

## İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	v
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÖNSÖZ.....	x
ÖZET.....	xi
ABSTRACT.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. TAŞIT DİNAMİĞİ.....	2
2.1. Taşıt Eksen Sistemi.....	2
2.2. Sürüş Dinamiği Temelleri.....	4
2.2.1. Kararlı Halde Viraj Alma ve Ackerman Dönüş Geometrisi.....	6
2.2.1.1. Düşük Hızda Viraj Alma.....	8
2.2.1.2. Yüksek Hızda Viraj Alma.....	9
2.2.1.2.1. Lastik Viraj Kuvvetleri.....	9
2.2.1.2.2. Viraj Denklemleri.....	10
2.2.1.3. Zayıf Yönlendirme Gradyanı.....	14
2.2.1.3.1. Nötr Yönlendirme.....	15
2.2.1.3.2. Zayıf Yönlendirme.....	16
2.2.1.3.3. Aşırı Yönlendirme.....	17
2.2.1.4. Yanal Sapma Hız Artışı.....	19
2.3. Ön Düzen Geometrisi.....	21
2.3.1. Kamber Açısı.....	21
2.3.2. King Pin Açısı (Ön Aks Pimi Açısı).....	22
2.3.3. Kaster açısı.....	23
2.3.4. Toe-in (Kapanıklık).....	24
3. YANAL SAPMANIN ÖNEMİ ve YANAL SAPMA KONTROL SİSTEMLERİ.....	25
3.1. Yanal Taşıt Hareketinin Kinematik Modeli.....	25
3.2. Yanal Taşıt Dinamiğinde Bisiklet Modeli.....	31
3.3. Yol Açısının Göz Önüne Alınması.....	36
3.4. Yüksek Kayma Açılarında Yanal Tekerlek Kuvvetleri.....	36
3.5. Elektronik Kararlılık Kontrolü.....	38
3.6. Otomotiv Üreticileri Tarafından Geliştirilen Sistemler.....	38
3.7. Yanal Sistemlerde Ticari Gelişmeler.....	39
3.8. Yanal Sapma Kontrol Sistemleri.....	39
3.8.1. Bağımsız Frenleme Sistemleri.....	41
3.8.1.1. Kontrol Yapısı.....	41
3.8.2. Steer-By-Wire Sistemler.....	42
3.8.2.1. Yanal İvme İçin Çıktı Seçimi.....	43
3.8.3. Bağımsız Bütün Tekerleklere Tork Dağıtımı.....	46
3.8.3.1. Klasik Dört Tekerden Tahrikli Sistemler.....	46
3.8.3.2. Bir Diferansiyel Kullanımı İle Sağ Ve Sol Tekerlekler Arasında Tork Transferi.....	46
3.8.3.3. Bütün Tekerleklere Tork Transferi İçin Aktif Kontrol.....	47

4.	DİFERANSİYEL MEKANİZMASI.....	50
4.1.	Diferansiyel.....	50
4.2.	Diferansiyel ve Çekiş Gücü.....	52
4.3.	Diferansiyel Dişli Kutusu .....	52
4.4.	Diferansiyel Çeşitleri.....	56
4.4.1.	Açık Diferansiyel.....	57
4.4.2.	Sınırlı Kayma Yapabilen Diferansiyeller (LSD).....	58
4.4.2.1.	Torka Duyarlı LSD.....	59
4.4.2.1.1.	Kavramalı Tip LSD.....	59
4.4.2.1.1.1.	Sure-grip Diferansiyel.....	60
4.4.2.1.1.2.	Anti-spin Diferansiyel.....	62
4.4.2.1.2.	Dişli Tip LSD.....	62
4.4.2.1.2.1.	Truetrac LSD.....	62
4.4.2.1.2.2.	Otomatik Tork Eğilimli Helisel LSD ( ATB).....	64
4.4.2.2.	Hıza Duyarlı LSD.....	65
4.4.2.2.1.	Viskoz Kavrama.....	65
4.4.3.	Özel Maksatlı Diferansiyeller.....	70
4.4.3.1.	Takviyeli Diferansiyeller.....	70
4.4.3.2.	Sürekli Takviye Vitesli Sistem.....	71
5.	KİLİTLİ DİFERANSİYELLER VE YANAL SAPMAYI KONTROL ETME ŞEKİLLERİ.....	73
5.1.	Kilitli Diferansiyel Çeşitleri.....	74
5.1.1.	Otomatik Kilitler.....	74
5.1.1.1.	No Spin Otomatik Kilitli Diferansiyel.....	74
5.1.1.2.	E-Z Locker Otomatik Kilitli Diferansiyel.....	75
5.1.1.3.	Torsen Diferansiyel.....	78
5.1.1.4.	Viskoz Kavrama Diferansiyel Kiliti.....	81
5.1.2.	Ayarlanabilir Kilitler.....	82
5.1.2.1.	E Locker Kilitli Diferansiyel.....	83
5.2.	Kilitli Diferansiyellerin Kontrolü.....	85
5.2.1.	Kavrama Kontrolü.....	85
5.2.2.	Ayna Dişlisinin Kontrolü.....	85
5.3.	Aktif Diferansiyel.....	86
5.3.1.	Porsche 959 PSK Sistemi.....	88
5.4.	Diferansiyel Kilitinin F1 Otomobillerindeki Fonksiyonu.....	90
6.	AKTİF DİFERANSİYELLERİN YANAL SAPMAYA ETKİLERİNİN DÖRT SERBESTLİK DERECELİ TAŞIT MODELİ KULLANILARAK İNCELENMESİ.....	92
6.1.	İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli.....	92
6.1.1.	İki Serbestlik Dereceli Taşıtın Yanal Hareket Denklemleri.....	93
6.1.2.	İki Serbestlik Dereceli Taşıtın Yanal Sapma Hareket Denklemleri.....	94
6.2.	Dört Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli.....	95
6.2.1.	Dört Serbestlik Dereceli Taşıtın Yanal Hareket Denklemleri.....	96
6.2.2.	Dört Serbestlik Dereceli Taşıtın Yanal Sapma Hareket Denklemleri.....	97
6.2.3.	Dört Serbestlik Dereceli Taşıtın Doğrusal Hareket Denklemleri.....	98
6.2.4.	Dört Serbestlik Dereceli Taşıtın Yalpa Hareket Denklemleri.....	99

6.3.	Yanal Sapma Kontrol Uygulaması.....	100
6.3.1.	Şasi Modeli.....	100
6.3.2.	Diferansiyel Modelleri.....	100
6.3.2.1.	Referans Diferansiyel Modeli.....	100
6.3.2.2.	Standart Diferansiyel Modeli.....	101
6.3.2.3.	Aktif Diferansiyel Modeli .....	102
6.3.3.	Kontrolcü Tasarımı.....	105
6.4.	Programlama ve Taşıt Simulasyonu.....	107
6.4.1.	İki Serbestlik Dereceli Taşıt Simulasyonu.....	107
6.4.2.	Dört Serbestlik Dereceli Taşıt Simulasyonu.....	109
7.	SONUÇLAR.....	116
EKLER.....		118
EK1	İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Matlab Dosyaları.....	118
EK2	Dört Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Matlab Dosyaları.....	119
EK3	Goodyear Lastik Verileri.....	122
EK4	Bulanık Mantık.....	123
KAYNAKLAR.....		132
ÖZGEÇMİŞ .....		135

## SİMGE LİSTESİ

$a_{yp}$	:	Yanal ivme
$b$	:	Ön tekerleğin taşıt ağırlık merkezinden uzaklığı
$c$	:	Arka tekerleğin taşıt ağırlık merkezinden uzaklığı
$C_{\alpha}$	:	Viraj sertliği
$c_{\alpha f}$	:	Ön tekerlek viraj sertliği
$C_{\alpha r}$	:	Arka tekerlek viraj sertliği
$c$	:	Ön lastik sertliği
$c$	:	Arka lastik sertliği
$c_{\phi}$	:	Yuvarlanma sönüm katsayısı
$d_1$	:	Ağırlık merkezinde ölçülen yuvarlanma ekseninin yüksekliği
$d_2$	:	Ön ekseninde ölçülen yuvarlanma ekseninin yüksekliği
$F_y$	:	Yanal kuvvet
$F_{yf}$	:	Ön tekerlek yanal kuvveti
$F_{yr}$	:	Arka tekerlek yanal kuvveti
$F_{xl}$	:	Sol tekerlek doğrusal kuvveti
$F_{xr}$	:	Sağ Tekerlek doğrusal kuvveti
$F_{bank}$	:	Yol açısı nedeniyle oluşan kuvvet
$F_{xf}$	:	Ön tekerlek doğrusal kuvveti
$F_{aero}$	:	Aerodinamik doğrusal kuvvet
$F_{zi}$	:	İç tekerlek düşey kuvveti
$F_{zo}$	:	Dış tekerlek düşey kuvveti
$g$	:	Yer çekimi ivmesi
$h_i$	:	Taşıt merkezinin yer düzleminden yüksekliği
$h_r$	:	Yuvarlanma merkezinin yer düzleminden yüksekliği
$I_{zz}$	:	Z eksenini atalet momenti
$I_{xx}$	:	X eksenini atalet momenti
$K$	:	Zayıf yönlendirme gradyanı
$K_s$	:	Yay sertliği
$K_{\phi}$	:	Yalpa sertliği
$L$	:	Dingil mesafesi
$l_f$	:	Ön tekerleğin taşıtın ağırlık merkezinden uzaklığı
$l_r$	:	Arka tekerleğin taşıtın ağırlık merkezinden uzaklığı
$m$	:	Toplam taşıt kütlesi
$M_{\phi}$	:	Yalpa momenti
$M_{\phi f}$	:	Ön tekerleklerdeki yalpa momenti
$M_{\phi r}$	:	Arka tekerleklerdeki yalpa momenti
$M_x$	:	Yuvarlanma momenti
$N$	:	Yanal sapma momenti
$N_r$	:	Yanal sapmaya bağlı oluşan yanal sapma momenti
$N_v$	:	Yanal hıza bağlı oluşan moment
$N_{\delta}$	:	Yönlendirmeye bağlı oluşan moment
$N_{ext}$	:	Dış kuvvetlere bağlı oluşan moment
$p$	:	Yalpa hızı
$r$	:	Yanal sapma hızı
$r_r$	:	Yuvarlanma yarıçapı
$R_{xf}$	:	Ön lastik karşı kuvveti
$R_{xr}$	:	Arka lastik karşı kuvveti
$r_{eff}$	:	Etkili tekerlek yarıçapı
$s$	:	Yay ayrılma sabiti

$T_i$	:	Giriş torku
$U$	:	Taşıt doğrusal hızı
$V$	:	y eksenini boyunca oluşan harekete bağlı hız
$V'$	:	y eksenini boyunca oluşan harekete bağlı ivme
$V_{ch}$	:	Karakteristik hız
$V_{cr}$	:	Kritik hız
$Y_r$	:	Kütle merkezinde yanal sapmaya bağlı oluşan kuvvet
$Y_v$	:	Kütle merkezinde yanal hıza bağlı oluşan kuvvet
$Y_\delta$	:	Kütle merkezinde yönlendirmeye bağlı oluşan kuvvet
$Y_{ext}$	:	Kütle merkezinde dış kuvvetlere bağlı oluşan kuvvet
$W_w$	:	Lastik açısal dönme hızı
$W_{wf}$	:	Ön lastik açısal dönme hızı
$W_{wr}$	:	Arka lastik açısal dönme hızı
$\alpha_f$	:	Ön tekerlek kayma açısı
$\alpha_r$	:	Arka tekerlek kayma açısı
$\delta_i$	:	İç yönlendirme açısı
$\delta_o$	:	Dış yönlendirme açısı
$\delta_f$	:	Ön tekerlek yönlendirme açısı
$\delta_r$	:	Arka tekerlek yönlendirme açısı
$\delta$	:	Yönlendirme açısı
$\beta$	:	Yanal kayma açısı
$\psi$	:	Taşıt yanal sapma açısı
$\psi_{des}$	:	İstenen yanal sapma açısı
$\theta_{vf}$	:	Taşıtın doğrusal eksen ile yaptığı hız vektörünün açısı = Ön tekerlek hız açısı
$\theta_{vr}$	:	Arka tekerlek hız doğrultusundaki açı
$\Delta T$	:	Arka tekerlekler arasında transfer edilen tork
$\sigma_{xr}$	:	Ön lastik doğrusal kayma oranı
$\sigma_{xf}$	:	Arka lastik doğrusal kayma oranı
$V_x \cdot \dot{\psi}$	:	Merkezcil ivme

## KISALTMA LİSTESİ

SAE	:	(Amerikan) Otomotiv mühendisleri topluluğu
ISO	:	Uluslararası örgüt içi standartizasyon
SUV	:	Sportif kullanımlı araçlar
RSA	:	Yalpa denge danışmanı
LKS	:	Şerit koruma sistemleri
VSA	:	Araç denge yardımcısı
VSC	:	Araç denge kontrolü
ESC	:	Elektronik denge kontrolü
4WD	:	Dört tekerlekten tahrik
2WD	:	İki tekerlekten tahrik
LSD	:	Sınırlı kaymalı diferansiyel
ABS	:	Kilitlenmeyi önleyen fren sistemi
ASR	:	Patinaj kontrol sistemi
ESP	:	Elektronik stabilite kontrol sistemi
EBD	:	Elektronik fren gücü dağıtım kontrol sistemi
EDS	:	Elektronik diferansiyel kilidi
TCS	:	Çekiş kontrol sistemi

## ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1.	SAE taşıt eksen sistemi.....	2
Şekil 2.2.	ISO taşıt gövde merkezli eksen sistemi .....	3
Şekil 2.3.	Kararlılık ve kararsızlık.....	5
Şekil 2.4.	Zeminle temas halindeki tekerlek.....	6
Şekil 2.5.	Viraj alan bir taşıtın Ackerman dönüş geometrisi.....	7
Şekil 2.6.	Lastik viraj kuvveti- kayma açısı ilişkisi.....	9
Şekil 2.7.	Temas yüzeyindeki kuvvet ve moment.....	10
Şekil 2.8.	İki dingilli bir taşıtın basitleştirilmiş kararlı kullanım modeli.....	11
Şekil 2.9.	Hız-yönlendirme açısı ilişkisi.....	16
Şekil 2.10.	Yönlendirme açısının seyir hızı ile değişimi.....	19
Şekil 2.11.	Yönlendirme durumları.....	19
Şekil 2.12.	Hızın bir fonksiyonu olarak yanal sapma oranının artışı.....	20
Şekil 2.13.	Kamber açısı.....	21
Şekil 2.14.	Dönme konisi.....	22
Şekil 2.15.	King Pin ve Camber Açısı toplamı.....	23
Şekil 2.16.	Kaster açısı.....	23
Şekil 2.17.	Toe in.....	24
Şekil 3.1.	Yanal araç hareketinin kinematikleri.....	26
Şekil 3.2.	Ackerman dönüş geometrisi.....	29
Şekil 3.3.	Bir yamuk (trapezoidal) bağlama çubuğundan farklı yönlendirmeler.....	31
Şekil 3.4.	Yanal taşıt dinamiği.....	31
Şekil 3.5.	Pozitif tork transferi ile oluşturulan yanal sapma momenti.....	33
Şekil 3.6.	Lastik kayma açısı.....	34
Şekil 3.7.	Yol açısı.....	37
Şekil 3.8.	Bir yanal denge kontrol sisteminin çalışma prensibi.....	40
Şekil 3.9.	Elektronik denge kontrol sisteminin yapısı.....	42
Şekil 3.10.	Steer-by-wire denge kontrol sisteminin yapısı.....	43
Şekil 3.11.	Sürücünün takip etmesi gereken yol.....	43
Şekil 4.1	Diferansiyel.....	50
Şekil 4.2	Arka tekerlekten tahrikli taşıt.....	51
Şekil 4.3	Ön tekerlekten tahrikli taşıt.....	51
Şekil 4.4	Dört tekerlekten tahrikli taşıt.....	51
Şekil 4.5	Diferansiyel dişli kutusu.....	54
Şekil 4.6	Açık diferansiyel.....	57
Şekil 4.7	Sınırlı kaymalı diferansiyel.....	58
Şekil 4.8	Kavramalı tip LSD.....	59
Şekil 4.9	Sure-Grip Diferansiyel.....	61
Şekil 4.10	Sure-Grip Diferansiyel.....	61
Şekil 4.11	TrueTrac dahili C klipsli tip diferansiyel.....	63
Şekil 4.12	TrueTrac harici klipsli tip diferansiyel.....	63
Şekil 4.13	ATB Diferansiyel.....	64
Şekil 4.14	Viskoz kavrama.....	65
Şekil 4.15	Viskoz kavrama.....	67
Şekil 4.16	Viskoz kavrama.....	67
Şekil 4.17	Viskoz kavrama akışkanı.....	68
Şekil 4.18	Viskoz kavrama plakaları.....	69
Şekil 4.19	Viskoz kavrama plakaları.....	69

Şekil 5.1.	Kilitli diferansiyel.....	73
Şekil 5.2.	No-Spin diferansiyel.....	75
Şekil 5.3.	No-Spin diferansiyel elemanları.....	75
Şekil 5.4.	E-Z Locker diferansiyel.....	76
Şekil 5.5.	Standart diferansiyel ile dönüş hareketi.....	77
Şekil 5.6.	E-Z Locker diferansiyel ile dönüş hareketi.....	77
Şekil 5.7.	Torsen diferansiyel.....	78
Şekil 5.8.	Torsen diferansiyel dişlileri.....	79
Şekil 5.9.	Audi Q7 transfer kutusunda Torsen diferansiyel.....	81
Şekil 5.10.	Viskoz kavrama diferansiyel kilidi.....	82
Şekil 5.11.	E Locker pimli tip diferansiyel ve E Locker bilezikli tip diferansiyel.....	84
Şekil 5.12.	Porsche 959 PSK sistemi.....	88
Şekil 6.1.	İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli.....	92
Şekil 6.2.	Dört Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli.....	95
Şekil 6.3.	Efektif lastik yarıçapı ve açısal hız.....	99
Şekil 6.4.	Pozitif tork transferi ile oluşturulan yan sapma momenti.....	103
Şekil 6.5.	İki serbestlik dereceli taşıt simülasyonu.....	107
Şekil 6.6.	İki serbestlik dereceli taşıt modelinde yan hareket.....	108
Şekil 6.7.	İki serbestlik dereceli taşıt modelinde yan sapma hareketi.....	108
Şekil 6.8.	Dört serbestlik dereceli taşıt simülasyonu.....	109
Şekil 6.9.	Dört serbestlik dereceli taşıt modelinde yan hareket.....	110
Şekil 6.10.	Dört serbestlik dereceli taşıt modelinde yan sapma hareketi.....	111
Şekil 6.11.	Dört serbestlik dereceli taşıt modelinde doğrusal hareket.....	111
Şekil 6.12.	Dört serbestlik dereceli taşıt modelinde yalpa hareketi.....	112
Şekil 6.13.	Dört serbestlik dereceli taşıt modelinde diferansiyel.....	112
Şekil 6.14.	Yanal Sapma Hızı - Zaman Grafiği.....	113
Şekil 6.15.	Yanal Sapma Açısı - Zaman Grafiği.....	113
Şekil 6.16.	Yalpa Açısı - Zaman Grafiği.....	114
Şekil 6.17.	Taşıtın izlediği yol-zaman grafiği.....	114
Şekil 6.18.	Yanal yük transferi-zaman grafiği.....	115
Şekil 6.19.	Hız Hatası - zaman grafiği.....	115

## ÖNSÖZ

Tez çalışmam için gerekli koşulları sunan Prof. Orhan Deniz'e, danışmanlığını ve desteğini benden esirgemeyen Yard. Doç. Dr. Erdem Uzunsoy'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarımnda bana yardımcı olan Mak. Yük. Müh. Ayhan Tefvik Özdemir'e teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak, eğitim hayatım boyunca göstermiş oldukları destek ve sevgilerinden ötürü aileme şükranlarımı sunarım.

## ÖZET

Tezin ilk bölümünde taşıt dinamiği kavramı incelenmiş, Ackerman dönüş geometrisi temelinde taşıtın yönlendirme bağıntıları açıklanmış, viraj kuvveti, kayma açısı ve viraj alma sertliği arasındaki ilişki ele alınmıştır. Newton'un temel bağıntıları referans alınarak taşıt yönlendirme açıları, yanal kuvvetler, kayma açısı denklemleri çıkartılmıştır. Taşıtın doğrultu kontrolünde önemli kavramlar olan zayıf, nötr ve aşırı yönlendirme karakteristikleri incelenmiştir.

Tezin 2. bölümünde yanal taşıt hareketinin kinematik modeli incelenmiştir. Daha sonra dinamik bisiklet modeli referans alınarak taşıt yanal hareketi ve yanal sapma hareketi denklemleri çıkartılmıştır. Yanal sapma kontrol sistemleri; bağımsız frenleme, elektronik direksiyon ve aktif tork dağıtım sistemleri olarak üç ana başlıkta incelenmiştir.

3. bölümde diferansiyel mekanizması araştırılmıştır. Bu kapsamda, diferansiyel dişli kutusunun çalışma prensipleri açıklanmıştır. Diferansiyel çeşitleri; klasik diferansiyeller, sınırlı kayma yapabilen diferansiyeller, özel maksatlı diferansiyeller ve kayma yapmayan (kilitli) diferansiyeller olarak dört ana başlıkta incelenmiştir. İlk üç diferansiyel çeşitleri ve günümüzdeki uygulama biçimleri detaylı tanıtılmıştır.

4. bölümde kilitli diferansiyel çeşitleri ve günümüzdeki kullanım biçimleri anlatılmıştır. Kilitli diferansiyellerin yanal sapma kontrol yöntemleri üzerine etkileri araştırılmıştır. Kilitli diferansiyellerin gelişmiş bir versiyonu olarak kabul edilebilecek aktif diferansiyel ve çalışma prensipleri tanıtılmıştır.

Tezin son bölümünde aktif diferansiyellerin yanal sapma olayına etkilerini incelemek için yapılan 4 serbestlik dereceli bir bilgisayar modeli sunulmuştur. Bu kapsamda, aktif diferansiyelin özellikleri klasik bir diferansiyel ile karşılaştırılmıştır. Farklı tork transferine bağlı olarak farklı yanal sapma momentlerinin elde edileceği gösterilmiştir. Aktif diferansiyel ile tork aktarımında gerçekleşen ilerlemelerin, ortaya çıkan yanal sapma momentlerinin kontrol edilmesini kolaylaştırdığı gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Taşıt dinamiği, yanal sapma kontrolü, kilitli diferansiyel, aktif diferansiyel, 4 serbestlik dereceli taşıt modeli

## **ABSTRACT**

In the first part of the thesis, vehicle dynamics is investigated; vehicle directional equations are explained according to the Ackerman steering geometry. The relationship between the lateral force, slip angle and cornering stiffness are investigated. Vehicle steer angle, lateral forces and slip angle equations are computed according to Newton's basic equations. Understeer, neutral and oversteer, which are the most important characteristics during the lateral control of a vehicle, are examined.

In the second part of the thesis, kinematic model of lateral vehicle motion is investigated. After that, lateral motion and yaw motion equations are computed according to dynamic bicycle model. Three types of stability control systems have been proposed for yaw control; differential braking, steer-by-wire and active torque distribution.

In the third part of the thesis, differential mechanism is investigated. The working principle of the differential gear is explained. Four types of differentials have been proposed; traditional differentials, limited slip differentials, private differentials and locked differentials. Traditional differentials, limited slip differentials (LSD) and private differentials are introduced in detail.

In the fourth part of the thesis, types of locked differential are introduced. The effects of locked differential on yaw control are investigated. Active differential – an improved version of locked differential – and its working principle is introduced.

In the last part of the thesis, a 4 DOF computer model is introduced to investigate the effects of active differential on yaw control. Characteristics of an active differential and a traditional differential are compared. Different yaw moments are computed according to different torque transfer. It is introduced, that the developments of torque transfer according to active differential can improve the handling behaviour of vehicles.

**Key Words:** vehicle dynamics, yaw control, locked differential, active differential, 4 DOF vehicle model

## 1. GİRİŞ

Yanal sapma kontrol sistemleri günümüzde otomotiv endüstrisinde sık kullanılır hale gelmiştir. Üretim aşamasında olan bu sistemlerin büyük kısmı, her bir tekerlekteki farklı fren müdahaleleriyle araç dengesini koruyacak yanal sapma momentlerini geliştiren elektronik denge kontrol sistemleridir. Güvenlik açısından bu yöntemler oldukça etkindir ve özel araçlarda standart olarak kullanılmaktadır. Ancak, yanal sapma kontrol sistemlerinin gelecek nesli için özel araç üreticilerinin odak noktası sadece güvenliği arttırmak değil, sürüş keyfini de sağlamaktır. Frene dayalı sistemler ani ivme kaybı ve araç hızında azalmaya neden olduğundan sürüş keyfi açısından elverişli değildir.

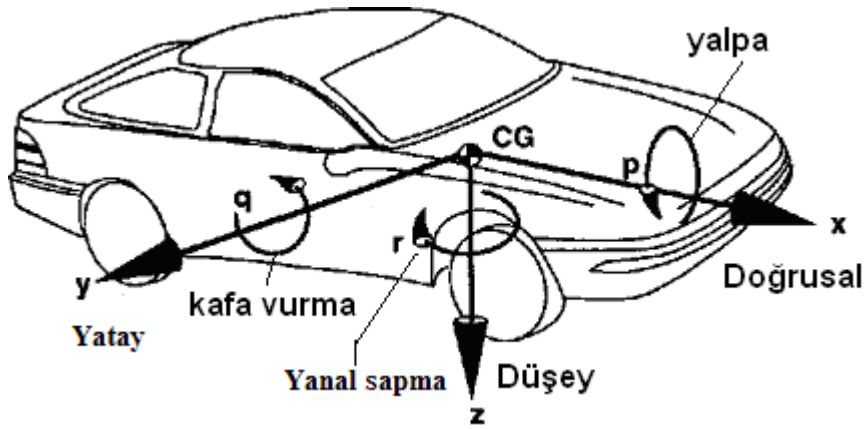
Fren bazlı sistemlerin olumsuzluklarını barındırmadan, dengede artış ve araç kontrolünü sağlayan alternatif sistemler üzerinde düşünülmektedir. Sürüş esnasındaki tork dağıtımını bir aks vasıtasıyla sağlayan aktif diferansiyeller buna bir örnek oluşturmaktadır. Bu aygıtlar, geleneksel anlamda arazi araçları veya yüksek performanslı araçlar için çekiş gücünü artırıcı aygıtlar olarak düşünülmüş ve bu alandaki özellikleri araştırılmıştır. Fren bazlı sistemlere oranla, araç kontrolü ve dengesinde çok daha önemli gelişmeler oluşturma potansiyelleri vardır.

Literatürde birçok sınırlı kayma yapabilen diferansiyel sistemi (LSD) örneği bulunmaktadır. LSD'nin ayırıcı özelliği, torku her zaman daha yavaş olan tekerleğe aktarmasıdır. Bu yüzden genel amaç, LSD'nin negatif özelliklerini elimine ederek, pozitif özelliklerini geliştiren bir sistem üretmektir. Aktif diferansiyellerdeki gelişim ise tork aktarımının hem büyüklüğünün hem de yönünün kontrol edilmesini olası kılar. Bu gelişim, sonuçta ortaya çıkan yanal sapma momentinin yönünün kontrol edilmesini sağlar ve kontrollü tork transferi sağlayan aktif yanal sapma kontrol momentinin gelişimine yol açar. Bu tarz sistemlerin yetenekleri ile ilgili detaylar henüz yeterli değildir.

## 2. TAŞIT DİNAMIĞI

### 2.1. Taşıt Eksen Sistemi

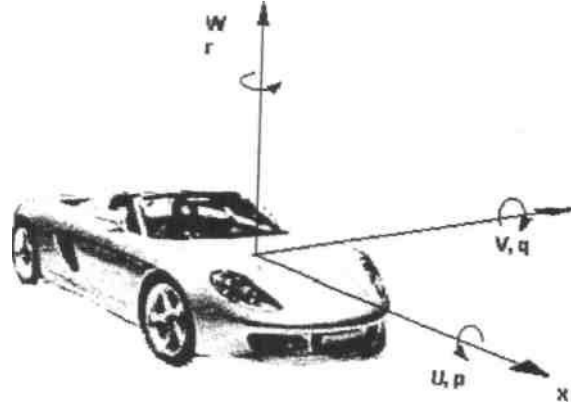
Literatürde başlıca iki taşıt eksen sistemi bulunmaktadır: SAE (Otomotiv Mühendisleri Topluluğu) ve ISO (Uluslararası Örgüt İçin Standartizasyon).



**Sekil 2.1.** SAE taşıt eksen sistemi [2]

Uzayda her kütle 6 serbestlik derecesine sahiptir. Bu serbestlik dereceleri X,Y,Z eksenlerinde öteleme ve X,Y,Z eksenleri etrafında dönme olarak ifade edilebilir. Taşıt dinamiği modeli, taşıtı oluşturan tüm elemanların birbirlerine çeşitli bağlantı elemanları vasıtasıyla birleştirilmesinden oluşur. Kullanılan bağlantı elemanları ile kütlelerin, gerçekte olduğu gibi belirlenen hareketleri yapmalarına olanak sağlayacak şekilde, belirli yönlerdeki öteleme ve belirli eksenler etrafındaki dönme hareketleri kısıtlanarak taşıtı oluşturan elemanların uzaydaki konumları ve işlevleri matematiksel olarak belirlenmiş olur. Sekil 2.1. de taşıt ağırlık merkezinde taşıta bağlı ve taşıt ile birlikte hareket eden SAE koordinat sistemi görülmektedir.

ISO eksen sistemi şekil 2.2. de gösterilmiştir. Bu sistem, sabit bir X-Y-Z koordinat sistemi ile çakışıkır. Bununla birlikte, hareketli sistemin O orijini U,V ve W öteleme hızlarına sahiptir. Aynı zamanda sistem, p,q ve r açısız hızları ile üç eksen etrafında döner.



**Sekil 2.2.** ISO taşıt gövde merkezli eksen sistemi [1]

Bir karayol taşıtında sürücü, yanal kuvvetler oluşturmak ve bir kayma açısı ile hareket etmek için tekerleği yönlendirmeye çalışır. Bu kuvvetler, taşıtın davranışının değişimine neden olur ve tekerleklerdeki yanal sapma kuvvetlerinin sonucu olarak taşıtın izlediği yol değişir. Bununla birlikte, tekerleğin davranışının doğrusallığı ve viraj sertliğinin çok yükselmesi, sürücüye güvenli sürüş sağlar. Kayma açılarının yüksek değerlere ulaşması, sürücünün taşıt kontrolünü kaybetmesine neden olur.

## 2.2. Sürüş Dinamiği Temelleri

Taşıt davranışı esas olarak, yol düzlemine paralel kuvvetlerle, bu kuvvetlerin oluşturduğu momentlerin etkisindeki doğrultu değişimlerini içermektedir. Bu kuvvet ve momentler, temel olarak iki grupta incelenebilir:

1. Lastikler tarafından yolda üretilen kuvvetler: Bunlar; viraj kuvvetleri, yuvarlanma direnci ve tahrik ya da frenleme kuvvetleridir. Bu kuvvetler, taşıtın uzunlamasına simetri düzlemi üzerinde bulunan düşey eksen etrafında bir sapma momenti oluştururlar. Bu moment, tüm yatay kuvvetlerin etkisi altındaki taşıtın durumunu korumak üzere, sürücü tarafından ve taşıtın hareket yönü kontrol edilerek karşılanır.

2. Gövde kuvvetleri ve dış kuvvetler: Yolun yanal eğimine bağlı olarak ortaya çıkan, taşıt ağırlığının yanal bileşeni, merkezkaç kuvvet, taşıtın hareketine bağımlı hava ve rüzgar kuvvetleri bu grupta değerlendirilebilir. Bu kuvvetler, yatay düzlemde bir yalpa momenti meydana getirirler. Bu momentin, tekerlek temas yüzeyinde üretilen koruyucu momentle kontrol edilmesi gerektiğinden, "bozucu moment" olarak da adlandırılır.

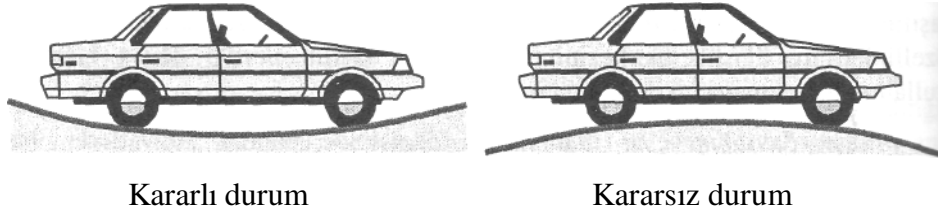
Taşıt davranışı, "sürüş kolaylığı" ile de açıklanmaktadır. Sürüş kolaylığı:

- a) Taşıtı arzu edilen yola yönlendirme kolaylığı ve hassasiyeti,
- b) Arzu edilen doğrultuda sürüşün korunma kolaylığıdır.

Yukarıdaki tanımlamadan da açıkça anlaşılacağı gibi, sürüş kolaylığı, birinci derecede güvenlik ve sürüş konforu ile ilgilidir. Sürüş kolaylığı olan bir taşıt, tehlikeli kararsızlıkların olmayışı ve sürücünün sürekli olarak bunları düzeltmek zorunda kalmayışı nedeniyle, güvenli taşıttır.

Kararlılık, taşıtın verilen konumu koruma yeteneğidir. Kararlı bir taşıt, bozucu kuvvetin etkisinde kaldıktan sonra, bu kuvvet kalktığında tekrar eski konumuna gelebilen taşıttır. Kararsız taşıt ise, bozucu kuvveti şiddetlendirerek dengesini kaybeden taşıttır. Şekil 2.3 de basit anlamda kararlılık ve kararsızlık açıklanmaktadır.

Taşıt kararlılığının önemli göstergelerinden birisi de, viraj yeteneğidir. Viraj yeteneği, taşıtın kararsızlığa kapılmadan veya kontrolden çıkmadan, maksimum merkezkaç kuvveti sağlama ya da karşılama yeteneğidir. Santrifüj kuvveti karşılayan viraj tutunma kuvvetini lastikler üretmektedir.



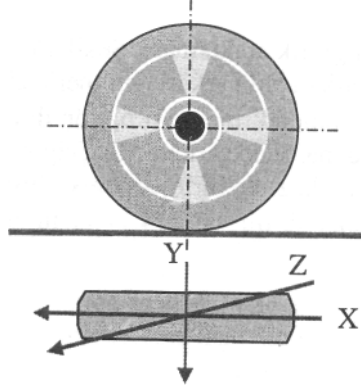
**Şekil 2.3.** Kararlılık ve kararsızlık [3]

Ancak viraj yeteneğini, bozucu ve koruyucu momentlerin bileşkesi belirlemektedir. İyi taşıt davranışı için, kararlılık ve viraj yeteneğine ek olarak, gerekli iki özellik daha bulunmaktadır. Bunlar; "cevap" ve "geri besleme" özellikleridir.

Bir taşıt, sürücüsünün kontrol girişlerine çabuk ve uygun cevaplar vermelidir. Buna ek olarak, lastik ile yol arasındaki ilişkiyi özellikle direksiyon sistemi aracılığıyla belirli ölçüde bir geri beslemeyle sürücüye hissettirmelidir. Taşıt davranışı, taşıtın tüm sistemlerinin ortak etkileşiminin bir sonucudur. Taşıtın tatmin edici davranış geliştirebilmesi, bu sistemlerin görevlerini tam ve uyum içinde yerine getirebilmelerine bağlıdır.

Taşıt sürüş dinamiği, taşıtın yol üzerindeki hareketi ile ilgilenir. Bu hareketler, dinamikte serbestlik derecesi olarak tanımlanır.

Dönemeçlerde taşıtın bütün tekerleklerinin aynı anlık dönme merkezine sahip olması gereklidir. Bu şart hiç bir zaman tam olarak gerçekleşmez ve bu sebeple yaklaşık çözümlerle yetinilir. Direksiyon sisteminin görevi, tekerleklerin olabildiğince az bir yanal kayma ile yönlendirilmelerini sağlamaktır. Şekil 2.4.de zeminle temas halinde olan bir tekerlek görülmektedir. Eğer tekerlek X doğrultusunda yuvarlanırsa; bu tam yuvarlanma hareketidir. Ancak, tekerlek Y doğrultusunda yer değiştirmeye zorlanırsa, bu durumda hiçbir yuvarlanma olmayacağından, hareket tam kayma hareketidir. Z doğrultusunda harekete zorlandığında ise sonuç, X doğrultusundaki yuvarlanma ile Y doğrultusundaki kaymanın bileşimi olacaktır. Bu nedenle, eğer tekerleğin kayması istenmiyorsa, hareket doğrultusunun dönme eksenine dik olması gerekir. Buradan kolayca anlaşılacağı gibi, çok tekerlekli bir taşıtın tekerleklerinin tam olarak yuvarlanabilmesi için, tüm tekerleklerin yuvarlanma eksenlerinin bir noktada kesişmesi gerekir. Bu nokta, taşıtın o andaki dönme merkezidir. Bu durumu elde etmek üzere, taşıtın tüm tekerlekleri veya genellikle sadece ön tekerlekleri yönlendirilmektedir, Şekil 2.5.



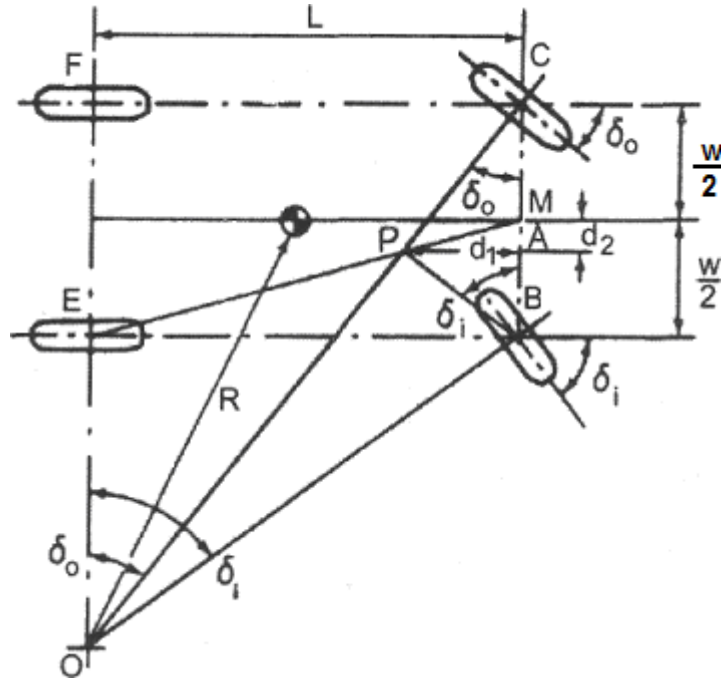
**Şekil 2.4.** Zeminle temas halindeki tekerlek [3]

### 2.2.1. Kararlı Halde Viraj Alma ve Ackerman Dönüş Geometrisi

Seyir, normal olarak sürücü, taşıt ve çevre arasında kapalı döngülü bir sistemdir. Bunun anlamı; sürücünün çevresel etkilere ve taşıtın yoldaki davranışına karşı reaksiyon göstermesidir. Teorik olarak objektif sonuçlara ulaşabilmek için bir kısım kabullerde bulunmak gerekmektedir. Buna göre, taşıta seyir halindeki davranışından bağımsız olarak sabit bir dönme açısı verildiği görülmektedir.

Sistemin cevabını ölçmek için en çok kullanılan parametre, zayıf yönlendirme karakteristiğidir. Öncelikle taşıtın düşük hızdaki dönme karakteristikleri incelenecek daha sonra yüksek hızda oluşabilecek farklılıklar hesaba katılacaktır.

