



**TORK VEKTÖRLEME İLE ARAÇ
STABİLİZASYONUNUN SAĞLANMASI**
Yüksek Lisans Tezi

Tolga ŞEN

Eskişehir 2025

**TORK VEKTÖRLEME İLE ARAÇ
STABİLİZASYONUNUN SAĞLANMASI**

Tolga ŞEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hasan ŞAHİN**

**Eskişehir
Eskişehir Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Ağustos 2025**

JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI

Tolga ŞEN'in "TORK VEKTÖRLEME İLE ARAÇ STABİLİZASYONUNUN SAĞLANMASI" başlıklı tezi 04/08/2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından değerlendirilerek "Eskişehir Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin ilgili maddeleri uyarınca, Makine Mühendisliği Anabilim dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Üye (Tez Danışmanı)

Üye

Üye

Unvanı Adı Soyadı

: Dr. Öğr. Üyesi Hasan ŞAHİN

: Prof. Dr. Oğuz ÇOLAK

: Doç. Dr. Ömer CİHAN

İmza

Prof. Dr. Harun BÖCÜK

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

04/08/2025

DANIşMAN ONAYI

Danişmanlığını yürüttüğüm Tolga şEN, “TORK VEKTÖRLEME İLE ARAÇ STABİLİZASYONUNUN SAğLANMASI” başlıklı tez çalışmasını tamamlamıştır. Hazırlamış olduğu tez tarafımca incelenmiş ve öğrencinin tez savunma sınavına alınması bilimsel ve etik açıdan uygun görülmüştür.

Tez Danişmanı
Dr. Öğr. Üyesi Hasan şAHİN



ÖZET

TORK VEKTÖRLEME İLE ARAÇ STABİLİZASYONUNUN SAĞLANMASI

Tolga ŞEN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Eskişehir Teknik Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Ağustos 2025

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hasan ŞAHİN

Günümüzde artan taşıt yoğunluğu ve dinamik yol koşulları, aktif araç kontrol sistemlerinin önemini belirgin şekilde artırmıştır. Bu çalışma, taşıtlarda kritik viraj manevraları sırasında stabilite ve yol tutuşunu optimize etmek amacıyla, hibrit bir kontrol stratejisi önermektedir. Önerilen sistem, yarı aktif süspansiyon ile ağırlık transferinin kontrolünü sağlarken, tork vektörleme stratejisi ile her tekerleğe bağımsız tork dağılımı sağlamaktadır. Kontrol algoritmaları, aracın viraj eğilimlerini gerçek zamanlı izleyerek iki sistemi kademeli olarak devreye sokmaktadır. CarMaker ve MATLAB-Simulink ortamında yapılan simülasyonlarda; dar virajda düşen yanal kayma açısı, artan yol tutuş performansı ve tekerlek yükü dalgalanmalarında azalma gözlemlenmiştir. Sonuçlar, hibrit yaklaşımın tek sistemli kontrol stratejilerine kıyasla stabilite sınırlarını genişlettiğini ve sürüş güvenliğini kritik senaryolarda anlamlı ölçüde artırdığını kanıtlamaktadır.

Anahtar Sözcükler: Yarı aktif süspansiyon, Taşıt stabilizasyonu, Tork Vektörleme, CarMaker, Simulink.

ABSTRACT

VEHICLE STABILIZATION VIA TORQUE VECTORING

Tolga ŞEN

Department of Mechanical Engineering

Eskişehir Technical University, Postgraduate Education Institute, August 2025

Advisor: Asst. Prof. Hasan ŞAHİN

Nowadays, increasing vehicle density and dynamic road conditions have significantly increased the importance of active vehicle control systems. This study proposes a hybrid control strategy to optimize stability and road holding during critical cornering maneuvers in vehicles. Proposed system provides weight transfer control with active suspension, while torque vectoring strategy provides independent torque distribution to each needed wheel. Control algorithms activate the two systems gradually by monitoring the vehicle's cornering tendencies in real time. In the simulations performed in CarMaker and MATLAB-Simulink environments; decreased side slip angle in tight corners, increased road holding performance and reduced wheel load fluctuations were observed. The results prove that the hybrid approach extends the stability limits compared to single-system control strategies and significantly increases driving safety in critical scenarios.

Keywords: Semi-active suspension, Vehicle stability, Torque vectoring, Carmaker, Simulink.

TEŞEKKÜR

Eğitim öğretim hayatımın her aşamasında yanımda olan, bana her daim inanan ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen sevgili annem İlknur ŞEN ve sevgili babam Celal ŞEN'e teşekkür ederim.

Akademik yolculuğumda bana rehberlik eden, bilgi ve tecrübeleriyle akademik hayatımın şekillenmesine büyük katkı sağlayan değerli danışman hocam Hasan ŞAHİN'e içten teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmamda kullandığım simülasyon yazılımı için gerekli akademik lisans desteğini sağlayarak araştırmamın gelişmesine katkıda bulunan IPG Automotive firmasına ve bu desteğin sağlanmasında başta Hamza DERE olmak üzere emeği geçen tüm yetkililere içten teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bu süreçte motivasyon kaynağım olan, fikirleriyle katkı sunan tüm arkadaşlarıma ve akademik hayatımda bana destek olan tüm öğretmenlerime minnettarım.

Tolga ŞEN

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Bu tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ve kurallara uygun davrandığımı; bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve bu kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi; bu çalışmanın Eskişehir Teknik Üniversitesi tarafından kullanılan “bilimsel intihal tespit programıyla tarandığını ve hiçbir şekilde “intihal içermediğini” beyan ederim. Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

Tolga ŞEN

İÇİNDEKİLER

BAŞLIK SAYFASI.....	I
JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI	II
DANIŞMAN ONAYI	III
ÖZET	IV
ABSTRACT.....	V
TEŞEKKÜR	VI
ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	VII
İÇİNDEKİLER	VIII
TABLolar DİZİNİ	XI
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	XII
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	XIV
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	5
2.1. Araç Koordinat Sistemleri ve Serbestlik Dereceleri	5
2.2. ISO/SAE Z-up Sabit Araç Koordinat Sistemi	6
2.3. Euler Açıları.....	6
2.4. Serbestlik Derecesi (DOF)	7
2.4.1. Bir serbestlik dereceli (1-DOF) model.....	7
2.4.2. İki serbestlik dereceli bisiklet (2-DOF) modeli.....	8
2.4.3. Üç serbestlik dereceli (3-DOF) model.....	9
2.5. Boylamsal Araç Dinamiği.....	10
2.5.1. Aerodinamik sürtünme kuvveti	11
2.5.2. Boylamsal lastik kuvvetleri	12
2.5.3. Yuvarlanma direnci.....	13
2.5.4. Basit frenleme performansı	14

2.6. Aracın Viraj Performansı.....	14
2.6.1. Düşük hızlarda viraj alma.....	15
2.6.2. Yüksek hızlarda viraj alma	15
2.6.3. Nötr dümenleme (Neutral steer)	16
2.6.4. Az dümenleme (Understeer).....	17
2.6.5. Aşırı dümenleme (Oversteer)	17
2.6.6. Karakteristik hız	18
2.6.7. Kritik hız	18
2.6.8. Sapma hızı kazancı.....	19
2.6.9. Yanal hızlanma kazancı	19
2.6.10. Kayma açısı.....	19
2.6.11. Küçük kayma açılarında yanal kuvvetler	20
2.7. Süspansiyon Sistemlerinin Taşıt Dinamiğine Etkileri.....	22
2.7.1. Geleneksel süspansiyon sistemleri	23
2.7.2. Yarı aktif süspansiyon sistemleri	25
2.7.3. Aktif süspansiyon sistemleri.....	28
2.8. Tork Vektörlemenin Araç Dinamiğine Etkileri	30
3. MATERYAL VE METOT	34
3.1. Test Pisti.....	35
3.2. Manevra ve Sürücü Bilgileri	39
3.3. Yarı-aktif Süspansiyon Sistemi	40
3.4. Yarı-Aktif Süspansiyon ve Tork Vektörleme Sistemi.....	41
3.5. Veri Toplama ve Analiz Yöntemleri.....	43
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	44
4.1. Yarı Aktif Süspansiyon ile Araç Stabilesinin Sağlanması	44
4.2. Yarı Aktif Süspansiyon ve Tork Vektörleme ile Araç Stabilizasyonu.....	57

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	69
KAYNAKÇA	74
ÖZGEÇMİŞ	



TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 3.1.1. IPG EV ve BMW X5 araçlarının yay,sönümleme, anti-roll bar katsayıları ve rüzgâr direnci tablosu.	38
Tablo 3.3.1. BMW X5 aracının ilk ve son halinin yay, sönümleme, anti-roll bar katsayıları ve rüzgâr direnci tablosu.	40
Tablo 3.4.1. IPG_EV aracına uygulanan yarı aktif süspansiyon parametreleri.	42
Tablo 3.4.2. IPG_EV aracına uygulanan ek tork miktarları.	42



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. SAE Standartlarına göre araç koordinat sistemi.....	5
Şekil 2.4.1.1. 1-DOF Titreşim sistemi.....	7
Şekil 2.4.2.1. 2-DOF Bisiklet Modeli (Jazar, R. N. ,2014).	8
Şekil 2.4.3.1. 3-DOF Model	9
Şekil 2.5.1. Eğimli yolda hareket eden bir araca etki eden uzunlamasına kuvvetler	10
Şekil 2.5.3.1. Temas yüzeyi üzerindeki asimetrik normal yük dağılımı. (Jazar, R. N. ,2014).	13
Şekil 2.6.5.1. Hızla birlikte direksiyon açısı değişimi. (Gillespie, T., 2021).....	18
Şekil 2.6.11.1. Ön lastik kayma açısı ve yanal kuvvet (Rajamani, 2006)	20
Şekil 2.7.2.1. Çeyrek araç yarı aktif süspansiyon modeli (Yue ve ark., 1988).....	28
Şekil 3.1.1. Hockenheim Short Circuit Haritası. (Wikipedia, 2025).....	35
Şekil 3.1.2. CarMaker Programındaki Hockenheim pisti.....	35
Şekil 3.1.3. Simülasyon ortamında Hockenheim pistinin görünümü.	36
Şekil 3.1.4. BMW X5 aracının yandan, yukarıdan görünüşü ve kullanılan lastikler.	36
Şekil 3.1.5. BMW X5 aracının güç aktarma organlarının gösterimi.	37
Şekil 3.1.6. IPG EV aracının yandan, yukarıdan görünüşü ve kullanılan lastikler.....	37
Şekil 3.1.7. IPG EV aracının güç aktarma organlarının gösterimi.	38
Şekil 3.2.1. Araç manevrasının ve hızının gösterimi.....	39
Şekil 3.2.2. Agresif sürücü davranışının gösterimi.....	39
Şekil 4.1.1. Aracın sol ön ve arka tekerlerindeki kayma açıları (derece).	44
Şekil 4.1.2. Yarı aktif süspansiyon müdahalesi sol tekerlerin kayma açıları (derece)....	45
Şekil 4.1.3. X eksenindeki ivme (m/s^2).	46
Şekil 4.1.4. Y eksenindeki ivme (m/s^2).....	47
Şekil 4.1.5. Z eksenindeki ivme (m/s^2).....	49
Şekil 4.1.6. Direksiyon açısı (derece).....	50

Şekil 4.1.7. Sol ön teker X yönündeki kuvvetler (N).	51
Şekil 4.1.8. Sol arka teker X yönündeki kuvvetler (N).	51
Şekil 4.1.9. Sol ön teker Y yönündeki kuvvetler (N).	52
Şekil 4.1.10. Sol arka teker Y yönündeki kuvvetler (N).	52
Şekil 4.1.11. Sol ön teker kayma açısı (derece).	53
Şekil 4.1.12. Sol arka teker kayma açısı (derece).	54
Şekil 4.1.13. Sapma oranı (derece/s).	55
Şekil 4.1.14. Aracın varsayılan haliyle virajdaki takla anı.	56
Şekil 4.1.15. Aracın yarı aktif süspansiyon müdahalesi ile virajı aldığı an.	56
Şekil 4.2.1. Aracın varsayılan haliyle sol tekerlerin kayma açıları (derece).	57
Şekil 4.2.2. Aracın varsayılan haliyle virajdaki takla anı.	58
Şekil 4.2.3. Yarı aktif süspansiyon sistemiyle sol tekerlerin kayma açıları (derece).	59
Şekil 4.2.4. Yarı aktif süspansiyon müdahalesi ile virajdaki takla anı.	60
Şekil 4.2.5. Hibrit kontrol sistemi devrede sol tekerlerin kayma açıları (derece).	60
Şekil 4.2.6. Direksiyon açısı (derece).	62
Şekil 4.2.7. Sol ön teker X yönündeki kuvvetler (N).	63
Şekil 4.2.8. Sol ön teker Y yönündeki kuvvetler (N).	63
Şekil 4.2.9. Sol arka teker X yönündeki kuvvetler (N).	64
Şekil 4.2.10. Sol arka teker Y yönündeki kuvvetler (N).	65
Şekil 4.2.11. Sol ön teker kayma açısı (derece).	66
Şekil 4.2.12. Sol arka teker kayma açısı (derece).	66
Şekil 4.2.13. Sapma oranı (derece/s).	67

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

- p : X eksenine etrafındaki yuvarlanma hızı
- q : Y eksenine etrafındaki eğim hızı
- r : Z eksenine etrafındaki sapma hızı (yaw rate)
- δ : Ön tekerlek direksiyon açısı
- L : Dingil mesafesi
- R : Dönüş yarıçapı
- δ_o : Dış ön tekerleğin direksiyon açısı
- δ_i : İç ön tekerleğin direksiyon açısı
- F_y : Yanal kuvvet (viraj kuvveti)
- K_ϕ : Viraj sertliği
- a_f : Ön tekerlek kayma açısı
- a_r : Arka tekerlek kayma açısı
- V_x : Boylamsal (ileri) hız
- U (veya V): Ağırlık merkezine göre yanal hız
- a : Ağırlık merkezinden ön tekerleklere olan uzunlamasına mesafe
- b : Ağırlık merkezinden arka tekerleklere olan uzunlamasına mesafe
- β : Aracın kayma açısı
- m : Kütle
- c : Viskoz sönümlemesi olan amortisörün sönümleme katsayısı
- k : Yayın sertliği
- x : x yönündeki hareket
- y : y yönündeki hareket
- z : z yönündeki hareket
- ξ : Sönüm oranı
- ω_n : Doğal frekans
- f_n : Doğal frekans
- F_{xf} : Ön lastiklerdeki uzunlamasına lastik kuvveti.
- F_{xr} : Arka lastiklerdeki uzunlamasına lastik kuvveti.

F_{aero} : Eşdeğer uzunlamasına aerodinamik sürtünme kuvveti.

R_{xf} : Ön lastiklerdeki yuvarlanma direncinden kaynaklanan kuvvet.

R_{xr} : Arka lastiklerdeki yuvarlanma direncinden kaynaklanan kuvvet.

g : Yer çekiminden kaynaklanan ivmedir.

Θ : Aracın üzerinde seyahat ettiği yolun eğim açısı.

ρ : Hava yoğunluğu.

C_d : Aerodinamik sürtünme katsayısı.

A_F : Aracın seyahat yönündeki ön alanı.

V_x : Boylamsal araç hızı.

V_{wind} : Rüzgâr hızı.

V_0 : Başlangıç hızı.

r_{eff} : Tekerlek etkin yarıçapı.

ω_W : Tekerlek açısal hızı.

C_{σ_f} : Ön lastiklerin uzunlamasına lastik sertlik parametresi.

C_{σ_r} : Arka lastiklerin uzunlamasına lastik sertlik parametresi.

f_r : Yuvarlanma direnci katsayısı.

W : Aracın ağırlığı.

R_x : Yuvarlanma direnci kuvveti.

M_{ax} : Aracın kütlesi çarpı boylamsal ivme.

D_A : Aerodinamik sürüklenme.

δ : Ön tekerleklerdeki direksiyon açısı (derece).

F_y : Yanal kuvvet, kamber açısı sıfır olduğunda viraj kuvveti.

C_α : Viraj sertliği.

α : Hız vektörü ile tekerleğin dönme düzlemi arasındaki kayma açısı.

F_{yf} : Ön aksdaki yanal (viraj) kuvveti.

F_{yr} : Arka aksdaki yanal (viraj) kuvveti.

V : İleri hız.

W_f : Ön aks üzerindeki yük (lb).

W_r : Arka aks üzerindeki yük (lb).

C_{af} : Ön lastiklerin yanal rijitliği (lb/derece).
 C_{ar} : Arka lastiklerin yanal rijitliği (lb/derece).
 K : Yanal ivmedeki artış miktarı (derece/g).
 α_f : Ön tekerlek kayma açısı.
 α_r : Arka tekerlek kayma açısı.
 V_{char} : Karakteristik hız.
 a_y : Yanal ivmelenme.
 V_{crit} : Kritik hız.
 r : Sapma hızı (yaw rate).
 ψ : Aracın sapma oranı.
 θ_{vf} : Ön tekerlekteki hız vektörünün aracın hareket yönüyle yaptığı açı.
 θ_{vr} : Arka tekerleğin hız vektörünün aracın hareket yönüyle yaptığı açı, (-)
 V_y : Ağırlık merkezine göre yanal hız.
 l_f : Ağırlık merkezinden ön tekerleklere olan uzunluğuna mesafe.
 l_r : Ağırlık merkezinden arka tekerleklere olan uzunluğuna mesafe.
 ϕ : Boylamsal eksen etrafındaki dönme hareketi.
 z_s : Gergin yay yer değiştirmesi.
 z_u : Gevşek yay yer değiştirmesi.
 z_r : Yol profili girdisi.
 m_s : Yaylanmış kütle.
 m_u : Yaylanmamış kütle
 k_s : Süspansiyon sertliği.
 b_s : Süspansiyon sönümlemesi.
 F_a : Aktif süspansiyon aktüatör kuvveti.
 F_{semi} : Yarı aktif kuvvet
 b_{semi} : Yarı aktif sönümleyicinin değişken sönüm katsayısı.
 b_{maks} : Maksimum izin verilen sönüm katsayısı
ABS : Anti-lock Braking System / Kilitlenme Karşıtı Fren Sistemi
ACS : Active Control System / Aktif Kontrol Sistemi

ABC : Active Body Control (Aktif Gövde Kontrolü)

AYC : Direct Yaw Moment Control (Doğrudan Sapma Momenti Kontrolü)

AD : Autonomous Driving / Otonom Sürüş

ADAS : Advanced Driver Assistance Systems / Gelişmiş Sürücü Destek Sistemleri

ASR : Anti-Slip Regulation/ Patinaj nleme Sistemi

CoG : Center of Gravity / Ağırlık Merkezi

DOF : Degree of Freedom / Serbestlik Derecesi

DYC : Direct Yaw Moment Control (Doğrudan Sapma Momenti Kontrolü)

EA : Elektrikli Araç

ECU : Electronic Control Unit (Elektronik Kontrol nitesi)

eLSD : Electronic Limited Slip Differential (Elektronik Sınırlı Kaymalı Diferansiyel)

ER : Electrorheological (Elektroreolojik)

ESP : Electronic Stability Program / Elektronik Stabilite Programı

ESC : Electronic Stability Control / Elektronik Stabilite Kontrolü

EV : Electric Vehicle / Elektrikli Araç

SIL : Software in the Loop / Sürücü Döngüde Simülasyonu

H_{∞} : H-infinity (H-sonsuz Kontrol Yöntemi)

TCS : Traction Control System / Çekiş Kontrol Sistemi

TV : Torque Vectoring / Tork Vektörleme

TVC : Torque Vectoring Control / Tork Vektörleme Kontrolü

ISO : International Organization for Standardization (Uluslararası Standartlar Teşkilatı)

IVWM: In-Wheel Motors (Tekerlek İçi Motorlar)

LMI : Linear Matrix Inequalities (Doğrusal Matris Eşitsizlikleri)

MPC : Model Predictive Control (Model ngrl Kontrol)

MRC : Magnetic Ride Control (Manyetik Srş Kontrolü)

PID : Proportional-Integral-Derivative (Oransal-İntegral-Türevsel Denetleyici)

SAE : Society of Automotive Engineers (Otomotiv Mühendisleri Topluluğ)

SH-AWD : Super Handling All-Wheel Drive(Süper Yol Tutuşlu Dört Tekerlek Çekiş)

SMC : Sliding Mode Control (Kayan Kipli Kontrol / Kayar Mod Kontrolü)

SoH : State of Health (Batarya Sağlık Durumu)

SUV : Sport Utility Vehicle (Spor Arazi Aracı)

WBC : Wave Based Control (Dalga Tabanlı Kontrol)

4WD : Four-Wheel Drive (Dört Tekerlekten Çekiş)



1. GİRİŞ

Günümüzde araç güvenliği ve stabilitesi, otomotiv teknolojilerindeki hızla gelişen yenilikler ve dinamik yol koşulları nedeniyle küresel öncelik haline gelmiştir. 1.47 Milyara ulaşan taşıt sayısı karmaşıklaşan şehir içi, şehirlerarası yol ağları ve modern araçların yüksek hız kapasiteleri, güvenlik standartlarının sürekli revizyonunu gerektirmektedir (Hedgers Company, 2025). Bu durum, sadece olası kaza anında can ve mal kaybını en aza indiren pasif güvenlik önlemlerinin zamanla yetersiz kalmasına sebebiyet vermiştir. Pasif güvenlik önlemleri (emniyet kemeri, hava yastığı vb.), çarpışma gerçekleşikten sonra devreye girerek yolcuları korumayı hedefler. Ancak bu sistemlerin temel yetersizliği, kazanın meydana gelmesini engelleme kabiliyetlerinin eksikliğidir. Kapsamlı yol güvenliği çalışmaları, pasif sistemlerin birincil rolünün kaza sonrası yaralanma şiddetini azaltmak olduğunu, kazanın kendisini önlemek olmadığını ortaya koymaktadır (Elvik vd., 2009). Bu durum, pasif önlemlerin kaza anındaki fiziksel etkilere bir sınır dahilinde müdahale edebildiğini, ancak asıl sorun olan kazanın oluşumunu engelleyemediğini göstermiştir. Pasif güvenlik önlemlerinin eksiklikleri, aktif güvenlik sistemlerinin (ACS) geliştirilmesini ve seri üretim araçlarda giderek daha fazla kullanılmasını zorunlu hale getirmiştir. Bu ACS'lerin verimli çalışabilmesi için, araç dinamik kararlılığını gösteren yan kayma açısı gibi durum bilgilerinin doğru ve gerçek zamanlı olarak elde edilmesi gerekmektedir (Jizheng Liu vd., 2020). Aktif güvenlik önlemleri, kazaları önceden algılayarak sürücüyü uyarmakta veya fren ve motor torkunu tekerleklerle ayrı ayrı uygulayarak kontrolden çıkmayı engellemektedir. Kararlılık kontrolü (ESC), tekerlekli frenleme (ABS), çekiş kontrolü (ASR/TCS), aktif süspansiyon ve tork vektörleme sistemleri gibi birçok teknoloji bu kapsamdadır.

Araç dinamiği kontrolü, özellikle yatay düzlemdeki davranışı yönetir. Dinamik kontrol algoritmaları, araç hareketini sürekli izleyip gerektiğinde ani manevralarda stabiliteyi korumak için müdahale eder. Yan kayma açısı, direksiyon açısı ve tekerlek hızları gibi değişkenler bu kontroller için kritik girdilerdir. Stabilite kontrolü için araç dinamiği parametreleri temel alındığından, gerçek zamanlı olarak hesaplanan araç hızı ve yan kayma açısı gibi parametreler ve bunların önceden gözlemlenebilmesi sistemlerin performansını doğrudan etkiler. Yan kayma açısı (sideslip angle), aracın merkez kütle hareket doğrultusu ile uzunlamasına eksenindeki farktır (Yoon and Peng, 2014). Bu açı, aracın kayıp kayma yapma eğilimini gösterir; büyüdükçe araç kontrolü zorlaşır. Dinamik kontrol sistemleri için yan kayma açısı kritik bir durum belirteci olup, özellikle

viraj alma esnasında aracın dengede kalması açısından önem taşır. Bessafa ve arkadaşları (2022) da yan kayma açısının yatay stabiliteyle ilişkili olması ve aktif güvenlik kontrol sistemleri açısından önemini vurgulamışlardır (Atheupe vd., 2023). Yan kayma açısı arttıkça dengeyi sağlayacak müdahaleler gerektiğinden, bu parametrenin doğru tahmin edilmesi veya kontrol edilmesi güvenlik için hayati önem taşır. Bu nedenle modern dinamik kontrol algoritmaları, yan kayma açısını doğrudan ölçmektense sensör verilerinden kestirerek araç durumunu tespit etmeye odaklanmaktadır. Bu parametrelerin güvenliği tehlikeye atacak olan kritik değerlere ulaşmamasında en büyük rollerden birini de süspansiyon elemanları oynamaktadır.

Süspansiyon sisteminin temel amacı, sürüş konforunu ve güvenliğini artırmak için araç gövdesini yol düzensizliklerinden izole etmek ve yol tutuşu sağlamak için tekerleklerin yol ile sürekli temasını sürdürmektir (Mohd. Avesh and Rajeev Srivastava, 2012). Literatürde yarı-aktif sistemlerin, pasif sistemlerin basit yapısı ile aktif sistemlerin adaptif kapasitesi arasında denge kurduğu belirtilmiştir (Wang vd., 2024). Süspansiyon sistemleri, pasif (sabit yay ve amortisörlü), yarı aktif ve tam aktif olarak üç gruba ayrılabilir. Pasif süspansiyonlar geleneksel amortisör ve yaylarla yol darbelerini sınırlandırır. Geleneksel (pasif) araç süspansiyon sistemleri sürüş konforu (yol bozukluklarından izolasyon) ile yol tutuş (araç gövdesinin kontrolü) arasında kaçınılmaz bir uzlaşma sunar (J.Y. Wong, 2008). Yarı-aktif süspansiyonlar ayarlanabilir amortisör özellikleri sayesinde yol şartlarına adaptasyon sağlar. Sönümleme katsayısını sensör verilerine ve gelişmiş kontrol algoritmalarına göre anlık olarak değiştirme yeteneği sayesinde bu dengeyi önemli ölçüde iyileştirir (S. M. Savaresi vd.,2010). Bu sistemlerin teorik altyapısı ve konfor artırma potansiyeli, Karnopp vd. (1974) tarafından tanıtılan ve araç gövdesini sanki gökyüzüne bağlı bir sönümleyiciyle izole etmeyi amaçlayan "skyhook" kontrol stratejisi gibi yenilikçi yaklaşımlarla desteklenmiştir. Tam aktif süspansiyonlar ise harici enerji kaynağı kullanarak süspansiyon kuvvetlerini dinamik olarak yönetir. Süspansiyon teknolojisinin zirvesini temsil eden aktif süspansiyonlar ise, harici bir enerji kaynağı ve eyleyiciler kullanarak sisteme aktif olarak kuvvet uygular (D. Hrovat, 1997). Bu sayede virajlarda gövdenin yana yatmasını (yalpalama) veya frenleme/hızlanma esnasındaki öne/arkaya eğilmeleri (yunuslama) neredeyse tamamen ortadan kaldırarak hem sürüş konforunu hem de lastiklerin yolla temasını ve dolayısıyla yol tutuş ile genel güvenliği, pasif veya yarı aktif sistemlerin ulaşamayacağı bir seviyeye taşır ve bu üstün kontrol, dolaylı olarak aracın sapma (yaw) dinamiklerini de olumlu

etkileyerek daha stabil ve öngörülebilir bir sürüş karakteristiği sunar (R. M. Goodall and W. Kortüm, 1983). Sonuç olarak, bu sistemler, basitten karmaşığa doğru artan yetenek, maliyet ve teknolojik derinlikle, araç gövde kontrolünü radikal bir şekilde iyileştirerek ve sürüş deneyimini yeniden tanımlayarak otomotiv mühendisliğindeki sürekli gelişimi yansıtmaktadır.

Tork vektörleme, araç kontrolü için tekerlekler arası tork dağılımını değiştirerek dengeyi koruyan bir teknolojidir. Bu yöntem özellikle virajlarda iç ve dış tekerleklerle farklı tork uygulayarak aracın yönelim kontrolünü iyileştirir. Tork vektörlemenin en önemli avantajı, viraj alırken oluşan azalmış kavrama nedeniyle ortaya çıkan az ya da aşırı dümenlenme (understeer/oversteer) durumlarını önleyerek aracın stabilitesini korumaktır (Noh vd., 2014). Temel prensibi, aracın dikey eksen etrafında ek bir sapma (yaw) momenti oluşturarak, sürücünün direksiyon girdilerine daha hassas ve hızlı yanıt verilmesini sağlamak, böylece aracın istenen yörüngede kalmasına yardımcı olmaktır. Tork vektörleme sistemlerinin farklı mekanizmaları (örneğin, aktif diferansiyeller, tekerlek bazlı frenleme veya elektrik motorlarının bağımsız kontrolü) ve bunların araç dinamiği üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenmiş, bu teknolojinin aracın hem doğrusal olmayan hem de limit yol tutuş karakteristiklerini iyileştirme potansiyeli vurgulanmıştır (M. Canalea and L. Fagianoa, 2007). Modern yüksek performanslı ve dörtkiriş tahrikli araçlarda tork vektörleme yaygın olarak kullanılır; asimetrik tork dağıtımı yoluyla daha hızlı ve güvenli viraj alma sağlanır. Tork vektörlemenin “araç sürüş performansını iyileştirmek ve sınır durumlarda stabiliteyi artırmak” için bilinen bir teknik olduğunu vurgulamıştır Elektrikli araçlarda (EV) birden fazla bağımsız elektrik motorunun bulunması, tork vektörleme kontrolünü daha kolay ve hassas kılar. Elektrik motorları istenen torku içten yanmalı motora veya mekanik diferansiyellere kıyasla çok daha hızlı ve kesin şekilde ulaştırabilir (Novellis vd., 2012). Ayrıca Lu ve arkadaşları (2016), araç altında sürekli çalışan bir tork vektörleme kontrolörünün geçiş esnasındaki titreşimleri bastırıp araç dönüş tepkisini iyileştirdiğini, dolayısıyla aktif güvenlik açısından yaw sönümlemesini önemli ölçüde artırdığını belirtmiştir. Böylece tork vektörleme, sadece performansı artırmakla kalmaz, aynı zamanda ani manevralarda aracın denge sınırlarını genişleterek güvenliği de güçlendirir.

Bu çalışmada, araç dinamiğinin aktif kontrolüne yönelik yenilikçi ve hibrit bir yaklaşım sunulmaktadır. Söz konusu yaklaşım, aktif süspansiyon sistemlerinin ve tork vektörleme stratejilerinin bütünleşmiş bir şekilde çalıştırılmasını ve eş zamanlı

kullanımını esas almaktadır. Tasarlanan bu sistemin etkinliğini doğrulamak amacıyla CarMaker ve Matlab-Simulink yazılımları kullanılarak kapsamlı simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu simülasyonlar aracılığıyla aracın kayma açıları, yuvarlanma davranışı gibi dinamik durumlar gerçeklikle izlenmiş, bu sayede az/aşırı dümenleme durumları gerçekleşmeden önce tespit edilmiştir. Aracın virajda yoldan sapma eğilimi gösterdiği kritik durumlarda, öncelikli olarak aktif süspansiyon sistemi devreye sokularak süspansiyon parametrelerine anlık olarak müdahale edilmiş ve aracın yönelme momenti üzerinde düzeltici etkiler oluşturulmuştur. Bu ilk müdahale, aracın gövde hareketlerini ve ağırlık transferini kontrol altına alarak stabiliteyi artırmayı başarmıştır.

