dinamik modeli çıkış değişkenleri olarak Şekil 2.3’de gösterilen Yalpa Açısı (body\_roll\_angle) ve Şekil 2.4’de gösterilen Yalpa Hızı (body\_roll\_rate) tanımlanmıştır. Bölüm 1.4’de bahsedildiği üzere lineer aktüatöre uygulanacak olan kuvvet, dinamik modele giriş olarak uygulanmaktadır.

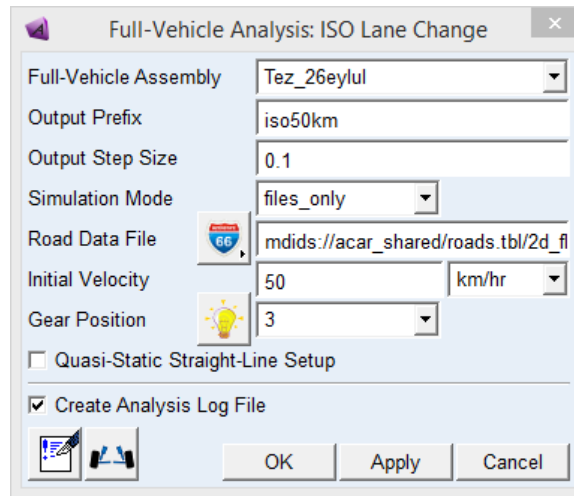


Şekil 2.3. Yalpa açısı çıkış değişkeninin tanımlanması



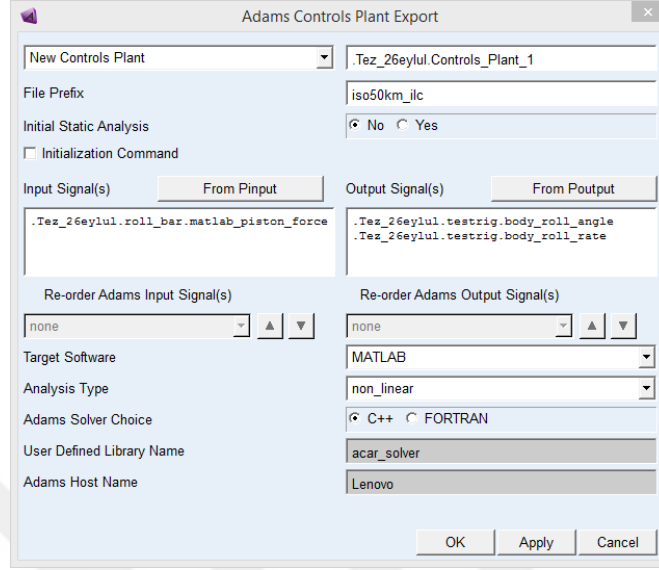
Şekil 2.4. Yalpa hızı çıkış değişkeninin tanımlanması

Adams giriş ve çıkış değişkenlerinin tanımlanması ile Adams modeli bir sistem bloğu olarak Matlab&Simulink ortamına aktarılmaya hazır hale gelmiştir. Adams modeli, Matlab&Simulink simülasyon ortamına aktarılmadan önce arazi aracının analiz edileceği görev profili koşullarına göre simülasyon türleri belirlenmiştir. Bu tez çalışması kapsamında simülasyon türü olarak International Standard ISO 3888-2 standardı tarafından belirlenmiş olan ISO şerit değiştirme (ISO lane change) (ISO 3888-2), Fish Hook manevrası ve Step manevrası olmak üzere 3 farklı görev profili tercih edilmiştir. Bu görev profilini içeren simülasyon türü seçilerek, Matlab&Simulink ve Adams Co-simülasyon için gerekli olan tüm analiz dosyaları oluşturulmuştur. Şekil 2.5’de Adams/Car simülasyon arayüzü gösterilmektedir.



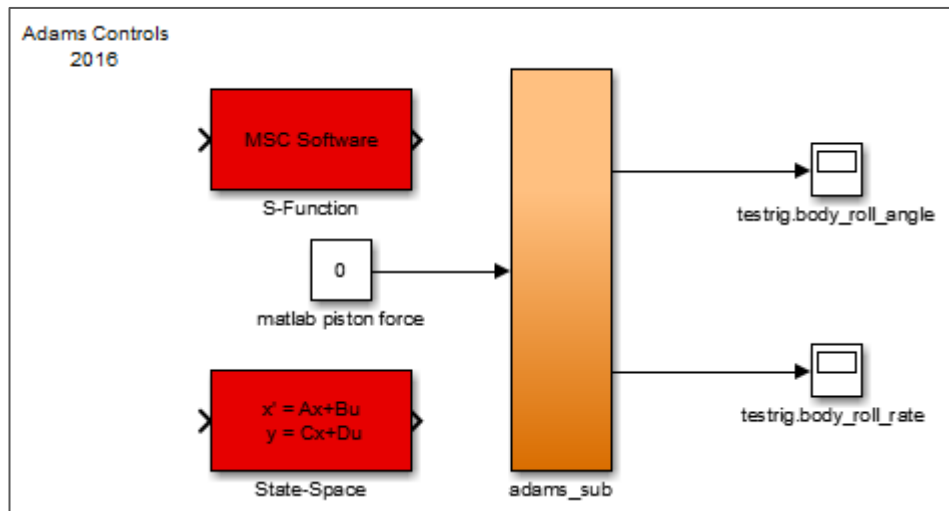
Şekil 2.5. Adams/Car simülasyon arayüzü

Adams modelinin Simulink ortamına aktarılması için sırasıyla Controls > Plant Export seçilmesiyle Şekil 2.6'daki arayüz ekrana gelmektedir.



Şekil 2.6. Adams/Controls plant export arayüzü

Bu arayüzde viraj denge çubuğunun kontrolü kapsamında kullanılacak olan giriş (matlab piston force) ve çıkış (yalpa açısı ve hızı) değişkenleri seçilmiştir. Bu işlemi takiben, Adams/Controls plant export arayüzünün oluşturduğu "abs\_kontrol\_manevra" ve "adams\_sys" dosyaları yardımıyla Matlab&Simulink ortamında Şekil 2.7'de gösterilen tek giriş ve iki çıkışa sahip bir Simulink bloğu elde edilmiştir. Elde edilmiş olan bu Simulink bloğu, tez kapsamında belirlenmiş olan kontrolör tasarımıyla sistemin dinamik modeli olarak kullanılacaktır.



Şekil 2.7. ADAMS/Controls – Matlab&Simulink sistem dinamik modeli

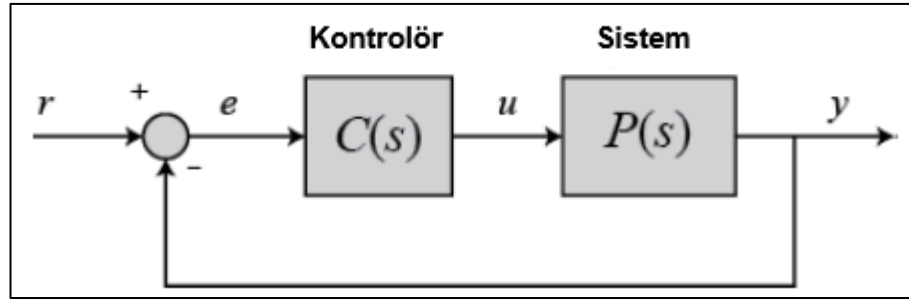
## 2.2. Kontrol Yöntemleri

Bu çalışmada, aracın farklı sürüş durumları için farklı kontrol yöntemleri kullanılarak aktif viraj denge çubuğu kontrol edilmiş ve araç yalpa açısının küçültülmesi amaçlanmıştır. Tez kapsamında aktif viraj denge çubuğunun kontrolü aşağıdaki kontrol yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir:

- PID kontrol
- Bulanık mantık ile kontrol (Klasik bulanık)
- PD tip bulanık kontrol
- PI-PD tip bulanık kontrol

### 2.2.1. PID kontrol

PID kontrol, günümüzde birçok sistemin kontrolü için kullanılan yaygın bir kontrol yöntemidir. Sistemden beklenen davranış için bir PID kontrolörün tasarlanması mümkündür. Sistemin kontrolü için bir PID kontrolörün tasarlanması ancak giriş ve çıkış fonksiyonları arasındaki ilişkinin belirlenmesi ile sağlanabilir. Şekil 2.8'de birim geri beslemeli bir sistemin yapısı gösterilmektedir.



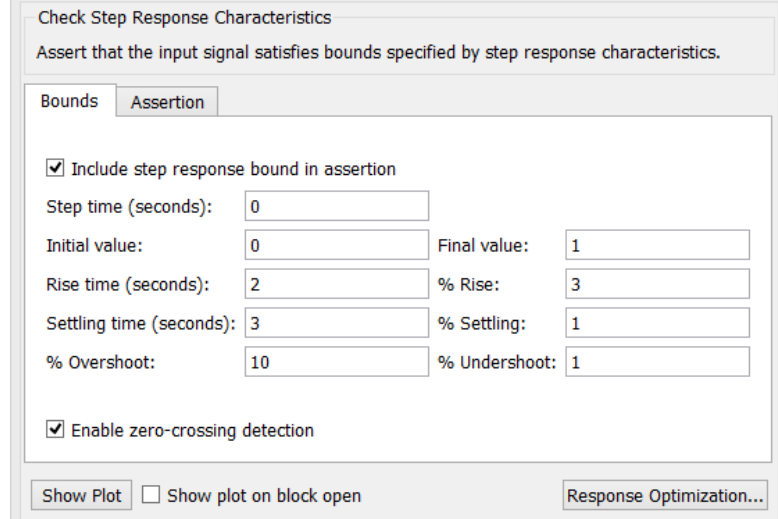
Şekil 2.8. Birim geri beslemeli sistem yapısı

Aşağıda görülen denklemde (2.1) PID kontrolörün matematiksel modeli gösterilmiştir.

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \cdot \int e(t) \cdot dt + K_d \cdot \frac{de}{dt} \quad (2.1)$$

Bu matematiksel modeli içeren denklemde e hata sinyalini, r sisteme uygulanan giriş sinyalini ve sırasıyla  $K_p$  oransal,  $K_i$  integral kazanç ve  $K_d$  türevsel kazanç katsayılarını göstermektedir. Hata sinyali, uygulanan giriş referansı sinyaline göre kazanç katsayıları ile işlenerek sistem için istenen çıkış elde edilmeye çalışılmaktadır (Doğan, 2015).





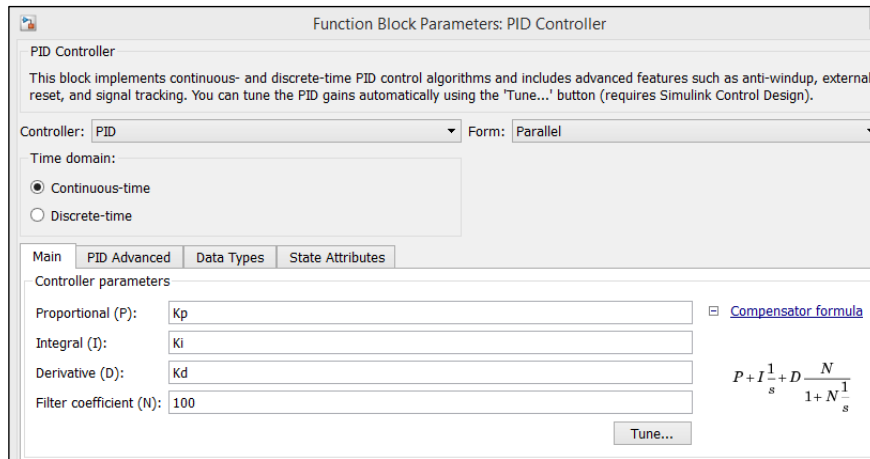
Şekil 2.10. Optimizasyon tasarım kriterleri

Bu tasarım kriterleri göz önünde bulundurularak elde edilen PID kontrolör parametreleri Tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 2.1. PID kontrolör parametreleri

Parametre	Değer
$K_p$	510568
$K_i$	27537
$K_d$	1243

Daha sonra bu PID parametreleri Şekil 2.11'de gösterilmiş olan PID kontrol bloğundaki parametre tanımlamalarına uygun olarak Matlab&Simulink çalışma ortamında tanımlanmıştır.



Şekil 2.11. PID kontrolör blok parametrelerinin tanımlanması

### 2.2.2. Bulanık mantık ile kontrol

Tez kapsamında sistemin bulanık mantık tabanlı kontrolü için Klasik Bulanık, PD Tip Bulanık ve PI-PD Tip Bulanık olmak üzere üç adet kontrolör kullanılmıştır. Bulanık mantık, ilk defa 1965 yılında Lotfi A. Zadeh tarafından yayınlanmış olan bir makale ile gündeme gelmiştir. Zadeh ortaya koyduğu bu çalışmada insan düşüncesinin büyük çoğunluğunun bulanık olduğu yani kesin olmadığını belirtmiştir. Zadeh'e göre Boolean mantığı (1-0) temsil edilen bu mantık, insan düşünce sistemini temsil etmemekte ve insan mantığının açık, kapalı, sıcak soğuk, 0 ve 1 gibi kesin ifadelerden oluşan değişkenlerin yanı sıra az açık, az kapalı, ılık ve serin gibi ara değerleri de kapsamaktadır.

Zadeh'e göre bulanık mantık;

- Bulanık mantıkta kesin değerlere dayanan düşünce değil yaklaşık düşünme sistemi vardır.
- Bulanık mantıkta her şey  $[0,1]$  aralığında belirli bir derece ile ifade edilir.
- Bulanık mantıkta bilgi çok, az, büyük, küçük gibi sözel ifadeler mevcuttur.
- Bulanık mantıkta çıkarım işlemi sözel ifadeler arasındaki tanımlanmış olan kuramlar ile gerçekleştirilir.
- Her mantıksal sistem bulanık olarak değerlendirilebilir.
- Bulanık mantık, matematiksel modeli çok zor elde edilen sistemlere kolaylık ile uygulanabilir.
- Bulanık mantık ile net olmayan ve eksik girilen bilgilere göre işlem yapmak mümkündür.

Bulanık mantığın endüstrideki uygulaması 1974 yılında bir buhar makinesine uygulanması ile Mamdani tarafından gerçekleştirilmiştir. Daha sonra bulanık mantık; çamaşır makinesi, su arıtma sistemleri ve yakıt püskürtme sistemleri vb. birçok sistemde kullanılmaya devam etmiştir (Elmas, 2003). Bir başka yaklaşıma göre; bulanık bir sistem kuramı bir gözlemin bir etiket ile ne derecede benzerlik gösterdiğini ölçen üyelik derecelerini oluşturan bu değerlerin somut çıktılar üretmek üzere uygun bir çıkarsama mekanizmasında değerlendirilmesidir (Efe, 2012). Bulanık mantık işlemi; problemin analiz edilmesi ve tanımlanması, kümelerin ve mantıksal ilişkilerin kurulması, mevcut bilgilerin bulanık kümelere dönüştürülmesini kapsamaktadır.

Bulanık mantık yaklaşımının klasik yaklaşıma kıyasla göre avantaj ve dezavantajları vardır. Bulanık mantığın avantajları;

- Bulanık mantık, klasik mantık yaklaşıma kıyasla insan düşünce tarzına çok daha yakındır ve bulanık mantıkta denetim işlemleri sözel niteleyiciler tarafından gerçekleştirilir.
- Bulanık mantık yaklaşımı, matematiksel modeli olmayan veya matematiksel modeli yetersiz olan doğrusal olmayan sistemlere kolayca uygulanabilir. Klasik mantık yaklaşımı, eksiksiz matematiksel modele ihtiyaç duymaktadır.
- Bulanık mantık yaklaşımında sinyallerin ön bir işleme tabi tutulması ve geniş bir alana yayılmış değerlerin az sayıda üyelik fonksiyonlarına indirgenmesi uygulamaların daha hızlı bir şekilde sonuca ulaşmasını sağlamaktadır.

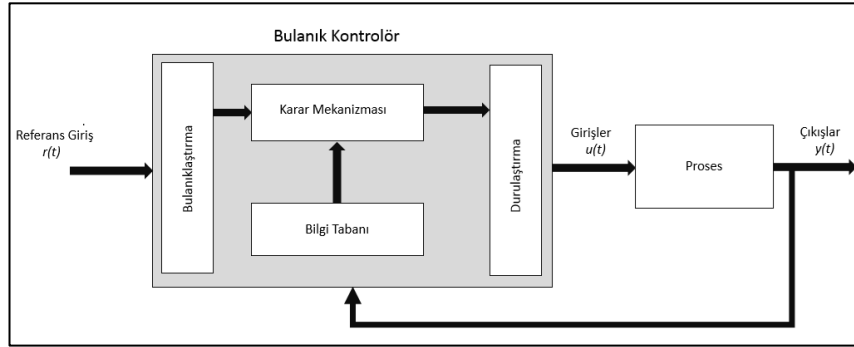
Bulanık mantığın klasik yöntemlere göre dezavantajları ise;

- Üyelik fonksiyonları ve bulanık mantık kurallarını tanımlamak kolay olmadığı için tanımlama aşamasında uzman tecrübesine ihtiyaç duymaktadır.
- Üyelik fonksiyonlarının değişkenlerinin belirlenmesi aşamasında kesin bir yöntem olmadığı için en uygun yöntem olarak deneme yanılma yöntemi tercih edilmektedir. Deneme yanılma işlemlerinin uzun süre yapılması gerekmektedir. Bu durum uygulama aşamasında uzun zaman almaktadır.
- Bulanık mantık uygulanacak olan sistemlerde kararlılık, gözlemlenebilirlik ve denetlenebilirlik analizlerinin yapılması aşamasında doğrulanmış bir yöntem bulunmamaktadır.
- Bulanık mantıkta kullanılan üyelik fonksiyonları değişkenleri sadece tasarlandıkları sisteme özgüdür ve diğer sistemlere uygulanabilir değildir.
- Bulanık mantık yaklaşımında öğrenme yeteneği yoktur (Elmas, 2003).

Günümüzde ''bulanık'' kavramı, kontrol sistemi tasarımında yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır (Kuo, 2000). Bulanık kontrol, doğrusal olmayan kontrolör tasarımı için sezgisel bilgiyi kullanan elverişli bir yöntemdir (Nan, 2008). Bulanık kontrol, bir sistemin nasıl kontrol edileceği ile ilgili insanın sezgisel bilgisini yansıtan, yönlendiren ve uygulayan biçimsel bir yöntem sağlar. Kontrol işlemleri, klasik sayısal yöntemler ile analiz edilemeyecek kadar karmaşıktır. Bir bulanık kontrolörün 4 ana



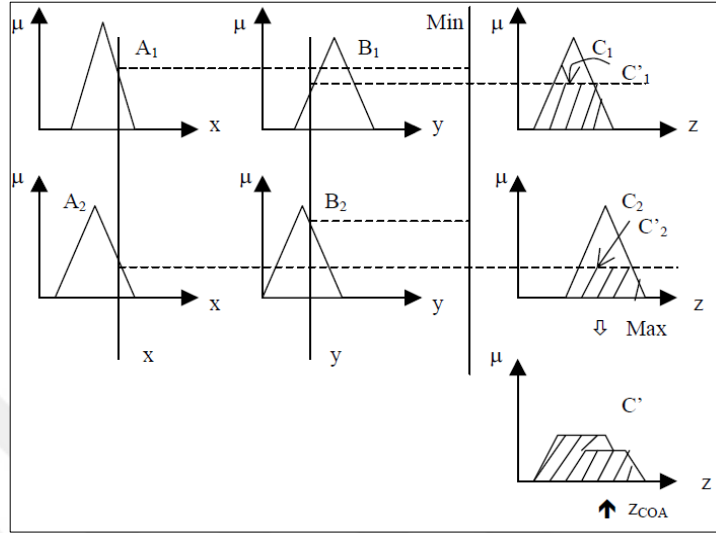
bileşeni vardır. Şekil 2.12’de bulanık kontrol sistemi ve bileşenleri görülmektedir (Yurkovic, 1997).



Şekil 2.12. Bulanık kontrol sistemi ve bileşenleri (Yurkovic, 1997)

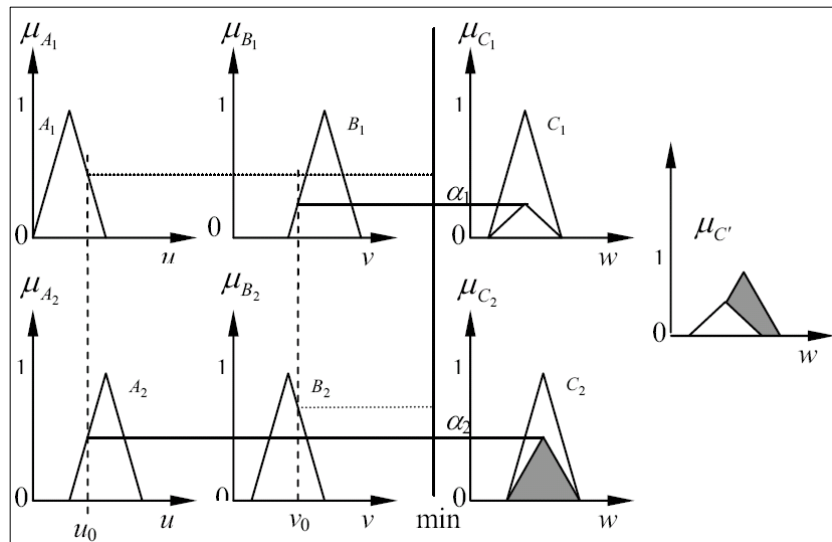
- Bulanıklaştırma arayüzü, giriş net değerlerini bulanık değerlere dönüştüren arayüzdür (Yurkovic, 1997). Bu arayüzde üyelik fonksiyonları kullanılarak giriş bilgilerine ait bulanık kümeler ve üyelik dereceleri tespit edilir. Daha sonra girilen bu sayısal değerler büyük, küçük, az, çok gibi sözel ifadeler ile tanımlanır (Elmas, 2003).
- Bilgi tabanı, uygulama alanı ve kontrol hedefleri ile ilgili bilgileri içeren arayüzdür (Yurkovic, 1997). Bilgi tabanı, karar mekanizmasının kural tabanının kullandığı bilgileri içeren veri tabanı ve kontrol hedeflerine uygun sözel denetim kurallarını içeren kural tabanı olmak üzere iki bölüme ayrılmaktadır. Bu arayüzde kural tabanı kontrol hedef ve stratejilerini belirlerken, veri tabanı ise sözel kontrol kurallarının tanımlanmasını ve bulanık bilginin işlenmesi için gerekli bilgiyi sağlar (Elmas, 2003).
- Karar mekanizması bileşeni, bulanık kontrol eylemleri için çıkarım işlemi yapan arayüzdür (Yurkovic, 1997). Bu arayüz, bulanık kavramların işlenmesi ve çıkarım yapılarak gerekli kontrollerin yapılmasını sağlamaktadır. Bulanık mantıkta çıkarım işlemi için birçok farklı yapı kullanılmaktadır. Mamdani (Min-Max), Larsen (Max-Dot), Tsukamoto, Takagi en çok kullanılan yöntemlerdir (Elmas, 2003).
- Mamdani (Min-Max) yönteminde her bir giriş değeri için üyelik fonksiyonundaki üyelik derecesine bağlı olarak ilgili bulanık kümenin üyelik değerinin üstündeki bölümü kesilir ve çıkış değeri elde edilmiş olan bu bulanık kümeden elde edilir (Elmas, 2003).

Mamdani yöntemi, olasılık dağılımlarına ait tahmin edilen değerlerinin hesaplanması için kullanılan en yaygın yöntemlerden biridir (Castillo, 2008). Şekil 2.13’de Mamdani yöntemi ile bulanık çıkarım işlemi görülmektedir.



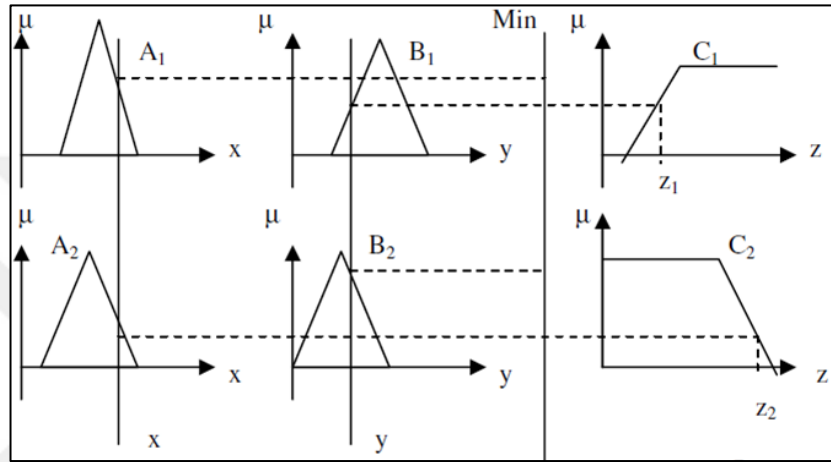
Şekil 2.13. Mamdani yöntemi ile bulanık çıkarım işlemi (Castillo, 2008)

Larsen (Max-Dot) yönteminde her bir giriş değeri için üyelik fonksiyonundaki üyelik derecesi bağlı olarak ilgili bulanık küme yeniden ölçeklendirilir. Çıkış değeri tüm girişler için yeniden ölçeklendirilmiş olan bulanık kümeler içerisindeki maksimum değer alınarak elde edilir (Elmas, 2003). Şekil 2.14’de Larsen yöntemi ile çıkarım işlemi görülmektedir.