Şekil 2.5'de ön dingilin orta noktasını, arka içteki tekerleğin merkezi ile birleştiren bir doğru çizilmiş, ön dış tekerleğin yönlendirme açısı  $\delta_0$ , ön dingile göre işaretlenmiştir Bu durumda; CO çizgisi, daha önce çizilen ME çizgisini P noktasında keser. P noktasını ön iç tekerleğin merkezi ile birleştirilerek oluşturulan PMB açısı, ön iç tekerleğin yönlendirme açısı  $\delta_i$  dir ve (1.5) no'lu eşitliği doğrulamaktadır. Geometrik bağıntılardan;



Şekil 2.5. Viraj alan bir taşıtın Ackerman dönüş geometrisi [3]

$$\cot(\delta_o) = \frac{\frac{\ell w}{2} + d_2}{d_1} \quad (2.1)$$

$$\cot(\delta_i) = \frac{\frac{\ell w}{2} - d_2}{d_1} \quad (2.2)$$

ve

$$\cot(\delta_o) - \cot(\delta_i) = \frac{2 \cdot d_2}{d_1} \quad (2.3)$$

yazılabilir. MAP ve MBE üçgenlerinin benzerliğinden;

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{\ell w}{2L} \quad (2.4)$$

yazılarak, (2.3) no'lu eşitlikte yerine yazılacak olursa;

$$\cot(\delta_0) - \cot(\delta_i) = \frac{\ell w}{L} \quad (2.5)$$

elde edilebilir. İç ve dış ön tekerleklerin yönlendirme açıları arasındaki bu bağıntıyı sağlayan direksiyon geometrisi, genellikle "**Ackerman dönüş geometrisi**" olarak tanımlanır. Ackerman geometrisi, ön tekerleklerin gerçek geometrisini belirlemek için kullanılır.

Bu analiz sonucuna göre, ön tekerleklerin yönlendirme açılan  $\delta_0$  ve  $\delta_i$ , ön dingile göre işaretlenecek olurlarsa; ortak olmayan kenarlarının kesişme noktasının, ön dingil merkezini arka iç tekerlek merkezine birleştiren doğru üzerinde olduğu görülecektir.

### 2.2.1.1. Düşük Hızda Viraj Alma

Viraj alma hareket dinamiğini anlamak için ilk adım olarak taşıtın düşük hızdaki cevabını analiz etmek gereklidir. Düşük hızlarda lastikler yanal kuvvetler oluşturmazlar. Böylelikle tekerlekler kaymadan ilerlerler ve viraj alma şekil 2.5.de gösterildiği gibi gerçekleşir. Eğer arka tekerleklerin kayma açısı sıfır ise dönme merkezi arka aksın izdüşümü üzerinde olur. Aynı şekilde ön tekerleklerin her birinin eksenini de aynı noktadan geçerler. Bu nokta dönme merkezidir. Böylelikle ön tekerleklerin ideal dönme açısı şekil 1.5. de gösterilen geometri tarafından ortaya konmaktadır. Viraj alma sırasında yönlendirme açıları

Yönlendirme açısı (dış)  $\delta_0$ ;

$$\delta_0 = \frac{L}{\left(R + \frac{\ell w}{2}\right)} \quad (2.6)$$

Yönlendirme açısı (iç)  $\delta_i$ ;

$$\delta_i = \frac{L}{\left(R - \frac{\ell w}{2}\right)} \quad (2.7)$$

Ön tekerleklerdeki ortalama yönlendirme açısı yani Ackerman açısı,

küçük açılar kabülü yapılarak aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\delta = \frac{L}{R} \quad (2.8)$$

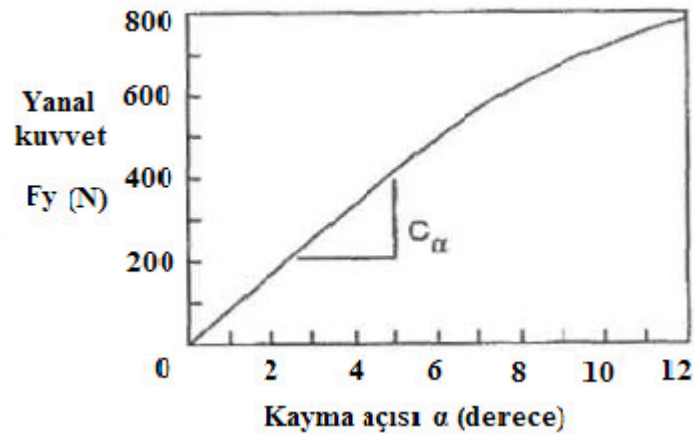
### 2.2.1.2. Yüksek Hızda Viraj Alma

Kararlı sürüş performansı, taşıtın zamana göre değişmeyen koşullardaki dönüşü sırasındaki doğrultu davranışı ile ilgilidir. Kararlı dönüşü örnek olarak, bir taşıtın sabit yarıçaplı bir virajdaki sabit hızlı hareketi verilebilir. Bu analizde, taşıtın atalet kuvvetleri dikkate alınmaz. Ancak, orta ve yüksek hızlardaki merkezkaç kuvvetin etkisi de ihmal edilemez. Merkezkaç kuvveti dengelemek için, tekerleklerin uygun viraj kuvvetleri geliştirmesi gereklidir.

Yüksek hızlarda merkezkaç kuvvetinden dolayı yanal ivme ortaya çıktığından viraj alma denklemleri değişmektedir. Yanal ivmeyi etkisiz hale getirmek için, lastikler yanal kuvvetler oluşturmalıdır.

#### 2.2.1.2.1. Lastik Viraj Kuvvetleri

Lastikler, viraj koşulları altında, yanal kuvvetler oluştururlar. Ayrıca, yuvarlanırken yanal kaymaya maruz kalırlar. Kayma açısı  $\alpha$ , taşıt sürüş yönü ve lastik iz düşüm eksenini arasındaki açı olarak tanımlanır.



Şekil 2.6. Lastik viraj kuvveti- kayma açısı ilişkisi [2]

Yanal kuvvet  $F_y$ , viraj kuvveti olarak adlandırılır. Belirli bir lastik yükü  $F_z$  için viraj kuvveti kayma açısı ile artar. Düşük kayma açılarında (5 derece veya daha düşük açılar) ilişki doğrusaldır. Böylelikle viraj kuvveti aşağıdaki şekilde ifade edilir:

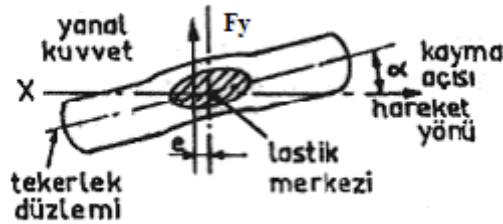
$$F_y = c_\alpha \cdot \alpha \quad (2.9)$$

Orantı sabiti  $C_\alpha$  viraj alma sertliği olarak bilinir ve  $F_y$  -a eğrisinin  $\alpha=0$  için eğimi olarak tanımlanır.

Viraj alma sertliği birçok değişkene bağlıdır. Lastik boyutları ve tipi, kord açıları ve tabaka sayısı, tekerlek genişliği ve tekerlek üzerindeki profil biçimi en önemli değişkenlerdir. Belirli bir lastik yükü ve lastik patlama basıncı ana değişkenlerdir.

### 2.2.1.2.2. Viraj Denklemleri

Pratikte, bir tekerleğin yönlendirilmesi pek de kolay değildir. Bir tekerleğin, yuvarlanma doğrultusundan saptırılmaması durumunda (yani düz bir yolda), yanal kuvvet geliştirmediğini göstermektedir. Şekil 2.7.'de bu durum açıklanmaktadır. Bir tekerleğin,  $F_y$  kuvvetinin etkisinde ve X doğrultusunda gitmesi isteniyorsa; Şekil 2.7'de görüldüğü gibi, tekerlek



Şekil 2.7. Temas yüzeyindeki kuvvet ve moment [3]

düzleminin X ile yaptığı açısı  $\alpha$  "kayma açısı" denmektedir. Buna göre, herhangi bir taşıt; orta veya yüksek hızla, bir virajı dönerken, dört tekerleğinde de uygun kayma açıları gelişecektir. Analizi basitleştirmek amacıyla, bir dingil ve iki tekerlek, bir tekerlek olarak sembolize edilerek, Şekil 2.8'deki gibi bir bisiklet model gösterilmiştir.

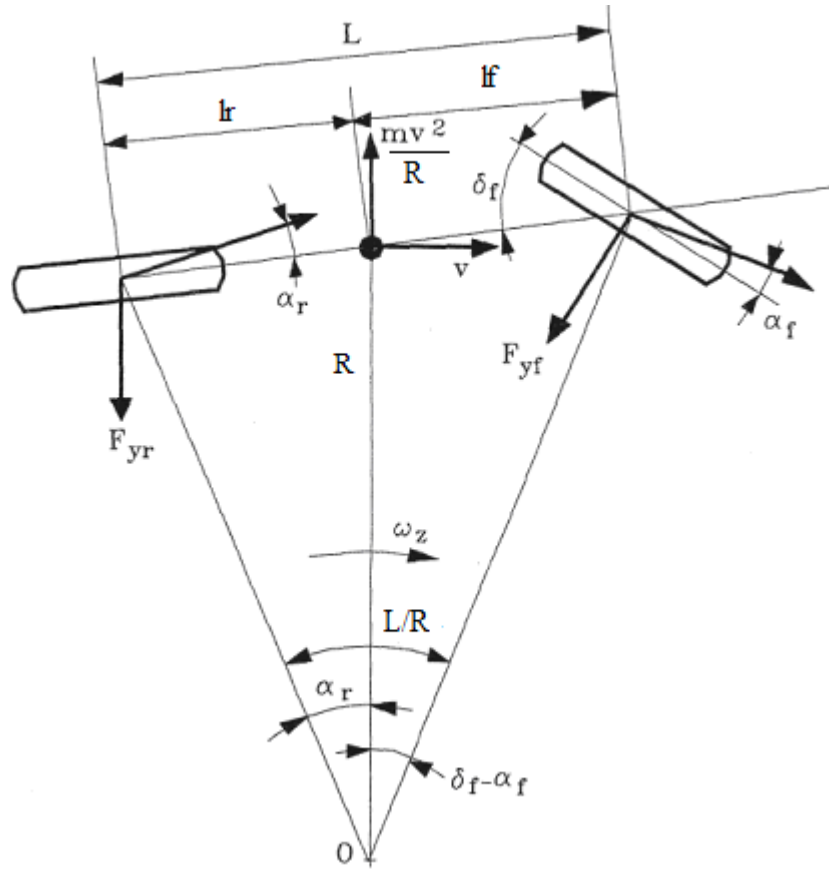
Taşıtın sürüş karakteristikleri, büyük ölçüde, ön ve arka tekerleklerin kayma açıları  $\alpha_f$  ve  $\alpha_r$  arasındaki ilişkiye bağlıdır. Şekil 2.8'in yardımıyla yönlendirme açısı  $\delta_f$  ile R yarıçaplı

dönüşü yapmakta olan bir taşıtın, ön ve arka kayma açıları;

$$\delta_f - \alpha_f + \alpha_r = \frac{L}{R} \quad (2.10)$$

veya

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (2.11)$$



**Şekil 2.8.** İki dingilli bir taşıtın basitleştirilmiş kararlı kullanım modeli (bisiklet modeli) [3]

eşitlikleriyle verilmektedir. Bu eşitliklere göre, taşıtın herhangi bir virajı dönmesi için gerekli olan  $\delta_f$  yönlendirme açısı, sadece viraj yarıçapının değil, aynı zamanda kayma açıları  $\alpha_f$  ve  $\alpha_r$  nin de fonksiyonudur. Ön ve arka tekerleklerdeki yanal kuvvetler, yanal doğrultudaki kuvvetlerin dengesinden belirlenebilir.

İleri yönde V hızı ile seyir eden bir taşıt için yanal kuvvetlerin bileşkesi merkezkaç kuvvetine eşit olmalıdır.

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = \frac{mV^2}{R} \quad (2.12)$$

$F_{yf}$  = Ön tekerlek yanal kuvveti ( N )

$F_{yr}$  = Arka tekerlek yanal kuvveti ( N )

$m$  = Taşıt kütlesi (kg)

$V$  = Taşıt doğrusal hızı (m/s)

$R$  = Dönme yarıçapı (m)

Ayrıca taşıt ağırlık merkezine göre ön ve arka aksta oluşan yanal kuvvetlerin oluşturduğu moment sıfır olmalıdır. Böylelikle:

$$F_{yf} \cdot \ell_f - F_{yr} \cdot \ell_r = 0 \quad (2.13)$$

$$F_{yf} = \frac{F_{yr} \cdot \ell_r}{\ell_f} \quad (2.14)$$

Bu ifadeler Newton'un ikinci kanununa göre eşitlenirse:

$$\frac{m \cdot V^2}{R} = F_{yr} \left( \frac{\ell_r}{\ell_f} + 1 \right) = F_{yr} \left( \frac{\ell_r + \ell_f}{\ell_f} \right) = \frac{F_{yr} \cdot L}{\ell_f} \quad (2.15)$$

$$F_{yr} = m \cdot \frac{V^2}{R} \frac{\ell_f}{L} \quad (2.16)$$

ve benzer şekilde ;

$$F_{yf} = m \frac{V^2}{R} \frac{\ell_r}{L} \quad (2.17)$$

ifadesi elde edilir.

$M l_f / L$ , arka aksa düşen taşıt kütlesi  $W_r$  olduğundan, elde edilen son denklem arka aks tarafından oluşturulan yanal kuvvetin o noktadaki yanal ivmeden (merkezkaç ivmesi)  $W_r/g$  kadar büyük olması gerektiğini gösterir. Aynı denklem  $F_{yf}$  için çözülmüşse büyük olması gerektiği anlaşılmaktadır. Yanal kuvvetler elde edildiğinden, ön ve arka tekerleklerdeki kayma açısının ifadesi çıkarılabilir.

Ön dingildeki tekerleklerin her birine etkiyen normal kuvvetlere  $W_f$ , arka dingildeki her bir tekerleğe etkiyen normal kuvvete de  $W_r$  denirse, statik koşullarda;

$$W_f = G \cdot \frac{\ell_r}{2.L} \quad (2.18)$$

$$W_r = G \cdot \frac{\ell_f}{2.L} \quad (2.19)$$

ve bunlar (1.16) ve (1.17) de yerine yazılarak

$$F_{yf} = 2.W_f \frac{V^2}{g.R} \quad (2.20)$$

$$F_{yr} = 2.W_r \frac{V^2}{g.R} \quad (2.21)$$

olur. Bu nedenle, kayma açıları da ;

$$\alpha_f = \frac{F_{yf}}{2.c_{\alpha f}} = \frac{W_f \cdot V^2}{c_{\alpha f} \cdot g \cdot R} \quad (2.22)$$

$$\alpha_r = \frac{F_{yr}}{2.c_{\alpha r}} = \frac{W_r \cdot V^2}{c_{\alpha r} \cdot g \cdot R} \quad (2.23)$$

olacaktır. Burada;

$c_{af}, c_{ar}$  : Ön ve arka tekerlekler için viraj sertliği

$\alpha$  : Kayma açısı

Bu katsayılar; lastik şişirme basıncı, normal yük, tahrik veya frenleme çabası, yanıl kuvvet gibi faktörlere bağımlıdır ve 4...6° 'lik kayma açılarında yaklaşık olarak sabittir. Viraj sertliği, otomobillerde 15...40 kN/rad, kamyon ve otobüslerde ise, 30...90 kN/rad arasında alınabilir. ( Çetinkaya )

(2.22) ve (2.23) no'lu eşitlikler, (1.11) no'lu eşitlikte yerine yazılarak: bir virajı dönmek için gerekli yönlendirme açısı için;

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \left( \frac{W_f}{c_{af}} - \frac{W_r}{c_{ar}} \right) \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (2.24)$$

Parametreler:

$\delta$	=	Ön tekerleklerdeki yönlendirme açısı	[derece]
$L$	=	Aks aralığı	[m]
$R$	=	Dönme yarıçapı	[m]
$V$	=	Taşıtlı seyir hızı	[m/s]
$G$	=	Yerçekimi sabiti=9.81	[m/s <sup>2</sup> ]
$W_f$	=	Ön aks yükü	[N]
$W_r$	=	Arka aks yükü	[N]
$c_{af}$	=	Ön tekerleklerin viraj alma sertliği	[N/derece]
$c_{ar}$	=	Arka tekerleklerin alma sertliği	[N/derece]

### 2.2.1.3. Zayıf Yönlendirme Gradyanı

$$K = \left( \frac{W_f}{c_{af}} - \frac{W_r}{c_{ar}} \right) \quad (2.25)$$

yazılırsa denklem şu şekilde ifade edilir:

$$\delta_f = \frac{L}{R} + K \cdot a_y \quad (2.26)$$

Burada:

$K = \text{Zayıf Yönlendirme Gradyanı (Derece/G)}$

$a_y = \text{Yanal ivme (g)}$

(2.26) eşitliği, karayolu taşıtlarının kararlı kullanım davranışı için, temel bir eşitliktir. Bu eşitliğe göre, verilen bir virajı katetmek için gerekli yönlendirme açısı; dingiller arası uzaklık, ağırlık dağılımı, hız ve lastik sertliğinin fonksiyonudur.

Bu denklem taşıtların viraj alma özelliklerinin belirlenmesi açısından çok önemlidir. Denklem, dönme yarıçapına göre döndürme açısının nasıl değiştirilmesi gerektiğini tanımlar. K katsayısı direksiyon simidinin hangi yöne kaç derece çevrilmesi gerektiğini belirler. Denklem, iki terim içerir. Ön veya arka akstaki yükün lastiklerin viraj alma sertliğine oranı, zayıf yönlendirme gradyanı olarak tanımlanır ve K ile gösterilir. Üç olasılık bulunmaktadır:

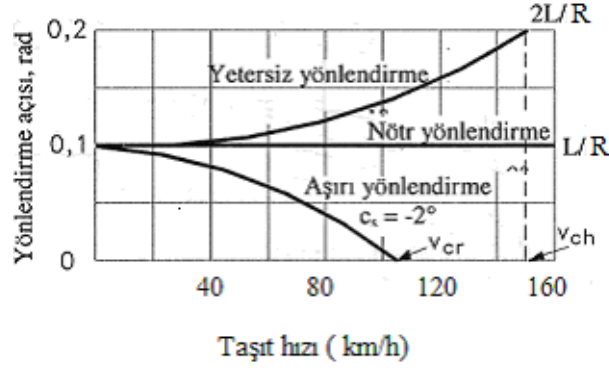
#### 2.2.1.3.1. Nötr Yönlendirme:

Yönlendirme katsayısı  $K = 0$ , yani ön ve arka tekerleklerin kayma açıları eşit olduğunda, belirli bir virajı almak için gerekli yönlendirme açısı;

$$\delta_f = \frac{L}{R} \quad (2.27)$$

olur ve bu yönlendirme özelliğine sahip taşıta "**nötr yönlendirmeli taşıt**" denir. Dingilleri arası 3 m olan böyle bir taşıtın, 30 m sabit yarıçaplı bir virajdaki nötr yönlendirme karakteristiği, Şekil 2.9 da görülmektedir.

Sabit yarıçaplı bir virajda ivmelenen bir taşıtın sürücüsü, aynı direksiyon pozisyonunu korumalıdır. Diğer bir ifadeyle, direksiyon pozisyonu sabit tutularak yapılacak hız artışı ile, dönüş yarıçapı değişmez, Şekil 2.11. Böyle bir taşıt düz yolda ilerlerken, ağırlık merkezine etkiyen bir yanal kuvvetin etkisinde kaldığında, ön ve arka tekerleklerde eşit kayma açıları gelişeceğinden, Şekil 2.12 de görüldüğü gibi orijinal doğrultusundan farklı bir açıdaki düz bir doğrultuyu izler.



Şekil 2.9. Hız-yönlendirme açısı ilişkisi, (R= 30 m, L = 3 m) [3]

$$\frac{W_f}{c_{af}} = \frac{W_r}{c_{ar}} \rightarrow K=0 \rightarrow \alpha_f = \alpha_r$$

Dönme yarıçapının sabit olduğu durum için seyir hızı değişse bile direksiyon saptırma açısı sabittir. Fiziksel olarak bunun sebebi, yanıl ivme kuvvetinin ön ve arka tekerleklerdeki kayma açısını arttırmasıdır.

#### 2.2.1.3.2. Zayıf Yönlendirme:

Yönlendirme katsayısı  $K > 0$  olduğunda, taşıtın ön tekerleklerinin kayma açısı  $\alpha_f$ , arka tekerleklerin kayma açısı  $\alpha_r$  den büyüktür. Böyle bir taşıtla, sabit yarıçaplı bir virajı almak için gerekli yönlendirme açısı  $\delta_f$  hızın karesiyle orantılı olarak artmaktadır. Bu kullanım özelliğine sahip taşıtlara " **zayıf yönlendirmeli taşıt**" denir. Dingilleri arası 3 m olan böyle bir taşıtın, 30 m yarıçaplı virajdaki seyir karakteristiği, Şekil 2.9. da görülmektedir. Yetersiz yönlendirmeli bir taşıtla, sabit yarıçaplı bir virajda hızlanan bir taşıtın sürücüsü, direksiyon açısını arttırmak zorundadır. Diğer bir ifadeyle, sabit bir direksiyon açısında hızlanan böyle bir taşıtın dönme yarıçapı büyür, Şekil 2.11. Düz yolda gitmekte **olan zayıf yönlendirmeli** bir taşıta, Şekil 2.12. de görüldüğü gibi yanıl kuvvet etkidiğinde; taşıtın ön tekerlekleri, arka tekerleklerinden daha büyük sapma açısı geliştirir ( $\alpha_f > \alpha_r$ ) ve oluşan sapma hareketi, taşıtı kuvvetten uzaklaşmaya yöneltir. **Zayıf** yönlendirmeli taşıtlarda, herhangi bir virajı dönmek için gerekli olan açının  $2L/R$  ye eşit olduğu durumdaki hıza, karakteristik hız ( $v_{ch}$ ) denir. Şekil 2.9. (1.24) no'lu eşitlikten yararlanarak karakteristik hız için;

$$\frac{2L}{R} = \frac{L}{R} + K \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (2.28)$$

ve her terim R ile çarpılıp, v için düzenlenirse;

$$V_{ch} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{K}} \quad (2.29)$$

$$\frac{W_f}{C_{af}} > \frac{W_r}{C_{ar}} \quad \rightarrow \quad K > 0 \quad \rightarrow \quad \alpha_f > \alpha_r$$

Dönme yarıçapının sabit olduğu durum, yönlendirme açısı yanal ivmenin K katı ile doğru orantılı olarak seyir hızı ile birlikte artması gerekir. Bu durumda araç ağırlık merkezinde etkiyen merkezkaç ivmesi ön tekerleklerin arka tekerleklere göre daha fazla yana kaymasına neden olur. Bu sebeple dönme yarıçapını sabit tutmak için ön tekerleklerde yanal kuvvet oluşturulması gerekir. Yani yönlendirme açısının arttırılması gerekir.

### 2.2.1.3.3. Aşırı Yönlendirme:

Yönlendirme karakteristiği  $K < 0$  ise, ön tekerleklerin kayma açısı  $\alpha_f$  arka tekerleklerin kayma açısı  $\alpha_r$  den daha küçüktür. Böyle bir taşıtla, sabit yarıçaplı bir virajı geçmek için gerekli yönlendirme açısı, hız arttıkça azalmaktadır. Bu tür kullanım özelliğine sahip taşıtlara "**aşırı yönlendirmeli taşıt**" denir. Dingilleri arası 3 m olan aşırı yönlendirmeli bir taşıtın, yönlendirme açısı - hız ilişkisi, Şekil 2.9. da görülmektedir. Aşırı yönlendirmeli bir taşıt, sabit yarıçaplı bir virajda hızlanırken, sürücünün yönlendirme açısını azaltması gereklidir. Diğer bir ifadeyle, böyle bir taşıt sabit direksiyon açısıyla hızlanırken dönüş yarıçapı azalmaktadır, Şekil 2.9. Doğrusal hareket halindeki aşırı yönlendirmeli bir taşıtın ağırlık merkezine yanal bir kuvvet etkidiğinde, ön tekerlekler arka tekerleklerden daha küçük kayma açısı geliştireceğinden ( $\alpha_f < \alpha_r$ ), bir sapma hareketi oluşur ve taşıt yanal kuvvet tarafına sapar, Şekil 2.12.

Aşırı yönlendirmeli bir taşıtta, kritik bir hız tanımlanmaktadır. Bu hız, herhangi bir virajı dönmek için gerekli yönlendirme açısının sıfır'a eşit olduğu hızdır. (2.28) no'lu eşitlik yardımıyla, kritik hız için;

$$\frac{L}{R} = K \cdot \frac{V^2}{g \cdot R} = 0 \quad (2.30)$$

ve her terim, R ile çarpılıp v için yeniden düzenlenerek;

$$V_{cr} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{-K}} \quad (2.31)$$

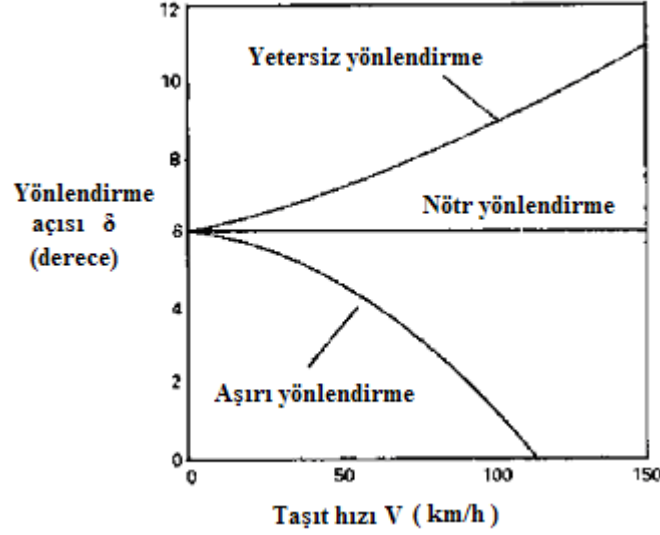
yazılabilir.

Taşıtın kararlı kullanım karakteristiklerini etkileyen ana faktörler; ağırlık dağılımı ve lastiklerin viraj alma sertlikleri ( $c_a$ ) dır. Ağırlığının büyük bölümü ön lastiklere etkiyen, önden motorlu ve önden çekişli taşıtlar, zayıf yönlendirme eğilimlidir. Diğer yandan; ağırlığının büyük bölümü arka lastiklere etkiyen, arkadan çekişli taşıtlar ise, aşın yönlendirme eğilimlidir. Ağırlık dağılımının değişimi, kullanım davranışını da değiştirmektedir.

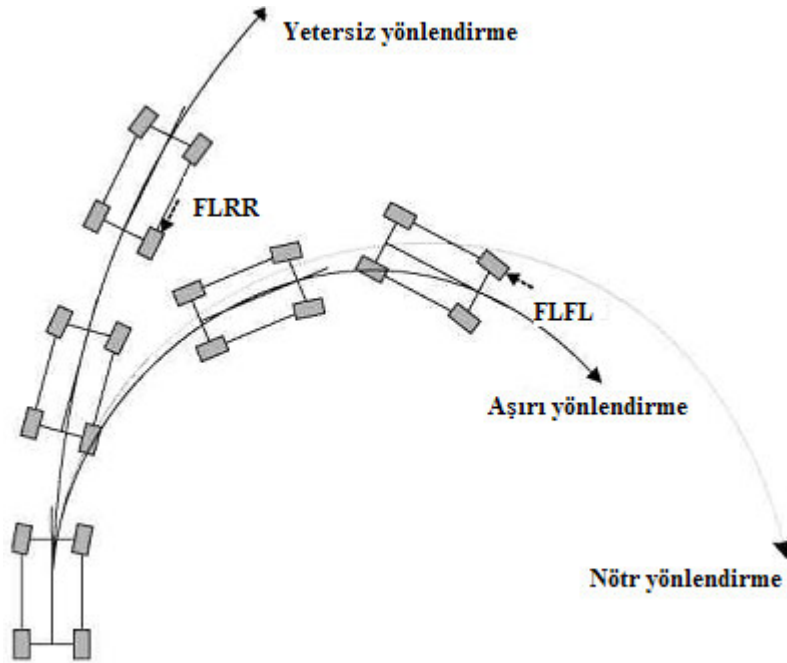
Üç tip yönlendirme özelliği arasında, doğrultu kararlılığı açısından istenmeyeni, aşırı yönlendirme davranışdır. Taşıtların, 0,4 g gibi belirli bir yanal ivme değerine kadar, küçük bir miktar yetersiz yönlendirmeli olması arzu edilmektedir.

$$\frac{W_f}{c_{af}} < \frac{W_r}{c_{ar}} \quad \rightarrow \quad K < 0 \quad \rightarrow \quad \alpha_f < \alpha_r$$

Dönme yarıçapının sabit olduğu durum için, seyir hızı arttırılırken yönlendirme açısı küçültülmelidir. Bu durumda arka tekerleklerdeki kayma açısı ön tekerlektene göre daha fazla artar. Taşıtın arka kısmının dışa doğru savrulması ön tekerlekleri içe doğru döndürür, böylelikle dönme yarıçapını küçültür. Bu sebeple merkezkaç ivmesindeki artma, taşıtın arka kısmının savrulmasını da arttırır. Bu durum yönlendirme açısını küçültürerek dönme yarıçapının normale dönmesini sağlayana kadar devam eder. Bu sebeple, binek araçlarda bu durumdan sakınılır. İfade edilen durum şekilde gösterildiği gibidir:



Şekil 2.10. Yönlendirme açısının seyir hızı ile değişimi [2]



Şekil 2.11. Yönlendirme durumları [4]

#### 2.2.1.4. Yanal Sapma Hız Artışı

Bir taşıtı yönlendirmek için başka bir sebep de; bir yanal sapma hızı ( ya da yanal sapma oranı ) geliştirmek için yönlendirme açısını değiştirmektir.

Yanal sapma hızı (r) :

$$r = \frac{V}{R} \quad (\text{derece/saniye}) \quad (2.32)$$

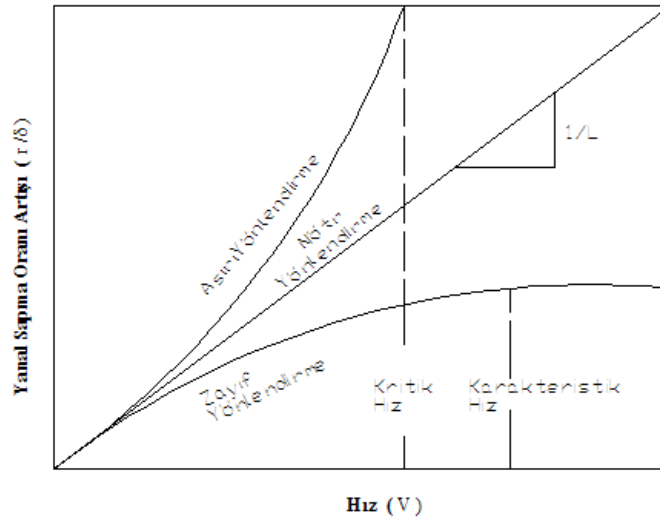
$$\frac{r}{\delta} = \frac{\frac{V}{R}}{\frac{L}{R} + \frac{K.V^2}{g.R}} \quad (2.33)$$

Eşitliğin pay ve paydasını R /L ile çarparsak;

$$\frac{r}{\delta} = \frac{\frac{V}{L}}{1 + \frac{K.V^2}{g.L}} \quad (2.34)$$

Oran, nötral yönlendirme durumundaki bir taşıtta hız ile orantılı bir kazancı tanımlar.

Bu şekil 2.12 da gösterilmiştir. Şekle göre hız, kritik değerine ulaştığında, yanal sapma hız artışının sonsuz olduğu kolaylıkla görülebilir. Yetersiz yönlendirme durumunda; yanal sapma oranı karakteristik hıza kadar hız ile artar. Sonra düşmeye başlar. Bu yüzden, karakteristik hızın, hangi taşıttın yanal saptmaya daha duyarlı olduğu konusunda belirleyiciliği bulunmaktadır.

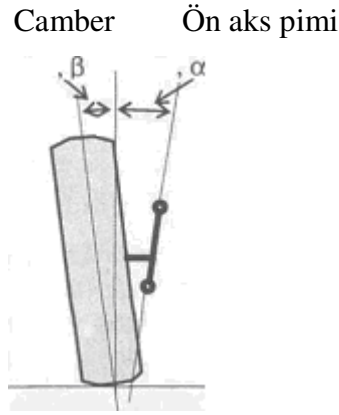


**Şekil 2.12.** Hızın bir fonksiyonu olarak yanal sapma oranının artışı [2]

### 2.3. Ön Düzen Geometrisi

Direksiyon sistemi aracılığıyla taşıtı yönlendirme görevini de üstlenen ön tekerleklerin bazı konumlandırma özellikleri bulunmaktadır. Bu özellikler "ön düzen geometrisi" ile açıklanmaktadır. Ön düzen geometrisini oluşturan belli başlı açılar aşağıda tanımlanmaktadır.,

**2.3.1. Kamber Açısı:** Kamber açısı ( $\beta$ ), tekerleğin dönme eksenine dik düzlem ile tekerleğin yere temas noktasına dik düzlem arasındaki açıdır. Pozitif kamber açılı bir taşıtın ön tarafından bakıldığında tekerleklerin üst kısmı, alt kısmından daha açık görünür.

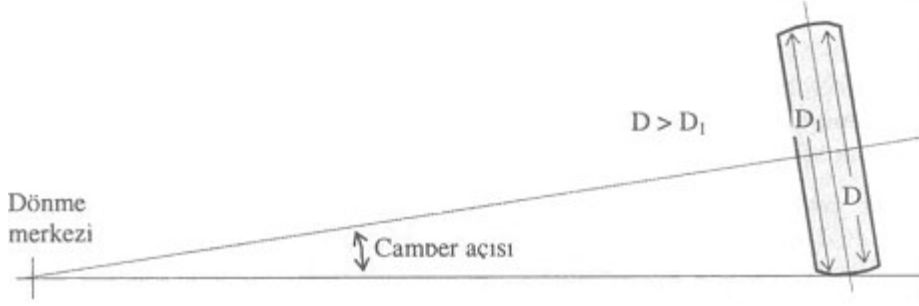


Şekil 2.13. Kamber açısı [3]

Kamber açısı verilmesinin bazı nedenleri şöyle özetlenebilir:

- a) Aksın, aks piminin ve burçların aşınması ve yükün yaptığı basınç nedeniyle meydana gelecek negatif kamberi önlemek
- b) Yükün, daha kuvvetli olan iç yatağa etki etmesini sağlamak
- c) Ön aks piminin pim burçlarına yaptığı baskıyı azaltmak
- d) Düzgün lastik aşınmasını sağlamak
- e) Viraj kuvvetini artırmak

Tekerlek dönme ekseninin belirli bir noktada yer düzlemini kesmesi nedeniyle kesme noktası dönme merkezi olmak üzere bir dönme konisi oluşur, Şekil 2.14. Bu durumda tekerlekler hareket halinde iken dışarıya doğru açılmaya çalışacaklarından, kamber açısı fazla olduğunda lastiklerin temas yüzeylerinin dış kenarları fazla aşınacaktır. Bunun önlenmesi için, daha sonra açıklanacağı gibi tekerleklerin ön tarafları arkalarına oranla bir miktar kapalı yapılırlar.



**Şekil 2.14.** Dönme konisi [3]

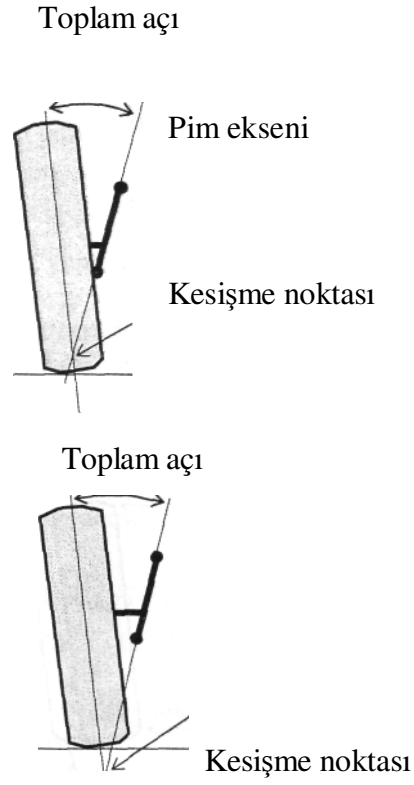
### 2.3.2. King Pin Açısı (Ön Aks Pimi Açısı )

Ön aks pimi açısı ( $\alpha$ ), ön aks pimi eksenini ile tekerleğin yere temas noktasına dik düzlem arasındaki açıdır.

Ön aks pimi açısı verilmesinin bazı nedenleri şöyle özetlenebilir:

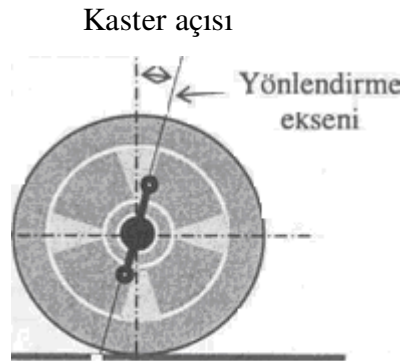
- Dönüşlerden sonra tekerleğin kendi kendine düzelmesini sağlamak ve tekerlekleri düz bir doğrultuda tutmak (dönüş yapılırken ön aks pimi açısı değişmediğinden, taşıtın öne bir miktar yukarıya doğru kalkar ve dönüşten sonra direksiyon serbest bırakıldığında taşıtın ağırlığının etkisiyle tekerlekler düz duruma gelmeye zorlanırlar)
- Direksiyonun döndürülmesi için gerekli kuvveti azaltmak,
- Lastiklerin fazla aşınmasını önlemek.

Camber ve ön aks pimi açısının toplamı, açılma merkezinin bulunduğu yer bakımından önemlidir. Açılma merkezi Şekil 2.15’de görüldüğü gibi yol düzleminin altında ise tekerlekler açılmaya, yol düzleminin üstünde ise kapanmaya çalışırlar. Kesişme yol düzleminde olursa, açılma ve kapanmaya çalışmazlar ve yol direncinin dönme ekseninden geçmesi nedeniyle direksiyon kuvveti az olur. Ancak, yol kararlılığı sağlamak için kesişme genellikle yol yüzeyinden bir miktar yukarıda tutulur.



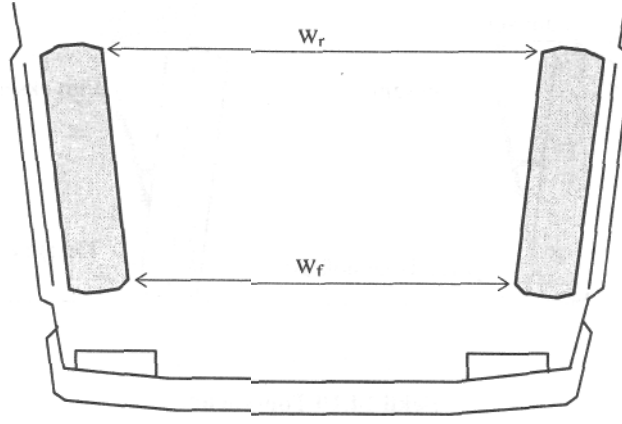
Şekil 2.15. King Pin ve Camber açısı toplamı [3]

**2.3.3. Kaster Açısı:** Kaster açısı ( $\gamma$ ), tekerleğin yönlendirme eksenini ile tekerleğin yere temas noktasına dik düzlem arasındaki açıdır, Şekil 2.16 da Kaster açısı, tekerleğin doğrultu kararlılığının sağlanması için kullanılır.



Şekil 2.16. Kaster açısı [3]

**2.3.4. Toe-in (Kapanıklık)** Tekerleklerin yatay izdüşümleri paralel değil, bir miktar öne doğru kapanıktır, Şekil 2.17 Toe-in, tekerleklerin hareketi esnasında direksiyon sistemindeki deformasyonlar ve yatma açısı sebebiyle, tekerleklerin birbirinden açılma durumunu ifade eder.