Aktif süspansiyon müdahalesinin tek başına yetersiz kaldığı veya sistemin sınırlarına ulaşıldığı senaryolarda ise, hibrit kontrol yaklaşımının ikinci aşaması olan tork vektörleme stratejisi devreye girmektedir. Bu aşamada, tüm tekerlekleri bağımsız olarak tahrik edebilen elektrik motorları sayesinde simülasyon ortamında dönüşün stabil bir şekilde sağlanabilmesi adına gerekli tekerleğe hassas bir şekilde ek tork uygulanarak aracın denge kontrolü etkin bir şekilde sağlanmıştır. Bu bütünleşmiş yaklaşım, farklı senaryolarda optimum performansı garantilemekte ve tekil sistemlerin sınırlılıklarını ortadan kaldırmaktadır.

Geliştirilen bu hibrit kontrol yaklaşımı, özellikle viraj içi dinamik stabilitenin artırılması yoluyla aracın yoldan çıkma riskini minimize etmekte ve yolcu, can ve mal güvenliğine önemli katkılar sunmaktadır. Çalışmanın sonuçları, aktif süspansiyon ve tork vektörleme stratejilerinin birlikte kullanılmasıyla elde edilen sinerjik iyileştirmelerin, aracın limit koşullardaki yol tutuş ve stabilite performansını önemli ölçüde artırdığını ve güvenlik açısından sürdürülebilirliğin bir hayli yüksek olduğunu açıkça ortaya koymaktadır. Bu tür ileri kontrol sistemlerinin birlikte kullanılması, sadece günümüz araçlarının güvenliğini değil, aynı zamanda gelecekteki otonom sürüş sistemlerinin temelini oluşturarak daha güvenli ulaşım çözümlerine zemin hazırlamaktadır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Araç dinamiği ve taşıt stabilizasyonunun doğru bir şekilde anlaşılması, ana amacı güvenli, konforlu bir sürüş sağlamak olan taşıtların tasarımı ve sürdürülebilirliği için temel bir gerekliliktir. Araç hareketlerini tanımlayan temel kavramları, stabilizasyonun önemini, literatürde nasıl ele alındığını ve araç dinamiği modellemelerinin esaslarını ele almaktadır. Araç dinamiği konusu, araçların (otomobiller, kamyonlar, otobüsler ve özel amaçlı araçlar) yol yüzeyindeki hareketleriyle ilgilenir. İlgi duyulan hareketler hızlanma ve frenleme, sürüş ve dönüşlerdir. Dinamik davranış, araca lastiklerden, yer çekiminden ve aerodinamikten gelen kuvvetler tarafından belirlenir. Araç ve bileşenleri, belirli bir manevra koşulunda bu kaynakların her biri tarafından hangi kuvvetlerin üretileceğini ve aracın bu kuvvetlere nasıl tepki vereceğini belirlemek için incelenir. Bu amaçla, hareketleri tanımlamak için kullanılacak sistemleri ve kuralları modellemek için titiz bir yaklaşım oluşturmak esastır.

2.1. Araç Koordinat Sistemleri ve Serbestlik Dereceleri

Araç hareketleri, ağırlık merkezinde (CoG) başlayan ve araçla birlikte hareket eden sağ el ortogonal koordinat sistemine (araç sabit koordinat sistemi) referansla tanımlanır (SAE, 2008).

x: İleri ve simetrisinin uzunlamasına düzleminde

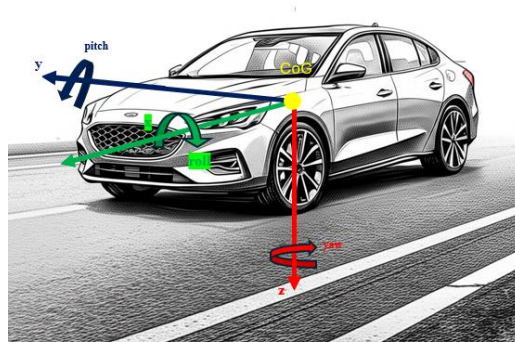
y: Aracın sağ tarafından yanal olarak dışarı

z: Araca göre aşağı doğru

p: X eksenini etrafındaki yuvarlanma hızı

q: Y eksenini etrafındaki eğim hızı

r: Z eksenini etrafındaki sapma hızı



Şekil 2.1. SAE Standartlarına göre araç koordinat sistemi.

2.2. ISO/SAE Z-up Sabit Araç Koordinat Sistemi

Yaygın olarak kullanılan bir diğer araç sabit koordinat sisteminde Z eksenini yukarıyı gösterirken pozitif, X eksenini ise ileriye gösterir. Bu, Y ekseninin pozitifinin aracın solunu göstermesiyle sonuçlanır:

- x:** İleri ve simetrisinin uzunlamasına düzleminde.
- y:** Aracın sol tarafından yanal olarak dışarı.
- z:** Araca göre yukarı doğru.
- p:** X eksenini etrafındaki yuvarlanma hızı. Pozitif yuvarlanma sağa doğrudur.
- q:** Y eksenini etrafındaki eğim hızı. Pozitif eğim burun aşağıdır.
- r:** Z eksenini etrafındaki sapma hızı. Pozitif sapma sola doğrudur.

2.3. Euler Açıları

Euler açıları, üç boyutlu uzayda bir cismin veya bir koordinat sisteminin yönelimini (oryantasyonunu) tanımlamak için kullanılan üç adet açıdır. Temel fikir, herhangi bir yöneline ulaşmak için, başlangıçtaki bir referans koordinat sisteminden başlayarak, önceden belirlenmiş bir sıra ile üç temel eksen etrafında ardışık dönüşler yapmaktır. Bu ardışık dönüşümün sonucunda elde edilen dönüşüm matrisleri, sabit bir referans çerçevesinden cismin kendi yerel koordinat sistemine geçişini sağlayarak aracın uzaydaki anlık konumunun belirlenmesine olanak tanır.

Araç gövdesinin dönüklüğü, dikey eksen etrafında yaw (sapma), enine ekseninde roll (yan eğilme) ve enine ekseninde pitch (ön-arka eğilme) açıları ile tanımlanır. Bu açılarla yapılan dönüşüm matrisleri ve serbest cisim diyagramları aracın konumunu belirler.

Sapma (Yaw, r , ψ) Açısı: Dikey eksen etrafındaki dönme hareketidir. Viraj alma, şerit değiştirme gibi manevralarda kritik rol oynar. Sapma açısındaki kontrol kaybı savrulma ve spin atmanın kök sebeplerinden biridir.

Yunuslama (Pitch, θ) Açısı: Enine eksen etrafındaki dönme hareketidir. Boylamsal ivmelenmenin yüksek olduğu hızlanma sırasında arkaya yatma ve yavaşlama sırasında öne dalma manevraları sırasında meydana gelir ve sürüş konforunu etkiler.

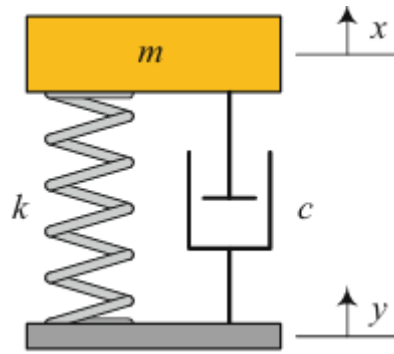
Yatış (Roll, ϕ) Açısı: Boylamsal eksen etrafındaki dönme hareketidir. Yanal kuvvetler aracın yol tutuş hissini, araç dengesini ve devrilme riskini tetikler. Aktif süspansiyon sistemleri yatış hareketlerini kontrol etmeyi hedefler.

2.4. Serbestlik Derecesi (DOF)

Genel olarak serbestlik derecesi, bir sistemin konumunu veya konfigürasyonunu tamamen tanımlamak için gereken bağımsız koordinatların minimum sayısıdır. Dinamik modellemede, bir sistemin toplam serbestlik derecesi, n , her bir kütlenin serbestlik derecesi ile kütle sayısının çarpımı olabilir; eğer her kütlenin bir serbestlik derecesi varsa, sistemin serbestlik derecesi kütle sayısına eşittir (Jazar, R. N.,2014).

2.4.1. Bir serbestlik dereceli (1-DOF) model

Her titreşimli sistem, kütleler, sönümleyiciler ve yayların bir kombinasyonu olarak modellenebilir. Bu hareket denklemini bir serbestlik derecesi (1-DOF) titreşimli sistem denir. (Jazar, R. N. ,2014). Tek serbestlik dereceli modeller, genellikle sistemin yalnızca bir doğrultudaki hareketini incelemek amacıyla geliştirilir. En temel örneği, bir kütlenin yay ve sönümleyici aracılığıyla sabit bir tabana bağlandığı sistemlerdir. Araç dikey dinamiğinde yaygın olarak kullanılan bu modellerde, yol yüzeyindeki düzensizlikler taban hareketi şeklinde modele uygulanır ve gövde ya da tekerlek gibi kütle elemanlarının tepkisi analiz edilir. Çeyrek araç modeli (quarter car model) ve bir-sekizlik araç modeli (one-eighth car model), bu kapsamda sık kullanılan basitleştirilmiş 1-DOF sistemlerdir. Bu tür modeller genellikle zıplama (bounce) doğal frekansı ve sönüm oranı gibi temel dinamik özellikleri analiz etmeye yöneliktir.



Şekil 2.4.1.1. 1-DOF Titreşim sistemi

Sertliği k olan bir yay ve viskoz sönümlemesi c olan bir amortisör yaylı kütleyi destekler ve aracın ana süspansiyonunu temsil eder. Süspansiyon parametreleri k ve c , tekerleğin merkezinde ölçülen bir tekerlek için eşdeğer sertlik ve sönümlemedir (Jazar, R. N. ,2014).

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky \quad (2.1)$$

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -m\ddot{y} \quad (2.2)$$

$$z = x - y \quad (2.3)$$

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 2\xi\omega_n\dot{y} + \omega_n^2y \quad (2.4)$$

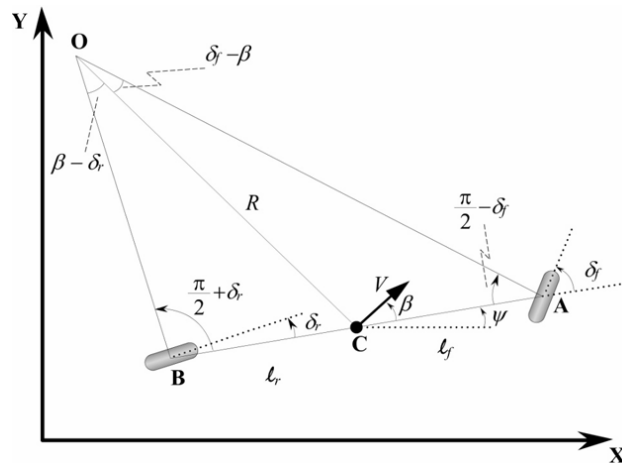
$$\ddot{z} + 2\xi\omega_n\dot{z} + \omega_n^2z = -\ddot{y} \quad (2.5)$$

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.6)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\pi f_n \quad (2.7)$$

2.4.2. İki serbestlik dereceli bisiklet (2-DOF) modeli

İki serbestlik dereceli sistemler, birbirinden bağımsız iki hareketin etkileşimini modelleyerek daha karmaşık dinamik davranışları analiz etmeye olanak tanır. Örneğin, dikey titreşim analizlerinde süspansiyon ve lastik esnekliklerinin birlikte ele alındığı durumlarda 2-DOF modeller kullanılır. Benzer şekilde, aracın dikey ötelemesi (bounce) ile boyuna eksen etrafındaki dönmesi (pitch) arasındaki etkileşimi tanımlamak için de bu tür modeller tercih edilir. Yanal dinamik analizlerde kullanılan bisiklet modeli (bicycle model), aracın yanal konumu ve sapma açısını (yaw) içeren iki serbestlik derecesine sahiptir. Ayrıca, yönlendirilemeyen bir tekerlekte düşey öteleme ve kendi eksen etrafında dönme hareketi olmak üzere iki DOF bulunur.



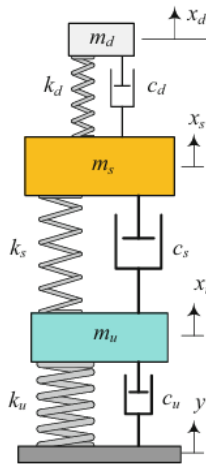
Şekil 2.4.2.1. 2-DOF Bisiklet Modeli (Jazar, R. N. ,2014).

Bisiklet modelinde, iki sol ve sağ ön tekerlek A noktasında tek bir tekerlek ile temsil edilir. Benzer şekilde arka tekerlekler, B noktasında merkezi bir arka tekerlek ile temsil edilir. Ön ve arka tekerlekler için direksiyon açıları sırasıyla δ_f ve δ_r ile gösterilir. Model hem ön hem de arka tekerleklerin yönlendirilebildiği varsayılarak türetilmiştir. Sadece ön tekerlekten yönlendirme durumunda, arka direksiyon açısı δ_r sifıra ayarlanabilir. Aracın ağırlık merkezi C noktasındadır. A ve B noktalarının aracın ağırlık merkezine olan uzaklıkları sırasıyla ℓ_f ve ℓ_r 'dir. Aracın dingil mesafesi $L = \ell_f + \ell_r$ 'dir.

Aracın düzlemsel hareket yaptığı varsayılır. Aracın hareketini tanımlamak için üç koordinat gereklidir: X, Y ve ψ . (X, Y), aracın ağırlık merkezinin konumunun eylemsizlik koordinatları iken, ψ aracın yönelimini tanımlar. Aracın ağırlık merkezindeki hız V ile gösterilir ve aracın boylamsal eksenini ile bir β açısı yapar. β Açısı, aracın kayma açısı olarak adlandırılır.

2.4.3. Üç serbestlik dereceli (3-DOF) model

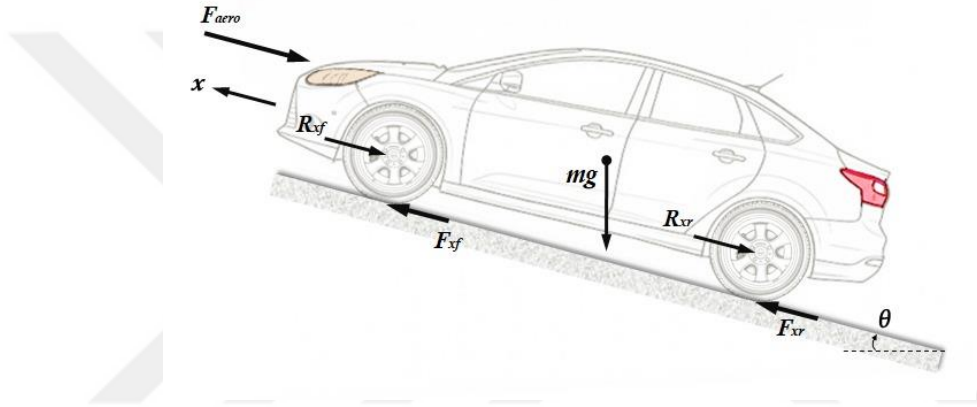
Bir araç düz ve düzgün bir zemin üzerinde hareket ettiğinde, kabaca düzlemde hareket eden rijit bir cisim olarak modellenebilir. Bu durumda, aracın dinamiğini tanımlamak için 3-DOF modeli kullanılabilir. Bu modeldeki üç serbestlik derecesi, genellikle aracın boylamsal öteleme, yanal öteleme ve sapma hareketini temsil eder. Tam bir rijit cismin üç boyutlu uzaydaki hareketinin altı serbestlik derecesine (üç öteleme, üç dönme) sahip olduğunu belirtir (Baruh, 2014).



Şekil 2.4.3.1. 3-DOF Model

2.5. Boylamsal Araç Dinamiği

Araç dinamiği, yer araçlarının hareketini inceleyen mühendislik disiplini ve boylamsal, yanal ve düşey dinamikleri kapsar (Jazar, R. N. ,2014). Boylamsal araç dinamiği, bir aracın ileri-geri yönde (x-ekseni doğrultusunda) hareketlerini ve bu hareketlere etki eden kuvvetleri inceleyen dinamik disiplindir. Temel olarak aracın hızlanması, frenlemesi ve tırmanma gibi düzlem boyunca hareket durumlarını analiz eder. Aracın hızlanma, yavaşlama ve düz yolda sabit hızda seyahat etme gibi performans karakteristiklerinin analizi, boylamsal tepkinin anlaşılmasına dayanır.



Şekil 2.5.1. Eğimli yolda hareket eden bir araca etki eden uzunlamasına kuvvetler

Araç uzunlamasına eksen boyunda bir kuvvet dengesi şu sonucu verir:

$$m \ddot{x} = F_{xf} + F_{xr} - F_{aero} - R_{xf} - R_{xr} - mg \sin(\theta) \quad (2.8)$$

F_{xf} : Ön lastiklerdeki uzunlamasına lastik kuvvetidir.

F_{xr} : Arka lastiklerdeki uzunlamasına lastik kuvvetidir.

F_{aero} : Eşdeğer uzunlamasına aerodinamik sürtünme kuvvetidir.

R_{xf} : Ön lastiklerdeki yuvarlanma direncinden kaynaklanan kuvvettir.

R_{xr} : Arka lastiklerdeki yuvarlanma direncinden kaynaklanan kuvvettir.

m : Aracın kütlesidir.

g : Yer çekiminden kaynaklanan ivmedir.

θ : Aracın üzerinde seyahat ettiği yolun eğim açısıdır. Hareket yönü sola olduğunda, saat yönünde pozitifdir (Rajamani,2012)

2.5.1. Aerodinamik sürtünme kuvveti

Bir araçtaki eşdeğer aerodinamik sürtünme kuvveti şu şekilde gösterilebilir:

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho C_d A_F (V_x + V_{wind})^2 \quad (2.9)$$

ρ : Hava yoğunluğu.

C_d : Aerodinamik sürtünme katsayısı.

A_F : Aracın seyahat yönündeki ön alanı.

V_x : Boylamsal araç hızı.

V_{wind} : Rüzgâr hızı.

Atmosferik koşullar hava yoğunluğunu etkiler ve dolayısıyla aerodinamik sürüklenmeyi önemli ölçüde etkileyebilir. Tüm aerodinamik test verilerinin atıfta bulunduğu yaygın olarak kullanılan standart koşul kümesi 15°C o sıcaklık ve 101,32 kPa barometrik basınçtır (Wong, 2001). Havanın buna karşılık gelen kütle yoğunluğu 1.225 kg/m³ olarak alınabilir. Ön alan A_F , binek otomobiller için araç genişliği ve yüksekliğinden hesaplanan alanın %79-84'ü aralığındadır. Araç kütlesi ile ön alan arasındaki aşağıdaki ilişki, kütlesi 800-2000 kg aralığında olan binek otomobiller için kullanılabilir. (Wang, 2001)

$$A_f = 1.6 + 0.00056(m - 765) \quad (2.10)$$

Aerodinamik sürüklenme katsayısı C_D , kabaca bir "coast-down" (süzülerek yavaşlama) testi ile belirlenebilir. Bir "coast-down" testinde, gaz keleşi açısı sıfırda tutulur ve aracın aerodinamik sürüklenme ve yuvarlanma direnci etkileri altında yavaşlamasına izin verilir. Frenleme veya gaz keleşi girdisi olmadığı için, bu koşullar altında boylamsal lastik kuvveti küçüktür ve sıfır kabul edilebilir. Yolun 0 eğimle düz olduğu ve rüzgâr hızı sıfır olduğu varsayılır.

Bu koşullar altında, boylamsal dinamik denklemi şu şekilde yeniden yazılabilir:

$$-m \frac{dV}{dt} = \frac{1}{2} \rho V_x^2 A_F C_d + R_x \quad (2.11)$$

$$-\frac{dV_x}{\frac{\rho A_F C_d V_x^2}{2m} + \frac{R_x}{m}} = dt \quad (2.12)$$

$$\frac{V_x}{V_0} = \frac{1}{\beta} \tan \left[\left(1 - \frac{t}{T} \right) \tan^{-1}(\beta) \right] \quad (2.13)$$

V_x ve t ölçülebilir, başlangıç hızı V_0 bilinmektedir. β değeri elde edildikten sonra, yuvarlanma direncini ve sürüklenme katsayısını hesaplamak için aşağıdaki cebirsel ifadeler kullanılabilir. (White ve Korst, 1972)

$$C_d = \frac{2m\beta \tan^{-1}(\beta)}{V_0 T \rho A_F} \quad (2.14)$$

$$R_x = \frac{V_0 m \tan^{-1}(\beta)}{\beta T} \quad (2.15)$$

2.5.2. Boylamsal lastik kuvvetleri

Boylamsal lastik kuvvetleri F_{xf} ve F_{xr} yerden lastiğe etkiyen sürtünme kuvvetleridir. Deneysel sonuçlar, her lastik tarafından üretilen uzunlamasına lastik kuvvetinin kayma oranına, lastik üzerindeki normal yüke ve lastik-yol arayüzünün sürtünme katsayısına bağlı olduğunu ortaya koymuştur. Bir lastik üzerindeki dikey kuvvete lastik normal yükü denir. Bir lastik üzerindeki normal yük hem aracın ağırlığının bir kısmından gelir hem de ağırlık merkezinin ön-arka konumundan, aracın uzunlamasına ivmelenmesinden, aerodinamik sürtünme kuvvetlerinden ve yolun eğiminden etkilenir. Tekerleğin aksındaki gerçek uzunlamasına hız ile lastiğin eşdeğer dönme hızı arasındaki farka uzunlamasına kayma (longitudinal slip) denir.

Uzunlamasına kayma oranı sırasıyla frenleme, hızlanma esnasında şu şekillerde tanımlanır:

$$\sigma_x = \frac{r_{eff} - \omega_W - V_x}{V_x} \quad (2.16)$$

$$\sigma_x = \frac{r_{eff} - \omega_W - V_x}{r_{eff} \omega_W} \quad (2.17)$$

Şekilden görülebileceği gibi, uzunlamasına kayma oranının küçük olduğu durumda (genellikle kuru yüzeyde 0,1'den az), normal sürüş sırasında olduğu gibi, uzunlamasına lastik kuvvetinin kayma oranıyla orantılı olduğu bulunmuştur. Bu küçük kayma bölgesindeki lastik kuvveti daha sonra şu şekilde modellenenir:

$$F_{xf} = C_{\sigma f} \sigma_{xf} \quad (2.18)$$

$$F_{xr} = C_{\sigma r} \sigma_{xr} \quad (2.19)$$

$C_{\sigma f}$ ve $C_{\sigma r}$ sırasıyla ön ve arka lastiklerin uzunlamasına lastik sertlik parametreleri olarak adlandırılır.

Eğer uzunlamasına kayma oranı küçük değilse veya yol kaygansa, uzunlamasına lastik kuvvetini hesaplamak için doğrusal bir lastik modeli kullanılması gerekir. Bu durumda lastik kuvvetlerini modellemek için Pacejka “Sihirli Formül” modeli veya Dugoff lastik modeli kullanılabilir (Pacejka ve Bakker, 1993, Pacejka, 1996 ve Dugoff ve diğerleri, 1969). (Rajamani, 2006).

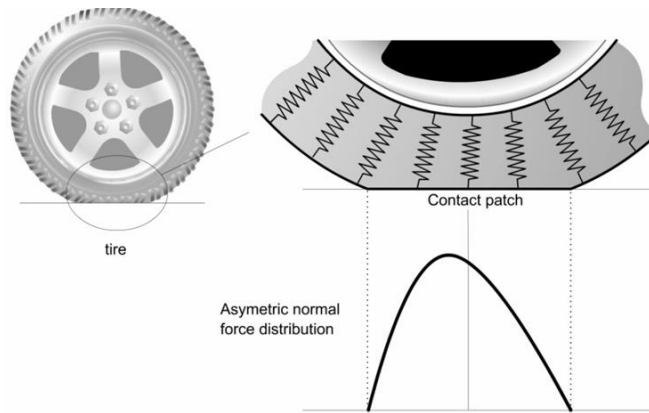
2.5.3. Yuvarlanma direnci

Lastik dönerken, temas yamasındaki lastik malzemesi deforme olur ve ardından eski şekline geri döner. Ancak, lastiğin içindeki sönümleme (damping) nedeniyle bu deformasyon ve toparlanma sırasında bir miktar enerji kaybedilir. Bu enerji kaybı, aracın hareketine karşı koyan bir kuvvet olan yuvarlanma direncini oluşturur. Aynı enerji kaybı, temas yamasındaki normal yük dağılımının da etkilenmesine neden olur. Statik halde yük dağılımı simetrik iken, lastik dönerken kaybedilen enerji nedeniyle yükün geri kazanımı tam olmaz ve dağılım asimetrik hale gelir; yük, yamanın ön (ileri) kısmında arka kısmına göre daha yoğun olur.

Yuvarlanma direnci her zaman aracın hareketine karşı koyar; dolayısıyla frenlere yardımcı olur. Yuvarlanma direnci kuvvetleri:

$$R_{xf} + R_{xr} = f_r(W_r + W_f) = F_r W \quad (2.20)$$

f_r : Yuvarlanma direnci katsayısı olarak gösterilir.



Şekil 2.5.3.1. Temas yüzeyi üzerindeki asimetrik normal yük dağılımı. (Jazar, R. N. ,2014).

Tipik olarak, yuvarlanma direnci, her bir lastik setindeki normal kuvvete yaklaşık olarak orantılı olacak şekilde modellenir, yani

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_r W \quad (2.21)$$

f , yuvarlanma direnç katsayısı.

R_{xf} , ön tekerlerin yuvarlanma direnci kuvveti.

R_{xr} , arka tekerlerin yuvarlanma direnci kuvveti.

W , aracın ağırlığı (Rajamani, 2006).

2.5.4. Basit frenleme performansı

Frenleme performansı için genel denklem, x yönü için yazılmış Newton'un İkinci Yasası'ndan elde edilebilir:

$$Ma_x = \frac{W}{g} D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_A - W \sin \Theta \quad (2.22)$$

W : Araç ağırlığı.

g : Yerçekimi ivmesi.

$D_x = a_x$: Doğrusal yavaşlama.

F_{xf} : Ön aks frenleme kuvveti.

F_{xr} : Arka aks frenleme kuvveti.

D_A : Aerodinamik sürüklenme.

Θ : Yokuş yukarı eğim açısı olarak gösterilir.

2.6. Aracın Viraj Performansı

Bir motorlu taşıtın viraj alma davranışı, sıklıkla yol tutuşu ile eş tutulan önemli bir performans modudur. Yol tutuşu, bir aracın sürücü girdilerine tepkisini veya kontrol kolaylığını ima etmek için kullanılan gevşek bir terimdir. Bu nedenle, yol tutuşu, araç-sürücü kombinasyonunun genel bir ölçüsüdür. Sürücü ve araç bir "kapalı devre" sistemidir; yani sürücü aracın yönünü veya konumunu gözlemler ve istenen hareketi elde etmek için girdisini düzeltir.

2.6.1. Düşük hızlarda viraj alma

Dönüşlerde uygun geometri için (küçük açılar varsayıldığında) direksiyon açıları şu şekilde verilir:

$$\delta_0 = \tan^{-1} \frac{L}{R + \frac{t}{2}} = \frac{L}{R + \frac{t}{2}} \quad (2.23)$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L}{R - \frac{t}{2}} = \frac{L}{R - \frac{t}{2}} \quad (2.24)$$

Ön tekerleklerin ortalama açısı (yine küçük açılar varsayılarak) Ackerman Açısı olarak tanımlanır (SAE J670, 2022).

$$\delta = \frac{L}{R} \quad (2.25)$$

2.6.2. Yüksek hızlarda viraj alma

F_y İle gösterilen yanal kuvvet, kamber açısı sıfır olduğunda viraj kuvveti olarak adlandırılır. Belirli bir lastik yükünde, viraj kuvveti kayma açısıyla birlikte artar. Düşük kayma açılarında (5 derece veya daha az), ilişki doğrusaldır, dolayısıyla viraj kuvvetinin aşağıdaki ilişki ile tanımlanmasına olanak tanır:

$$F_y = C_a a \quad (2.26)$$

Sabit durum viraj alma denklemleri, dönüşlerdeki geometriyi tanımlayan denklemlerle birlikte Newton'un İkinci Yasasının uygulanmasından türetilir (lastiklerde gerekli kayma açısı koşullarıyla değiştirilir). Analiz amaçları için, aracı bisiklet modeliyle temsil etmek uygundur. Yüksek hızlarda dönüş yarıçapı aracın dingil mesafesinden çok daha büyüktür. Küçük açılar varsayılabilir ve dış ve iç ön tekerleklerdeki yol tekerleği yönlendirme açıları arasındaki fark ihmal edilebilir hale gelebilir. Kolaylık sağlamak için, iki ön tekerlek, her iki lastiğe eşit bir viraj alma kuvvetine sahip, δ yönlendirme açısına sahip tek bir tekerlekle temsil edilebilir. Aynı varsayım arka tekerlekler için de yapılır. V hızıyla ileri doğru giden bir araç için, lastiklerden gelen yanal yöndeki kuvvetlerin toplamı kütle ile merkezci ivmenin çarpımına eşit olmalıdır.