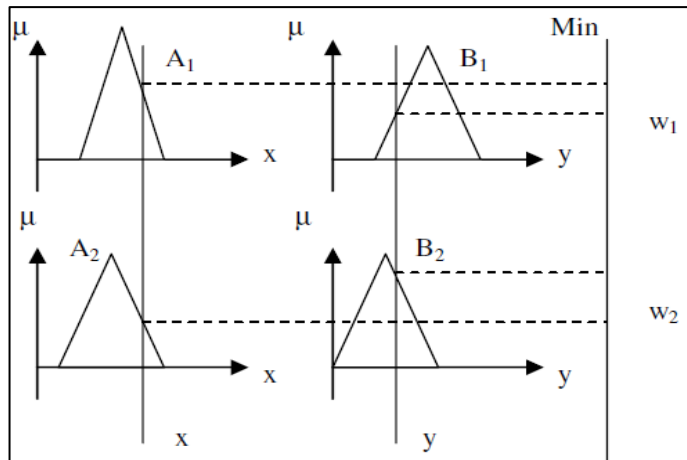
Şekil 2.14. Larsen yöntemi bulanık çıkarım işlemi (Elmas, 2003)

Tsukamoto yönteminde çıkış üyelik fonksiyonu tek yönlü artan bir fonksiyon olarak belirlenir ve çıkış değeri her bir kuralın çıkış değerinin ağırlıklı ortalaması alınarak elde edilir (Elmas, 2003). Bu yöntem, Mamdani ve Sugeno bulanık modelleri kadar şeffaf olmadığı için çok fazla kullanılmaz. Bu yöntemde çıkarımın kompozisyon kuralı takip edilmediği için giriş değişkenleri bulanık olsa dahi çıkış her zaman net bir değerdir (Castillo, 2008). Şekil 2.15’de Tsukamoto yöntemi ile bulanık çıkarım işlemi görülmektedir.



Şekil 2.15. Tsukamoto yöntemi ile bulanık çıkarım işlemi (Castillo, 2008)

Son yöntem olan Takagi-Sugeno yöntemi ile bulanık çıkarım işleminde ise her bir kural çıkışı, giriş değerlerinin doğrusal birleşimiyle bulunur ve kesin çıkış değeri ise ağırlık ortalaması alınarak elde edilir (Elmas, 2003). Şekil 2.16’da Takagi-Sugeno yöntemi ile bulanık çıkarım işlemi görülmektedir.



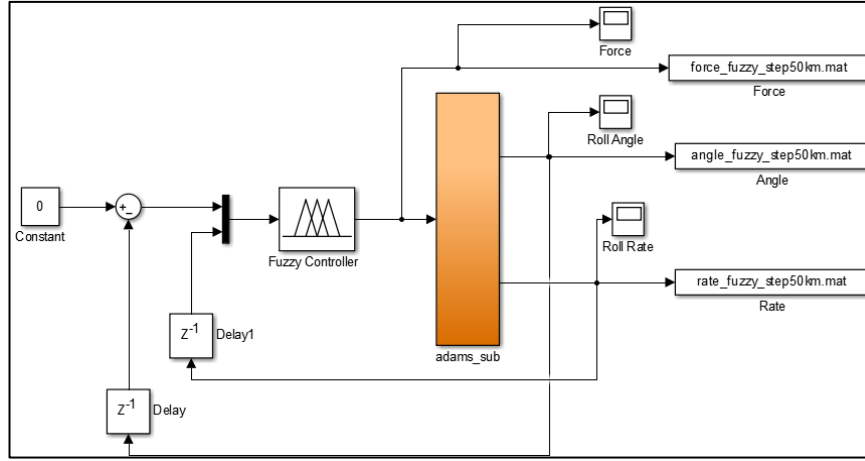
Şekil 2.16. Takagi-Sugeno ile bulanık çıkarım işlemi (Castillo, 2008)

- Durulaştırma ara yüzü, bulanıklaştırılan giriş değerleri tüm kurallara tabi tutulduktan sonra her giriş değeri için bulanık bir çıkış değeri oluşturulur ve oluşturulmuş olan bu bulanık değerlerin tekrar giriş değerleri gibi kesin değerlere dönüştürülmesini sağlamaktadır. Durulaştırma işleminde kullanılan yöntemler; maksimum üyelik yöntemi, ağırlık merkezi yöntemi, ağırlık ortalaması yöntemi ve Min-Max üyelik yöntemidir.

Bir bulanık mantık kontrolör tasarımı şu şekilde yapılmaktadır;

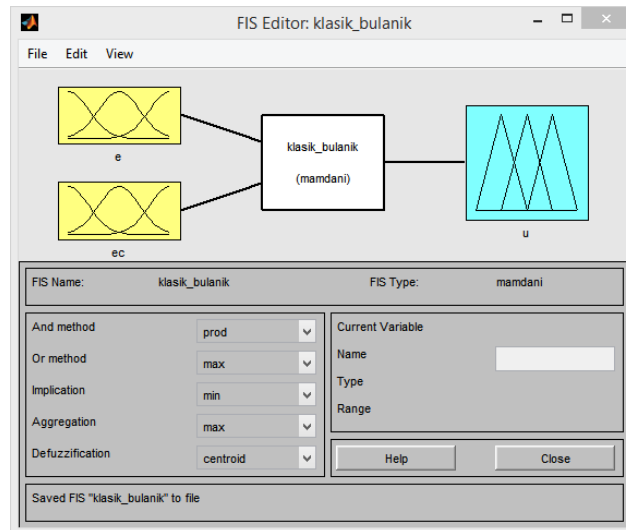
1. Kontrol edilecek sisteme ait giriş, durum ve çıkış değişkenleri tanımlanır.
2. Bulanık alt kümelerin her değişkeni için aralık belirlenir ve değişkenler isimlendirilir.
3. Bulanık alt kümeler için üyelik fonksiyonları tanımlanır.
4. Sistemin giriş, durum ve çıkış değişkenlerinin alt kümeleri arasında bağ kurularak kural tablosu oluşturulur.
5. Belirlenmiş olan değişkenlerin  $[-1,1]$  kapalı bir aralıkta olması için ölçek faktörü belirlenir.
6. Bulanık kontrolör tarafından girişler bulanıklaştırma işlemine tabi tutulur.
7. Daha önce oluşturulmuş olan kural tablosu kullanılarak bulanık çıkarım işlemi yapılır.
8. Kural tablosu içerisindeki her bir kural tarafından hedef gösterilmiş olan bulanık çıkışlardan tek bir bulanık çıkışa ulaşılır.
9. Son olarak durulaştırma işlemi yapılır ve kesin bir çıkış değeri elde edilmiş olunur (Elmas, 2003).

Taşıt dinamiklerinin kontrolü söz konusu olduğunda taşıt dinamiklerinin doğrusal bir model olması gerekmektedir. Fakat taşıt dinamikleri doğrusal olmayan dinamik ve belirsizlikler içermektedir (Kuo, 2000). Bu belirsizlikler ve doğrusal olmayan dinamiklerden dolayı aktif viraj denge çubuğu bulanık mantık ile kontrol edilmiş ve bulanık mantık kontrolörün sistem üzerindeki performansı analiz edilmiştir. Şekil 2.17’de aktif viraj denge çubuğunun bulanık mantık kontrol ile kontrolü için Matlab&Simulink ortamında tasarlanmış olan Simulink modeli görülmektedir. Modelde, Adams ile oluşturulmuş olan sistemin dinamik modelinin çıkış değişkeni olan yalpa açısına ve yalpa hızına göre sistem giriş değişkeni olan lineer aktüatörün ürettiği aktif kuvvet değeri kontrolör tarafından hesaplanıp modele uygulanmıştır.



Şekil 2.17. Bulanık mantık kontrolör ile aktif viraj denge çubuğunun kontrolüne ait Simulink modeli

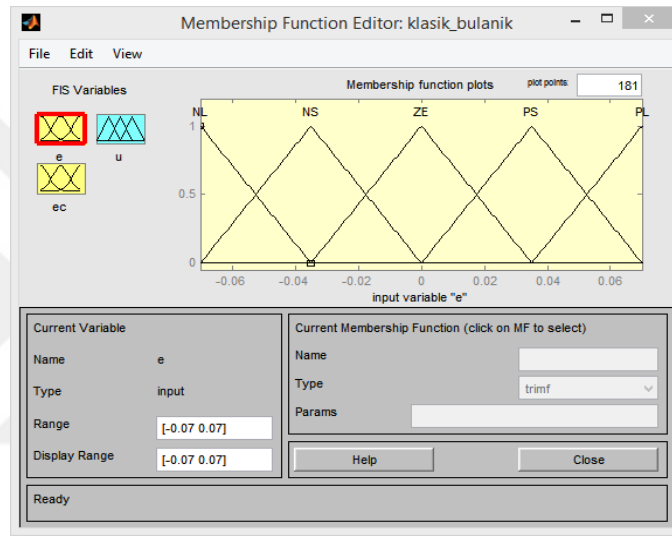
Şekil 2.18’de sistemde kullanılmış olan bulanık kontrolör biriminin yapısına ait Simulink ara yüzü görülmektedir. Sistemde yer alan bulanık kontrolörün e ve ec olmak üzere iki adet girişi ve u olmak üzere bir adet çıkışı bulunmaktadır. Burada e yalpa açısı ec yalpa açısı hata değişim hızımı, u ise viraj denge çubuğu için gerekli olan kuvvet değerini (matlab piston force) ifade etmektedir. Bulanık kontrolör çıkış değeri, giriş değerlerinin kural tabanına göre işlenmesiyle elde edilir. Bulanık kontrolörde bulanık çıkarım yöntemi olarak Mamdani yöntemi tercih edilirken durulaştırma işleminde ağırlık merkezi yöntemi tercih edilmiştir.



Şekil 2.18. Bulanık kontrolör birimin yapısına ait Simulink arayüzü

Bulanık kontrolörün giriş değişkeni olan “yalpa açısı” için Şekil 2.19’da Simulink arayüzü gösterilmiş olan üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Şekilde görüldüğü üzere burada yalpa açısı değişkeninin  $[-0,07 \ 0,07]$  aralığında alacağı değerler NL (Negatif Büyük), NS (Negatif Küçük), ZE (Sıfır), PS (Pozitif Küçük), PL (Pozitif Büyük) bulanık kümelerine ait olma derecelerine göre bulanıklaştırılmaktadır.

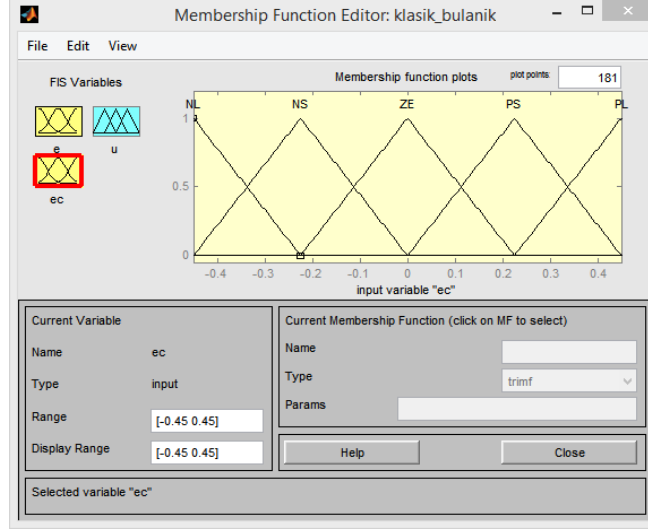
Yalpa açısının bu aralığı belirlenirken, pasif viraj denge çubuğu kullanılarak gerçekleştirilen bir dinamik analiz sonuçları dikkate alınmıştır.



Şekil 2.19. Bulanık kontrolör yalpa açısı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

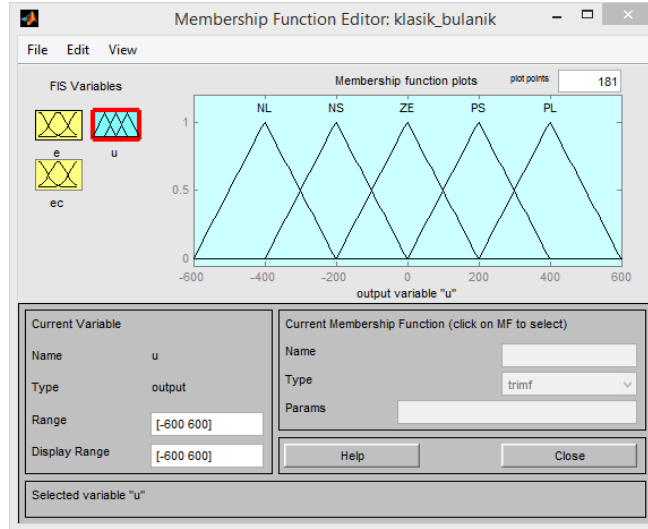
Bulanık kontrolör giriş değişkenlerinden ikincisi olan “yalpa açısı hata değişim hızı” için ise Şekil 2.20’de Simulink arayüzünde gösterilmiş olan üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Burada “yalpa açısı hata değişim hızı” değişkenin  $[-0,45 \ 0,45]$  aralığında alacağı değerler NL (Negatif Büyük), NS (Negatif Küçük), ZE (Sıfır), PS (Pozitif Küçük), PL (Pozitif Büyük) bulanık kümelerine ait olma derecelerine göre bulanıklaştırılmaktadır.

Yalpa açısının hata değişim hızı aralığı da yalpa açısı ile benzer şekilde pasif viraj denge çubuğu kullanılarak gerçekleştirilen dinamik analiz sonuçlarına göre belirlenmiştir.



Şekil 2.20. Bulanık kontrolör yalpa açısı hata değişim hızı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

Bulanık kontrolör çıkış değişkeni olan “matlab piston force” için ise Şekil 2.21’de Simulink arayüzünde gösterilmiş olan üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Burada “matlab piston force” değişkenin [-600 600] aralığında alacağı değerler NL (Negatif Büyük), NS (Negatif Küçük), ZE (Sıfır), PS (Pozitif Küçük), PL (Pozitif Büyük) bulanık kümelerine ait olma derecelerine göre bulanıklaştırılmaktadır. Aktüatöre uygulanan kuvvet aralığı bir önceki yöntem olan PID kontrolör ile gerçekleştirilen dinamik analiz sonuçlarına göre belirlenmiştir.



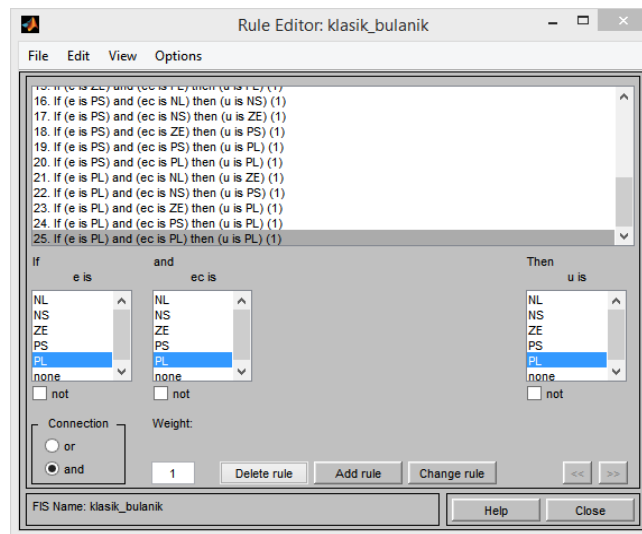
Şekil 2.21. Bulanık kontrolör çıkış değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

Bulanık kontrolörün giriş ve çıkış değişkenlerinin üyelik fonksiyonları tanımlanması işlemini takiben kural tabanı tasarlanmıştır. Üyelik fonksiyonları tanımlanmış olan iki adet giriş değişkeninin bulanık kontrolöre uygulanması sonucunda bulanık kontrolör bu girişleri bu kural tabanına göre işlemekte ve uygun bir çıkış değeri oluşturmaktadır. Tablo 2.2’de gösterilmiş olan kural tablosu kullanılarak 25 adet kural içeren bir kural tabanı oluşturulmuştur. Bu kurallar, yalpa açısı ve yalpa açısı hata değişim hızı değerlerinin ait oldukları üyelik derecelerine göre kontrolör çıkışındaki viraj denge çubuğu için gerekli olan kuvvet değerinin belirlenmesinde kullanılmıştır.

Tablo 2.2. Bulanık kontrolör kural tablosu

e \ ec	PL	PS	ZE	NS	NL
PL	PL	PL	PL	PS	ZE
PS	PL	PL	PS	ZE	NS
ZE	PL	PS	ZE	NS	NL
NS	PS	ZE	NS	NL	NL
NL	ZE	NS	NL	NL	NL

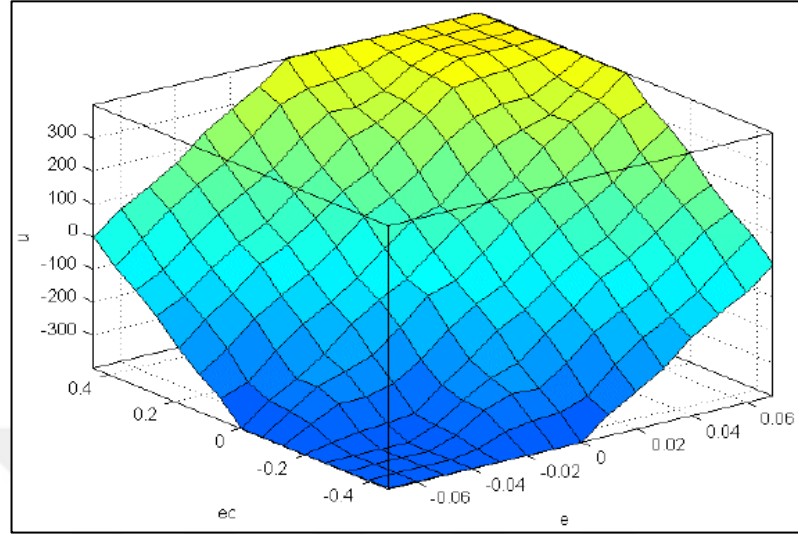
Bu kural tablosu, sistem dinamiği göz önünde bulundurularak yalpa açısı ve hızının birbirine göre değişimi dikkate alınarak oluşturulmuştur. Bu kurallar “if ... and ... then ... ” formunda Şekil 2.22’de gösterilmiş olan Simulink rule editor arayüzü kullanarak kontrolöre eklenmiştir.



Şekil 2.22. Matlab&Simulink rule editor arayüzü



Eklenmiş olan kuralların oluşturduğu kural tabanının üç boyutlu düzlemdeki görüntüsü Şekil 2.23’de gösterilmiştir.



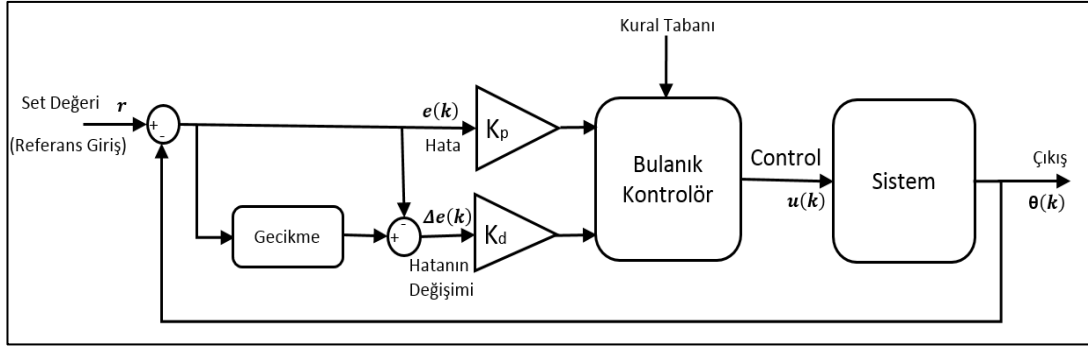
Şekil 2.23. Kural tabanının üç boyutlu düzlemdeki görüntüsü

### 2.2.3. PD tip bulanık kontrol

PID kontrolün ayırık kontrolü olarak PD kontrol, PI kontrole göre daha küçük bir değerde maksimum en büyük aşma değeri üreten, daha hassas olan ve ayarlanması daha kolay olan kontrol yöntemidir. Bulanık PD tip kontrolör, klasik PD kontrolörün özelliklerini ve performansını geliştirmek üzere tasarlanmıştır. PD tip kontrol, klasik PD kontrolöre göre ikinci dereceden doğrusal prosesler için bile daha büyük kontrol kazanç değerleri kullandığı için daha büyük avantaj sağlamaktadır (Chen, 2001).

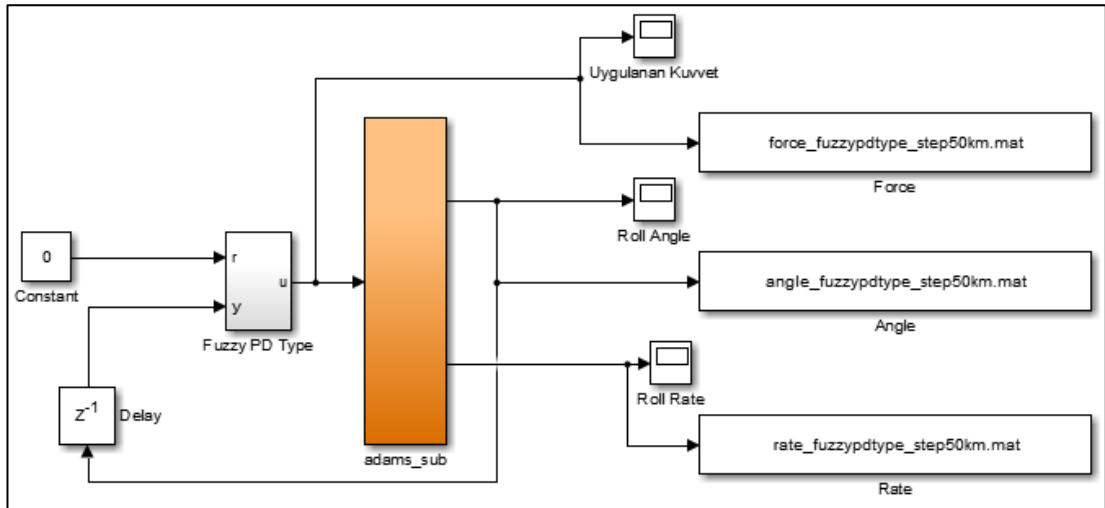
PD tip bulanık mantık kontrol şeması, hata ve hata değişiminin giriş değişkeni olarak kullanılması ile tasarlanabilmektedir. Şekil 2.24’de PD tip bulanık kontrol şeması görülmektedir. Aşağıda görülen denklemde (2.2) ise bulanık mantık kontrolörünün matematiksel modeli gösterilmiştir. Burada sırasıyla  $K_p$  oransal,  $K_d$  türevsel kazanç katsayısını,  $e(k)$  hatayı,  $(k)$  örnekleme sayısındaki hatanın değişimini  $\Delta e(k)$  ifade etmektedir (Tokhi, 2008).

$$u(k)=K_p.e(k)+K_d.\Delta e(k) \quad (2.2)$$



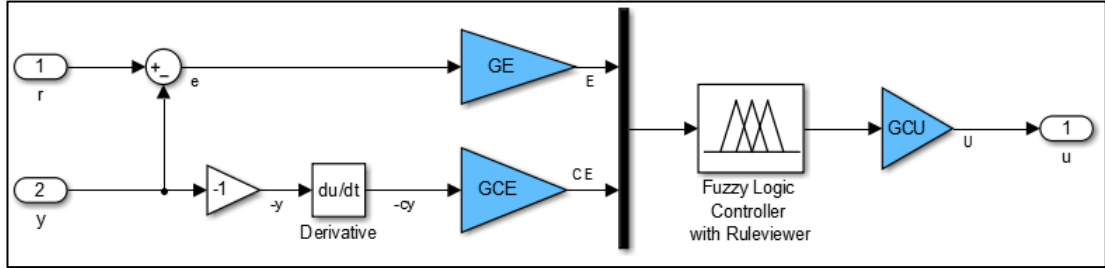
Şekil 2.24. PD tip bulanık kontrol şeması

PD tip bulanık mantık sisteminde sistemin girişi, hata ve hatanın türevini ölçeklendirilmesi ve bu iki değeri toplanması ile oluşturulur. Hata ve hatanın türevini giriş değişkeni olarak kullanan bir bulanık kontrolör, bölgesel olarak benzer bir ölçeklendirme ve toplama işlemi (doğrusal bir işlem) yapmak için tasarlanabilmektedir (Yurkovic, 1997). Bu tez çalışması kapsamında tercih edilmiş kontrol yöntemlerden biri olan PD tip bulanık kontrol sistemi için ilk olarak Matlab&Simulink ortamında kontrol modeli tasarlanmıştır. Şekil 2.25’de Adams ile oluşturulmuş sistem dinamik modelini ve PD kontrolörü içeren Simulink modeli görülmektedir. Oluşturulan modelde yalpa açısı ve yalpa hızına göre giriş değişkeni olan lineer aktüatörün üreteceği aktif kuvvet değeri, PD kontrolör tarafından hesaplanmış ve sistem modeline uygulanmıştır. Böylece yalpa açısı kontrol edilerek iyileştirilmeye çalışılmıştır.



Şekil 2.25. PD tip bulanık kontrolör ile aktif viraj denge çubuğu kontrolüne ait Simulink modeli

PD tip bulanık kontrolörün Şekil 2.24’de gösterilmiş olan kontrol şeması referans alınarak tasarlanmış olan PD tip bulanık kontrolörün iç yapısı Şekil 2.26’da gösterilmiştir.



Şekil 2.26. PD tip bulanık kontrolörün iç yapısı

Tablo 2.3’de PD tip bulanık kontrolde kullanılan kontrolör parametreleri gösterilmiştir.

Tablo 2.3. PD bulanık kontrolör parametreleri

Parametre	Değer
GE	2
GCE	0,1
GCU	1,5

Bu parametreler hesaplanırken denklem (2.3), (2.4) ve denklem (2.5) kullanılmıştır (Mathworks, 2018).