**Şekil 2.17.** Toe in [3]

### 3. YANAL SAPMANIN ÖNEMİ ve YANAL SAPMA KONTROL SİSTEMLERİ

Tasıt güvenliğini sağlamak amacıyla son yıllarda otomobil üreticileri tarafından özellikle savrulma, kayma ve devrilme güvenliğini sağlamak üzere taşıt denge kontrol sistemleri geliştirilmiş ve bunlar değişik marka ve isimler altında ticarileştirilmişlerdir. Savrulma ve kaymayı önleyen denge kontrol sistemlerinden genel olarak yanal sapma kontrol sistemleri olarak söz edilmektedir. Devrilmeyi önleyen denge kontrol sistemleri ise aktif yalpa denge kontrol sistemleri olarak bilinir. Entegre bir denge kontrol sistemi ise, yanal sapma dengesi ve yalpa denge kontrol sistemlerinin her ikisini birden içerebilir.

#### 3.1. Yanal Taşıt Hareketinin Kinematik Modeli

Önceden belirlenecek belli kabullerin yapılmasıyla; aracın yanal sapma hareketinin kinematik bir modeli geliştirilebilir. Böyle bir model, hareketi etkileyen kuvvetleri göz önünde bulundurmaksızın aracın hareketinin matematiksel bir tanımını sağlayabilir. Hareket denklemleri sistemi oluşturan geometrik ilişkiler temelinde oluşturulabilir.

Şekilde, taşıtın bir bisiklet modeli ele alınmıştır: (Wang ve Qi,2001). Bisiklet modelinde, sol ve sağ ön tekerlekler A noktasında tek bir tekerlek ile gösterilir. Benzer olarak arka tekerlekler B noktasında tek bir merkezi tekerlek ile gösterilir. Ön ve arka tekerlekler için direksiyon yönlendirme açıları sırasıyla  $\delta_f$  ve  $\delta_r$  ile simgelenir. Model ön ve arka tekerlekler çıkarılmış farzedilerek yürütülebilir. Arka yönlendirme açısı, sadece ön tekerlek yönlendirme açısı  $\delta_r$  için 0 olarak kullanılabilir. Aracın ağırlık merkezi C noktasıdır. Aracın ağırlık merkezinden A ve B noktalarının uzaklığı  $l_f$  ve  $l_r$  dir. Aracın aks mesafesi  $L = l_f + l_r$  dir.

Araç düzlemsel harekete sahip farz edilir. Aracın hareketini tanımlamak için 3 koordinat gereklidir: X,Y ve  $\psi$  ( $= r$ ).  $r$ , aracın yönelimini tanımlarken, aracın ağırlık merkezinin yerinin koordinatları (X,Y) dir. Aracın ağırlık merkezinde hız V ile simgelenir ve aracın doğrusal eksenine bir  $\beta$  açısı yapar.



Burada yanal kuvvet hızın karesinden büyük olmamak üzere değişir ve düşük hızlarda küçüktür. Yanal kuvvetler küçük olduğu zaman; her bir tekerlekteki hız vektörünün tekerleğin yönü ile aynı olarak farz edilmesi son derece kabul edilebilir bir durumdur. O noktası, taşıtın dönme merkezidir. O noktası; dönen iki tekerleğin yönelimlerine dik çizilen AO ve BO doğrularının kesişimi ile tanımlanır. Aracın izlediği yolun yarıçapı olan R dönme merkezi O ile ağırlık merkezi C yi birleştiren OC doğrusunun uzunluğu ile tanımlanır. Aracın doğrusal eksenine göre ağırlık merkezindeki hızının yönü, aracın kayma açısı  $\beta$  olarak isimlendirilir.  $\Psi$  açısı aracın yanal sapma açısı olarak isimlendirilir. Araç için yönlendirme açısı  $\gamma = \beta + \Psi$  dir. OCA üçgenine sinüs kuralı uygulanırsa;

$$\frac{\sin(\delta r - \beta)}{lf} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta r\right)}{R} \quad (3.2)$$

OCB üçgenine sinüs kuralı uygulanırsa;

$$\frac{\sin(\beta - \delta r)}{lr} = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta r\right)}{R} \quad (3.3)$$

Birinci ve ikinci denklemden;

$$\frac{\sin(\delta r) \cdot \cos(\beta) - \sin(\beta) \cdot \cos(\delta r)}{lf} = \frac{\cos(\delta r)}{R} \quad (3.4)$$

$$\frac{\cos(\delta r) \cdot \sin(\beta) - \cos(\beta) \cdot \sin(\delta r)}{lr} = \frac{\cos(\delta r)}{R} \quad (3.5)$$

3.4. eşitliğin her iki tarafı aşağıdaki ifade ile çarpılırsa;

$$\frac{lf}{\cos(\delta r)} \quad (3.6)$$

$$\tan(\delta_f) \cdot \cos(\beta) - \sin(\beta) = \frac{I_f}{R} \quad (3.7)$$

denklemleri elde edilir. 3.5. eşitliğinin her iki tarafı aşağıdaki ifade ile çarpılırsa;

$$\frac{I_r}{\cos(\delta_r)} \quad (3.8)$$

$$\sin(\beta) - \tan(\delta_r) \cdot \cos(\beta) = \frac{I_r}{R} \quad (3.9)$$

denklemleri elde edilir. 3.7.ve 3.8. denklemlerinden

$$\{\tan(\delta_f) - \tan(\delta_r)\} \cos(\beta) = \frac{I_f + I_r}{R} \quad (3.10)$$

elde edilir.

Aracın izlediği yolun yarıçapının yavaşça değiştiğini kabul edecek olursak; aracın yanal sapma değişim hızı (yani  $r'$ ) aracın açılma hızına eşit olmak zorundadır. Aracın açılma hızı  $V/R$  olduğundan ;

$$\dot{r} = \frac{V}{R} \quad (3.11)$$

olur. 3.10 ve 3.11 denklemleri yeniden

$$\dot{r} = \frac{V \cdot \cos(\beta)}{I_f + I_r} (\tan(\delta_f) - \tan(\delta_r)) \quad (3.12)$$

olarak yazılabilir. Böylece taşıtın tüm hareket denklemleri aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\dot{x} = V \cdot \cos(\psi + \beta) \quad (3.13)$$

$$\dot{y} = V \cdot \sin(\psi + \beta) \quad (3.14)$$

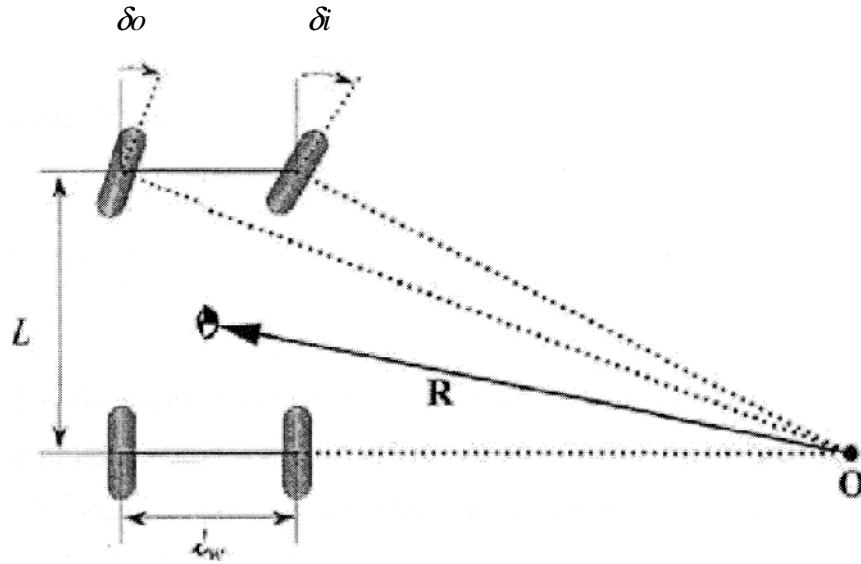
$$\dot{r} = \frac{V \cdot \cos(\beta)}{I_f + I_r} \cdot (\tan(\delta_f) - \tan(\delta_r)) \quad (3.15)$$

Bu model için üç tane girdi vardır, bunlar  $\delta_f$ ,  $\delta_r$  ve  $V$  dir.  $V$  hızı bir dış değişkendir ve zamanla değişen bir fonksiyon olarak farz edilebilir veya doğrusal bir araç modelinden elde edilebilir.

Yanal kayma açısı  $\beta$ ,  $I_r$  ile 3.7 denkleminin çarpımından çıkan sonuçtan  $I_f$  ile 3.8 denkleminin çarpımının çıkarılmasıyla elde edilir.

$$\beta = \tan^{-1} \left[ \frac{I_f \cdot \tan(\delta_r) + I_r \cdot \tan(\delta_f)}{I_f + I_r} \right] \quad (3.16)$$

Burada, "bisiklet" modelindeki kabuller üzerine bir ilave yapmakta fayda vardır: Sağ ve sol ön tekerleklerin her ikisi birden bisiklet modeli içinde bir tane ön tekerlek ile temsil edilir. Buna göre sağ ve sol tekerlek yönlendirme açıları genelde eşit olacaktır ama bu tamamen doğru da değildir. Çünkü, bu tekerleklerin her birinin izlediği yolun yarıçapı farklıdır. Şekildeki gibi ön tekerleklerinden yönlendirilen bir taşıt düşünelim:



**Şekil 3.2.** Ackerman dönüş geometrisi [6]

Araç iz genişliği  $l_w$ ,  $\delta_o$  ve  $\delta_i$  de sırasıyla dış ve içteki yönlendirme açıları olsun. Dingil açıklığı (aks mesafesi)  $L=L_f + L_r$ ,  $R$  yarıçapı ile karşılaştırıldığında daha küçüktür. Eğer

kayma açısı  $\beta$  küçükse, denklem ;

$$\frac{r}{V} \approx \frac{1}{R} = \frac{\delta}{L} \quad (3.17)$$

veya

$$\delta = \frac{L}{R} \quad (3.18)$$

olabilir. İç ve dış tekerleklerdeki açının farklı olması nedeniyle

$$\delta_o = \frac{L}{R + \frac{I_w}{2}} \quad (3.19)$$

$$\delta_i = \frac{L}{R - \frac{I_w}{2}} \quad (3.20)$$

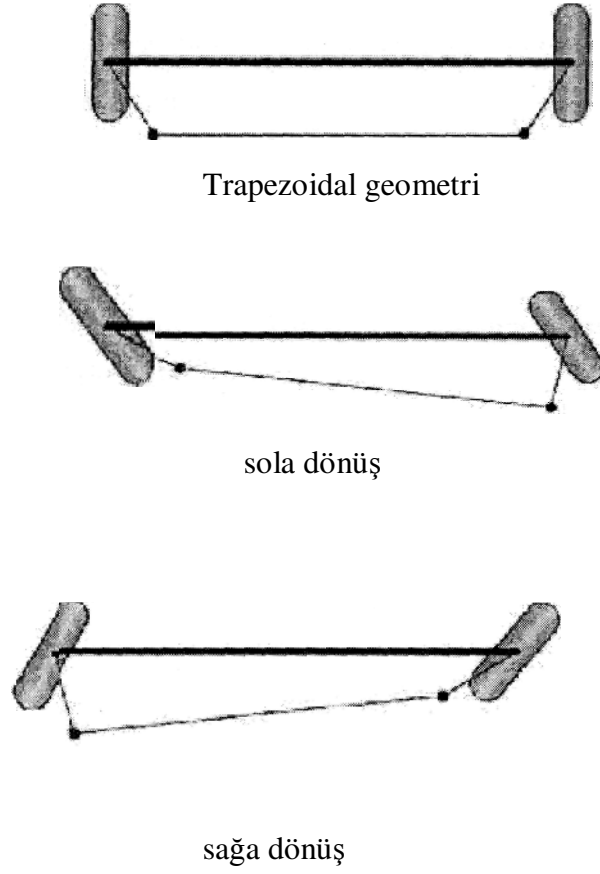
denklemleri elde edilir. Ön tekerlek yönlendirme açısının ortalaması aşağıdaki gibi verilebilir.

$$\delta = \frac{\delta_o + \delta_i}{2} \cong \frac{L}{R} \quad (3.21)$$

$\delta_o$  ve  $\delta_i$  arasındaki fark;

$$\delta_i - \delta_o = \frac{L}{R^2} \cdot I_w = \delta^2 \frac{I_w}{L} \quad (3.22)$$

Böylece, iki ön tekerleğin yönlendirme açılarındaki farklılık ortalama yönlendirme açısının karesi ile orantılıdır. Böyle farklı bir yönlendirme, şekilde gösterildiği gibi yamuk (trapezoidal) bir rottan (bağlama çubuğundan) ele alınabilir. Sağ ve sol dönüşler için şekilden görülebileceği gibi, içteki tekerlek daima daha büyük bir direksiyon yönlendirme açısıyla döner.



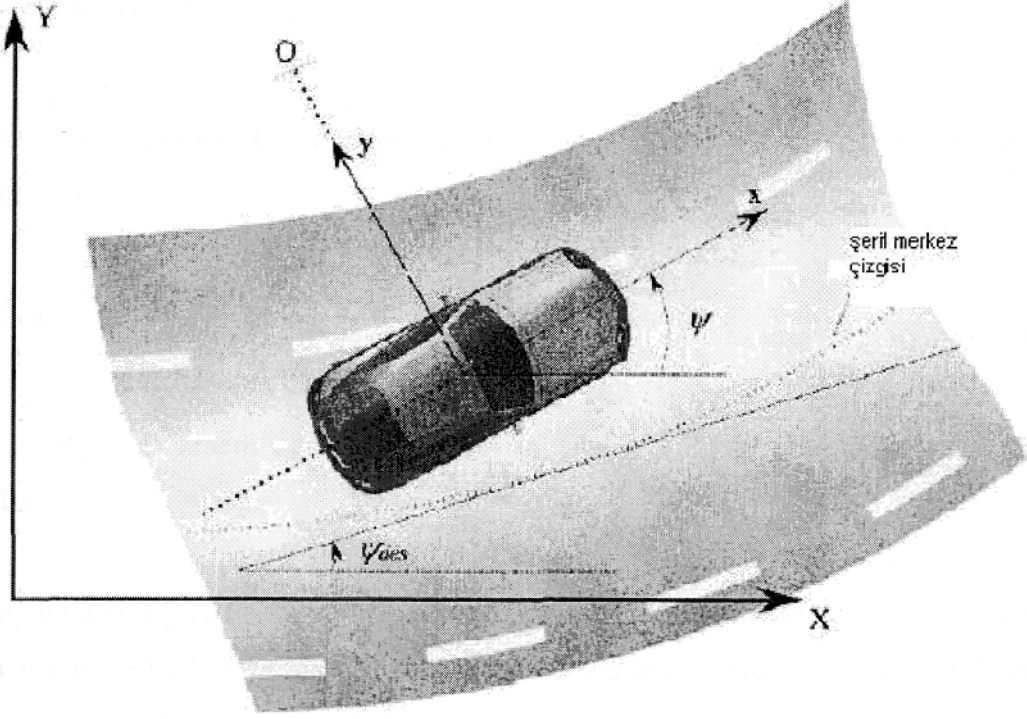
**Şekil 3.3.** Bir yamuk (trapezoidal) bağlama çubuğundan farklı yönlendirmeler [6]

### 3.2. Yanal Taşıt Dinamiğinde Bisiklet Modeli

Düşük hızlar için kabul edilmiş bir varsayım olan "her bir tekerleğin hız vektörü, o tekerleğin yönüyle aynıdır" kuralı, yüksek hızlarda geçerli olamaz. Bu durumda; kinematik bir model yerine, taşıtın yanal hareketi için dinamik bir model geliştirilmelidir. İki serbestlik dereceli bir aracın bisiklet modeli şekil 3.4 da gösterildiği gibidir. İki serbestlik dereceli araç, yanal sapma açısı  $\psi$  ve araç yanal pozisyonu  $y$  ile gösterilir.

Araç yanal pozisyonu O noktasındaki aracın dönme merkezine doğru aracın yanal eksenini boyunca ölçülür. Araç yanal sapma açısı  $\psi$ , küresel X eksenine göre ölçülür. Ağırlık merkezinde aracın doğrusal hızı  $U$  ile gösterilir.  $\psi_{des}$ , araçta istenen yanal sapma açısıdır.

$U/R$  ile tanımlanır.



Şekil 3.4. Yanal taşıt dinamiği [6]

Bisiklet modeline göre;

y eksenini boyunca hareket için Newton'un ikinci kanunu uygulanırsa:

$$m \cdot a_y = F_{yf} + F_{yr} \quad (3.23)$$

Burada

$$a_y = \left( \frac{d^2 y}{dt^2} \right)_{\text{ataletsel}} \quad (3.24)$$

$a_y$ , y ekseninin ağırlık merkezinde aracın ataletsel ivmesidir.  $F_{yf}$  ve  $F_{yr}$  sırasıyla ön ve arka tekerleklerin yanall kuvvetleridir.  $a_y$  ivmesi iki terimden oluşur:  $V_x \dot{\psi}$  merkezci ivme ve y eksenini boyunca oluşan hareket yüzünden oluşan  $V \dot{\psi}$  ivmesi. Bundan dolayı;

$$a_y = \dot{V} + U \cdot r \quad (3.25)$$

Aracın yanal öteleme hareketi için (3.24) ve (3.26) deki denklemlerden oluşan hareket denklemi aşağıdaki gibi ele alınabilir.

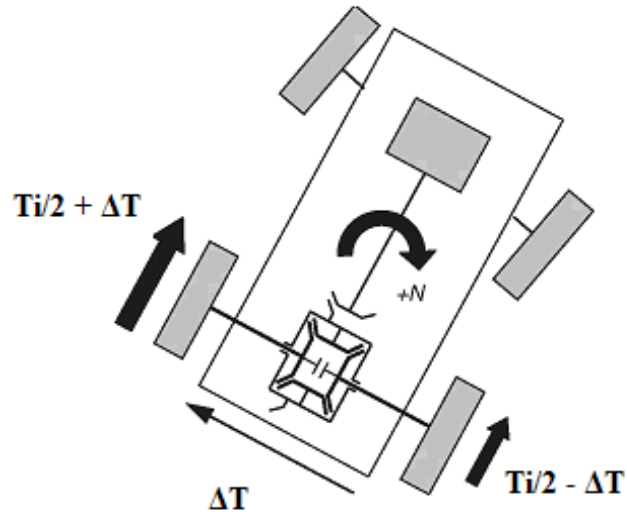
$$m(\dot{V} + U.r) = F_{yf} + F_{yr} \quad (3.26)$$

Z eksenini etrafındaki moment dengesi, yanal sapma dinamiğinin denklemini ortaya çıkarır:

$$I_z \cdot \dot{r} = l_f \cdot F_{yf} - l_r \cdot F_{yr} + \frac{t}{2} \cdot F_{xl} - \frac{t}{2} \cdot F_{xr} \quad (3.27)$$

Burada  $l_f$  ve  $l_r$  aracın ağırlık merkezinden sırasıyla ön tekerleğin ve arka tekerleğin mesafeleridir.  $F_{xl}$ , sol arka tekerlek doğrusal kuvveti,  $F_{xr}$ , sağ arka tekerlek doğrusal kuvvetidir.

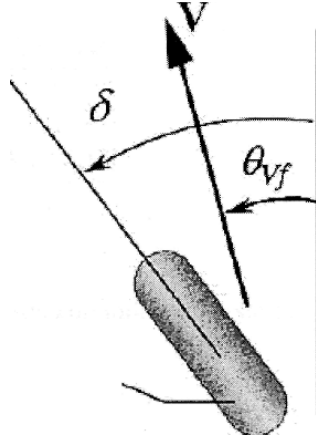
Bir lastiğin  $F_{yf}$  ve  $F_{yr}$  yanal lastik kuvvetleri, küçük kayma açıları için kayma açısıyla orantılıdır. Lastiğin kayma açısı, lastik ve tekerleğin hız vektörü arasındaki açı olarak tanımlanır.



**Şekil 3.5.** Pozitif tork transferi ile oluşturulan yanal sapma momenti [7]

Şekil 3.6'ya göre ön tekerleğin kayma açısı:

$$\alpha_f = \delta - \theta_{vf} \quad (3.28)$$



Doğrusal Eksen

**Şekil 3.6.** Lastik kayma açısı [6]

$$\alpha_r = -\theta_{vr} \quad (3.29)$$

Denklem 2.22 'e göre taşıtın ön tekerlekleri için yanal kuvvet:

$$F_{yf} = 2.c_{\alpha f} . \alpha_f \quad (3.30)$$

(3.28) nolu denklem (3.30) nolu denklemde yerine yazılırsa;

$$F_{yf} = 2.c_{\alpha f} (\delta - \theta_{vf}) \quad (3.31)$$

Burada oransal sabit  $C_{\alpha f}$  ön tekerleğin viraj alma sertlik sabiti olarak tanımlanır.  $\theta_{vf}$  taşıtın doğrusal eksen ile yaptığı hız vektörünün açısıdır ve  $\delta = \delta_f$  ön tekerlek yönlendirme açısıdır.

Denklem 2.2 'e göre taşıtın arka tekerlekleri için yanal kuvvet:

$$F_{yr} = 2.c_{\alpha r} . \alpha_r \quad (3.32)$$

(3.29) nolu denklem (3.32) nolu denklemde yerine yazılırsa;

$$F_{yr} = 2.c_{ar}(-\theta_{vr}) \quad (3.33)$$

Burada  $C_{ar}$  arka tekerleğin viraj alma sertlik sabitidir.  $\theta_{vr}$  arka tekerlek hız açısıdır.

$$\tan(\theta_{vf}) = \frac{V + \ell_f \cdot r}{U} \quad (3.34)$$

$$\tan(\theta_{vr}) = \frac{V + \ell_r \cdot r}{U} \quad (3.35)$$

Küçük açılarda kullanılan yaklaşımlar ve  $V = \dot{y}$  kullanımı ile;

$$\theta_{vf} = \frac{\dot{y} + \ell_f \cdot r}{U} \quad (3.36)$$

$$\theta_{vr} = \frac{\dot{y} + \ell_r \cdot r}{U} \quad (3.37)$$

Hareket denklemlerinde yanal kuvvetler şu şekilde tanımlanabilir:

$$F_{yf} = c_{af} \left( \delta - \frac{V + \ell_f \cdot r}{U} \right) \quad (3.38)$$

$$F_{yr} = c_{ar} \left( \frac{-V + \ell_r \cdot r}{U} \right) \quad (3.39)$$

Doğrusal kuvvetler ise şu şekilde tanımlanır:

$$F_{x\ell} = \frac{T_i}{r_r} + \frac{\Delta T}{r_r} \quad (3.40)$$

$$F_{xr} = \frac{T_i}{r_r} - \frac{\Delta T}{r_r} \quad (3.41)$$

Burada  $T_i$ , giriş torku,  $\Delta T$ , arka tekerlekler arasında transfer edilen tork,  $r_r$  ise viraj yarıçapıdır.

Elde edilen denklemler, (3.27) nolu denklemde yerine koyulduğunda, aracın yanal sapma hareketini tanımlayan denklem ortaya çıkar:

$$N = I_z \cdot \dot{r} = \left( \frac{-l_f \cdot c_{\alpha f} + l_r \cdot c_{\alpha r}}{U} \right) V + \left( \frac{-l_f^2 \cdot c_{\alpha f} - l_r^2 \cdot c_{\alpha r}}{U} \right) r + l_f \cdot c_{\alpha f} \cdot \delta + \frac{t}{r_r} \cdot \Delta T \quad (3.42)$$

Bu denklemden, yanal tork transferinin aracın yanal sapma oranını etkilediği anlaşılmaktadır. Dolayısıyla, bu denklemi referans alarak yapılacak bir algoritma, kilitli diferansiyel ve aktif diferansiyelde gerçekleşebilen tork transferinin yanal sapma olayına etkisini ortaya koyacaktır.

### 3.3. Yol Açısının Göz Önüne Alınması

Yol açısının etkisi denklemlerde dikkate alınır (3.27) denklemi aşağıdaki gibi yeniden düzenlenebilir.

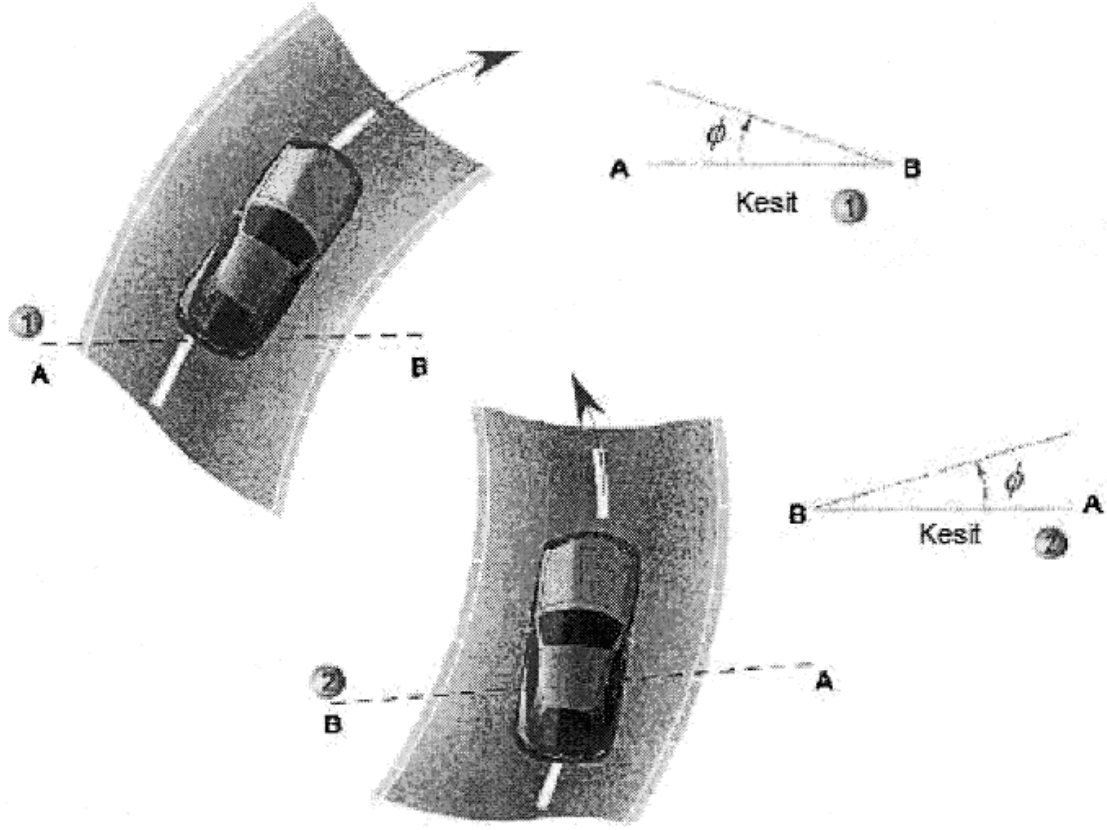
$$m(\dot{V} + U \cdot r) = F_{yf} + F_{yr} + F_{bank} \quad (3.43)$$

Burada  $F_{bank} = mg \sin(\varphi)$  ve  $\varphi$  şekil 3.7 de gösterildiği gibi yol açısıdır.

Aracın yanal sapma dinamikleri yol açısından etkilenmez. Bundan dolayı 2.28 denklemi yol açısı etkisi dahil edilse dahi aynı kalır.

### 3.4. Yüksek Kayma Açılarında Yanal Tekerlek Kuvvetleri

Düşük kayma açısı değerlerinde kabul edilen yanal tekerlek kuvvetlerinin kayma açısıyla orantılı olduğu kuralı yüksek kayma açısı değerlerinde geçerli değildir. Bu gibi durumlarda yanal tekerlek kuvveti; kayma açısı, Normal tekerlek yükü  $F$ , tekerlekle yol arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu$  ve simültane şekilde üretilen doğrusal tekerlek kuvvetinin büyüklüğüne bağlıdır. Büyük kayma açılarında, tekerlek modeli artık doğrusal olmayacaktır.



Şekil 3.7. Yol açısı [6]

### 3.5. Elektronik Kararlılık Kontrolü

Aracın sınırlarda tutunma davranışı yüzünden yanal sapma kontrol sistemlerinin gelişimi, nominal davranıştan tamamen farklıdır. Tutunmanın sınırlarında kayma açısı yüksektir ve meydana gelen yüksek direksiyon yönlendirme açılarındaki değişiklikler yanal sapma momentinin duyarlılığını azaltır. Büyük kayma açılarındaki yönlendirme açısının değişimi, aracın yanal sapma oranında çok küçük değişiklikler yaratır. Bu değişiklik daha düşük frekanslarda yanal sapma oranı davranışından çok farklıdır. Kuru yollarda araç manevra kabiliyeti on dereceden daha büyük kayma açılarındaki kaybolur. Araç karlı yoldayken, araç manevra kabiliyeti dört derece gibi düşük kayma açılarındaki kaybolur (Van Zanten, 1996).

Araç davranışının yukarıdaki değişiklikleri nedeniyle, sürücüler yol ile tekerlek arasındaki fiziksel tutunmanın sınırlarında sürüşte zorlanırlar (Forster, 1991, Van Zanten, et. al., 1996). Birincisi, sürücü sürtünme katsayısı değişimini genellikle fark etmez ve aracın güvenlik payı hakkında bir fikir sahibi değildir. İkincisi, tutunmanın sınırına erişilirse ve araç patinaj yaparsa, sürücü bir sürpriz ile karşılaşır ve genellikle yanlış bir yola sapar ve çok fazla direksiyon çevirir. Üçüncü olarak, trafik nedeniyle sürücü bu davranışı azaltmaya ihtiyaç duyar. Yanal sapma kontrol sistemi, aracın kuru yol şartlarındaki normal davranışından saptasını azaltmak için ve meydana gelen büyük kayma açılarından sakınmak için ipuçları alır.

### 3.6. Otomotiv Üreticileri Tarafından Geliştirilen Sistemler

Birçok şirket simülasyonlar yoluyla ve prototip deneysel araçlar üzerinde yanal sapma kontrol sistemlerini araştırmış ve geliştirmiştir. Bu sapma kontrol sistemlerinin bazıları üretilen taşıtlar üzerinde ticari nitelik kazanmıştır. Örneğin BMW DSC3 (Leffler, et. al., 1998) yi, Mercedes ESP yi 1995 de , Chevrolet C5 Corvette Aktif yol tutuş sistemini 1997 de (Hoffman, et. al., 1998) tanıtmıştır.

Otomotiv üreticileri yanal sapma denge kontrol sistemleri için farklı isimler kullanırlar. Bu VSA (vehicle stability assist-araç denge yardımcısı), VDC (vehicle dynamics control-araç dinamikleri kontrolü), VSC (vehicle stability control-araç denge kontrolü), ESP (electronic stability program-elektronik denge programı), ESC (electronic stability control-

elektronik denge kontrolü) ve DYC (direct yaw control-doğrudan yanal sapma kontrolü) dir.

### 3.7. Yanal Sistemlerde Ticari Gelişmeler

Amerika Birleşik Devletleri'nde yapılan araştırmalara göre şerit değiştirmenin %39 ile kaza nedenleri arasında başta geleni olduğu görülmüştür. Bu bağlamda otomotiv endüstrisi, güvenliği arttırmak üzere üç ana çeşit "Yanal Sistem" içerisinde geliştirmiştir. Bunlar; Şerit De-ęistirme Uyarı Sistemleri (LDWS), Şerit Koruma Sistemleri (LKS) ve **Yanal Sapma** kontrol sistemleri olarak ifade edilmektedirler. Bu konular üzerinde önemli miktarda araştırma da ayrıca üniversiteler tarafından da yürütölmektedir.

### 3.8. Yanal Sapma Kontrol Sistemleri

Son yıllarda değişik otomotiv üreticileri tarafından; taşıtın savrulma ve kaymasını önlemeye yönelik taşıt denge kontrol sistemleri geliştirilmiş ve bunlar değişik marka ve isimler altında ticarileştirilmişlerdir. Bu gibi denge kontrol sistemlerinden genellikle yanal sapma kontrol sistemleri veya elektronik denge kontrol sistemleri olarak söz edilmektedir.

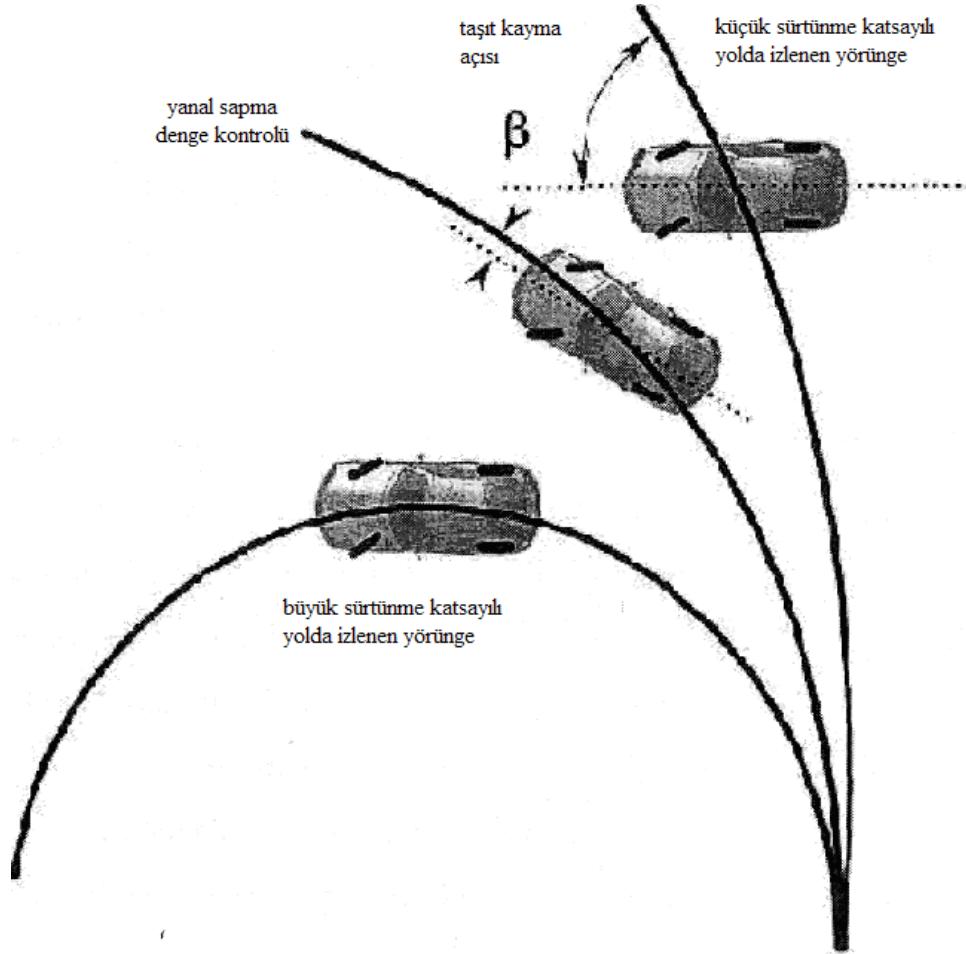
Şekil 3.8, bir yanal sapma kontrol sisteminin çalışma prensibini gösterir. Bu şekilde en alttaki eğri; eğer yol kuruysa ve lastik-yol arasındaki sürtünme katsayısı yüksekse, sürücünün sisteme verdiği yönlendirme girdisine cevaben oluşan yörüngeyi göstermektedir. Sürtünme katsayısının yüksek olması nedeniyle virajda taşıtın virajı dönebilmesi için gereken yanal kuvvet sağlanabilir. Sürtünme katsayısı küçük veya araç hızı çok yüksekse; taşıt sürücü tarafından yönlendirmeye sağlanması gereken nominal hareketi sağlayamaz.

Şekil 3.8. de daha üstteki eğrinin gösterdiği gibi taşıt, daha büyük yarıçaplı (daha küçük) bir yörünge üzerinde seyahat eder. Yanal sapma kontrol sisteminin fonksiyonu sürücü tarafından beklenen nominal hareket için taşıtın yanal sapma hızını mümkün olduğu kadar düzenlemektir. Eğer sürtünme katsayısı çok küçükse; başarısız nominal yanal sapma hızı yüksek sürtünme katsayılı bir yol yüzeyinde başarılabilir. Bu durumda, yanal sapma kontrol sistemi, mevcut yanal sapma hızı, beklenen (istenen) nominal yanal sapma hızına yaklaştırılarak kısmen başarılabilir. (Şekil 3.8. de ortadaki eğri ile gösterilen durum).

Son yıllarda bir çok otomotiv firması gerçekleştirdikleri modelleme çalışmalarını ve buna bağlı

olarak ürettikleri prototipler üzerinde elde edilen deneysel veriler sonucunda taşıtların yanal sapmalarını kontrol amacıyla temel olarak 119 çeşit denge kontrol sistemi öngörmüşler ve bunlar günümüz taşıtlarında uygulama sahası bulmuştur:

- a) Yanal sapma momentini kontrol etmek üzere taşıtın sağ ve sol tekerleği arasında farklı frenleme uygulamak üzere ABS fren sisteminin kullanıldığı **Bağımsız-Frenleme Sistemleri**
- b) Sürücünün direksiyondan verdiği yönlendirme açısını girdisini modifiye eden ve tekerleklere yansıyan yönlendirme açısını düzelten **Elektronik Direksiyon Sistemi (Steer by Wire )**
- c) Her bir tekerleğe dağıtılan tahrik momentini ayarlayarak hem çekiş hem de yanal sapma momentinin aktif olarak kontrolünü sağlayan, aktif diferansiyellerin ve tam zamanlı dört tekerden tahrikli taşıtların kullandığı **Aktif Tork Dağıtım Sistemleri**



**Şekil 3.8.** Yanal denge kontrol sisteminin çalışma prensibi [6]

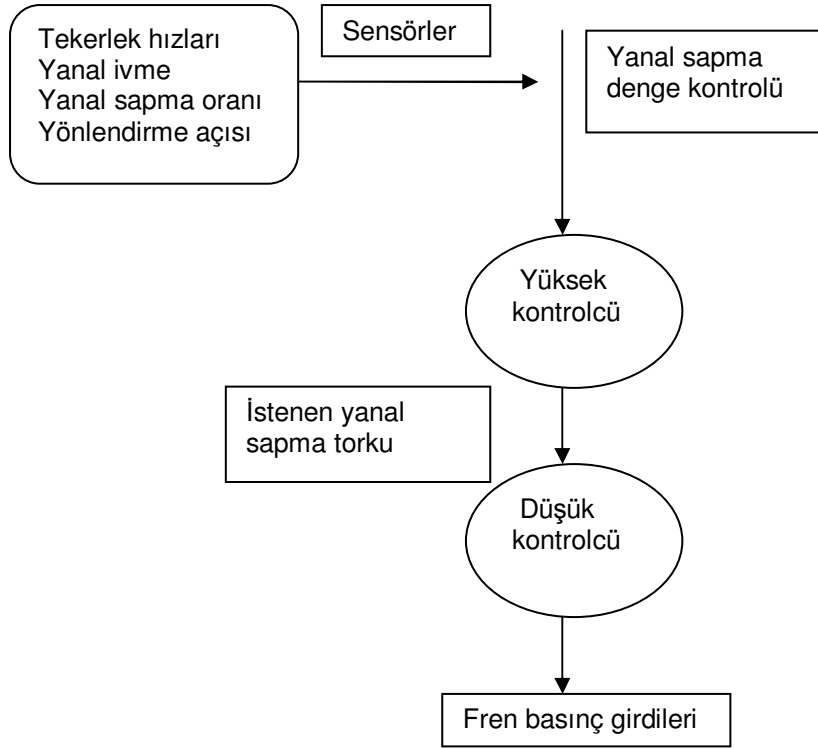
Günümüze dek farklı frenleme sistemleri, araştırmacılar tarafından en çok ele alınan sistemler oldu ve üretilen bir çok araç üzerinde bu sistemler denendi. Elektronik direksiyon sistemleri (Steer-by-wire) genellikle akademik çevrelerce ele alındı. Aktif tork dağıtım sistemleri ise özellikle son yıllarda dikkatle ele alınmaya başlandı ve muhtemelen gelecekte üretilecek araçların bir çoğunda kullanılacaktır.