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = \frac{MV^2}{R} \quad (2.27)$$

F_{yf} : Ön akstaki yanal (viraj) kuvveti

F_{yr} : Arka akstaki yanal (viraj) kuvveti

M : Aracın kütlesi

V : İleri hız

R : Dönüşün yarıçapıdır.

$$F_{yf}b - F_{yr}c = 0 \quad (2.28)$$

Denklem 19'dan çıkartıldığında:

$$F_{yr} = \frac{Mb}{L} \left(\frac{V^2}{R} \right) \quad (2.29)$$

Gerekli yanal kuvvetler bilindiğinde, ön ve arka tekerleklerdeki kayma açıları da:

$$a_f = \frac{W_f V^2}{C_{af} g R} \quad (2.30)$$

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{af}} - \frac{W_r}{r} \right) \frac{V^2}{g R} \quad (2.31)$$

δ : Ön tekerleklerdeki direksiyon açısı (derece)

L : Dingil mesafesi (ft)

R : Dönüş yarıçapı (ft)

V : İleri hız (ft/sn)

g : Yerçekimi ivmesi sabiti = 32.2 ft/sn²

W_f : Ön aks üzerindeki yük (lb)

W_r : Arka aks üzerindeki yük (lb)

C_{af} : Ön lastiklerin yanal rijitliği (lb/derece)

C_{ar} : Arka lastiklerin yanal rijitliği (lb/derece)

2.6.3. Nötr dümenleme (Neutral steer)

Sabit yarıçaplı bir dönüşte, hız arttıkça direksiyon açısında herhangi bir değişiklik gerekmez. Spesifik olarak, dönüşü gerçekleştirmek için gereken direksiyon açısı, Ackerman açısı, $57.3L/R$ 'ye eşittir. Fiziksel olarak, nötr dümenleme durumu, ağırlık

merkezindeki yanal ivmenin "kuvveti"nin, hem ön hem de arka tekerleklerde aynı kayma açısı artışına neden olan bir denge yaratması anlamına gelir.

$$\frac{W_f}{C_{af}} = \frac{W_r}{C_{ar}} \rightarrow K = 0 \rightarrow a_f = a_r \quad (2.32)$$

2.6.4. Az dümenleme (Understeer)

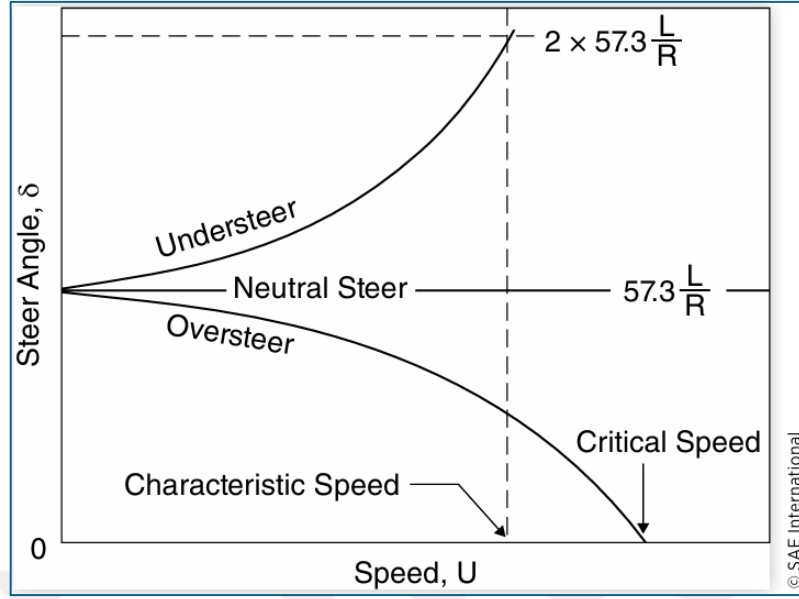
Sabit yarıçaplı bir dönüşte, hız arttıkça direksiyon açısının artması gerekecektir, artış miktarı K (derece/g) çarpı g cinsinden yanal ivmedir. Bu nedenle direksiyon açısı yanal ivme ile doğrusal olarak ve hızın karesiyle doğrusal olarak artar. Önden kayma durumunda, ağırlık merkezindeki yanal ivme, ön tekerleklerin arka tekerleklere göre daha fazla yana kaymasına neden olur. Dönüş yarıçapını korumak için ön tekerleklerde gereken yanal kuvveti geliştirmek amacıyla, ön tekerleklerin daha büyük bir açıyla yönlendirilmesi gerekir.

$$\frac{W_f}{C_{af}} > \frac{W_r}{C_{ar}} \rightarrow K > 0 \rightarrow a_f > a_r \quad (2.33)$$

2.6.5. Aşırı dümenleme (Oversteer)

Sabit yarıçaplı bir dönüşte, hız (ve yanal ivme) arttıkça direksiyon açısının azalması gerekecektir. Bu durumda, ağırlık merkezindeki yanal ivme, arka tekerleklerin ön tekerleklere göre daha fazla yana kaymasına neden olur. Aracın arkasının dışa doğru savrulması, dönüş yarıçapını küçültme eğilimindedir. Yanal ivmedeki artış, arkayı daha da dışa savurmaya devam eden bir süreci tetikler ve direksiyon açısı dönüş yarıçapını azaltacak şekilde düzeltilene kadar süreç devam eder.

$$\frac{W_f}{C_{af}} < \frac{W_r}{C_{ar}} \rightarrow K < 0 \rightarrow a_f < a_r \quad (2.34)$$



Şekil 2.6.5.1. Hızla birlikte direksiyon açısı değişimi. (Gillespie, T., 2021)

2.6.6. Karakteristik hız

Önden kayan bir araç için, önden kayma seviyesi karakteristik hız olarak bilinen bir parametre ile ölçülebilir. Karakteristik hız, Ackerman Açısı'nın iki katı direksiyon açısının herhangi bir dönüşü yapmak için gereken hızdır.

$$Ka_y = 57.3 \frac{L}{R} \quad (2.35)$$

a_y , hızın karesinin bir fonksiyonu olduğundan:

$$V_{char} = \sqrt{57.3 \frac{Lg}{K}} \quad (2.36)$$

2.6.7. Kritik hız

Arkadan kayma durumunda, aracın dengesiz hale geleceği kritik bir hız mevcuttur. Kritik hız şu ifade ile verilir:

$$V_{crit} = \sqrt{-57.3 \frac{Lg}{K}} \quad (2.37)$$

Karekök altındaki ifadenin pozitif olması ve K'nin negatif bir değere sahip olması gereklidir. Kritik hızın aracın dingil mesafesine bağlı olduğuna dikkat edilmelidir. Belirli bir arkadan kayma seviyesi için, uzun dingil mesafeli araçlar, kısa dingil mesafeli

araçlardan daha yüksek bir kritik hıza sahiptir. Arkadan kayan bir araç kritik hızın altındaki hızlarda sürülebilir, ancak kritik hızda ve üzerinde yönsel olarak dengesiz hale gelir.

2.6.8. Sapma hızı kazancı

Bir aracı yönlendirmenin ikinci nedeni, sapma hızı (bazen "yaw rate" olarak adlandırılır) geliştirerek başlık açısını değiştirmektir. Sapma hızı, r , başlık açısındaki dönüş hızıdır ve şu şekilde verilir:

$$\frac{r}{\delta} = \frac{\frac{V}{L}}{1 + \frac{KV^2}{57.3Lg}} \quad (2.38)$$

Oran, nötr direksiyonlu bir araç durumunda hızla orantılı olan bir kazancı temsil eder. Aşırı dümenlenme durumunda, araç hızı kritik hıza ulaştığında sapma hızı kazancının sonsuz hale geldiği görülmektedir. Önden direksiyonlu araç durumunda, sapma hızı karakteristik hıza kadar hızla artar, ardından azalmaya başlar. Bu nedenle karakteristik hız, aracın saptırma en çok tepki verdiği hız olarak öneme sahiptir (Gillespie, T. 2021).

2.6.9. Yanal hızlanma kazancı

Bir aracı yönlendirmenin amaçlarından biri yanal ivme üretmek olduğundan, dönüş denklemi bu perspektiften performansı incelemek için kullanılabilir. Oran, yanal ivme kazancı olup, aşağıdaki şekilde verilmiştir:

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{\frac{V^2}{57.3Lg}}{1 + \frac{KV^2}{57.3Lg}} \quad (g/s) \quad (2.39)$$

2.6.10. Kayma açısı

Dönüş davranışının tartışılmasından, yanal ivmenin ihmal edilebilir olduğu durumlarda, arka tekerleğin ön tekerleğin içine doğru iz bırakır ancak, yanal ivme arttıkça, aracın arkası arka lastiklerde gerekli kayma açılarını geliştirmek için dışarı doğru

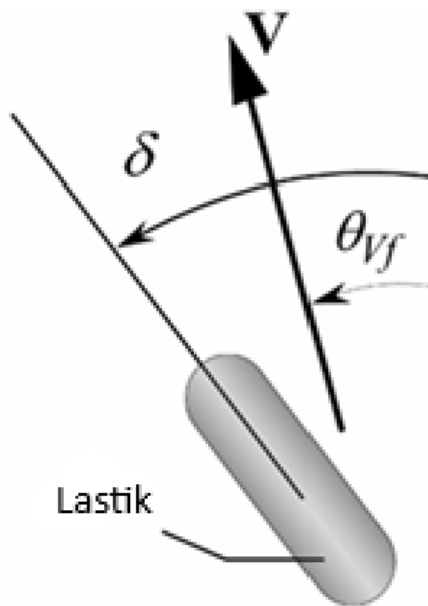
kaymalıdır. Araçtaki herhangi bir noktada, yanal kayma açısı, uzunlamasına eksen ile yerel seyahat yönü arasındaki açı olarak tanımlanabilir.

$$\beta = 57.3 \, c/R - \alpha_r \quad (2.40)$$

$$= 57.3 \, c/R - W_r V^2 / (C_{ar} g R) \quad (2.41)$$

2.6.11. Küçük kayma açılarında yanal kuvvetler

Kayma açısı α , hız vektörü ile tekerleğin dönme düzlemi arasındaki açıdır. (Gillespie, T. 2021). Bu açı genellikle radyan veya derece cinsinden ifade edilir. Araç bir viraja girdiğinde veya bir yanal kuvvete maruz kaldığında, lastiklerin hareket yönü, lastiğin kendi etrafında döndüğü yönden farklılık gösterir ve bu farklılık kayma açısını oluşturur. Yanal kuvvet oluşumu, lastiğin yana doğru hareket etmesiyle (kayma açısı) mümkündür. (Rajamani, 2006). Lastiğin ürettiği yanal kuvvetin büyüklüğü büyük ölçüde kayma açısına bağlıdır. Belirli bir kayma açısına kadar yanal kuvvet genellikle kayma açısıyla artar, ancak bu açı arttıkça lastik doyuma ulaşır ve yanal kuvvet azalabilir. Tekerleğin tam yönelimi ve gerçek hareket doğrultusunun eş zamanlı ve doğru bir şekilde belirlenmesi teknik olarak zordur. Temas noktasındaki lokal kayma dinamikleri karmaşıktır ve ölçümde özel sensörlere ihtiyaç duyulmaktadır. Sürekli olarak değişen bir parametre olması, maliyet ve uygulama açısından masraflıdır. Simülasyon ortamında tespiti daha kolay ve güvenilir sonuçlar vermektedir.



Şekil 2.6.11.1. Ön lastik kayma açısı ve yanal kuvvet (Rajamani, 2006).

Ön tekerin kayma açısı formülü:

$$a_f = \delta - \theta_{Vf} \quad (2.42)$$

θ_{Vf} ön tekerlekteki hız vektörünün aracın hareket yönüyle yaptığı açı, δ ön tekerlek direksiyon açısı,

Arka tekerlek kayma açısı formülü ise:

$$a_r = -\theta_{Vr} \quad (2.43)$$

θ_{Vr} Arka tekerleğin hız vektörünün aracın hareket yönüyle yaptığı açı, (-) yönü ifade eder. Aracın ön tekerlekleri için yanal lastik kuvveti bu nedenle şu şekilde yazılabilir:

$$F_{yf} = C_a(\delta - \theta_{Vf}) \quad (2.44)$$

C_a Viraj sertliği, θ_{Vf} ön teker hız açısı.

Benzer olarak arka tekerlere uygulanan yanal lastik kuvveti ise

$$F_{yr} = C_a(-\theta_{Vr}) \quad (2.45)$$

şeklinde yazılabilir.

Her bir tekerlekteki yanal hızın uzunlamasına hıza oranı, o tekerlekteki hız açısını hesaplamak için kullanılabilir. Bu nedenle, aşağıdaki ilişkiler hesaplamak için kullanılabilir.

$$\tan(\theta_{Vf}) = \frac{V_y + \ell_f \dot{\psi}}{V_x} \quad (2.46)$$

$$\tan(\theta_{Vr}) = \frac{V_y + \ell_r \dot{\psi}}{V_x} \quad (2.47)$$

V_y Ağırlık merkezine göre yanal hız, V_x ağırlık merkezine göre boylamsal hız, $\dot{\psi}$ aracın sapma oranı, ℓ_f ve ℓ_r sırasıyla ağırlık merkezinden ön ve arka tekerlere olan uzunlamasına mesafelerdir (Rajamani, 2006).

$$\theta_{Vf} = \frac{V_y + \ell_f \dot{\psi}}{V_x} \quad (2.48)$$

$$\theta_{V_r} = \frac{V_y - \ell_r \dot{\psi}}{V_x} \quad (2.49)$$

$$F_{y_f} = C_a \left(\delta - \frac{V_y + \ell_f \dot{\psi}}{V_x} \right) \quad (2.50)$$

$$F_{y_r} = C_a \left(-\frac{V_y + \ell_r \dot{\psi}}{V_x} \right) \quad (2.51)$$

2.7. Süspansiyon Sistemlerinin Taşıt Dinamiğine Etkileri

Taşıt süspansiyon sistemleri, araç gövdesi ile tekerlekler arasında kritik bir arayüz görevi üstlenerek, yol yüzeyinden kaynaklanan düzensizliklerin etkilerini sönmölemek ve tekerleklerin yol ile sürekli temasını optimize etmek suretiyle sürüş konforu ve araç dinamiği üzerinde belirleyici bir rol oynamaktadır (Gillespie, 1992; Reimpell vd., 2001). Bu sistemlerin temel amacı, yol kaynaklı titreşim ve salınımları izole ederek yolcu konforunu artırmanın yanı sıra, frenleme, hızlanma ve viraj alma gibi manevralar esnasında araç stabilitesini ve yol tutuş kabiliyetini en üst düzeye çıkarmaktır (Milliken, 1995). Literatürde, süspansiyon sistemlerinin etkinliği, dikey ivmelenmeleri azaltma, gövde salınımlarını kontrol etme (Dixon, 2007) ve lastiklerin yola uyguladığı normal kuvvetlerin değişimini minimize etme gibi parametrelerle değerlendirilmektedir. Bu bağlamda, süspansiyon tasarımı, konfor, yol tutuş ve güvenlik arasında karmaşık bir dengeyi gerektiren çok disiplinli bir mühendislik problemi olarak kabul edilmekte olup, dinamik davranışlarının modellenmesi için çoklu cisim sistemleri yaklaşımı da kullanılmaktadır (Shabana, 2001)

Bir aracın viraj performansı, çeşitli dinamik parametreler aracılığıyla değerlendirilir. Bu parametreler arasında en kritik olanları yatış açısı (roll angle), yatış hızı (roll rate), sapma hızı (yaw rate), yanal ivmelenme (lateral acceleration), lastik kayma açıları (tire slip angles) ve aracın önden veya arkadan kayma (understeer/oversteer) eğilimleridir (Wang vd., 2025). Bu metrikler, bir aracın viraj manevraları sırasındaki stabilitesini, tepkiselliğini ve genel güvenliğini kolektif olarak tanımlar. Etkin viraj performansı, sadece yüksek yanal G kuvvetlerine ulaşmakla ilgili değil, aynı zamanda öngörülebilirliği ve kontrolü sürdürmekle de ilgilidir. Aracın bir viraja girerken, viraj içinde ve virajdan çıkarken nasıl davrandığını ifade eden geçici durum tepkisi (transient response), en az kararlı durum (steady-state) davranışı kadar kritiktir. Gelişmiş

süspansiyon sistemleri, yük transferini ve gövde hareketlerini yöneterek bu alanda önemli faydalar sunar (Huang and Tsai, 2019). Aşırı geçici yatış aşımını (transient roll overshoot) bastırmanın ve sapma hızı ile yanal ivmelenmenin daha hızlı stabilize olmasını sağlamak önemlidir. Gelişmiş sistemlerin yatış dinamik tepkisini geciktirme veya geçici durum tepki karakteristiklerini iyileştirme yeteneği, pasif sistemlerin hızlı geçişler sırasında etkin bir şekilde yapamayacağı kuvvetleri modüle etme veya karşı kuvvetler uygulama yeteneklerinin doğrudan bir sonucudur.

Araç süspansiyonları pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyonlar olmak üzere üç ana başlıkta incelenir. Aktif sistemler yol girdisini yol tutuşundan ayırarak sürüş konforu ve kullanımda en büyük iyileşmeyi sunar ancak güç ve maliyet gerektirir. Bu nedenle yarı aktif tasarımlar genellikle bir uzlaşma olarak kullanılır (Soliman and Kaldas, 2019).

2.7.1. Geleneksel süspansiyon sistemleri

Geleneksel süspansiyon sistemleri, otomotiv mühendisliğinde en yaygın kullanılan ve pasif süspansiyon sistemleri olarak da adlandırılan konfigürasyonlardır. Bu sistemlerde temel olarak yay ve sönümleyici (amortisör) gibi sabit karakteristiklere sahip elemanlar kullanılarak, aracın gövdesi ile yol arasındaki titreşimlerin yalıtılması amaçlanmaktadır. Yaylar, tekerleklerle iletilen darbeleri geçici olarak depolayıp geri ileterek enerji aktarımı sağlarken, sönümleyiciler bu enerjiyi ısıya dönüştürerek sistemin salınımlarını sönümlemektedir (Gillespie, 1992). Bu yapı sayesinde araç gövdesinin ani dikey hareketleri yumuşatılmakta ve yolcu konforu artırılmaktadır. Yaylar genellikle paslanmaz çelik veya yay çelikleri gibi yüksek mukavemetli malzemelerden üretilmekte olup, uzun ömürlü ve dayanıklı bir performans sunmaktadır.

Pasif süspansiyon sistemlerinde hem yay sertliği (stiffness) hem de sönümleme katsayısı (damping), tasarım aşamasında belirlenmekte olup, kullanım sırasında bu değerlerde herhangi bir değişiklik yapılamamaktadır (Soliman and Kaldas, 2021). Bu durum, sistemin yalnızca belirli koşullar için optimize edilebilmesine imkân tanırken, farklı yol yüzeyleri, sürüş manevraları veya yük koşulları altında dinamik adaptasyonu mümkün kılmamaktadır. Bu nedenle, konfor ile yol tutuş performansı arasında yapısal bir ödünleşim söz konusudur. Yumuşak süspansiyonlar konforu artırırken yol tutuşu azaltmakta; daha sert süspansiyonlar ise yol tutuşu iyileştirse de konfordan ödün verilmektedir (Els et al., 2007; Sharp and Crolla, 1987). Bu temel denge problemi, pasif

süspansiyon sistemlerinin literatürde bilinen en önemli tasarımsal sınırlamalarından biri olarak uzun süredir tartışılmaktadır (Els et al., 2007).

Bununla birlikte, yapısal sadelik ve güvenilirlik gibi avantajları sayesinde pasif süspansiyonlar, günümüzde dahi otomotiv sanayisinin büyük bir kısmında standart sistem olarak kullanılmaya devam etmektedir (Wong, 2008). Hareketli veya elektronik olarak kontrol edilen aktif parça içermediklerinden düşük bakım gereksinimi ve düşük arıza olasılığı sunmaktadırlar. Harici bir güç kaynağına ihtiyaç duymadan çalışmaları, enerji verimliliği açısından da önemli bir avantaj oluşturmaktadır. Ayrıca sistemlerin öngörülebilir ve lineer tepki özellikleri, mühendislik analizlerini kolaylaştırmakta ve araç dinamiğinin denetlenmesine imkân vermektedir. Malzeme ve üretim maliyetlerinin düşüklüğü ile birlikte, uzun yıllara dayanan uygulama geçmişi sayesinde yüksek derecede güvenilirlik elde edilmiştir (Sharp and Crolla, 1987).

Buna karşın, bu sistemlerin en belirgin sınırlılığı gerçek zamanlı uyarlanabilirlikten yoksun olmalarıdır (Soliman and Kaldas, 2021). Sabit yay ve sönümleme karakteristikleri, değişen yol koşulları veya farklı yük durumları altında optimum performans sunamamaktadır. Örneğin, yüksek hızda artırılan süspansiyon sertliği yol tutuşu iyileştirirken, düşük hızda konforun azalması kaçınılmaz olmaktadır (Els et al., 2007). Bu nedenle, sistemler genellikle konfor ve yol tutuş arasında bir kompromi noktasına göre tasarlanmakta, ancak her koşulda ideal performans sağlanamamaktadır (Sharp and Crolla, 1987). Ayrıca aracın yükü, yolcu sayısı veya yol profili gibi parametrelerdeki değişiklikler, süspansiyon karakteristiğini doğrudan etkilememekte ve sistem performansında geniş bir çalışma aralığında düşüşe neden olmaktadır (Soliman and Kaldas, 2021). Bu durum, özellikle viraj alma, ani direksiyon hareketleri veya bozuk yol koşullarında aracın aşırı yuvarlanma ve yalpalama eğilimleri göstermesine neden olabilmektedir.

Süspansiyon teknolojisinin tarihsel gelişiminde, ilk olarak at arabalarında kullanılan yaprak yaylı sistemlerden modern otomobillerde kullanılan helezon yay ve hidrolik sönümleyici kombinasyonlarına geçiş yaşanmıştır. İlk otomobillerde yalnızca yay elemanları bulunmakta olup, bu durum titreşimlerin uzun süre sönümlenememesine ve dolayısıyla düşük sürüş konforuna neden olmuştur (Gillespie, 1992). 20. yüzyılın başlarında geliştirilen hidrolik amortisörler sayesinde yay salınımları daha hızlı bir şekilde sönümlenebilmiş; böylece hem konfor hem de yol tutuş performansı iyileştirilmiştir. Özellikle 1920'li ve 1930'lu yıllarda çift etkili hidrolik amortisörlerin

piyasaya sürülmesi, süspansiyon sistemlerinin verimliliğini önemli ölçüde artırmıştır (Gillespie, 1992). İlerleyen yıllarda bağımsız süspansiyon geometrileri ve gelişmiş malzemelerle yapılan yenilikler, sistemlerin performansını geliştirmiş olsa da pasif süspansiyonların temel prensibi korunmuştur.

1970’li yıllarda pasif süspansiyon sistemlerinin konfor ve yol tutuş dengesindeki teorik sınırları ortaya konmuş ve bu limitlerin aşılması amacıyla yarı-aktif ve aktif süspansiyon sistemlerine yönelik araştırmalar hız kazanmıştır (Sharp and Crolla, 1987). Ancak yüksek maliyet, yapısal karmaşıklık ve enerji tüketimi gibi faktörler, pasif süspansiyonların uzun süre boyunca otomotiv üretiminde baskın çözüm olarak kalmasına yol açmıştır. Günümüzde dahi birçok araçta sağlamlık, düşük maliyet ve enerji verimliliği avantajları nedeniyle pasif süspansiyon mimarisi tercih edilmekte; gelişmiş amortisör teknolojileriyle bu sistemlerin performans sınırları genişletilmeye çalışılmaktadır (Soliman and Kaldas, 2021).

2.7.2. Yarı aktif süspansiyon sistemleri

Yarı-aktif süspansiyon sistemleri, temel yapısal sadelik açısından pasif süspansiyon sistemlerine benzerken, değişen sürüş ve yol koşullarına dinamik olarak uyum sağlayabilme yeteneği ile onlardan ayrılmaktadır. Bu sistemlerde yay sabit olup kontrol edilebilen tek bileşen amortisördür (Soliman, 2019). Amortisörün sönümleme katsayısı, elektronik kontrol birimleri (ECU) tarafından anlık olarak ayarlanarak sürüş konforu ile yol tutuş performansı arasındaki dengeyi optimize etmek amaçlanmaktadır (Savaresi et al., 2010).

Sistemin çalışma prensibi, amortisör içinde yer alan valf mekanizmaları veya özel akışkan teknolojileri (örneğin manyetoreolojik (MR) ve elektoreolojik (ER) sıvılar) yardımıyla sönüm kuvvetinin ayarlanmasına dayanır. MR sıvılar, uygulanan manyetik alan etkisiyle viskozitelerini milisaniyeler içinde değiştirebilmekte, böylece sistemin tepkisi gerçek zamanlı olarak düzenlenebilmektedir (Choi et al., 2001). Amortisörlere entegre edilen elektrovalfler veya MR sıvılar, ECU tarafından yönetilerek her bir tekerleğe özgü sönümleme kuvvetinin uygulanmasını sağlar (Yao et al., 2002).

Böylelikle yarı-aktif süspansiyon sistemleri, pasif sistemlerin sadeliğini ve güvenilirliğini büyük ölçüde korurken, aktif sistemlere yakın düzeyde konfor ve yol tutuş performansı elde etmektedir.

Yarı-aktif sistemlerin işleyişi, çevresel geri bildirimine dayalıdır. Bu amaçla ivmeölçerler, hız sensörleri ve konum sensörleri kullanılarak aracın gövde ve tekerlek hareketleri sürekli olarak ölçülmektedir. Elde edilen veriler, ECU tarafından analiz edilmekte ve belirlenen kontrol algoritmaları doğrultusunda amortisörlerin anlık sönümleme seviyeleri düzenlenmektedir (Savaresi et al., 2010).

Amortisör tipleri arasında servo/solenoid valfli damperler, MR/ER damperler ve elektromanyetik amortisörler yer almaktadır. Servo valfli damperler akışkanın geçiş hızını kontrol ederek sönümleme kuvvetini ayarlarken; MR/ER damperler, manyetik veya elektrik alan etkisiyle akışkan viskozitesini değiştirerek yüksek hassasiyetli bir kontrol imkânı sunar. Elektromanyetik damperler ise manyetik alan ve bobin etkileşiminden yararlanarak çalışır ve belirli durumlarda daha yüksek enerji geri kazanımı da sağlayabilmektedir.

Yarı-aktif süspansiyon sistemlerinde, konfor ve yol tutuş performansını optimize etmek amacıyla çeşitli kontrol algoritmaları uygulanmaktadır. En yaygın kullanılan yöntemlerden biri Skyhook kontrolüdür. Bu yöntemde, araç gövdesi gökyüzünde sabit bir noktaya bağılıymış gibi varsayılır; amortisörler aracın gövde hızına bağılı olarak sertleştirilir veya yumuşatılır (Büyükköprü, 2021). Tekerlek hareketlerini azaltmayı hedefleyen Groundhook kontrolü ise, özellikle bozuk yol koşullarında etkin sonuçlar verir (Šabanovič, 2021).

Bunun yanında, PID kontrolörleri sistemin hatasını minimize ederek gövde titreşimlerini azaltmada etkili olurken, bulanık mantık (fuzzy logic), model öngörülü kontrol (MPC) ve adaptif kontrol gibi ileri yöntemler doğrusal olmayan sistem dinamiklerine daha hassas yanıtlar verebilmektedir (Büyükköprü, 2022; Hegedüs, 2021; Jung, 2025). Özellikle MPC, aracın gelecekte karşılaşacağı yol profillerini öngörerek amortisör ayarlarını proaktif biçimde düzenleyebilmekte, adaptif kontrol ise değişen sürüş koşullarına göre parametrelerini sürekli güncelleyebilmektedir (Kim, 2023; Zhao, 2024).

Yarı-aktif sistemlerin en büyük avantajı, düşük enerji tüketimi ile yüksek adaptasyon kabiliyetini bir araya getirmesidir. Enerji yalnızca amortisörlerin karakteristiğini değiştirmek için harcandığından, tam aktif sistemlere kıyasla çok daha düşük güç ihtiyacı söz konusudur (Soliman, 2019; Samaroo, 2025). Ayrıca, olası elektrik kesintisi veya sistem arızalarında amortisörlerin pasif moda geçebilmesi güvenlik açısından kritik bir avantaj sunmaktadır.

MR damper teknolojisi, Audi, Ferrari ve Cadillac gibi üreticiler tarafından seri üretim araçlarda uygulanarak sistemin pratikte de güvenilir olduğunu göstermiştir (Gad, 2023; Floreán-Aquino, 2021). Simülasyon çalışmaları da bu bulguları desteklemekte; yarı-aktif sistemlerin pasif sistemlere kıyasla titreşimleri %55 ila %86 oranında daha etkin şekilde bastırabildiği rapor edilmektedir. Ayrıca, yaylanmamış kütle yer değiştirmesinin %44'e kadar, yaylanmamış kütle ivmesinin ise %65'e kadar azaltıldığı gösterilmiştir.

Sonuç olarak, yarı-aktif süspansiyon sistemleri pasif sistemlerin güvenilirliği ile aktif sistemlerin performans avantajlarını bir arada sunarak, maliyet, enerji verimliliği ve sürüş güvenliği açısından otomotiv endüstrisinde stratejik bir denge noktası oluşturmaktadır. Bu durum, özellikle son otuz yılda bu sistemlerin ticari uygulamalarda yaygınlaşmasını sağlamıştır.

Çeyrek araç yarı aktif süspansiyon sistemi Şekil 2.7.2.1'de gösterilmiştir. Değişken sönümleyici $b_{semi}(t)$ aşağıdaki değerler arasında sınırlandırılmıştır:

$$0 \leq b_{semi}(t) \leq b_{max} \quad (2.52)$$

Şekil 2.7.2.1.'de gösterilen iki serbestlik dereceli çeyrek araç süspansiyonunun hareket denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$m_s + \ddot{z}_s + b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) = -b_{semi}(t)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (2.53)$$

$$m_u \ddot{z}_u + k_t(z_u - z_r) - b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) = b_{semi}(t)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (2.54)$$

Çeyrek araç aktif otomotiv süspansiyon sisteminin durum uzayı modeli aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\dot{x} = A_0 x + B F_{semi} + L \dot{z}_r \quad (2.55)$$

$$= A_0 x + N x b_{semi} + L \dot{z}_r \quad (2.56)$$

$$= A_0 x - B b_{semi} + L \dot{z}_r \quad (2.57)$$

$x_1 = z_s - z_u$: Süspansiyon çalışma boşluğu.

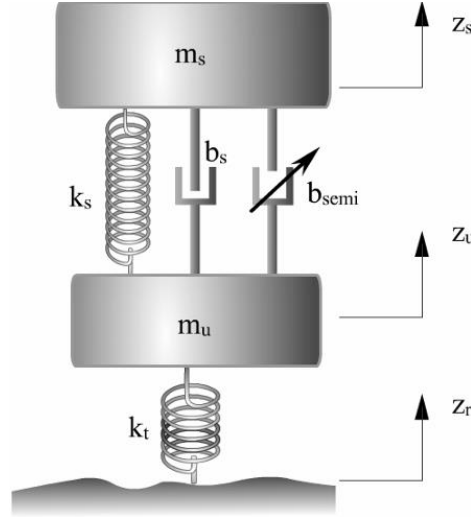
$x_2 = \dot{z}_s$: Yaylanmış kütlelerin mutlak hızı.

$x_3 = z_u - z_r$: Lastik esnemesi.

$x_4 = \dot{z}_u$: Yaylanmamış kütlelerin mutlak hızı.

$F_{semi} = -b_{semi}(\dot{z}_s - \dot{z}_u)$: Yarı aktif kuvvet.

$x_2 - x_4$: Bağlı süspansiyon hızı. (Rajamani, 2012)



Şekil 2.7.2.1. Çeyrek araç yarı aktif süspansiyon modeli (Yue ve ark., 1988).

2.7.3. Aktif süspansiyon sistemleri

Aktif süspansiyon sistemleri, süspansiyon elemanlarının (yay ve/veya amortisör) yanına eklenen aktüatörler sayesinde aracın her bir tekerleğinde aktif kuvvet üretebilen ileri teknoloji sistemlerdir. Bu sistemler, aracın dikey tekerlek hareketlerini ve gövde salınımlarını gerçek zamanlı olarak kontrol eden bir bilgisayar ve hidrolik, pnömatik ya da elektromanyetik aktüatörler içerir (Ulukapı, 2005). Böylece süspansiyon, yalnızca pasif bir direnç göstermekle kalmaz; yolun durumu ve aracın dinamiklerine tepki olarak tekerleği yukarı veya aşağı hareket ettirebilir.