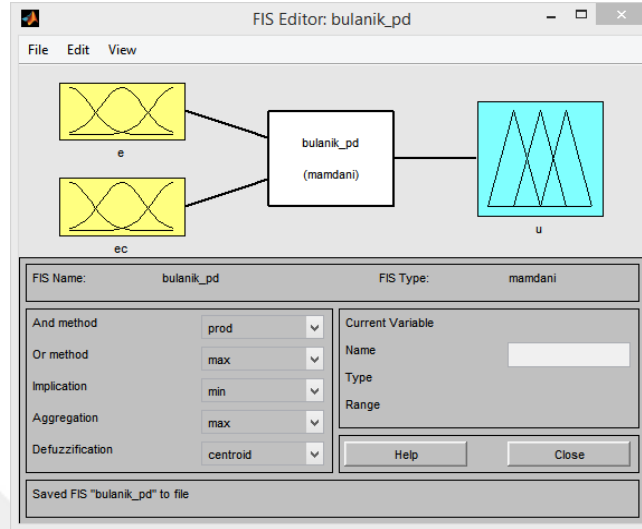
$$K_p = GCU * GCE + GU * GE \quad (2.3)$$

$$K_i = GCU * GE \quad (2.4)$$

$$K_d = GU * GCE \quad (2.5)$$

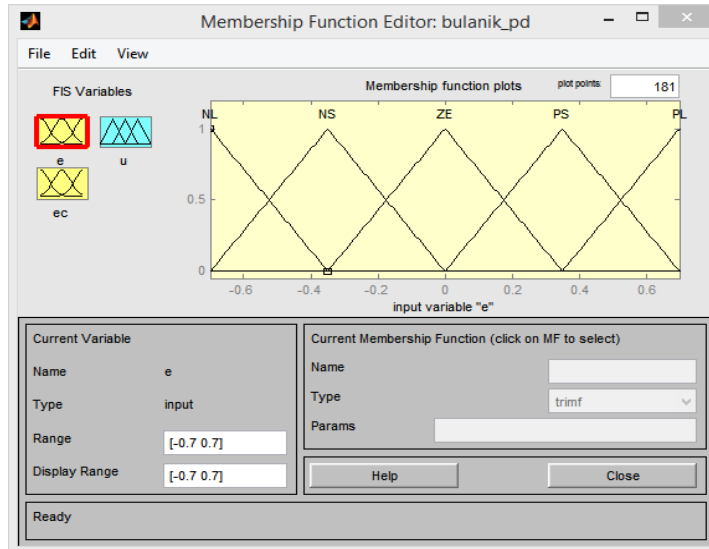
Sistemde kullanılmış olan PD tip bulanık kontrolör biriminin yapısına ait Simulink arayüzü Şekil 2.27’de görülmektedir. Sistemde yer alan PD tip bulanık kontrolörün e ve ec olmak üzere iki adet girişi ve u olmak üzere bir adet çıkışı bulunmaktadır. Burada e yalpa açısı ec yalpa açısı hata değişim hızını, u ise viraj denge çubuğu için gerekli olan kuvvet değerini (matlab piston force) ifade etmektedir. PD tip bulanık kontrolöre ait çıkış değeri, giriş değerlerinin kural tabanına göre işlenmesiyle elde edilir.

PD tip bulanık kontrolörde bulanık çıkarım yöntemi olarak Mamdani yöntemi tercih edilirken durulama işleminde ağırlık merkezi yöntemi tercih edilmiştir.



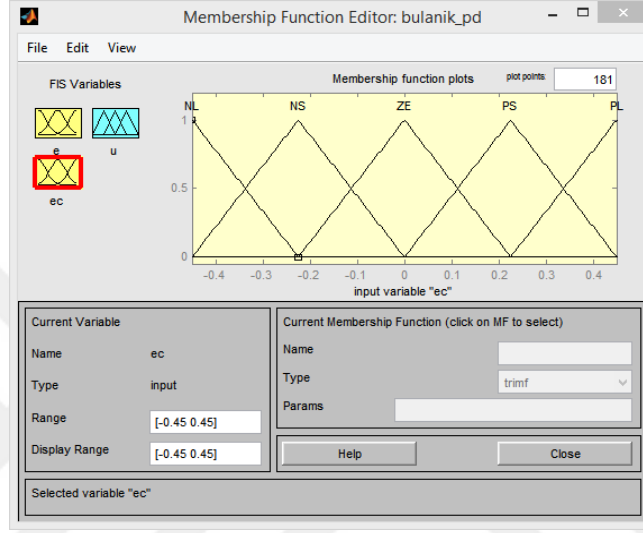
Şekil 2.27. PD tip bulanık kontrolör birimin yapısına ait Simulink arayüzü

PD tip bulanık kontrolörün giriş değişkeni olan “yalpa açısı” için Şekil 2.28’de Simulink arayüzünde gösterilmiş olan üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Şekilde görüldüğü üzere burada yalpa açısı değişkeninin  $[-0,7 \ 0,7]$  aralığında alacağı değerler NL (Negatif Büyük), NS (Negatif Küçük), ZE (Sıfır), PS (Pozitif Küçük), PL (Pozitif Büyük) bulanık kümelerine ait olma derecelerine göre bulanıklaştırılmaktadır.



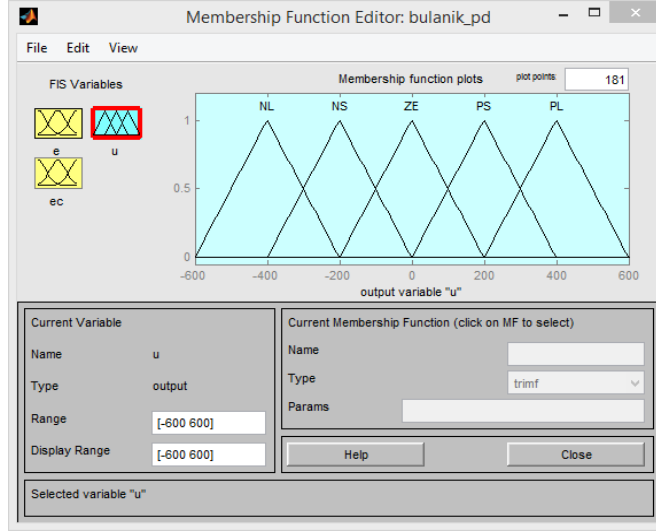
Şekil 2.28. PD tip bulanık kontrolör yalpa açısı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

PD tip bulanık kontrolörün diğeri bir giriş değişkeni olan “yalpa açısı hata değişim hızı” için ise Şekil 2.29’da Simulink arayüzünde gösterilmiş olan üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Burada “yalpa açısı hata değişim hızı” değişkeninin [-0,45 0,45] aralığında alacağı değerler NL (Negatif Büyük), NS (Negatif Küçük), ZE (Sıfır), PS (Pozitif Küçük), PL (Pozitif Büyük) bulanık kümelerine ait olma derecelerine göre bulanıklaştırılmaktadır.



Şekil 2.29. PD tip bulanık kontrolör yalpa açısı hata değişim hızı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

PD tip bulanık kontrolör çıkış değişkeni olan “matlab piston force” için ise Şekil 2.30’da Simulink arayüzünde gösterilmiş olan üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Burada “matlab piston force” değişkeninin [-600 600] aralığında alacağı değerler NL (Negatif Büyük), NS (Negatif Küçük), ZE (Sıfır), PS (Pozitif Küçük), PL (Pozitif Büyük) bulanık kümelerine ait olma derecelerine göre bulanıklaştırılmaktadır.



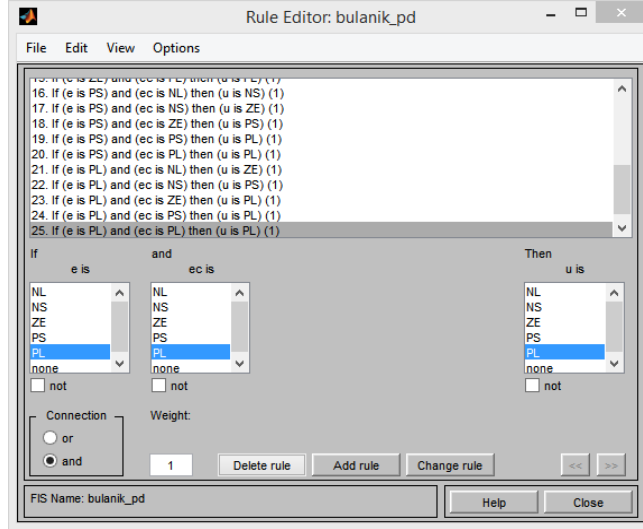
Şekil 2.30. PD tip bulanık kontrolör çıkış değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

PD tip bulanık kontrolörün giriş ve çıkış değişkenlerinin üyelik fonksiyonları tanımlandıktan sonra kural tabanı tasarlanmıştır. Üyelik fonksiyonları tanımlanmış olan iki adet giriş değişkeninin PD tip bulanık kontrolöre uygulanması sonucunda PD tip bulanık kontrolör bu girişleri bu kural tabanına göre işleyerek uygun bir çıkış değeri oluşturur. PD tip bulanık kontrolör için Tablo 2.4’de gösterilmiş olan kural tablosu kullanılarak 25 adet kural içeren bir kural tabanı oluşturulmuştur. Bu kurallar, yalpa açısı ve yalpa açısı hata değişim hızı değerlerinin ait oldukları üyelik derecelerine göre kontrolör çıkışındaki viraj denge çubuğu için gerekli olan kuvvet değerinin belirlenmesinde kullanılmıştır.

Tablo 2.4. PD bulanık kontrolör kural tablosu

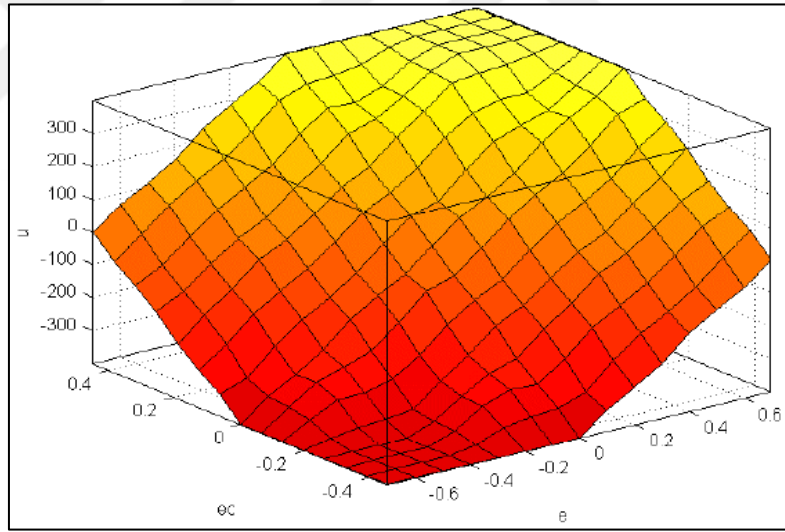
e \ ec	PL	PS	ZE	NS	NL
PL	PL	PL	PL	PS	ZE
PS	PL	PL	PS	ZE	NS
ZE	PL	PS	ZE	NS	NL
NS	PS	ZE	NS	NL	NL
NL	ZE	NS	NL	NL	NL

Daha sonra bu kurallar “if ... and ... then ... ” formunda Şekil 2.31’de gösterilmiş olan Simulink rule editör arayüzü kullanarak PD tip bulanık kontrolöre eklenmiştir.



Şekil 2.31. Matlab&Simulink rule editor arayüzü

PD tip bulanık kontrolöre eklenmiş olan kuralların oluşturduğu kural tabanının üç boyutlu düzlemdeki görüntüsü Şekil 2.32’de gösterilmiştir.



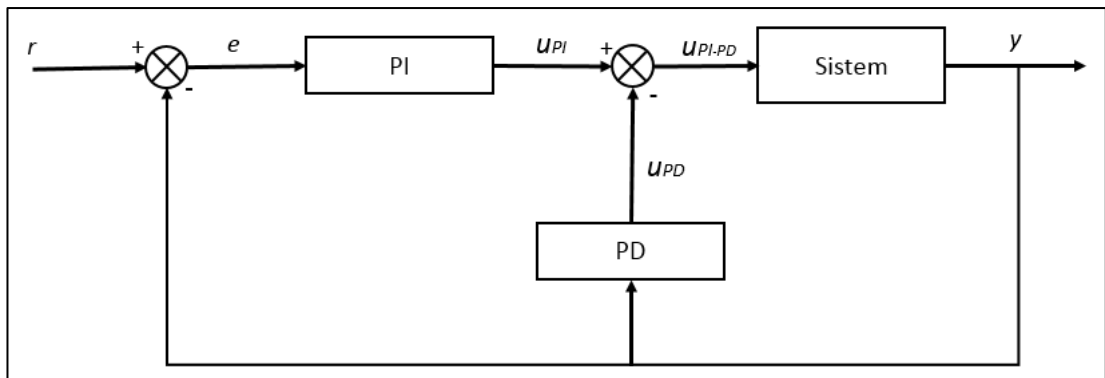
Şekil 2.32. Kural tabanının üç boyutlu düzlemdeki görüntüsü

#### 2.2.4. Bulanık PI-PD tip kontrol

Klasik PID kontrolör, türev tepmesi (derivative kick) etkisi haricinde küçük gecikmelerle sabit zamanlı sistemlerin kontrolü için uygundur. Fakat rezonans, entegratör ve kararsız transfer fonksiyonlarına sahip sistemlerin kontrolünde zorluklar bulunmaktadır (Atherton, 1999). Özellikle PID kontrolöre yüksek gürültülü giriş sinyalleri uygulandığında çıkış sinyalinde tepme (kick) olarak bilinen ani bir yükseliş meydana gelir (Johnson, 2005). Türev tepmesi (derivative kick), PID kontrolörün

matematiksel yapısı gereği hata yönünde pozitiften negatife veya ters yönde ani bir değişiklik olduğunda türev kavramının aşırı bir şekilde artma eğiliminde oluşur (Muniandy, 2015). PI-PD kontrolör, PID kontrolörün modifiye edilmiş bir formudur. PD geri beslemesi tarafından değiştirilen sistem transfer fonksiyonunun PI kontrolüne karşılık gelen PI-PD kontrolör, çeşitli durumlarda gelişmiş bir kontrol imkânı sağlayabilmektedir. Bu uygulama türevsel eylem ile ilişkili olan türev tepmesi sorununu önler. Dahası, iç geri besleme döngüsündeki PD; açık döngü kutuplarını uygun konumlara yerleştirilmesini sağlayarak, rezonanslara, kararsız veya çift katlı kutuplara sahip açık döngü sistem transfer fonksiyonları için iyi bir kontrol imkânı sağlamaktadır. Klasik PI-PD kontrolörler, doğrusal olmayan, yüksek dereceli ve zaman gecikmeli ve özellikle hassas matematiksel modelleri olmayan karmaşık ve belirsiz sistemlerde iyi performans gösterememektedir. Bu zorlukların üstesinden gelmek için sistemlerin kontrolünde klasik olmayan bulanık PI-PD tip kontrolör kullanılmaya başlanmıştır (Mahji, 2004).

Şekil 2.33’de PI-PD tip kontrolöre ait kontrol şeması görülmektedir. PI-PD tipi bulanık kontrolör için türev işlemi, geri besleme hatasından sonra değil, sistem geri beslemesinin ölçüm bölgesine yerleştirilir. PI-PD tip bulanık kontrolörün çıkışı  $u_{PI-PD}(nT)$  ile ifade edilirken burada  $u_{PI}(nT)$  PI çıkışını ve  $u_{PD}(nT)$  PD çıkışını ifade etmektedir. Laplace tanım kümesi kullanılarak her iki klasik PI ve PD kontrolörler sırasıyla denklem (2.6) ve denklem (2.7) görüldüğü gibi ifade edilir. Burada,  $e(s)$  PI kontrolörü etkileyen hata sinyalini,  $y(s)$  PD kontrolü etkileyen sistem çıkışını ifade ederken,  $K_p^c$  oransal kazanç değerini,  $K_i^c$  integral kazanç değerini ve  $K_d^c$  türev kazanç değerini ifade etmektedir (Muniandy, 2015).



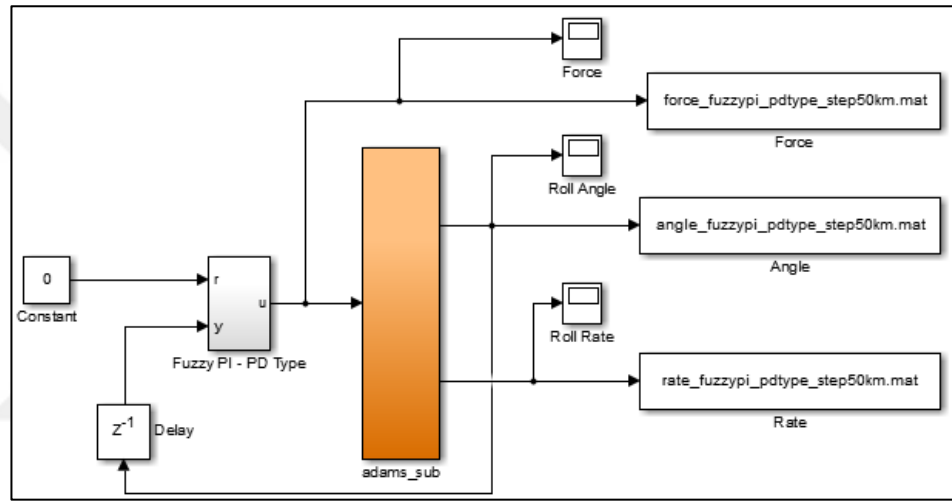
Şekil 2.33. PI-PD tip bulanık kontrol şeması



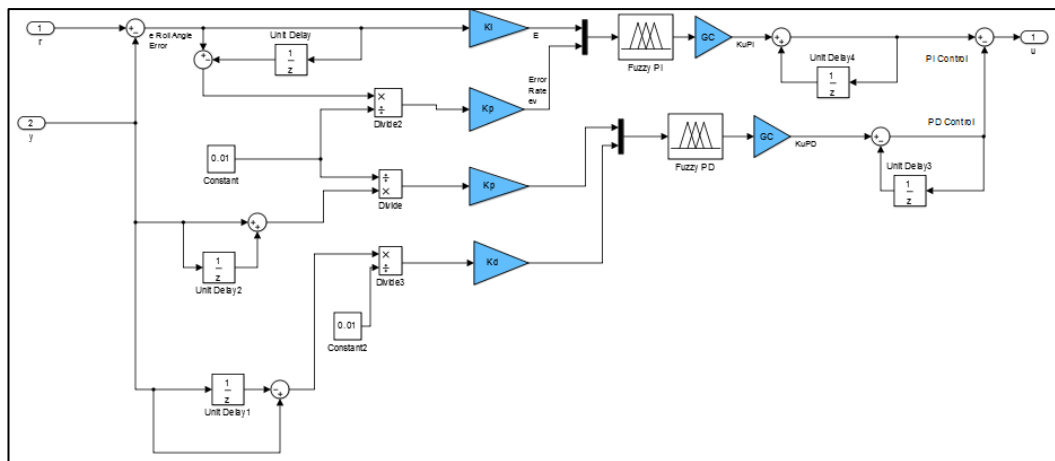
$$u_{PI}(s) = \left( K_P^c + \frac{K_i^c}{s} \right) e(s) \quad (2.6)$$

$$u_{PD}(s) = \left( K_P^c + K_d^c s \right) y(s) \quad (2.7)$$

Aktif viraj denge çubuğunun kontrolü kapsamında yapılan bu çalışmada belirlenmiş kontrol yöntemlerinden birisi de PI-PD tip kontroldür. PI-PD tip kontrol kapsamında Şekil 2.34’de görülen Simulink modeli oluşturulmuştur. Adams sistem modelini ve PI-PD tip bulanık kontrolörü içeren bu modelde bulunan bulanık kontrolörün iç yapısı ise Şekil 2.35’de gösterilmiştir.



Şekil 2.34. PI-PD tip bulanık kontrolör ile aktif viraj denge çubuğu kontrolüne ait Simulink modeli



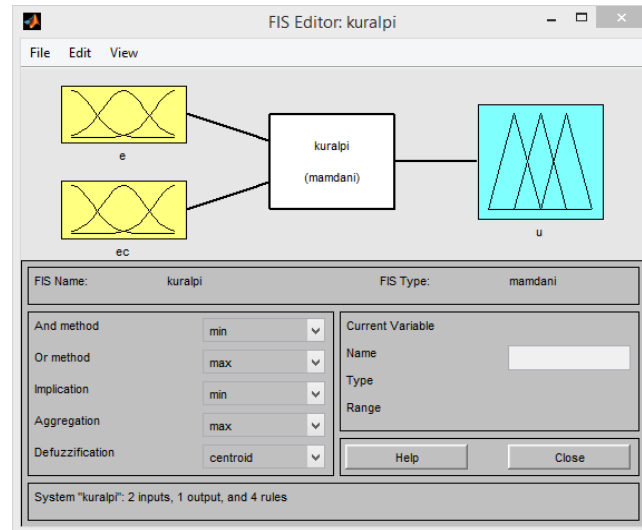
Şekil 2.35. PI-PD tip bulanık kontrolörün iç yapısı

PI-PD tip bulanık kontrolörde kullanılmış olan parametreler Tablo 2.5’de verilmiştir. Bu parametreler deneme yanılma yöntemi ile seçilerek optimize edilmiştir.

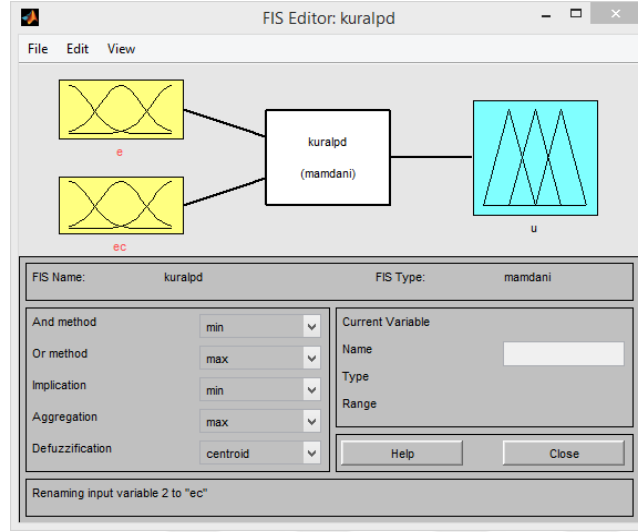
Tablo 2.5. PI-PD bulanık kontrolör parametreleri

Parametreler	Değer
$K_p$	0,9867
$K_i$	0,9975
$K_d$	0,9742
GC	0,5

PI-PD tip bulanık kontrolör ile yalpa açısı ve yalpa hızına göre giriş değişkeni olan lineer aktüatörün ürettiği aktif kuvvet değeri hesaplanmış ve sistem modeline uygulanmıştır. Sistemin bir çıktısı olarak yalpa açısı kontrol edilmiştir. PI-PD tip bulanık kontrol işlemi kapsamında PI ve PD olmak üzere iki adet kontrolör tasarlanmıştır. PI ve PD için tasarlanmış olan bulanık kontrolör birim yapıları sırasıyla Şekil 2.36 ve Şekil 2.37’de gösterilmiştir. PI ve PD tip bulanık kontrolörlerde ayrı ayrı olmak üzere e ve ec olmak üzere iki adet girişi ve u olmak üzere bir adet çıkışı bulunmaktadır. Burada e yalpa açısı ec yalpa açısı hata değişim hızını, u ise viraj denge çubuğu için gerekli olan kuvvet değerini (matlab piston force) ifade etmektedir. Her iki kontrolördeki çıkış değeri, giriş değerlerinin kural tabanına göre işlenmesiyle elde edilmektedir. Kontrolörlerde bulanık çıkarım yöntemi olarak Mamdani yöntemi kullanılmış durulama işleminde ağırlık merkezi yöntemi tercih edilmiştir.

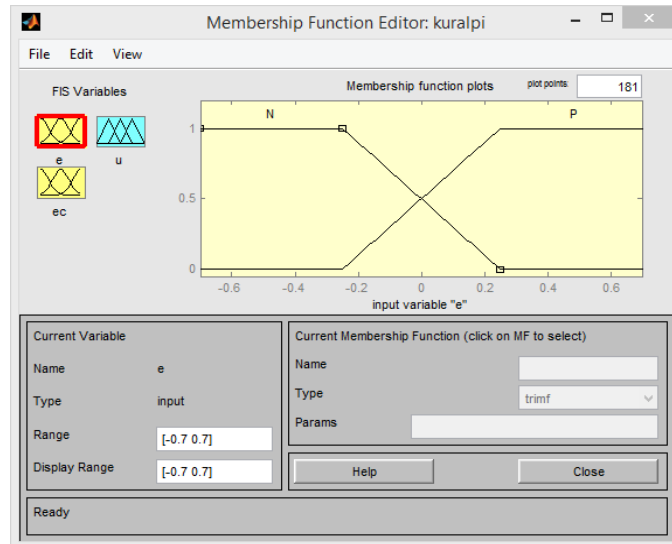


Şekil 2.36. PI-PD tip bulanık kontrolör PI kontrolör birimi yapısına ait Simulink arayüzü

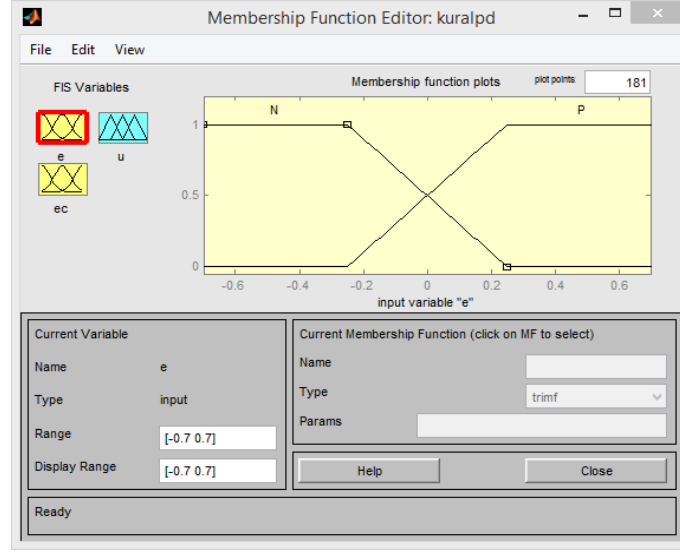


Şekil 2.37. PI-PD tip bulanık kontrolör PD kontrolör birimi yapısına ait Simulink arayüzü

PI ve PD kontrolör için giriş değişkenleri “yalpa açısı” Şekil 2.38 ve Şekil 2.39’da gösterildiği şekilde tanımlanmıştır. Her iki kontrolör için üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Giriş değişkeni olarak tanımlanan yalpa açısı değişkenleri  $[-0,7 \ 0,7]$  aralığında alacağı değerler N (Negatif), ZE (Sıfır), P (Pozitif) bulanık kümelerine ait olma derecelerine göre bulanıklaştırılmaktadır.