### **3.8.1. Bağımsız Frenleme Sistemleri**

Farklı frenleme sistemlerinde yararlanılan hidrolik esaslı selenoid modülatör dört tekerlekte fren basıncını değiştirmek için kullanılır. Sağ tekerlekler ile karşılaştırıldığında sol tekerleklerde fren basıncının artışı ile yaratılan farklı frenleme saat yönünün tersi yönde bir sapma momenti üretir. Aynı şekilde sol tekerlekler ile karşılaştırıldığında sağ tekerleklerde fren basıncının artması saat yönünde bir sapma momenti yaratır. Tipik bir farklı frenleme sistemi ile kullanılan sensör dört tekerlek hızı için bir sapma sensörü, bir direksiyon açısı sensörü, bir yanal ivme ölçer ve fren basınç sensöründen oluşur.

#### **3.8.1.1. Kontrol Yapısı**

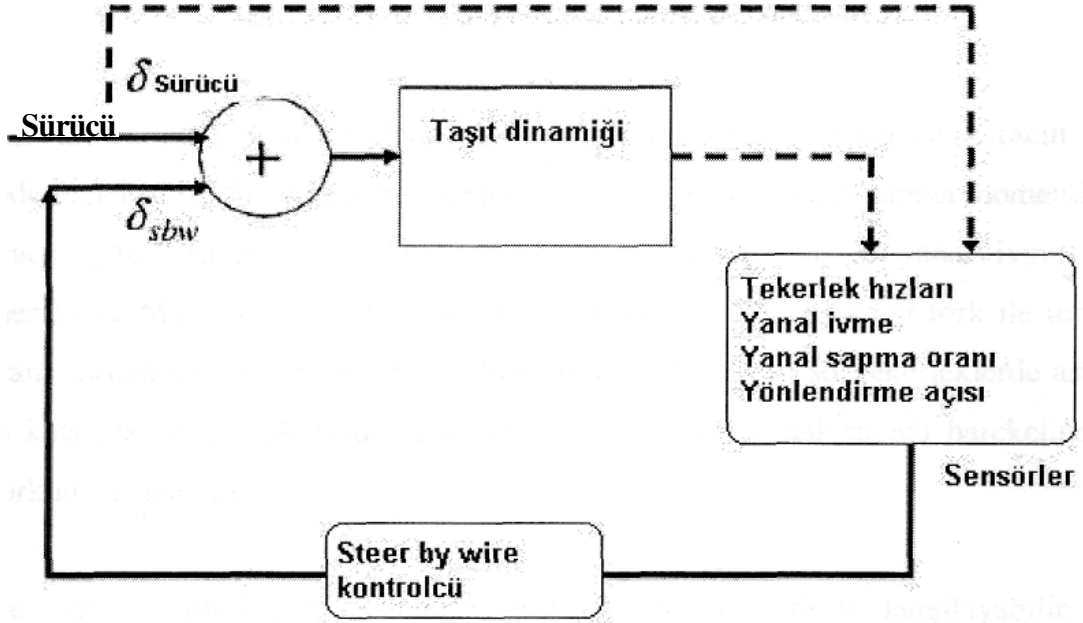
Sapma denge kontrol sistemi için kontrol yapısı şekil 3.9 da gösterilir. Yüksek düzenleyici sapma denge kontrolünü sağlaması nesnelir ve sapma torkunun değerim istenilen şekilde yönetilebileceğini kabul eder. Bunun için direksiyon açısı sensörü, bir yanal açı sensörü, bir sapma oranı sensörü ve bir tekerlek hız sensörünün ölçümleri kullanılır. Kullanılan bu ölçümler ve alt bölümlerde açıklana bir kontrol kanunu sapma torkunun istenilen değerini hesaplar. Yüksek kontrolcü ile yönetilen sapma torkunun istenilen değerini sağlayan daha düşük kontrolcü farklı frenleme sisteminden doğrusunu alır. Daha düşük kontrolcüler tekerleğin dönmeli dinamiğini sağlar ve araç için istenilen sapma torkunu sağlamak için dört tekerleğin her birinde frenleme basıncını kontrol eder.



**Şekil 3.9.** Elektronik denge kontrol sisteminin yapısı [6]

### 3.8.2. Steer-By-Wire Sistemler

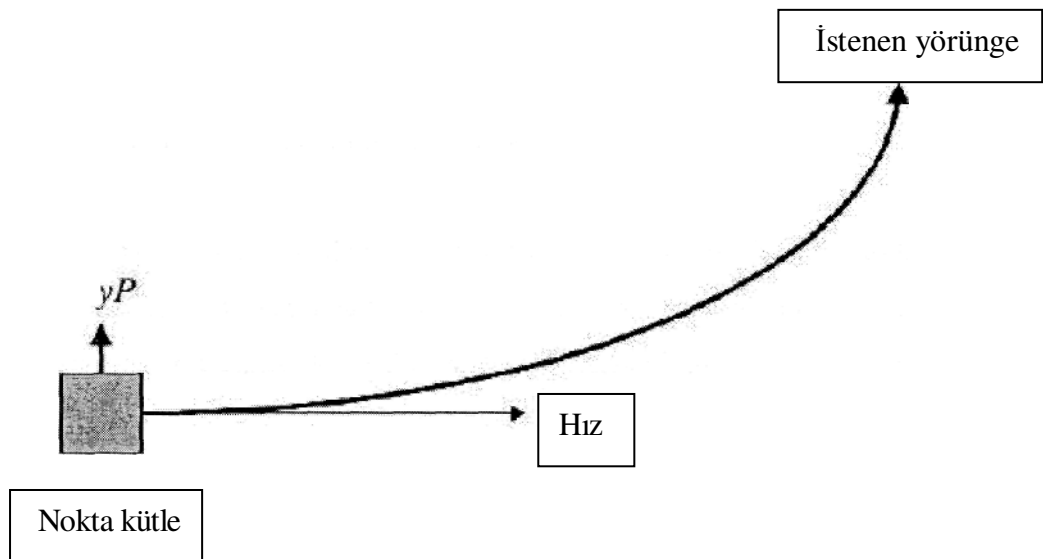
Sepma denge kontrolü için bir steer-by-wire sisteminin kullanımı ön tekerlek direksiyon açısına iki bileşimin bir toplamı olarak karar verilir. Bir bileşim direksiyon tekerlek açısı üzerinden sürücü tarafından doğrudan karar verilir. Diğer birleşim şekil 3.14 de görüldüğü z:bi steer-by-wire kontrolcü tarafından kararlaştırılır. Diğer bir deyişle steer-by-wire kontrolcü kayma kontrolü veya kaymayı önlemeyi sağlamak için sürücünün direksiyon emrini jeğıştirir. Sürücü tarafından istenilen yolu takip etmek için aracın cevabına müdahale etmez. Araç denge kontrolü için steer-by-wire sistemleri üzerine önemli bir çalışma Ackermann ve Tadımcıları tarafından belgelenmiştir. Araçlarda ön tekerlek için steer-by-wire kontrol sistemin özeti alt kısımda Ackermann tarafından tasarlanmıştır. 1997).



Şekil 3.10. Steer-by-wire denge kontrol sisteminin yapısı [6]

### 3.8.2.1. Yanal İvme İçin Çıktı Seçimi

Ackermann'ın tanımladığı gibi (1997), sürücünün ilk görevi yolun takibidir. Sürücünün takip etmek istediği yol şekil 3.11 te gösterildiği gibidir. (m kütlesi tek nokta olarak düşünülebilir). Sürücü takip etmek istediği yola teğet kalmak ve aracın hız vektörünü yeniden doğruya çekmek için M kütlesine istediği yanal bir  $a_{yp}$  ivmesini uygular.



Şekil 3.11. Sürücünün takip etmesi gereken yol [6]

Sürücünün ikinci görevi rahatsızlık azaltmaktır. Bu görevin sonuçları aracın sapma hareketinde ikinci serbestlik derecesine sahiptir.  $I_z$  aracın ataleti; yanal sapma momentine izin verir. Aracın yanal sapma oranı sadece sürücü tarafından istenen yanal ivme  $a_{yp}$  ile tetiklenmez birde  $M_zD$  rahatsız edici tork ile tetiklenir.  $a_{yp}$  rahatsız edici tork ile tetiklenen sapma oranı sürücü tarafından tetiklenir. Bununla birlikte sağ ve sol tekerleklerde asimetrik sürtünme katsayısı ve patlak lastik gibi bozucu etkiler bir yanal sapma hareketinde  $M_zD$  bozucu torkuna neden olmaz.

Genellikle, sürücü direksiyon yönlendirmesi ile bozucu torku karşılayabilir. Bunu önleyememesi ve beklenmedik sapmaların bozucu etkilerinin ölçülmemesi sürücü için zor bir görevdir. Bu yüzden reaksiyon muhtemelen geciktirilir. Çoğu zaman sürücü bu durumun farkına varır ve özel müdahaleye ihtiyaç duyar.

Ackermann(1997) steer-by-wire elektronik denge kontrol sistemi (ESC) bozucu etkileri azaltma görevini yerine getirmek için dizayn edilmiştir. Bu dizayn ile sürücü takip edilen yollzerinde yoğunlaşabilir. Bunun için takip edilen yol dinamiğini etkilemeksizin ikinci bozucuyu azaltmak gerekir. Sapma oranı  $r$  için otomatik kontrol sistemi sürücün takip etmek zorunda olduğu yola müdahale etmemelidir. Bu kontrol sistemi terimi içinde, sapma oranı  $r$  nin anlamı yanal ivme  $a_y$  den görünebilir. Sapma oranı dinamikleri yanal ivme  $a_{yp}$  ye bağlı olarak devam edecektir. Sadece takip edilecek yolu sürücü kontrol edebilir. Bu yüzden araç bir yolu takip etmek için bir sapma oranına sahip olmalıdır. Bununla birlikte, sapma oranı  $a_{yp}$  ile sürücü tarafından sadece dolaylı olarak yürütülür. Sürücü sadece  $a_{yp}$  ile doğrudan ilgilidir. Ama her sapma oram  $a_{yp}$  yanal ivmenin etkisi olmaksızın otomatik direksiyon kontrol sisteminin bozucu etkilerini azaltmasına neden olur. Bu bağlam güçlü usule sahiptir. Özellikle bu yol yüzey şartları ve araç hızı bakımından güçlüdür.

Yukarıdaki tartışmadan, yanal ivme üzerinde yanal sapma oranının etkisini uzaklaştırmak için harekete geçirme kesindir. Cevaplanan diğer soru 'aracın hangi noktası yanal ivme çıkışı olarak kullanılmalıdır. Araç üzerinde bir P noktasındaki yanal ivme aşağıdaki gibi verilir.

$$a_{yp} = a_{ycg} + \ell_p \cdot \dot{r} \quad (3.44)$$

Burada  $a_{ycg}$  aracın ağırlık merkezindeki yanal ivmedir ve  $\ell_p$  aracın ağırlık merkezinin

önündeki P noktasının doğrusal mesafesidir.

$$a_{y_{cg}} = \frac{F_{yf} + F_{yr}}{m} \quad (3.45)$$

$$a_{yp} = \frac{1}{m}(F_{yf} + F_{yr}) + \ell_p \cdot \dot{r} \quad (3.46)$$

$$a_{yp} = \frac{1}{m}(F_{yf} + F_{yr}) + \ell_p \frac{1}{I_z}(\ell_f \cdot F_{yf} - \ell_r \cdot F_{yr}) \quad (3.47)$$

$$a_{yp} = F_{yf} \left( \frac{1}{m} + \frac{\ell_p \cdot \ell_f}{I_z} \right) + F_{yr} \left( \frac{1}{m} - \frac{\ell_p \cdot \ell_r}{I_z} \right) \quad (3.48)$$

Çıktının seçimi olarak

$$\ell_p = \frac{I_z}{m \cdot \ell_r} \quad (3.49)$$

Yanal ivmenin çıkış pozisyonunun bu seçimi arka yanal tekerlek kuvvetinin bağımsız ivmeyi sağlar.

(2.48) ve (2.49) denklemlerinden hareketle;

$$a_{yp} = F_{yf} \left( \frac{1}{m} + \frac{\ell_f}{m \cdot \ell_r} \right) \quad (3.50)$$

$$a_{yp} = F_{yf} \left( \frac{\ell_r + \ell_f}{m \cdot \ell_r} \right) = \frac{L}{m \cdot \ell_r} F_{yf} \quad (3.51)$$

elde edilir.

### 3.8.3. Bağımsız Bütün Tekerleklere Tork Dağıtımı

#### 3.8.3.1. Klasik Dört Tekerlekten Tahrikli Sistemler

Dört tekerlekten tahrikli sistem, torku dört tekerleğe de nakleder. Buna sürüş sisteminin çeşidi ile değil frenleme ile karar verilir. Dört tekerden tahrikli sistemin çalışmasını mümkün kılan bileşenler ön ve arka akslarda farklıdır. Ön tekerlekteki veya arka tekerlekteki bu fark, farklı hızlarda dönme için sağ ve sol tekerleklere izin verir. Bu, dış tekerleklerin bir dairede daha büyük açı ile ve daha hızlı dönmesi için gereklidir. Bu rota, torkun arka ve ön akslara nakline neden olur. Dizayna bağlı olarak transfer durumu ön ve arka akslara torkun eşit miktarda olmasını sağlar veya ön ve arka akslara torku oranlayabilir. Ön ve arkaya torku transfer etmekte kullanılan diferansiyel *merkezi diferansiyel* olarak adlandırılır.

Dört tekerlekli sürüş sisteminde, dört tekerlekten tahrik (4WD) kullanımda olduğu anda ön ve arka şaftlar kilitlenir. Bununla beraber, iki aks aynı hızla dönme zorundadır. Dört tekerlekten tahrikli sistemler, tam zamanlı veya yarı zamanlı olabilen sistemlerdir. Dört tekerlekten tahrikli yarı zamanlı sürüş sisteminde, sürücü kol veya anahtar kullanarak 4 veya 2 tekerlekten tahrik ile çalışmayı tercih edebilir. Sürücü 2WD ile 4WD arasında kendi isteğine göre geçiş yapabilir. Kuru yollarda düzenli olarak 2 tekerlekle sürüşün kullanımına, kaygan yüzeylerde ise 4 tekerlekle sürüşün kullanımına izin verilmesi ile daha fazla çekiş gücü sağlanabilir.

Bununla beraber, sofistike sistemlerde özel sürüş şartları sırasında bir tekerleğin kaymaya başlaması sırasında bile 4WD anahtar sisteminin yazılımı kullanılır. Tam zamanlı bir 4 tekerlek sürüş sistemi all- wheeldrive (AWD) sistemi olarak da bilinir.

#### 3.8.3.2. Bir Diferansiyel Kullanımı İle Sağ Ve Sol Tekerlekler Arasında Tork Transferi

Klasik bir diferansiyel, sağ ve sol tekerleklerin bir sürüş ekseninde farklı hızlarda dönmelerine izin verir. Bu aracın dönüşü için gereklidir. Klasik bir diferansiyel *açık diferansiyel* olarak da adlandırılır.

Açık diferansiyelin gelişmiş kilitli diferansiyeldir. Kilitli bir diferansiyelle, sürücü sağ ve sol tekerlekleri bir anahtar ile kilitleyerek birlikte çalıştırabilir. İki tekerlekten biri kayan bir

yüzey üzerindeyse, diğer tekerlek hala yeterli tork alabilir ve doğrusal çekme kuvvetini sağlayabilir. Böylece kilitli bir diferansiyel, kayan yüzeylerde daha iyi çekiş gücü sağlar ve sürücü tarafından gerektiği zaman kullanılabilir.

Diferansiyelin başka bir çeşidi sınırlı kaymalı diferansiyeldir (LSD). Sınırlı kaymalı diferansiyelde, bir kavrama sağ ve sol tekerlekleri kilitler. Anca başlangıçta, bazı kaymalara izin verir. Taşıtın dönüşü sırasında iç ve dış tekerleklerin farklı hızlarda kaymalarına izin verir.

Sağ ve sol tekerleğe tork nakletme oranına kesin olarak diferansiyelin tipi tarafından karar verilir. Bir açık diferansiyel, torku tekerleklere daima eşit dağıtır. Kilitli bir diferansiyelde her iki tekerleğin hızı eşittir ve sistemin bir araya gelmesi ile her iki tekerlekten toplam tork alınır. Sınırlı kaymalı diferansiyelde daha yavaş tekerleğe daha fazla tork transfer olabilir. Daha yavaş tekerlek için bu tork artışının eşit olması için LSD içinde kavrama kullanımı gereklidir.

### **3.8.3.3. Bütün Tekerleklere Tork Transferi İçin Aktif Kontrol**

Bütün tekerlek sürüş sistemlerinin esası, bağımsız olarak dört tekerleğin her birine tork transfer etmenin kontrol edilebilmesidir. Çift kavramalı çapraz diferansiyeller son yıllarda otomotiv endüstrisinde geliştirilmiştir. Burada aktif kontrol sisteminin gereği olarak tork iç ve dış tekerleklere farklı oranlarda nakledilir. (Sawase and Sano, 1999).

Ön ve arka tekerlekler arasındaki tork transferi, transfer durumu içerisinde merkezi diferansiyel kullanılarak aktif olarak kontrol edilebilir. Sapma denge kontrolü ve çekiş, dört tekerleğin her biri için sürüş torkunun transferi bağımsızca kontrol edilerek başarabilmiştir. Sapma denge kontrolü, frenlerin diferansiyel aktivasyonu gerekmeksizin bir aracın ivmelenmesi sırasında yapılabilir. Bunun sonucu olarak ivme net bir şekilde azalır.

### ➤ **Bağımsız Frenleme**

Aracın yavaşlamasına neden olur ve taşıt ivmelenme sırasında kullanılırsa istenen doğrusal cevabı sağlamayabilir.

### ➤ **Kontrollü Sınırlı Kaymalı Diferansiyel**

Sadece daha hızlı tekerlekten daha yavaş tekerleğe tork transfer ettiği için, dış taraftaki hızlı olan tekerleklerin torkunu arttıramaz. İç taraftaki yavaş olan tekerleklerin torkunu arttırabilir.

### ➤ **Çift Kavramalı Tork Transfer Diferansiyel**

Taşıttın ivmesini azaltmadan iki tekerlekten birine tork transfer eder.

Yukarıda gösterilen yanal sapma denge kontrol sistemlerinin üç farklı tipi, araç ivmelenmesi sırasında kullanılır.

Çift kavramalı bir sınırlı kaymalı diferansiyel, sağ ve sol tekerlekler arasında sürüş torkunun her oranına izin verecek şekilde Sawase ve Sano tarafından tanımlanmıştır (1999). Takip eden denklemler çift kavramalı bir aktif diferansiyel ile her bir tekerleğe tork transfer etmekte kullanılabilir. Kavrama torkunun kontrol edilmesi ile, sağ ve sol tekerleklere transfer edilen torkun oranı kontrol edilebilir.

Her bir tekerleğin torkunu bağımsızca kontrol etmenin en iyi yolu, ön ve arka tekerleğin her birinin çift kavramalı bir tork transfer diferansiyelinden oluşan bir sistem ile kontrol edilmesidir. Dört tekerlekten çekişte, transfer durumu merkezi bir diferansiyel ile donatılır. Buna rağmen, ağır ve pahalı bedeller, bu düzenlemeyi çekici olmayan bir seçenek yapabilir. Bir çift kavramalı tork transfer diferansiyeli ve bir merkezi diferansiyel kullanmak bir alternatif olabilir. Sawase ve Sano (1999) nin analizleri arka tekerleklerde bir tork transfer diferansiyelini gösterir. Buna ek olarak merkezi bir diferansiyel uygun bir seçenektir.

Sawase and Sano (1999) nin analiz sonuçları, bağımsız frenleme ve tork transferinin yararlarını gösterir.

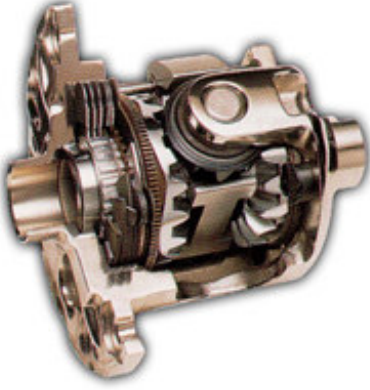
Bu kısımda, yanal sapma denge kontrol sistemlerinin üç tipi; bağımsız frenleme temelli sistemler, steer-by-wire sistemler ve bağımsız tork kontrol sistemleri incelenmiştir:

Bu bölümün büyük bir kısmı, bağımsız frenleme esaslı sistemler üzerine odaklanmıştır. Bir hiyerarşi kontrol yapısında bir üst kontrolcü istenen yanal sapma torkuna karar verir ve alt kontrolcü istenen yanal sapma torkunu sağlar. Sürücünün direksiyon açısı girişi ile tekerlek ile yol arasında sürtünme şartlarının ölçümü, aracın bir hedef kayma açısı ve bir hedef yanal sapma oranına karar vermek için kullanılır.

Sapma denge kontrol sistemi için steer-by-wire nin bir dizaynı, Ackerman'ın çalışmasını esas alarak sunulmuştur. Ön tekerlek direksiyon açısına steer-by-wire kontrol sinyali ile karar verilir. Böylece aracın yanal sapma oranının verdiği rahatsızlık steer -by-wire kontrolcü ile karşılanıyorken, sürücü takip ettiği yola konsantre olabilir.

Çift kavmalı bir tork transfer diferansiyeli, dört tekerleğe sağlanan torkun oranını kontrol etmek için kullanılabilir. Bu sapma denge kontrol sistemi için bir kontrol mekanizması olarak kullanılabilir. Bir farklı frenleme temelli sistem ile karşılaştırıldığında, bir tork kontrol sisteminin kullanımı sapma denge kontrolü sırasında yavaşlamamayı sağlar.

## 4. DİFERANSİYEL MEKANİZMASI



Şekil 4.1 Diferansiyel [12]

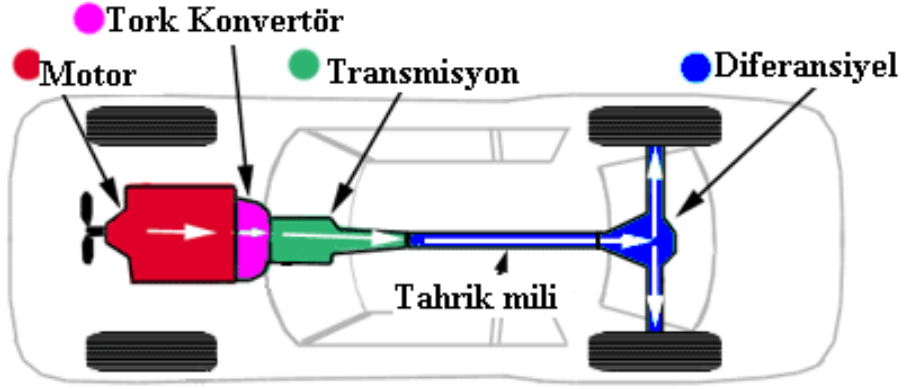
### 4.1. Diferansiyel

Bir taşıt viraja girdiğinde, tüm tekerlekler farklı bir hızla dönme eğilimi gösterirler. Dönüş esnasında viraja göre içerde kalan tekerlekler, dışarıdakilerden daha kısa bir mesafe kat ederler. Daha kısa mesafe kat eden tekerlekler, daha yavaş hızda yol alırlar. Tahrik edilmeyen tekerlekler bağımsız olarak dönerler. (Arka tekerleklerden çekişli taşıtlarda ön tekerlekler, ön tekerleklerden çekişli taşıtlarda arka tekerlekler) Ancak tahrik edilen tekerlekler birbirine bağlıdır. Motordan aktarma organları vasıtasıyla iletilen güç, tahrik tekerleklerinin her ikisini de döndürebilir. Tekerleklerin dönebilmesi için bu gücün dağıtımını gereklidir. Gücü tekerlekten tekerleğe aktaran ve dönüşlerdeki hareket farklılığını sağlayan düzeneğe diferansiyel dişli kutusu adı verilir.

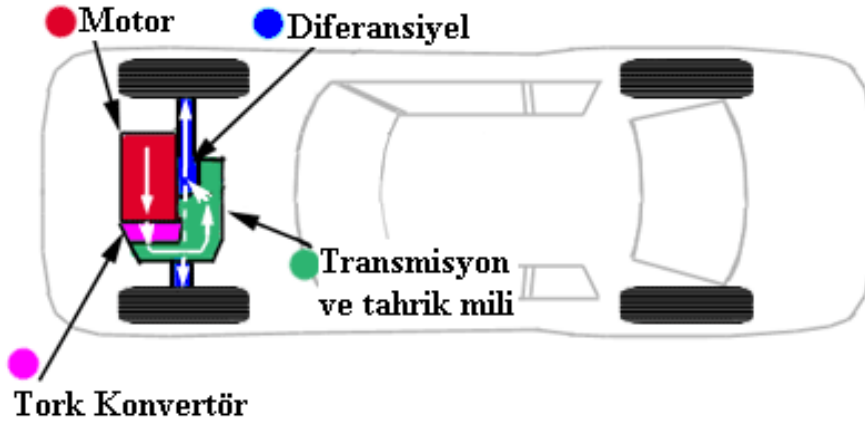
Arka tekerleklerden çekişli taşıt, diferansiyeli arka aks üzerinde bulunan, ön tekerleklerden çekişli taşıt ise diferansiyeli ön aks üzerinde bulunan taşıt anlamına gelir. Bunların yanı sıra tüm tekerleklerden çekişli taşıtlar da bulunmaktadır.

Tam zamanlı dört tekerlekten çekişli araçlar, her çift tekerlek arasında bir diferansiyele ihtiyaç duyar. Ayrıca, ön ve arka set tekerlekler arasında bir diferansiyele daha ihtiyaç duyarlar. Çünkü ön tekerlekler, dönüş sırasında arka tekerleklerden daha farklı bir mesafe kat ederler.

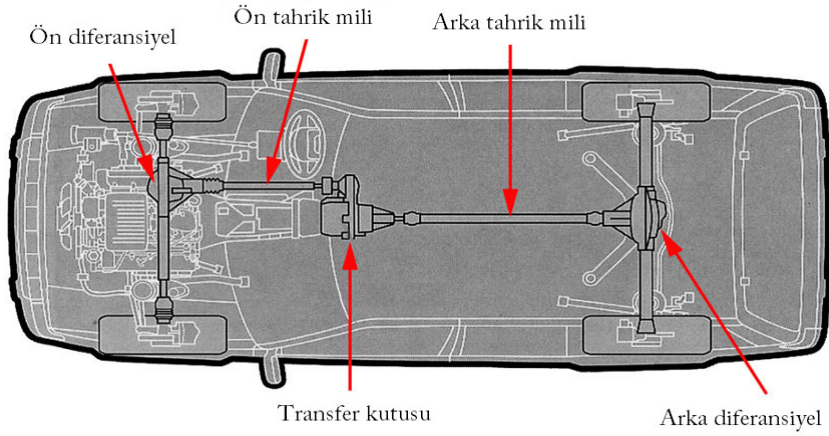
Yarı zamanlı dört tekerlekten çekişli araçlarda ön ve arka tekerlekler arasında bir orta diferansiyel yoktur. Bunun yerine, ön ve arka tekerlekler aynı ortalama hızda dönebilmek için beraber kilitlenirler. Bu nedenle, yarı zamanlı dört tekerlekten çekişli taşıtlar, virajlarda zorlanırlar.



Şekil 4.2 Arka tekerlekten tahrikli taşıt [13]



Şekil 4.3 Ön tekerlekten tahrikli taşıt [13]



Şekil 4.4 Dört tekerlekten tahrikli taşıt [14]

## 4.2. Diferansiyel ve Çekiş Gücü

Tekerleklerle ne kadar tork uygulanabileceğini belirleyen iki faktör vardır. Bunlar, donanım ve çekiş gücüdür. Kuru yolda çekiş gücü yüksektir. Tekerleklerle uygulanan tork miktarı, motor ve vites tarafından sınırlanır. Buzda sürüş gibi düşük çekiş gücü durumlarında, tork miktarı tekerleğin bu koşullarda kaymasına sebep olmayacak en büyük miktarla sınırlanır. Taşıt daha fazla tork üretebilmesine rağmen, bu torku yere aktarmak için yeterli çekiş gücüne ihtiyaç vardır. Tekerlekler kaymaya başladıktan sonra taşıtın hızlandırılmaya çalışılması sadece tekerleklerin daha hızlı kaymasına yani patinaj yapmasına neden olur.

Maksimum tork miktarı, tekerleklerin bulunduğu koşullarda kaymasına sebep olmayacak en büyük miktarla sınırlanır. Eğer iyi çekiş gücü durumundaki tekerlekler, buzlu ve kaygan zemin gibi düşük çekiş gücü durumunda seyreden tekerleğe uygulanabilecek şekilde çok küçük miktar tork alırsa, taşıt hareket etmekte zorlanır. Eğer ön tekerleklerden ve arka tekerleklerden birinin yerle teması kesilirse, tekerlekler havada dönecek ve hareket iletimi kesilecektir.

Bu problemlerin çözümü için LSD (sınırlı kaymalı diferansiyel) ve kilitli diferansiyel sistemleri geliştirilmiştir.

## 4.3. Diferansiyel Dişli Kutusu

### Düz Seyir Durumu:

Düz seyir halinde mahrutiden hareket alan ayna dişli, diferansiyel dişli kutusunu döndürür. Kutunun içinde bulunan istavroz dişlileri ile aks dişlileri kutu ile birlikte dönerler. Bu dişliler kendi eksenleri etrafında dönemezler.

Kardan milinin arka akslara ileteceği hareket, mahruti dişlisi aracılığı ile arka köprüde bulunan diferansiyele ulaşır. Konik yapıdaki ayna dişli, aracın eksenini boyunca olan döndürme hareketinin açısını  $90^\circ$  değiştirerek arka akslara itilmesini sağlar. Mahruti dişlisi ile sürekli kavrama halinde olan diğer konik dişli ayna dişlisidir. Ayna dişlisi gerek çap gerekse diş sayısı bakımından mahruti dişliden büyüktür. Aralarındaki hareket iletim oranı araca göre değişmekle beraber 5:1 e kadar çıkabilir. Bu nedenle, transmisyondan gelen döndürme kuvveti daha da arttırılarak arka akslara iletilir. Şüphesiz momentteki artmaya bağlı olarak

devirde düşme meydana gelir, diğer bir deyişle ayna mahrutu üzerinde bir redüksiyon sağlanır. Mahrutu, diferansiyel dişli kutusunun taşıyıcı muhafazası içinde yataklanır. Ayna dişlisi ise diferansiyel dişli kutusuna ya cıvatalarla ya da perçinlerle bağlıdır. Kutu bu şekliyle muhafaza içinde yataklanmıştır. Mahrutu dişlisi, ayna dişlisini döndürdüğü zaman kutuyu da beraberinde döndürür.

Diferansiyel dişli kutusu ve arka akslar arka köprü içindedirler. Arka köprünün ortadan yanlara uzanan ve akslar için muhafazalık görevi yapan iki kovanı vardır. Bunlara aks kovanı denir. Her kovanın içinde birer aks vardır. Aksların dış uçlarına tekerlekler bağlanmıştır. Aksların tekerleklere bağlanan uçları flanşlıdır. Diferansiyel dişli kutusunun içinde kalan uçlarında ise birer konik aks dişlisi bulunur.

Konik aks dişlileri akslara frezelidir ve kutuya bağlı değildir. İstavroz mili kutu ile birlikte döner. Diferansiyel dişli kutusu dönmeye başlayınca istavrozlar aks dişlilerini kutu ile birlikte döndürmeye başlarlar. Konik aks dişlileri iç frezeleri ile akslara geçmiş durumdadırlar; dış tarafları ise diferansiyel dişli kutusunun içinde yataklanmışlardır. Ancak, kutu dönerken aks dişlileri kutu ile birlikte dönmezler Aks dişlilerinin kutu ile dönmeleri için başka şartlar gereklidir. Diferansiyel dişli kutusunun içinde istavroz adı verilen dişliler iki veya dört tanedir. İstavroz dişlileri istavroz adı verilen bir çatalın üzerinde yataklanırlar. İstavroz ise kutuya geçmiş ve kutu ile birlikte dönecek şekilde yataklanmıştır.

Şekil 4.5 de konik aks dişlileri aksların ucuna yerleştirilmiş olarak diferansiyel dişli kutusunun içinde gösterilmiştir. Kutu komple olarak aks kovanı içinde yanlarda bulunan iki yatak aracılığı ile yataklanmıştır. Bu şekilde kutu döndürüldüğü zaman aksların dönmeyeceği görülür. Kutunun üzerine ayna dişlisi bağlanır. Ayna dişlisi olmadan kutunun döndürülmesi mümkün değildir. Resimde flanş şeklinde gösterilen kısma ayna dişlisi cıvatalanır. Ayna dişli ise hareketini kardan milinin arkasına bağlı bulunan mahrutu dişliden alır. İstavroz dişlileri kutunun içinde istavrozun üzerindedir.

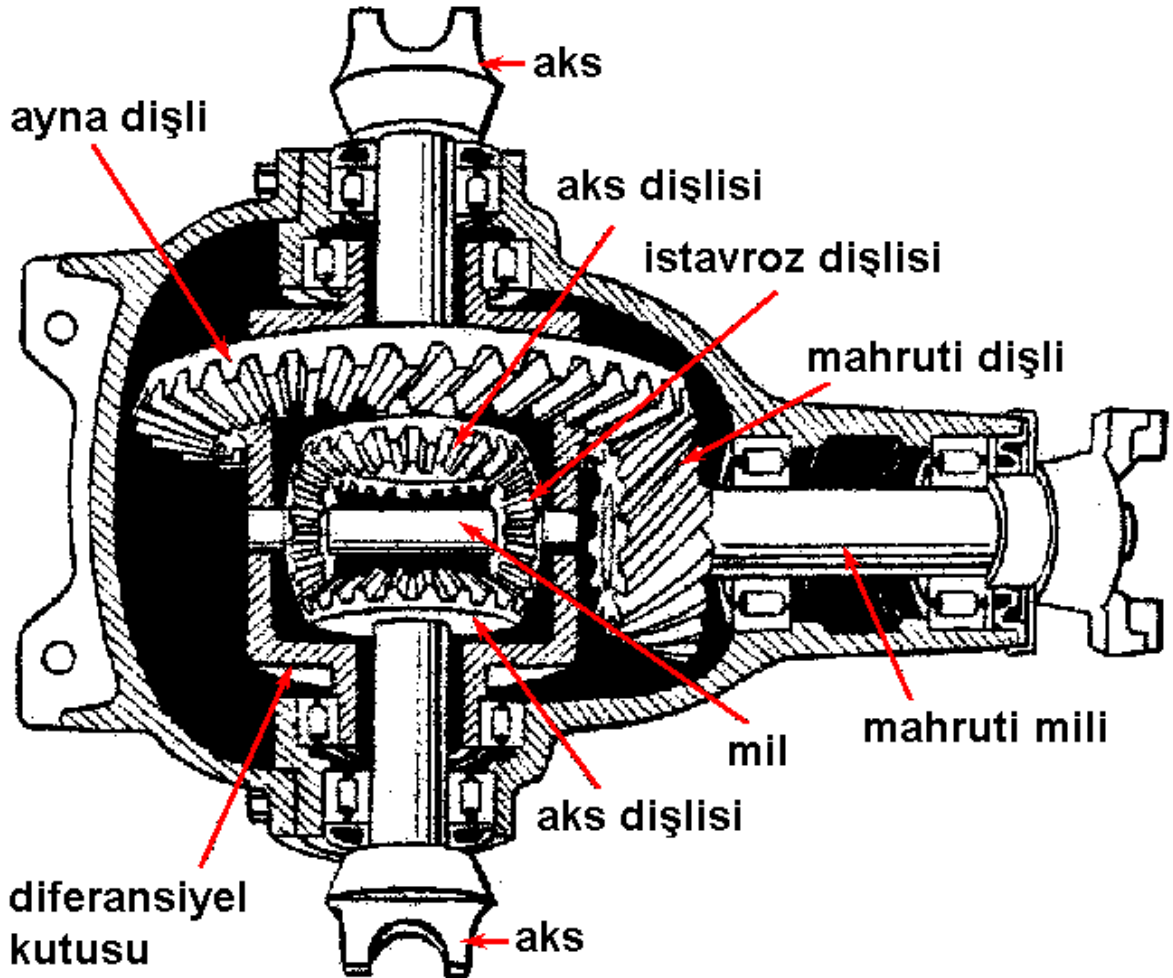
Kardan mili mahrutiyi döndürünce, mahrutu dişlisi de kavramış olduğu ayna dişlisini döndürecektir. Ayna dişlisi ise cıvatalarla bağlı olduğu kutuyu ve kutuya bağlı bulunan istavroz çatalını döndürmeye başlar. İstavroz çatalının üzerinde bulunan istavroz dişlileri bu durumda sadece ve doğrudan doğruya kutu ile birlikte giderler, kendi eksenleri etrafında dönmezler.

İstavroz dişlileri kendi eksenleri etrafında dönmedikleri sürece istavroz dişlileri ile sürekli kavrama durumunda bulunan aks dişlileri de kendi eksenleri etrafında dönemezler. Şu halde mahrutu dişlisinden ayna üzerinden kutuya ulaşan hareket olduğu gibi akslara geçer. Diğer bir ifade ile kutu bir bütün halinde içindeki dişlilerle birlikte kilitlemiş ve yekpare duruma gelmiş gibi döner ve akslar da bu hareketi tekerleklere iletirler.

Buraya kadar açıklanan durum düz yolda seyir durumudur. Düz yolda tekerlekler aynı açısal hızlarda dönerler.  $W_1$  ve  $W_2$  tekerlek açısal hızlarını,  $\lambda$ , ayna dişlisinin açısal hızını göstermek üzere;

$$W_1=W_2=2*W=2\lambda \quad W=\lambda \quad (4.1)$$

İdeal koşullarda (düz yolda), herhangi bir sapma veya dönüş yapılmayan sürüşlerde, diferansiyel harekete ihtiyaç yoktur. Bu bakımdan diferansiyel dişli kutusuna da gerek yoktur.



Şekil 4.5 Diferansiyel dişli kutusu [3]

### **Virajda Seyir Durumu:**

Araç bir virajı alırken ya da virajı almak üzere dönmeye başlarken, aracın dış tarafta kalan tekerleği daha hızlı dönmek zorunda kalır. Çünkü dış tekerleğin daha uzun bir yol kat etmesi gerekir. Dış tarafta kalan tekerleğin daha hızlı dönerek daha uzun bir mesafeyi kat etmeye çalışması, bu tekerleğe ait aksın, dolayısı ile aks dişlisinin de daha hızlı dönmesi demektir. Bu durumda tekerleği daha hızlı döndürecek olan aks dişlisidir.

Aracın viraja girmesi ile birlikte iç tarafta kalan tekerleğe binen yük ve dış tarafta kalan tekerleğin daha büyük bir mesafeyi kat etmeye zorlanması, iç aks dişlisinin yavaşlamasına neden olur. Bir an için keskin bir virajı alan aracın iç tarafta kalan tekerleğinin durduğu kabul edilirse, bu durumda diferansiyel dişli kutusunun içinde bulunan iç tekerleğin aks dişlisi sabit kalacaktır. Aks dişlisi sabit kalınca, ayna ile birlikte dönmekte olan istavroz dişlileri sabit aks dişlisi üzerinde yuvarlanma hareketine geçerek kendi eksenleri etrafında dönmeye başlarlar. İstavroz dişlileri bu çalışmaları ile hem ayna tarafından döndürülen kutu ile birlikte, kutunun ekseni etrafında, hem de sabit aks dişlisinin etrafında yuvarlanarak dönerler. İstavroz dişlilerinin kendi eksenleri etrafında dönmeleri, kendileriyle kavrama halinde bulunan dış tekerlek aks dişlisinin daha hızlı dönmesini sağlar. Çünkü dış tekerlek aks dişlisi hem diferansiyel dişli kutusu ile hem de istavrozların verdiği hareketle kendi ekseni etrafında dönmeye başlar. Eğer belirtildiği gibi içte kalan tekerlek tamamen sabit kalırsa dış tekerlek eskisine oranla iki kat hızla döner. Bunun nedeni, dişlinin kutu ile birlikte bir tur yapmasına ek olarak istavrozla verdiği bir turu da yapmasıdır.