İdeal bir aktif süspansiyon sistemi, aracı adeta “havada asılı” tutarak yol pürüzlerinden tamamen izole etmeyi hedefler; bu yaklaşım literatürde “skyhook” teorisinin tam anlamıyla uygulanmış hali olarak tanımlanır (Ulukapı, 2005). Sistem, yanal ve dikey ivme gibi sensörlerden aldığı verileri anlık olarak değerlendirip her bir tekerleğe uygun kuvveti uygular. Böylece virajlarda gövdenin yana yatması, frenleme ve ivmelenme sırasında öne-arkaya dalma hareketleri neredeyse tamamen ortadan kaldırılabilir.

Aktif süspansiyon sistemlerinde kullanılan aktüatörler arasında hidrolik/pnömatik düzenekler, elektromanyetik aktüatörler ve manyetik sürüş kontrollü (MRC) amortisörler yer alır. Hidrolik sistemler yüksek kuvvet yoğunluğu sunarken; elektromanyetik aktüatörler, enerji geri kazanımı potansiyeli, hızlı tepki ve daha düşük elektrik tüketimi ile geleceğin süspansiyon çözümleri arasında görülmektedir. GM tarafından geliştirilen

MRC amortisörleri ise ferromanyetik akışkanların viskozitesini elektrik akımıyla değiştirerek sertlik ayarını gerçekleştirmektedir.

Aktif süspansiyon sistemlerinde, konfor ve yol tutuş gibi çelişkili amaçların aynı anda optimize edilebilmesi için gelişmiş kontrol stratejileri uygulanmaktadır. Geleneksel PID kontrolörlerin yanı sıra H_∞ metodu, Lyapunov-Krasovskii tabanlı yaklaşımlar ve doğrusal matris eşitsizlikleri (LMI), kayar mod kontrolü (SMC), model öngörülü kontrol (MPC), bulanık mantık ve dalga tabanlı kontrol (WBC) gibi teknikler de kullanılmaktadır.

H_∞ ve LMI tabanlı yöntemler, sistemin yol düzensizlikleri ve model belirsizlikleri karşısında kararlılığını sağlamak amacıyla tercih edilmektedir. MPC, gelecekteki yol koşullarını tahmin ederek proaktif ayarlamalar yapabilmekte; SMC ise parametre değişimlerine karşı dirençli bir performans sunmaktadır. Bu gelişmiş algoritmalar, aktif süspansiyon sistemlerinin yalnızca mevcut koşullara tepki vermesini değil, aynı zamanda gelecekteki yol profillerini öngörerek süspansiyon tepkilerini optimize etmesini mümkün kılar (Savaresi vd., 2010).

Aktif süspansiyonların en belirgin avantajı, konfor ve stabilite arasındaki tavizi ortadan kaldırarak her koşulda optimum süspansiyon tepkisi sunabilmeleridir (Ulukapı, 2005). Örneğin, aktif bir sistem bozuk bir zeminde yumuşak davranarak konforu artırırken, dinamik manevralarda sertleşerek aracın virajlarda yatay kalmasını sağlar. Çeyrek araç modeli simülasyonları, aktif süspansiyonların pasif sistemlere kıyasla gövde salınımını %30 oranında azalttığını ortaya koymuştur (Ulukapı, 2005). Bunun yanı sıra, aktif sistemler yuvarlanma, yunuslama ve dikey salınımları etkin şekilde kontrol ederek sürüş güvenliğini ve yol tutuşunu artırırken, elektromanyetik aktüatörlü sistemler enerji geri kazanımı potansiyeliyle verimlilik avantajı da sunabilmektedir. Yüksek bant genişliğinde tepki kabiliyetleri sayesinde, farklı yol frekanslarında hem düşük hem de yüksek frekanslı titreşimleri başarılı şekilde yönetebilirler.

Bununla birlikte, aktif süspansiyon sistemlerinin dezavantajları da dikkate değerdir. En büyük sınırlamalarından biri, yüksek enerji gereksinimidir; özellikle elektromekanik aktüatörlerin yüzlerce Newton kuvvet üretebilmesi için önemli miktarda elektrik gücüne ihtiyaç duyulmaktadır (Kahraman, 2023). Ayrıca, sistemin karmaşık yapısı çok sayıda aktüatör, sensör ve kontrol ünitesi içermesi nedeniyle hem maliyeti hem de bakım zorluğunu artırmaktadır. Hidrolik pompa arızaları veya uygun tasarlanmamış kontrol algoritmaları, araçta istenmeyen salınımlar ve kararsızlıklar meydana getirebilir (Choi vd., 2001). Hidrolik sistemlerde kullanılan akışkanların çevresel sızıntı riski de ek bir

dezavantaj olarak öne çıkmaktadır. Tüm bu sınırlamalara rağmen, Mercedes-Benz'in ABC sistemi ve Audi'nin eAWS gibi uygulamalar, aktif süspansiyonların lüks ve yüksek performanslı araçlarda önemli kazanımlar sağladığını göstermektedir.

Pasif süspansiyon sistemleri, basitlik ve güvenilirlik sunarken, konfor ve yol tutuş arasında bir ödünleşim ile sınırlıdır. Yarı-aktif sistemler, düşük enerji tüketimi ile bu ödünleşimi azaltarak daha dengeli bir çözüm sunmaktadır (Kahraman, 2023). Aktif sistemler ise teorik olarak en üst düzey performansı sağlayarak konfor ve yol tutuş arasındaki tavizi ortadan kaldırmaktadır.

Simülasyon ve deneysel çalışmalar, aktif süspansiyon sistemlerinin pasif sistemlere göre yaylanmamış kütle yer değiştirmesini %56'ya kadar azaltabildiğini, yarı-aktif sistemlerin ise belirli metriklerde (örneğin yaylanmamış kütle ivmesi) aktif sistemlerden dahi daha iyi sonuçlar verebildiğini göstermektedir. Bu durum, süspansiyon performansının yalnızca tek bir metrikle değil, farklı parametreler üzerinden değerlendirilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır.

Özetle, aktif süspansiyon sistemleri mühendislikte ulaşılan en gelişmiş çözümü temsil ederken, yüksek maliyet, enerji gereksinimi ve karmaşıklık gibi pratik engeller nedeniyle yalnızca özel segmentlerde yaygınlaşabilmiştir. Buna karşın, sundukları performans sayesinde yarı-aktif sistemlerin gelişiminde öncü rol oynamış ve otomotiv mühendisliğinin vizyonunu ileri taşımıştır (Ulukapı, 2005; Kahraman, 2023).

2.8. Tork Vektörlemenin Araç Dinamiğine Etkileri

Tork vektörleme (TV), en temel anlamıyla, bir aracın tekerleklerine iletilen torkun bireysel olarak veya en azından bir aks boyunca diferansiyel olarak kontrol edilebilmesi yeteneğidir. Bu diferansiyel tork uygulaması, aracın dikey eksen etrafındaki dönme hareketini doğrudan etkileyen düzeltici bir sapma momenti (yaw momenti) oluşturur (Shabbir and Kivanc, 2024). Temel prensip, bu sapma momentini oluşturmak için boylamsal lastik kuvvetlerini kullanmak ve böylece aracın viraj alma davranışını sadece direksiyon girdisiyle elde edilebilecek olanın ötesinde desteklemek veya değiştirmektir. Tork vektörleme kontrolü (TVC), aynı akstaki tekerleklerle farklı boylamsal kuvvetler uygulayarak çalışır ve bu da aracın yanal dinamiklerini kontrol etmek için kullanılan bir sapma momentiyle sonuçlanır (Vignati and Cheli, 2018). Bu teknoloji, özellikle elektrikli araçlarda (EA) tekerleklerin iki elektrik motoruyla ayrı ayrı sürülebildiği durumlarda etkili bir şekilde uygulanabilir (Vignati vd., 2024).

Elektrikli motorlar, klasik diferansiyel veya fren tabanlı sistemlere göre çok daha hızlı ve hassas tork tepkisi sağladığından, tork vektörleme uygulaması için ideal aktüatörlerdir (Asperti vd., 2024). Gerçekten de elektrik motorları, milisaniyeler mertebesinde istenen torku üreterek kontrolöre yüksek bant genişlikli bir sapma momenti kontrolü imkânı verir (De Novellis vd., 2012). Bu durum, direksiyon hakimiyetinin keskin virajlarda bile daha isabetli olmasına olanak tanır. Örneğin, literatürde yapılan çalışmalar, tork vektörleme sayesinde understeer gradyanının azaltılarak aracın daha nötr direksiyon davranışına yaklaştırıldığını göstermiştir (Zhang vd., 2019).

Tork vektörleme stratejileri genellikle çok katmanlı bir kontrol mimarisine sahiptir: (1) referans oluşturucu, (2) üst seviye denetleyici ve (3) alt seviye denetleyici (Asperti vd., 2024). Üst seviye denetleyici, sürücünün direksiyon girdilerini ve aracın mevcut durumunu dikkate alarak gerekli yaw momentini hesaplar; alt seviye denetleyici ise bu momenti gerçekleştirmek için her bir tekere uygun tork dağıtımını yapar (Lu vd., 2016). Bu sayede sürücünün istediği yönlendirme ile aracın fiili tepkisi arasındaki fark en aza indirgenir.

Sapma hızı ve yanal kayma açısı için referans değerlerinin belirlenmesinde en basit yöntem, tek izli bir araç modelinin sabit durum hareket denklemlerinin doğrusallaştırılmasını içerir. Bu yaklaşım sonucunda, referans sapma oranı, giriş direksiyon açısının lineer bir fonksiyonu olarak ifade edilir ve şu şekilde yazılır:

$$\dot{\psi}_{ref} = \frac{V}{\ell(1 + k_{US}V^2)} \delta \quad (2.58)$$

$\dot{\psi}_{ref}$: Referans sapma oranı (yaw rate)

V : Araç hızı

ℓ : Araç dingil mesafesi

k_{US} : Altyönelim katsayısı (understeer gradient)

δ : Direksiyon açısı (Asperti, 2024)

Araçların viraj dinamiklerinde, özellikle direct yaw moment control (DYC) için:

$$M_z = (T_{right} - T_{left}) \times R_{wheel} \quad (2.59)$$

M_z : Aracın oluşturulan yaw moment.

T_{right}, T_{left} : Sağ ve sol tekerlek torkları.

R_{wheel} : Tekerlek yarıçapı veya moment kolu.

Tork vektörleme temel modeli yukarıdaki gibidir (Sudrajat, 2018).

Yapılan simülasyon ve deneysel çalışmalar, tork vektörlemenin aracın yol tutuş ve manevra kabiliyetinde belirgin iyileşmeler sağladığını ortaya koymuştur. Örneğin, Park, Na, Cha ve Yi (2022) önden iki elektrik motoru ve arkada elektronik sınırlı kaymalı diferansiyel (eLSD) bulunan bir test aracında yaptıkları deneylerde, ön ve arka aks tork dağılımının entegre kontrolü sayesinde aracın yalpalama kararlılığının ve kıvraklığının belirgin şekilde iyileştiğini rapor etmişlerdir. Benzer şekilde, Medina vd. (2021) Formula Student tipi bir elektrikli yarış aracında farklı yaw momenti kontrol algoritmalarını karşılaştırmış ve tork vektörleme devredeyken aracın viraj çıkışında tam gazda dahi stabil kaldığını göstermiştir.

Performans kazanımlarının ötesinde, tork vektörleme teknolojisi aracın yanal kararlılığını (stabilitesini) artırarak sürüş güvenliğine doğrudan ve hayati bir katkı sağlar. Sistem, tekerlekler arasındaki güç dağılımını anlık olarak değiştirerek aracın istem dışı savrulmasını önler. Literatürdeki çalışmalar, özellikle kar veya buz gibi düşük sürtünme katsayısına sahip zeminlerde, tork vektörleme sistemi devredeyken aracın kayma eğilimi göstermeden sürücünün istediği rotayı takip edebildiğini doğrulamaktadır (Agliullin vd., 2019). Benzer şekilde, Morera-Torres, Ocampo-Martínez ve Bianchi (2022) tarafından yapılan araştırmalar, dört tekerlekten çekişli elektrikli araçlarda uygulanan optimal tork vektörleme kontrolünün, yol tutuşunun zayıf olduğu koşullarda dahi araç stabilitesini korumada son derece etkili olduğunu ortaya koymuştur.

DYC sistemleri, viraj alma sırasında araca etki eden yanal kuvvetleri dengelemek amacıyla geliştirilmiştir. Honda SH-AWD ve Mitsubishi AYC örneklerinde görüldüğü üzere, bu sistemler motor torkunu sağ ve sol tekerlekler arasında değişken bir şekilde dağıtarak düzeltici bir sapma momenti (yaw moment) üretir. Bu müdahale, aracın aşırı veya eksik yönlendirme karakteristiklerini nötralize eder. Spesifik bir uygulama olarak Mitsubishi Lancer Evo'daki AYC sistemi; arka diferansiyel ünitesi ile çekiş kontrol sistemini birleştirerek çalışır. Sistem, virajın apeks ve çıkış noktalarında yol tutuşunu artırmak için tork vektörlemesi yapar ve böylece tekerleklerin yere aktardığı gücü optimize eder (Mitsubishi Motors, 2001)." Asperti vd. (2024) tarafından yapılan derleme, IVWM (in-wheel motorlar) sayesinde yüksek bant genişliğinde tork kontrolü gerçekleştirerek virajlamada çevikliği ve stabilizeyi artırdığını ortaya koyar. Homma vd. ise DYC'yi dört tekerlek bağımsız motorla deneysel olarak değerlendirerek sürücü hissiyatı ve dinamik tepkiler arasında korelasyon kurar.

Modern uygulamalarda, tork vektörleme sadece yol tutuş performansını artırmakla kalmamakta, aynı zamanda enerji verimliliğine de katkı sunmaktadır. Dizqah vd. (2016), dört tekerlekten çekişli elektrikli araçlarda parametrik bir tork dağılım stratejisi ile hem enerji tüketiminin azaltılabileceğini hem de stabilitenin korunabileceğini rapor etmiştir. Benzer şekilde De Filippis vd. (2018), MPC tabanlı enerji verimli bir kontrol stratejisi ile %3 – 4 oranında enerji tasarrufu sağlandığını göstermiştir.

Sonuç olarak, literatür tork vektörlemenin hem performans hem güvenlik hem de enerji verimliliği açısından araç dinamiğinde devrimsel iyileştirmeler sunduğunu göstermektedir. Özellikle elektrikli araçlarda bağımsız motor kontrolünün yaygınlaşmasıyla, bu teknolojinin modern taşıtlarda standart hale gelmesi beklenmektedir (Vanlalhriatpuia vd., 2025). Mangia, Lenzo and Sabbioni (2021), enerji verimliliği ve sürüş modları (ör. “energy efficiency” moduyla) koordine edilmiş bir ön/arka tork vektörleme mimarisi tanımlar hem enerji tüketimini minimize etmek hem direksiyon tepkisini iyileştirmek amacı taşır (Mangia, 20021).

3. MATERYAL VE METOT

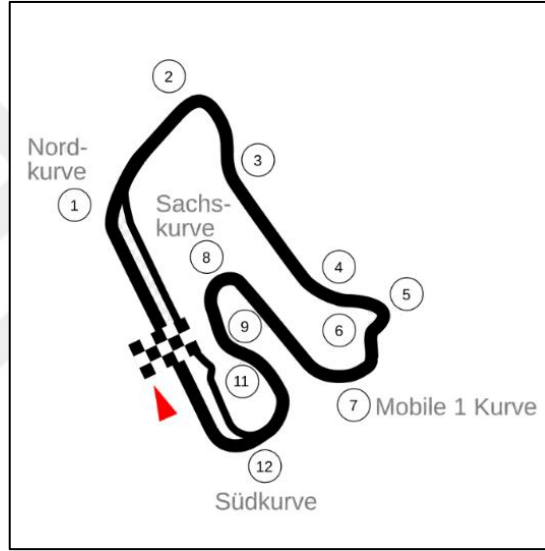
Bu bölümde, tez kapsamında gerçekleştirilen simülasyon çalışmalarında kullanılan araçlar, yöntemler ve senaryolar ayrıntılı biçimde açıklanacaktır. Araç stabilizasyonu için önerilen hibrit kontrol yaklaşımının performansını ve etkinliğini değerlendirmek amacıyla kapsamlı simülasyon testleri yapılmıştır. Bu doğrultuda, IPG CarMaker ve MATLAB/Simulink entegrasyonu ile oluşturulan sanal test ortamında, aracın farklı dinamik koşullar altındaki tepkileri ve kararlılık limitleri yüksek hassasiyetle incelenmiştir. Elde edilen veriler ışığında, hibrit sistemin geleneksel yöntemlere kıyasla sağladığı iyileştirmeler karşılaştırmalı analizlerle detaylandırılarak sistemin sürüş güvenliğine olan katkısı somut verilerle ortaya konmuştur.

Bu çalışmada, taşıt stabilitesini iyileştirmek amacıyla önerilen hibrit kontrol yaklaşımı; yani yarı aktif süspansiyon ile tork vektörlemenin birlikte çalıştığı sistem, IPG CarMaker ve MATLAB-Simulink ortamında gerçekleştirilen yüksek sadakatli simülasyonlarla test edilmiştir. Simülasyon ortamı hem donanımsal hem yazılımsal olarak reel sürüş koşullarını modelleme kabiliyetine sahiptir ve bu yönüyle hibrit kontrol sisteminin dinamik tepkilerini ölçmek için uygun bir sanal test platformu sunar. Kullanılan yöntem, araç üzerindeki kritik dinamik parametrelerin (yan kayma açısı, sapma hızı, ivme, tekerlek kuvvetleri vb.) gerçek zamanlı izlenerek, sistemin bu verilere bağlı olarak kademeli kontrol stratejisi uygulaması esasına dayanmaktadır. Simülasyon senaryoları, araçların limit viraj alma durumlarına yakınlştırılarak, sistemin kararlılık üzerindeki etkisi detaylı biçimde analiz edilmiştir.

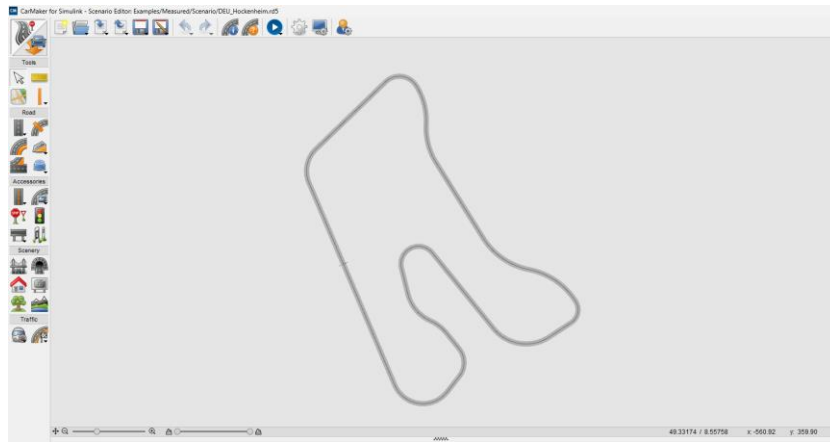
Veri toplama araçları olarak CarMaker'ın içerisindeki sensör modülleri kullanılmış; tekerleklere etki eden kuvvetler, aracın gövde ivmeleri, kayma açıları, sapma oranları ve süspansiyon parametreleri senaryo süresince kaydedilmiştir. Simülasyon çıktıları MATLAB ortamına aktarılmış, burada grafiksel analizler yapılmış ve sistem tepkileri karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Analiz sürecinde, sistem müdahalesi öncesi ve sonrası durumlar karşılaştırılarak hem süspansiyon hem de tork vektörleme sistemlerinin ayrı ayrı ve birlikte kullanıldığı durumlar değerlendirilmiştir. Elde edilen veriler sayısal olarak karşılaştırılmış; eğilimler, tepki süreleri, azalan kayma açıları, ivme bileşenleri gibi kriterler üzerinden sistemin başarımı değerlendirilmiştir. Bu sayede, önerilen kontrol stratejisinin aracın viraj dinamiği ve genel stabilitesi üzerindeki etkisi bütünsel olarak ortaya konmuştur.

3.1. Test Pisti

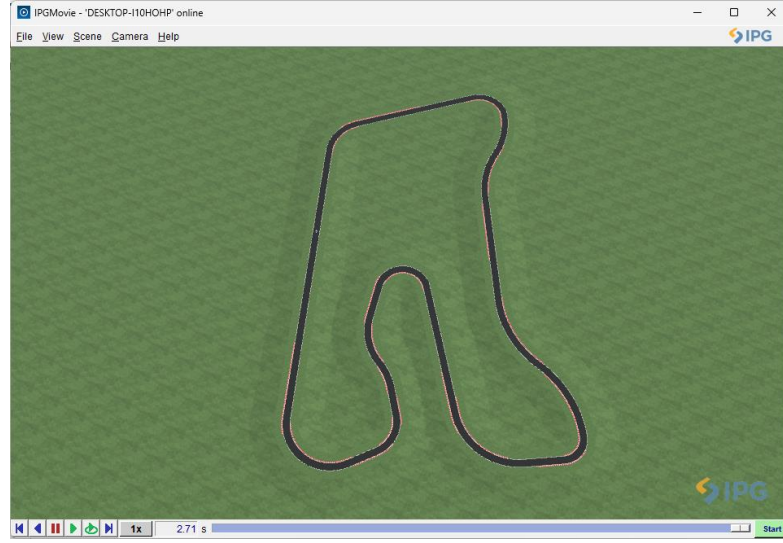
Simülasyonda, Almanya'da konumlanan ve motor sporları tarihinde önemli bir yere sahip olan bir yarış pisti olan Hockenheimring test pisti kullanılmıştır. Nord-kurve Hockenheimring'in ikonik bölümlerinden biri olarak kabul edilir. Adını coğrafi konumundan, pist haritasında kuzeyde yer alması, alır. Yarış stratejileri, start pozisyonları ve genel tur zamanları üzerinde her zaman belirleyici bir etkiye sahip olmuştur. Motor sporları tarihinde birçok önemli ana ve geçiş sahne olmuştur. Bu simülasyonlarda Nord-Kurve isimli virajda iki farklı tip araçta sırasıyla yarı aktif süspansiyon ile viraj stabilitesi, yarı aktif süspansiyonun yeterli olmadığı durumlarda ise tork vektörleme ile araç stabilitesi sağlanmıştır.



Şekil 3.1.1. Hockenheim Short Circuit Haritası. (Wikipedia, 2025)



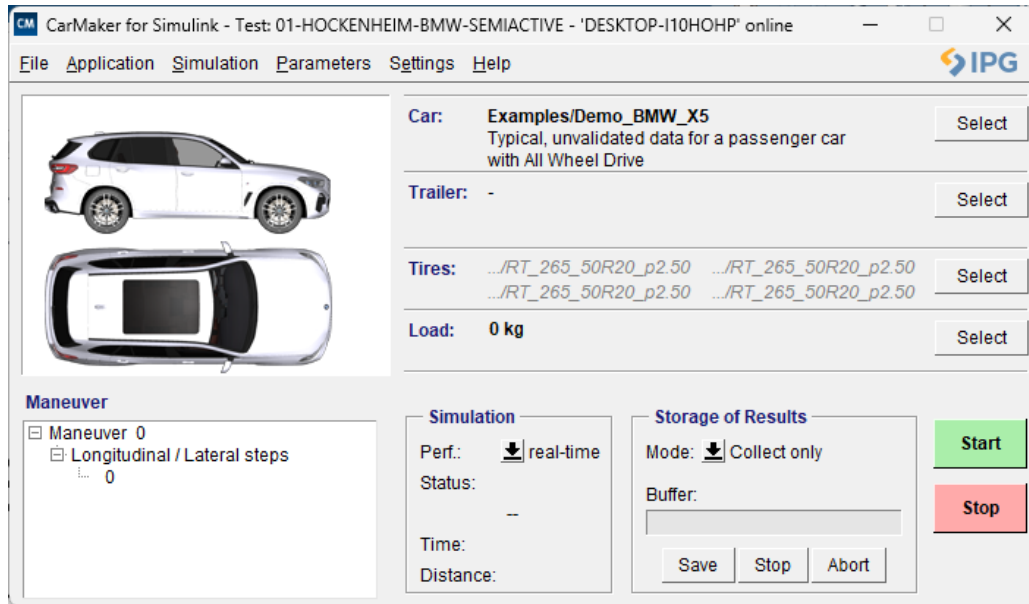
Şekil 3.1.2. CarMaker Programındaki Hockenheim pisti.



Şekil 3.1.3. Simülasyon ortamında Hockenheim pistinin görünümü.

Simülasyon çalışmalarında, biri geleneksel içten yanmalı motorlu (BMW X5 modeli), diğeri tamamen elektrikli (IPG EV modeli) olmak üzere iki farklı araç modeli kullanılmıştır. Araçların teknik özellikleri aşağıdaki gibidir:

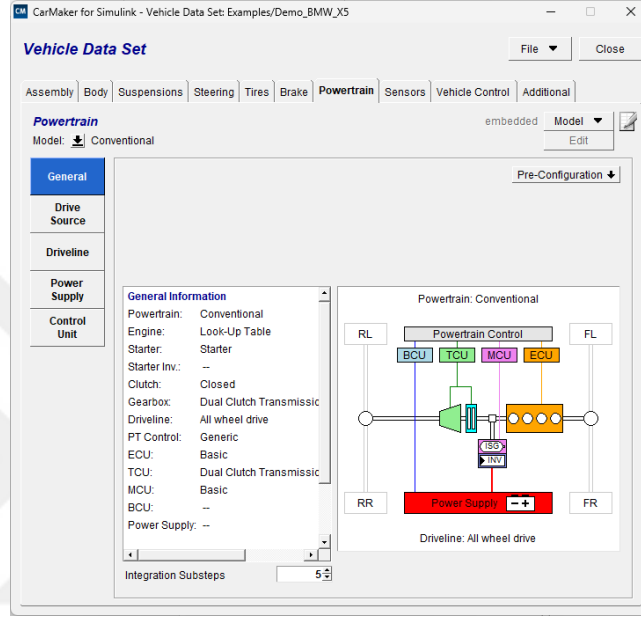
İlk simülasyonda kullanılan araç J segmentinde, 4x4 bir konfigürasyona sahip, SUV bir araç olan BMW X5 aracıdır.



Şekil 3.1.4. BMW X5 aracının yandan, yukarıdan görünüşü ve kullanılan lastikler.

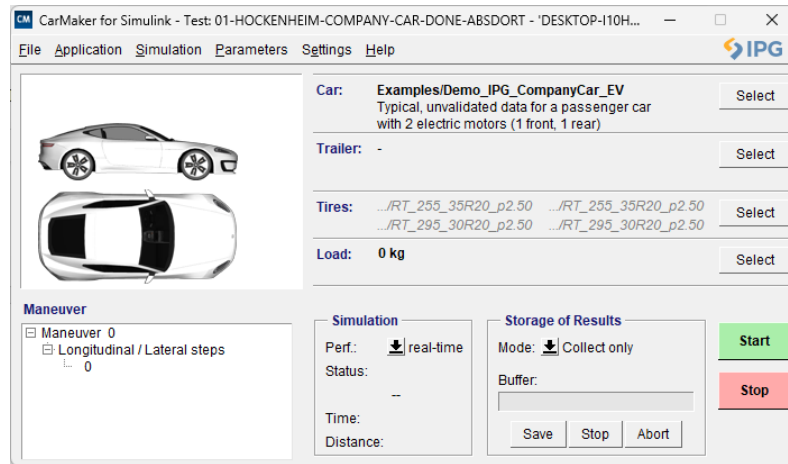
BMW X5:

- Kütle: 2200 kg
- Dingil mesafesi: 2,97 m
- Güç aktarımı: Dört tekerlekten çekiş (4WD)
- Lastikler: RT / 265 / 50R20



Şekil 3.1.5. BMW X5 aracının güç aktarma organlarının gösterimi.

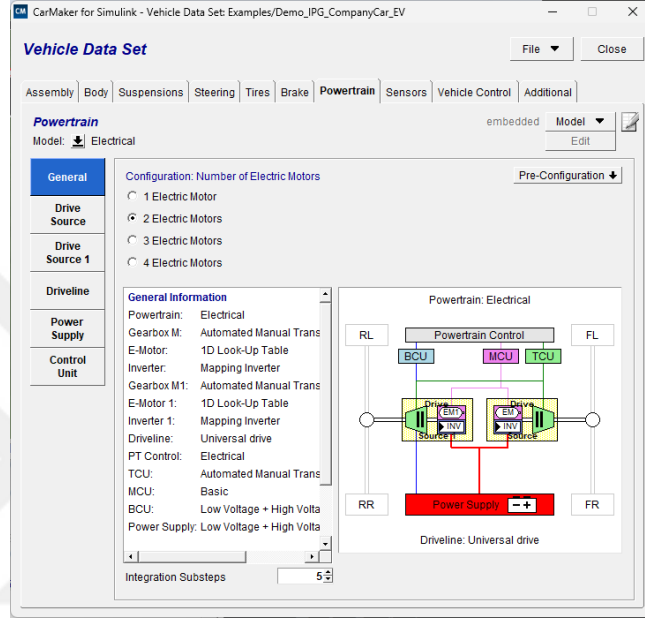
Kullanılan ikinci araç ise IPG Carmaker programında, sedan, iki elektrik motoruna sahip (ön, arka) IPG_EV aracıdır.



Şekil 3.1.6. IPG EV aracının yandan, yukarıdan görünüşü ve kullanılan lastikler.

IPG EV:

- Kütle: x kg
- Dingil mesafesi: x m
- Güç aktarımı: Bağımsız iki elektrik motorlu (ön arka) tahrik sistemi
- Lastikler: x



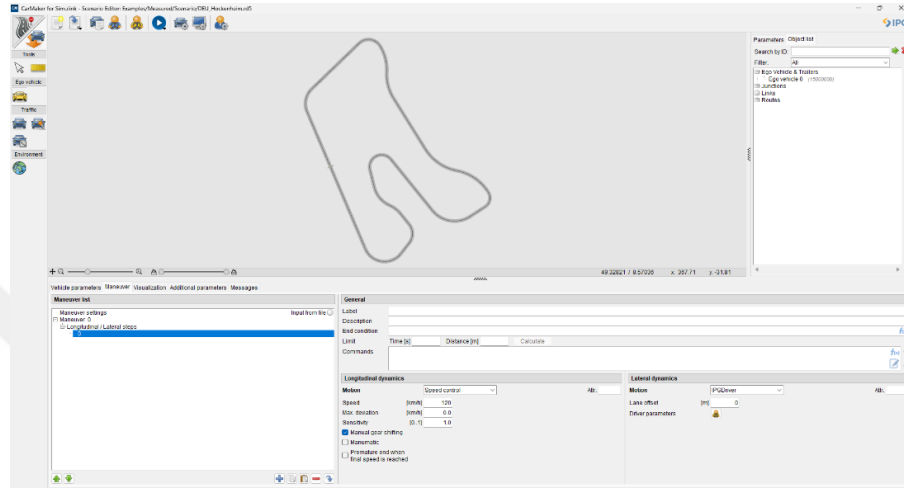
Şekil 3.1.7. IPG EV aracının güç aktarma organlarının gösterimi.