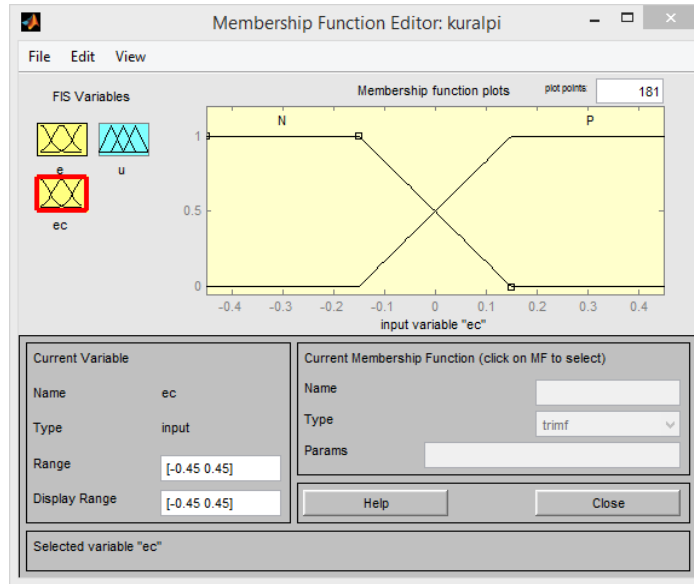


Şekil 2.38. PI-PD tip bulanık kontrolör PI kontrolör yalpa açısı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

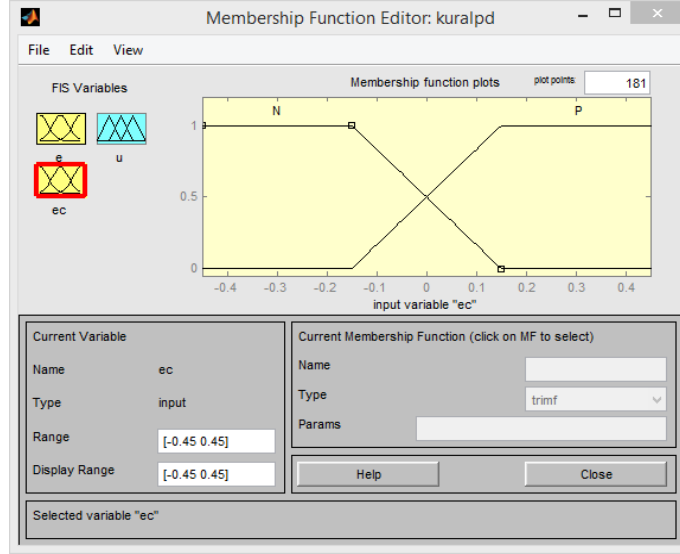


Şekil 2.39. PI-PD tip bulanık kontrolör PD kontrolör yalpa açısı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

PI ve PD kontrolörün diğer bir giriş değişkeni olan “yalpa hızı” Şekil 2.40 ve Şekil 2.41’de gösterildiği şekilde tanımlanmıştır. Her iki kontrolörün giriş değişkenleri için üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Giriş değişkeni olarak tanımlanan “yalpa açısı hata değişim hızı” değişkenleri  $[-0,45, 0,45]$  aralığında alacağı değerler N (Negatif), ZE (Sıfır), P (Pozitif) bulanık kümelerine ait olma derecelerine göre bulanıklaştırılmaktadır.

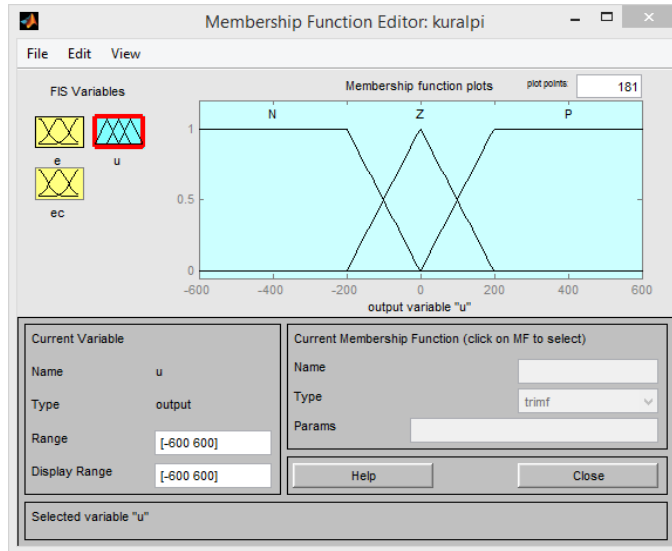


Şekil 2.40. PI-PD tip bulanık kontrolör PI kontrolör yalpa açısı hata değişim hızı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

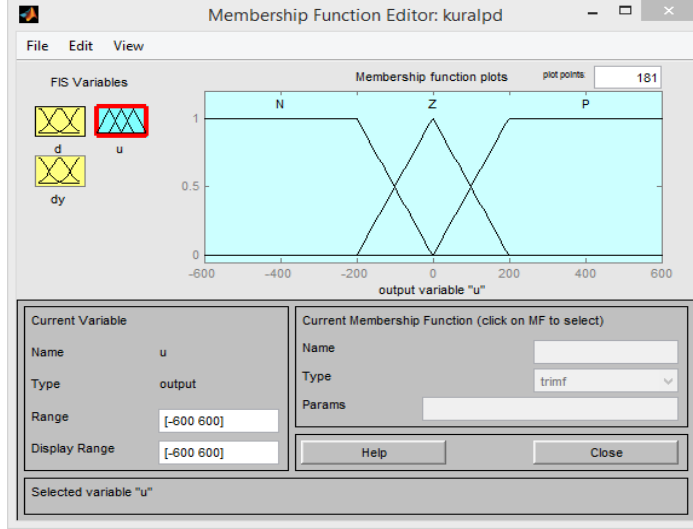


Şekil 2.41. PI-PD tip bulanık kontrolör PD kontrolör yalpa açısı hata değişim hızı değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

PI ve PD kontrolörün çıkış değişkeni olan “matlab piston force” Şekil 2.42 ve 2.43’de gösterildiği şekilde tanımlanmış ve Simulink arayüzünde gösterilmiş olan üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır. Her iki kontrolör için “matlab piston force” değişkenin [-600 600] aralığında alacağı değerler N (Negatif), ZE (Sıfır), P (Pozitif) bulanık kümelerine ait olma derecelerine göre bulanıklaştırılmaktadır.



Şekil 2.42. PI-PD tip bulanık kontrolör PI kontrolör çıkış değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü



Şekil 2.43. PI-PD tip bulanık kontrolör PD kontrolör çıkış değişkeni üyelik fonksiyonlarına ait Simulink arayüzü

PI-PD tip bulanık kontrolöre ait PI ve PD kontrolörlerin giriş ve çıkış değişkenlerinin üyelik fonksiyonları tanımlandıktan sonra kural tabanı tasarlanmıştır. Her iki ayrı kontrolör için 4 adet kural oluşturulmuştur. Oluşturulan bu kurallar aşağıda verilmiştir.

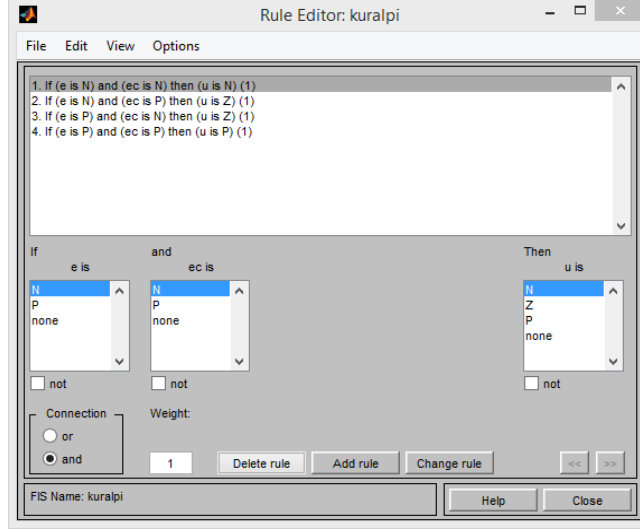
PI Kontrolör için oluşturulan kurallar;

1. EĞER e Negatif (N) ve ec Negatif (N) ise u Negatif (N)
2. EĞER e Negatif (N) ve ec Pozitif (P) ise u SIFIR (Z)
3. EĞER e Pozitif (P) ve ec Negatif (N) ise u SIFIR (Z)
4. EĞER e Pozitif (P) ve ec Pozitif (P) ise u Pozitif (P)

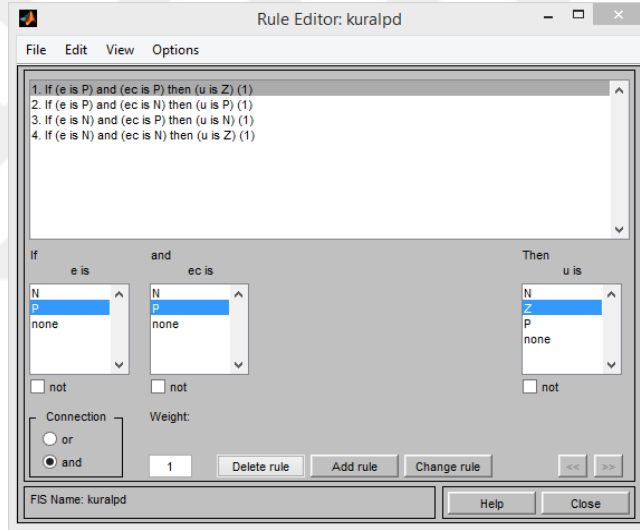
PD Kontrolör için oluşturulan kurallar ise;

5. EĞER e Negatif (N) ve ec Negatif (N) ise u Negatif (N)
6. EĞER e Negatif (N) ve ec Pozitif (P) ise u SIFIR (Z)
7. EĞER e Pozitif (P) ve ec Negatif (N) ise u SIFIR (Z)
8. EĞER e Pozitif (P) ve ec Pozitif (P) ise u Pozitif (P)

PI ve PD kontrolör için ayrı ayrı oluşturulan kurallar, Şekil 2.44 ve Şekil 2.45’de gösterilmiş olan “if ... and ... then ... ” formunda Simulink rule editor arayüzü kullanarak kontrolörlere eklenmiştir.

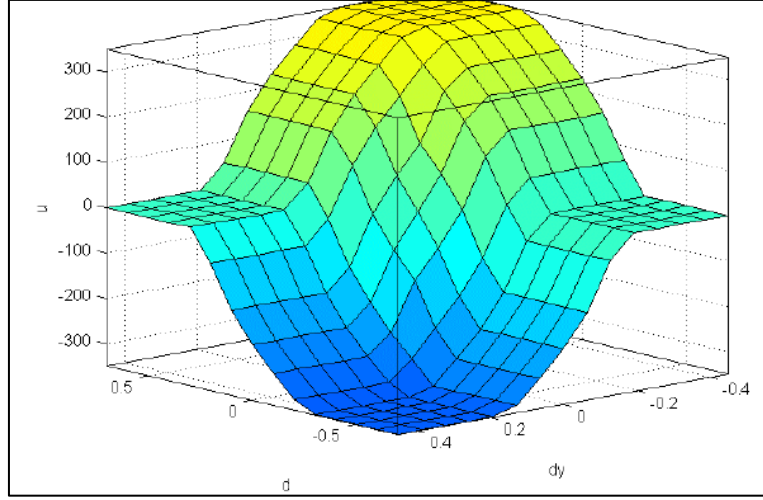


Şekil 2.44. PI kontrolör Matlab&Simulink rule editor arayüzü



Şekil 2.45. PD kontrolör Matlab&Simulink rule editor arayüzü

Kontrolörlere eklenmiş olan kurallar, yalpa açısı ve yalpa açısı hata değişim hızı değerlerinin ait oldukları üyelik derecelerine göre PI-PD kontrolör çıkışındaki viraj denge çubuğu için gerekli olan kuvvet değerinin hesaplanmasında kullanılmıştır. Kuralların oluşturduğu kural tabanının üç boyutlu düzlemdeki görüntüsü Şekil 2.46’da gösterilmiştir.



Şekil 2.46. PI-PD kontrolör kural tabanının üç boyutlu düzlemdeki görüntüsü



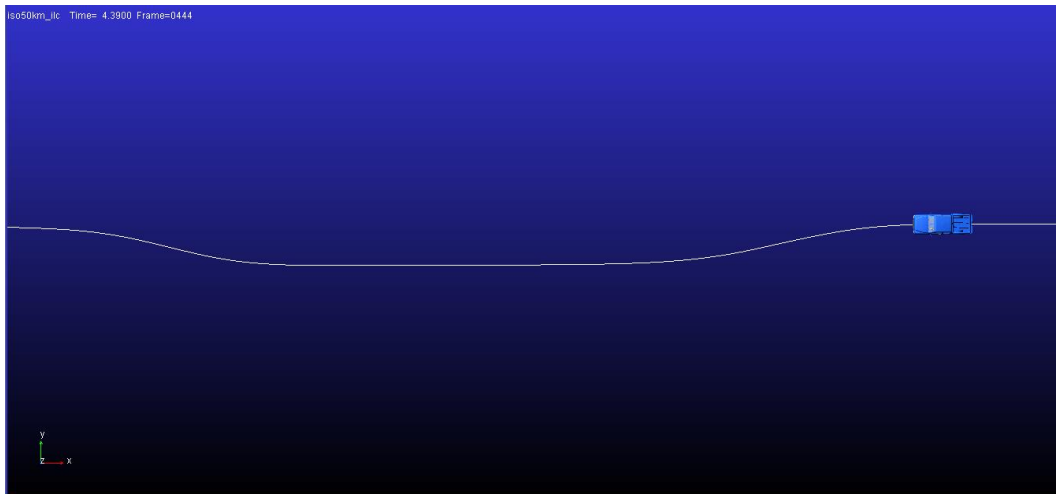
### 3. SİMÜLASYONLAR

Bu tez çalışması kapsamında dinamik simülasyonlarda International Standard ISO 3888-2 standardı tarafından belirlenmiş olan ISO şerit değiştirme (ISO lane change), (ISO 3888-2), Fish Hook manevrası ve step manevrası olmak üzere 3 farklı görev profili tercih edilmiştir.

Görev profillerine uygun olarak taşıt hızının 40 km/h, 50 km/h ve 70 km/h olduğu durumlardaki simülasyonlar Simulink ortamında koşturulmuş ve aktif viraj denge çubuğunun kontrolü kapsamında kontrolör performansları analiz edilmiştir.

#### 3.1. ISO Şerit Değiştirme Görev Profili

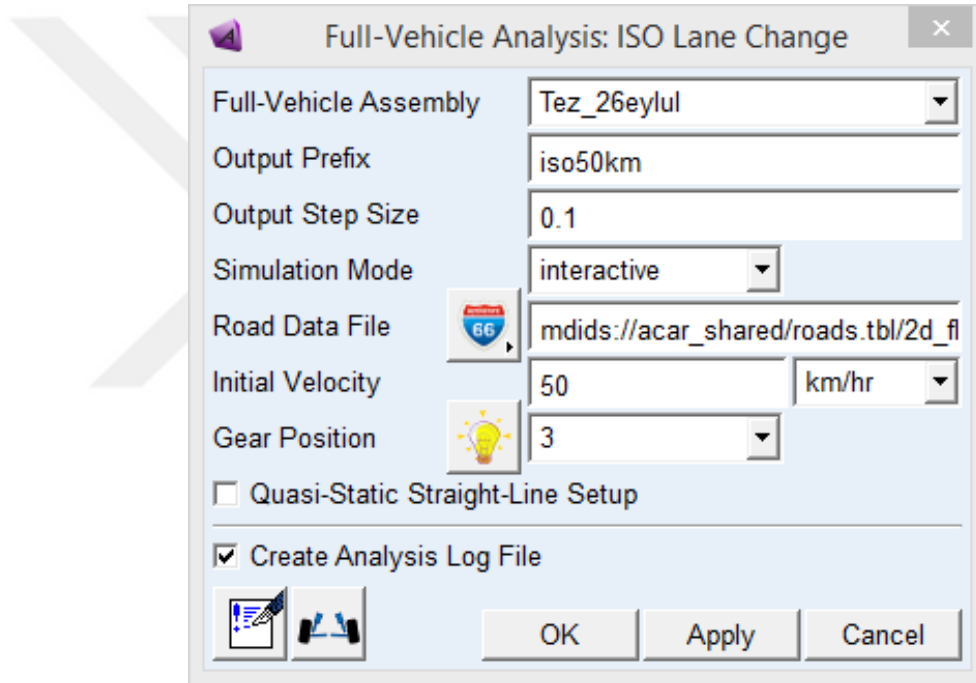
International Standard ISO 3888-2 standardı (ISO 3888-2) tarafından belirlenmiş olan ISO şerit değiştirme testi, aracın çarpışmasını önlemek için gerçekleştirilen senaryoyu taklit etmektedir. Bu test profili aracın çarpışmayı önlemek için sürücü tarafından ani olarak uygulanan direksiyon açısı ile manevra almasını içermektedir. Sürücü tarafından ani olarak yapılan manevra hareketi ile taşıt yalpa açısı artar. Bunun sonucunda aracın savrulma ve devrilme riski artar. Şekil 3.1’de ISO şerit değiştirme hareketi yapan arazi aracı için gerçekleştirilmiş olan Adams/Car simülasyonu görülmektedir.



Şekil 3.1. Adams/Car ile bir arazi aracının ISO şerit değiştirme simülasyonu

Tez çalışması kapsamında ISO şerit değiştirme simülasyonu için Adams/Car simülasyon modülü kullanılarak ISO Lane Change simülasyon tipi seçilmiştir. Simülasyon için araç hız değerleri 50 km/h ve 70 km/h ve vites durumları sırasıyla 3. ve 5. vites olarak belirlenmiştir.

ISO şerit değiştirme görev profili için Adams/Car ortamında Full-Vehicle Analysis>Course Events>ISO Lane Change aşamaları takip edilerek ve Şekil 3.2’de görülen simülasyon arayüzü kullanılarak görev profili tanımlanmıştır. Görev profili için simülasyon süresi 12 saniye ve çıkış adım büyüklüğü 0,1 saniye olarak belirlenmiştir.

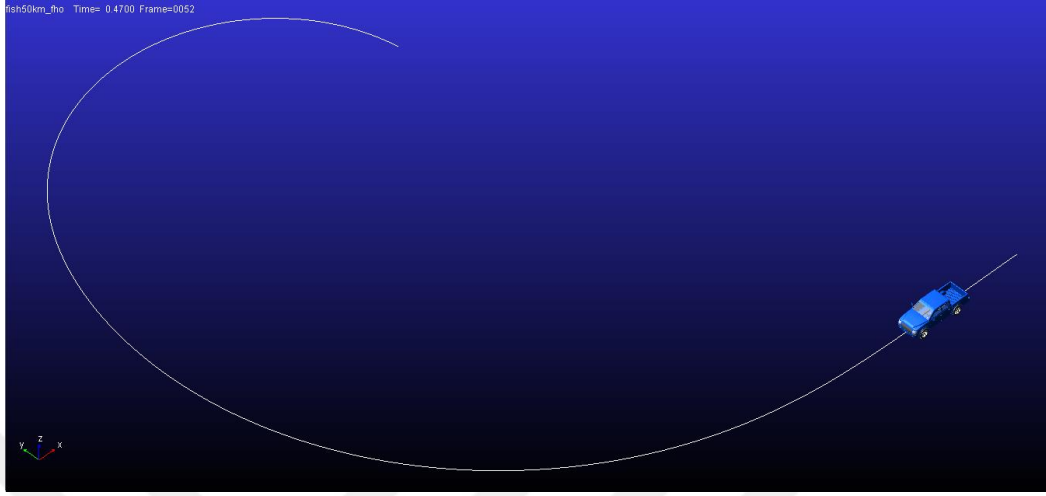


Şekil 3.2. Adams/Car ISO şerit değiştirme simülasyon arayüzü

### 3.2. Fish Hook Manevra Görev Profili

Fish Hook manevra hareketi, aracın yalpa hareketini arttırma yönelik bir görev profilidir. Bu görev profili, acil durumlarda sürücünün araç direksiyon limitlerini aştığı bir senaryoyu taklit etmektedir. Bu durumda araç hareketinde belirgin bir yalpalanma meydana gelir. Bu yalpalanma hareketinin etkisi ile tekerleklerin yol teması azalır ve araç devrilme riskine maruz kalır.

Şekil 3.3’de Fish Hook manevra hareketi yapan arazi aracı için gerçekleştirilmiş olan Adams/Car simülasyonu görülmektedir.



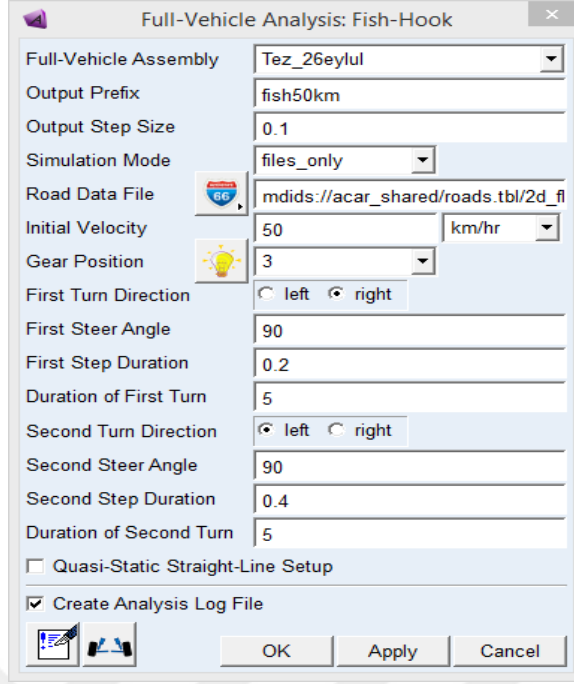
Şekil 3.3. Adams/Car ile bir arazi aracının Fish Hook simülasyonu

Fish Hook manevra simülasyonu için Adams/Car simülasyon modülü kullanılarak Fish Hook manevrası simülasyon tipi seçilmiş ve simülasyon için araç hız değerleri 50 km/h ve 70 km/h ve vites durumları sırasıyla 3. ve 5. vites olarak belirlenmiştir.

Fish Hook görev profili için Adams/Car ortamında sırasıyla Full-Vehicle Analysis>Open-Loop Steering Events>Fish Hook aşamaları takip edilerek ve Şekil 3.4’de görülen simülasyon arayüzü kullanılarak görev profili tanımlanmıştır.

Görev profili için simülasyon süresi 10 saniye ve çıkış adım büyüklüğü değeri 0,1 saniye olarak belirlenmiştir. Görev profili 1 ve 2 olmak üzere iki adet manevra durumu içermektedir.

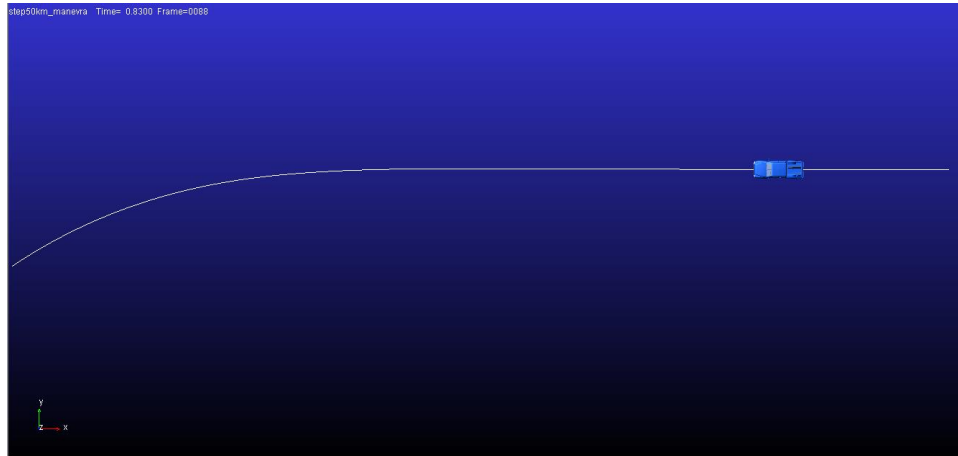
Her iki manevra durumu için araç sağa doğru dönecek şekilde 90 derece direksiyon açısı tanımlanmıştır. Manevra durumları için birinci ve ikinci basamak süresi değeri sırasıyla 0,2 ve 0,4 saniye olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.4. Adams/Car Fish Hook simülasyon arayüzü

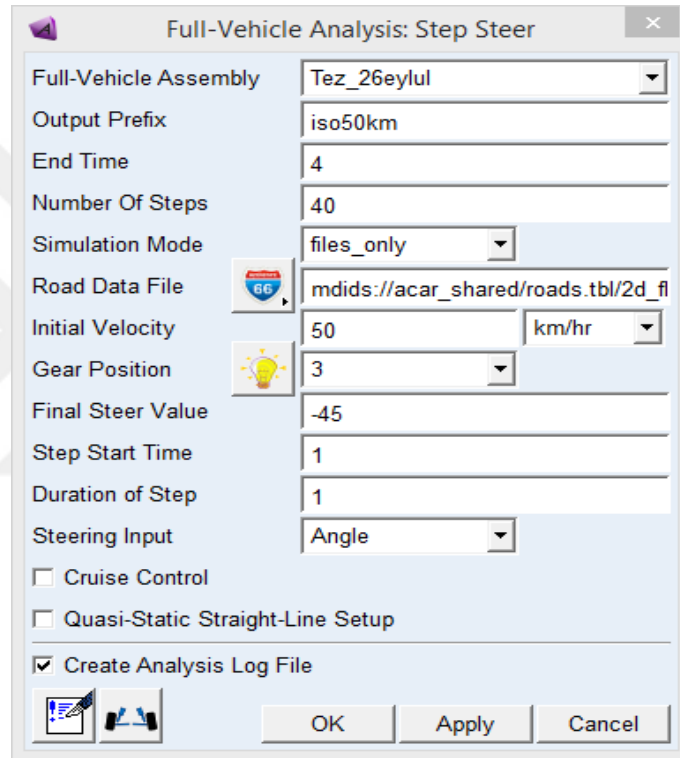
### 3.3. Step Manevra Görev Profili

Step manevrası görev profili, ani değişen direksiyon açısı esnasında sürüş dinamiklerinin davranışını ölçmek için kullanılmaktadır. Bu manevra hareketi, aracın ani kademeli olarak uygulanan direksiyon girişine tepkisi, aracın mevcut hızı, araç dengesi ve direksiyon sistemi hassasiyeti hakkında bilgi edinilmesini sağlar (Driveability Testing Alliance, 2018). Şekil 3.5’de step manevra hareketi yapan arazi aracı için gerçekleştirilmiş olan Adams/Car simülasyonu görülmektedir.