Araç düz yolda gitmekteyken, diferansiyel dişli kutusunda istavroz dişlisi iki aks dişlisini birlikte götürmektedir. Bir bakıma istavroz dişlisi bir kama gibi iki dişlinin arasına sıkışıp iki dişliyi birbirine kilitlemiştir. Dişliler eksenleri etrafında dönmemektedir.

Araç viraja girdiğinde, viraja göre iç tarafta kalan tekerlek yavaşlar. İçteki tekerleğin yavaşlaması oranında dıştaki hızlı dönmeye başlar. Bu farklı devirlerin sağlanması diferansiyel hareketin sonucudur. Diferansiyel hareket diferansiyel dişli kutusunda sağlanır. Diferansiyel dişli kutusu her hız değişikliğine göre kendisini ayarlayabilir. Bu bakımdan tekerleğin birinin kaybettiği devir, diğeri tarafından kazanılır. Böylece virajda rahat bir dönüş sağlanır ve aracın tekerlekleri üzerindeki aşırı sürtünme eğilimleri ortadan kalkar.

Viraja girildiğinde iki istavroz dişli de dönmeye başlar. Dış aks dişli, içtekenden daha hızlı döner. İstavroz dişli kendi ekseni etrafında dönmeye başlar ve daha hızlı dönmesi gereken dış

tekerlek hızı ne kadar artarsa iç tekerlek de o kadar yavaşlar. Yani toplam hız her zaman sabittir.

$$W_2 - \lambda = (W_1 - \lambda)$$

$$W_1 + W_2 = 2\lambda \quad (4.2)$$

Bu denklem diferansiyel temel açısal hız ilişkisini de açıkça ortaya koymaktadır. Yani iki tekerleğin açısal hızlarının toplamı ayna dişlisinin açısal hızının iki katıdır ve bu her zaman sabittir.

Tekerleklerden biri buzda ise:  $W_1=0$  ve dolayısıyla  $W_2=2\lambda$  dır. Yani tahrik tekerleklerinden biri durursa ya da bir şekilde dönmez ise diğer tekerlek ayna dişlisinin açısal hızının iki katı hızda döner.

Tahrik tekerlekleri bir kriko vasıtası ile kaldırılırsa ve motor çalışmıyor halde iken tekerleklerden biri döndürülürse,  $\lambda =0$  olur ve dolayısıyla da bu durumda diferansiyel temel açısal hız ilişkisinden  $W_1 = -W_2$  olacağı görülmektedir. Yani farklı yönlerde aynı açısal hızlar ile dönme meydana gelmektedir.

Açıklanan çalışma, standart bir diferansiyel dişli kutusunun çalışmasıdır. Bu diferansiyel dişli kutusunda tekerleklerden biri patinaja geçip tam kayma yaparsa patinaj yapmayan tekerlek olduğu yerde kalır. Patinaj yapan tekerlek iki katı hızla döner. Bu durumda diferansiyel dişli kutusunda meydana gelen çalışma şöyledir: Mahruti ayna dişlisini ve ayna dişlisi de kutuyu döndürmektedir. Kutunun içinde bulunan istavroz dişlileri sabit kalan aks dişlileri etrafında yuvarlanırlar ve bu hareketlerini patinaj yapan tekerleğin aks dişlisine iletirler. Böylece patinaja geçen tekerlek büyük bir hızla dönmesine devam eder.

#### 4.4. Diferansiyel Çeşitleri

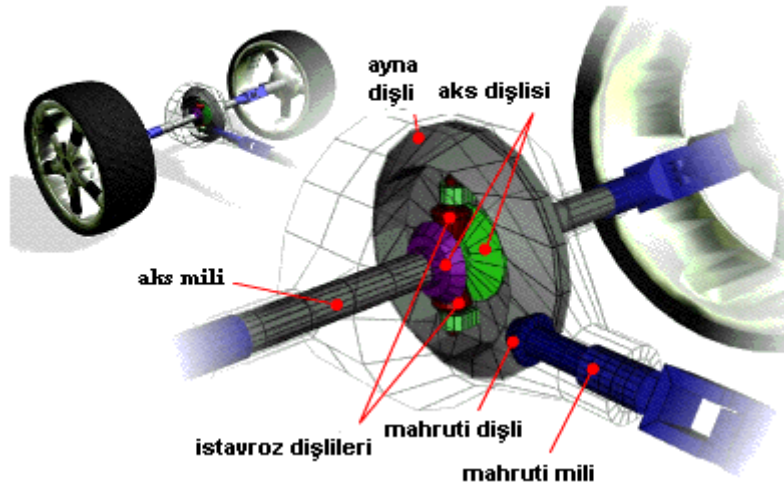
Taşıtlarda kullanılan diferansiyeller dört ana başlıkta incelenebilir. Bunlar:

1. Standart diferansiyeller (Açık ya da Klasik Diferansiyel)
2. Sınırlı kayma yapabilen diferansiyeller
3. Özel maksatlı diferansiyeller
4. Kayma yapmayan (kilitli) diferansiyeller

#### 4.4.1. Açık Diferansiyel

Açık diferansiyel her tekerleğe her zaman eşit büyüklükte tork uygular. Bu diferansiyel tipi Bölüm 4.3’de açıklanan temel diferansiyel mekanizması özelliklerini taşımaktadır.

Hareket vites kutusundan mahruti dişliye gelir. Mahruti dişli, ayna dişliyi döndürür. Ayna dişliye sabitlenmiş istavroz taşıyıcı ve bunlara yataklanan istavroz dişlileri hem kendi eksenine hem de aks eksenine göre döner ve tahrik tekerleğine doğrudan bağlı olan aks dişlilerine bağlı olarak çalışır.



Şekil 4.6 Açık diferansiyel [12]

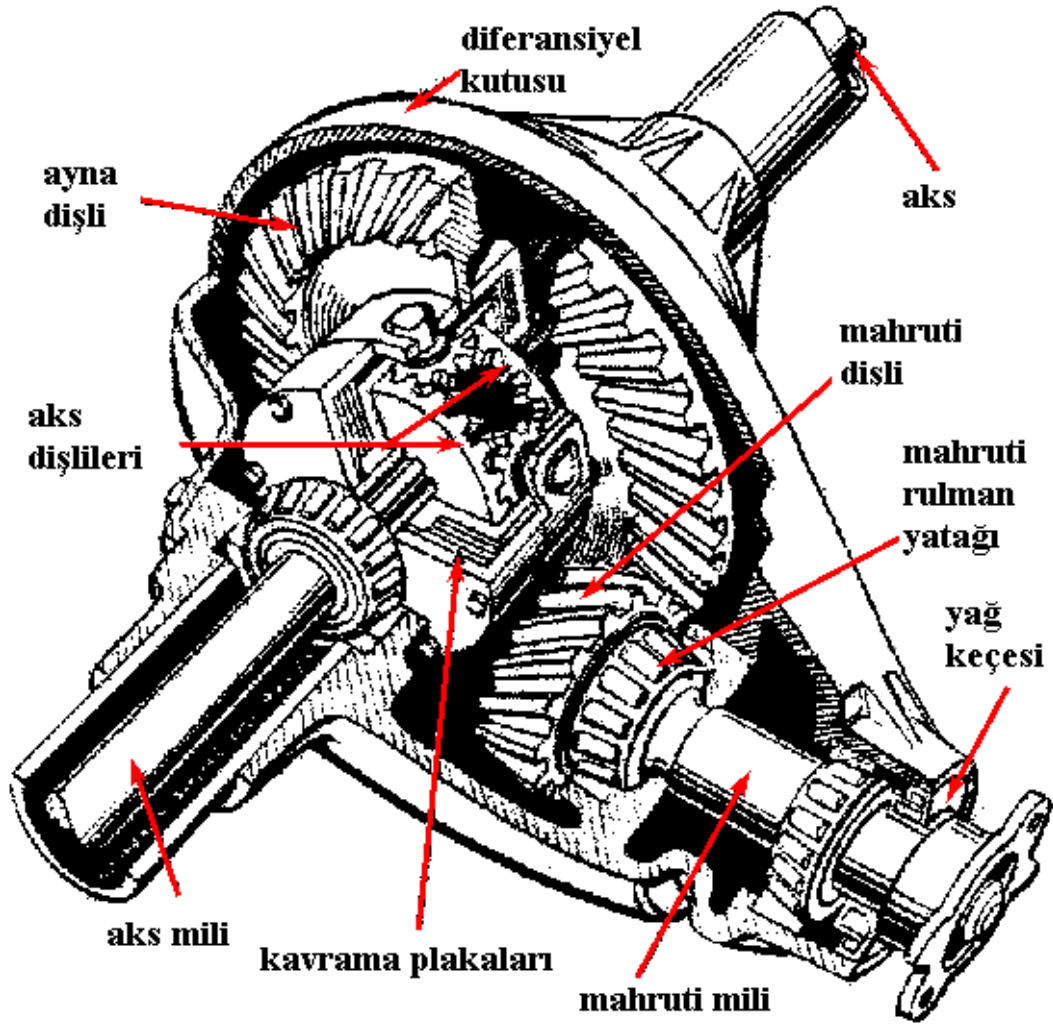
Hareket, sırasıyla mahruti dişli, ayna dişli, istavroz taşıyıcı, istavroz dişlileri ve aks dişlilerine iletilir. Burada istavroz dişlileri, istavroz taşıyıcı ve aks arasında bağlantı elemanı olarak görev yapar.

Diferansiyelin bir diğer özelliği moment iletimi yönündedir. Moment iletiminde, sağ ve sol taraftaki tahrik tekerleklerinin hangisinde iletilebilecek moment daha küçük ise ancak o kadar moment iletilebilir. Yani bir tekerlek buzda ya da buna benzer yol şartlarında ve diğer tekerlek kuru asfalt yolda iken çıkış eğimli bir yoldaki moment iletimi  $\mu$ \*tekerlek tepkisi kadardır. Buzlu yolda  $\mu$  çok çok düşük olduğundan, diğer tekerlek asfalt yolda olsa dahi ancak buzlu yoldaki kadar moment iletimi söz konusu olabilir. Yani itme kuvvetinde azalma meydana gelir. Bu durum, standart diferansiyel dişli kutusunun getirdiği pasif bir emniyet sistemi olarak sayılabileceği gibi önemli de bir dezavantajdır. Özellikle kaygan yollarda tekerleğin biri patinaja geçtiği zaman aracı yürütmek zorlaşır. Çünkü diferansiyel dişli

kutusunun yapısı, patinaja geçen tekerleğin patinaj halini sürdürmesine imkân verir. Yerde sabit kalan tekerleğe herhangi bir moment iletimi olmaz. Diferansiyel dişli kutusunun yapısından kaynaklanan bu eksik yan, özellikle ağır hizmet tipi araçlar için büyük sıkıntılar doğurur. Lâstikler erken aşınır; gayret ve zaman kaybı oluşur. Bu tip diferansiyelin eksik yanlarını giderebilmek için kontrollü kayma yapabilen diferansiyeller ve kilitli diferansiyeller geliştirilmiştir.

#### 4.4.2. Sınırlı Kayma Yapabilen Diferansiyeller (LSD)

Bu sistem, herhangi bir sürüş durumu için en iyi çekişi sağlayacak motor torkunu transfer etmeye çalışır. Modern sınırlı kaymalı diferansiyeller, gücü kayma başlamadan hemen önce iyi durumdaki tekerleğe transfer yeteneğine sahiptir. Ancak, her iki tekerlek kaygan zeminde



Şekil 4.7 Sınırlı kaymalı diferansiyel [3]

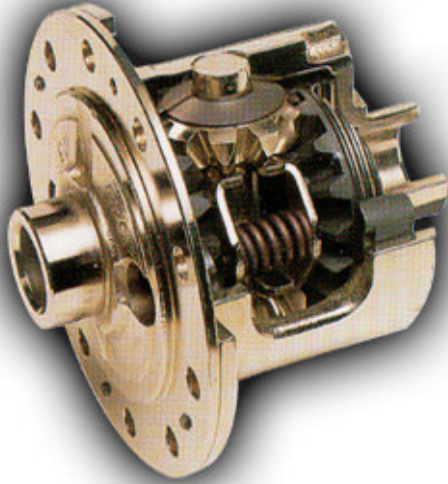
ise, sistem etkisiz hale gelmektedir. Elektronik olmayan bu sistem, genellikle yeni çekiş kontrol sistemleri kadar iyi görev yapamamaktadır. Bu tür diferansiyeller birkaç çeşit olmakla beraber prensipleri bakımından birbirinin benzeridirler.

Temel olarak, torka duyarlı ve hıza duyarlı olmak üzere iki tip LSD sistemi vardır:

#### 4.4.2.1. Torka Duyarlı LSD

##### 4.4.2.1.1.Kavramalı Tip LSD

Kavramalı tip LSD, en yaygın LSD versiyonudur. Bu tip LSD, bir açık diferansiyeldeki bütün elemanlara sahiptir. Bu elemanlara bir yay paketi ve bir kavrama seti eklenmiştir. Bazılarında düz vites kutusunda bulunan eş zamanlayıcılar gibi bir konik kavrama vardır.



Yay paketi, aks dişlilerini iskelete eklenmiş olan kavramaya doğru iter. Her iki tekerlek eşit hızda hareket ederken, her iki aks dişli kafesle birlikte döner.

Bu süreçte kavramaya ihtiyaç duyulmaz. Kavramalar, bir tekerleğin diğerinden daha hızlı dönmesine sebep olacak dönüş gibi bir durum olduğunda, her iki tekerleğin eşit hızda gitmesini isteyerek hareket ederler ve hız farkına karşı koyarlar. Eğer bir tekerlek daha hızlı

**Şekil 4.8** Kavramalı tip LSD [12]

dönmek isterse, önce kavramayı yenmelidir. Kavrama sürtünmesiyle birleşen yayların sertliği, kavramayı yenmek için ne kadar tork gerektiğini belirler.

Bu tip LSD ile, bir tekerlek buzda, diğeri kuru yolda seyrederken buzdaki tekerlek zemine fazla tork aktaramamasına rağmen, diğeri tekerlek hareketi için ihtiyacı olan torku almaya devam edecektir. Buzdaki tekerleğe aktarılan tork, kavramayı yenmek için harcanan tork miktarına eşittir. Araç, gücünü verimli şekilde kullanabilmektedir.

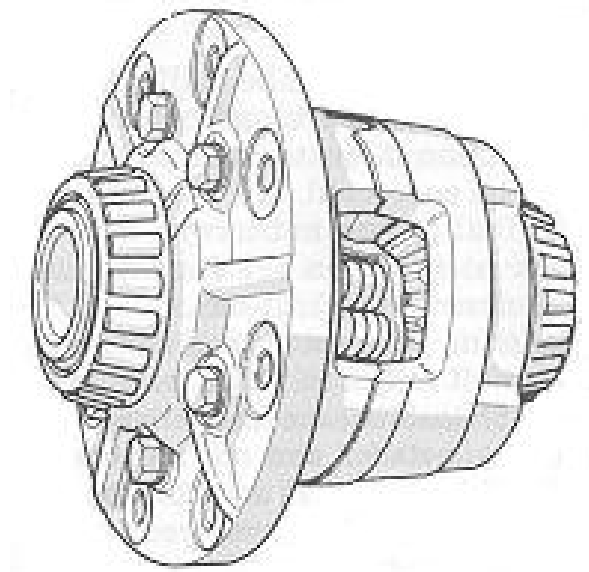
#### 4.4.2.1.1.1. Sure-grip diferansiyel:

Chrysler firması tarafından kullanılan bir diferansiyeldir. Bu diferansiyelde bir istavroz mili yerine iki istavroz mili vardır. İstavroz dişlileri de iki yerine dört tanedir. İstavroz milleri birbirini keser, fakat birbirine bağlı olmadan her biri serbest olarak çalışabilir. İstavroz millerinin dış uçları yuvarlak değildir. Yani miller, dışa kadar normal yuvarlaklıklarında devam edemezler. Dış tarafta V şeklinde kam biçimine sokulmuşlardır. V şeklindeki bu rampalar, diferansiyel dişli kutusundaki yuvalara geçer.

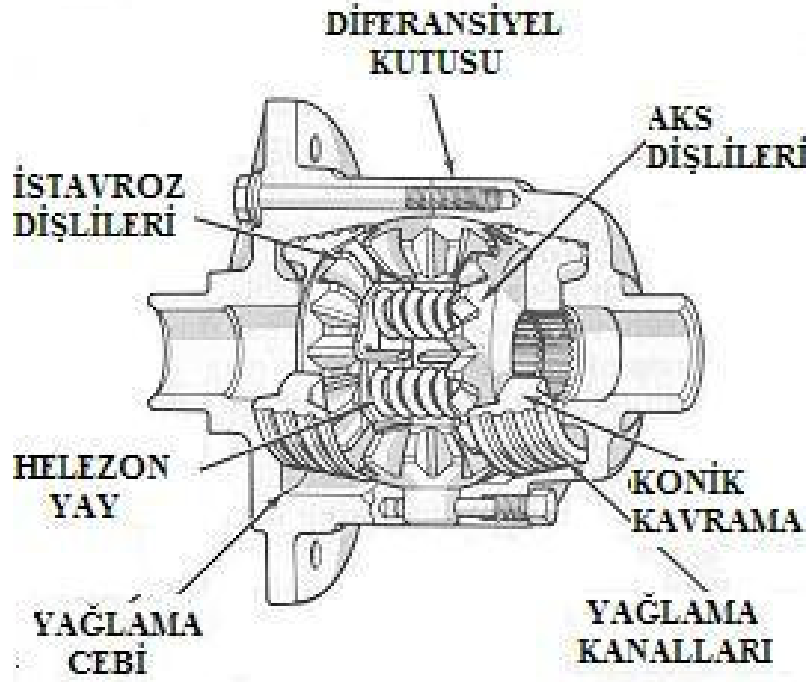
Kutunun içinde bulunan konik aks dişlilerinin arka taraflarında bir seri kavrama diski vardır. Disklerden iki tanesi diferansiyel dişli kutusunun gövdesine geçmiş, diğer ikisi ise aks dişlisinin arkasında bulunan dayanma puluna ya da dayanma elemanına geçmiştir. Diskler buna göre dişlere ya da çentiklere sahiptir. Diğer bir deyişle disklerden ikisi kutuya, diğer ikisi dayanma plakasına frezelenmiştir. Dayanma plakası dışa doğru yani akslara doğru itildiği zaman, diskler de birbirine doğru itileceklerdir ve kavrama birleşecektir. Kavrama disklerinin birleşmesi, aksları diferansiyel dişli kutusuna bağlar.

Düz yolda çalışma:

Kardan miline gelen dönme hareketi mahruti üzerinden ayna dişlisine ve oradan da diferansiyel dişli kutusuna iletilir. İstavroz milleri kutuya bağlı olduklarından kutu ile birlikte dönerler. Düz yolda çalışma bu şekilde devam eder. Düz seyir halinde istavrozlar herhangi bir nedenle aks dişlilerini döndürmek zorunda kalırlarsa bir dirençle karşılaşılır. İstavroz dişlilerinde meydana gelen direnç, olduğu gibi kendi millerine yani istavroz millerine iletilir. İstavroz millerinin uçları rampalı olduğundan karşılaşılan direncin etkisi ile yuvalarındaki rampalara tırmanmaya zorlanırlar. Millerin rampalara tırmanması, dişliler aracılığı ile aks dişlilerine ve onların arkasındaki dayanma plakasına iletilir. Çünkü rampaya tırmanmaya çalışan istavroz milleri kendi dişlileri aracılığı ile dayanma plâkasını dışa doğru itmeye çalışırlar. Plakanın itilmesi kavrama disklerini birbirine bastırır ve birleşmelerini sağlar. Kavramanın disklerinin birleşmesi ile iki aks, diferansiyel dişli kutusuna kilitlenir. Böylece düz seyir halinde iki aks aynı devirde dönerek çalışmayı sürdürürler.



Şekil 4.9 Sure-Grip Diferansiyel [9]



Şekil 4.10 Sure-Grip Diferansiyel [9]

#### Dönüşlerde Çalışma:

Araç virajı dönerken, dönüş yönüne göre iç tarafta kalan aks yavaşlar. Çünkü araç iç aksı daha yavaş dönmeye zorlar. Bu durumda istavroz dişlileri kendi eksenleri etrafında dönmeye başlarlar. İstavrozlar yavaşlayan aks dişlisi üzerinde kendi eksenleri etrafında dönerek

yuvarlanmaya girişirler ve bu hareketlerini diğer aks dişlisine iletirler. Dolayısı ile viraja göre dıştaki aks dişlisi daha hızlı dönmeye başlar. Aks dişlisinin dolayısı ile aksın ve tekerleğin, diferansiyel dişli kutusundan daha hızlı dönmesi ile istavroz milinin üzerine tırmandığı rampadan inmesi sağlanır. Böylece kavrama çözülür ve standart diferansiyelde olduğu gibi iki aksın birbirine göre farklı devir yapmalarına müsaade edilir.

Sure-grip diferansiyelinin kaygan yollarda daha iyi bir sürüş sağlayacağı görülmektedir. Patinaj durumunda direksiyonun sağa sola kırılmaması gereklidir.

#### **4.4.2.1.1.2. Anti-spin diferansiyel**

Chrysler'in sure-grip diferansiyelinin bir benzeri de General Motors'un Oldsmobile otomobillerinde kullanılmıştır. 1964 yılında Pontiac ile yapılan çekişme sürecinde doğmuş bir diferansiyeldir. Bu diferansiyel, kavramayı kavraştırmak için yay kuvvetinden yararlanır. Kullanılan kavrama konik kavramadır. Yay kuvveti altında konik kavrama birleşir ve aks dişlilerini birbirine kilitletler. Akslar kutuya kilitleyerek aynı devirde dönerler.

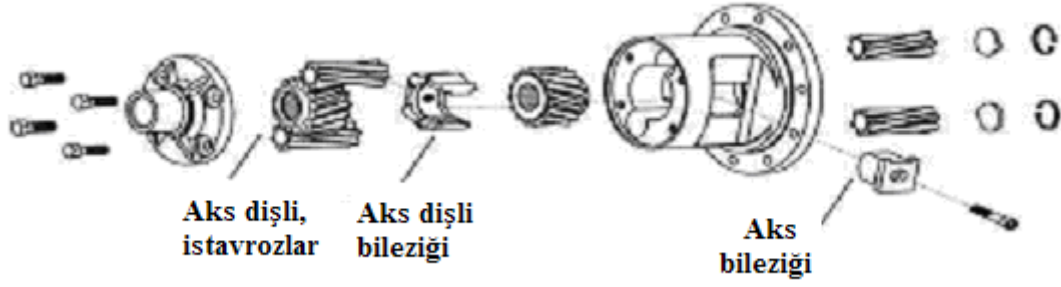
#### **4.4.2.1.2. Dişli Tip LSD**

##### **4.4.2.1.2.1. Truetrac LSD**

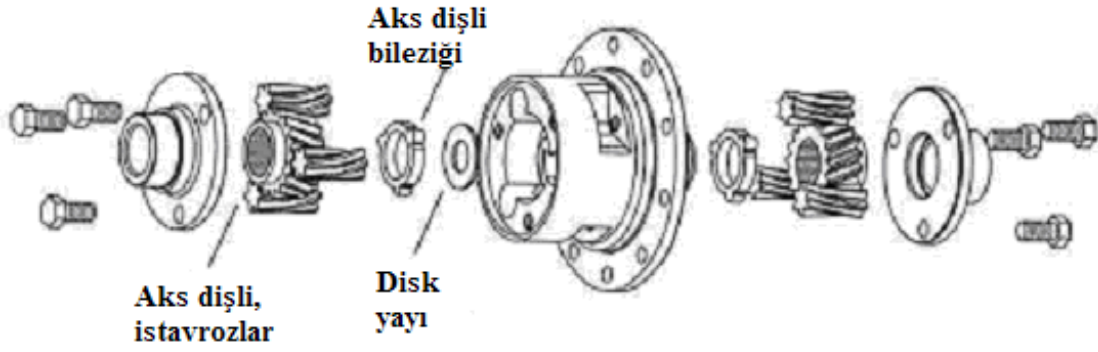
Amerikan Tractech firması tarafından üretilen ve Detroit Truetrac adı altında piyasaya sürülen bu diferansiyel, önde gelen dişli tip sınırlı kaymalı diferansiyellerdendir. Patentli paralel eksen planet helis dişlilerin tasarımı, sessiz ve otomatik tork bölünmesi sağlar. Güç transferi, önden tahrikli sürüşte bile sürücü farketmeden tam olarak gerçekleşir.

Truetrac, normal şartlarda bir açık diferansiyel gibi çalışır. Zemin koşulları izin verdiğinde torku tekerleklere en iyi çekiş gücü sağlanacak şekilde otomatik olarak transfer eder. Sınırlı kayma, tork geri bildirimine herhangi bir durum veya hızda hemen cevap verir.

Truetrac, ön ve arka akslar için dizayn edilmiştir. Düşük maliyetli ve çekiş performansı yüksek bir diferansiyeldir. Kavrama plakası ve yayı kullanan sınırlı kaymalı diferansiyellerde ise bu problem sıklıkla görülür. Truetrac, çekiş gücü düşene kadar açık diferansiyel gibi çalışır. Ancak çekiş gücü düştüğünde gereken güç transferi meydana gelir.



Şekil 4.11 TrueTrac dahili C klipsli tip diferansiyel. (Aks dişli bileziği C şeklinde) [11]

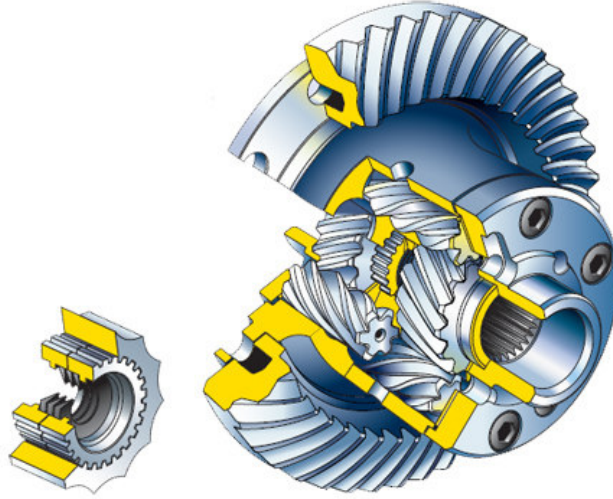


Şekil 4.12 TrueTrac harici klipsli tip diferansiyel [11]

Açık diferansiyel gibi tekerleğin yavaşlamasını ya da hızını arttırmasını sağlayan Truetrac aks dişlileri, istavroz dişlileri tarafından birbirlerine bağlanır. Aks dişlilerin spiral dişleri mevcuttur. İstavroz dişlileri kutu içinde ceplere monte edilmişlerdir. Bir tekerlek çekiş kaybetmeye başladığında, istavroz dişlileri aks dişlilerinden hafifçe ayrılır. Giriş torku yükseldiğinde, ayrılma gücü yükselir. Bu, tekerleklere torkun en iyi şekilde dağıtılmasını

sağlar. Dönen tekerlek yerle temasını keserse, Truetrac gücü transfer edemez. Hafif bir fren uygulanması tekerleği yeterince yavaşlatacak ve Truetrac diferansiyelin diğer tekerleğe tork transfer etmesini sağlayacaktır.

#### 4.4.2.1.2.2. Otomatik Tork Eğilimli Helisel LSD ( ATB)



Şekil 4.13 ATB Diferansiyel [18]

Otomatik Tork eğilimli helisel LSD (ATB), Quaife firmasının patentli tasarımıdır. Yarış otomobillerinde ve kaygan yol şartlarında yumuşak ve sürekli çekiş gücü sağlar. Herhangi bir ön, arka veya 4 tekerlekten tahrikli sürüş için uyumlu olan ATB diferansiyel, önden çekişli taşıtlarda direksiyon üzerinde oluşan yönlendirme zorlaştırıcı tepkileri azaltır. ATB diferansiyel, Formula 1 araçlarından acil durum ve kamu yardım araçlarına kadar geniş bir uygulama alanında kullanılmaktadır. Alfa Romeo, Volkswagen, Ford, BMW, Honda, MG & Rover, Vauxhall/Opel, kullanıldığı otomobil markaları arasındadır.

ATB, tekerlekteki kayma sınırlamasını tork yükselişine bağlı olarak düzenler. Kavramalı tip sınırlı kaymalı diferansiyellerin aksine, plaka veya kavrama bulunmaz. Özellikle ön aks tekerlekleri üzerindeki tork yönlendirmesinde yetersiz yönlendirme etkilerine karşı verimlidir.

ATB diferansiyel, aracın ivmelenmesini arttırır ve daha hızlı dönüş yapabilmesini sağlar. Virajdan çıkışlarda hız arttırılırken, viraja göre dışarıdaki tekerleğe daha büyük güç yönlendirir, içerdeki tekerlek dönüşünü yavaşlatır. Bu durum sürücünün hızlanmaya daha

erken başlamasını ve böylece de virajdan daha yüksek bir hızla çıkabilmesini sağlar.

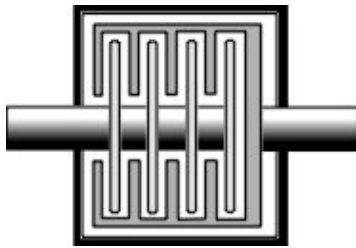
ATB diferansiyel, tekerlekler buz, kar ve çamur gibi kaygan yüzeyler üzerindeyse çekiş düşüşünü kontrol eder. Diğer bazı sınırlı kaymalı diferansiyellerde görülen kavramalar olmadan gücü otomatik olarak transfer eder.

#### 4.4.2.2. Hıza Duyarlı LSD

##### 4.4.2.2.1. Viskoz Kavrama

Viskoz kavramalar bazı AWD (tüm tekerleklerden çekişli) araçlarda merkezi diferansiyel olarak veya arka akslarda LSD olarak kullanılırlar. Çoklu tahriğe sahip araçların çoğunda bulunurlar. Bir tekerlek grubu dönmeye başladığında, torkun diğer tekerlek grubuna aktarılabilmesi için genellikle arka tekerlekleri ön tekerleklere bağlamak için kullanılır. İlk örneklerinden biri Volkswagen'in senkro sistemidir.

Bir viskoz kavrama, birbirini takip eden dairesel plakalardan oluşur. Birbirine çok yakın yerleştirilen plakaların içlerinde şerit veya delikleri vardır. Plakalar deliksiz bir tamburun içine monte edilmiştir. Tambur, bu plakaları bağlamak için yüksek viskozitede silikon veya genleşebilen başka bir akışkan ile doldurulmuştur. Normal koşulda (düz seyir halinde) ön ve



Şekil 4.14 Viskoz kavrama [15]

arka akslar yaklaşık aynı hızda seyrederek. Bu durumda iç ve dış iki plaka seti birlikte döndüğü için, akışkan sakin ve sıvı durumunda kalır. Aksların birine bağlı kayma meydana geldiğinde, birbirini takip eden bu plakalar farklı hızlarda çalışır. Plakalar farklı hızlarda döndüğünde, şerit veya deliklerin akışkan üzerindeki makaslama etkisi akışkanın ısınmasına ve katılaşmasına sebep olur. ( Silikon ısıtıldığında hemen hemen katıya dönüşür; genişleyen akışkanların viskozitesi makaslama ile süratle artar.) Bu durumda akışkan, plakaları birbirine

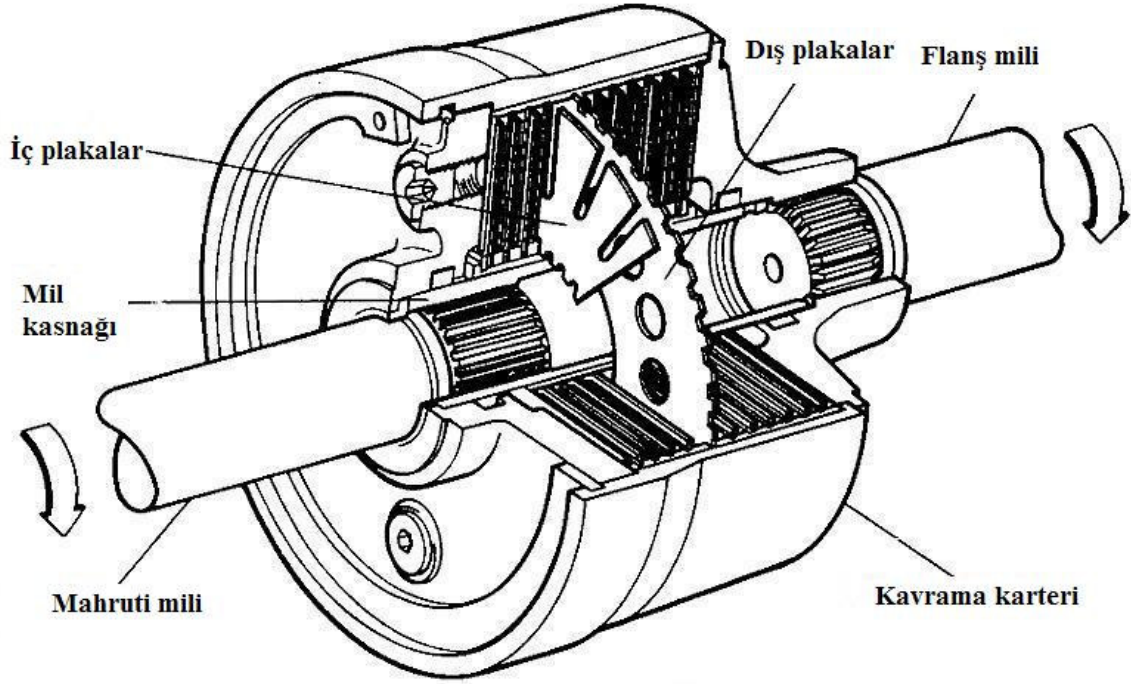
yapıştırır ve gücü bir set plakadan diğerine iletir. Plaka üzerindeki şerit veya deliklerin büyüklüğü, kullanılan akışkan ve plaka sayısı ile birlikte bu mekanik transferin güç ve başlangıcını belirler.

Vizkoz kavrama, ince akışkan bir tabaka ile kaplı iki set plakadan oluşur. Her bir plaka, ayrı çıkış millerine bağlıdır. Normal şartlarda, her iki plaka seti ve viskoz akışkan eşit hızda dönerler. Tekerlek gruplarından biri daha hızlı dönmeye başladığında, plaka setleri diğerinden daha hızlı dönen bu tekerlek grubuna uyarlar. Viskoz akışkan, iki plaka arasında kalır, yavaş diskleri sürükleyerek daha hızlı disklerle yetişmeye çalışır. Bu, yavaş hareket eden tekerleklere daha fazla tork transfer edilmesini sağlar.

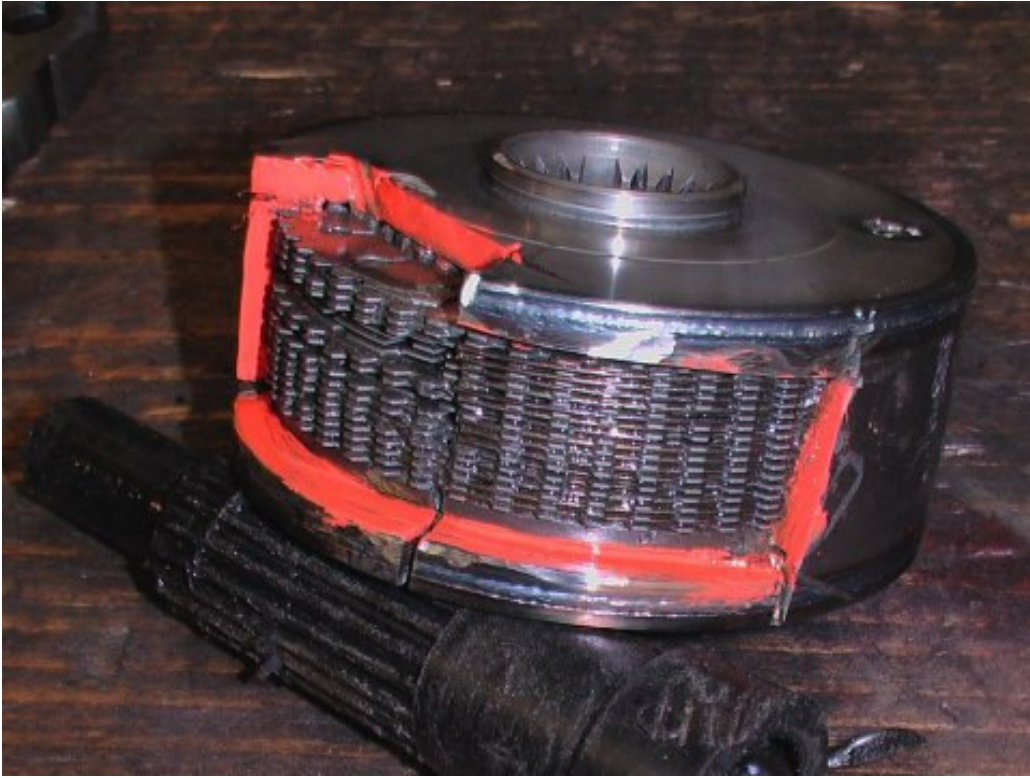
Taşıt dönerken, tekerlekler arasındaki hız farkı bir tekerleğin patinaj yaptığı durumki kadar yüksek değildir. Plakalar birbirine göre ne kadar farklı hızlarla dönerse, viskoz kavrama o kadar fazla tork transfer eder. Kavrama, dönüşü engellemez, çünkü dönüş sırasında transfer edilen tork miktarı çok küçüktür. Ancak bu, viskoz kavramanın bir dezavantajını ortaya çıkartır: Bir tekerlek kaymaya başlayana kadar tork transferi gerçekleşmez.

Kayma olmadığında aksların birinden diğerine tork gönderilmeyecektir. Kayma meydana geldiğinde, teorik olarak torkun %100 ü yavaş olan aksa gönderilebilir; bu öne ve arka tekerlekler arasındaki çekiş gücüne bağlı olarak değişir. Bu nedenle bu, yarı zamanlı bir 4 tekerlekten tahrik sistemidir.

Yarı zamanlı bir 4 tekerlekten tahrik sistemi olarak sistem, sürekli bir 4 tekerlekten tahrik sistemden elde edilen nötral yönlendirme yeteneğine sahip değildir. Porsche 911 Carrera gibi arkadan çekişli araçlar için bu bir problem teşkil etmez. Taşıt arkadan çekişli şekilde çalışır. Ancak, VW Golf Syncro ve Volvo 850 AWD gibi önden çekişli diğer taşıtlar için bu yarı zamanlı dört çekişli sistem, taşıtın yetersiz yönlendirme tavrını düzeltmek için yeterli olmaz. Bu, sistemin ilk dezavantajıdır.