Tablo 3.1.1. IPG EV ve BMW X5 araçlarının yay, sönümleme, anti-roll bar katsayıları ve rüzgâr direnci tablosu.

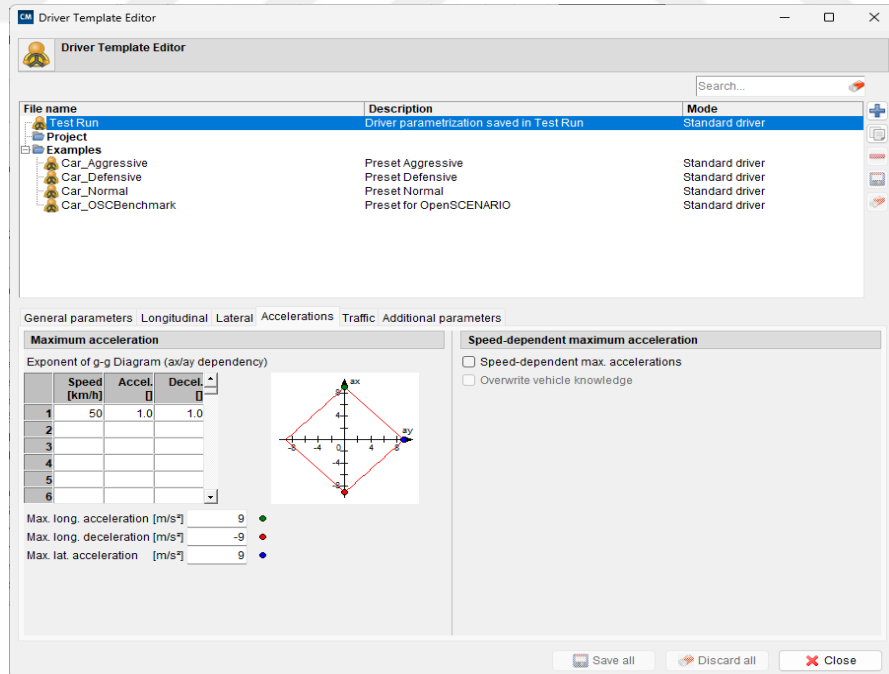
Araç	Kütle (kg)	Yaylar (N/m)	Sönümleme Katsayısı (N/m)	Anti-roll Bar Katsayısı (N/m)	Rüzgâr Direnci (N)
IPG EV	1621	Ön: 40000 Arka: 45000	Ön: 15000 Arka: 15000	Ön: 15000 Arka: 15000	655 N
BMW X5	2245	Ön: 25000 Arka: 30000	Ön: 17500 Arka: 17500	Ön: 17500 Arka: 17500	1027 N

3.2. Manevra ve Sürücü Bilgileri

Simülasyon sırasında iki tip araç, araçların ihtiyaçları doğrultusunda iki farklı stabilizasyon yöntemi kullanılmıştır. Her iki araç için de tek bir manevra ve tek bir sürücü davranışı tanımlanmıştır. Araçların her ikisi de tekerlekleri yere değdiği sürece 120 km/h hızla aynı şeritte seyretmek suretiyle agresif sürüş manevraları ile sabitlenmiştir.



Şekil 3.2.1. Araç manevrasının ve hızının gösterimi.



Şekil 3.2.2. Agresif sürücü davranışının gösterimi.

3.3. Yarı-aktif Süspansiyon Sistemi

Bu çalışmada kullanılan BMW X5 aracı Nordkurve virajında 120km/h sabit hız ile seyir halinde iken devreye giren yarı aktif süspansiyon sistemi, dinamik parametreler esas alınarak MATLAB/Simulink ortamında modellenmiştir. Yarı aktif süspansiyonun temel amacı, aracın viraj stabilitesini iyileştirmek ve gövde salınımlarını azaltarak sürüş güvenliği ile yol tutuşunu artırmaktır. Bu bağlamda, araç süspansiyon parametreleri zaman alanında (time domain) değişken olacak şekilde ayarlanmış; özellikle yay katsayıları ve sönümleme katsayıları, viraj senaryolarında aracın stabilitesini sağlayacak biçimde optimize edilmiştir.

Tablo 3.3.1. BMW X5 aracının ilk ve son halinin yay, sönümleme, anti-roll bar katsayıları ve rüzgâr direnci tablosu.

Araç	Kütle (kg)	Yaylar (N/m)	Sönümleme Katsayısı (N/m)	Anti-roll Bar Katsayısı (N/m)	Rüzgâr Direnci (N)
BMW X5	2245	Ön: 25000 Arka: 30000	Ön: 17500 Arka: 17500	Ön: 17500 Arka: 17500	1027 N
BMW X5 Yarı-aktif	2245	Ön: 200 Arka: 7500	Ön: 122500 Arka: 122500	Ön: 17500 Arka: 17500	1027 N

Kullanılan aracın kütlesi 2245 kg olup, sistem parametreleri Tablo 3.4.1’de özetlenmiştir. Konvansiyonel BMW X5 ile yarı aktif süspansiyon sistemi entegre edilmiş versiyon arasındaki temel fark, yay sertlik katsayıları ile sönümleme katsayılarının zaman alanında farklı değerler almasıdır. Konvansiyonel sistemde ön ve arka yay katsayıları sırasıyla 25.000 N/m ve 30.000 N/m iken, yarı aktif sistemde bu değerler 200 N/m (ön) ve 7.500 N/m (arka) seviyelerine düşürülerek aracın viraj içerisindeki yol tutuş karakteristikleri yeniden düzenlenmiştir.

Benzer şekilde, sönümleme katsayıları da yüksek hassasiyetli kontrol imkânı sunacak şekilde artırılmıştır. Konvansiyonel sistemde ön ve arka sönümleme katsayıları 17.500 N/m iken, yarı aktif süspansiyonlu modelde bu değerler 122.500 N/m olarak belirlenmiştir. Bu artış, gövde salınımlarını ve tekerlek yük transferlerini dengeleyerek aracın viraj içerisindeki sapma oranını (yaw rate) kontrol altında tutmayı mümkün kılmıştır.

Anti-roll bar katsayıları ise her iki senaryoda da 17.500 N/m olarak sabit tutulmuş, böylece sistem performansına yalnızca yay ve damper katsayılarındaki değişimlerin etkisi gözlemlenebilmiştir. Ayrıca, her iki modelde de sabit 1027 N değerinde aerodinamik rüzgâr direnci tanımlanmıştır.

Bu konfigürasyon, Simulink ortamında gerçekleştirilen dinamik analizler ile doğrulanmıştır. Süspansiyon katsayılarının zaman alanında ayarlanabilir kılınması sayesinde, araç viraj içerisinde dışarıya savrulmadan stabilitesini koruyabilmiş, gövde salınımı (roll) ve önden/arkadan kayma eğilimleri minimize edilmiştir. Böylece yarı aktif süspansiyonun, yüksek kütleli SUV tipindeki bir araçta (BMW X5) etkin bir stabilite artırıcı rol oynadığı ortaya konmuştur.

3.4. Yarı-Aktif Süspansiyon ve Tork Vektörleme Sistemi

Bu çalışmada, sedan gövde tipine sahip ve çift elektrik motoruyla tahrik edilen IPG_EV aracı üzerinde Nordkurve viraj senaryosu gerçekleştirilmiştir. Araç 120km/h hız sabit manevra ile seyretmektedir. Araç, önde ve arkada yer alan elektrik motorları sayesinde tekerleklere bağımsız tork aktarımı sağlayabilmekte, bu da yüksek hızlarda viraj stabilitesinin korunmasında kritik bir avantaj oluşturmaktadır. İlk aşamada baz parametreleriyle gerçekleştirilen simülasyonlarda, aracın ön yay katsayısının 40.000 N/m, arka yay katsayısının 45.000 N/m, ön ve arka sönümleme katsayılarının 15.000 N/m, anti-roll bar katsayılarının ise hem ön hem arka için 15.000 N/m olduğu ve rüzgâr direncinin sabit 655 N olarak tanımlandığı görülmektedir (Tablo 3.4.1). Bu konfigürasyonla yapılan testte araç virajı alamayarak doğrudan dışarıya savrulmuş, takla atarak yoldan çıkmıştır. Bu durum, baz hal parametrelerinin aracın gövde dinamiklerini ve tekerlek yük transferlerini dengelemede yetersiz kaldığını ortaya koymuştur.

Ardından, aracın dinamik performansını artırmak üzere yarı aktif süspansiyon sistemi devreye alınmıştır. Bu kapsamda, ön yay katsayısı 40.000 N/m'den 480.000 N/m'ye çıkarılmış, arka yay katsayısı ise 45.000 N/m'den 18.000 N/m'ye düşürülerek akslar arası rijitlik dengesi yeniden tanımlanmıştır. Sönümleme katsayılarında da asimetrik bir düzenleme yapılmış; ön sol tekerlek için 15.000 N/m'den 180.000 N/m'ye önemli bir artış sağlanırken, sağ ön ve her iki arka tekerlekte değerler 9.000 N/m'ye ayarlanmıştır. Buna ek olarak, gövde roll rijitliğini artırmak amacıyla anti-roll bar katsayıları hem ön hem arka aks için 15.000 N/m'den 30.000 N/m'ye yükseltilmiştir. Rüzgâr direnci sabit tutulmaya devam edilmiştir. Bu parametre değişiklikleri sonucunda

araç, viraj içerisinde daha uzun süre yol tutuşunu koruyabilmiş, ancak viraj dışına çıkarak yola kontrolsüz bir şekilde geri dönmüş ve gövde dinamiklerindeki dengesizlik nedeniyle tekrar takla atmıştır (Şekil 4.2.4.). Böylece, yalnızca yarı aktif süspansiyon müdahalesinin tek başına güvenli stabiliteyi sağlamada yetersiz kaldığı anlaşılmıştır.

Tablo 3.4.1. *IPG_EV aracına uygulanan yarı aktif süspansiyon parametreleri.*

<i>Araç</i>	<i>Kütle (kg)</i>	<i>Yaylar (N/m)</i>	<i>Sönümleme Katsayısı (N/m)</i>	<i>Anti-roll Bar Katsayısı (N/m)</i>	<i>Rüzgâr Direnci (N)</i>
<i>IPG_EV</i>	<i>1621</i>	<i>Ön: 40000 Arka: 45000</i>	<i>Ön: 15000 Arka: 15000</i>	<i>Ön: 15000 Arka: 15000</i>	<i>655 N</i>
<i>IPG_EV Yarı-Aktif</i>	<i>1621</i>	<i>Ön: 480000</i>	<i>Sol Ön: 180000 Sol Arka: 15000</i>	<i>Ön: 30000</i>	<i>655 N</i>
		<i>Arka: 18000</i>	<i>Sağ Ön: 9000 Sağ Arka: 9000</i>	<i>Arka: 30000</i>	

Son aşamada, yarı aktif süspansiyon sistemi tork vektörleme stratejisiyle birlikte hibrit bir kontrol mimarisi kapsamında uygulanmıştır. Bu senaryoda, aracın viraj dışı kalan sol ön ve sol arka tekerleklerine ilave tork aktarılmış; sol ön tekerlek için 0 N/m'den 4000 N/m'ye, sol arka tekerlek için ise 0 N/m'den 4300 N/m'ye yükseltilmiştir (Tablo 3.5.1). Bu ek tork dağılımı, aracın gövdesine düzeltici sapma momenti kazandırarak yanal kuvvet dağılımını dengelemiş, tekerlek yük transferlerini optimize etmiş ve viraj içerisinde aracın stabil bir şekilde yol almasını sağlamıştır. Böylelikle hibrit kontrol stratejisinin, yalnızca yarı aktif süspansiyon veya baz parametrelerin sağlayamadığı seviyede bir viraj stabilitesi sunduğu ve aracın takla atmadan güvenli bir şekilde virajı tamamlamasını mümkün kıldığı görülmüştür.

Tablo 3.4.2. *IPG_EV aracına uygulanan ek tork miktarları.*

<i>Araç</i>	<i>Kütle (kg)</i>	<i>Sol Tekere Uygulanan Ek Tork</i>	
<i>IPG_EV Baz Hali</i>	<i>1621</i>	<i>Ön: 0 N/m</i>	<i>Arka: 0 N/m</i>
<i>IPG_EV Tork Vektörleme</i>	<i>1621</i>	<i>Ön: 4000 N/m</i>	<i>Arka: 4300 N/m</i>

3.5. Veri Toplama ve Analiz Yöntemleri

Gerçekleştirilen simülasyon çalışmaları neticesinde elde edilen ham veriler, aracın sürüş güvenliği ve dinamik sınırlarını belirleyen çok boyutlu parametreler ekseninde titizlikle işlenmiş ve kapsamlı bir analize tabi tutulmuştur. Bu değerlendirme sürecinde, araç dinamiğinin temel yapı taşlarını oluşturan kritik değişkenler mercek altına alınmıştır. Özellikle lastik-yol yüzeyi arasındaki karmaşık etkileşimin ve adezyon limitlerinin bir göstergesi olan lastik kayma açıları (slip angles) ile aracın yörünge takibi ve viraj alma kabiliyetini doğrudan yansıtan sapma oranı (yaw rate) üzerinde hassasiyetle durulmuştur. Buna ek olarak, manevra esnasında oluşan dinamik yük transferlerinin anlaşılması adına tekerleklerdeki anlık yük dağılımları ve araç gövdesinin maruz kaldığı boylamsal, yanal ve dikey eksenlerdeki ivmelenme verileri detaylıca irdelenmiştir. Sürüş karakteristiğini ve sürücü girdilerini temsil eden direksiyon açısı ve araç hızı gibi temel veriler de analizlerin doğruluğunu sağlamak adına bu parametre setiyle korele edilmiştir.

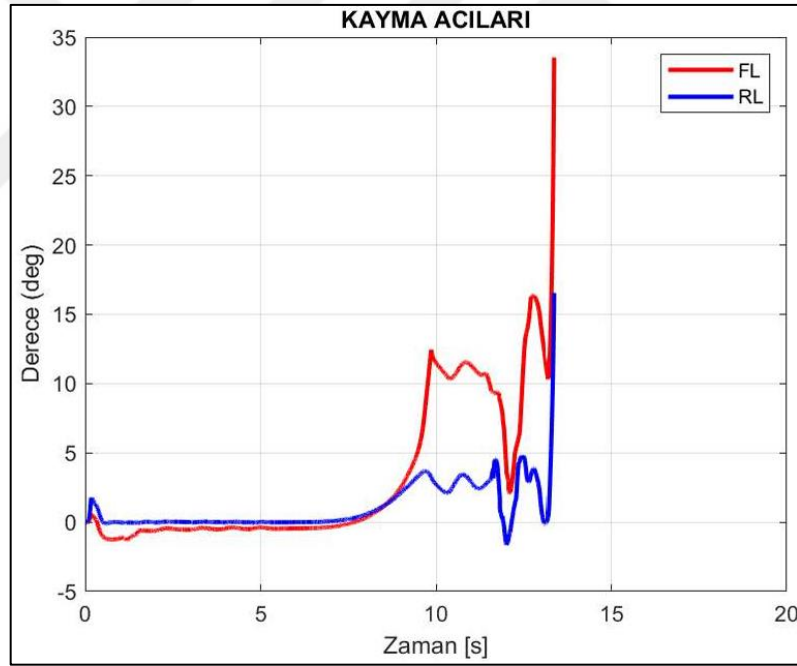
Verilerin işlenmesi ve anlamlandırılması aşamasında, IPG CarMaker ortamından alınan yüksek çözünürlüklü simülasyon çıktıları, MATLAB yazılımının gelişmiş sayısal hesaplama kütüphaneleri ile entegre edilerek analiz edilmiştir. Bu entegrasyon sayesinde veriler filtrelenip görselleştirilmiş; elde edilen sonuçlar, karşılaştırmalı grafikler ve özet tablolar halinde sistematik bir biçimde raporlanmıştır. Analiz sonucunda ulaşılan tüm nicel veriler ve saptamalar, önerilen hibrit kontrol stratejisinin araç stabilizasyonu ve performansı üzerindeki iyileştirici etkilerini somut kanıtlarla ortaya koymak amacıyla, tezin ilerleyen kısımlarında yer alan 'Bulgular ve Tartışma' bölümünde tüm yönleriyle ve detaylı bir biçimde tartışılacaktır.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, yarı aktif süspansiyon ve tork vektörleme sistemlerinin araç stabilitesi üzerindeki etkilerini ortaya koymak amacıyla IPG CarMaker ve MATLAB-Simulink platformlarında gerçekleştirilen simülasyonlar sonucunda elde edilen nicel veriler sunulmakta; bu bulgular, aracın dinamik davranışları bağlamında analiz edilerek ilgili literatürle karşılaştırmalı olarak tartışılmaktadır.

4.1. Yarı Aktif Süspansiyon ile Araç Stabilitesinin Sağlanması

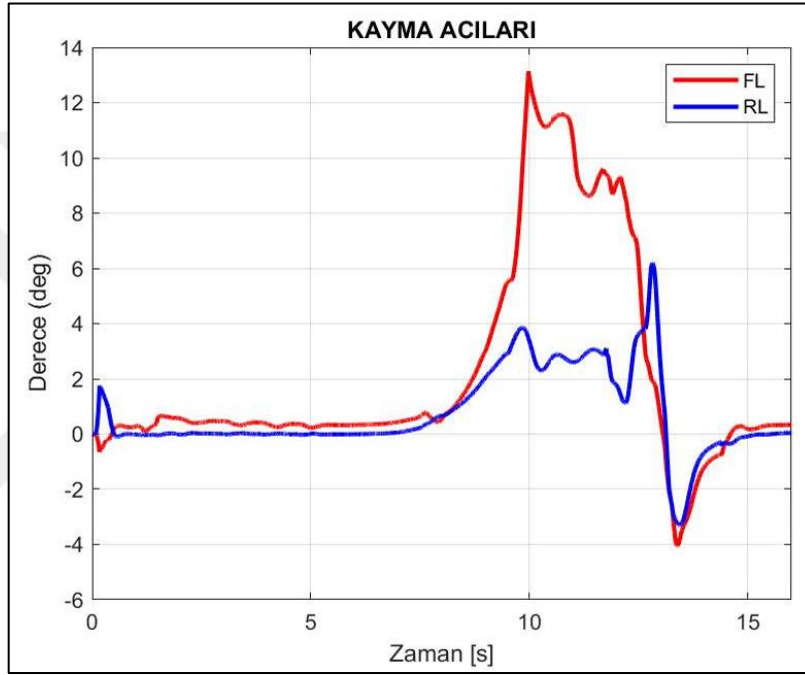
İlk simülasyonda BMW X5 aracı Nord-Kurve virajını varsayılan haliyle alamamaktadır. Simulink ortamında aracın 120km/h hızda virajı alırken understeer eğilimi gösterdiği gözlemlenmiştir. Aracın yoldan çıktığı anda ön tekerlerinin kayma açısı arka tekerlerinin kayma açısından büyüktür.



Şekil 4.1.1. Aracın sol ön ve arka tekerlerindeki kayma açıları (derece).

Şekil 4.1.1, simülasyon ortamında test edilen aracın sol ön ve sol arka tekerleklerine ait kayma açılarının zamanla nasıl değiştiğini göstermektedir. Aracın baz haliyle olan viraj performansında, özellikle virajın giriş ve çıkış anlarında (11. ve 14. Saniye arası) sol ön tekerin kayma açısının sol arka tekerin kayma açısından çok daha büyük olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum, aracın ön kısmında understeer (az dümenleme) eğiliminin baskın hale geldiğini ve kontrol kaybı riskinin arttığını ortaya koymaktadır.

Understeer ve yuvarlanma eğilimi gösteren yüksek ağırlık merkezli BMW X5 aracı için ayarlanmış olan süspansiyon sistemi yarı aktif süspansiyon algoritması devreye sokulup aracın ön yaylarının sertlik katsayıları arka yayların sertlik katsayılarına göre daha çok yumuşatılarak ve damper sönümlleme katsayıları ön ve arka olmak üzere artırılarak aracın devrilmesi engellenmiş ve stabilitesi sağlanmıştır. Sol ön ve sol arka tekerlerin yarı-aktif süspansiyon algoritması devredeyken oluşturdukları kayma açıları aşağıdaki gibidir.



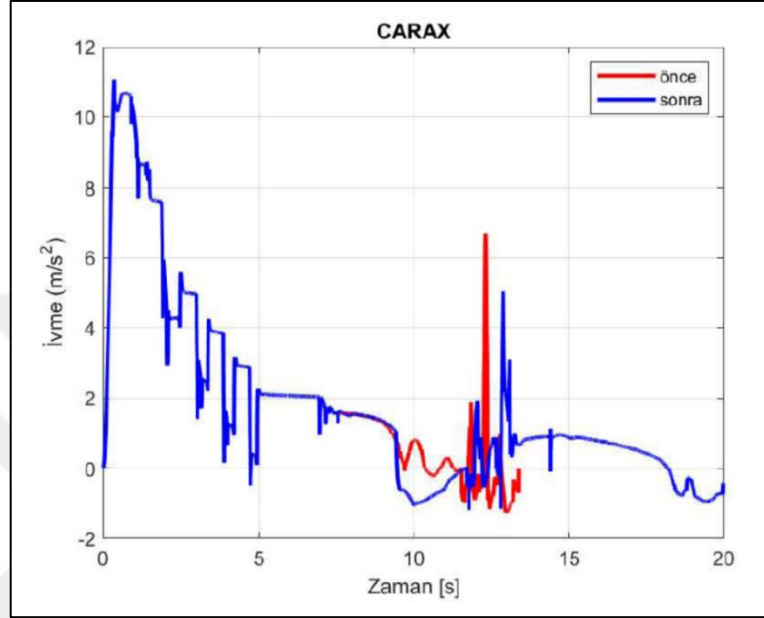
Şekil 4.1.2. Yarı aktif süspansiyon müdahalesi sol tekerlerin kayma açıları (derece).

Yarı aktif süspansiyon devreye alındığında ise sol ön tekerin kayma açısında ilk duruma göre belirgin bir azalma gözlemlenmiştir. Kayma açısı 34 dereceden 14 dereceye mertebelerine düşmüştür. Bu etki, yarı-aktif süspansiyon müdahalesinin ön teker üzerindeki yük transferini dengeli şekilde yönettiğini ve sürüş stabilitesini artırdığını kanıtlamaktadır. Sol arka tekerdeki kayma açısı ise daha istikrarlı bir profil çizmiş, bu da arka aksın daha az dengesizlik yaşadığını göstermektedir.

Genel olarak grafik, kontrol algoritmasının aktif hale gelmesiyle aracın viraj alma performansının iyileştiğini, kayma açılarındaki dengesizliğin bastırıldığını ve daha dengeli bir yol tutuş sağlandığını göstermektedir.

Önce ve sonra olarak aracın sırasıyla X eksenindeki ivme (m/s^2), Y eksenindeki ivme (m/s^2), Z eksenindeki ivme (m/s^2), direksiyon açısı (derece), sol ön teker X

yönündeki kuvvetler (N), sol ön teker Y yönündeki kuvvetler (N), sol arka teker X yönündeki kuvvetler (N), sol arka teker Y yönündeki kuvvetler (N), sol ön teker kayma açısı (derece), sol arka teker kayma açısı (derece) ve sapma oranı (derece/s) olarak aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.1.3. X eksenindeki ivme (m/s²).

Şekil 4.1.3'te araç üzerine X yönünde (boylamasına) etkiyen ivmenin zamanla değişimi verilmiştir. Grafik, aracın baz hali ile yarı-aktif süspansiyon sistemi entegre edildikten sonraki davranışlarını karşılaştırmalı olarak sunmaktadır. Kırmızı eğri, süspansiyon sistemine herhangi bir müdahale yapılmamış durumu; mavi eğri ise yarı aktif süspansiyon sistemi uygulandıktan sonraki durumu temsil etmektedir. Değerlendirme, viraj manevrası esnasındaki sürüş dinamiklerini esas almaktadır.

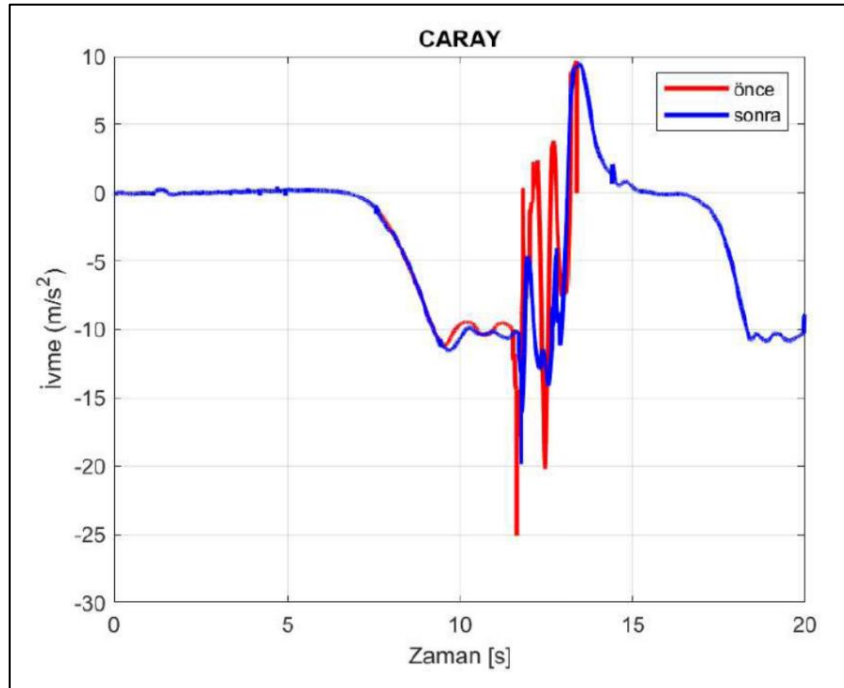
İlk 5 saniyelik zaman aralığında, özellikle mavi eğerde gözlenen yüksek boylamasına ivme ($\sim 11 \text{ m/s}^2$), sistemin başlangıçta ani bir hızlanma tepkisi verdiğini göstermektedir. Bu durum, süspansiyon sisteminin yol ile temas halindeki tekerleklerdeki yük aktarımını kontrol altında tutarak dinamik dengeyi sağlama potansiyelini ortaya koymaktadır. Takip eden 5–10 saniyelik süreçte her iki konfigürasyonda da ivme seviyesinin $\sim 2 \text{ m/s}^2$ civarında seyrettiği görülmektedir; bu da araç hızının 120 km/h olarak sabitlendiği ve minimum hızlanma ile yol aldığı kararlı bir fazı işaret etmektedir.

Grafikte 10. saniyeden sonra, yani viraj manevrasının başladığı kabul edilen kritik fazda, araç üzerindeki boylamasına ivme değişimleri belirgin bir hâl almaktadır. Kırmızı

eğride gözlemlenen yüksek genlikli ve düzensiz ivme salınımları, süspansiyon sisteminin ağırlık transferini yeterince sönümleyememesi sonucu ortaya çıkan dengesiz sürüş koşullarına işaret etmektedir. Bu tür ani ivme değişimleri, özellikle yüksek hızda yapılan viraj manevralarında hem şasi kararlılığını azaltmakta hem de yolcu konforunu ciddi ölçüde olumsuz etkilemektedir. Öte yandan, mavi eğrideki yarı aktif süspansiyon sistemine sahip araçta ise bu tür salınımlar daha düşük genliklerde ve daha düzenli biçimde gerçekleşmiş; sistemin ivme değişimlerini bastırma ve araç dinamiğini dengeleme performansı açıkça gözlemlenmiştir.

Viraj sonrası (15–20 s aralığı) değerlendirildiğinde ise yarı aktif süspansiyon sisteminin etkisiyle aracın ivme değerleri hızlı biçimde sıfıra yakınsamakta, bu da sistemin araç üzerindeki salınımları kısa sürede sönümleyerek kararlı bir duruma ulaşmasını sağladığını göstermektedir.

Bu grafik genel olarak, yarı aktif süspansiyon sisteminin, özellikle viraj alma sırasında oluşan boylamasına ivme değişimlerini kontrol altına alarak araç stabilitesine ve sürüş güvenliğine önemli katkılar sunduğunu ortaya koymaktadır. Ayrıca, sistemin araç gövdesi üzerindeki ani yük aktarım etkilerini azaltarak, sürüş konforunu da anlamlı düzeyde iyileştirdiği sonucuna varılabilir.



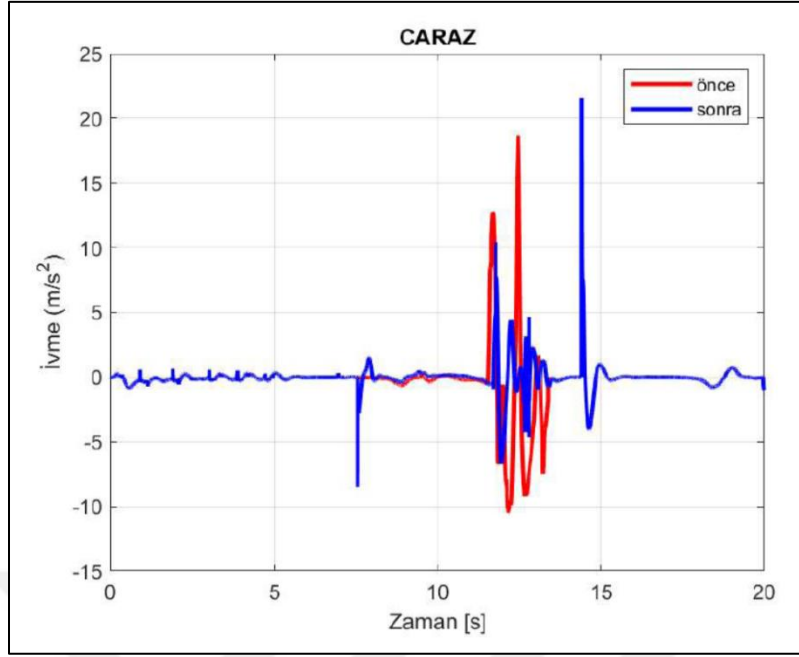
Şekil 4.1.4. Y eksenindeki ivme (m/s^2).

Şekil 4.1.4'te, aracın Y eksenı boyunca (yanal yönde) maruz kaldığı ivmenin zamanla değişimi sunulmuştur. Grafik, süspansiyon sistemine müdahale edilmeden önceki (kırmızı eğri) ve yarı aktif süspansiyon sistemi devreye alındıktan sonraki (mavi eğri) durumları karşılaştırmalı olarak göstermektedir. Değerlendirme, özellikle aracın viraj alma manevrası gerçekleştirdiği 10–15 saniyelik zaman aralığına odaklanmaktadır.