Şekil 3.5. Adams/Car ile bir arazi aracının Step manevrası simülasyonu

Step manevra simülasyonu için Adams/Car simülasyon modülü kullanılarak Step manevrası simülasyon tipi seçilmiş ve simülasyon için araç hız değerleri 40 km/h ve 50 km/h ve vites durumları sırasıyla 2. ve 3. vites olarak belirlenmiştir. Step manevrası için Adams/Car ortamında Full-Vehicle Analysis>Open-Loop Steering Events> Step Steering aşamaları takip edilerek ve Şekil 3.6’da görülen simülasyon arayüzü kullanılarak görev profili tanımlanmıştır. Bu simülasyonda direksiyon açısı, sola doğru (-)45° olacak şekilde belirlenmiştir. Step manevrası simülasyonun 1. saniyesinde başlamakta ve 1 saniye sürdükten sonra bitmektedir.



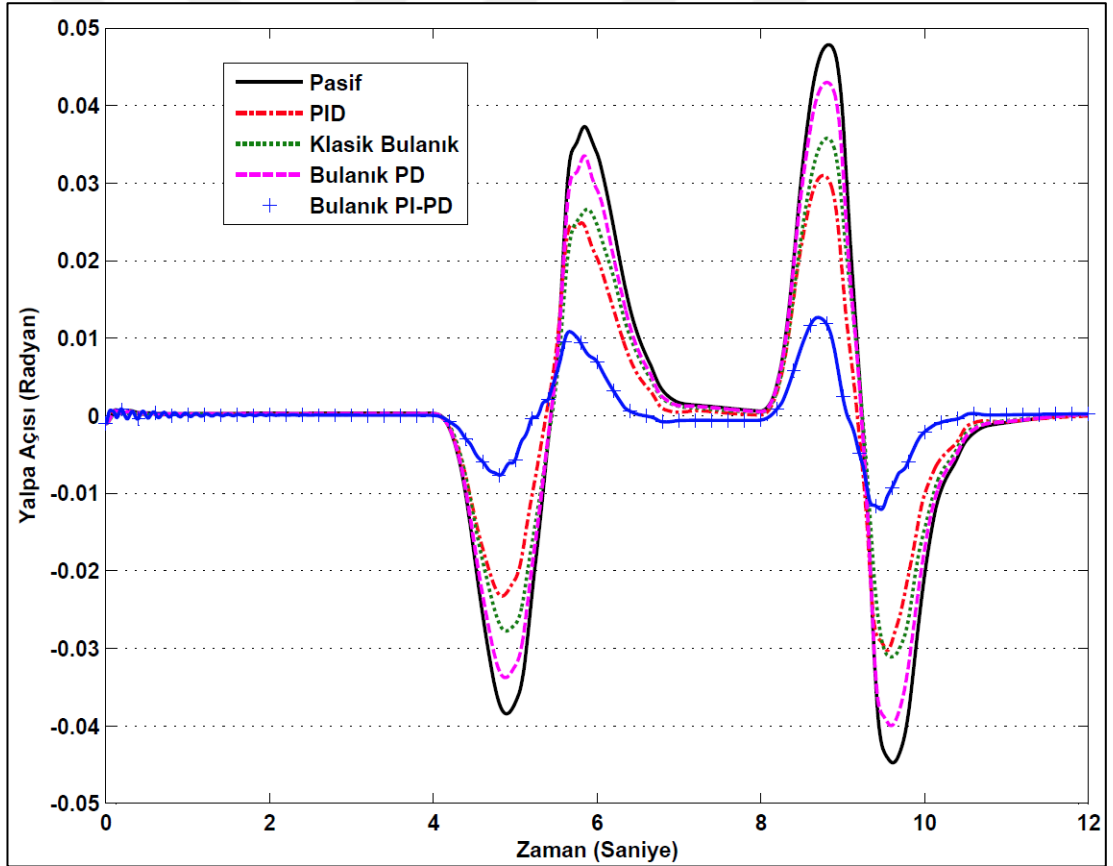
Şekil 3.6. Adams/Car Step manevrası simülasyon arayüzü

#### 4. SİMÜLASYON SONUÇLARI

Bu bölümde üç ayrı görev profili ve tasarlanan farklı kontrol yöntemleri için gerçekleştirilmiş olan simülasyon sonuçlarına yer verilmiştir.

##### 4.1. ISO Şerit Değişirme

ISO şerit değişirme görev profili 50 km/h ve 70 km/h olmak üzere 2 farklı taşıt hızı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.1'de 50 km/h hızda gerçekleştirilen ISO şerit değişirme simülasyonu için yalpa açısı değişimi görülmektedir.

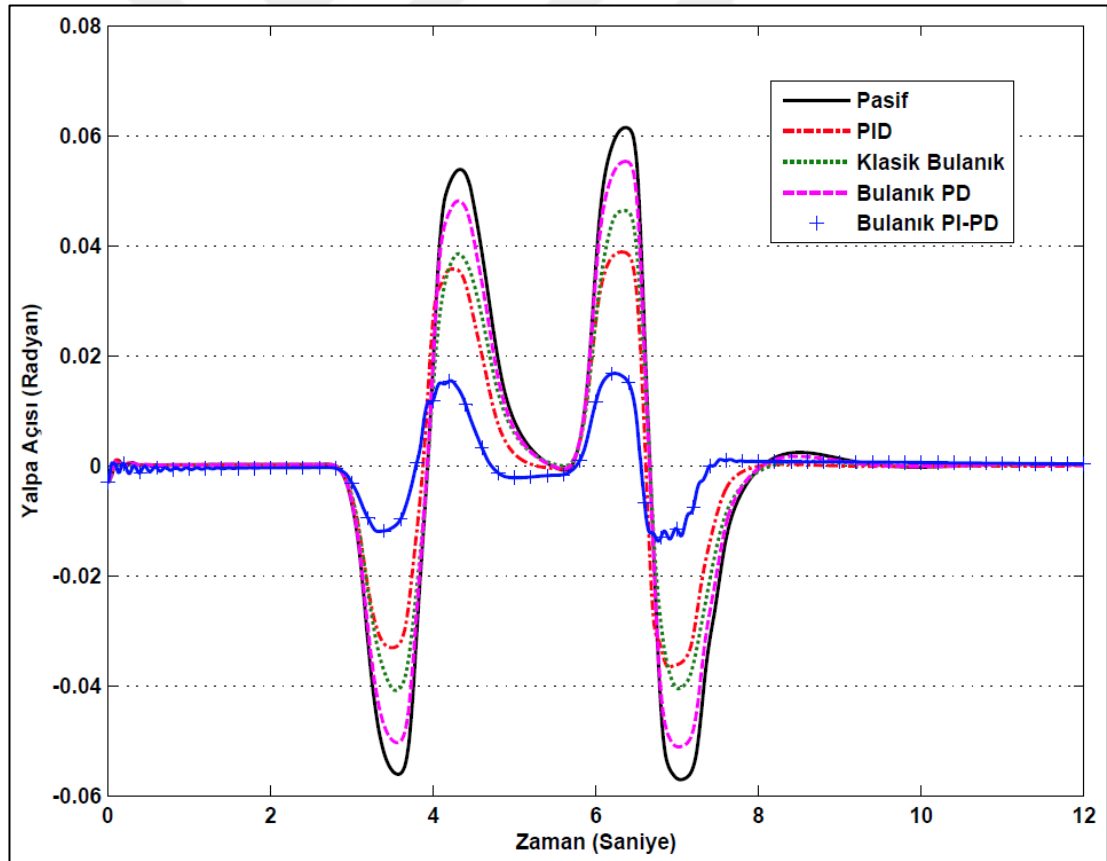


Şekil 4.1. ISO şerit değişirme manevrası 50 km/h yalpa açısı değişimi

ISO şerit değişirme profilinde 5. saniye, 6. saniye, 8,5. saniye ve 9,6. saniyelerde yalpa açısı artmaktadır. Yalpa açısı, direksiyon simidi yön değiştirmesinin ve aracın zıt yönde dönmesinin bir sonucu olarak artmaya devam etmektedir.

Yalpa açısının değişim grafiği incelendiğinde tüm aktif kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısını başarılı bir şekilde azalttığı görülmektedir. Grafik incelendiğinde, Bulanık PD kontrolör diğer kontrolörlere kıyasla yalpa açısını en az iyileştiren kontrolör olarak görülmektedir. Klasik Bulanık kontrolör, Bulanık PD kontrolöre göre daha iyi bir yalpa açısı iyileştirme performansı göstermiştir. Yaygın olarak kullanılan PID kontrolör ise Bulanık PI-PD kontrolörden sonra en iyi yalpa açısı iyileştirme performansını gösteren kontrolördür. Son olarak sisteme uygulanmış olan Bulanık PI-PD kontrolör, görev profili süresince yalpa açısını çok küçük bir değerde tutmayı başarmış ve diğer kontrolörlere göre daha iyi bir yalpa açısı iyileştirme performansı göstermiştir.

Şekil 4.2’de 70 km/h hızda gerçekleştirilmiş olan ISO şerit değiştirme manevrası yalpa açısı değişimi görülmektedir.

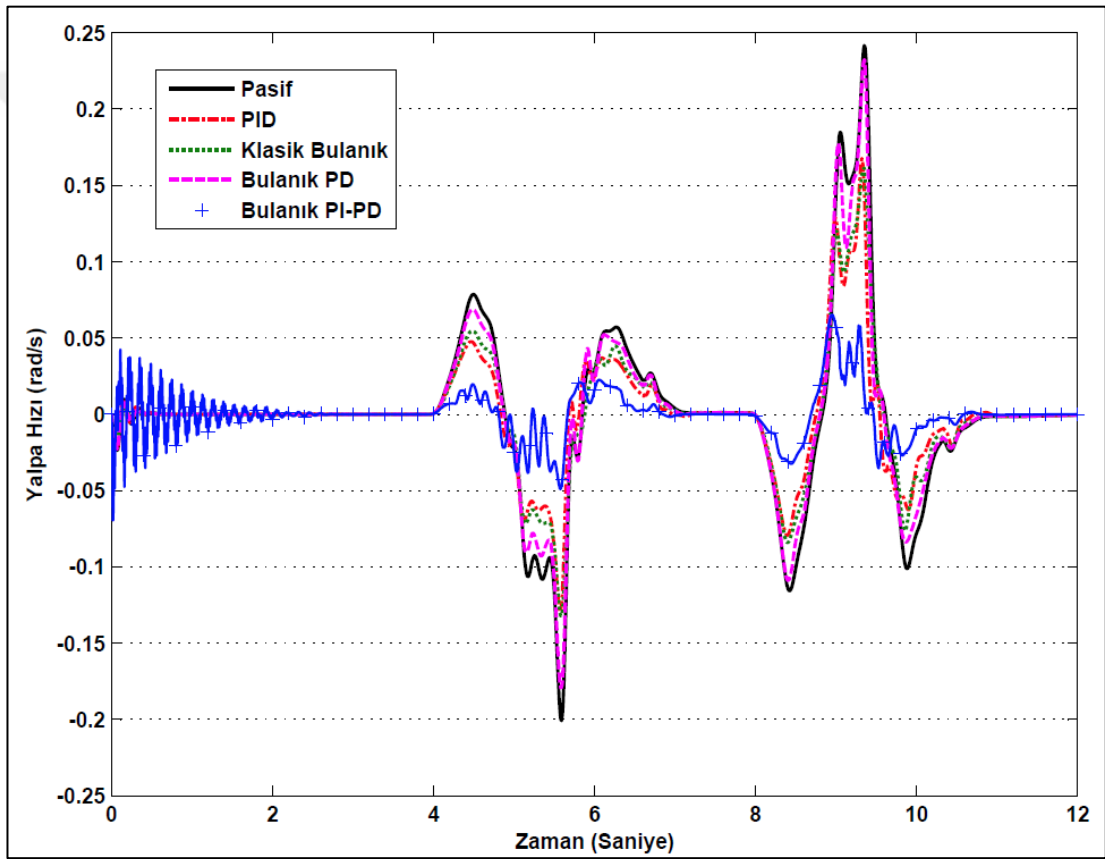


Şekil 4.2. ISO şerit değiştirme manevrası 70 km/h yalpa açısı değişimi

Bu görev profilinde 50 km/h hızda gerçekleştirilmiş olan simülasyon sonuçlarına benzer sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlardan farklı olarak taşıt hızının artması ile

birlikte yalpa açısı daha da artmıştır. Tüm kontrolörler pasif viraj denge çubuğuna göre daha iyi bir yalpa açısı performansı göstermiştir. Kontrolör performansları değerlendirildiğinde en iyi performansı Bulanık PI-PD kontrolör göstermiştir. Yine bulanık PD kontrolör en kötü performansı gösteren kontrolör olmuştur. PID kontrolör Klasik Bulanık kontrolöre göre daha iyi bir performans göstermiş ve performans olarak Bulanık PI-PD kontrolörün gerisinde kalmıştır.

Şekil 4.3’de 50 km/h hızda gerçekleşen ISO şerit değiştirme manevrasında yalpa hızı değişimi görülmektedir.



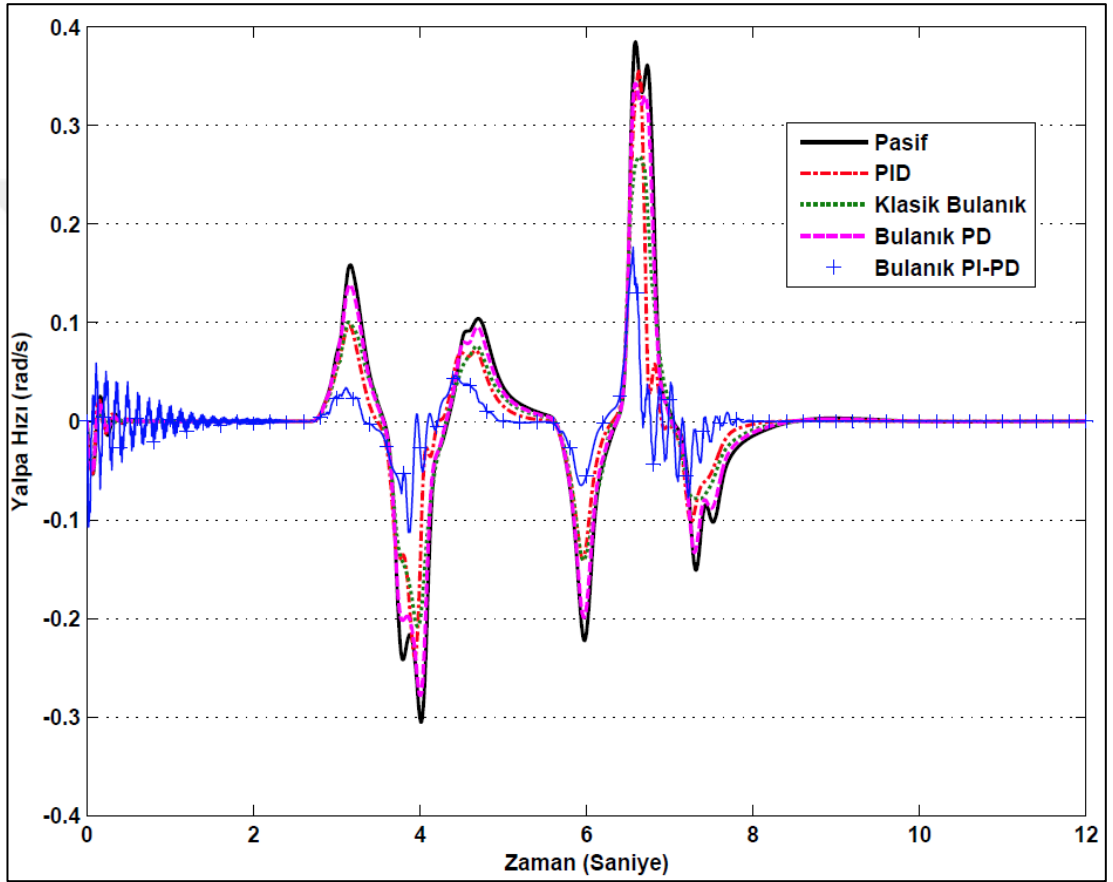
Şekil 4.3. ISO şerit değiştirme manevrası 50 km/h yalpa hızı değişimi

Şekilde görüldüğü üzere, Bulanık PD kontrolör haricindeki tüm kontrolörler pasif viraj denge çubuğuna göre daha az bir yalpa hızı değeri üretmiştir. Bulanık PD kontrolör, pasif viraj denge çubuğuna yakın bir yalpa hızı performansı göstermiştir. PID kontrolör ise Bulanık PI-PD kontrolöre daha kötü bir yalpa hızı iyileştirme performansı gösterirken Klasik Bulanık kontrolöre göre nispeten daha iyi bir performans ortaya koymuştur. Bulanık PI-PD kontrolör, taşıtın ilk ivmelenmesi olarak



tanımlanan 0. ve 1. saniyeler arasında yalpa hızında diğer kontrolörlere göre daha kötü bir performans göstermesi dışında, simülasyon süresi boyunca yalpa hızını arttığı durumlarda yalpa hızını büyük oranda iyileştirmiş ve diğer kontrolörlere göre daha iyi bir performans ortaya koymuştur.

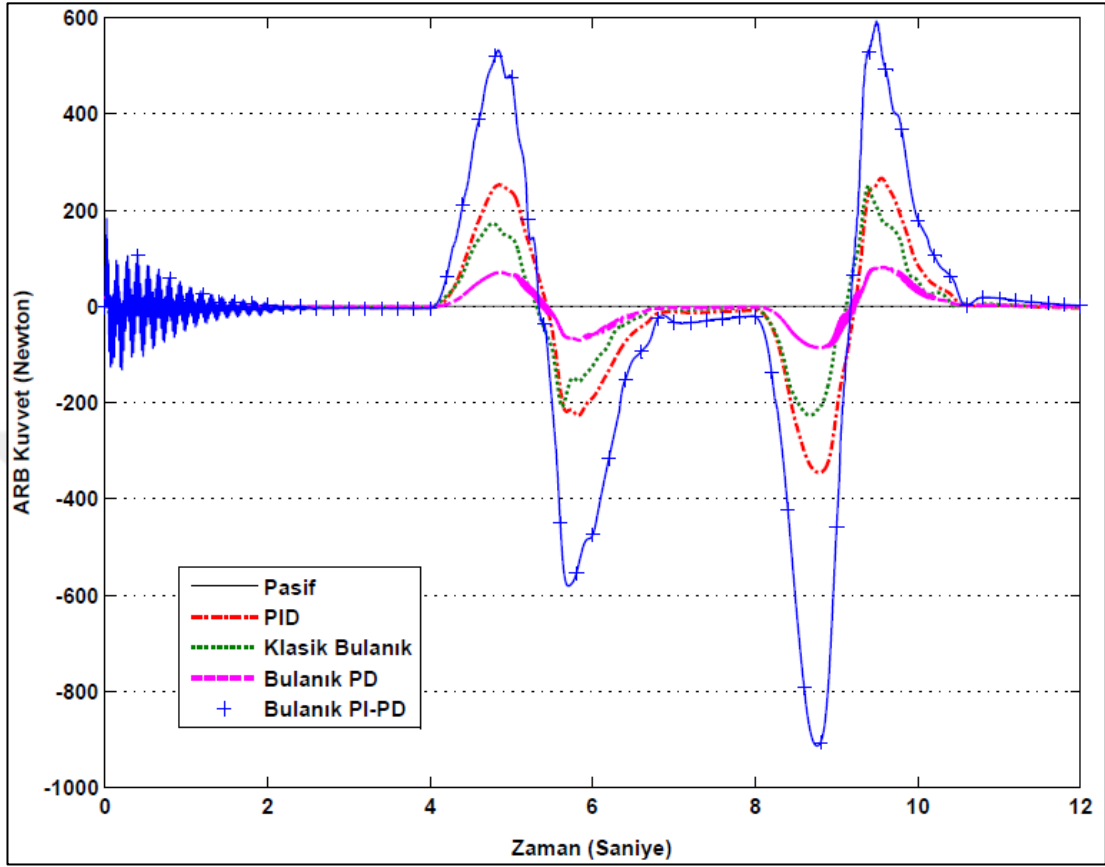
Şekil 4.4'de 70 km/h hızda gerçekleşen ISO şerit değiştirme manevrası yalpa hızı değişim grafiği görülmektedir.



Şekil 4.4. ISO şerit değiştirme manevrası 70 km/h yalpa hızı değişimi

Grafik incelendiğinde, taşıt hızının artmasının bir sonucu olarak yalpa hızı da 50 km/h taşıt hızına göre daha da artmıştır. Bu hızda kontrolörler performans açısından incelendiğinde 50 km/h hıza göre benzer bir performans göstermiştir. Bulanık PD kontrolör, pasif viraj denge çubuğuna yakın bir performans göstermiştir. PID kontrolör, Klasik Bulanık kontrolöre göre nispeten daha iyi bir performans göstermiştir. Bulanık PI-PD kontrolör yine simülasyonun 0. ve 1. saniyeler arasındaki performansı haricinde pasif viraj denge çubuğu ve diğer kontrolörlere göre çok daha iyi bir performans göstermiştir.

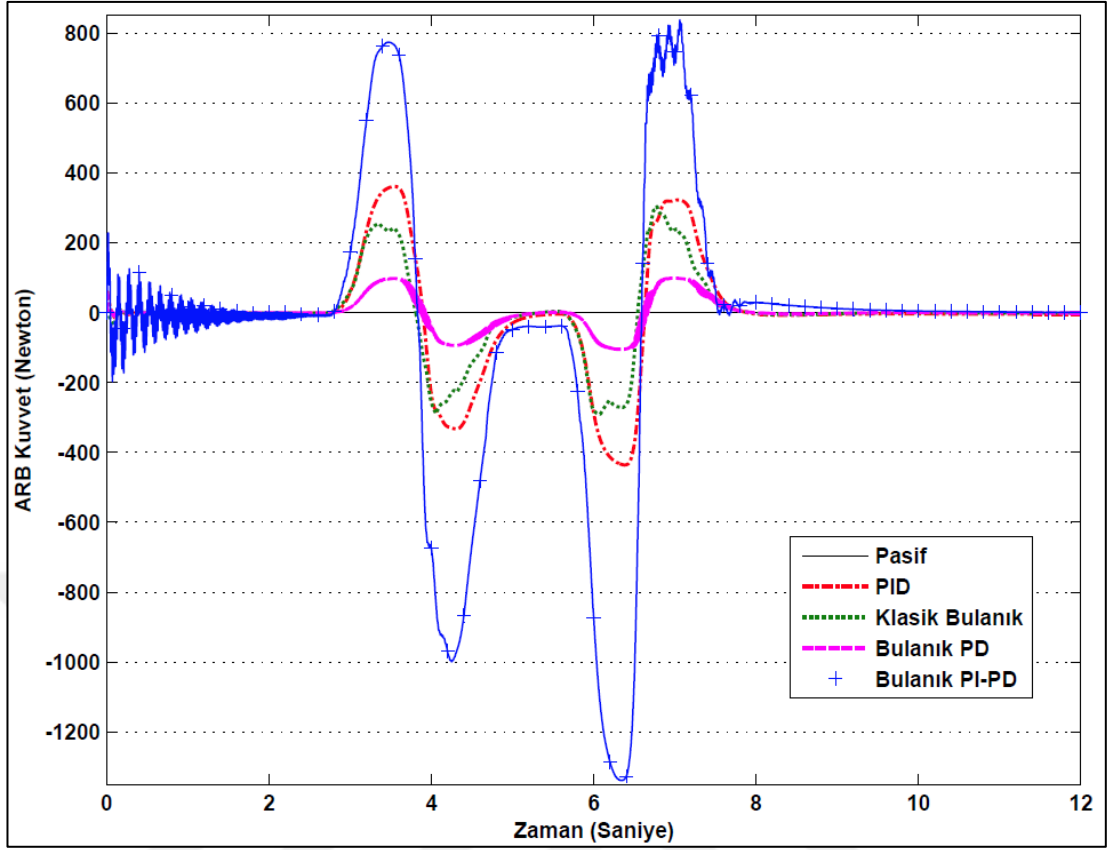
Şekil 4.5’de 50 km/h taşıt hızında gerçekleştirilmiş olan ISO şerit değiştirme manevrasında viraj denge çubuğu (ARB) kuvvet değişimleri görülmektedir.



Şekil 4.5. ISO şerit değiştirme manevrası 50 km/h ARB kuvvet değişimi

Grafik incelendiğinde pasif viraj denge çubuğu yapısı gereği kuvvet üretmemektedir. Bu sebeple kontrolörlere ait kuvvet değişim performansları dikkate alınmıştır. Grafikte görüldüğü üzere en az kuvveti üreten kontrolör Bulanık PD kontrolör olurken en fazla kuvvet üreten kontrolör Bulanık PI-PD kontrol olmuştur. PID kontrolör, Klasik Bulanık kontrolöre göre daha fazla kuvvet üretirken, Bulanık PI-PD kontrolöre daha az kuvvet üretmiştir.

Şekil 4.6’da 70 km/h hızda gerçekleştirilmiş olan ISO şerit değiştirme manevrasında viraj denge çubuğu performansları görülmektedir.