Şekil 4.15 Viskoz kavrama [16]



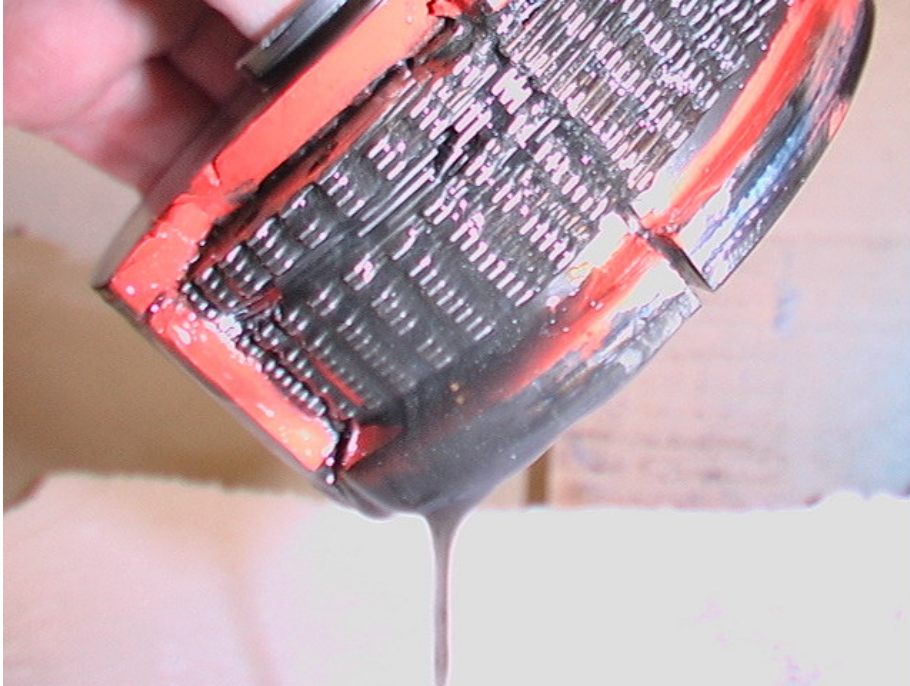
Şekil 4.16 Viskoz kavrama [17]

Diğer bir problem, 4 tekerlekten tahrik aktif olana kadar yaşanan gecikmedir. Viskoz akışkan sabit olmadığı için aktivasyon zaman alır. Hız farkı ve tork transferi arasındaki fonksiyon hızla büyüyen bir fonksiyondur. Yani kayma başlangıcında tork transferi sıfıra yakın şekilde kalır. Bu problemi çözmek için birçok üretici final drive oranını değiştirir. Böylece normal şartlarda bile biraz hız farkı ortaya çıkartılır. Sonuç olarak taşıt, aslında ön ve arka aks arasında ortalama 95:5 tork dağılım oranıyla çalışır. Bu, gecikme sürecini kısaltır. Ancak bu sistemi, kilitli diferansiyellerin bir çeşidi olan mekanik Torsen diferansiyel ile kıyaslamak mümkün değildir. Viskoz kavrama, Torsen sisteminden daha az etkili olabilir, ancak kesinlikle en ucuz sistemdir. Seri üretimi yapılan 4 tekerlekten tahrikli taşıtların birçoğunda kullanılmaktadır.

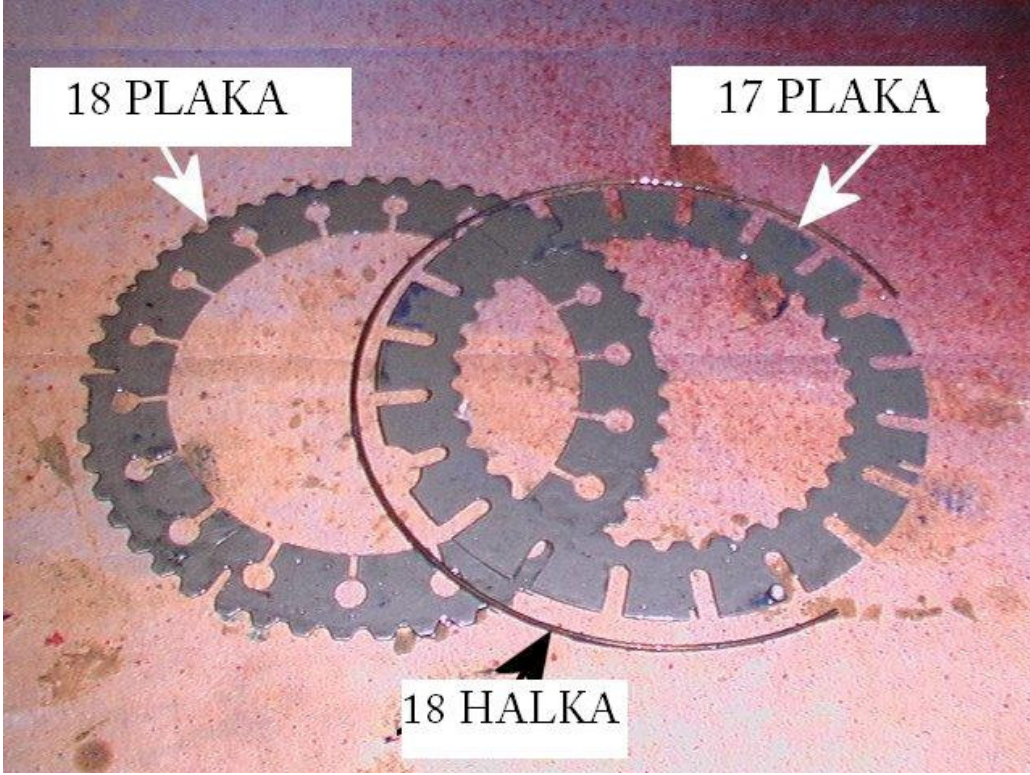
Avantajları : Ucuz ve küçük

Dezavantajları : Sadece yarı zamanlı 4 tekerden çekiş sağlar. Normalde 2 tekerlekten tahrikli gibi çalışır.

Kullanıldığı araçlar : VW Golf Syncro, Lamborghini Diablo VT Turbo, Porsche 993/996 Carrera 4, Volvo 850 AWD v.b.



**Şekil 4.17** Viskoz kavrama akışkanı [17]



Şekil 4.18 Viskoz kavrama plakaları [17]



Şekil 4.19 Viskoz kavrama plakaları [17]

### 4.4.3. Özel Maksatlı Diferansiyeller

#### 4.4.3.1. Takviyeli Diferansiyeller

Özellikle kamyon ve yük taşıyan uzun yol araçlarında ihtiyaç duyulan takviye momentlerini karşılamak için özel maksatla hazırlanmış diferansiyeller kullanılmaktadır. BMC kamyonlarında bu tarz takviyeli diferansiyeller kullanılmaktadır.

Takviyeli diferansiyellerde genellikle planet dişli grupları, standart diferansiyel dişli kutusu ile birlikte kullanılır. Kardan milinden alınan hareket ayna dişlisine iletilir, ilâve edilen planet dişli grubunun yörünge dişlisi ayna dişlisi ile birlikte döner. Planet dişli grubunun güneş dişlisi, takviye kontrol düzeni aracılığı ile çalıştırılır. Yani, güneş dişlisi gerektiğinde kilitlenir. Bu durumda hareket yörüngeden verilip planet taşıyıcısından alınır. Planet dişli sistemli takviye diferansiyelinde hareket, önce ayna dişliye sonra takviye ünitesine geçer. Takviye çalışmıyorsa, diğer bir deyişle araç takviyeye alınmamışsa, planet dişli sistemi kilitlenmiş durumdadır ve hareketi olduğu gibi iletir. Güneş dişlisi diferansiyel dişli kutusundaki iç dişliye birleşir ve sistem kilitlenir. Bunun sonucu olarak kutu sadece ayna mahrutu aracılığı ile sağlanan redüksiyon kadar bir redüksiyonla çalışır. Daha doğrusu diferansiyel, standart yapısında olduğu gibi çalışır. Ancak takviye çalıştırıldığı zaman ikinci bir redüksiyon, planet dişli grubu üzerinden sağlanır. Çünkü ayna doğrudan doğruya değil, planet grubu aracılığı ile kutuyu döndürmektedir. Şu halde planet dişli grubu üzerinden sağlanan redüksiyon, ikinci bir redüksiyon olarak diferansiyele geçer.

Takviye diferansiyelini çalıştırmak için güneş dişlisinden yararlanılır. Güneş dişlisi sabit tutulursa, redüksiyon sağlanacağından düşük bir hız elde edilir. Güneş dişlisi serbest bırakılırsa, daha doğrusu planet içindeki iç dişli ile kavuşturılırsa planet sistemi kilitlenir ve planet sistemi üzerinden direkt hareket sağlanır. Bu nedenle düşük hız sağlanamaz ve araç takviye diferansiyelinin yüksek hızı ile çalışır.

Yol şartlarının gerektirdiği durumlarda takviye diferansiyeli kullanılır. Gerektiğinde düşük hızda gerektiğinde de yüksek hızda aracı sürmek mümkündür. Bu, planet dişli sisteminin priz direkt halidir. Diferansiyel takviye durumuna alınca planet dişli sisteminin güneş dişlisi frenlenmiş olur. Güneş dişlisi sabit tutulunca hareket planet dişli grubu üzerinden diferansiyel dişli kutusuna ulaşır ve böylece ayna-mahrutinin sağladığı redüksiyonun yanında ikinci bir

redüksiyon daha sağlanarak çekiş kuvveti arttırılmış olur.

Takviye diferansiyelinin çalıştırılması için bir motoru vardır. Bazı diferansiyellerde havalı bazılarında da elektrikli bir çalıştırma devresi bulunur. Takviye motoru ve bu motoru çalıştırmak için kullanılan kumanda devresi planet dişli sistemindeki güneş dişlisini ileri-geri iten çatalı tahrik ederler. Takviye sisteminin çalıştırılması için gaza basılırken, şoför mahallinde vites kolu üzerinde bulunan takviye düğmesine basılır. Diferansiyelin takviyeye geçebilmesi için gaz pedalı ani olarak bırakılır ve tekrar gaza-basılır. Takviye diferansiyeli çalışıyorsa, bu hareketten sonra araç hız kaybedecek ve çekiş artacaktır.

Aracı takviye vitesinden alabilmek için, yani takviyeden çıkarmak için takviye düğmesi yukarı çekilir. Araç normale dönünceye kadar beklenir ve sonra tekrar normal gaz verilir. Vites küçültme ile takviye beraber gerçekleştirilecekse, vites değiştirilip debriyaj bırakılmadan önce takviye düğmesi itilir. Vites büyültürken de düğme yukarı çekilip vites değiştirilir.

Takviye düğmesini hareket ettirmeden önce gaza basılmalı, takviye düğmesini hareket ettirirken vites küçültme esnasında gaza basılmamalıdır. Kalkışları küçük viteslerle yapmak gereklidir.

#### **4.4.3.2. Sürekli Takviye Vitesli Sistem**

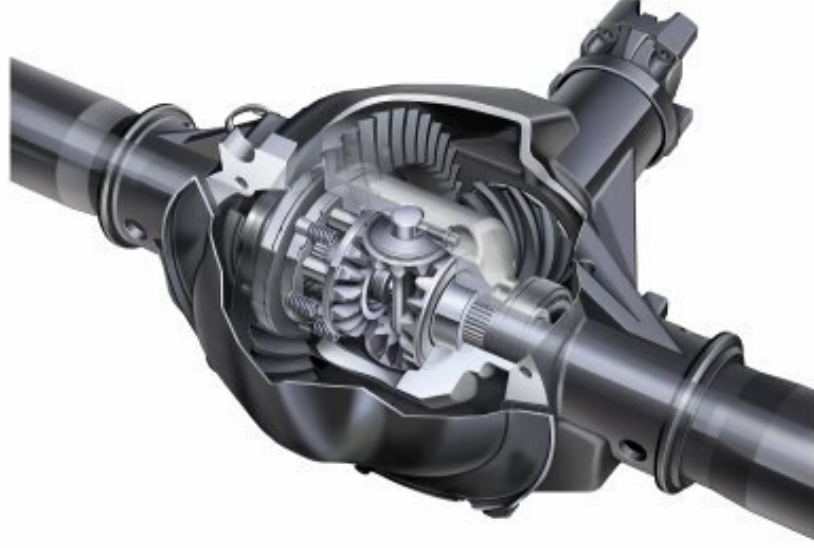
Özellikle araziye yönelik uygulamalarda çalıştırılan araçlarda daha iyi bir tırmanma ve çekiş sağlayabilmek için arka ve ön dingillerin her ikisinin de tahrik edildiği sistemler kullanılmaktadır. Bu nedenle önde ve arkada birer diferansiyel bulunur. Gerektiği zaman kullanılan dört tekerleği tahrikli sistemlerde, bilinen standart diferansiyel dişli kutusu arka taraftadır ve araç normal olarak standart diferansiyel ile kullanılır, ön taraftaki diferansiyel ihtiyaç halinde devreye sokulur. Ön diferansiyelin devreye alınmasını sağlamak için ana vites kutusu tarafına ilâve edilmiş bir transfer kutusu kullanılır. Buna takviye vitesi denir. Daha çok askeri araçlarda kullanılan takviye vitesleri takviye diferansiyelleri ile karıştırılmamalıdır.

Sürekli takviye vitesli sistem, standart diferansiyelin eksiklerini ortadan kaldırmak için geliştirilmiştir. Bu amaçla transfer kutusunun içine ayrı bir diferansiyel yerleştirilmiştir. Konulan diferansiyel aracılığı ile gerektiği zamanlarda ön tekerleklere daha doğrusu ön

kardan miline ilâve moment verilir. Eğer arka tekerlekler fazla bir momente ihtiyaç duyarlarsa, transfer kutusunda gereken farklılığı yaratarak arkada çekişi arttırır.

Sürekli takviye düzeni ile her türlü zemin üzerinde rahat sürüşler yapılabilir. Şoförün vites değiştirmesi gerekmez. Sadece yakıt ekonomisi açısından sürekli takviye düzeni istenmeyebilir. Çünkü fazla yükler nedeniyle fazla bir yakıt sarfiyatı söz konusudur. Diğer taraftan, tekerleklerin patinaja geçmesi hallerinde meydana gelebilecek farklı hareketleri karşılayabilmek için de diferansiyel kilidi kullanılır. Şoför, ihtiyaç duyulduğu zaman, şoför mahallinde bulunan bir düğme aracılığı ile transfer kutusundaki diferansiyeli kilitler ya da serbest bırakır. Bu amaçla yapılan farklı uygulamalar mevcuttur.

## 5. KİLİTLİ DİFERANSİYELLER VE YANAL SAPMAYI KONTROL ETME ŞEKİLLERİ



Şekil 5.1. Kilitli diferansiyel

Kilitli diferansiyel, standart diferansiyelin temel limitlerini aşabilmek için aynı aks üzerinde bulunan tekerlekleri kilitlemek amacıyla dizayn edilmiştir. Kilitli diferansiyel, standart açık diferansiyel ile kıyaslandığında daha üstün bir çekiş gücü sağlar.

Virajlarda açık diferansiyel kullanıldığında, aynı aks üzerinde bulunan dış ve iç tekerlekler farklı hızlarda dönerler. Açık diferansiyel, bu tekerleklerin her birine eşit tork sağlar. Bir tekerlek hareketsiz, diğeri kayıyorken bile aynı dönme kuvveti uygulanır. Yani; **eşit dönme kuvveti ve tork, eşit olmayan dönme hızı söz konusudur.**

Bir kilitli diferansiyel, hem sol hem de sağ tekerleği aynı aks üzerinde aynı hızla dönmeye zorlar. Her tekere, bulunduğu zemin durumuna bağlı olarak ihtiyacı olan döndürme kuvveti uygulanabilir. Yani; **eşit olmayan döndürme kuvveti ve tork, eşit dönme hızı söz konusudur.** Ancak, otomatik kilit sistemleri virajlarda açık diferansiyel gibi davranarak hız farklılığına izin verebilme özelliğine sahiptirler.

## 5.1. Kilitli Diferansiyel Çeşitleri:

Temel olarak, otomatik ve ayarlanabilir mekanik olmak üzere iki tip kilit sistemi vardır:

### 5.1.1. Otomatik Kilitler:

Sürücüden gelecek girdilere bağlı olmadan otomatik olarak çalışırlar.

#### 5.1.1.1. No Spin Otomatik Kilitli Diferansiyel

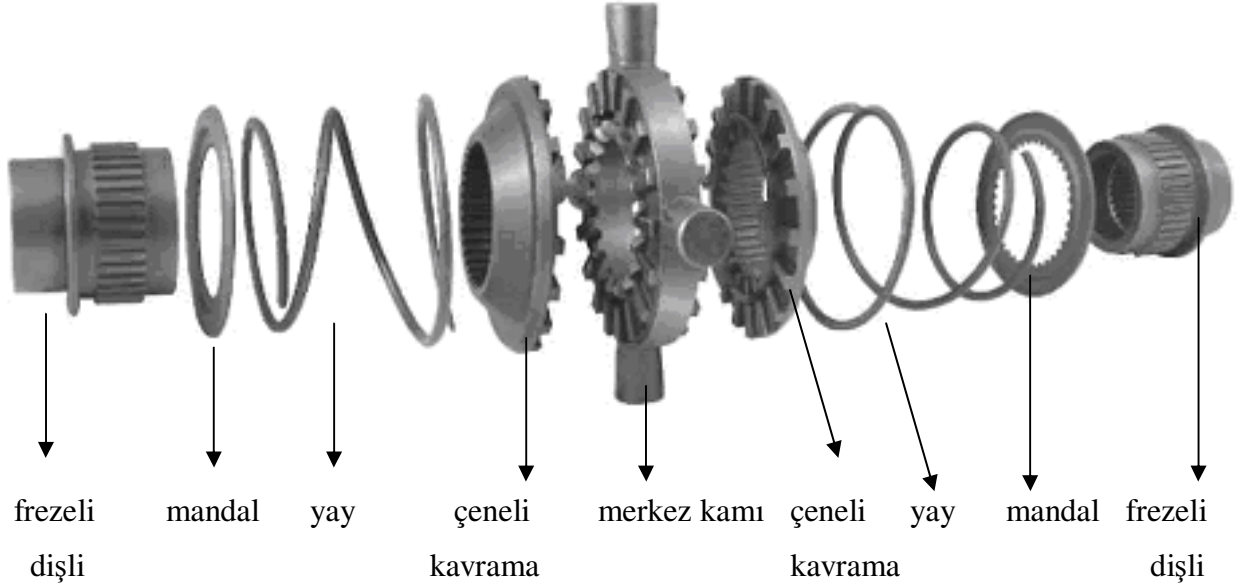
Bazı otomatik kilitli diferansiyel dizaynları, çekiş koşullarına bağımlı olmadan, motor gücünün her zaman her iki tekerde de iletilmesini sağlarlar ve sadece virajda bir tekerleğin diğer tekerlekten daha hızlı dönmesi gerektiğinde kilidi açarlar. Bu tipin en yaygın örneği No Spin diferansiyeldir.

Patinaja karşı alınan tedbirlerin bir devamı olarak No-Spin diferansiyeli geliştirilmiştir. Bu diferansiyelde konik aks dişlileri ve istavroz dişlileri yoktur. Bu özellikleriyle standart diferansiyeller ve sınırlı kayma yapan diferansiyellerden ayrılırlar. İstavroz milleri ve dişlileri yerine aynı biçim verilmiş bir merkez kam vardır. Merkez kamının sol ve sağ yanında birer kavrama elemanı bulunur. Bunlar birer çeneli kavrama gibidir. Çeneli kavramaların arkalarına da birer yay yerleştirilmiştir. Yan taraftaki yaylardan sonra aks dişlileri yerine kullanılan birer frezeli dişli vardır. Bunlar aksların frezeli uçlarına frezelenmişlerdir. İçi frezeli olan bu özel yapıdaki elemanın dışında da diş vardır. Dışındaki dişler aracılığı ile çeneli kavramalara geçmişlerdir.

Ortada istavroz yerine konulan merkez kamı, bir tespit segmanı tarafından yerinde tutulmuştur. Dönmesine müsaade edilmiş fakat eksenel kayması önlenmiştir. Sağa dönüş sırasında sağ kavrama istavroz gövdesi ile birleşmiş olarak kalır. Böylece istavroz gövdesi sağ tekerleği ayna dişlisinin hızında döndürür. Sol tekerleğin daha büyük bir mesafe alması gerekir. Bu nedenle de daha hızlı dönmesi gereklidir. Bunun sonucu olarak sol kavrama çeneleri istavroz gövdesindeki kam çıkıntılarında binmeye, diğer bir ifade ile merkez kamının rampalarına tırmanmaya zorlanırlar. Kavrama çenelerinin rampalara tırmanması kavramanın çözülmesine sebep olur.



**Şekil 5.2.** No-SPIN diferansiyel [20]

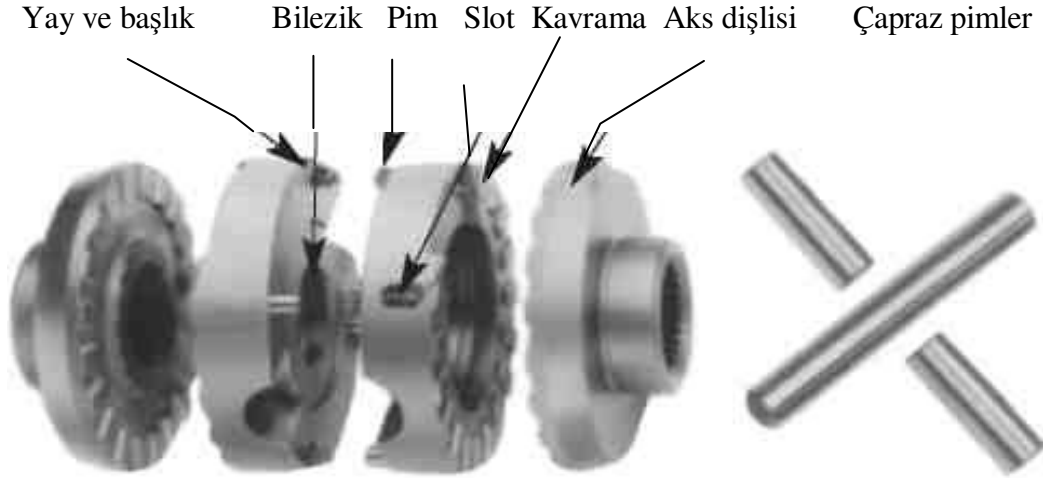


**Şekil 5.3.** No-SPIN diferansiyel elemanları [20]

#### 5.1.1.2. E-Z Locker Otomatik Kilitli Diferansiyel

En ünlü ve önemli örneği Amerikan Tractech firmasının ürettiği Detroit E-Z Locker diferansiyeldir. E-Z Locker, bir tekerlek çekiş gücünü kaybettiğinde, yerle temas kesilse bile taşıtın seyre devam edebilmesi için dizayn edilmiştir. Bir standart diferansiyelden farklı olarak, E-Z Locker diferansiyel çekiş gücü az olan tekerleği patinajdan korur.

Detroit E-Z Locker, iki çift kavrama ve aks dişlisi içerir. Kavramalar çapraz pimler veya istavroz milleri vasıtasıyla diferansiyel kutusuna montajlanmıştır. Kavramalar, aks dişli millerinin kamaları vasıtasıyla birbirlerine bağlanmaktadır.

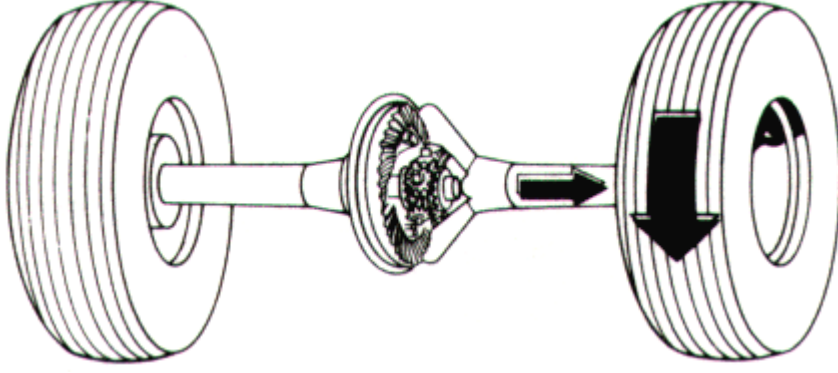


**Şekil 5.4.** E-Z Locker diferansiyel [21]

E-Z Locker diferansiyel kullanılan taşıt, pürüzsüz yol yüzeyi üzerinde ileri veya geri düz giderken, tahrik tekerleri aynı hızda dönerler. Aks dişlileri kilitli kalırlar. Eğer bir tekerlek çekiş gücü kaybederse, karşısında çekişden düşmeyen diğer tekerlek, taşıtın seyre devam etmesini sağlar.

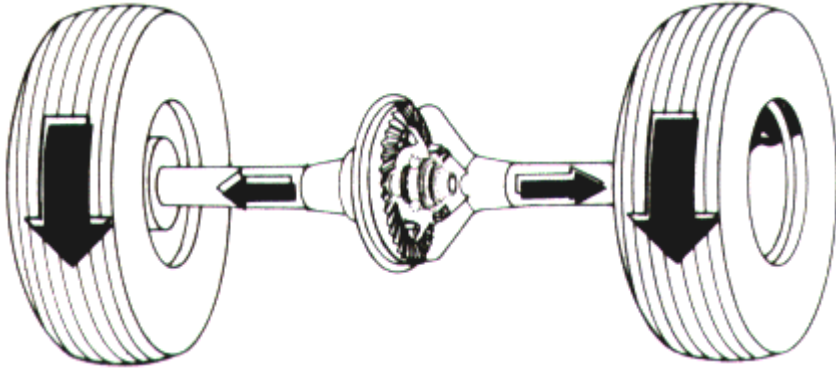
Taşıt virajdayken, dışarıda kalan tekerlek daha büyük bir mesafe kat etmelidir. Bu yüzden içerideki tekerden daha hızlı döner. Dış aks dişlisi kavramadan ayrılır. İç aks dişli ve kavrama kilitli kalır. Taşıta dönüş sürecinde iç tekerlek tarafından çekiş gücü kazandırılır.

Dönüş tamamlandığında, dış tekerlek tekrar iç tekerleğin hızına yavaşlar. Dış aks dişlisi kavraması ile yeniden birleşir. Tekerlekler aynı hızda döndüğünde, yaylar kavramanın aks dişlisi ile kilitli kalması için yeterli gücü sağlarlar.



**Şekil 5.5.** Standart diferansiyel ile dönüş hareketi [21]

Şekil 5.5. de görüldüğü gibi, standart bir diferansiyel ile, çekiş gücü dönen tekerleğin hareketi ile sınırlanmıştır. Sol teker uygunsuz bir yol koşulunda dönemediğinde, tork alamaz ve durur. Sağ tekere ise tork aktarımı vardır. Yalnız bir tekerin tork alabilmesi, yanıl sapma momentinin değişmesine ve araç stabilitesinin bozulmasına neden olur.



**Şekil 5.6.** E-Z Locker diferansiyel ile dönüş hareketi [21]

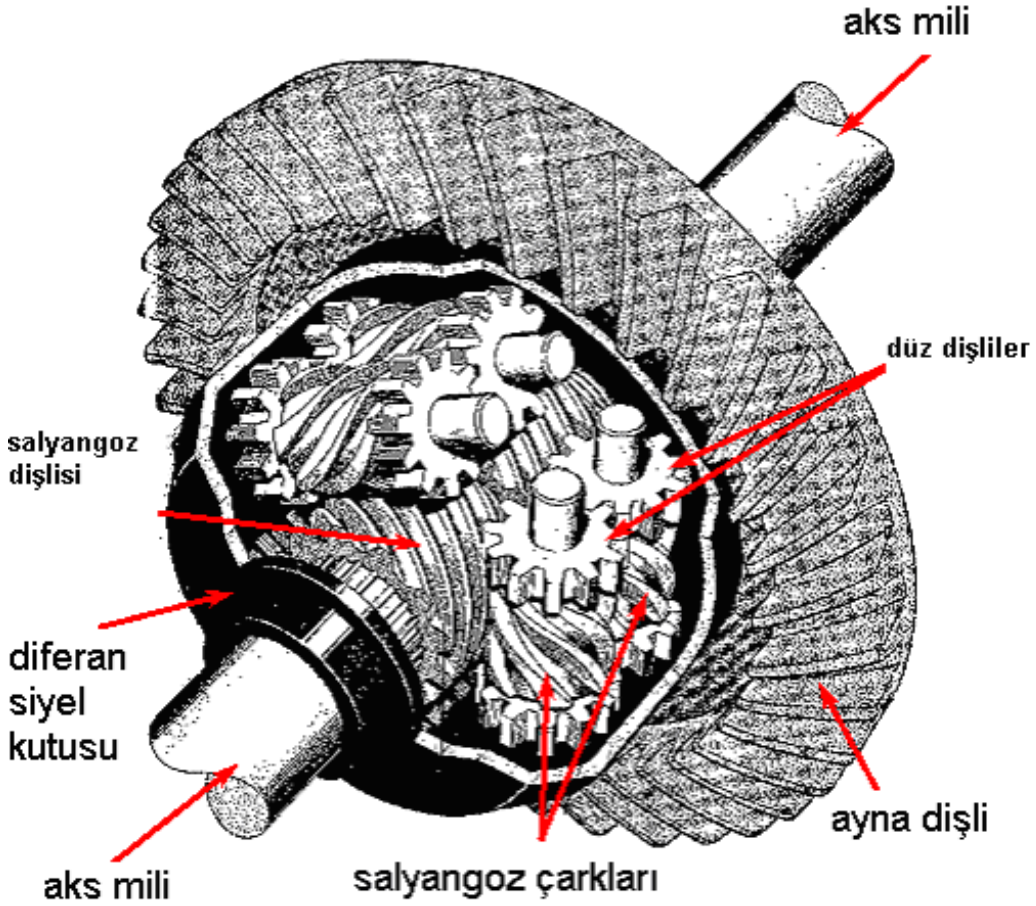
Şekil 5.6. da E-Z Locker diferansiyel ile her iki tekerleğe de tork aktarımı devam eder ve optimum çekiş gücü sağlanabilir. Eğer bir teker çekiş gücü kaybederse, aynı aksın diğer tarafında bulunan tekerlek, taşıtın ilerleyişini devam ettirecektir. Sol tekerin yerle teması kesilse dahi, sağ tekerden yanıl tork aktarımı sağlanır. Böylece sol teker durmaz. İki tekerlek arasında gerçekleşen tork aktarımı, aracın yanıl sapma momenti üzerinde olumlu etki yapar. Bu etkinin detayları tezin 6. bölümünde detaylı incelenmiştir.

### 5.1.1.3. Torsen Diferansiyel

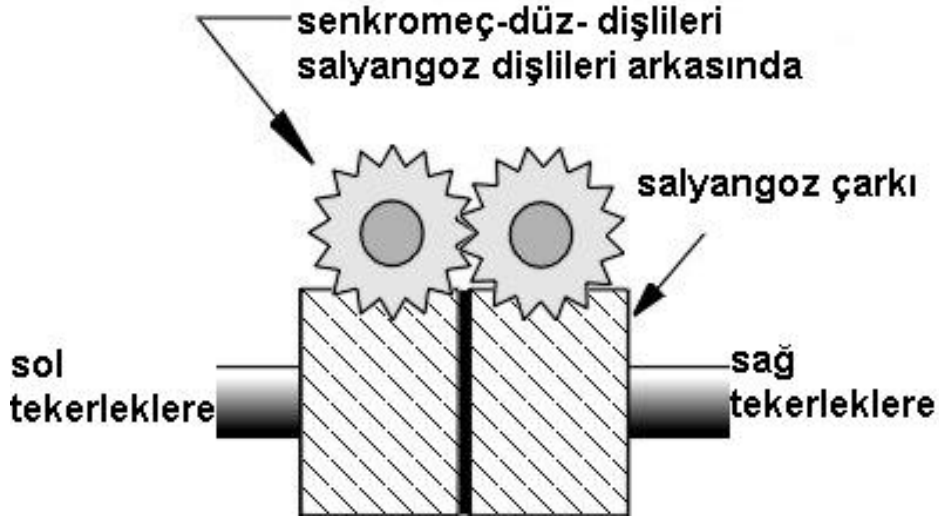
Audi'nin Quattro 4WD sistemi mekanik bir Torsen diferansiyel kullanır.

Torsen, "torque sensing" kelimesinden türetilmiştir ve torku hissetme anlamına gelir. Gleason Corporation adında bir Amerikan şirketi tarafından icat edilmiştir. Torsen'in kayma sınırlama yeteneği, zekice kullanılan salyangoz dişliler / helezon çark çifti tarafından yerine getirilmektedir. Bu çiftin özelliği, sürüş torkunun helezon çarktan helezon dişliye transfer edilebilmesidir. Ancak tersi yapılamaz. Aksi takdirde dişliler kilitlenirler.

Şekil 5.8. Torsen diferansiyelin nasıl çalıştığını açıklamaktadır. Normal dönüşte Torsen diferansiyel, standart diferansiyel ile aynı fonksiyonu sağlar. Salyangoz çark, salyangoz dişli çiftinin toplamı çıkış millerinin hız farkını etkilemez. Örneğin araba sola dönerse, sol tekere



Şekil 5.7. Torsen diferansiyel [5]



**Şekil 5.8.** Torsen diferansiyel dişlileri [25]

güç aktaran mil, diferansiyel kutusundan daha yavaş çalışırken sağ tekere güç aktaran mil, diferansiyel kutusundan daha hızlı çalışır. Sol ve sağ salyangoz çarkları arasındaki hız farkı, senkromeç dişlileri içinde giderilebilir. Salyangoz çark/dişli çifti kitlenmez. Çünkü tork, salyangoz çarkından salyangoz dişliye transfer edilir.

Çarklardan biri, örneğin sağ çark, kötü yol yüzeyinde ya da başka bir nedenle çekiş kaybederse, dişli çifti etki altında kalır. Basit diferansiyelde, çekişte olan sol tekerleğe tork aktarılmaz. Buna karşın tüm tork, kayan sağ tekere gönderilir. Torsen diferansiyelde ise, daha hızlı dönen sağ salyangoz çark, sol salyangoz dişliyi hareketlendirecek, senkromeç aracılığıyla da sol dişli hareketlenecektir. Salyangoz dişli, salyangoz çarkını hareketlendirdiğinde sol salyangoz dişli ve sağ salyangoz dişli beraber kitlenirler. Bu yüzden her iki taraftaki tekerlekler aynı hızda döner ve taşıtı çekiş kaybından kurtarırlar.

Quattro coupe modellerinde görülen ilk nesil Quattro sistemi haricinde, sonraki Quattro sistemlerinin çoğu merkez ve arka akslarda Torsen diferansiyel kullanmıştır. Torsen pahalı bir sistemdir. Ancak, Torsen diferansiyelli 4WD taşıtların birçok avantajları vardır. Öncelikle, bu sistemin saf mekanik parçaları kayan tekere derhal tepki verirler. İkincisi bu, doğrusal bir kilitleme karakteristiği sağlar. Ayrıca Torsen sürekliliği olan bir 4WD sistemidir. Normal koşullarda, ön ve arka tekerlekler arasındaki tork dağılımı 50:50 dir. Başka oranlar da olabilir. Bu, salyangoz dişlilerin hatvesine bağlıdır.

Maliyet faktörü nedeniyle Audi'den başka çok az otomobil üreticisi Torsen diferansiyel kullanmıştır. Toyota'nın ralli uzmanı Celica GT4 çok az istisnadan biridir. Bu araç arka akslarında Torsen diferansiyel kullanılır.

Avantajları : Hızlı tepki, sürekli 4WD

Dezavantajları : Pahalı, tork dağılımı değişken

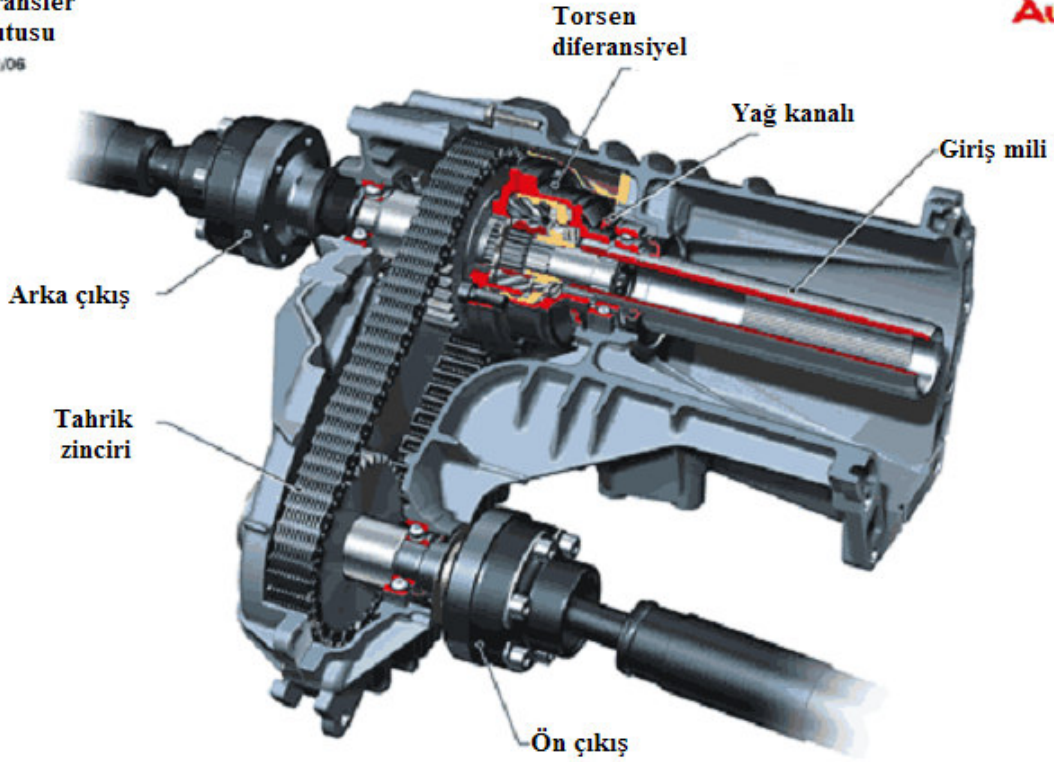
Kullanılan taşıtlar : Golf tipi olmayan tüm Audi Quattro modelleri, Toyota Celica GT4, Hummer v.b.

Quattro, bahsedilen geleneksel Torsen sisteminin pazarlama ismidir. Bu, Audi TT'nin gelişine kadar tüm Quattro modellerinin içerdiği sistemdir. (Audi TT modeli ise Haldex diferansiyel sistemini kullanır.) Bundan sonra Quattro, aktüel bir mekanizmadan daha ziyade ticari bir pazarlama markası olmuştur. Golf tipi A3, S3 ve TT haricindeki tüm Audi Quattro modelleri geleneksel Torsen diferansiyel sistemini kullanmaktadır.

Torsen diferansiyel tamamen mekanik bir cihazdır. Elektronik bölüm, kavrama veya viskoz akışkanlar içermez. Torsen, güç her iki tekere eşit miktarda aktarıldığında açık diferansiyel gibi çalışır. Bir teker çekiş kaybetmeye başlar başlamaz, tork değişimi Torsen diferansiyeldeki dişlilerin birbirine kenetlenmesine sebep olur. Diferansiyeldeki dişli dizaynı, tork eğilim oranını tayin eder. Örneğin, eğer özel bir Torsen diferansiyeli, 5:1 tork oranıyla dizayn edilirse, tekerlere 5 kat daha fazla tork uygulanmasına olanak sağlar. Bu da, iyi bir çekiş gücü elde edilmesini sağlar.

Torsen diferansiyel, yüksek performanslı dört çekerli araçlarda sıklıkla kullanılır. Viskoz kaplin gibi gücü ön ve arka tekerler arasında transfer etmek için kullanılırlar. Torsen diferansiyel torku sabit tekere kayma oluşmadan önce aktarır. Ancak, bir teker takımı çekiş gücünü tamamen kaybederse, Torsen diferansiyel diğer teker takımına hiç tork sağlayamaz.