İlk 10 saniyelik süreçte, her iki durumda da yanal ivme değerleri birbirine oldukça yakındır ve sistemin kararlı bir şekilde hareket ettiğı görölmektedir. Ancak 10. saniyeden itibaren, aracın viraja giriş yaptığı kabul edilen kritik fazda, yanal ivme değerlerinde ciddi değişimler meydana gelmektedir. Bu noktada kırmızı eğride gözlemlenen yüksek genlikli ve keskin ivme salınımları dikkat çekicidir. İvme, yaklaşık -25 m/s^2 'ye kadar ulaşarak ciddi bir yük transferine ve aracın yanal dinamiklerinde dengesizliğe işaret etmektedir. Bu durum, viraj esnasında aracın gövdesinde yüksek oranda yan yatma (roll) meydana geldiğini ve bu nedenle tutunma kayıplarının oluşabileceğini göstermektedir.

Buna karşılık, yarı aktif süspansiyon sisteminin devreye girmesiyle elde edilen mavi eğri incelendiğinde, yanal ivme değişimlerinin daha kontrollü ve düşük genlikli olduğu açıkça görölmektedir. Sistem, ani yük transferlerini sönümleyerek gövdenin yan salınımını sınırlamış, dolayısıyla hem araç stabilitesini artırmış hem de yol tutuş performansını iyileştirmiştir. Aynı zamanda, süspansiyon sisteminin optimize edilmiş sönümleme katsayıları sayesinde, aracın yanal dinamikleri daha dengeli bir yapıya kavuşmuş ve virajın ardından ivme değerleri daha hızlı biçimde dengeye ulaşmıştır.

Özetle, bu grafik aracılığıyla yarı aktif süspansiyon sisteminin, viraj sırasında ortaya çıkan yanal ivme değişimlerini bastırarak aracın daha dengeli ve kontrollü bir şekilde yönlendirilmesini sağladığı görölmektedir. Sistem, özellikle yüksek dinamik yükleme altında aracın güvenliğini ve sürüş konforunu artıran kritik bir kontrol unsuru olarak öne çıkmaktadır.



Şekil 4.1.5. Z eksenindeki ivme (m/s^2).

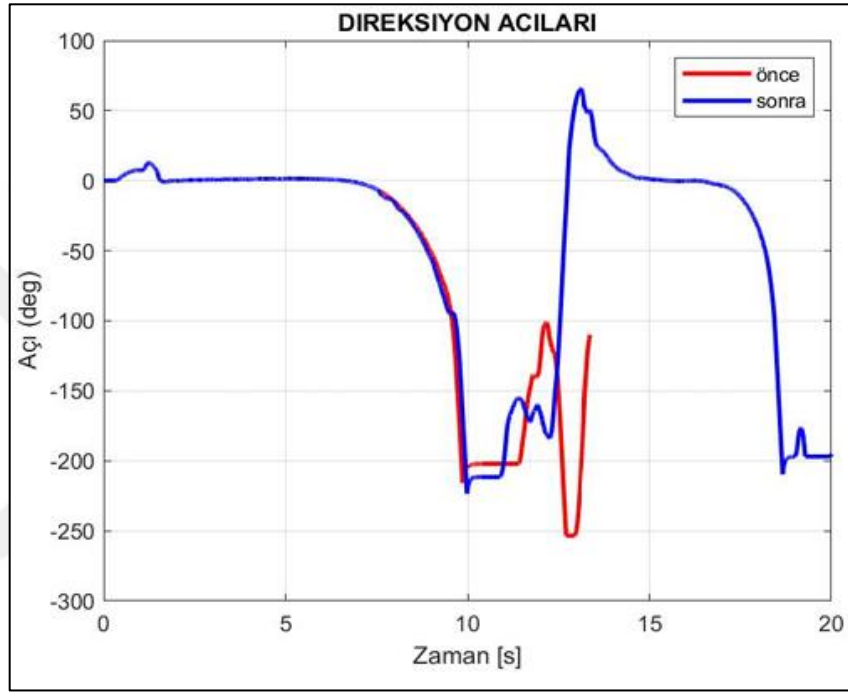
Şekil 4.1.5'te, aracın Z ekseninde maruz kaldığı dikey ivmenin zamana bağlı değişimi verilmiştir. Kırmızı eğri, süspansiyon sistemine müdahale edilmeden önceki verileri; mavi eğri ise yarı aktif süspansiyon sistemi entegre edildikten sonraki durumu temsil etmektedir. Dikey ivme, özellikle yol yüzeyinden gelen darbelerin ve aracın gövde salınımlarının değerlendirilmesi açısından önemli bir parametredir.

İlk 10 saniyelik süreçte, her iki egride de ivme değişimleri oldukça sınırlıdır ve sistemin kararlı bir şekilde seyrettiği görülmektedir. Bu durum, aracın düz yol koşullarında ilerlediğini ve süspansiyon sisteminin dış uyarılar açısından dengeli çalıştığını göstermektedir. Ancak, 10. saniyeden itibaren aracın viraja girdiği kabul edilen kritik fazda, dikey ivmelerde ani ve yüksek genlikli salınımlar gözlemlenmiştir. Kırmızı egrideki ivme yaklaşık 15–20 m/s^2 düzeylerine ulaşmakta ve -10 m/s^2 'ye kadar düşebilmektedir. Bu durum, süspansiyon sisteminin dikey yük transferlerini yeterince absorbe edemediğini ve dolayısıyla gövde üzerinde ani yukarı-aşağı salınımlar oluştuğunu göstermektedir.

Yarı aktif süspansiyon sisteminin devreye girmesiyle elde edilen mavi egride ise bu salınımların hem genliği hem de süresi daha sınırlıdır. Sistem, dikey yöndeki ani yük değişimlerini daha etkin şekilde bastırmakta ve şasi üzerindeki titreşimleri sönümleyerek hem yolcu konforunu hem de lastik-yol temasını iyileştirmektedir. Özellikle 14. saniyede görülen, aracın tekerleklerinin kaldırma temasından dolayı ani ivme piklerinin ardından

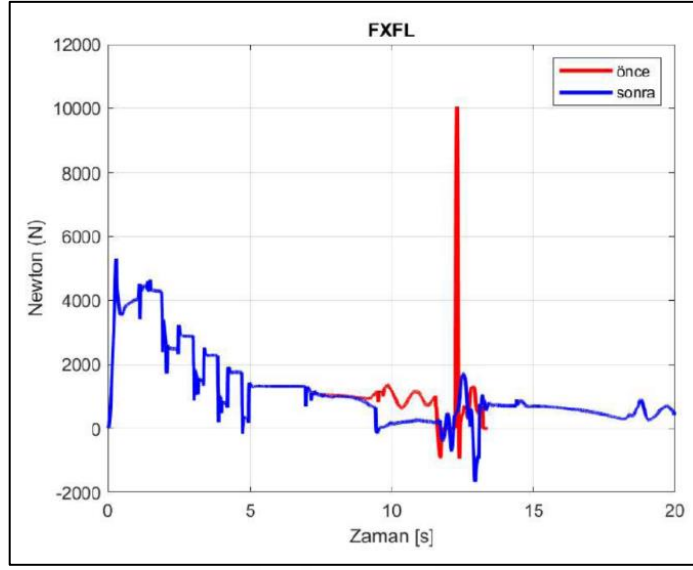
sistemin kısa sürede dengeye ulaşması, süspansiyon sisteminin kontrol edilebilirliğini ve tepki hızını ortaya koymaktadır.

Sonuç olarak, yarı aktif süspansiyon sistemi, dikey ivme değişimlerini baskılayarak hem gövde salınımlarını azaltmakta hem de zemin tepkilerine karşı aracın dinamik dengesini korumaktadır. Bu da aracın hem sürüş konforu hem de yol tutuş performansı açısından önemli kazanımlar elde etmesini sağlamaktadır.

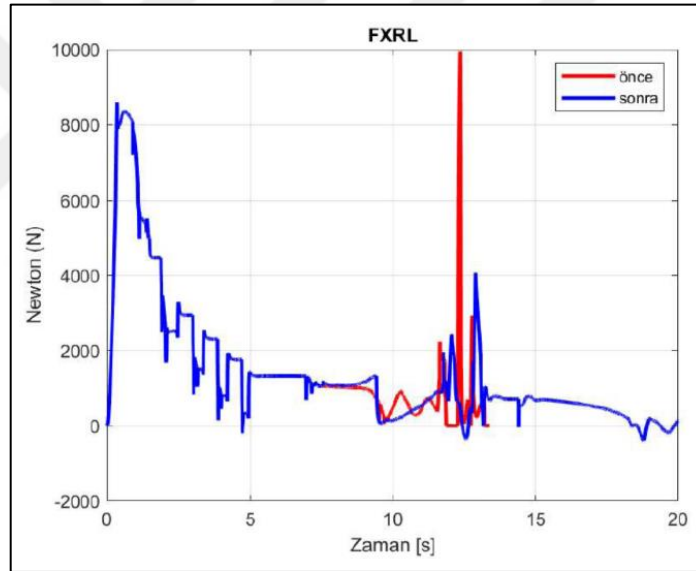


Şekil 4.1.6. Direksiyon açısı (derece).

Şekil 4.1.6’da viraj başlangıcı olan 10. saniyeden sonra, önceki durumda direksiyon açısında ani ve geniş salınımlar gözlemlenmektedir. Bu durum, sürücünün kontrol kaybını telafi etmeye çalıştığını ve aracın dengesiz tepki verdiğini göstermektedir. Açının -270° ’ye kadar ulaşması, ciddi bir understeer (aşırı dönme) eğilimine işaret eder.



Şekil 4.1.7. Sol ön teker X yönündeki kuvvetler (N).

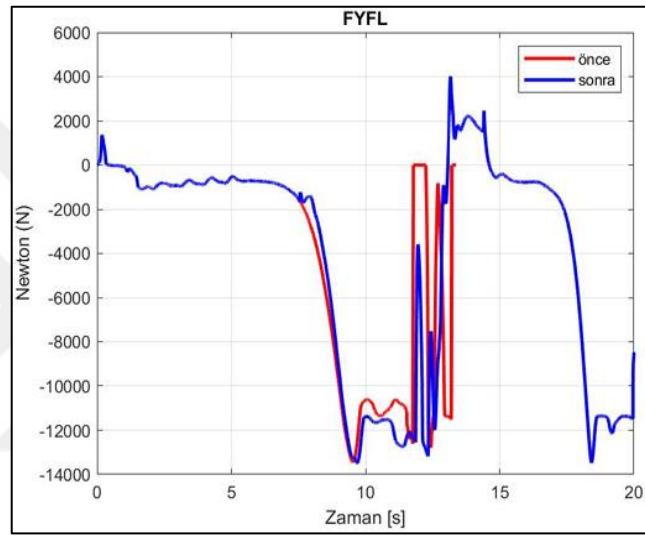


Şekil 4.1.8. Sol arka teker X yönündeki kuvvetler (N).

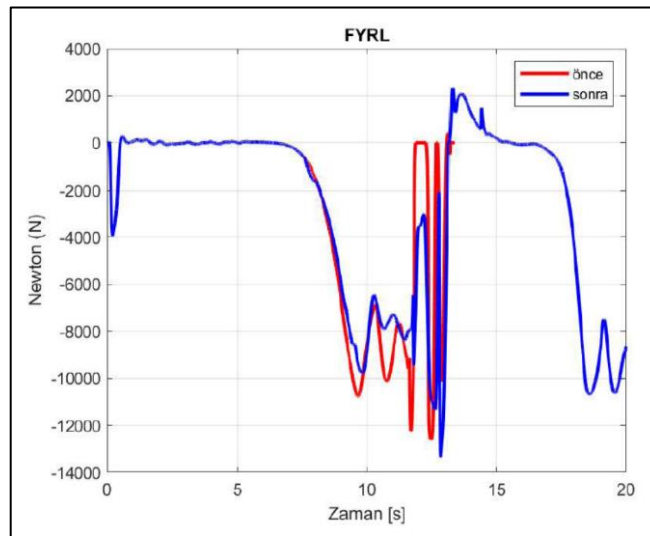
Şekil 4.1.7’de, sol ön tekerleğe X yönünde etkiyen kuvvetlerin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Kırmızı eğri, aracın yarı aktif süspansiyon olmadan gerçekleştirdiği baz durumdaki verileri; mavi eğri ise yarı aktif süspansiyon sistemi devredeyken elde edilen sonuçları temsil etmektedir. 10. Saniyeden sonra başlayan viraj girişinde, sistem öncesi durumda (kırmızı), sol ön teker üzerindeki X kuvveti çok ani ve yüksek bir tepe yaparak yaklaşık 10.000 N seviyesine ulaşmaktadır. Bu şiddetli kuvvet artışı, aracın viraj esnasında dengesini kaybetmesini ve kontrolsüz yük transferini

göstermektedir. Kuvvetteki bu ani sıçrama, süspansiyon sisteminin yükü etkili şekilde sönümleyemediğini ve aracın şasi stabilitesinin bozulduğunu göstermektedir.

Yarı aktif süspansiyon devredeyken (mavi eğri), aynı viraj manevrası sırasında kuvvetler çok daha kontrollü bir şekilde değişmiş; yüksek genlikli sıçramalar oluşmamıştır. Sistem, sol ön teker üzerindeki yük dağılımını dengeleyerek aracın viraj boyunca yol ile temasını korumasını sağlamıştır. Bu durum, aracın takla atmadan virajı güvenli ve dengeli biçimde tamamlamasını mümkün kılmıştır. Aynı durum sol arka tekere etkiyen X kuvvetleri için de geçerlidir.



Şekil 4.1.9. Sol ön teker Y yönündeki kuvvetler (N).

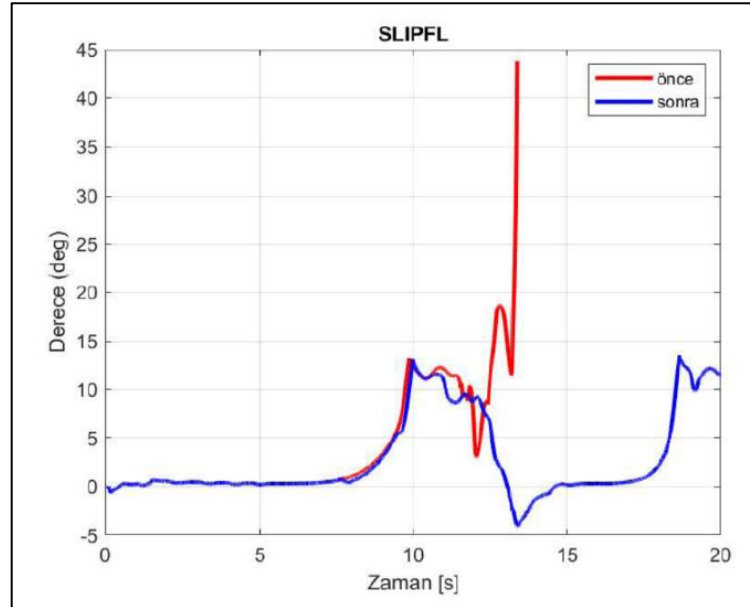


Şekil 4.1.10. Sol arka teker Y yönündeki kuvvetler (N).

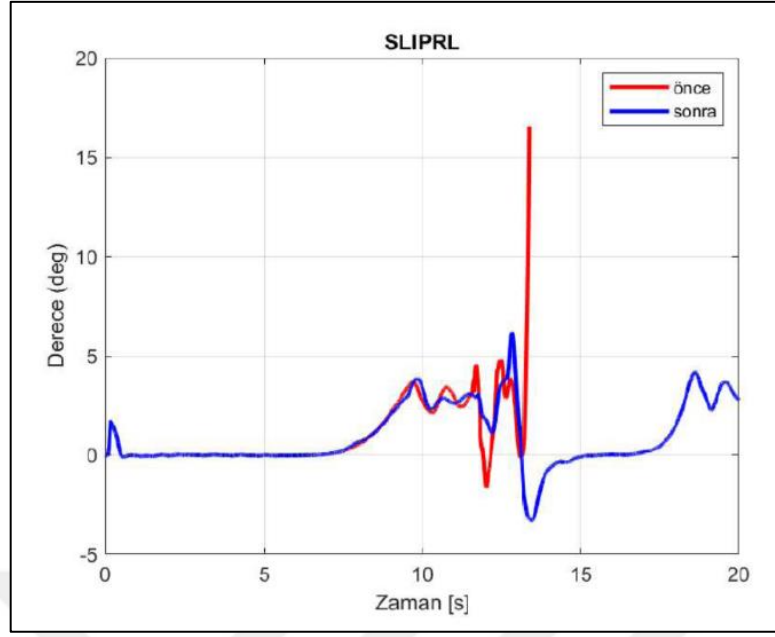
Şekil 4.1.9 ve 4.1.10’da manevra sırasında sol ön (FYFL) ve sol arka (FYRL) tekerleklerine Y yönünde (yanal) etkiyen kuvvetlerin zamanla değişimi karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir. Kırmızı eğriler yarı aktif süspansiyon öncesini, mavi eğriler ise sistem devredeyken elde edilen verileri temsil etmektedir.

Yaklaşık 10. saniyede başlayan viraj girişinden itibaren, her iki tekerlek üzerinde de yüksek genlikli negatif yanal kuvvetler gözlenmektedir. Sistem öncesinde (kırmızı), hem sol ön hem de sol arka tekerleklerde kuvvet değişimleri daha keskin, ani ve kontrolsüzdür. Özellikle 10–15. saniyeler arasında sol ön tekere etkiyen yanal kuvvetler yaklaşık -13.000 N seviyelerine kadar düşmekte, bu da aracın gövdesinde ciddi bir yük transferi ve dengesizlik oluşturduğunu göstermektedir. Bu durum, aracın bu manevra sırasında takla anını ifade etmektedir.

Yarı aktif süspansiyon devredeyken (mavi), aynı koşullar altında hem sol ön hem de sol arka tekerleklerdeki yanal kuvvetlerin daha kontrollü bir biçimde aktarıldığı görülmektedir. Kuvvet değişimleri daha yumuşak, geçişler ise daha kararlıdır. Bu, süspansiyon sisteminin viraj esnasında gövdeye etkiyen yanal yükleri başarılı şekilde yönlendirdiğini ve tekerleklerin yol ile temasını koruyarak aracın sağa dönüş manevrasını güvenli biçimde tamamlamasına olanak tanıdığını göstermektedir.



Şekil 4.1.11. Sol ön teker kayma açısı (derece).

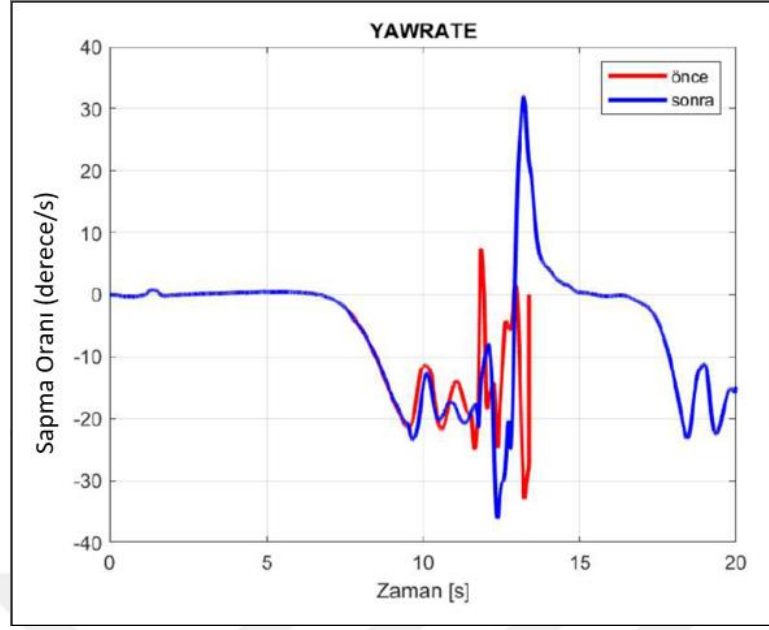


Şekil 4.1.12. Sol arka teker kayma açısı (derece).

Şekil 4.1.11.'de sol ön (SLIPFL) ve Şekil 4.1.12.'de sol arka (SLIPRL) tekerleklerle ait kayma açılarının (slip angle) zamana bağlı değişimi gösterilmektedir. Kırmızı eğriler yarı aktif süspansiyon sistemi öncesini, mavi eğriler ise sistem sonrası durumu temsil etmektedir.

Viraj başlangıcı olan 10. saniyeden sonra, sistem öncesi durumda (kırmızı), özellikle sol ön tekere ait kayma açısında ciddi ve ani bir artış gözlenmektedir. Kayma açısı 40 dereceye kadar ulaşmakta, bu da lastiğin yolla olan yönsel tutuşunu kaybettiğini göstermektedir. Bu dengesiz yönelme, aracın viraj esnasında takla atmasına katkı sağlayan temel dinamiklerden biridir. Sol arka tekere ait kayma açısında da benzer şekilde ani bir yükselme görülmekte, ancak genlik daha düşüktür. Bu grafik aracın az dümenleme (understeer) hareketi yaptığını doğrulamaktadır.

Yarı aktif süspansiyon sonrası durumda (mavi), hem ön hem arka tekerleklerdeki kayma açıları daha düşük değerlerde kalmakta ve ani sıçramalar engellenmiştir. Özellikle kritik viraj bölgesinde sistem, tekerlek yönelmesini daha etkin şekilde düzenleyerek aracın viraj çizgisini takip etmesini sağlamıştır.

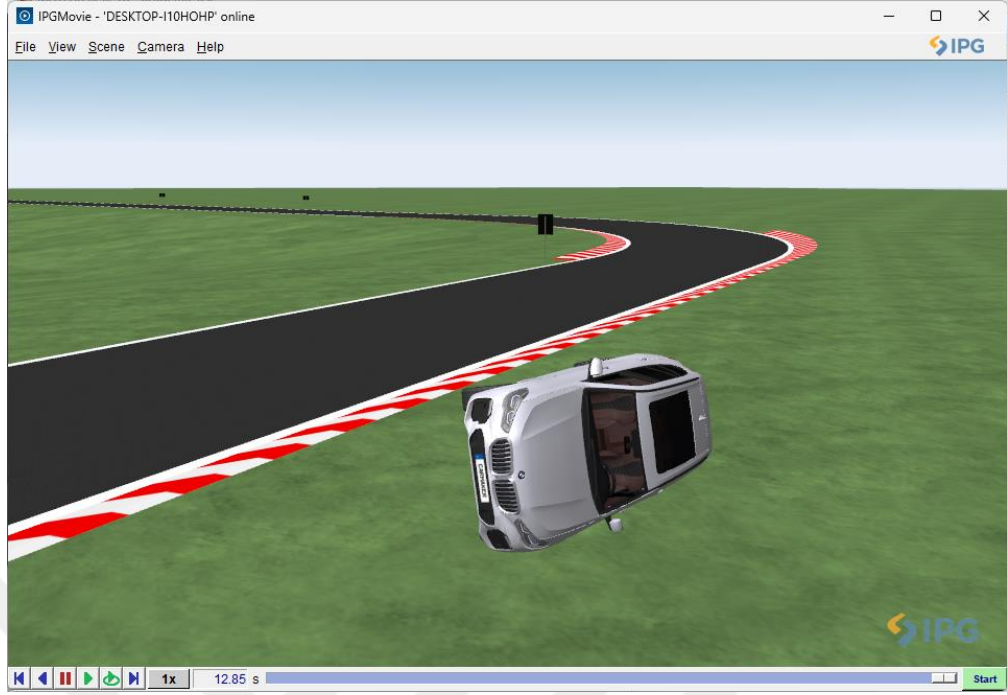


Şekil 4.1.13. Sapma oranı (derece/s).

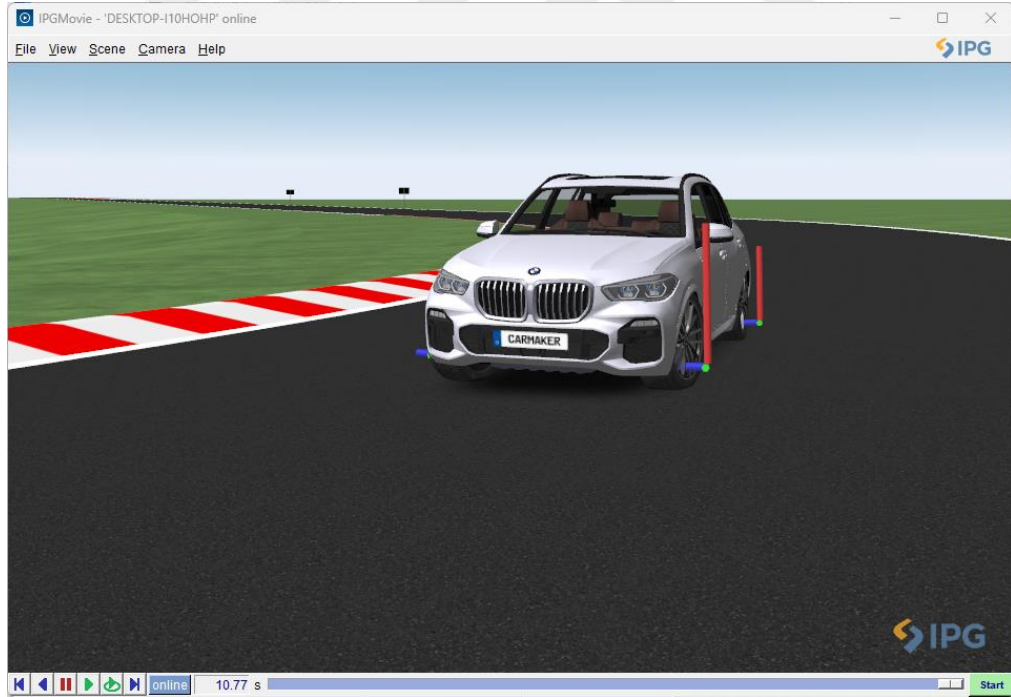
Şekil 4.1.13'te aracın sapma oranı zamanla izlenmiştir. 10. saniyeden itibaren sistem öncesi durumda (kırmızı) değerler ani ve kararsız salınımlar göstermektedir. Bu dalgalı yapı, yön kontrolünün kaybedildiğini ve gövde üzerinde dengesiz bir dönme hareketi geliştiğini işaret eder.

Sistem devredeyken (mavi), sapma oranı başlangıçta yüksek bir tepe yapmasına rağmen, eğrinin kısa sürede yatay ve dengeli bir yapıya kavuştuğu görülmektedir. Bu denge hali, aracın savrulma eğiliminden çıkıp tekrar yönsel dengeye ulaştığını göstermektedir. Aynı zamanda, kontrol sisteminin dönme momentini başarılı bir şekilde yönettiğini ve aracı kararlı bir sürüş moduna geçirdiğini ifade eder.

Bu durum, yalnızca ani sapmaların bastırıldığını değil, yön değişimlerinin süresi ve şiddetinin de kontrol altına alındığını ortaya koymaktadır. Dolayısıyla, aracın dengesinin korunması, yol tutuşun iyileşmesi ve sürücü kontrolünün geri kazanılması açısından kritik bir göstergedir.



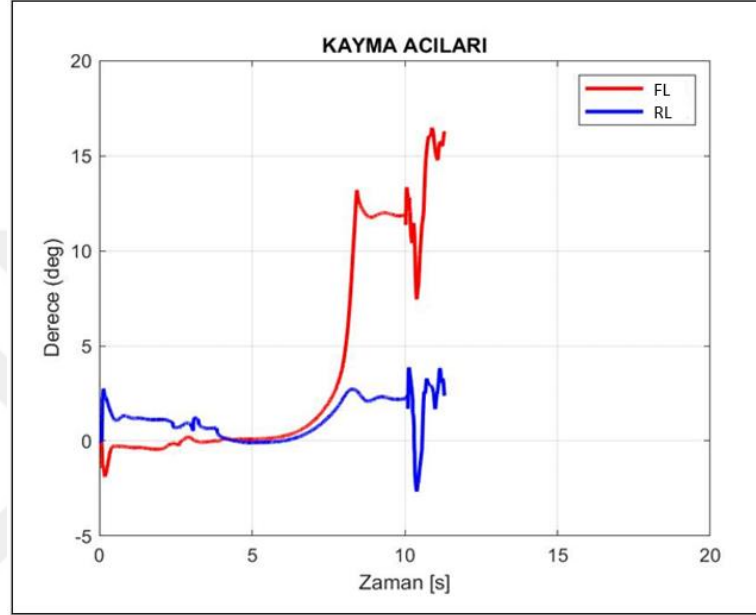
Şekil 4.1.14. Aracın varsayılan haliyle virajdaki takla anı.



Şekil 4.1.15. Aracın yarı aktif süspansiyon müdahalesi ile virajı aldığı an.

4.2. Yarı Aktif Süspansiyon ve Tork Vektörleme ile Araç Stabilizasyonu

İkinci simülasyonda IPG EV aracı Nord-Kurve virajını varsayılan haliyle alamamaktadır. Simulink ortamında aracın 120km/h hızda virajı alırken understeer eğilimi gösterdiği gözlemlenmiştir. Aracın varsayılan haliyle yoldan çıktığı anda ön tekerlerinin kayma açısı arka tekerlerinin kayma açısından büyüktür.



Şekil 4.2.1. Aracın varsayılan haliyle sol tekerlerin kayma açıları (derece).

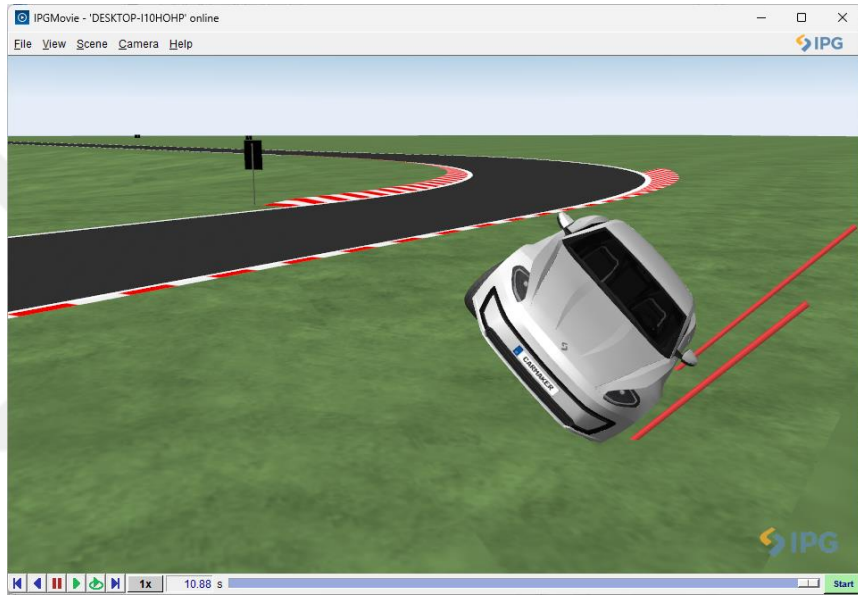
Şekil 4.2.1’de, aracın varsayılan süspansiyon ayarlarıyla gerçekleştirdiği ikinci simülasyonda sol ön (FL) ve sol arka (RL) tekerleklerin kayma açıları zamanla karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Bu veriler, IPG EV aracının 120 km/h hızda Nord-Kurve virajında yoldan çıktığı anda kayma karakteristiğini açıklamaktadır.