Şekil 4.6. ISO şerit değiştirme manevrası 70 km/h ARB kuvvet değişimi

Taşıt hızının 50 km/h hıza göre artması sonucunda yalpa açısı ve hızının artması kontrolörlerin ürettiği kuvvet değerlerini de arttırmıştır. Grafikte kontrolör kuvvet değişimleri incelendiğinde, Bulanik PI-PD kontrolör en fazla üreten kontrolör olurken Bulanik PD kontrolöre en az kuvveti üreten kontrolör olmuştur.

PID kontrolör, Klasik Bulanik kontrolöre göre daha fazla kuvvet üretmesine rağmen Bulanik PI-PD kontrolöre göre daha az kuvvet üretmiştir. Tablo 4.1’de ISO şerit değiştirme manevrasında sisteme uygulanmış olan kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısı ve hızını iyileştirme yüzdeleri ve kuvvet değerleri görülmektedir.

Tablo 4.1. ISO şerit değiştirme manevrası iyileştirme yüzdeleri tablosu

ISO Lane Change RMS Değerleri							
RMS		Taşıt Hızı 50 km/h			Taşıt Hızı 70 km/h		
		Yalpa Açışı (rad)	Yalpa Hızı (rad/s)	ARB Kuvvet (Newton)	Yalpa Açışı (rad)	Yalpa Hızı (rad/s)	ARB Kuvvet (Newton)
Pasif	RMS	0,018	0,054	--	0,024	0,083	--
PID	RMS	0,011	0,035	112,877	0,015	0,057	151,345
	İyileştirme %	37,079	34,701	--	37,238	31,092	--
Klasik Bulanık	RMS	0,013	0,038	79,411	0,017	0,058	109,602
	İyileştirme %	28,652	29,664	--	28,870	30,252	--
PD Tip Bulanık	RMS	0,018	0,060	35,694	0,023	0,093	44,977
	İyileştirme %	1,685	-11,194	--	3,766	-11,285	--
PI-PD Tip Bulanık	RMS	0,004	0,016	264,394	0,006	0,026	407,354
	İyileştirme %	77,528	70,709	--	76,151	68,427	--

İyileştirme yüzdeleri, RMS yani değerlerinin karelerinin ortalamalarının yüzdesinin hesaplanması ile elde edilmiştir. RMS değeri aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{n} x^2(t)} \quad (4.1)$$

Burada n verilerin sayısını, x örnekleymiş veri sayısını ve t saniye cinsinden örnekleme zamanı tanımlamaktadır. RMS değerlerinin hesaplanmasından sonra kontrolörler ve pasif viraj denge çubuğunun RMS farklarının yüzdesi yani iyileştirme yüzdesi aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\text{İyileştirme Yüzdesi} = \frac{RMS_{\text{PASİF VİRAJ DENGİ ÇUBUğU}} - RMS_{\text{KONTROLÖR}}}{RMS_{\text{PASİF VİRAJ DENGİ ÇUBUğU}}} \times 100 \quad (4.2)$$

Tablo 4.1’de gösterilmiş olan kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısı iyileştirme yüzdeleri dikkate alındığında; 50 km/h hızda oluşan yalpa açısında PID kontrolör yaklaşık %37, Klasik Bulanık kontrolör %29, Bulanık PD kontrolör %2 ve Bulanık PI-PD kontrolör %77.5 oranında iyileştirme sağlamıştır.

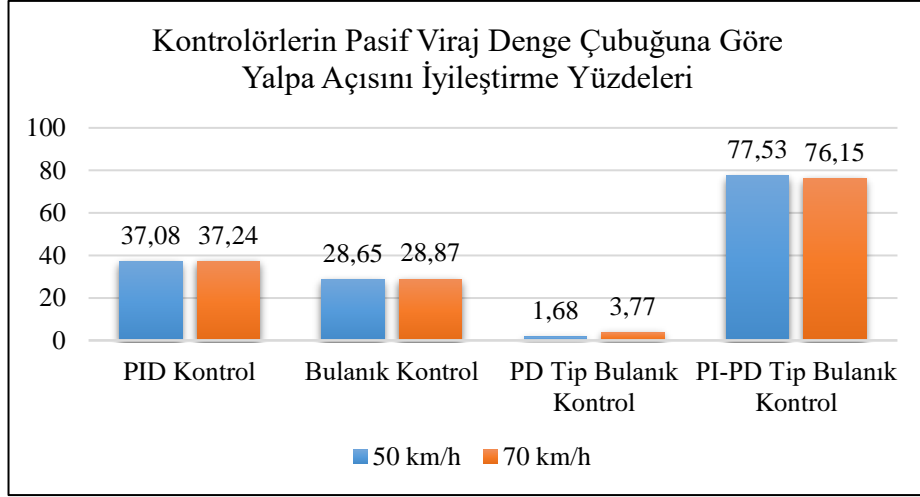
Taşıt hızının 50 km/h olduğu durumda oluşan yalpa hızı değerlendirildiğinde yaklaşık olarak PID kontrolör %35, Klasik Bulanık kontrolör %30, Bulanık PI-PD kontrolör %71 oranında iyileştirme sağlarken Bulanık PD kontrolör %11 oranında yalpa hızını kötüleştirmiştir. Kontrolörlerin 50 km/h hızda ürettiği kuvvet değerleri değerlendirildiğinde en fazla kuvvet değeri 264 Newton ile Bulanık PI-PD kontrolör tarafından üretilirken en az kuvvet ise yaklaşık 36 Newton ile Bulanık PD kontrolör tarafından üretilmiştir. Klasik Bulanık kontrolör, 79 Newton kuvvet üretirken PID kontrolör yaklaşık 113 Newton kuvvet üretmiştir.

Taşıt hızının 70 km/h olduğu hızda oluşan yalpa açısında PID kontrolör yaklaşık %37, Klasik Bulanık kontrolör %29, Bulanık PD kontrolör %4 ve Bulanık PI-PD kontrolör %76 oranında iyileştirme sağlamıştır.

Taşıt hız değerinin 50 km/h olduğu hızda oluşan yalpa hızında ise yaklaşık olarak PID kontrolör %31, Klasik Bulanık kontrolör %30, Bulanık PI-PD kontrolör %68 oranında iyileştirme sağlarken Bulanık PD kontrolör %11 oranında yalpa hızını kötüleştirmiştir.

Taşıt hızının 70 km/h olarak artış göstermesi ile kontrolörlerin ürettiği artan kuvvet değerleri değerlendirildiğinde en fazla kuvvet değeri 407 Newton ile Bulanık PI-PD kontrolör tarafından üretilirken en az kuvvet ise yaklaşık 45 Newton ile Bulanık PD kontrolör tarafından üretilmiştir. Klasik Bulanık kontrolör, 110 Newton kuvvet üretirken PID kontrolör yaklaşık 151 Newton kuvvet üretmiştir.

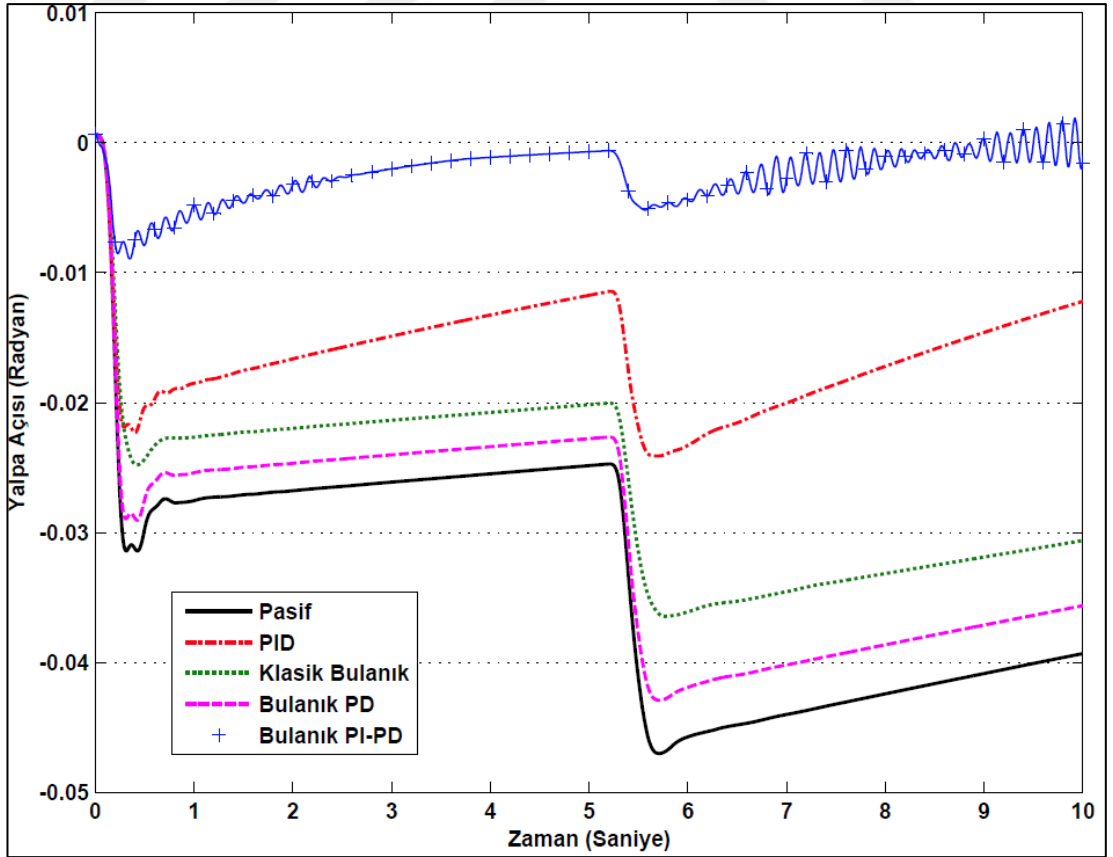
Tüm kontrolörlerin yalpa açısını iyileştirme performansı Şekil 4.7’de grafiksel olarak gösterilmiştir. Grafikte Bulanık PI-PD kontrolör en iyi yalpa açısı iyileştirme performansına sahip kontrolör olarak görülmektedir.



Şekil 4.7. ISO şerit değiştirme görev profili kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısını iyileştirme yüzdeleri

#### 4.2. Fish Hook Manevrası

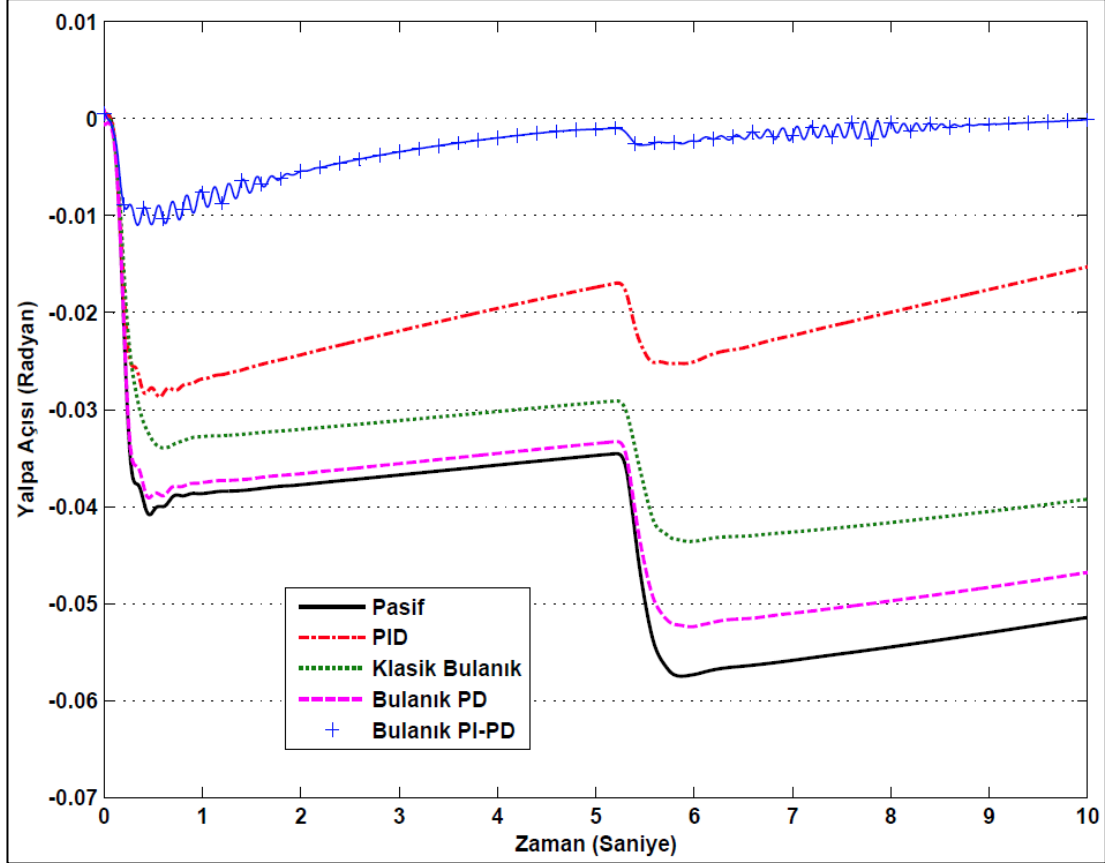
Fish Hook manevrası, 50 km/h ve 70 km/h olmak üzere 2 farklı taşıt hızı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.8’de 50 km/h hızda gerçekleştirilen Fish Hook manevrası simülasyonu için yalpa açısı değişimi görülmektedir.



Şekil 4.8. Fish Hook manevrası 50 km/h yalpa açısı değişimi

Fish Hook manevrasında, ilk 0,5 saniyeye kadar yalpa açısı belirgin bir şekilde arttıktan sonra 5. saniyeye kadar yavaş bir azalma göstermiştir. Daha sonra yalpa açısı, 5. ve 6. saniyelere arasında hızlı bir şekilde artmıştır. Bu artışı takiben yalpa açısı 6. saniyeden sonra simülasyon süresi olan 10. saniyeye kadar yavaş bir azalış göstermiştir. Taşıt hızının 50 km/h olduğu durumda oluşan yalpa açısının değişim grafiği incelendiğinde tüm aktif kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısını başarılı bir şekilde azalttığı görülmektedir. Bulanık PD kontrolör, diğer kontrolörlere kıyasla en fazla yalpa açısı üreten kontrolör olarak görülmektedir. Klasik Bulanık kontrolör ise Bulanık PD kontrolöre göre daha iyi bir yalpa açısı iyileştirme performansı göstermiştir. PID kontrolör ise Bulanık PI-PD kontrolörden sonra en iyi yalpa açısı iyileştirme performansını gösteren kontrolördür. Bulanık PI-PD kontrolör, simülasyon süresince yalpa açısını önemli derecede azaltmış ve diğer kontrolörlere kıyasla belirgin bir şekilde yalpa açısı iyileştirme performansı göstermiştir.

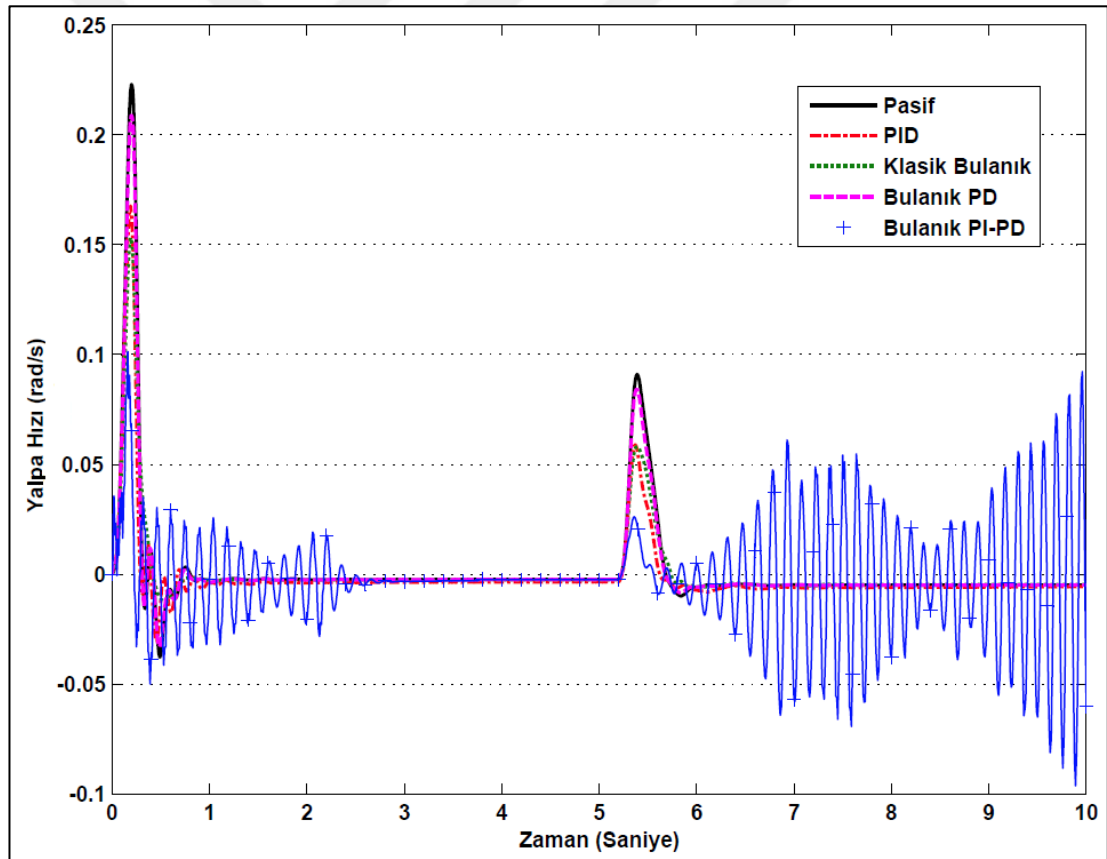
Taşıt hızının 70 km/h olduğu Fish Hook manevrasında oluşan yalpa açısı değişimi Şekil 4.9'da gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Fish Hook manevrası 70 km/h yalpa açısı değişimi

Kontrolörlerin performansı açısından yalpa açısının değişimi 50 km/h hızdaki değişim ile benzerlik göstermektedir. Taşıt hızının artması ile birlikte yalpa açısı değerleri de artmıştır. Sonuçlar değerlendirildiğinde kontrolörlerin tamamı pasif viraj denge çubuğuna kıyasla yalpa açısını önemli ölçüde azaltmıştır. Kontrolörler kendi aralığında kıyaslandığında en kötü yalpa açısı değişimine sahip kontrolör Bulanık PD kontrolör olarak görülmektedir. PID kontrolör, Klasik Bulanık kontrolöre göre daha iyi bir yalpa açısı iyileştirme performansı göstermiştir.

Bulanık PI-PD kontrol ise yalpa açısını diğer kontrolörlere göre belirgin bir derecede azaltmış ve 50 km/h hızdaki iyileştirme performansına göre daha iyi bir performans göstermiştir. Taşıt hızının 50 km/h olduğu Fish Hook manevrası sırasında oluşan yalpa hızı değişimi Şekil 4.10'da görülmektedir.



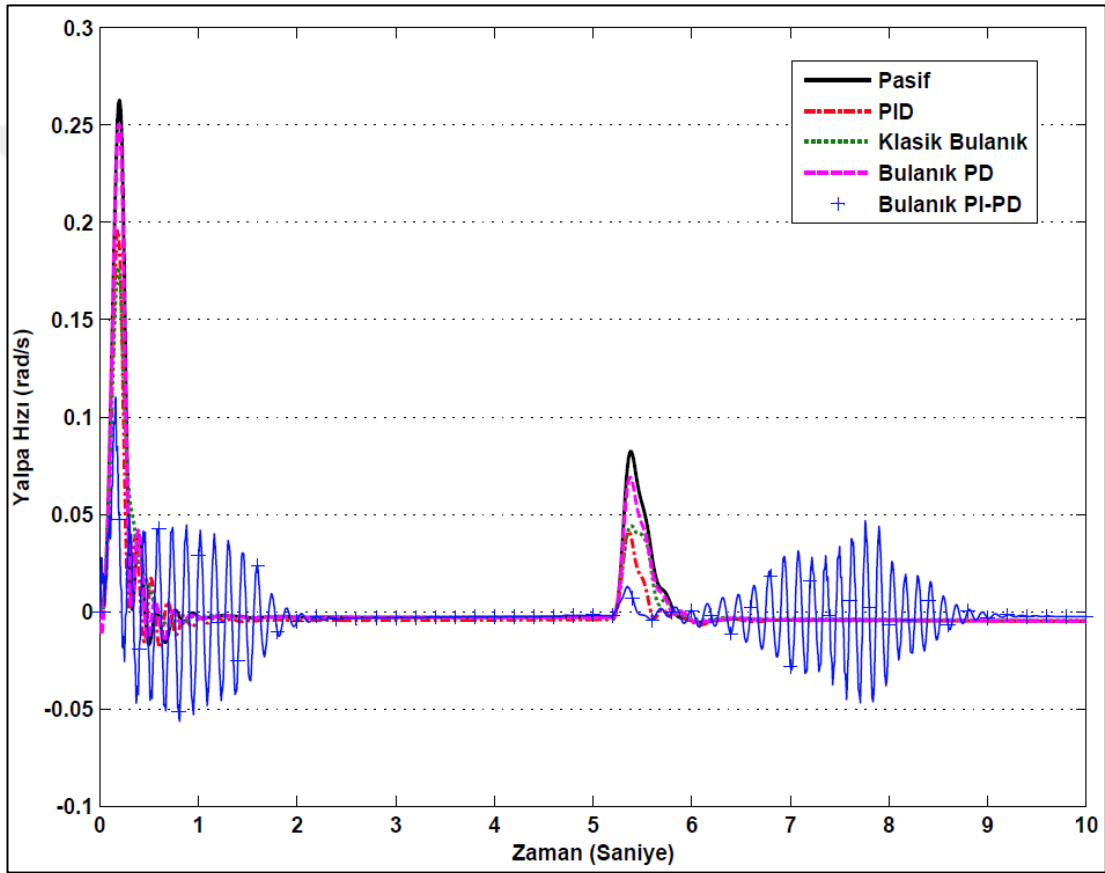
Şekil 4.10. Fish Hook manevrası 50 km/h yalpa hızı değişimi

Şekilde görüldüğü üzere, pasif viraj denge çubuğuna göre Bulanık PD kontrolör haricinde tüm kontrolörler yalpa hızında iyileştirmeye yönelik performans göstermiştir. Bulanık PD kontrolör, pasif viraj denge çubuğuna yakın bir yalpa hızı



iyileştirme performansı göstermiştir. Klasik Bulanık kontrolör ise simülasyon süresi boyunca PID kontrolöre göre daha iyi bir iyileştirme performansı göstermiştir. Bulanık PI-PD kontrolör yalpa hızının arttığı 0,5. saniyede ile 5. ve 6. saniyeler arasında en iyi iyileştirme performansını göstermiştir. Bulanık PI-PD tip kontrolör, 0,5. ve 2,5. saniyeler ile 6. ve 10. saniyeler arasında daha kötü bir performans göstermiştir.

Şekil 4.11’de 70 km/h hızda gerçekleştirilmiş olan Fish Hook manevrası sırasında meydana gelen yalpa hızı değişimi görülmektedir.

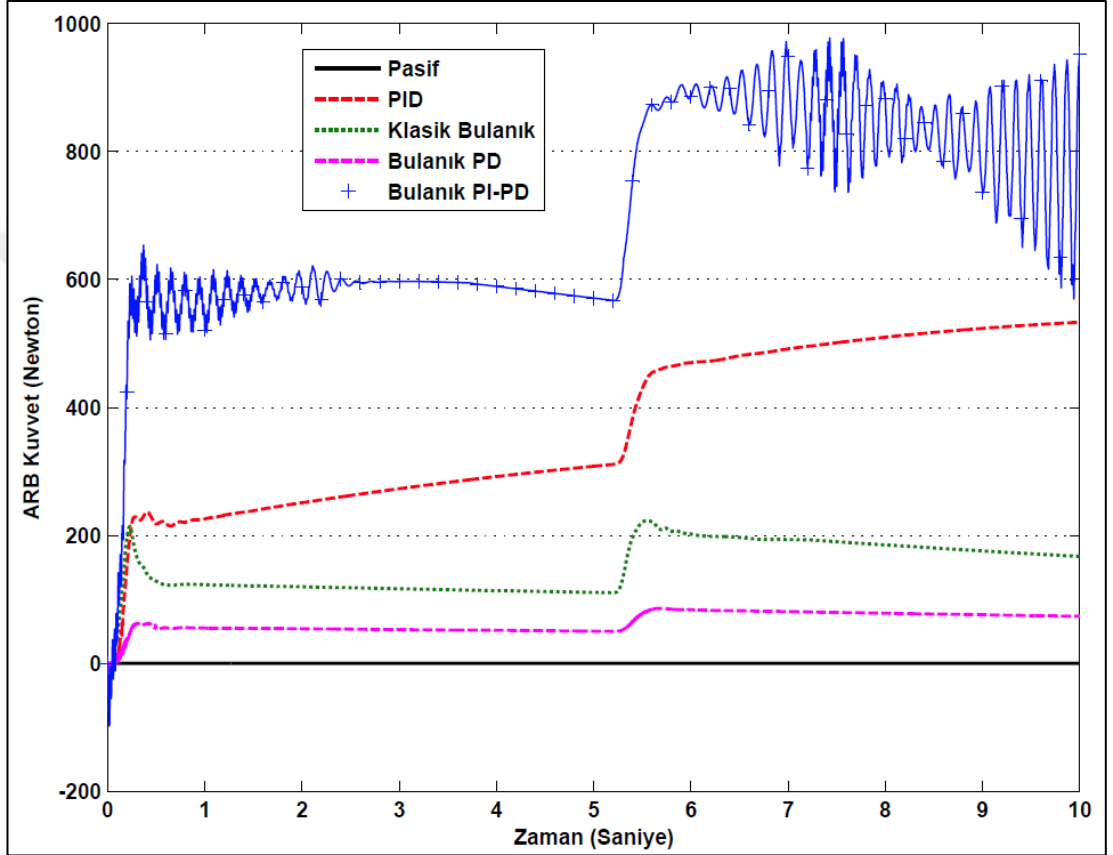


Şekil 4.11. Fish Hook manevrası 70 km/h yalpa hızı değişimi

Grafik incelendiğinde diğer kontrolörlere göre en kötü yalpa hızı performansını gösteren kontrolör Bulanık PD kontrolör olarak görülmektedir. Klasik Bulanık kontrolör, PID kontrolöre göre daha iyi bir iyileştirme performansı gösterirken, belirli simülasyon sürelerinde yüksek yalpa hızı üreten kontrolör olan Bulanık PI-PD kontrolöre göre daha kötü bir performans göstermiştir.