AUDI Q7  
Transfer  
kutusu  
01/06

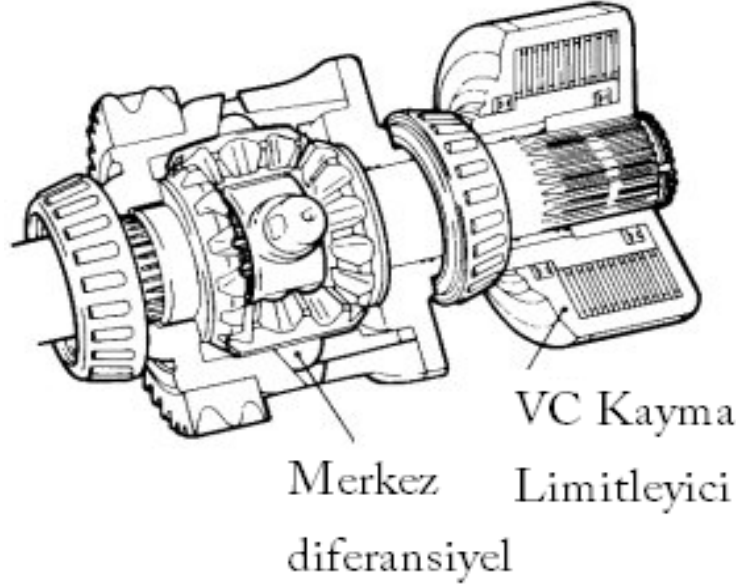


Şekil 5.9. Audi Q7 transfer kutusunda Torsen diferansiyel

#### 5.1.1.4. Viskoz Kavrama Diferansiyel Kilidi

Sınırlı kaymalı diferansiyel çeşitlerinden viskoz kavrama, sadece yarı zamanlı bir dört çekiş sağlar. Aralarında Toyota Celica GT4 ralli serisi, Subaru Impreza, Mitsubishi Lancer ve Ford Escort RS Cosworth' in de bulunduğu birçok taşıta başka tip bir merkezi diferansiyel adapte edilmiştir. Bu sistem torku ön ve arkaya normal koşullar altında dağıtan düzenli bir merkezi diferansiyel ve ek olarak kayma önleyici fonksiyon sağlayan bir viskoz kavrama diferansiyel kilidi içerir.

Viskoz kavrama diferansiyel kilidi diğer kilitli diferansiyel sistemlerinin bir benzeridir. Bu yüzden onun da geç tepki verme gibi bazı olumsuz özellikleri vardır. Ancak bunlar ciddi sorunlar olmadığı için, günümüzde en iyi ralli araçları bu sistemi kullanmaktadır. Bu sistem Torsen diferansiyelden daha hafif ve ucuzdur. Yarı zamanlı bir viskoz kavramanın verimini ise arttıran bir sistemdir.



**Şekil 5.10.** Viskoz kavrama diferansiyel kilidi [25]

Avantaj : Fiyat ve performans- verim dengesi iyidir.

Dezavantaj : Geç tepki verme dışında özel bir kusuru yoktur.

Kullanılan taşıtlar :

- Lancia Delta Integrale (Arka aksta Torsen diferansiyel ile birlikte)
- Ford Escort RS Cosworth (Arka aksta viskoz kavrama ile birlikte)
- Mitsubishi Lancer GSR 3000 GT VR4 (Arka aksta viskoz kavrama ile birlikte)
- Subaru Impreza ve Legacy manuel versiyonları (Arka aksta viskoz kavrama ile birlikte)
- Toyota Celica GT4 (Arka aksta Torsen diferansiyel ile birlikte)
- Bugatti EB110

### 5.1.2. Ayarlanabilir Kilitler

Sürücünün oturduğu koltuktan kilitleme yapabilmesini sağlar. Bu kilidin farklı uygulamaları vardır. Sıkıştırılmış hava-pnömatik sistem ile çalışan ARB'nin kullandığı ' Havalı Kilit ', elektronik selenoid valfler ile çalışan Eatons'un kullandığı ' E Kilit ' ve Nissan Navarra Frontier'de kullanılan ' Elektrikli Kilit ' bu uygulamalara örneklerdir.

Ayarlanabilir kilitler, açık diferansiyele sahip bir taşıta artan sürüş kabiliyeti ve manevra yeteneği sağlar. Ayrıca teker aşınmalarını azaltırlar. İstenir veya ihtiyaç duyulursa, sürekli kilitli kullanım da mümkündür. Fakat daha karmaşık ve bu nedenle de otomatik kilitlere

oranla daha pahalı sistemlerdir.

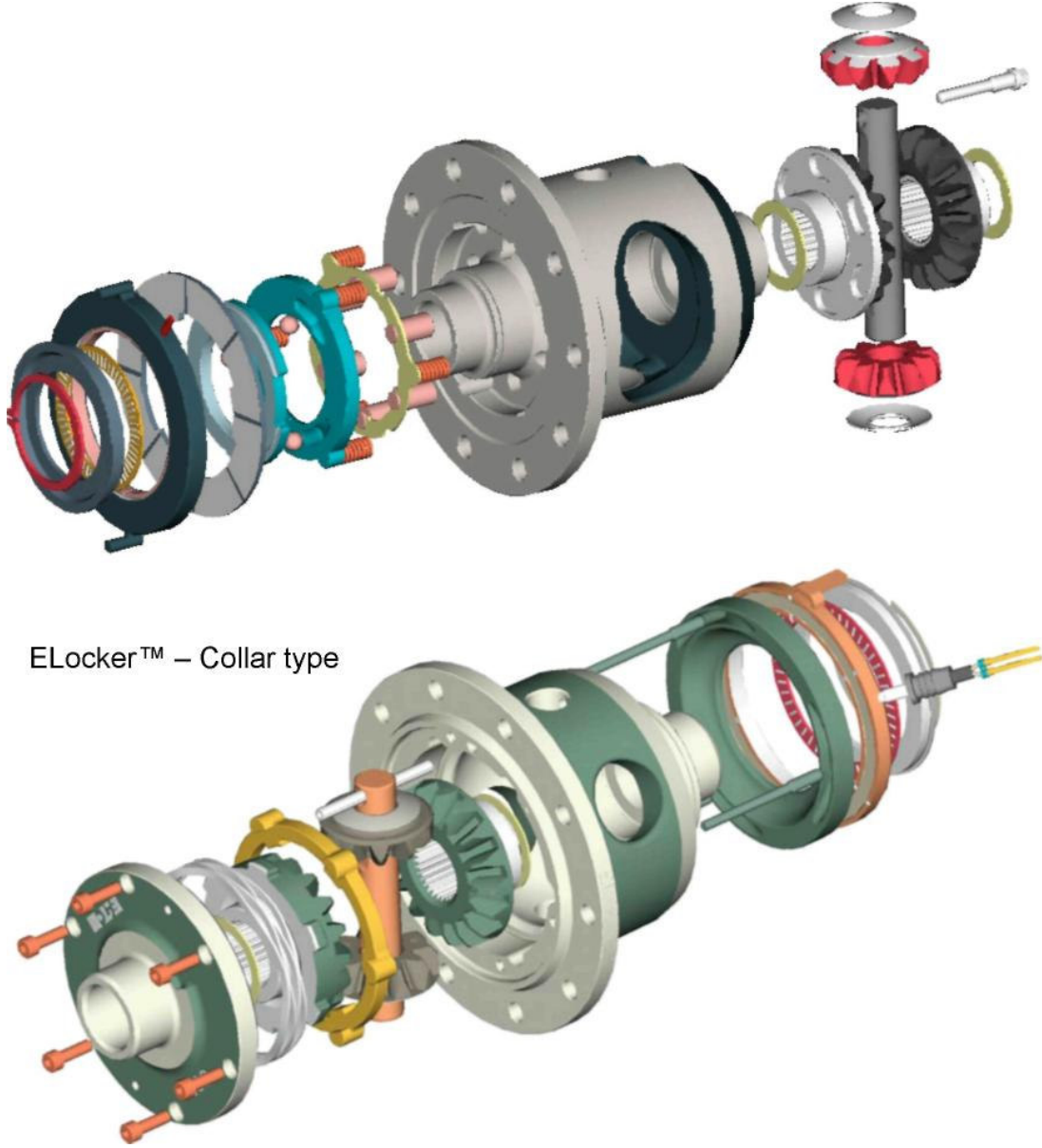
#### **5.1.2.1. E Locker Kilitli Diferansiyel**

E-Locker sürücü tarafından kontrol edilebilen, elektronik aktivasyonlu bir diferansiyeldir. Daha iyi çekiş gücü ve off-road kapasitesi kazandırmak için standart bir diferansiyele kolayca uygulanabilir. Günlük kullanım sırasında veya açık yolda E-Locker bir açık diferansiyel şeklinde çalışır. Bu kullanım çerçevesinde, dar park alanlarında manevra kabiliyeti ve virajlarda iyi yol tutuşu sağlar. Zorlu arazide ve çok iyi çekiş gücüne ihtiyaç duyuluyorsa bir düğme E- Locker sistemini aktive eder. Her iki tekere de herhangi bir zamanda torkun %100 ü sağlanabilir. E-Locker diferansiyel, ön akslarda veya off road taşıtlar için arka akslarda kullanılabilir.

E-Locker diferansiyel elektromanyetik bir üründür. Düğmeye basıldığında elektrik akımı güçlü bir elektromıknatısa verilir. Elektromıknatısa enerji dolduğunda, bir plaka üzerinde rampa hareketini aktive eden bir tork oluşturulur. Rampa mekanizması, dönüşteki gücü aksel hareketine çevirir. Kilitleme mekanizması diferansiyel aks dişlisi üzerindeki slotların içine girer ve aks dişlisini diferansiyel kutusuna kilitler. Sonuç olarak isteğe bağlı çekiş gücü ve tam kilitlenebilir bir diferansiyel sağlanır. E-Locker diferansiyel düğmesi kapatıldığında, bir yay grubu kilit mekanizmasını ayırır ve E-Locker diferansiyel tekrar bir açık diferansiyel gibi çalışmaya başlar.

E-Locker diferansiyel taşıt duruyorken veya 4,83 km/h hızın altında ya da en azından minimum patinaj durumunda kilitlenmelidir. Aksi takdirde diferansiyel birleştirme pimleri zarar görebilir veya uygunsuz kullanıma girdiğinden, ürün sağlayıcı firmanın kilitleme bileziğini garanti kapsamı dışına çıkarmasına sebep olabilir. Kilitleme, zorlu arazi koşulları aşıldıktan sonra kapatılmalıdır ve yüksek hızlarda (32,19 km/h üzeri) devam ettirilmemelidir. Kilitli diferansiyel, yüksek hızlarda istenmeyen taşıt davranışlarına veya taşıt kontrolünün kaybedilmesine sebep olabilir. E- Locker diferansiyel, taşıt hareket halindeyken bir düğme ile kapatılabilir.

Bir ön veya arka diferansiyel kilitlendiğinde, taşıtın davranışı ve manevra kabiliyeti değiştirilmiş olur. Direksiyon tepkisi ve manevra kabiliyeti çarpıcı olarak azalabilir. Ön aksta kullanılan bir E- Locker kilitlendiğinde direksiyonu yönlendirmek zorlaşır. Bu nedenle ön



**Şekil 5.11.** E Locker pimli tip diferansiyel ve E Locker bilezikli tip diferansiyel [22]

aksta E-Locker diferansiyel sadece düşük hızlarda ve sadece 4WD modunda kullanılmalıdır.

Diferansiyel, arazi koşulları gibi düşük çekiş gücü elde edilebilen yüzeylerde kilitlenmelidir. Virajlarda yüksek çekiş gücü sağlanabilen yüzeylerde diferansiyelin uzun süreli kilitli tutulması tahrik ve şase elemanları üzerinde aşırı zorlanmalar yaratır. Buzlu yüzeyler gibi kaygan zeminlerde kilitli diferansiyel kullanıldığında dikkatli olunmalıdır. Kaygan zeminlerde yüksek hızlarda diferansiyelin kilitli olması istenmeyen taşıt davranışı veya kontrol kaybı ile sonuçlanabilir. Diferansiyel kilitliyen taşıt dikkatli ve düşük hızla kullanılmalıdır.

## **5.2. Kilitli Diferansiyellerin Kontrolü**

### **5.2.1. Kavrama Kontrolü**

Kilitli diferansiyele ait kavramanın kaçırıp kaçırmadığını kontrol etmek için torkmetre kullanılır. Vites boşa alınır, aracın tekerlekleri yerden kesilecek kadar kaldırılır ve tekerin biri sökülür. Sökülen teker, diğerinin altına konularak dönmesi engellenir. Torkmetre ile sökülen tekerin aksı döndürülmeye çalışılır Aksın döndürülebilmesi için gereken moment tespit edilir. Tespit edilen değer katalogda verilen değer kadar olmalıdır. Bu, takriben 5-6 kg. m (40 Ib.ft) kadardır. Kavrama kaçırıyorsa onarılmalıdır.

### **5.2.2. Ayna Dişlisinin Kontrolü**

Diferansiyel dişli kutusunun sökülüp takılması gerektiği zaman, arka köprü açılmışken, ayna dişli kontrol edilir. Genel revizyonlarda, ayna dişli sökülüp yerine takıldıktan sonra ya da yeni ayna dişlisi kullanıldığı zaman kontrol yapılmalıdır. Çünkü ayna dişlisinin kendisinde herhangi bir çarpıklık ve bozukluk bulunmasa bile aynanın üzerindeki kutunun flanş kısmı bozuk olabilir.

Genel olarak ayna ile mahruti arasındaki boşluk 0, 1-0, 2 mm (0.004-0.009") arasında değişir. Eğer ölçülen boşluk bu değerlerin dışında kalırsa simlerle gereken ayar yapılır. Bazı diferansiyellerde dişli kutusu yataklarının sıkılık ayarı ile ayna-mahruti arasındaki boşluk miktarı simlerle değil yatak zarflarının arka tarafına yerleştirilen özel ayar somunları ile yapılır.

### 5.3. Aktif Diferansiyel

1993 yılının sonunda Formula 1 dalında sürücü destek sistemlerine (driver aid systems) bazı yasaklamalar getirildi. Bu sistemler ABS, traction control ve aktif süspansiyon idi. Bu sistemlerin hepsi aracın üç ana performans ölçütüne (traksiyon – yani çekiş gücü, frenaj ve yol tutuş) elektronik beyinler yardımı ile müdahale ederler. Fren ve gaz kontrolünde sürücünün kendi verebileceğinden daha hızlı ve verimli reaksiyon vermek, süspansiyon alanında da aracın yanal kaymalarına bakarak süspansiyon ayarlarını sürekli değiştirmek amaçtır. Benzer yasaklama ve kısıtlamalar ralli alanında da getirildi. Birim zamanda motorun içine alabildiği hava miktarını kısıtlayan turbo regülatörü buna bir örnektir. Bu tür yasaklar büyük ekipleri istedikleri performans artışlarını almak için diğer konularda ilerlemeler yapmaya zorladı ve Formula alanında gelişim 90'lı yılların ortalarından itibaren lastik, aerodinamik ve elektronik alanlarına, ralli dalında da özellikle aktarma (şanzıman – diferansiyel) organlarına yöneldi. Önce Kit Car ve WRC kurallarının çıkarılması ile sıralı (sequential) şanzımanlar sonra da bir beyinle kumanda edilen aktif diferansiyeller geliştirildi.

Aktif diferansiyel, aktif olarak birçok ayar yeteneğine sahip ve çok ileri bir kilitli diferansiyeldir. Bu sistem, motor elektronik kontrol ünitesine benzer bir kontrolcü ile yönetilir. Yani birçok sensörden bilgi alır, bunları değerlendirir ve buna göre diferansiyelin kitleme oranını anlık ve sürekli olarak ayarlar. Bir anlamda kapalı sistem olarak değerlendirilebilecek bu düzen şu sensörlerden bilgi alır:

1. Tekerlek hızı (motor çıkış hızı ile karşılaştırmalı olarak gözlenir)
2. Gaz kelebeği açısı
3. Direksiyon açısı
4. Fren basıncı
5. Yanal kayma

Bu bilgilere bakarak aracın hangi aksı üzerindeki hangi tekerleğinin patinajda olduğunu, sürücünün direksiyonu ne kadar ve hangi hızla çevirdiğini ve yanal kayma sensörüne bakarak aracın yönünü ve kayma oranını, ne kadar gaza basıldığını ve ne kadar fren yapılması gerektiğini anlamaya çalışır.

Bu bilgiyi alan aktif diferansiyel kontrol ünitesi aslında en basit anlamı ile bir 'debriyaj'

görevi yapan aktif mekanizmayı devreye sokar ve genel anlamı ile bu plaka, kilit mekanizmasına baskı yaparak daha fazla ya da daha az kilit uygulanmasını sağlar. Bu işlem her aks ve tekerleğe ayrı ayrı uygulanabilmektedir. Prensibi çok basit ama uygulaması çok karmaşık bir sistemdir.

Sistem tamamen elektro / hidrolik olarak çalışır. Yani elektronik beynin kumanda ettiği hidrolik iticiler tarafından tahrik edilir. Her elektronik beyin sisteminde olduğu gibi bu sistemde de önceden kaydedilmiş senaryolar ya da sürücü ve ekibin belirlediği ölçütlerden oluşan bazı sabit haritalar kullanılır. Yani her sistem önceden değişik zeminler ve koşullar için yapılmış bazı temel ayarlarla gelir. Ekipler genellikle bu ayarları sürücünün istekleri ve stiline göre değiştirerek ayarlar.

Sistemin en önemli avantajı, sonsuz ayar imkanı tanınması ve her zemin ve koşulda optimum çekişi sağlamasıdır. Sürücü eğer isterse, start anında diferansiyelleri tamamen kilitleyebilir ve etap içinde diğer ayarlardan birine dönebilir.

Aktif diferansiyel günümüzde kullanılan en karmaşık diferansiyel sistemidir. Basitçe aktif diferansiyel, değişken tork dağılımını ön ve arka akslar arasında dağıtabilen çok plakalı bir kavramdır. Lastik kayması ve diğer başka hususlar hakkında bir çok sensör vasıtasıyla bilgi toplayan bir bilgisayar, tork dağılımını kontrol eder. Dizayn ve yazılıma göre değişmekle birlikte, bazı sistemler sert virajlarda daha hassas çekiş kontrolü sağlar. Bazı sistemler istenen yetersiz yönlendirme ve aşırı yönlendirme karakteristiklerini taşır, bazıları normal koşullar altında hızlanma ve frenleme için çekiş gücünün en iyi kullanımını sunar.

WRC seviyesindeki araçlarda 2 - 3 adede kadar aktif diferansiyel kullanılabilir (ön-orta-arka akslarda). Grup N (örneğin Subaru Impreza) araçlarda ise genellikle orta diferansiyelde bu sistem bulunur. Sistemi kumanda eden ünite, aracın motor kumanda sistemi ile beraber çalışır. Aktif diferansiyeli dünyada ilk kullanan ekip Toyota'dır. Hemen arkasından da Ford ve Subaru takip etmiştir. Bu sistem, özellikle aracın ağırlık dağılımının değiştiği frenaj anlarında kilitleme oranını her tekerleğe farklı ve ihtiyacı kadar uygulayarak tekerleklerin yerle temasını kesmeden fren yapmasını sağlar, fren mesafesini kısaltır ve çok daha dengeli bir frenaj süreci yaşatır.

Sistemin avantajları en çok değişken ve kaygan zeminlerde ortaya çıkar. Bu nedenle de çekiş

gücünün ilerleyen lastik teknolojisi ile çok yüksek düzeyde olduğu Formula 1 ve pist alanlarında çok geniş kapsamlı olarak kullanılmaz. Zemin karakteri sürekli değişebilen toprak ya da asfalt bir rallide bu sistem kilometrede 1 saniyeye varan avantajlar sağlayabilir.

Günümüzde Subaru, Mitsubishi EVO 7 gibi taşıtlarda kullanılan aktif diferansiyele Porsche 959 tarafından öncülük edilmiştir.

### 5.3.1. Porsche 959 PSK Sistemi

Bugüne kadar Porsche 959 PSK ( Porsche Steuer Kupplung= Porsche Direksiyon Kavraması (Debriyajı) ) sistemi, maksimum çekiş gücü için normal koşullarda bile ( düz seyir durumu) değişken tork dağılımı sağlayan tek sistemdir. Bir çok durumda ön ve arka akslar arasındaki tork dağılımı 40:60 civarındadır. Aşırı ivmelenmede arka aksa ağırlık transferi arka tekerleklerdeki çekiş gücünü arttırırken, öndekini azaltır. PSK, daha iyi çekiş gücü sağlamak için torkun %80 lik kısmını arka aksa transfer eder. Kaygan yolda lastik kayması meydana



**Şekil 5.12.** Porsche 959 PSK sistemi [25]

geldiğinde bile 50:50 tork dağılım oranı kullanılır. Bilgisayar, gaz pozisyonu, direksiyon açısı, g kuvveti gibi parametreleri herhangi bir zamanda analiz ederek tork dağılım oranını belirler. PSK sistemi, tork dağılımını sadece kayma meydana geldiğinde değiştirebilen 4 çeker sistemlerin aksine tüm koşullar altında optimum çekiş gücü sağlar.

## PSK Mekanizması

Porsche PSK, merkezi diferansiyel yerine çok plakalı bir kavrama kullanır. Bunu ‘diferansiyel kavraması’ şeklinde isimlendirebiliriz. Çok plakalı kavramanın 6 çift sürtünme plakası mevcuttur. Her bir çift plaka, bilgisayar tarafından bağımsız olarak kontrol edilir ve hidrolik basınç ile aktive edilir. Bu, basitçe 6 bağımsız kavramaya tekabül eder.

Sistemi çalıştırmak için, ön ve arka tahrik milleri normal şartlarda farklı hızlarda seyretmelidir. Bu yüzden, Porsche 959‘da ön lastik çifti arka lastiklerden % 1 daha geniş bir çapa sahiptir. Ön ve arka tahrik milleri arasındaki hız farkı nedeniyle her bir bağımsız kavramanın 2 sürtünme plakası birbirlerinin etrafında dönerler. İlk kavramaya hidrolik basınç uygulandığında torkun ufak bir kısmı ön aksa aktarılacaktır. Ancak, eğer 6 kavramanın tümü eş zamanlı kitlenmez ise, iki tahrik mili tam olarak kitlenemez. 2. ve 3. kavramalar kitlendikçe, tork ön tekerleklerde yükseltilecektir. Takip eden tüm kavramalar tam olarak birbirine geçerse tork dağılımı 50:50 olabilir. Tüm bu aksiyon bilgisayar tarafından kontrol edilir. Yukarıda anlatılan durum düz seyir durumundaki durumdur. Diğer 4 çeker sistemler gibi kayma meydana geldiğinde torkun büyük bir kısmı her iki tahrik tekerine de gönderilebilir.

Porsche, ön ve arka tahrik milleri arasındaki hız farkı çok az iken motor kaynaklı enerjideki kayıpların % 0,4 den daha büyük olmadığını iddia etmektedir. Kavrama ölçümleri, aşınma durumunun önemsiz olduğunu ve taşıtın tüm ömrü sürecinde problem oluşturmayacağını göstermiştir.

Sistemin Avantajları:

- Normal koşullarda bile (kayma yokken) değişken tork dağılımı, en iyi çekiş gücü kullanımı
- Bilgisayar her parametreyi kontrol ettiği için teorik olarak mekanik parçaları ile sınırlanmadan herhangi normal veya anormal koşul ile baş edebilir. Tepki verme hızlıdır.

Sistemin Dezavantajları:

- Ağır ve pahalıdır.

Kullanılan taşıtlar: Porsche 959, Mitsubishi EVO 7, Subaru

#### 5.4. Diferansiyel Kilidinin F1 Otomobillerindeki Fonksiyonu

Formula 1 otomobillerinde çok uzun bir süredir diferansiyel kilidi mekanik olarak kullanılmaktadır. Ancak, ilk kez McLaren Mercedes takımının mühendisi Adrian Newey direksiyondan kumanda edilebilen, elektronik diferansiyel kilidini işler hale getirmiştir. Sistem binek otomobillerdeki elektronik kilitlerden daha farklıdır. Binek otomobillerde kilitlenme derecesi kendi kendine ayarlanırken, F1 otomobillerinde pilot tarafından ayarlanmaktadır. Bu sistem, şu an yalnızca Formula 1 otomobillerinde kullanılmaktadır ve sistemin çok yeni olmasından dolayı günümüz spor-binek otomobillerine uyarlanması henüz yapılamamıştır.

Geliştirilen bu elektronik sistem ile diferansiyeli kontrol altına almak son derece kolaylaşmıştır. Bir F1 pilotunun diferansiyel kilidini ayarlaması için yapması gereken tek şey, direksiyon üzerindeki silindir şeklinde olan butonu sağa ya da sola doğru çevirmektir. Bir tarafa doğru kilitlenme derecesi artarken diğer tarafa doğru kilitlenme derecesi azalmaktadır. Günümüzde F1 pilotları, virajdan viraja özel durumlar gerektiğinden bu düğmeyle istedikleri gibi oynarak otomobilden optimum performansı elde etmeyi başarmaktadırlar.

Diferansiyel kilidi Formula 1 otomobillerinde temel olarak 2 ana unsur için kullanılır.

##### 1. Frenaj anında dengeyi sağlamak

Kilitlenme derecesi arttırılmış bir diferansiyel, sert frenaj anında arka tarafın dengede kalmasını sağlarken, kilitlenme derecesi azaltılmış bir diferansiyel frenaj anında otomobilde oversteer'e ( aşırı yönlendirme ) neden olabilir.

##### 2. Virajın orta noktası döndükten sonrası ivmelenmeyi sağlamak

Diferansiyelin kilitli olması, virajda orta noktaya gelirken otomobilin arka tarafının biraz daha kontrolsüz kalmasına neden olur. Tekerler farklı hızda dönmek isterler, ancak kilitlenen diferansiyel buna izin vermediği için arkadan kayma durumu meydana gelir ve tekerlekler normalden çok daha kısa sürede yıpranır. Aynı zamanda TC ( patinaj kontrol ) açıksa, otomobil, virajın orta noktası sonrası hızlanmada fazlasıyla zorlanır ve yavaş kalır. Ancak, orta nokta sonrası TC kapalıysa otomobil etkin bir biçimde hızlanır. Eğer diferansiyelin

kilitlenme derecesi azaltılırsa, otomobil doğal olarak yukarıda yazılanların tam tersini uygular. Yani, virajın orta noktasına gelirken gayet düzgün yol tutar ve orta nokta sonrası TC'e bağlı olarak davranışını sergiler.

Otomobilden maksimum verim elde etmek için viraja yaklaşırken frenaj esnasında kilitlenme derecesi artırılır, otomobil yeterince yavaşladığında kilitlenme derecesi yavaş yavaş azaltılır ve virajın orta noktasından sonra düzlüğe yakınken derece iyice aşağı çekilir.

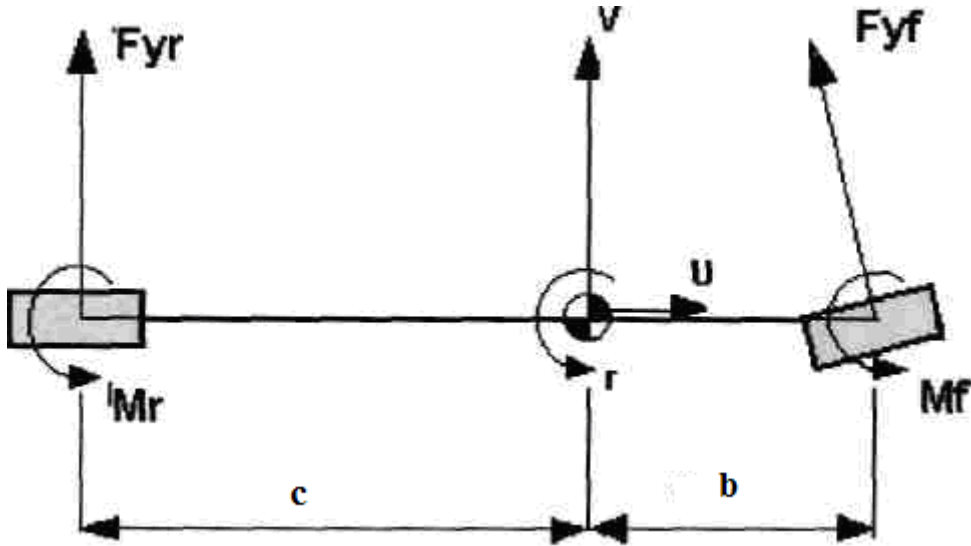
İtalyan otomobil üreticisi Alfa Romeo da, coupe karoserli GT ve kompakt hatchback 147'nin önden çekişli versiyonlarında Q2 adını verdiği kilitli diferansiyel seçeneğini sunmaktadır. Sürüş emniyetini arttırdığı ifade edilen Q2 aslında mekanik olarak çalışan bir kilitli torsen diferansiyeldir. Bu sistemde, iki ön tekerlek arasında aktarılan güç, yol ve kullanım şartlarına göre değişkenlik gösterir. Önden çekişli bir otomobille zemini ıslak bir viraja girildiğinde virajın iç tarafında kalan lastik üzerine düşen ağırlık, yaşanan ağırlık transferi nedeniyle azalır ve o tekerlekte patinaj eğilimine bağlı olarak önden kayma yaşanabilir. Eğer araçta elektronik sürüş destek sistemleri varsa, motorun gücü kesilerek bu durumun önüne geçilmeye çalışılır. Bu da sürüş zevkini olumsuz etkiler. Araçta kilitli diferansiyel varsa, tekerlekler arasında güç aktarımı daha dengeli yapılacağından daha güvenli ve keyifli bir sürüş gerçekleşir.

## 6. AKTİF DİFERANSİYELLERİN YANAL SAPMAYA ETKİLERİNİN DÖRT SERBESTLİK DERECELİ TAŞIT MODELİ KULLANILARAK İNCELENMESİ

Bu bölümde, genel taşıt kütlelerinin hareketini ifade etmek üzere şasi modeli, bu modele entegre edilen aktif diferensiyeli ifade etmek üzere kurulan model ile de yanal sapma davranışı incelenmiş, simülasyon sonuçları kullanılarak aktif diferansiyellerin özellikleri gösterilmiş ve referans bir sistem ile performansları kıyaslanmıştır.

### 6.1. İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli

İki serbestlik dereceli taşıt modeli, taşıtın yanal hareketini ve yanal sapma hareketini tanımlar. Şekil 6.1. bu modeli göstermektedir.



Şekil 6.1. İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli [1]

Bu model için bazı kabuller yapılmıştır:

1. Taşıt, yalpa ve kafa vurma hareketi yapmamaktadır.
2. Harekete karşı dirençler ve yol engebeleri modelde dikkate alınmamıştır. Taşıtın, pürüzsüz yol koşulunda ve aerodinamik kuvvetlerden bağımsız hareket ettiği kabul edilmiştir.
3. Taşıt simetriktir.  $I_{xz}=I_{yz}=I_{xy}=0$

Bu kabüllere bağlı olarak hareket denklemleri elde edilir:

### 6.1.1. İki Serbestlik Dereceli Taşıtın Yanal Hareket Denklemleri

$$\sum F_y = m(\dot{V} + U.r) = F_{yf} + F_{yr} \quad (6.1)$$

Yanal kuvvetler şu şekilde tanımlanabilir:

$$F_{yf} = c_{\alpha f} \left( \delta - \frac{V + b.r}{U} \right) \quad (6.2)$$

$$F_{yr} = c_{\alpha r} \left( \frac{-V + c.r}{U} \right) \quad (6.3)$$

Yanal kuvvet denklemleri yerine yazılırsa;

$$m(\dot{V} + U.r) = c_{\alpha f} \left( \delta - \frac{V + b.r}{U} \right) + c_{\alpha r} \left( \frac{-V + c.r}{U} \right) \quad (6.4)$$

$$m(\dot{V} + U.r) = \left( \frac{-c_{\alpha f} - c_{\alpha r}}{U} \right) V + \left( \frac{-b.c_{\alpha f} + c.c_{\alpha r}}{U} \right) r + c_{\alpha f} . \delta \quad (6.5)$$

Burada:

$$Y_v = \left( \frac{-c_{\alpha f} - c_{\alpha r}}{U} \right) \quad (6.6)$$

$$Y_r = \left( \frac{-b.c_{\alpha f} + c.c_{\alpha r}}{U} \right) \quad (6.7)$$

$$Y_\delta = c_{\alpha f} \quad (6.8)$$

Denklemler yerine yazılırsa;

$$\sum F_y = m(\dot{V} + U.r) = F_{yf} + F_{yr} = Y_v.V + Y_r.r + Y_\delta.\delta \quad (6.9)$$

$$\dot{V} = \frac{Y_v \cdot V + Y_r \cdot r + Y_\delta \cdot \delta - m \cdot r \cdot U}{m} \quad (6.10)$$

### 6.1.2. İki Serbestlik Dereceli Taşıtın Yanal Sapma Hareket Denklemleri

Yanal kuvvetler şu şekilde tanımlanabilir:

$$F_{yf} = c_{\alpha f} \left( \delta - \frac{V + b \cdot r}{U} \right) \quad (6.11)$$

$$F_{yr} = c_{\alpha r} \left( \frac{-V + c \cdot r}{U} \right) \quad (6.12)$$

Doğrusal kuvvetler ise şu şekilde tanımlanır:

$$F_{xl} = \frac{T_i}{r_r} \quad (6.13)$$

$$F_{xr} = \frac{T_i}{r_r} \quad (6.14)$$

Denklemler yerine yazılırsa, aracın yanal sapma hareketini tanımlayan denklem ortaya çıkar:

$$I_{zz} \cdot \dot{r} = \left( \frac{-b \cdot c_{\alpha f} + c \cdot c_{\alpha r}}{U} \right) V + \left( \frac{-b^2 \cdot c_{\alpha f} - c^2 \cdot c_{\alpha r}}{U} \right) r + b \cdot c_{\alpha f} \cdot \delta \quad (6.15)$$

Burada:

$$N_v = \frac{-b \cdot c_{\alpha f} + c \cdot c_{\alpha r}}{U} \quad (6.16)$$

$$N_r = \frac{-b^2 \cdot c_{\alpha f} - c^2 \cdot c_{\alpha r}}{U} \quad (6.17)$$

$$N_\delta = b \cdot c_{\alpha f} \quad (6.18)$$

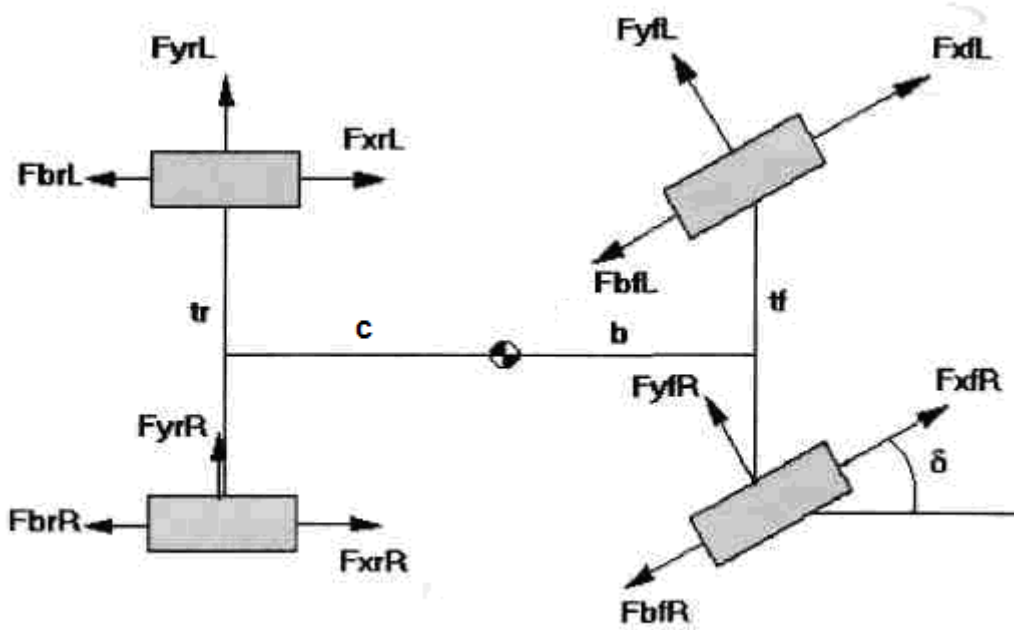
Denklemler yerine yazılırsa;

$$\sum M_z = I_{zz} \cdot \dot{r} = b \cdot F_{yf} - c \cdot F_{yr} + \frac{t}{2} F_{xl} - \frac{t}{2} F_{xr} = N_v \cdot V + N_r \cdot r + N_\delta \delta \quad (6.19)$$

$$\dot{r} = \frac{N_v \cdot V + N_r \cdot r + N_\delta \cdot \delta}{I_{zz}} \quad (6.20)$$

## 6.2. Dört Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli

Dört serbestlik dereceli taşıt modeli, taşıtın yanal hareketi ve yanal sapma hareketine ek olarak doğrusal hareket ve yalpa hareketlerini de tanımlar.



Şekil 6.2. Dört Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli [1]

Kabüller:

- 4 serbestlik derecesi: doğrusal, yanal, yanal sapma ve yalpa hareketleri
- Taşıt, sabit doğrusal hızla hareket etmektedir.
- Taşıt, arka tekerleklerden tahriklidir.

- d) Taşıt simetriktir.  $I_{xz}=I_{yz}=I_{xy}=0$
- e) Aracın doğrusal eksenini etrafında yanal yük transferi mevcuttur.
- f) Harekete karşı dirençler ve yol engebeleri modelde dikkate alınmamıştır. Taşıtın, pürüzsüz yol koşulunda ve aerodinamik kuvvetlerden bağımsız hareket ettiği kabul edilmiştir. Bu yüzden, torklar direkt olarak lastiklere iletilmektedir.