Grafikte, viraj öncesi yaklaşık ilk 7–8 saniyelik süreçte her iki tekerlek için kayma açılarının düşük ve birbirine yakın olduğu görülmektedir. Bu faz, aracın doğrusal ve kararlı hareketini sürdürdüğü bölgeyi temsil etmektedir. Ancak 9. saniyeden itibaren, özellikle sol ön tekerleğe ait kayma açısında ani bir artış gözlemlenmekte ve değerler 15 dereceye kadar yükselmektedir. Buna karşılık, sol arka tekerlekteki kayma açısı aynı anda çok daha sınırlı bir artış göstermekte ve düşük seviyelerde kalmaktadır.

Bu durum, aracın dönme sırasında ön tekerleklerinin yol ile olan yönelme uyumunu kaybettiğini, buna karşın arka tekerleklerin daha stabil kaldığını göstermektedir. Ön aks üzerinde gelişen bu açısal sapma farkı, araca yön verememe eğilimi kazandırmakta ve dolayısıyla aracın viraj çizgisinden sapmasına neden olmaktadır. Simülasyon ortamında

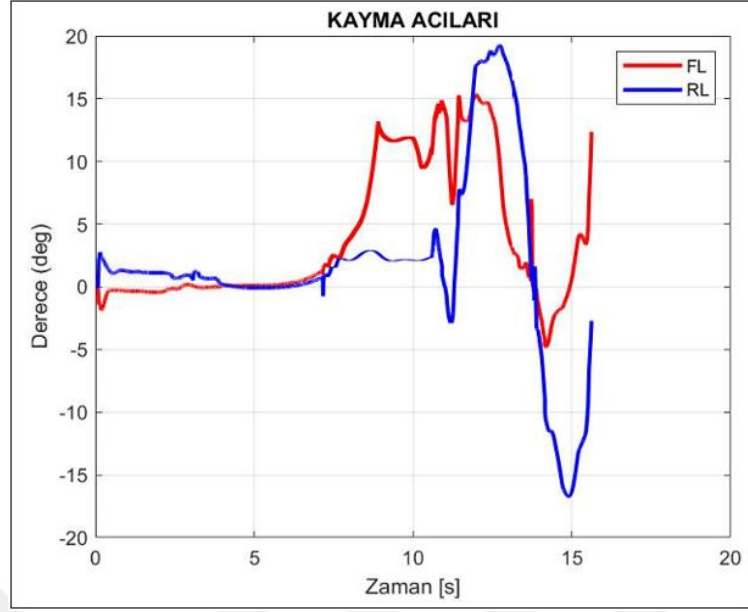
gözlemlenen bu davranış, klasik anlamda "understeer" eğilimi olarak tanımlanır ve özellikle yüksek hızda viraj alma senaryolarında sürüş güvenliği açısından kritik bir durumdur.

Sonuç olarak, aracın varsayılan haliyle gerçekleştirilen bu simülasyonunda, ön ve arka tekerlekler arasındaki kayma açısı farkı giderek artmakta; ön tekerlekler yol tutuşunu kaybederken yön kontrolü bozulmaktadır. Bu bulgu, süspansiyon sisteminin kayma açısı dengesini koruyamadığını ve aracın limit koşullarda virajı güvenli şekilde tamamlayamadığını açıkça ortaya koymaktadır.



Şekil 4.2.2. Aracın varsayılan haliyle virajdaki takla anı.

Understeer ve roll eğilimi gösteren sedan araç için ayarlanmış olan yarı aktif süspansiyon kodu devreye alınmıştır. Bu sayede aracın viraj dışı kalan sol ön ve sol arka tekerleklerinin yay sabitleri sertleştirilmiş, sağ ön ve sağ arka tekerlerin yay sabitleri yumuşatılmıştır. Anti-roll bar rijitlikleri sertleştirilmiş, sol ön teker damper sabitleri artırılmış, sağ ön ve sağ arka teker damper sabitleri azaltılmıştır. Belirtilen işlemlere rağmen araç virajda tutunamamış ve yoldan çıkıp tekrardan yola kontrolsüz bir giriş yapıp takla atmıştır. Şekil 4.2.3.' te aracın yarı aktif süspansiyon sistemine rağmen virajda tutunamayan aracın kayma açıları görülmektedir.



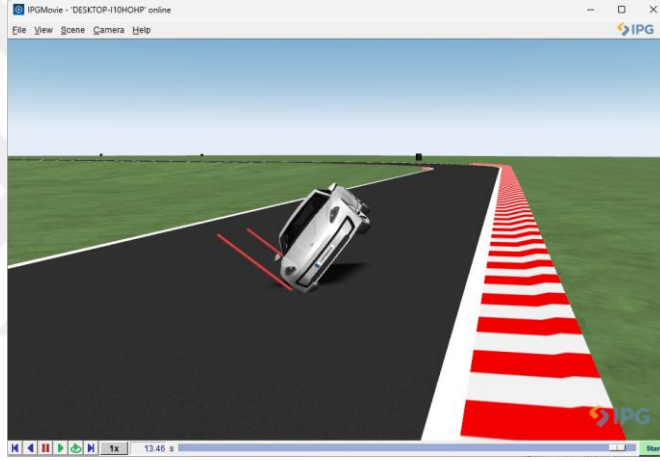
Şekil 4.2.3. Yarı aktif süspansiyon sistemiyle sol tekerlerin kayma açıları (derece).

Şekil 4.2.3'te, yarı aktif süspansiyon sistemi devredeyken sol ön (FL) ve sol arka (RL) tekerleklerin kayma açıları zamana bağlı olarak gösterilmiştir. Bu simülasyonda, roll ve understeer eğilimi gösteren sedan araç için süspansiyon sistemi yeniden yapılandırılmıştır. Müdahale kapsamında, viraj dışı kalan sol ön ve sol arka tekerleklerin yay sabitleri artırılarak bu bölgelerde rijitlik yükseltilmiş, buna karşılık viraj içi konumundaki sağ ön ve sağ arka tekerleklerin yay sabitleri azaltılmıştır. Böylece gövde salınımlarının denge merkezine göre dengelenmesi amaçlanmıştır. Aynı şekilde, anti-roll bar rijitlikleri artırılarak gövdenin yana yatma (roll) hareketi sınırlandırmaya çalışılmıştır. Sol ön tekerleğin damper (sönümleme) katsayısı yükseltilmiş, sağ ön ve sağ arka tekerleklerin damper katsayıları ise azaltılmıştır. Bu müdahalelerle, ağırlık transferinin yönlendirilmesi ve tekerlek-yol temasının daha dengeli dağılması hedeflenmiştir.

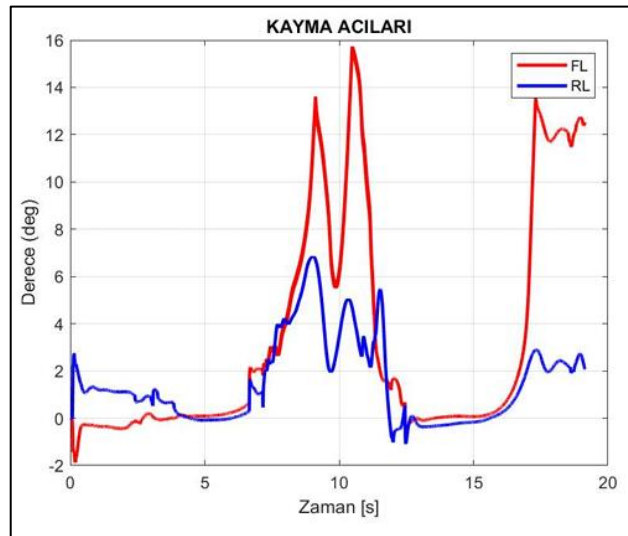
Grafik incelendiğinde, yaklaşık 10. saniyeye kadar her iki tekerlek için de kayma açılarının düşük ve kararlı seyrettiği görülmektedir. Bu faz, aracın dengeyi koruduğu ancak yük transferinin henüz başlamadığı bölgedir. Ancak 11–15. saniyeler arasında, özellikle sol arka tekerlekte kayma açısının 17 dereceye kadar yükselmesi, ardından ani şekilde negatif değerlere (yaklaşık -18 derece) inmesi, ciddi bir yönsel dengesizlik ve kontrol kaybı yaşandığını ortaya koymaktadır. Bunun temel sebebi aracın virajı alamayıp kontrolsüz bir şekilde yoldan çıkıp tekrardan yola girmesidir. Bu esnada sol ön tekerlek de yaklaşık 13 derece bir maksimum kayma açısına ulaşmış ve sonrasında inişli çıkışlı bir seyir izlemiştir.

Kayma açılarındaki bu ani artış ve ters yönlü salınımlar, aracın hem ön hem arka aksında farklı zamanlamalarla tutunma kayıpları yaşadığını, bunun sonucunda da yön kontrolünün tamamen bozulduğunu göstermektedir. Bu kontrolsüzlük, sistemin uyguladığı süspansiyon müdahalelerine rağmen aracın gövde hareketlerinin ve yük aktarımının istenilen düzeyde sınırlandırılmadığını göstermektedir.

Sonuç olarak, her ne kadar yarı aktif süspansiyon sistemi kayma açılarını sınırlamak ve dengeyi sağlamak üzere optimize edilmiş olsa da sistemin bu senaryo özelinde yetersiz kaldığı ve kayma karakteristiklerini baskılayamayarak aracın takla ile sonuçlanan bir kontrol kaybı yaşamasına engel olamadığı görülmektedir. Bu durum, sistemin dinamik yük altında sınır koşullar için yeniden yapılandırılması gerektiğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.2.4. Yarı aktif süspansiyon müdahalesi ile virajdaki takla anı.

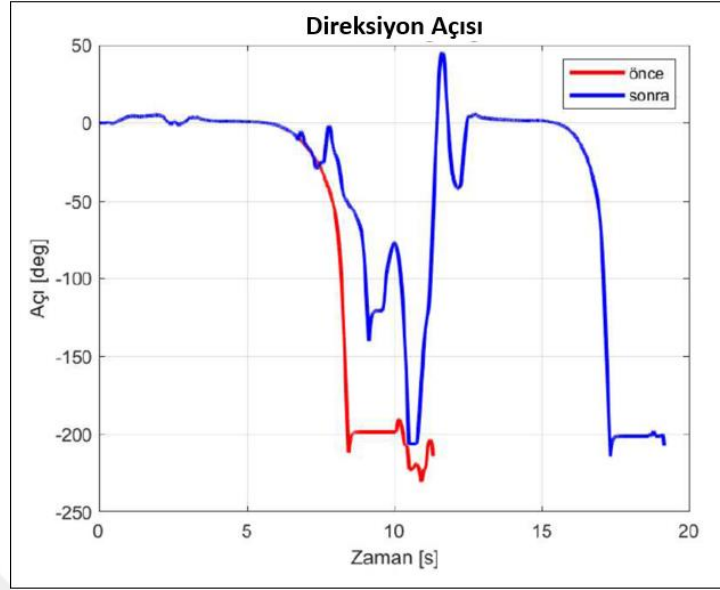


Şekil 4.2.5. Hibrit kontrol sistemi devrede sol tekerlerin kayma açıları (derece).

Şekil 4.2.5'te, yarı aktif süspansiyon sistemine ek olarak tork vektörleme algoritmasının da devreye alındığı senaryoda, sol ön (FL) ve sol arka (RL) tekerleklerle ait kayma açıları zamana bağlı olarak verilmiştir. Bu simülasyonda, aracın sahip olduğu iki elektrikli motor üzerinden uygulanan tork vektörleme kontrolü sayesinde, viraj içerisindeki yönelme kararlılığı artırılmaya çalışılmıştır. Özellikle 0–15 saniye aralığında modellenen ilk viraj için, aracın dengeyi koruyarak yol üzerinde kalıp manevrayı başarıyla tamamladığı gözlemlenmiştir. Bu bağlamda, araç viraj boyunca dışta kalan sol ön ve sol arka tekerleklerle ilave tork uygulanmış, bu sayede dönme momenti denge merkezine yönlendirilmiştir.

Grafik incelendiğinde, yarı aktif süspansiyon sisteminin tek başına yetersiz kaldığı önceki senaryolarla karşılaştırıldığında kayma açılarının daha düşük genliklerde seyrettiği görülmektedir. Özellikle 8–12. saniyeler arasında oluşan ivme ve yük aktarımı etkisine rağmen, ön ve arka tekerlekler arasındaki kayma açısı farkının kontrol altında tutulduğu, dolayısıyla yönelme dengesinin korunabildiği anlaşılmaktadır. Maksimum kayma açısı yaklaşık 15 dereceyi geçmemekte ve sistemin ardından hızlı şekilde sönümlenmektedir. 18. saniyede gözlemlenen kayma açısı artışı ise, simülasyonun ikinci viraja geçiş aşamasını temsil etmektedir. Çalışmanın odağında yer alan analiz, yalnızca ilk virajı kapsayacak şekilde değerlendirilmiş olup, ikinci virajda sistemin performans sınırları dışında kalan dinamikler gözlemlenmektedir. Bu nedenle, 0–15 saniye arası elde edilen veriler esas alınarak yapılan değerlendirme, hibrit kontrol sisteminin (yarı aktif süspansiyon + tork vektörleme) birlikte çalıştığında araca yüksek hızda kararlılık kazandırdığını ve devrilme-yoldan çıkma gibi kritik durumların önüne geçtiğini ortaya koymaktadır.

Sonuç olarak, grafik verileri hibrit kontrol sisteminin sadece tekil bir bileşenin değil, sistemler arası sinerjik etkileşimin dinamik denge üzerinde belirleyici olduğunu göstermektedir. Bu yaklaşım, özellikle yüksek hızlı manevralarda araç güvenliği açısından önemli bir mühendislik çözümdür.



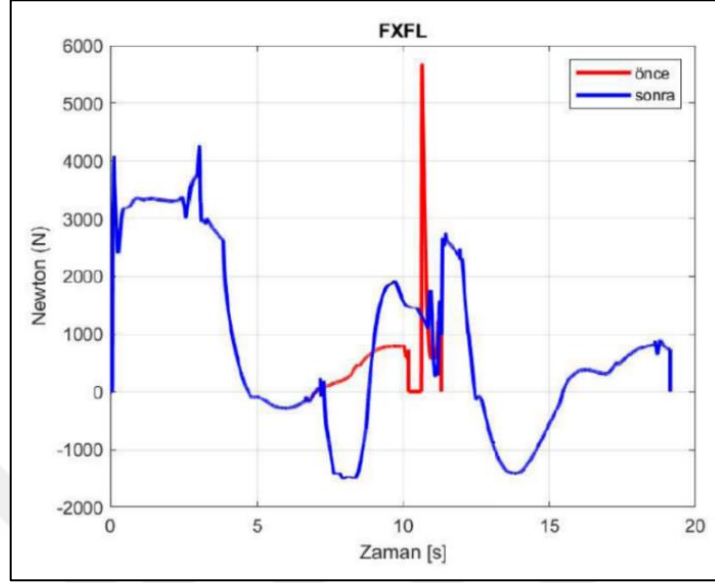
Şekil 4.2.6. Direksiyon açısı (derece).

Şekil 4.2.6’da aracın zamana bağlı olarak değişen direksiyon açıları karşılaştırmalı biçimde sunulmuştur. Kırmızı eğri, aracın yalnızca yarı aktif süspansiyon sistemiyle kontrol edildiği durumu; mavi eğri ise hem yarı aktif süspansiyon hem de tork vektörleme sistemlerinin birlikte çalıştığı hibrit kontrol senaryosunu temsil etmektedir.

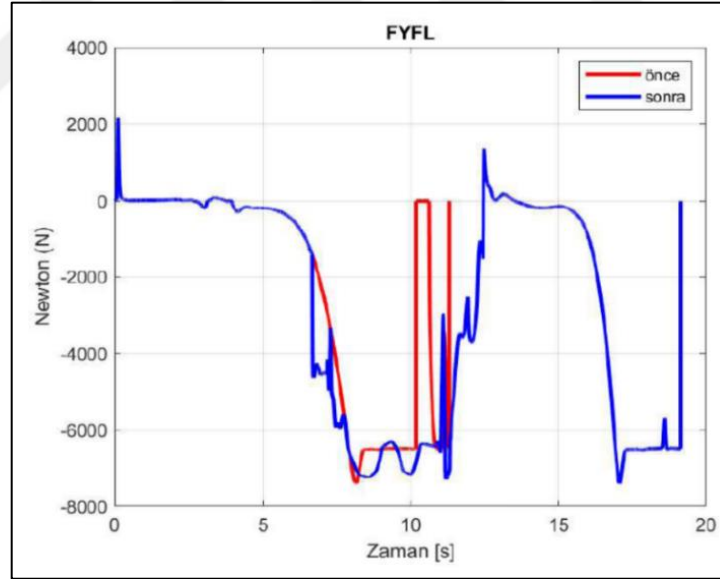
Grafik incelendiğinde, sistem öncesi durumda (kırmızı), direksiyon açısı yaklaşık 9. saniyede hızla -200 dereceye düşmekte ve bu noktada neredeyse sabitlenmektedir. Bu, aracın virajı alamayıp yön tepkisini kaybettiği, sürücünün kontrol girişine rağmen araç gövdesinin dönmeye devam ettiği ve bu sürede yön değişiminin başarısız olduğu anlamına gelmektedir. Takip eden bölümde direksiyon açısında sınırlı ve dengesiz değişimler gözlemlenmiş, bu da aracın yol dışında kontrolsüz hareket ettiğini göstermektedir.

Sistem sonrası durumda (mavi), direksiyon açısı benzer şekilde -200 derece civarına ulaşmakla birlikte, bu açının ardından sistemin aktif olarak aracı yönlendirmeye devam ettiği açıkça görülmektedir. Özellikle 12. ve 14. saniyeler arasında direksiyon açısında meydana gelen yüksek genlikli düzeltmeler, aracın yön kontrolünü yeniden kazandığını ve yola dönüş gerçekleştirdiğini göstermektedir. Bu süreç boyunca direksiyon açısında gözlemlenen keskin tepe ($\sim +50$ derece) ve ardından gelen sabitlenme, aracın ikinci viraja geçiş yaptığını ve kontrolünü koruyarak manevrayı tamamladığını göstermektedir. Sonuç olarak, bu grafik hibrit kontrol sisteminin yalnızca gövde dinamiğini değil, aynı zamanda sürücü komutlarına verilen yönelme tepkilerini de düzenlediğini ortaya koymaktadır.

Sistem, yön değiştirme anlarında direksiyon girdisinin araca etkili şekilde aktarılmasını sağlamış, böylece önceki senaryolarda görölen kontrol kaybının önüne geçmiştir.



Şekil 4.2.7. Sol ön teker X yönündeki kuvvetler (N).



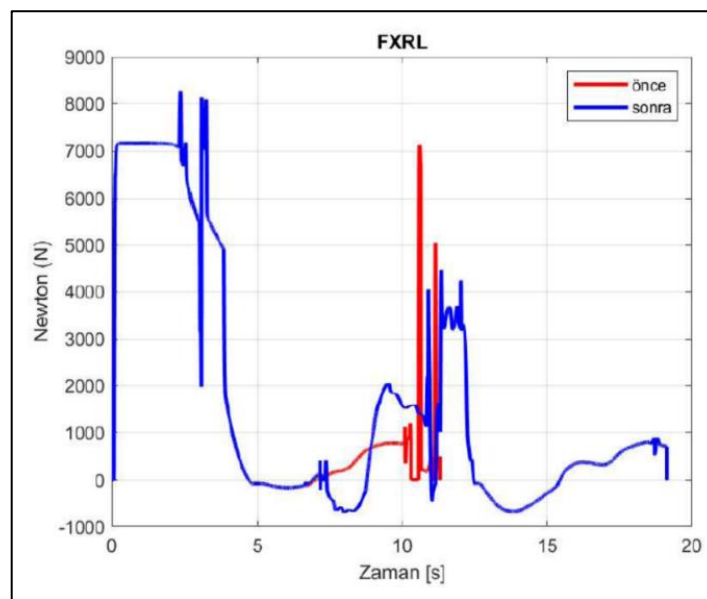
Şekil 4.2.8. Sol ön teker Y yönündeki kuvvetler (N).

Şekil 4.2.7’de sol ön tekerleğe etki eden X yönlü kuvvet (FXFL) ve Şekil 4.2.8’de Y yönlü kuvvet (FYFL) zamana bağlı olarak karşılaştırmalı şekilde sunulmuştur. Kırmızı eğriler yarı aktif süspansiyon ve tork vektörleme sistemleri devreye alınmadan önceki verileri, mavi eğriler ise sistem sonrası durumu temsil etmektedir.

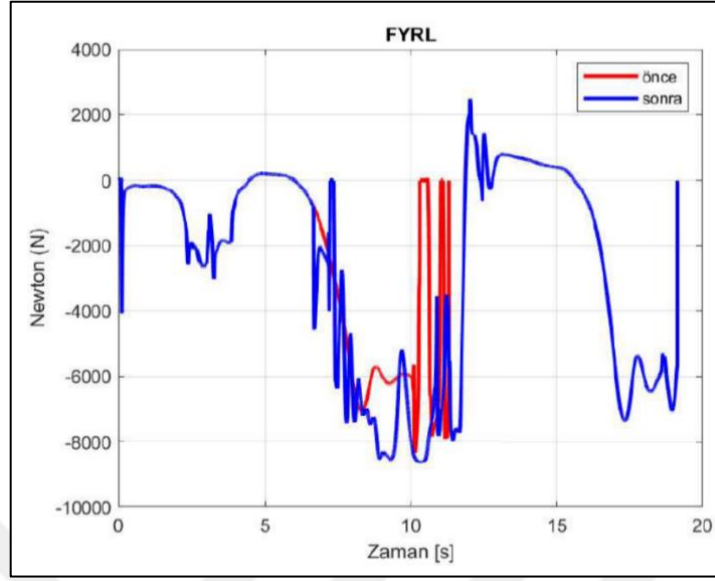
FXFL grafiğinde, sistem öncesi durumda (~11. saniyede) kısa süreli olarak yaklaşık 5000 N'luk ani bir kuvvet artışı gözlenmektedir. Bu ani tepe değeri, aracın tekerlek-yol temasında ani bir yüklenmeye maruz kaldığını ve dengesiz bir ivmelenme tepkisi verdiğini göstermektedir. Bu tür keskin kuvvet sıçramaları, genellikle frenleme ya da yön değişiminde kontrolsüz yük transferine işaret eder. Sistem sonrası durumda ise bu ani tepe tamamen bastırılmış, kuvvet eğrisi daha akıcı ve sürekli hâle gelmiştir. Yön değişim sürecindeki X kuvvetleri dengeli dağılmış, sistemin ani yük transferlerini etkin biçimde yönettiği görülmüştür.

FYFL grafiğinde, sistem öncesinde yine 10. saniye civarında yaklaşık -7000 N seviyesine kadar inen keskin Y yönlü kuvvet artışları ve inişleri dikkat çekmektedir. Bu durum, aracın yatma hareketi sırasında dış tekerleğe ciddi bir yanal yük bindiğini ve sistemin bunu sönümleyemediğini göstermektedir. Sistem sonrası durumda ise yanal kuvvet geçişleri daha yumuşak, genlik olarak daha düşük ve kontrollüdür. Bu da süspansiyon sisteminin gövde yatma hareketini sınırlandırarak aracın yol tutuşunu iyileştirdiğini ve viraj boyunca dış tekerleğin yerle temasını daha kararlı şekilde koruduğunu göstermektedir.

Sonuç olarak, her iki kuvvet bileşeni birlikte değerlendirildiğinde, hibrit kontrol sisteminin sol ön teker üzerindeki yük aktarımını hem boylamasına hem de yanal düzlemde dengelediği, böylece gövde hareketlerini bastırarak viraj boyunca stabilite sağladığı açıkça görülmektedir.



Şekil 4.2.9. Sol arka teker X yönündeki kuvvetler (N).



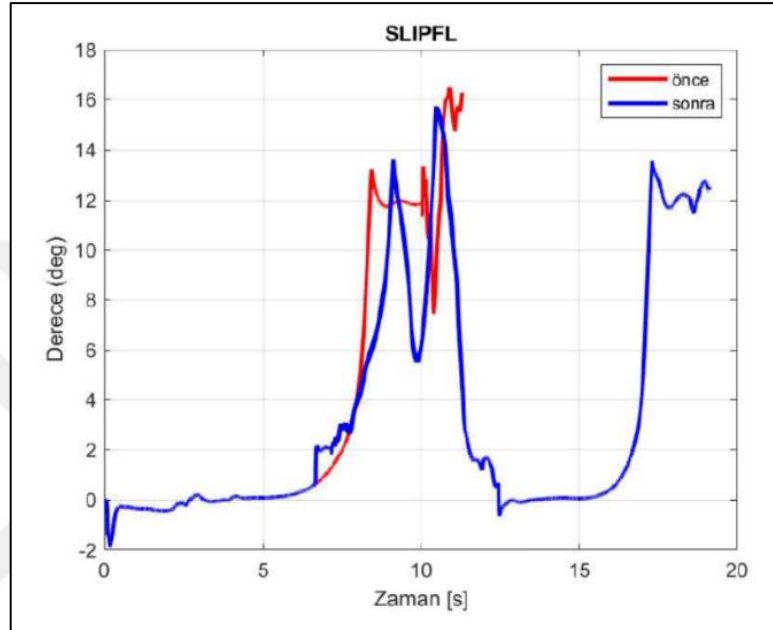
Şekil 4.2.10. Sol arka teker Y yönündeki kuvvetler (N).

Şekil 4.2.9’da sol arka tekere etki eden X yönlü kuvvet (FXRL) ve Şekil 4.2.10’da Y yönlü kuvvet (FYRL) zamana bağlı olarak karşılaştırmalı biçimde gösterilmiştir. Kırmızı eğriler sistem öncesi verileri, mavi eğriler ise yarı aktif süspansiyon ve tork vektörleme sistemlerinin birlikte çalıştığı hibrit kontrol sonrası durumu temsil etmektedir.

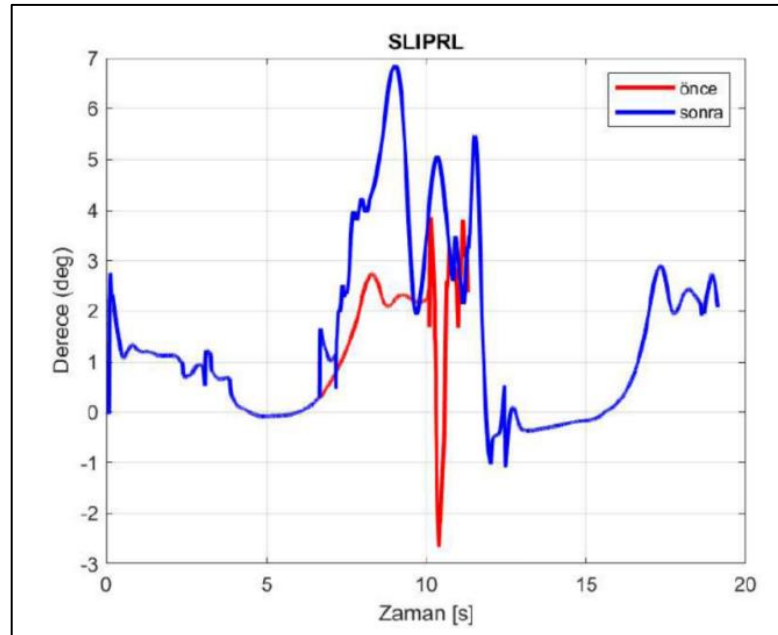
FXRL grafiğinde, sistem öncesi durumda (kırmızı), 10. saniye civarında kısa süreli ve keskin bir kuvvet artışı (~7500 N) meydana gelmiş, bu da tekerlek-yol etkileşiminde kontrolsüz bir yük transferine işaret etmektedir. Bu tür tepe noktaları, özellikle viraj dinamikleri sırasında dengesizlik ve olası zemin kayıplarının habercisidir. Hibrit kontrol devreye alındıktan sonra (mavi), kuvvet eğrisi çok daha dengeli bir yapıya kavuşmuş, ani sıçramalar bastırılmış ve kuvvet dağılımı zaman içinde süreklilik kazanmıştır. Bu, yük aktarımının daha kontrollü şekilde yönetildiğini ve dinamik denge sağlandığını göstermektedir.

FYRL grafiğinde, sistem öncesinde (kırmızı) Y yönünde ani kuvvet değişimleri (~-8000 N’ye varan) ve keskin salınımlar gözlenmektedir. Bu tür kuvvet iniş-çıkışları, gövde hareketlerinin arka aksa yansıyan dengesizliğini ortaya koymaktadır. Sistem sonrası durumda (mavi), yanal kuvvetlerin daha istikrarlı ve daha geniş bir zaman dilimine yayıldığı, ani geçişlerin azaltıldığı gözlemlenmektedir. Bu, süspansiyon ve tork dağılımının birlikte çalışarak hem araç gövdesindeki yana yatma hareketlerini sınırlandırdığını hem de tekerleğin zeminle temasını koruduğunu göstermektedir.

Sonuç olarak, FXRL ve FYRL kuvvetlerinin davranışı birlikte değerlendirildiğinde, hibrit kontrol stratejisinin yalnızca ön aksta değil, arka aksta da yük yönetimini dengelediği ve tekerlek kuvvetlerinin zamana yayılmış daha kontrollü bir dağılımını sağladığı anlaşılmaktadır. Bu da arka tekerin stabilitesinin korunması ve viraj performansının iyileştirilmesi açısından kritik bir kazanımdır.



Şekil 4.2.11. Sol ön teker kayma açısı (derece).



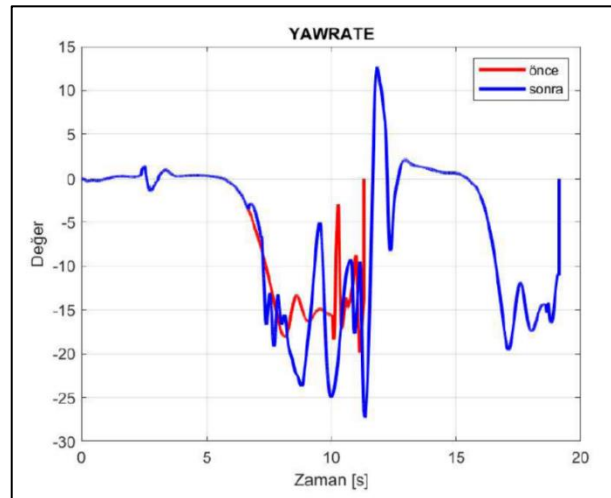
Şekil 4.2.12. Sol arka teker kayma açısı (derece).

Şekil 4.2.11.'de, sol ön (SLIPFL) ve Şekil 4.2.12'de sol arka (SLIPRL) tekerleklerin kayma açıları zamana bağlı olarak gösterilmiştir. Kırmızı eğriler hibrit kontrol öncesi, mavi eğriler ise yarı aktif süspansiyon ve tork vektörleme sistemlerinin birlikte uygulandığı durumu temsil etmektedir.