Bulanık PI-PD kontrolör, 0,5. ve 2,5. saniyeler ile 6. ve 10. saniyeler arasında yüksek yalpa hızı değerlerine sahip olmasına rağmen simülasyon süresince en yüksek yalpa hızı iyileştirme performansını gösteren kontrolör olmuştur.

Fish Hook manevrasının 50 km/h hızda gerçekleştiği durumda kontrolörlerin ürettiği kuvvet değişim grafiği Şekil 4.12’de gösterilmiştir.



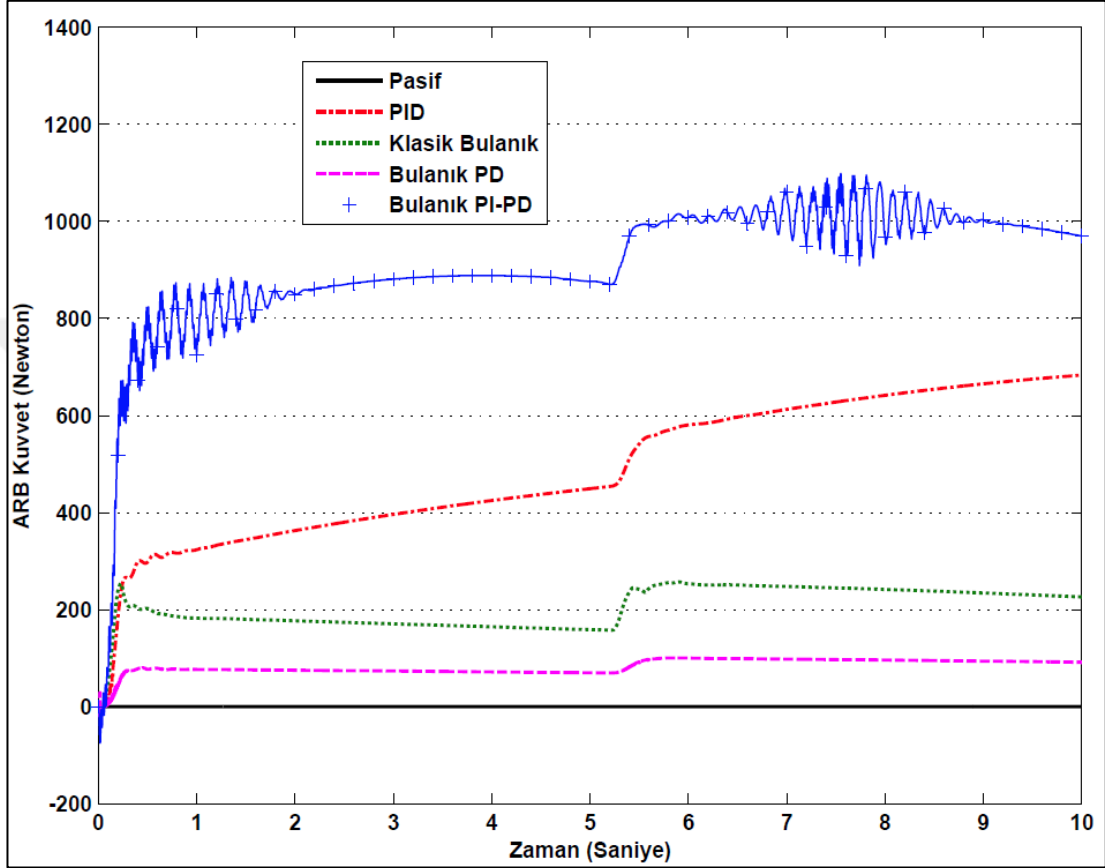
Şekil 4.12. Fish Hook manevrası 50 km/h ARB kuvvet değişimi

Grafik incelendiğinde en fazla kuvveti üreten kontrolör Bulanık PI-PD kontrolör olarak görülürken en az kuvveti üreten kontrolör, Bulanık PD kontrolör olmuştur.

Klasik Bulanık kontrolör ise PID kontrolöre göre Bulanık PD kontrolden sonra en az kuvveti üreten kontrolör olmuştur. Şekil 4.13’de Fish Hook manevrasının 70 km/h hızda gerçekleştiği durumda kontrolörler tarafından üretilen kuvvet değişimleri görülmektedir.

Grafik incelendiğinde hızın artması ile birlikte artan yalpa açısını azaltmak için kontrolörlerin ürettiği kuvvet değerleri de artmıştır.

Bu hız değerinde de en fazla kuvvet değerini Bulanık PI-PD kontrolör üretirken en düşük kuvvet değerini Bulanık PD kontrolör oluşturmaktadır. PID kontrolör ise Bulanık PI-PD kontrolörden sonra en fazla kuvveti üreten kontrolördür. Klasik Bulanık kontrolör, PID kontrolöre göre daha az kuvvet üretmiştir.



Şekil 4.13. Fish Hook manevrası 70 km/h ARB kuvvet değişimi

Taşıt hız değeri olarak 50 ve 70 km/h hız değerlerinde gerçekleştirilmiş olan Fish Hook manevrası için Tablo 4.2'de görülen iyileştirme yüzdesi tablosu hazırlanmıştır. Kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısı ve hızını iyileştirme yüzdeleri, daha önce bahsedilmiş olan RMS yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre diğer kontrolörlerin iyileştirme değerleri incelendiğinde 50 km/h hızda oluşan yalpa açısında PID kontrolör yaklaşık %52, Klasik Bulanık kontrolör %21, Bulanık PD kontrolör %9 ve Bulanık PI-PD kontrolör %91 oranında iyileştirme sağlamıştır. Bu hızda oluşan yalpa hızı değerlendirildiğinde ise yaklaşık olarak PID kontrolör %23, Klasik Bulanık kontrolör %29, Bulanık PI-PD kontrolör % 4 oranında iyileştirme sağlarken Bulanık PD kontrolör yalpa hızını %25 oranında kötüleştirmiştir. Her bir kontrolörün yine bu

hızda ürettiği kuvvet değerleri değerlendirildiğinde en fazla kuvveti 714 Newton ile Bulanık PI-PD kontrolör tarafından üretilirken en az kuvvet ise yaklaşık 65 Newton ile Bulanık PD kontrolör tarafından üretilmiştir. Klasik Bulanık kontrolör, 155 Newton kuvvet üretirken PID kontrolör yaklaşık 389 Newton kuvvet üretmiştir.

Taşıt hızının 70 km/h olduğu hızda oluşan yalpa açısında PID kontrolör yaklaşık %53, Klasik Bulanık kontrolör %21, Bulanık PD kontrolör %8 ve Bulanık PI-PD kontrolör %91 oranında iyileştirme sağlamıştır.

Tablo 4.2. Fish Hook manevrası iyileştirme yüzdeleri tablosu

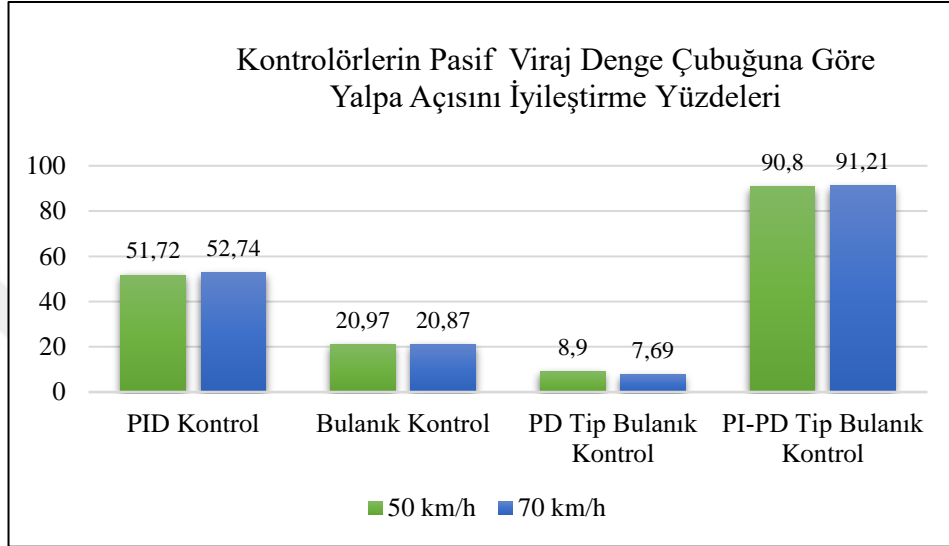
Fish Hook Manevrası RMS Değerleri							
RMS		Taşıt Hızı 50 km/h			Taşıt Hızı 70 km/h		
		Yalpa Açısı (rad)	Yalpa Hızı (rad/s)	ARB Kuvvet (Newton)	Yalpa Açısı (rad)	Yalpa Hızı (rad/s)	ARB Kuvvet (Newton)
Pasif	RMS	0,035	0,026	--	0,046	0,030	--
PID	RMS	0,017	0,020	389,123	0,022	0,022	507,735
	İyileştirme %	51,724	23,282	--	52,747	26,351	--
Klasik Bulanık	RMS	0,028	0,019	155,389	0,036	0,021	207,894
	İyileştirme %	20,977	29,389	--	20,879	30,405	--
PD Tip Bulanık	RMS	0,032	0,033	65,766	0,042	0,037	83,240
	İyileştirme %	8,908	-25,191	--	7,692	-26,014	--
PI-PD Tip Bulanık	RMS	0,003	0,025	714,038	0,004	0,017	918,954
	İyileştirme %	90,805	4,198	--	91,209	42,230	--

Taşıt hız değerinin 70 km/h olduğu hızda oluşan yalpa hızında ise yaklaşık olarak PID kontrolör %26, Klasik Bulanık kontrolör %30, Bulanık PI-PD kontrolör % 42 oranında iyileştirme sağlarken Bulanık PD kontrolör %26 oranında kötüleştirmiştir.

Taşıt hızının 70 km/h olarak artış göstermesi ile kontrolörlerin ürettiği artan kuvvet değerleri değerlendirildiğinde en fazla kuvvet 918 Newton ile Bulanık PI-PD kontrolör tarafından üretilirken en az kuvvet ise yaklaşık 83 Newton ile Bulanık PD kontrolör

tarafından üretilmiştir. Klasik Bulanık kontrolör, yaklaşık olarak 208 Newton kuvvet üretirken PID kontrolör yaklaşık 508 Newton kuvvet üretmiştir.

Fish Hook görev profilinde tüm kontrolörlerin yalpa açısını iyileştirme performansı Şekil 4.14’de grafiksel olarak gösterilmiştir. Grafikte Bulanık PI-PD kontrolör en iyi yalpa açısı iyileştirme performansına sahip kontrolör olarak görülmektedir.



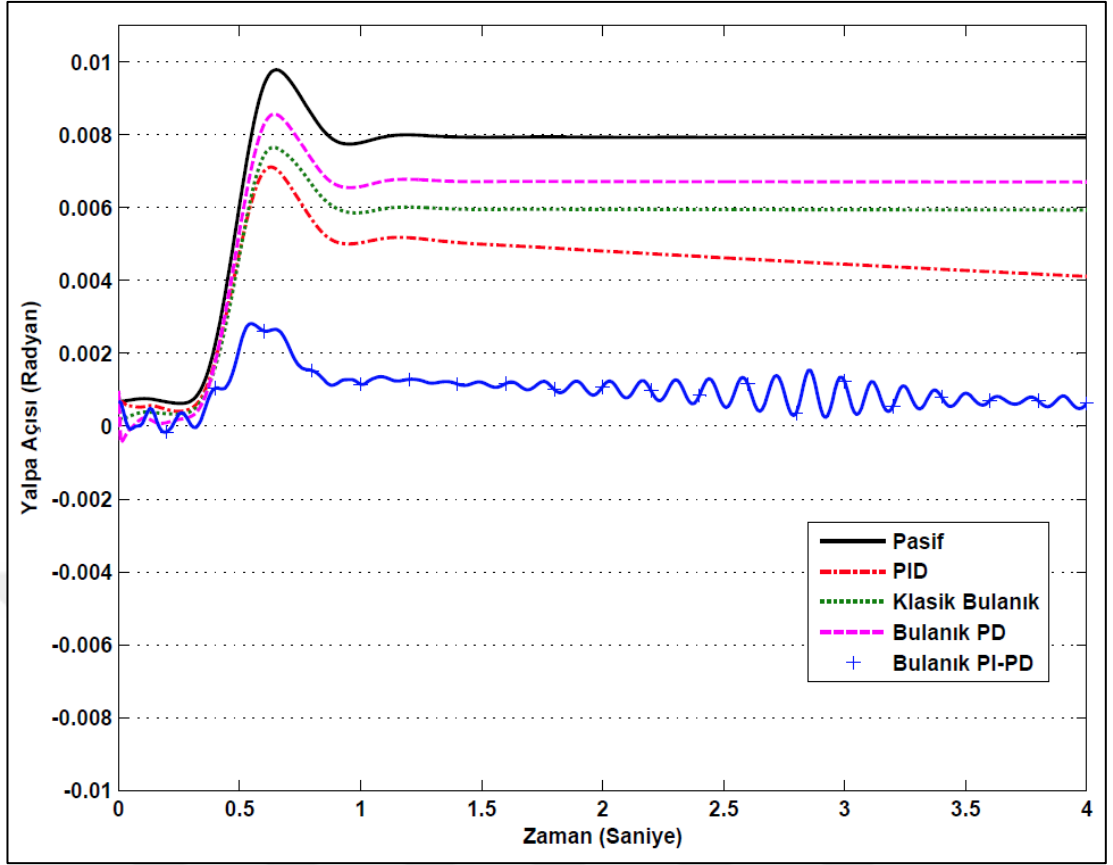
Şekil 4.14. Fish Hook görev profili kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısını iyileştirme yüzdeleri

### 4.3. Step Manevrası

Step manevrası 40 km/h ve 50 km/h olmak üzere iki taşıt hızında ve 4 saniye süre ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.15’de 40 km/h hızda gerçekleşen step manevrası sırasında oluşan yalpa açısı görülmektedir.

Şekilde görüldüğü üzere yalpa açısı ani olarak gerçekleşen 45 derece direksiyon hareketi ile birlikte 0,5 ve 1. saniyeler arasında artmakta ve 1. saniyeden sonra yavaşça azalış göstermektedir. Kontrolörlerin yalpa açısı iyileştirme performansına bakıldığında tüm kontrolörler pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısında belirgin bir iyileştirme göstermektedir.

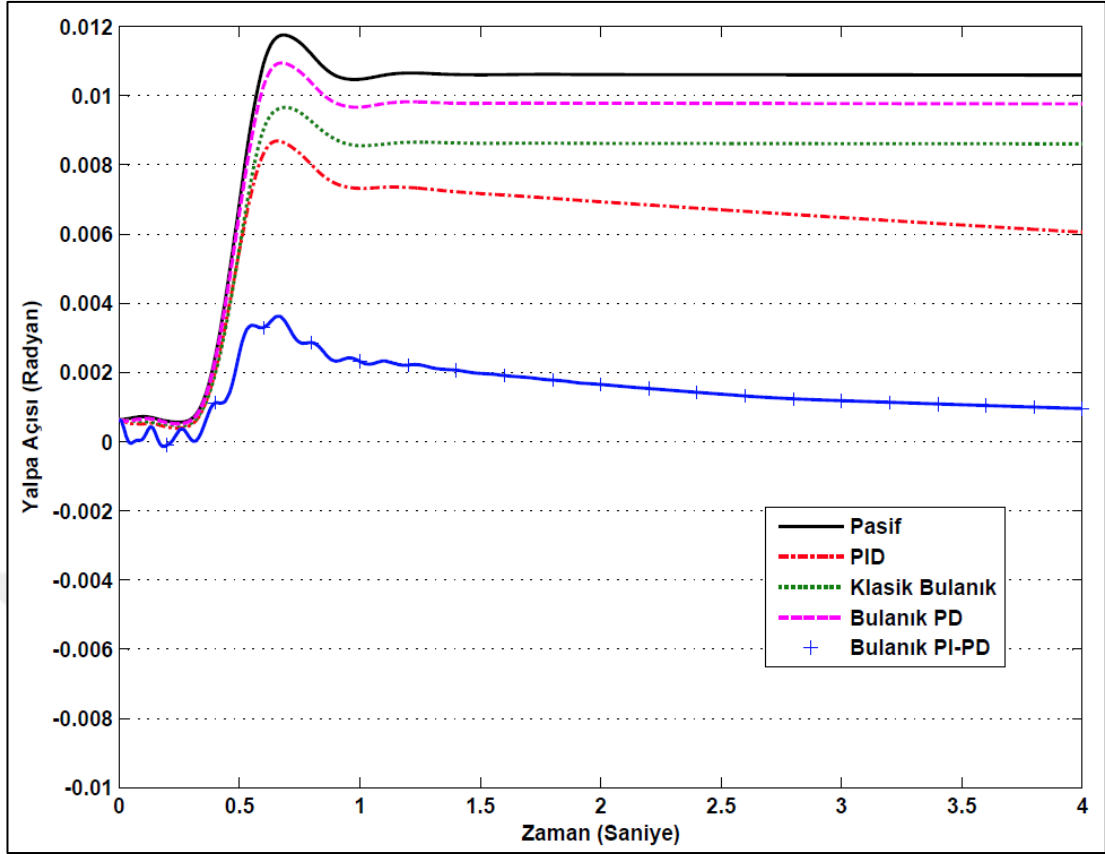
Kontrolörler kendi aralarında kıyaslandığında ise en iyi performansı Bulanık PI-PD kontrolör gösterirken en kötü performansı ise Bulanık PD kontrol göstermiştir. PID kontrolör ise Klasik Bulanık kontrolöre göre daha iyi bir yalpa açısı iyileştirme performansı göstermiştir.



Şekil 4.15. Step manevrası 40 km/h yalpa açısı değişimi

Step manevrasının gerçekleştirildiği diğer bir hız değeri olan 50 km/h taşıt hızında oluşan yalpa açısı değişim grafiği Şekil 4.16'da gösterilmiştir.

Taşıt hızının artması ile birlikte yalpa açısı da doğru orantılı olarak artmıştır. Taşıt hızının 50 km/h olduğu durumdaki sonuçlara benzer olarak Bulanık PI-PD kontrolör en iyi yalpa açısı iyileştirme performansı gösteren kontrolör olmuştur. En düşük yalpa açısı iyileştirme performansını ise Bulanık PD kontrolör göstermiştir. PID kontrolör ise Klasik Bulanık kontrolöre göre daha iyi bir yalpa açısı iyileştirme performansı göstermiştir.

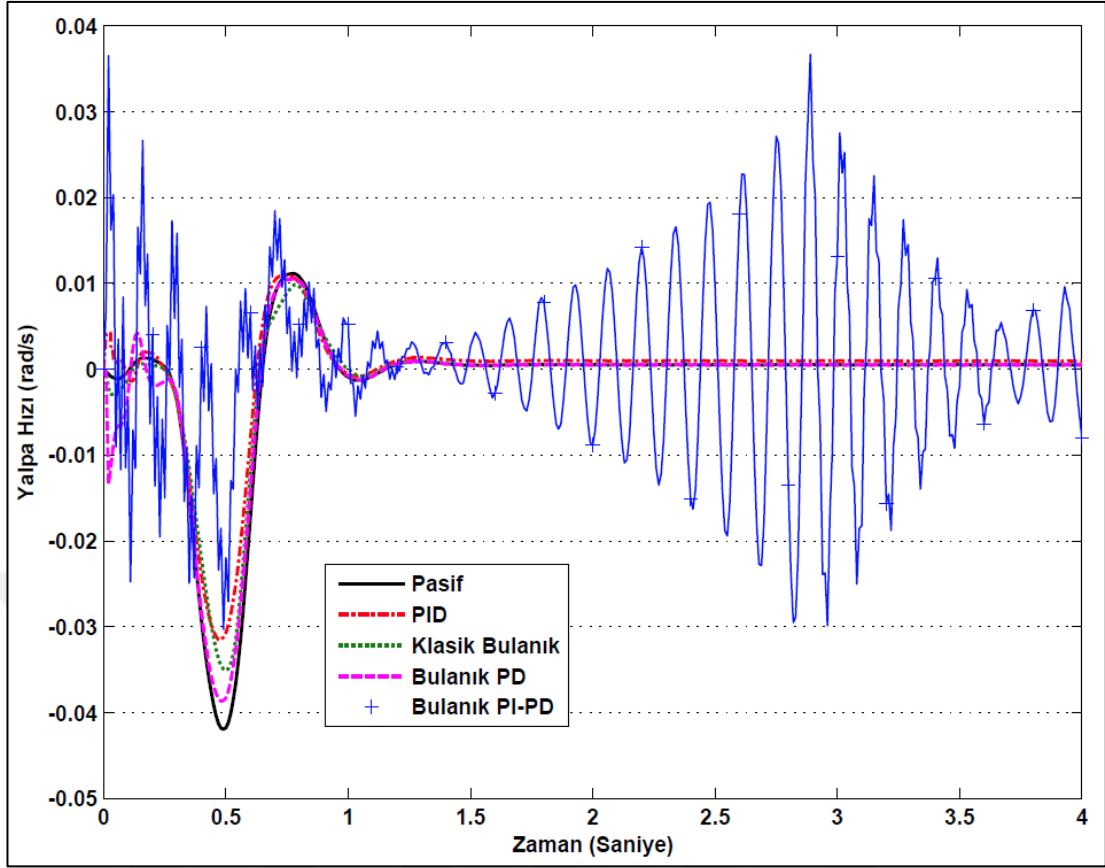


Şekil 4.16. Step manevrası 50 km/h yalpa açısı değişimi

Taşıt hızınının 40 km/h olduğu durumda meydana gelen yalpa hızı değişimi Şekil 4.17'de görülmektedir.

Klasik Bulanık kontrolör ve PID kontrolör birbirine yakın bir iyileştirme performansı göstermiştir. Bulanık PD kontrolör ani direksiyon hareketinin yapıldığı 0,1 ve 1. saniyeler haricinde simülasyon süresi boyunca yalpa hızını iyileştirme açısından pasif viraj denge çubuğuna yakın bir performans göstermiştir.

Bulanık PI-PD kontrolör ise 0,1. ve 1. saniyeler arasında en iyi performansı gösteren kontrol olmasına rağmen özellikle 1,5. saniyeden sonra büyük bir yalpa hızı değeri üretmiştir.



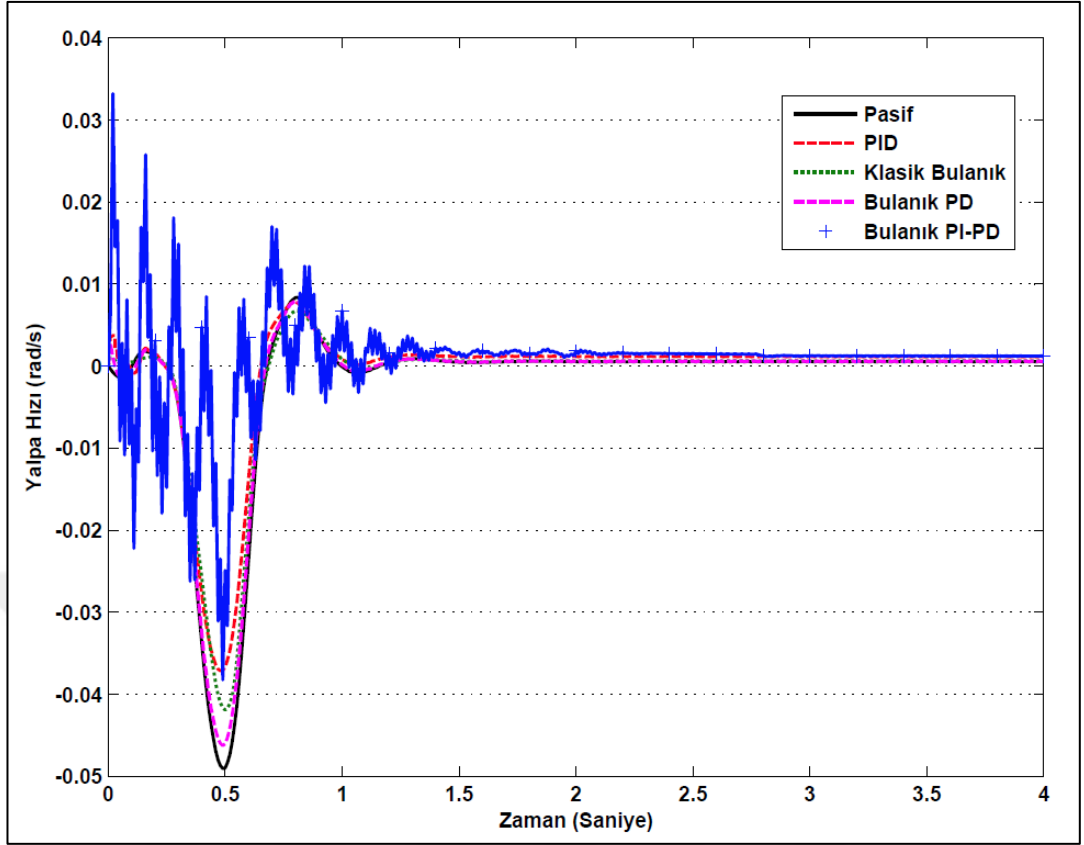
Şekil 4.17. Step manevrası 40 km/h yalpa hızı değişimi

Şekil 4.18'de 50 km/h hızda gerçekleşen step manevrası sırasında meydana gelen yalpa hızı değişimi görülmektedir.

Grafik incelendiğinde, tüm kontrolörler pasif viraj denge çubuğuna göre daha iyi bir yalpa hızı iyileştirme performansı göstermiştir. Bulanık PD kontrolör pasif viraj denge çubuğuna göre daha iyi bir performans gösterebilmiştir.