Sol ön teker (SLIPFL) grafiğinde, kontrol öncesi durumda (kırmızı) 10. saniye civarında kayma açısı 16 dereceye kadar çıkmakta ve dalgalı şekilde devam etmektedir. Bu yüksek değer, aracın yönelme kabiliyetinin bozulduğunu ve tekerleğin zeminle yönsel uyumunun kaybolduğunu göstermektedir. Hibrit kontrol sonrası durumda (mavi), benzer bir pik değere ulaşılmasına rağmen sistem kayma açısını daha kısa sürede düşürmüş ve stabil hâle getirmiştir. Bu, yön kontrolünün daha hızlı geri kazanıldığını ve aracın viraj çizgisine daha etkin şekilde döndüğünü göstermektedir.

Sol arka teker (SLIPRL) grafiğinde ise kontrol öncesinde kayma açısında kısa süreli fakat keskin değişiklikler gözlenmektedir. Maksimum değer yaklaşık 4 derece civarındadır, ancak geçişler ani ve dengesizdir. Kontrol sonrası durumda ise kayma açısı biraz daha yüksek değerlere ulaşsa da sistemin bu değeri kısa sürede bastırdığı ve daha kararlı bir eğri elde edildiği görülmektedir. Özellikle 10–13. saniyeler arasında kayma açısındaki hızlı düzelme, sistemin arka aks üzerindeki yönelme davranışını da dengelediğini göstermektedir.

Sonuç olarak, her iki tekerlekte de hibrit kontrol sistemi, kayma açılarındaki ani sıçramaları azaltmış, sapmaları hızla bastırmış ve yön kararlılığını iyileştirmiştir. Bu durum, aracın hem ön hem arka aksta daha kontrollü bir yönelme karakteri sergilediğini ve sistemin kayma eğilimlerini başarıyla yönettiğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.2.13. Sapma oranı (derece/s)

Şekil 4.2.13'te, aracın sapma oranı (yaw rate – derece/s) zamana bağlı olarak karşılaştırmalı biçimde sunulmuştur. Kırmızı eğri hibrit kontrol öncesi, mavi eğri ise yarı aktif süspansiyon ve tork vektörleme sistemlerinin birlikte devrede olduğu durumu temsil etmektedir.

Grafikte 10. saniyeye kadar her iki senaryoda da sapma oranının benzer eğilimler gösterdiği görülmektedir. Ancak bu noktadan sonra sistem öncesi durumda (kırmızı), sapma oranı -20 derece/s'ye kadar düşmekte ve kısa süreli, düzensiz salınımlar sergilemektedir. Bu, aracın yön kontrolünü kaybettiği, gövdenin ani ve dengesiz şekilde dönmeye başladığı bir sapma davranışını temsil eder.

Sistem sonrası durumda (mavi), sapma oranı 10. saniyeden itibaren daha geniş genlikli salınımlar gösterse de bu tepkilerin zamana yayılmış, kontrollü ve daha sonra hızlı biçimde sönümlenmiş olduğu dikkat çekmektedir. 12. saniye civarındaki +13 derece/s tepe noktası, sistemin aktif olarak dönme momentine müdahale ettiğini ve aracın yönelme hareketini dengelemeye çalıştığını göstermektedir. Grafiğin devamında sapma oranı kısa sürede dengeye yaklaşmakta ve sistemin aracı yönsel olarak toparladığı anlaşılmaktadır. Bu davranış, hibrit kontrol sistemi sayesinde yön değişiminin yalnızca bastırılmakla kalmayıp kontrollü şekilde yönlendirildiğini göstermektedir. 15. Saniyeden sonra araç simülasyon kapsamı dışında olan farklı bir viraja girmektedir.

Sonuç olarak, hibrit kontrol sistemi aracın sapma oranı üzerindeki kontrolünü güçlendirerek hem sivrulmayı hem de yön dengesizliğini bastırmış, özellikle yüksek hızda yön değişim kararlılığını artırmıştır. Bu da sistemin yalnızca mekanik değil, yönelme dinamiği açısından da etkinliğini kanıtlamaktadır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışma modern otomotiv endüstrisinin temel önceliklerinden birisi olan araç stabilitesi ve yol tutuş performansının iyileştirilmesi amacıyla yarı aktif süspansiyon sistemleri ve tork vektörleme teknolojilerinin entegre kullanımını incelemiştir. CarMaker ve MATLAB-Simulink gibi yüksek doğruluk oranlarına sahip simülasyon ortamlarında gerçekleştirilen kapsamlı analizler, hibrit kontrol stratejilerinin kritik sürüş senaryolarında araç dinamiği üzerindeki başarılı etkilerini net bir şekilde ortaya koymuştur. Özellikle yüksek hızlı viraj alma manevraları sırasında ortaya çıkan kararsızlık eğilimlerine karşı geliştirilen bu bütünlük yaklaşımının etkinliği, iki farklı araç tipi (SUV ve sedan) üzerinde detaylı olarak değerlendirilmiştir.

İlk simülasyon senaryosunda, J segmentinde yer alan dört çeker bir BMW X5 aracının 120 km/h hızla Nord-Kurve virajını varsayılan süspansiyon ayarlarıyla güvenli bir şekilde tamamlayamadığı belirlenmiştir. Bu bulgu, SUV tipi araçların yüksek ağırlık merkezine sahip olmaları nedeniyle artan gövde yatışı (roll eğilimi) ve buna bağlı understeer karakteristiği sergilemeleri yönündeki beklentiyle uyumludur. Ön tekerleklerin kayma açılarının arka tekerleklerle kıyasla belirgin derecede yüksek olması, aracın direksiyon girdilerine yetersiz tepki verdiğini ve tipik bir understeer davranışı sergilediğini göstermektedir. Bu durum, aracın hareket yönünde sürücü kontrolüne yeterince cevap verememesiyle sonuçlanmıştır.

Geliştirilen yarı aktif süspansiyon kontrol algoritmasının devreye alınmasıyla birlikte bu kararsızlık durumu önemli ölçüde giderilmiştir. Özellikle ön süspansiyon yaylarının arka yaylara göre daha fazla yumuşatılması ve hem ön hem de arka damper sönümleme katsayılarının artırılması sonucunda aracın devrilme riski ortadan kaldırılmış, viraj içi stabilitesi sağlanmıştır. Bu ayarlamalar, aracın sol ön teker kayma açısını 45 dereceden -5 dereceye düşürerek yaklaşık %88,89 oranında bir iyileşme sağlamıştır. Böylelikle aracın yola olan hakimiyeti artırılmış, lastiklerin yol ile temas yüzeyi korunmuş ve yanıl kuvvet üretim kapasitesi güçlendirilmiştir.

Bu bulgular, yarı aktif süspansiyon sistemlerinin yalnızca konfor odaklı değil, aynı zamanda güvenlik odaklı bir çözüm sunduğunu göstermektedir. Özellikle yüksek ağırlık merkezine sahip SUV sınıfı araçlarda, gövde kontrolünün optimize edilmesi ve tekerlek yük transferinin dengelenmesi, kritik manevralarda aracın yol tutuşunu ve yön kararlılığını belirgin şekilde artırmaktadır. Ayrıca, elde edilen sonuçlar, yarı aktif süspansiyon teknolojisinin understeer eğilimini kontrol altına alarak sürücüye daha

öngörülebilir bir direksiyon tepkisi kazandırdığını ortaya koymaktadır. Bu durum, literatürde raporlanan benzer çalışmalarla paralellik göstermekte olup, hibrit kontrol stratejilerinin SUV segmentinde uygulanabilirliğini ve etkinliğini bir kez daha doğrulamaktadır.

İkinci simülasyon senaryosunda, iki elektrik motoruna sahip sedan tipi bir IPG EV aracının 120 km/h hızla Nord-Kurve virajını varsayılan süspansiyon ayarlarıyla tamamlayamadığı ve belirgin bir understeer eğilimi gösterdiği tespit edilmiştir. Ön tekerleklerin kayma açılarının arka tekerleklere kıyasla daha büyük olması, bu understeer davranışını açıkça doğrulamaktadır. Araca yönelik olarak yarı aktif süspansiyon müdahaleleri uygulanmış; viraj dışındaki (sol ön ve sol arka) tekerleklerin yay sabitleri sertleştirilmiş, viraj içindeki (sağ ön ve sağ arka) tekerleklerin yay sabitleri yumuşatılmış, anti-roll bar rijitlikleri artırılmış, ayrıca sol ön tekerleğin damper sabitleri yükseltilirken sağ ön ve sağ arka tekerleklerin damper sabitleri düşürülmüştür. Ancak bu kapsamlı süspansiyon ayarlamaları, aracın dinamik stabilitesini sağlamakta yetersiz kalmış; araç virajda tutunamayarak yoldan çıkmış ve kontrolsüz bir şekilde yola geri girerken takla atmıştır.

Bu kritik bulgu, tek başına süspansiyon bazlı aktif kontrol stratejilerinin bazı limit durumlarda aracın stabilitesini tamamen sağlayamayacağını göstermektedir. Bu noktada hibrit kontrol stratejisinin ikinci bileşeni olan tork vektörleme sistemi devreye alınmıştır. İki elektrik motoruna sahip olan bu araçta, viraj dışındaki sol ön ve sol arka tekerleklere ilave tork uygulanmış; böylece aracın yönelme hareketini destekleyen ek bir sapma momenti (yaw momenti) üretilmiştir. Sonuç olarak, sol ön tekerleğin kayma açısı yaklaşık 15 dereceden 0 dereceye indirilmiş, aracın viraj içerisinde kalması sağlanmıştır.

Bu senaryodan elde edilen en önemli sonuç, yarı aktif süspansiyon sistemi ile tork vektörleme kontrolünün birlikte kullanılmasının, aracın devrilmesini ve yoldan çıkmasını engellediği gibi, yüksek hızlı virajlarda stabilizeyi kayma açılarını ve sapma oranını iyileştirerek güvence altına aldığıdır. Bu durum, farklı kontrol yöntemlerinin sinerjik etkisinin, tekil sistemlerin sınırlılıklarını aşarak aracın limit performansını kayda değer biçimde artırdığını göstermektedir. Özellikle elektrikli araçlarda bağımsız tekerlek tahrik sistemlerinin sunduğu yüksek esneklik, tork vektörleme uygulamalarının daha hassas ve hızlı gerçekleştirilmesine imkân tanımaktadır. Böylece hibrit yaklaşımın etkinliği en üst seviyeye çıkarılmıştır.

Bu bulgular, hibrit kontrol algoritmalarının aracın dinamik davranışlarını gerçek zamanlı olarak izleyip kademeli müdahalelerde bulunarak kritik manevralarda yol tutuş performansını ve güvenliğini artırabileceğini doğrulamaktadır. Ayrıca, yanal kayma açılarındaki düşüş, tekerlek yük dalgalanmalarının azalması ve sapma oranındaki iyileşme, sistemin sürücüye daha öngörülebilir ve güvenli bir sürüş deneyimi sunduğunu göstermektedir.

Özetle, bu çalışma, yarı aktif süspansiyon sistemlerinin özellikle gövde kontrolünün optimize edilmesi ve tekerlekler arası ağırlık transferinin etkin bir şekilde yönetilmesinde yüksek verimlilik sağladığını ortaya koymuştur. Ancak, aracın dinamik limitlerinin zorlandığı aşırı koşullarda, tork vektörleme sisteminin ürettiği ek sapma momentinin kritik bir tamamlayıcı rol üstlendiği belirlenmiştir. Bu hibrit kontrol yaklaşımı, sürüş güvenliği ve araç performansını yalnızca tekil sistemlere dayalı stratejilere kıyasla çok daha yüksek bir düzeye taşımış, böylece aracın stabilite sınırlarını anlamlı ölçüde genişletmiştir.

Elde edilen sonuçlar, hibrit kontrol mimarisinin modern otomotiv mühendisliği açısından stratejik önemini vurgulamaktadır. Özellikle SUV ve elektrikli sedan segmentlerinde, yarı aktif süspansiyon ve tork vektörlemenin eşgüdümlü olarak kullanılması, yüksek hızlarda ve dar virajlarda güvenlik risklerini azaltarak daha öngörülebilir bir sürüş deneyimi sunmaktadır. Ayrıca, bu bulgular, literatürde sunulan benzer araştırmalarla uyumlu şekilde, hibrit kontrol sistemlerinin tekil çözümler karşısında daha sürdürülebilir ve güvenilir bir yol tutuş stratejisi olduğunu doğrulamaktadır.

Mevcut çalışma, yarı aktif süspansiyon ve tork vektörlemenin entegre kullanımının avantajlarını göstermiştir. Gelecekte, bu iki sistemin yanı sıra, aktif aerodinamik yüzeyler, aktif direksiyon sistemleri ve dört tekerlekten çekiş (4WD) kontrolü gibi diğer aktif şasi kontrol sistemlerini de kapsayan daha geniş kapsamlı, çok modlu entegre kontrol algoritmalarının geliştirilmesi önem taşımaktadır. Bu tür algoritmalar, aracın farklı dinamik durumlarını (örneğin, yüksek hızlı manevralar, ani frenleme, kaygan zeminler) bütünsel bir yaklaşımla ele alarak her senaryoda optimum performansı ve güvenliğini sağlayabilir. Kontrol stratejileri, sistemler arası potansiyel etkileşimleri ve çatışmaları yönetebilecek şekilde optimize edilmelidir.

Çalışmada kullanılan kontrol stratejileri belirli parametrelerle tanımlanmıştır. Ancak, gerçek sürüş koşulları yol yüzeyi değişimleri, lastik aşınması, yolcu yükü gibi

dinamik ve belirsiz faktörler içermektedir. Bu bağlamda, makine öğrenimi, yapay zekâ veya bulanık mantık tabanlı adaptif kontrol algoritmalarının entegrasyonu önerilmektedir. Bu algoritmalar, araç durumunu gerçek zamanlı olarak sürekli olarak izleyebilir, çevresel koşullardaki değişikliklere uyum sağlayabilir ve kontrol parametrelerini dinamik olarak ayarlayarak sistem performansını sürekli optimize edebilir. Özellikle sürücünün sürüş stiline göre adaptif kontrol sağlayarak konfor ve spor sürüş arasında geçiş yapabilen sistemler geliştirilebilir.

Modern araç teknolojilerinde sürüş güvenliği, yol tutuşu ve konforu maksimize etmek amacıyla kullanılan aktif süspansiyon ve tork vektörleme gibi gelişmiş şasi kontrol sistemleri, sundukları üstün dinamik performansa karşılık araç üzerinde parazitik yükler oluşturarak kaçınılmaz bir ek enerji talebi yaratmaktadır. Özellikle enerji depolama kapasitesinin sınırlı olduğu ve menzil kaygısının kullanıcı kabulünde belirleyici bir faktör olduğu elektrikli araçlarda, performans ve enerji verimliliği arasında hassas bir denge kurabilen adaptif kontrol stratejilerinin geliştirilmesi elzemdir. Bu bağlamda, sürüş dinamiğinden ödün vermeden enerji tüketimini minimize etmek adına, Model Öngörülü Kontrol (MPC) gibi ileri yöntemler kullanılarak araç stabilitesi ile enerji sarfiyatının aynı maliyet fonksiyonu içerisinde ağırlandırıldığı çok amaçlı optimizasyon algoritmaları tasarlanmalıdır. Bununla birlikte, şasi sistemlerinin bağımsız çalışması yerine merkezi bir kontrol mimarisi ile koordine edilerek gereksiz aktüatör hareketlerinin engellenmesi ve bu sistemlerin yarattığı anlık güç taleplerinin batarya sağlığı (State of Health - SoH) üzerindeki uzun vadeli etkilerinin incelenmesi gerekmektedir. Sonuç olarak, elektrikli araçların yaygınlaşmasıyla birlikte şasi kontrol sistemlerinin başarısı, sadece viraj alma kabiliyetiyle değil, "enerji başına düşen performans" metriği ve rejeneratif kazanım potansiyelleriyle ölçülecektir.

Performans metriklerinin yanı sıra, geliştirilen kontrol sistemlerinin sürücü konforu ve araç sürüş hissiyatı üzerindeki etkileri de değerlendirilmelidir. Sürücü in-the-loop (SIL) simülasyonları veya gerçek araç testleri yoluyla, sürücünün sistemin müdahalelerine verdiği tepkiler, konfor algısı ve genel sürüş deneyimi analiz edilerek sistemler sürücü beklentileri doğrultusunda optimize edilebilir.

Aktif kontrol sistemlerinin arızalanması durumunda aracın güvenliğini sağlamak için hata toleranslı kontrol stratejileri geliştirilmelidir. Sensör arızaları veya aktüatör hataları gibi durumlar için yedekli sistemler veya azaltılmış performans modları tasarlanarak sistemin güvenilirliği artırılmalıdır. Ayrıca, "kara buz" gibi ani ve düşük

sürtünmeli yüzey geçişleri gibi daha ekstrem ve güvenlik kritik senaryolarda bu hibrit kontrol sistemlerinin performansının detaylı olarak incelenmesi, gerçek dünya uygulamaları için hayati önem taşımaktadır.

Buna ek olarak, otonom sürüş sistemleri ile entegrasyonun araştırılması büyük önem arz etmektedir. Hibrit kontrol stratejilerinin, otonom araçların karar verme algoritmalarıyla uyumlu çalışacak şekilde tasarlanması, geleceğin akıllı ulaşım sistemlerinde kritik bir rol oynayacaktır. Ayrıca, bu tür kontrol sistemlerinin uluslararası standartlara uygun hale getirilmesi ve regülasyonlarla desteklenmesi, farklı üretici ve modeller arasında uyumun sağlanmasına katkı sağlayacaktır. Son olarak, donanım maliyetleri ve bakım gereksinimleri de dikkate alınarak hem ekonomik hem de sürdürülebilir çözümler üretilmesi önerilmektedir.

KAYNAKÇA

- Abbas, S. B., and Youn, I. (2024). Optimal control of a semi-active suspension system collaborated by an active aerodynamic surface based on a quarter-car model. *Electronics*, 13(19), 3884. <https://doi.org/10.3390/electronics13193884>
- Agliullin, T., Ivanov, V., Ricciardi, V., et al. (2019). Torque vectoring control on ice for electric vehicles with individually actuated wheels. *In IAVSD 2019 Springer*. (pp. 1543–1551).
- Asperti, M., Vignati, M., and Sabbioni, E. (2024). On torque vectoring control: Review and comparison of state-of-the-art approaches. *Machines*, 12(3), 160. <https://doi.org/10.3390/machines12030160>
- Atheupe, G. P., El Mrhasli, Y., Emabou, U., Monsuez, B., Bordignon, K., and Tapus, A. (2023). Robust virtual sensing of the vehicle sideslip angle through the cross-combination of multiple filters using a decision tree algorithm. *Sensors*, 23(13), 5877. <https://doi.org/10.3390/s23135877>
- Avesh, M., and Srivastava, R. (2012). Modeling simulation and control of active suspension system in Matlab Simulink environment. *In 2012 Students Conference on Engineering and Systems* (pp. 1–6). IEEE. <https://doi.org/10.1109/SCES.2012.6199124>
- Bessafa, H., Delattre, C., Belkhatir, Z., Khemmar, R., and Zemouche, A. (2022). A new discrete-time interval estimator for vehicle side-slip angle estimation. *IFAC-PapersOnLine*, 55(31), 85–90. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2022.11.294>
- Braun, R., Ericson, L., and Krus, P. (2015). Full vehicle simulation of forwarder with semi-active suspension using co-simulation. *ASME/BATH 2015 Symposium on Fluid Power and Motion Control, Chicago, IL, USA*. <https://doi.org/10.1115/FPMC2015-9521>
- Büyükköprü, M., and Uzunsoy, E. (2021). Global Skyhook and Groundhook control of vehicle with semi-active dampers. *10th International Automotive Technologies Congress (OTEKON 2020)*, Bursa, Türkiye.
- Büyükköprü, M., and Uzunsoy, E. (2022). Vision based road profile estimation for preview controlled vehicle suspension systems. *In II. Interdisciplinary Conference on Mechanics, Computers and Electrics (ICMECE 2022)*, İstanbul, Türkiye.
- Büyükköprü, M., Uzunsoy, E., and Mouton, X. (2023). Implementation of semi-active suspension control methods in a full car model and a comparative study in terms of ride comfort and road holding. *Proceedings of the IMechE, Part D: Journal of*

- Canale, M., and Fagiano, L. (2007). A robust IMC approach for stability control of 4WS vehicles. In *2007 American Control Conference* (pp. 2283–2288). IEEE. <https://doi.org/10.1109/ACC.2007.4282262>
- Chen, X., Song, X., and Chen, H. (2017). A new semi-active suspension system for vehicle applications. In *ASME Dynamic Systems and Control Conference (DSCC 2017)*, V001T45A011. <https://doi.org/10.1115/DSCC2017-5177>
- Choi, S. B., Lee, H. H., and Park, Y. K. (2001). Analysis and control of a magneto-rheological fluid damper for an automotive suspension system. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 123(3), 391–399.
- De Filippis, G., Lenzo, B., Sorniotti, A., Gruber, P., and De Nijs, W. (2018). Energy-efficient torque-vectoring control of electric vehicles with multiple drivetrains. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 67(6), 4702–4715.
- De Novellis, L., Sorniotti, A., Gruber, P., Shead, L., Ivanov, V., and Hoepping, K. (2012). Torque vectoring for electric vehicles with individually controlled motors. *World Electric Vehicle Journal*, 5(2), 617–628. <https://doi.org/10.3390/wevj5020617>
- Dizqah, A. M., Lenzo, B., Sorniotti, A., Gruber, P., and Fallah, S. (2016). A fast and parametric torque distribution strategy for four-wheel-drive energy-efficient electric vehicles. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 63(7), 4367–4376.
- Els, P. S., Theron, N. J., Uys, P. E., and Thoresson, M. J. (2007). The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles. *Journal of Terramechanics*, 44(4), 303–317. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2007.05.001>
- Elvik, R., Vaa, T., Høye, A., and Sørensen, M. (2009). *The handbook of road safety measures* (2nd ed.). Emerald Group Publishing.
- Floreán-Aquino, K. H., Arias-Montiel, M., Linares-Flores, J., Mendoza-Larios, J. G., and Cabrera-Amado, Á. (2021). Modern semi-active control schemes for a suspension with MR actuator for vibration attenuation. *Actuators*, 10(2), 22. <https://doi.org/10.3390/act10020022>
- Gad, A. S., Jabeen, S. D., and Ata, W. G. (2023). Damping magnetorheological systems based on optimal neural networks preview control integrated with new hybrid fuzzy controller to improve ride comfort. *Journal of Environmental Sciences*, 134, 104927. <https://doi.org/10.1016/j.jes.2023.104927>

- Gillespie, T. D. (1992). Fundamentals of vehicle dynamics (SAE International Publication R-114). Warrendale, PA: SAE International. <https://doi.org/10.4271/R-114>
- Goodall, R. M., and Kortüm, W. (1983). Active controls in ground transportation—A review of the state-of-the-art and future potential. *Vehicle System Dynamics*, 12(4–5), 225–257. <https://doi.org/10.1080/00423118308968755>
- Hegedűs, T., Németh, B., and Gáspár, P. (2021). MPC based semi-active suspension control for overtaking maneuvers. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 49(3), 224–230. <https://doi.org/10.3311/PPtr.15796>
- Hrovat, D. (1997). Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications. *Automatica*, 33(10), 1781–1817. [https://doi.org/10.1016/S0005-1098\(97\)00101-5](https://doi.org/10.1016/S0005-1098(97)00101-5)
- Huang, H.-H., and Tsai, M.-J. (2019). Vehicle cornering performance evaluation and enhancement based on CAE and experimental analyses. *Applied Sciences*, 9(24), 5428. <https://doi.org/10.3390/app9245428>
- Jazar, R. N. (2014). *Vehicle dynamics: Theory and application (2nd ed.)*. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-1-4614-8544-5>
- Jung, J. Y., and Lee, C. (2025). Preview model predictive control of semi-active suspension for speed bump. *International Journal of Automotive Technology*, 26(5), 1115–1126. <https://doi.org/10.1007/s12239-025-0108-7>
- Kahraman, H. (2023). Yarı Aktif Süspansiyon Sisteminin Analizi. *International Conference on Frontiers in Academic Research*, 1, 191–195. <https://as-proceeding.com/index.php/icfar/article/view/67> (Erişim tarihi: 04.08.2025)
- Karnopp, D. (1983). Active damping in road vehicle suspension systems. *Vehicle System Dynamics*, 12(6), 291–311. <https://doi.org/10.1080/00423118308968758>
- Kim, J. J., and Lee, T. (2023). Model predictive control of a semi-active suspension with a shift delay compensation using preview road information. *Control Engineering Practice*, 137, 105584. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2023.105584>
- Lee, J., and Oh, K. (2023). Hybrid damping mode MR damper: Development and experimental validation with semi-active control. *Machines*, 13(5), 435. <https://doi.org/10.3390/machines13050435>

- Liu, J., Wang, Z., Zhang, L., and Walker, P. (2020). Sideslip angle estimation of ground vehicles: A comparative study. *IET Control Theory and Applications*, 14(20), 3490–3505. <https://doi.org/10.1049/iet-cta.2020.0516>
- Lu, Q., Sorniotti, A., Gruber, P., Theunissen, J., and De Smet, J. (2016). H_∞ loop shaping for the torque-vectoring control of electric vehicles: Theoretical design and experimental assessment. *Mechatronics*, 35, 32–43. <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2015.12.005>
- Mangia, A., Lenzo, B., and Sabbioni, E. (2021). An integrated torque-vectoring control framework for electric vehicles featuring multiple handling and energy-efficiency modes selectable by the driver. *Meccanica*, 56(4), 991–1010. <https://doi.org/10.1007/s11012-021-01289-y>
- Medina, A., et al. (2021). Comparison of typical controllers for direct yaw moment control applied on an electric race car. *Vehicles*, 3(1), 127–144. <https://doi.org/10.3390/vehicles3010008>
- Mitsubishi Motors. (2001). Development of center-differential control system for high-performance four-wheel-drive vehicles. *Mitsubishi Motors Technical Review*. (Archived September 29, 2007, at the Wayback Machine.)
- Morera-Torres, E., Ocampo-Martínez, C., and Bianchi, F. D. (2022). Experimental modelling and optimal torque vectoring control for 4WD vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 71(5), 4922–4932.
- Noh, Y., Choi, M., and Choi, S. (2006). Study of torque vectoring control for active safety in rear-wheel-driven vehicles. In *2006 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety* (pp. 185–190).
- Park, J. Y., Na, S., Cha, H., and Yi, K. (2022). Direct yaw moment control with 4WD torque-vectoring for vehicle handling stability and agility. *International Journal of Automotive Technology*, 23(3), 555–565.
- Rajamani, R. (2012). *Vehicle dynamics and control* (2nd ed.). Springer. <https://doi.org/10.1007/978-1-4614-1433-9>
- Samaroo, K., Awan, A. W., Marimuthu, S., Iqbal, M. N., Daniel, K., and Shabbir, N. (2025). Performance investigation of active, semi-active and passive suspension using quarter car model. *Algorithms*, 18(2), 100. <https://doi.org/10.3390/a18020100>
- Savaresi, S. M., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O., and Dugard, L. (2010). *Semi-active suspension control design for vehicles*. Butterworth-Heinemann.

- Šabanovič, E., Kojis, P., Šukevičius, Š., Shyrokau, B., and Skrickij, V. (2021). Feasibility of a neural network-based virtual sensor for vehicle unsprung mass relative velocity estimation. *Sensors*, 21(21), 7139. <https://doi.org/10.3390/s21217139>
- Sharp, R. S., and Crolla, D. A. (1987). Road vehicle suspension system design—a review. *Vehicle System Dynamics*, 16(3), 167–192. <https://doi.org/10.1080/00423118708968877>
- Shabbir, H., and Kivanc, O. (2022). Development of a torque vectoring strategy to improve performance in electric vehicles with individually driven wheels. *SETSci Conference Proceedings*, 14, 76–83.
- Shabbir, W., and Kivanc, E. (2024). Torque vectoring control in modern electric vehicles: A review. *Journal of Vehicle Dynamics*, 12(1), 45–62.
- Soliman, A., and Kaldas, M. (2019). Semi-active suspension systems from research to mass-market – A review. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 40(2), 1005–1023. <https://doi.org/10.1177/1461348419876392>
- Soliman, A. M. A., and Kaldas, M. M. S. (2019). Passive, semi-active and active suspension systems for road vehicles: A comparative study. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. <https://doi.org/10.1177/1461348419876392>
- Sudrajat, A. (2018, Ekim 2). Review on active suspension system. *SHS Web of Conferences*, 49, 02008. <https://doi.org/10.1051/shsconf/20184902008>
- Tang, L., Luo Ren, N., and Funkhouser, S. (2023). Semi-active suspension control with PSO tuned LQR controller based on MR damper. *Control Engineering Practice*, Advance online publication. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2023.105567>
- Ulukapı, M. (2005). *Aktif ve Yarı Aktif Süspansiyon Sistemlerinin Simülasyon Ortamında İncelenmesi* (Yayımlanmamış Yüksek lisans tezi, İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü). <http://hdl.handle.net/11527/9980>
- Vanlalhriatpuia, F., et al. (2025). A comprehensive review on intelligent torque vectoring control for electric vehicles. *Energy Exploration and Exploitation*, 43(5), 1463–1489. <https://doi.org/10.1177/01445987241234567>
- Vignati, M., and Cheli, F. (2018). Control strategies for torque vectoring in electric vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 56(7), 1045–1062.
- Vignati, M., Sabbioni, E., and Asperti, M. (2024). Next-generation torque vectoring control for electric mobility. *Applied Sciences*, 14(8), 2190.

- Vignati, M., Sabbioni, E., and Cheli, F. (2018). A torque vectoring control for enhancing vehicle performance in drifting. *Electronics*, 7(12), 394. <https://doi.org/10.3390/electronics7120394>
- Wang, F., Wen, H., and Xie, S. (2025). Performance analysis and hybrid control strategy research of vehicle semi-active suspension for ride comfort and handling stability. *Machines*, 13(5), 393. <https://doi.org/10.3390/machines13050393>
- Wang, Z., Liu, C., Zheng, X., Zhao, L., and Qiu, Y. (2024). Advancements in semi-active automotive suspension systems with magnetorheological dampers: A review. *Applied Sciences*, 14(17), 7866. <https://doi.org/10.3390/app14177866>
- Wong, J. Y. (2008). *Theory of ground vehicles (4th ed.)*. John Wiley and Sons.
- Wong, J. Y. (2022). *Theory of ground vehicles (5th ed.)*. Hoboken, NJ: John Wiley and Sons. <https://doi.org/10.1002/9781119719984>
- Yoon, J.-H., and Peng, H. (2014). A cost-effective sideslip estimation method using velocity measurements from two GPS receivers. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 63(6), 2589–2599. <https://doi.org/10.1109/TVT.2013.2294717>
- http-1: <https://hedgescompany.com/blog/2021/06/how-many-cars-are-there-in-the-world/> (Erişim tarihi 04.08.2025)

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Tolga ŞEN

Yabancı Dil : İngilizce

ORCID : 0009-0003-8061-2292

Eğitim ve Mesleki Geçmişi:

- Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, 2019-2023, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği.
- Eskişehir Teknik Üniversitesi, 2023-2025, Lisansüstü Eğitim Fakültesi, Makine Mühendisliği
- Ford Otosan, 2024, ..., Araç Entegrasyon Mühendisi, Ar-Ge