Bulanık PI-PD kontrolör, kontrolörler içerisinde iyi yalpa hızı iyileştirme performansını gösterirken, sırasıyla PID ve Klasik Bulanık kontrolör ikinci ve üçüncü en iyi yalpa hızı iyileştirme performansını göstermiştir.

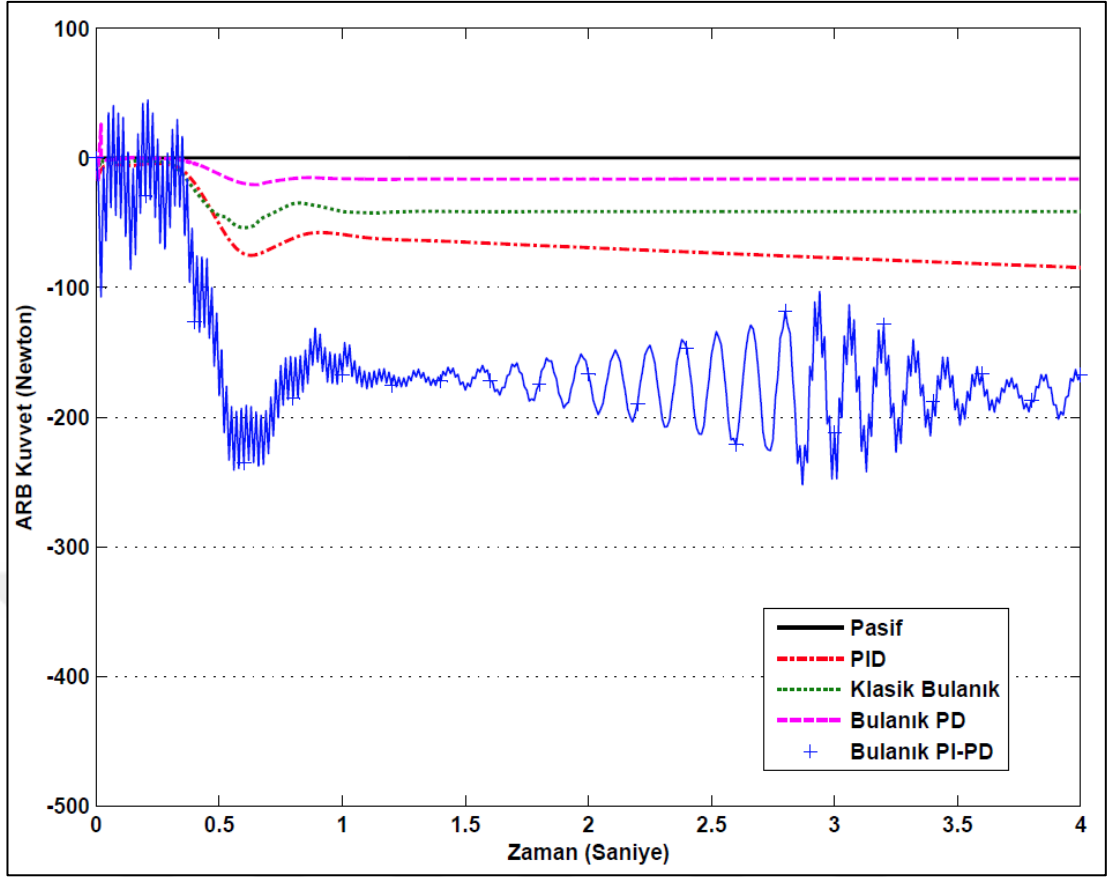




Şekil 4.18. Step manevrası 50 km/h yalpa hızı değişimi

Taşıt hızının 40 km/h olduğu step manevrası sırasında kontrolörlerin ürettiği kuvvet değerleri Şekil 4.19’da gösterilmiştir.

Grafik incelendiğinde en fazla kuvvet üreten kontrolör Bulanık PI-PD kontrolör olmuştur. En düşük kuvvet değerini üreten kontrolör ise Bulanık PD kontrol olmuştur. PID kontrolör ise Klasik Bulanık kontrolöre göre daha fazla kuvvet üreten kontrolör olarak en fazla kuvvet üreten ikinci kontrolör olmuştur.

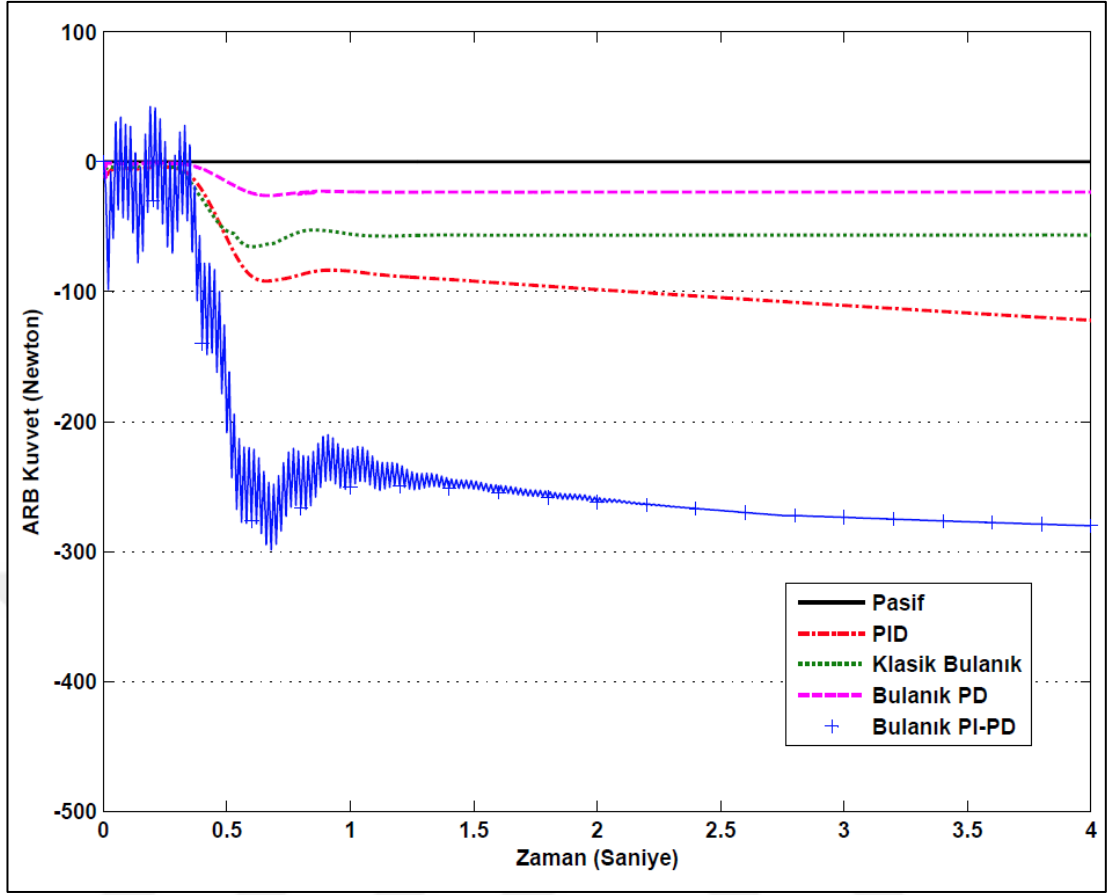


Şekil 4.19. Step manevrası 40 km/h ARB kuvvet değişimi

Taşıt hızının 50 km/h olduğu durumda kontrolörlerin ürettiği kuvvet değerleri Şekil 4.20'de gösterilmiştir.

Taşıt hızının artması ile kontrolörlerin ürettiği kuvvet değerleri de artış göstermiştir. Bu hızda da en fazla kuvvet değerini Bulanık PI-PD kontrolör üretmiştir. En düşük kuvvet değerini ise Bulanık PD kontrol üretmiştir.

En fazla kuvvet üreten ikinci kontrolör olan PID kontrolör ise Klasik Bulanık kontrolöre göre daha fazla kuvvet üretmiştir.



Şekil 4.20. Step manevrası 50 km/h ARB kuvvet değişimi

Tablo 4.3’de taşıt hızının 40 km/h ve 50 km/h olduğu durumda kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre iyileştirme yüzdeleri görülmektedir. Kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısı ve hızını iyileştirme yüzdeleri, RMS yöntemi kullanılarak elde edilmiştir.

Bu iyileştirme yüzde değerleri incelendiğinde 40 km/h hızda oluşan yalpa açısında PID kontrolör yaklaşık %39, Klasik Bulanik kontrolör %24, Bulanik PD kontrolör %17 ve Bulanik PI-PD kontrolör %85 oranında iyileştirme sağlamıştır.

Bu hızda gerçekleşen yalpa hızı değerleri incelendiğinde PID kontrolör %23, Klasik Bulanik kontrolör %18 oranında iyileştirme sağlarken yalpa hızını iyileştirme açısından Bulanik PI-PD kontrolör %2 ve Bulanik PD kontrolör %23 oranında kötü bir performans göstermiştir.

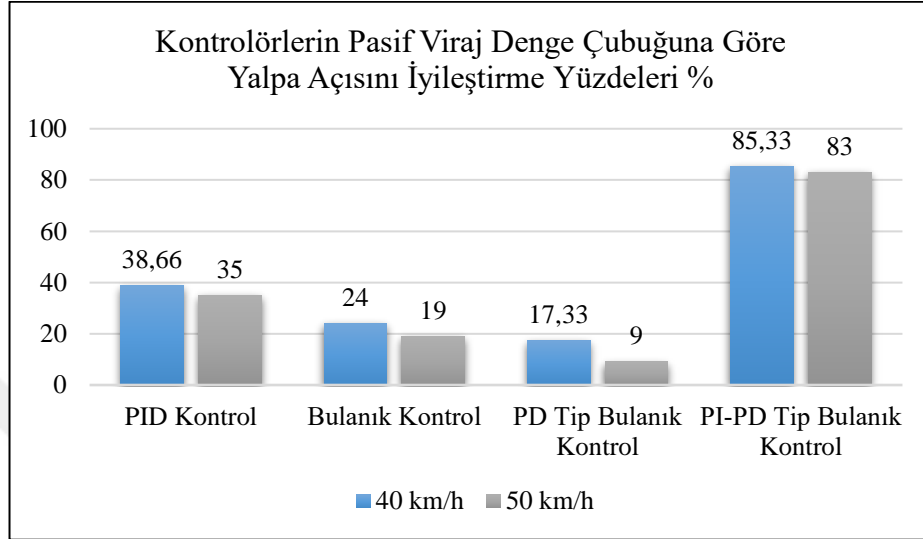
Tablo 4.3. Step manevrası iyileştirme yüzdeleri tablosu

Step Steering Manevrası RMS Değerleri							
RMS		Taşıt Hızı 40 km/h			Taşıt Hızı 50 km/h		
		Yalpa Açısı (rad)	Yalpa Hızı (rad/s)	ARB Kuvvet (Newton)	Yalpa Açısı (rad)	Yalpa Hızı (rad/s)	ARB Kuvvet (Newton)
Pasif	RMS	0,0075	0,0088	–	0,010	0,010	
PID	RMS	0,0046	0,007	67,587	0,007	0,008	95,505
	İyileştirme %	38,667	22,727	–	35,000	24,272	–
Klasik Bulanık	RMS	0,0057	0,0072	39,488	0,008	0,009	53,539
	İyileştirme %	24,000	18,182	–	19,000	17,476	–
PD Tip Bulanık	RMS	0,0062	0,0090	15,143	0,009	0,011	21,784
	İyileştirme %	17,333	-2,273	–	9,000	-8,738	–
PI-PD Tip Bulanık	RMS	0,0011	0,0109	168,614	0,002	0,006	246,634
	İyileştirme %	85,333	-23,864	–	83,000	37,864	–

Bu kontrolörlerin bu hızda ürettiği kuvvet değerleri değerlendirildiğinde en fazla kuvvet 169 Newton ile Bulanık PI-PD kontrolör tarafından üretilirken en az kuvvet ise yaklaşık 15 Newton ile Bulanık PD kontrolör tarafından üretilmiştir. Klasik Bulanık kontrolör ise 39 Newton kuvvet üretirken PID kontrolör yaklaşık 68 Newton kuvvet üretmiştir.

Taşıt hız değerinin 50 km/h olduğu hızda oluşan yalpa açısında PID kontrolör yaklaşık %35, Klasik Bulanık kontrolör %19, Bulanık PD kontrolör %9 ve Bulanık PI-PD kontrolör %83 oranında iyileştirme sağlamıştır. Bu hızda oluşan yalpa hızı değerinde PID kontrolör %24, Klasik Bulanık kontrolör %17, Bulanık PI-PD kontrolör % 38 oranında iyileştirme sağlarken Bulanık PD kontrolör yalpa hızını %9 oranında kötüleştirmiştir. Yine bu hız değerinde en fazla kuvvet 247 Newton ile Bulanık PI-PD kontrolör tarafından üretilirken en az kuvvet ise yaklaşık 22 Newton ile Bulanık PD kontrolör tarafından üretilmiştir. Klasik Bulanık kontrolör, 54 Newton kuvvet üretirken PID kontrolör yaklaşık 96 Newton kuvvet üretmiştir.

Step manevrası görev profilinde tüm kontrolörlerin yalpa açısını iyileştirme performansı Şekil 4.21’de grafiksel olarak gösterilmiştir. Grafikte Bulanık PI-PD kontrolör en iyi yalpa açısı iyileştirme performansına sahip kontrolör olarak görülmektedir.



Şekil 4.21. Step manevrası görev profili kontrolörlerin pasif viraj denge çubuğuna göre yalpa açısını iyileştirme yüzdeleri

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir arazi aracı için aktif viraj denge çubuğu modellenmiş ve bu denge çubuğunun çeşitli kontrol yöntemleri kullanılarak araçtaki yalpa açısının iyileştirme performansı incelenmiştir.

Tasarlanmış olan aktif viraj denge çubuğu modeli, Adams/Car kütüphanesinde bulunan bir arazi aracı modeline entegre edilmiştir. Aktif viraj denge çubuğu, üzerinde bulunan bir lineer aktüatör yardımıyla taşıt viraj hareketi sırasında sağ ve sol süspansiyon arasında oluşan yer değiştirme farkını ortadan kaldırmakta ve daha güvenli bir sürüş imkânı sağlamaktadır.

Aktif viraj denge çubuğunun entegre edildiği arazi aracı için üç farklı görev profili Adams/Car yazılımında oluşturulmuştur. Bunlar sırasıyla, ISO şerit değiştirme, Fish Hook ve Step manevralarıdır.

Matlab&Simulink ortamında viraj denge çubuğunun kontrolü için dört farklı kontrolör tasarlanmıştır. Sırasıyla tasarlanan bu kontrolörler; PID, Klasik Bulanık, Bulanık PD ve PI-PD Tip Bulanık kontrolördür. Tasarlanan her bir kontrolör performansı, tanımlanmış olan üç farklı görev profilini içeren, Matlab&Simulink ve Adams Co-simülasyonu kullanılarak gerçekleştirilen dinamik analizlerde incelenmiştir.

Simülasyon sonuçlar incelendiğinde, PI-PD tip bulanık kontrolör, üç görev profili ve farklı araç hızlarında en iyi performansı gösteren kontrolör olmuştur. Bu kontrolörün diğer yöntemlerden üstünlüğü, diğer kontrolörlerde ortaya çıkabilecek olan türevsel tepme (derivative kick) etkisini ortadan kaldırmasıdır. Bu kontrolör, ISO şerit değiştirme manevrasında taşıt yalpa açısı ve hızını sırasıyla yaklaşık %77 ve %70 oranında azaltmıştır. Fish Hook manevrasında ise taşıt yalpa açısı ve hızını sırasıyla yaklaşık %91 ve %42 oranında azaltırken son görev profili olan step manevrasında ise taşıt yalpa açısı ve hızı sırasıyla yaklaşık %83 ve %37 oranında azaltmıştır.

Bu çalışmanın da ortaya koyduğu üzere, araçlarda pasif viraj denge çubuğu yerine aktif viraj denge çubuğunun kullanılması yalpa açısını ve hızını azaltması açısından araç sürüş güvenliğine ve konforuna önemli bir katkı sağlamaktadır. Bu tezde kullanılan temel kontrol yöntemleri ile önemli iyileştirmeler sağlanabilmektedir. Burada sunulan yöntemlerin geliştirilmesi ile daha hızlı ve performansı yüksek sistemlerin modellenmesi mümkün olacaktır.

Bu geliştirilebilecek noktalar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- PI-PD tip bulanık kontrolör, parametrelerinin deneme yanılma yöntemi ile değil de kendi kendini ayarlayacak (Self-Tuning PI-PD Type Fuzzy) bir yapıda geliştirilebilir.
- Aktif viraj denge çubuğunda kullanılan lineer aktüatör yerine farklı aktüatör çeşitleri kullanılabilir.
- Aktif viraj denge çubuğunun tasarımı ve araç üzerindeki yerleşim bir optimizasyon problemi olarak değerlendirilerek performansı daha yüksek sistemler tasarlanabilir.
- Ön süspansiyon sistemi ile birlikte arka süspansiyon sisteminde de aktif viraj denge çubuğu kullanıldığı taşıt modeli geliştirilebilir.

Burada tasarlanan sistem ve kontrol yöntemleri gerçek bir sisteme başvuru çizelgesi (lookup table) kullanılarak uygulanabilir.

## KAYNAKLAR

Abe M., *Vehicle Handling Dynamics Theory and Application*, 1st ed, Elsevier, Oxford, 2009.

Atherton D. P., Majhi S., Limitations Of PID Controllers, *American Control Conference*, Kalifornia, 2-4 Haziran 1999.

Bharane P., Tanpue K., Patil A., Kerkal G., Design, Analysis and Optimization of Anti-Roll Bar, *Int. Journal of Engineering Research and Applications*, 2014, **9**(4), 137-140.

Bosch R., *Bosch Automotive Handbook*, 9 th ed., Bentley Publishers, Almanya, 1932.

Bwi G., BWI Products, <https://www.bwigroup.com/product/asbs-active-stabilizer-bar-systems>, (Ziyaret tarihi: 4 Mayıs 2018).

Castillo O., Melin P., *Type-2 Fuzzy Logic: Theory and Applications*, 2nd ed., Springer, Tijuana, 2008.

Chen G., Pham T. T., *Introduction to Fuzzy Sets, Fuzzy Logic and Fuzzy Control Systems*, 1st ed, CRC Press LLC, Teksas, 2001.

Chumjun C., Chantalakhana C., Koetniyom S., A Compromise of Comfort and Handling in Automotive Vertical Dynamics, *The 20th Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand*, Nakhon Ratchasima, Tayland, 18-20 Ekim 2006.

Crolla D. A., *Automotive Engineering Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*, 1st ed , Elsevier, Oxford, 2009.

Doğan H., Kaplan K., Kuncan M., Ertunç H. M., Araç Süspansiyon Sistemi Kontrolüne PID ve Bulanık Mantık Yaklaşımları, *Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı*, Denizli, Türkiye, 10-12 Eylül 2015.

Driveability Testing Alliance, Driveability Test Maneuver: Step Steering Input. Driveability Testing Alliance, <http://www.driveability-testing-alliance.com/download/datasheets/DTA-Step-Steering-Input-DE-B090601e.pdf>, (Ziyaret tarihi: 21 Şubat 2018).

Efe M. Ö., *Otomatik Kontrol Sistemleri*, 1.Baskı, Seçkin Yayıncılık, Ankara, 2012.

Elmas Ç., *Bulanık Mantık Denetleyiciler (Kuram, Uygulama, Sinirsel Bulanık Mantık)*, 1.Baskı, Seçkin Yayıncılık, Ankara, 2003.

Fischer D., Isermann R., Mechatronic Semi Active and Active Vehicle Suspension, *Control Engineering Practice*, 2004, **12**(11), 1353-1367.



Gillespie T. D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, 1st ed., SAE International, Pennsylvania, 1922

Gordon T. J., Non-Linear Optimal Control of a Semi-Active Vehicle Suspension, *Chaos, Solitons, & Fractals*, 1995, **5**(9), 1603-161.

Hu Z., Xu D., Liu G., Jia C., Study on Co-Simulation Technology Based on ADAMS and MATLAB, *International Symposium on Material, Energy and Environment Engineering*, Changsha, Çin, 28-29 Kasım 2015.

ISO 3888-2, Passenger Cars Test Track For A Severe Lane-change Manoeuvre, *International Organization for Standardization*, Londra, 2011.

Johnson M. A., Moradi M. H., *PID Control: New Identification and Design Methods*, 2nd ed., Springer, Nottingham, 2005.

Krid M., Benamar F., Design and Control of An Active Anti-Roll System for a Fast Rover, *International Conference on Intelligent Robots and Systems*, San Francisco, 25-30 Eylül 2011.

Kuo Y. P., Li T. H., A Composite EP-based Fuzzy Controller for Active Suspension System Dynamics, *International Journal Fuzzy Systems*, Tayland, 18-22 Ocak 2000.

Li S., Zhao L., Yang C., Co-Simulation Study for Fuzzy ESP Control Strategy on Vehicle, *The Open Mechanical Engineering Journal*, 2014, **8**(2), 682-688.

Nan Y. H. Xuan D. J., Kim J. W., Ning Q., Kim Y. B., Control of an Active Suspension Based on Fuzzy Logic, *International Conference on Computer and Electrical Engineering*, Phuket, Tayland, 20-22 Aralık 2008.

Mahji M. P. V., Mahanta C., Fuzzy Proportional Integral - Proportional Derivative (PI-PD) Controller, *American Control Conference*, Boston, 30 Haziran-2 Temmuz 2004.

Mathworks, Design Optimization to Meet StepResponse Requirements (GUI), Mathworks Help, <https://www.mathworks.com/help/slido/g/optimize-controller-parameters-to-meet-step-response-requirements-gui.html>, (Ziyaret tarihi: 4 Şubat 2018).

Mathworks, Implement Fuzzy PID Controller in Simulink Using Lookup Table, Mathworks Help, <https://www.mathworks.com/help/fuzzy/examples/using-lookup-table-in-simulink-to-implement-fuzzy-pid-controller.html>, (Ziyaret tarihi: 4 Mayıs 2018).

Mechanical Dynamics Inc., Getting Started Using ADAMS/CAR, *Msc Software*, DOC978, 120-136, 2002.

Mechanical Dynamics Inc., Getting Started Using ADAMS/ ADAMS/Car (FOR ADAMS 2017.1), *Msc Software*, 120CARGS-02, 6-42, 2017.

Mohan G., Dentzer J., Year 2010 Online Conference Proceedings, [http://www.ukintpressconferences.com/conf/10vdx\\_conf/pdfs/Day\\_1\\_5\\_Ganesh\\_Mohan.pdf](http://www.ukintpressconferences.com/conf/10vdx_conf/pdfs/Day_1_5_Ganesh_Mohan.pdf), (Ziyaret tarihi: 28 Ocak 2018).

Mohan G., Dentzer J., Assadian F., Active Roll Control, *Int. J Vehicle Design*, 2012, 3(4), 1-2.

Msc Adams Team, Adams Tutorial Kit for Mechanical Engineering Courses, *Msc Software*, ADAMSDOC275, 38-44, 2013.

Msc Software Corp., Adams, Msc Software, <http://www.mscsoftware.com/product/adams>, (Ziyaret tarihi: 28 Ocak 2018).

Muniandy V., Samin P. M., Jamaluddin H., Application of a Self-Tuning Fuzzy PI-PD Controller in Active Anti-Roll Bar System For a Passenger Car, *Int. Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2015, 60(53), 1643-1644.

Mustang S., The Mustang Sway Bar, The Mustang Source, <https://themustangsource.com/>, (Ziyaret tarihi: 28 Ocak 2018).

Pourasad Y., Kemail M. M., Oveisi M., Design of an Optimal Active Stabilizer Mechanism for Enhancing Vehicle Rolling Resistance, *Journal of Central South University*, DOI: 10.1007/s11771-016-0364-9

Ryu J., Gerdes J. C., Estimation of Vehicle Roll and Road Bank Angle, *American Control Conference*, Boston, 30 Haziran-2 Temmuz 2004.

Sampson D. J. M., Cebon D., Active Roll Control of Single Unit Heavy Road Vehicles, *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2003, 40(4), 229-270.

Theriault M., *Great Maritime Inventions, 1833-1950*, Goose Lane Editions, New Brunswick, 2001.

Tokhi M. O., *Flexible Robot Manipulators Modelling, Simulation and Control*, 2nd ed., The Institution of Engineering and Technology, Londra, 2008.

Trafik Güvenliği Dairesi Başkanlığı, Trafik Kazaları Özeti 2016, *T.C Ulaştırma Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı Kara Yolları Genel Müdürlüğü*, RP2016, 3-8, 2016.

Vu V., Semane O., Dugard L., Gaspar P., H Active Anti-Roll Bar Control to Prevent Rollover Of Heavy Vehicles: A Robustness Analysis, *International Federation of Automatic Control*, 2016, 49(9), 99-104.

Yurkovic S., Passino K. M., *Fuzzy Control*, 1st ed., Addison Wesley, Boston, 1997.

Zulkarnain N., Imaduddin F., Zamzuri H., Mazlan S. A., Application of an Active Anti-roll Bar System for Enhancing Vehicle Ride and Handling, *IEEE Colloquium on Humanities, Science & Engineering Research*, DOI: 10.1109/CHUSER.2012.6504321

Zulkarnain N., Zamzuri H., Mazlan S. A., Ride and Handling Analysis for An Active Anti-Roll Bar: Case Study on Composite Nonlinear Control Strategy, *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 2014, **86**(49), 2122-2143.



## KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

**Özcü M.**, Zeren S., Bir Arazi Aracında Aktif Viraj Denge Çubuğunun Modellenmesi ve Kontrolü, *2nd International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2017)*, Adana, Türkiye, Ekim 25-27 Ekim 2017.



## ÖZGEÇMİŞ

1990 yılında İstanbul'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 2012 yılında Kocaeli Üniversitesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim Dalı'ndan mezun oldu. 2018 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimi tamamladı.

2016 yılından beri Tümosan Motor ve Traktör Sanayi A.Ş firmasında Şasi Sistemleri Uzman Mühendisi olarak çalışmaktadır. Çok iyi derecede İngilizce ve Almanca bilmektedir.