Bu kabüllere bağlı olarak hareket denklemleri elde edilir:

### 6.2.1. Dört Serbestlik Dereceli Taşıtın Yanal Hareket Denklemleri

Yanal kuvvetler şu şekilde tanımlanabilir:

$$F_{yf} = c_{\alpha f} \left( \delta - \frac{V + b.r}{U} \right) \quad (6.21)$$

$$F_{yr} = c_{\alpha r} \left( \frac{-V + c.r}{U} \right) \quad (6.22)$$

Yanal kuvvet denklemleri yerine yazılırsa;

$$m(\dot{V} + U.r) = c_{\alpha f} \left( \delta - \frac{V + b.r}{U} \right) + c_{\alpha r} \left( \frac{-V + c.r}{U} \right) \quad (6.23)$$

$$m(\dot{V} + U.r) = \left( \frac{-c_{\alpha f} - c_{\alpha r}}{U} \right) V + \left( \frac{-b.c_{\alpha f} + c.c_{\alpha r}}{U} \right) r + c_{\alpha f} . \delta \quad (6.24)$$

Burada:

$$Y_v = \left( \frac{-c_{\alpha f} - c_{\alpha r}}{U} \right) \quad (6.25)$$

$$Y_r = \left( \frac{-b.c_{\alpha f} + c.c_{\alpha r}}{U} \right) \quad (6.26)$$

$$Y_\delta = c_{\alpha f} \quad (6.27)$$

Denklemler yerine yazılırsa;

$$\sum Fy = m(\dot{V} + U.r) = F_{yf} + F_{yr} = Y_v.V + Y_r.r + Y_\delta.\delta \quad (6.28)$$

$$\dot{V} = \frac{Y_v.V + Y_r.r + Y_\delta.\delta - m.r.U}{m} \quad (6.29)$$

### 6.2.2. Dört Serbestlik Dereceli Taşıtın Yanal Sapma Hareket Denklemleri

Yanal kuvvetler şu şekilde tanımlanabilir:

$$F_{yf} = c_{\alpha f} \left( \delta - \frac{V + b.r}{U} \right) \quad (6.30)$$

$$F_{yr} = c_{\alpha r} \left( \frac{-V + c.r}{U} \right) \quad (6.31)$$

Doğrusal kuvvetler ise şu şekilde tanımlanır:

$$F_{xl} = \frac{T_i}{r_r} \quad (6.32)$$

$$F_{xr} = \frac{T_i}{r_r} \quad (6.33)$$

Denklemler yerine yazılırsa, aracın yanal sapma hareketini tanımlayan denklem ortaya çıkar:

$$I_{zz}.\dot{r} = \left( \frac{-b.c_{\alpha f} + c.c_{\alpha r}}{U} \right) V + \left( \frac{-b^2.c_{\alpha f} - c^2.c_{\alpha r}}{U} \right) r + b.c_{\alpha f}.\delta \quad (6.34)$$

Burada:

$$N_v = \frac{-b.c_{\alpha f} + c.c_{\alpha r}}{U} \quad (6.35)$$

$$N_r = \frac{-b^2 \cdot c_{\alpha f} - c^2 \cdot c_{\alpha r}}{U} \quad (6.36)$$

$$N_\delta = b \cdot c_{\alpha f} \quad (6.37)$$

Denklemler yerine yazılırsa;

$$\sum M_z = I_{zz} \cdot \dot{r} = b \cdot F_{yf} - c \cdot F_{yr} + \frac{t}{2} F_{xl} - \frac{t}{2} F_{xr} = N_v \cdot V + N_r \cdot r + N_\delta \delta \quad (6.38)$$

$$\dot{r} = \frac{N_v \cdot V + N_r \cdot r + N_\delta \cdot \delta}{I_{zz}} \quad (6.39)$$

### 6.2.3. Dört Serbestlik Dereceli Taşıtın Doğrusal Hareket Denklemleri

$$\sin \phi = \frac{a}{r_w} \quad (6.40)$$

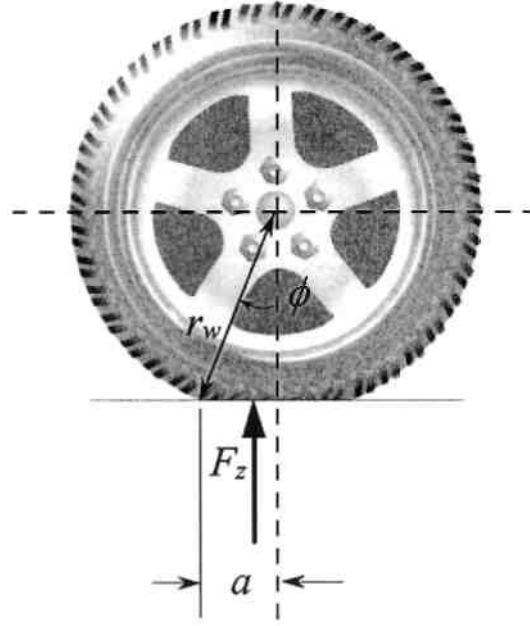
$$\phi = \arcsin\left(\frac{a}{r_w}\right) \quad (6.41)$$

$$r_{eff} = \frac{a}{\phi} \quad (6.42)$$

$$w_{wf} = w_{wr} = \frac{\phi}{t} \quad (6.43)$$

$$m(\dot{U} - V \cdot r) = F_{xf} + F_{xr} \quad (6.44)$$

$$\dot{U} = \frac{(F_{xf} + F_{xr})}{m} + V \cdot r \quad (6.45)$$



Şekil 6.3. Efektif lastik yarıçapı ve açısal hız [6]

#### 6.2.4. Dört Serbestlik Dereceli Taşıtın Yalpa Hareket Denklemleri

$$\sum Mx = I_{xx} \dot{p} = \left[ M_\phi - K_\phi \cdot \phi - c_\phi \cdot \dot{\phi} \right] \quad (6.46)$$

$$M_\phi = [F_y \cdot h_i \cdot \cos(\phi) - m \cdot g \cdot h_i \sin(\phi)] \cos \varepsilon \quad (6.47)$$

$\varepsilon$  ve  $\phi$  küçük açılardır.  $\cos(\phi) = \cos \varepsilon \cong 1$  ve  $\sin(\phi) \cong 0$  alınır.

$$M_\phi = [m \cdot (\dot{V} + r \cdot U) h_i + m \cdot g \cdot h_i \cdot \phi] \quad (6.48)$$

$$K_\phi = K_{\phi f} + K_{\phi r} \quad (6.49)$$

$$c_\phi = c_{\phi f} + c_{\phi r} \quad (6.50)$$

Denklemler yerine yazılırsa;

$$\sum Mx = I_{xx} \dot{p} = \left[ m \left( \dot{V} + r.U \right) h_i + m.g.h_i.\phi - (K_{\phi_f} + K_{\phi_r}).\phi - (c_{\phi_f} + c_{\phi_r}).\dot{\phi} \right] \quad (6.51)$$

$$\dot{p} = \frac{\left[ m \left( \dot{V} + r.U \right) h_i + m.g.h_i.\phi - (K_{\phi_f} + K_{\phi_r}).\phi - (c_{\phi_f} + c_{\phi_r}).\dot{p} \right]}{I_{xx}} \quad (6.52)$$

### 6.3. Yanal Sapma Kontrol Uygulaması

#### 6.3.1. Şasi Modeli

Araştırmayı uygulayabilmek için bir araç yönetim sistemi oluşturulmuştur. Bu modelin ana özellikleri aşağıda belirtilmiştir:

#### Kabüller:

4 serbestlik dereceli modelde belirtilen kabüllere ek olarak şu kabüller yapılabilir.

a) Kayma açısı ve tekerleklerin viraj sertlikleri arasındaki ilişkiyi gösteren veriler, sabit hız için elde edilmiştir. Taşıtın dönüş hareketi sırasında hız sabittir. Hız, modelde bir 'speed error' input vasıtasıyla sabit tutulmuştur. [32]

b) Kontrolcü yani diferansiyel aktivatörleri, tekerlek torqları arasındaki farkı hemen algılamaktadır. Kontrol eyleminde mekanizmanın ataleti ihmal edilmiştir.

#### 6.3.2. Diferansiyel Modelleri:

İki tip diferansiyel modeli düşünülmüştür: Standart ve aktif diferansiyel.

Buna ek olarak, referans bir diferansiyel, idealize hareketi tanımlamak için kullanılmıştır.

##### 6.3.2.1. Referans Diferansiyel Modeli

Referans diferansiyel modeli, arzu edilen performansı tanımlar. İki serbestlik dereceli doğrusal bisiklet modelinden oluşturulmuştur. Yanal hareket ve yanal sapma hareket

denklemleri ile tanımlanmıştır.

### 6.3.2.2. Standart Diferansiyel Modeli

Standart diferansiyel; yanal hareket, yanal sapma hareketi, doğrusal hareket ve yalpa hareket denklemleri ile dört serbestlik dereceli olarak tanımlanmıştır. Fakat tekerlekler arasında tork aktarımı yapılamaz. Böyle bir diferansiyel, tekerlek torkunun şu şekilde tanımlanmasını sağlar.

$$T_r = \frac{T_i}{2} \quad (6.53)$$

$$T_l = \frac{T_i}{2} \quad (6.54)$$

Burada;

T<sub>i</sub>: Tahrik tekerleklerine aktarılan toplam tork (Nm)

T<sub>r</sub>: Sağ tekerleğe aktarılan toplam tork (Nm)

T<sub>l</sub>: Sol tekerleğe aktarılan toplam tork (Nm)

Standart diferansiyel, tekerleklerin her birine eşit tork sağlamaktadır. Bu, tahrik tekerleklerine aktarılan toplam torkun yarısıdır.

Dört serbestlik dereceli taşıtın yanal sapma hareket denklemleri ( 6.38 ) ve ( 6.39 ) ,  $\Delta T=0$  için meydana gelmektedir.

$$\sum M_z = I_{zz} \cdot \dot{r} = b \cdot F_{yf} - c \cdot F_{yr} + \frac{t}{2} F_{x\ell} - \frac{t}{2} F_{xr} = N_v \cdot V + N_r \cdot r + N_\delta \cdot \delta + N_T \cdot \Delta T$$

$$\dot{r} = \frac{N_v \cdot V + N_r \cdot r + N_\delta \cdot \delta + N_T \cdot \Delta T}{I_{zz}}$$

$\Delta T=0$  için (6.38) ve (6.39) yanal sapma hareket denklemleri, standart diferansiyel için elde edilmişti.

$$\sum M_Z = I_{zz} \cdot \dot{r} = b.F_{yf} - c.F_{yr} + \frac{t}{2} F_{xl} - \frac{t}{2} F_{xr} = N_v.V + N_r.r + N_\delta.\delta$$

$$\dot{r} = \frac{N_v.V + N_r.r + N_\delta.\delta}{I_{zz}}$$

### 6.3.2.3. Aktif Diferansiyel Modeli

Arkadan çekişli bir araçtaki aktif diferansiyel, torku arka aks boyunca yanlara iletebilir. Bu özelliğin aracın yanal sapma hareketine olan etkisi şekil 6.2'deki gibi gösterilebilir. Burada araç sağa dönerken tork, sağ tekerlekten sol tekerleğe aktarılmaktadır. Bu durum, aracın sol tarafında sağ tarafına oranla daha büyük bir doğrusal kuvvet oluştururken, aracın döndüğü yönde bir yanal sapma momenti meydana getirir.

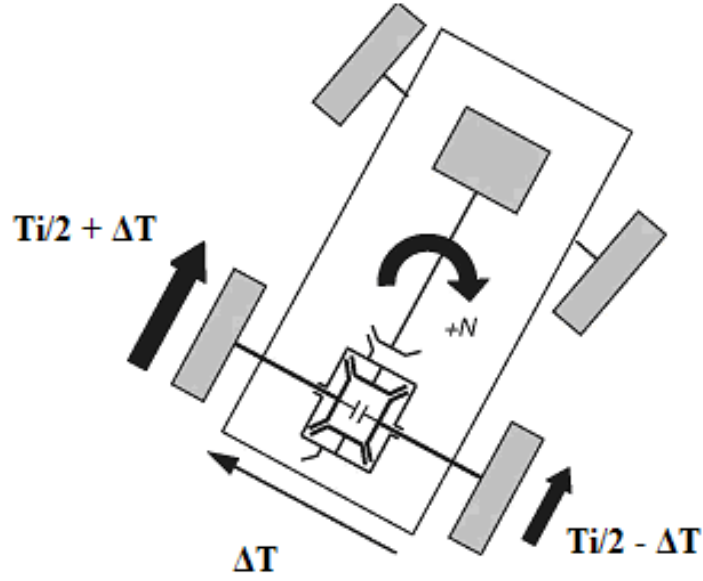
Şekil 6.2.de gösterilen durum, bir sınırlı kaymalı diferansiyel (LSD) için geçerli olamaz. LSD'de  $\Delta T$ ' nin yönü, Şekil 6.2.de gösterilen tork aktarım yönünün tam tersinedir. Çünkü LSD, torku her zaman daha yavaş dönen tekerleğe aktarır. Burada ise, sağa dönen taşıtta hızlı dönme eğilimi içinde olan sol tekerleğe tork aktarılmaktadır. Yani, yavaş olan tekerlekten hızlı olana tork aktarılabilmektedir.

$\Delta T$ , sağ tekerlekten sol tekerleğe aktarılabilen torktur. Açık diferansiyelde, tahrik tekerlerine aktarılan toplam tork  $T_i$ , sağ ve sol tekerleğe aktarılabilen torklar ise  $T_i/2$  dir. Yani  $\Delta T=0$  dır. Aktif diferansiyelde ise, bir tekerlekten diğerine  $\Delta T$  büyüklüğünde tork aktarılmış ve aktarım sonunda tork miktarları; sol tekerlekte  $T_i/2 + \Delta T$ , sağ tekerlekte ise  $T_i/2 - \Delta T$  şeklinde oluşmuştur. Sol tekerleğin aldığı tork ile sağ tekerleğin aldığı tork toplamı yine;

$$\frac{T_i}{2} + \Delta T + \frac{T_i}{2} - \Delta T = T_i \text{ dir.}$$

(6.39) nolu yanal sapma hareket denklemi aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$\sum M_Z = I_{zz} \cdot \dot{r} = b.F_{yf} - c.F_{yr} + \frac{t}{2} F_{xl} - \frac{t}{2} F_{xr}$$



**Şekil 6.4.** Pozitif tork transferi ile oluşturulan yanal sapma momenti [7]

(6.30) ve (6.31) nolu yanal kuvvetler de aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$F_{yf} = c_{\alpha f} \left( \delta - \frac{V + b.r}{U} \right)$$

$$F_{yr} = c_{\alpha r} \left( \frac{-V + c.r}{U} \right)$$

Doğrusal kuvvetler ise standart diferansiyelin aksine,  $\Delta T$  yanal tork aktarımı sebebiyle şu şekilde tanımlanır:

$$F_{xl} = \frac{T_i}{r_r} + \frac{\Delta T}{r_r} \quad (6.55)$$

$$F_{xr} = \frac{T_i}{r_r} - \frac{\Delta T}{r_r} \quad (6.56)$$

Denklemler yerine yazılırsa, aracın yanal sapma hareketini tanımlayan denklem ortaya çıkar:

$$I_{zz} \cdot \dot{r} = \left( \frac{-b.c_{\alpha f} + c.c_{\alpha r}}{U} \right) V + \left( \frac{-b^2.c_{\alpha f} - c^2.c_{\alpha r}}{U} \right) r + b.c_{\alpha f} \cdot \delta + \frac{t}{r_r} \cdot \Delta T \quad (6.57)$$

Burada: (6.35), (6.36) ve (6.37) ifadeleri sırasıyla  $N_v$ ,  $N_r$  ve  $N_\delta$  olarak elde edilmiştir.

$$N_v = \frac{-b.c_{\alpha f} + c.c_{\alpha r}}{U}$$

$$N_r = \frac{-b^2.c_{\alpha f} - c^2.c_{\alpha r}}{U}$$

$$N_\delta = b.c_{\alpha f}$$

$$N_T = \frac{t}{r_r} \quad (6.58)$$

Denklemler yerine yazılırsa;

$$\sum M_z = I_{zz} \cdot \dot{r} = N_v \cdot V + N_r \cdot r + N_\delta \cdot \delta + N_T \cdot \Delta T \quad (6.59)$$

$$\dot{r} = \frac{N_v \cdot V + N_r \cdot r + N_\delta \cdot \delta + N_T \cdot \Delta T}{I_{zz}} \quad (6.60)$$

Yanal tork aktarımının mümkün olduğu dört serbestlik dereceli taşıt, aktif diferansiyelli taşıt modeli olarak tanımlanmıştır. Yanal sapma hareket denklemleri ( 6.59 ) ve ( 6.60) olarak elde edilmiştir.

6.57 numaralı denklemden, yan tork transferinin direkt olarak bir aracın sabit yanal sapma oranını ve dolayısıyla yönetim dengesini etkilediği açıkça anlaşılmaktadır. Tork aktarımının yönü kontrol edilebildiği için, bu durum özellikle aktif diferansiyellerde özel bir ilgi alanıdır.

6.57 numaralı denklemin  $r$  ( yanal sapma hızı) 'ye göre türevi alınırsa kontrollü aktif

diferansiyel kullanılarak oluşturulmuş tork aktarımı olan bir model için yanal sapmadaki değişme miktarı ifade edilebilir.

$$\frac{dn}{dr} = \frac{1}{U} \cdot (b^2 \cdot c_{\alpha f} + c^2 \cdot c_{\alpha r}) - \frac{d}{dr} \left( \frac{\Delta T}{r_r} \cdot t \right) \quad (6.61)$$

Eşitlik (6.61)'daki birinci terim, araç hızına ters orantılıdır. U yükselirse, 1. terim yani  $\frac{1}{U} \cdot (b^2 \cdot c_{\alpha f} + c^2 \cdot c_{\alpha r})$  terimi azalır. b ve c sabit olmak üzere, 1. terimin sabit kalması için  $c_{\alpha f}$  ve  $c_{\alpha r}$  değerleri düşmelidir. Bu da aracın stabilitesini azaltır. Bu durum, yüksek hızlarda aracın stabilitesinde azalma gerçekleşmesinin nedenini açıklar.

Aktif bir diferansiyel her hızda yanal sapmada değişme oluşturabilir. Yanal sapmadaki değişimin sınırları sadece maksimum kilitleme torku ve tekerleklere bağlıdır. (Hancock 2007)

Aktif diferansiyelde, tork aktarımının yönünün kontrol edilmesiyle, yanal sapma momentini aracın döndüğü yönün tersine çevirerek yanal sapmada değişme oluşturulmaktadır.

Aktif diferansiyelde şaftlar arasındaki tork aktarımının büyüklüğünü ve yönünü kontrol edebilmek için iki kavrama kullanılır. Eğer sol taraftaki tekerleğe aktarım isteniyorsa, sol taraftaki kavrama kullanılır; sağ taraftaki tekerleğe aktarım yapılacaksa, sağ taraftaki kavrama kullanılır. LSD'deki gibi aktif diferansiyellerde de arzu edilen miktarda tork transferi elde edilmesi, kavrama düzlemleri arasında yeterli oranda hız farkının bulunmasına bağlıdır. Ancak taşıyıcı ve kavrama düzlemleri arasındaki ek kavrama böyle bir hız farkının bulunmasını daha olanaklı kılar. Kullanılan vites oranları, kavrama düzlemleri arasındaki hız farkının %25'ten az olduğu durumlarda, tork aktarımının kavramadaki kaymanın yönünü kontrol edebilecek düzeyde olacağını garantiler. (Hancock 2007)

### 6.3.3. Kontrolcü Tasarımı

Aktif diferansiyelin yanal sapma dinamikleri üzerine olan potansiyel etkisini analiz edebilmek için uygun bir kontrol algoritması uygulamak gereklidir. Yanal sapma hızı geri bildirimli olan referans bir model bu yüzden geliştirilmiş ve bu bölümde tarif edilmiştir.

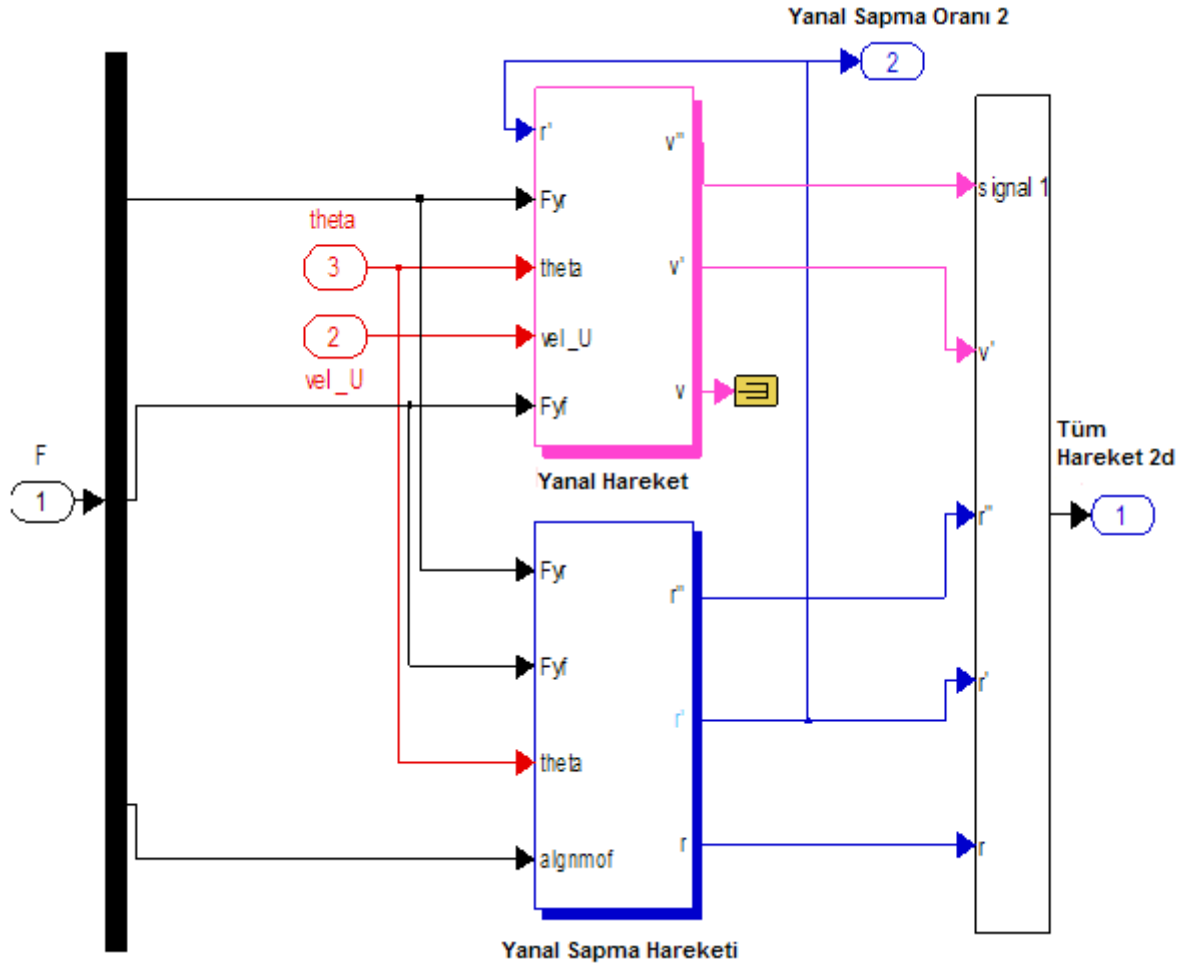
Referans modeli, geri bildirim kontrolcüsünün hedef olarak kullandığı arzu edilen performansı tanımlar. 2 serbestlik dereceli doğrusal bisiklet modelinden oluşturulmuştur.

2 serbestlik dereceli referans modelden elde edilen yanal sapma hızı, 4 serbestlik dereceli standart modelden elde edilen yanal sapma hızı ile karşılaştırılmalıdır. Bunu sağlamak için; aktif diferansiyeli tanımlayan bir bulanık mantık kontrolcü, iki modele ait yanal sapma hızları arasındaki farkı 'input' olarak algılar. Bu fark, modelde 'yaw error' olarak ifade edilmiştir. 'Yaw error' algısına bağlı olarak kontrolcü, tekerlekler arasında ne kadar tork aktarılması gerektiğini belirler.

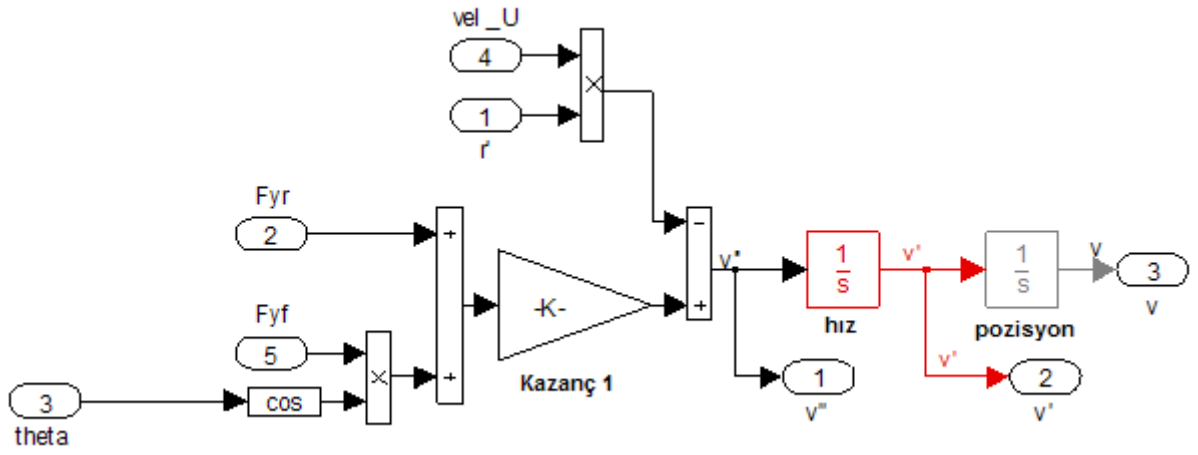
Bulanık mantık kontrolcü, ayrıca 4 serbestlik dereceli standart model ve 2 serbestlik dereceli referans modelin doğrusal hız karşılaştırmasını da 'input' olarak algılar. Bu karşılaştırma, modelde 'speed error' olarak ifade edilmiştir. 'Speed error' algısına bağlı olarak kontrolcü, tekerleklere ne kadar çekiş kuvveti-tork aktarılması gerektiğini belirler. Çekiş kuvvetini etkileyen faktör, gaz kelebeğidir. 'Speed error' düşükse gaz kelebeği az açılır. Gaz kelebeği açıklığı yüzdesel olarak ifade edilir ve çekiş kuvveti formülünde çarpan oluşturur. Bu döngü basit bir hız kontrol uygulaması olarak da kullanılmaktadır.

## 6.4. Programlama ve Taşıt Simulasyonu

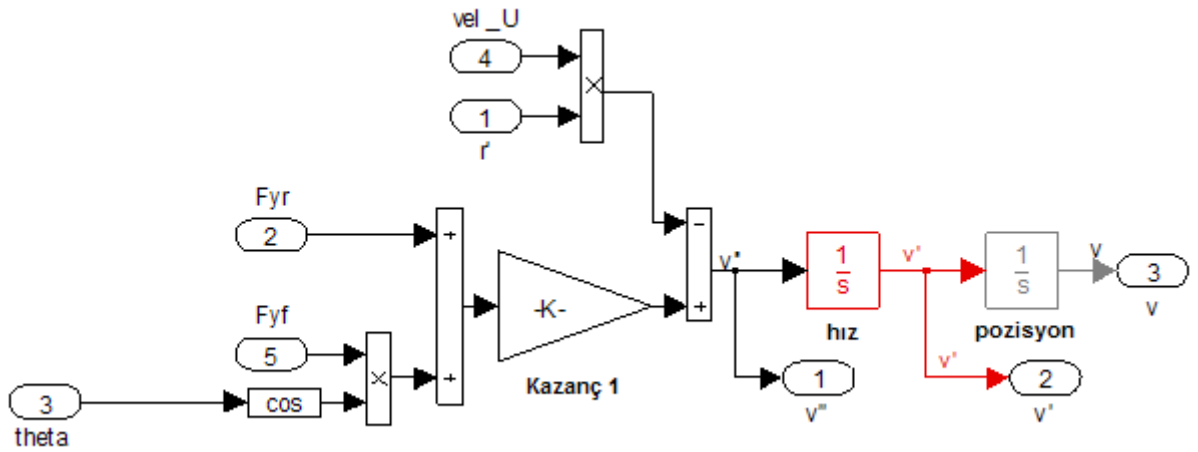
### 6.4.1. İki Serbestlik Dereceli Taşıt Simulasyonu



Şekil 6.5. İki serbestlik dereceli taşıt simulasyonu

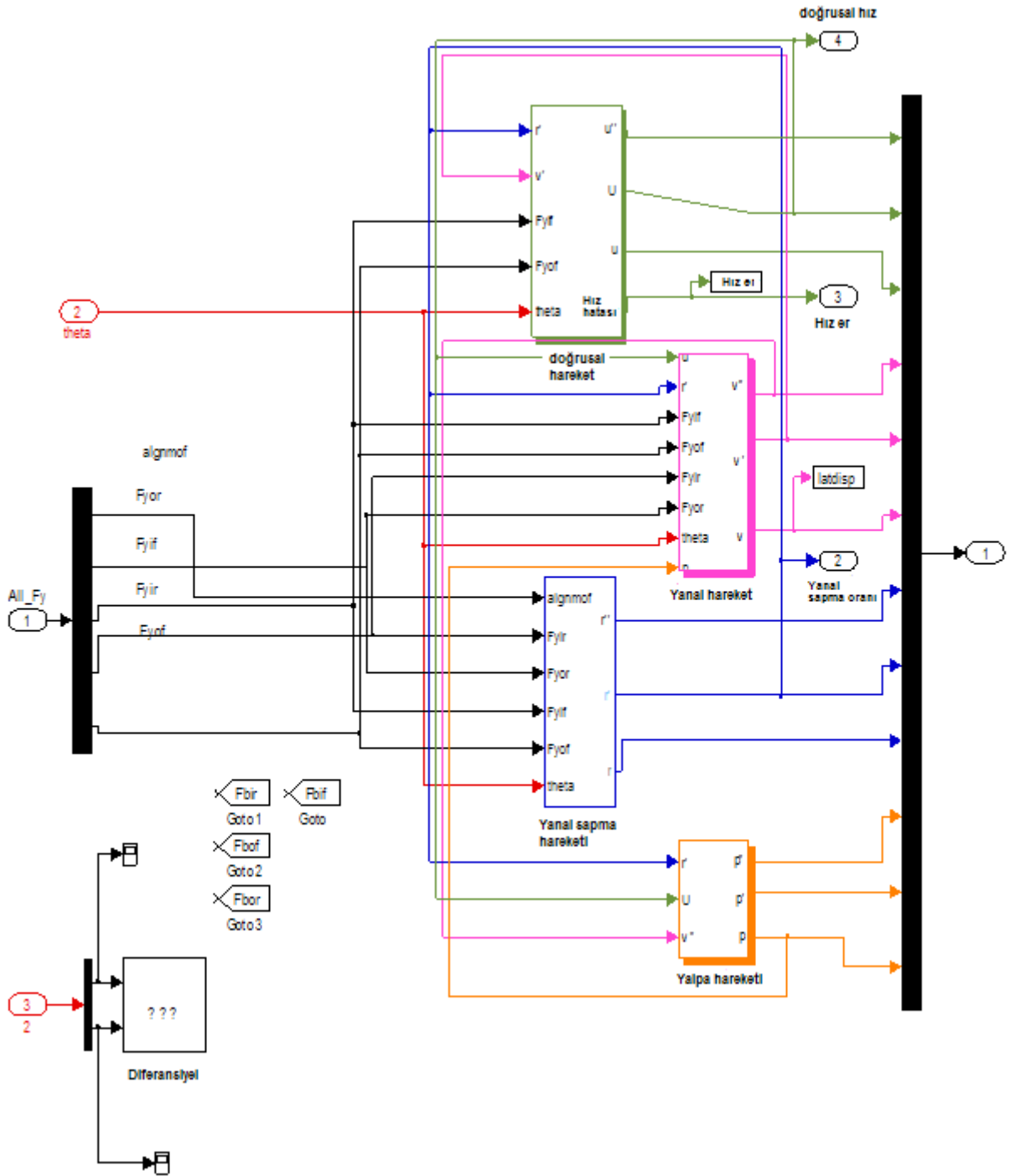


Şekil 6.6. İki serbestlik dereceli taşıt modelinde yanal hareket

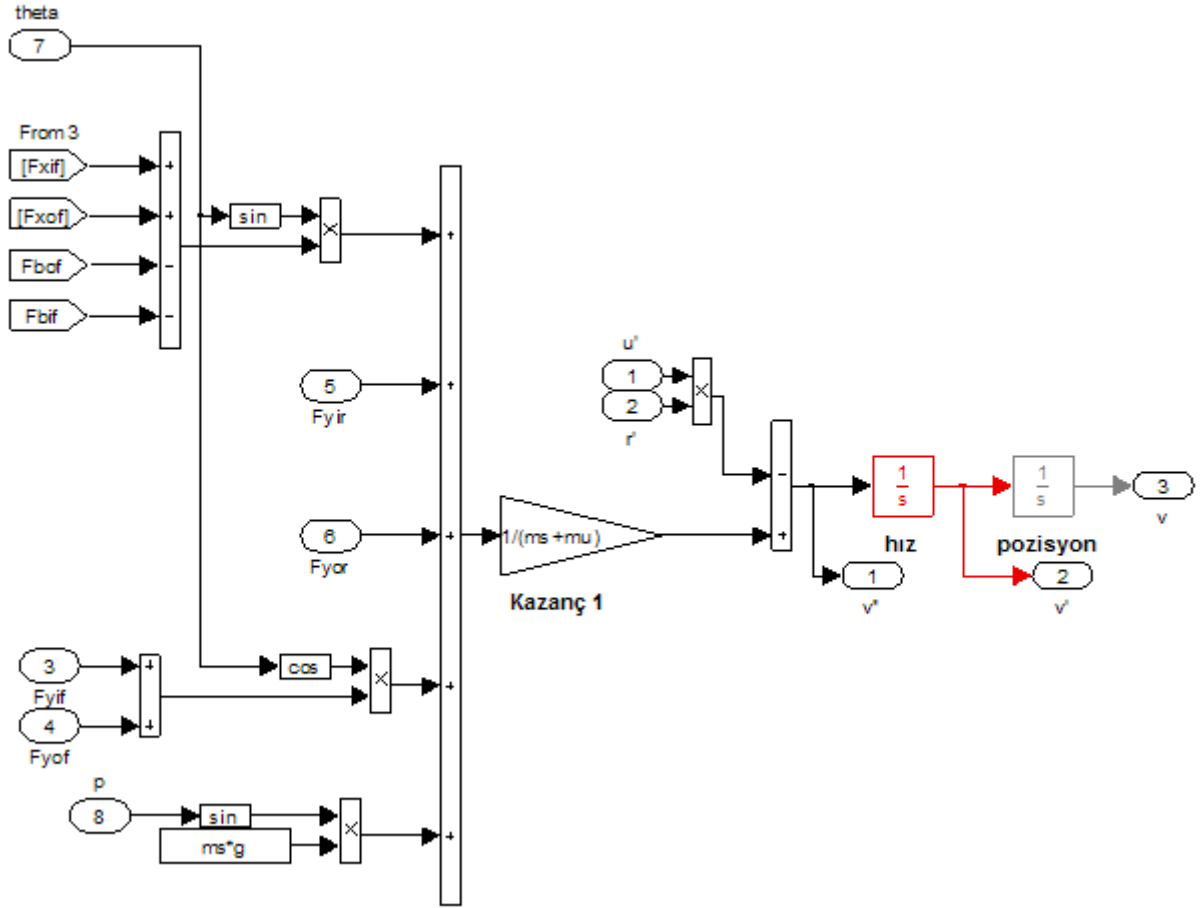


Şekil 6.7. İki serbestlik dereceli taşıt modelinde yanal sapma hareketi

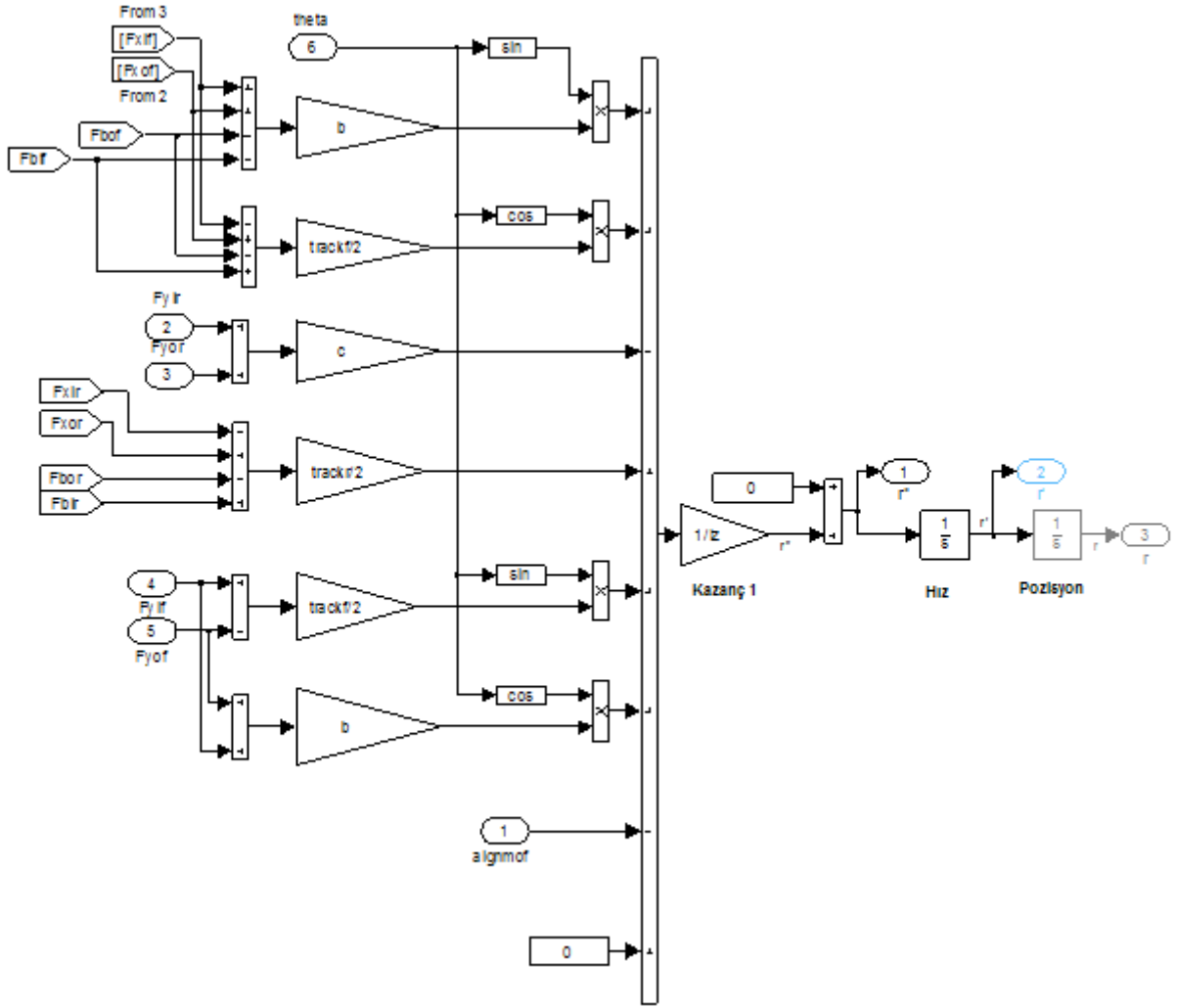
### 6.4.2. Dört Serbestlik Dereceli Taşıt Simulasyonu



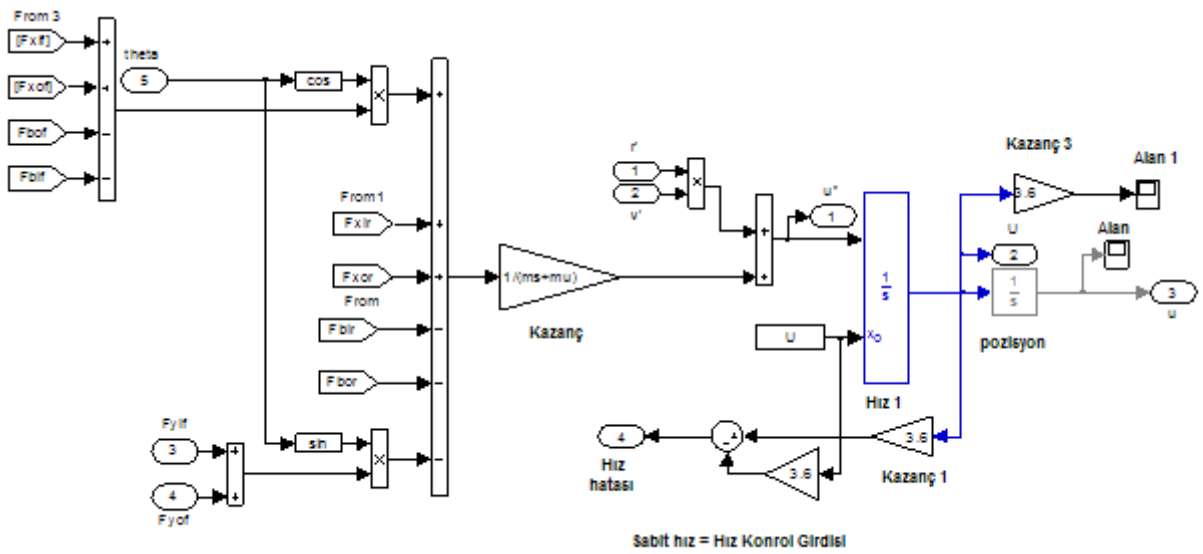
Şekil 6.8. Dört serbestlik dereceli taşıt simulasyonu



Şekil 6.9. Dört serbestlik dereceli taşıt modelinde yanal hareket

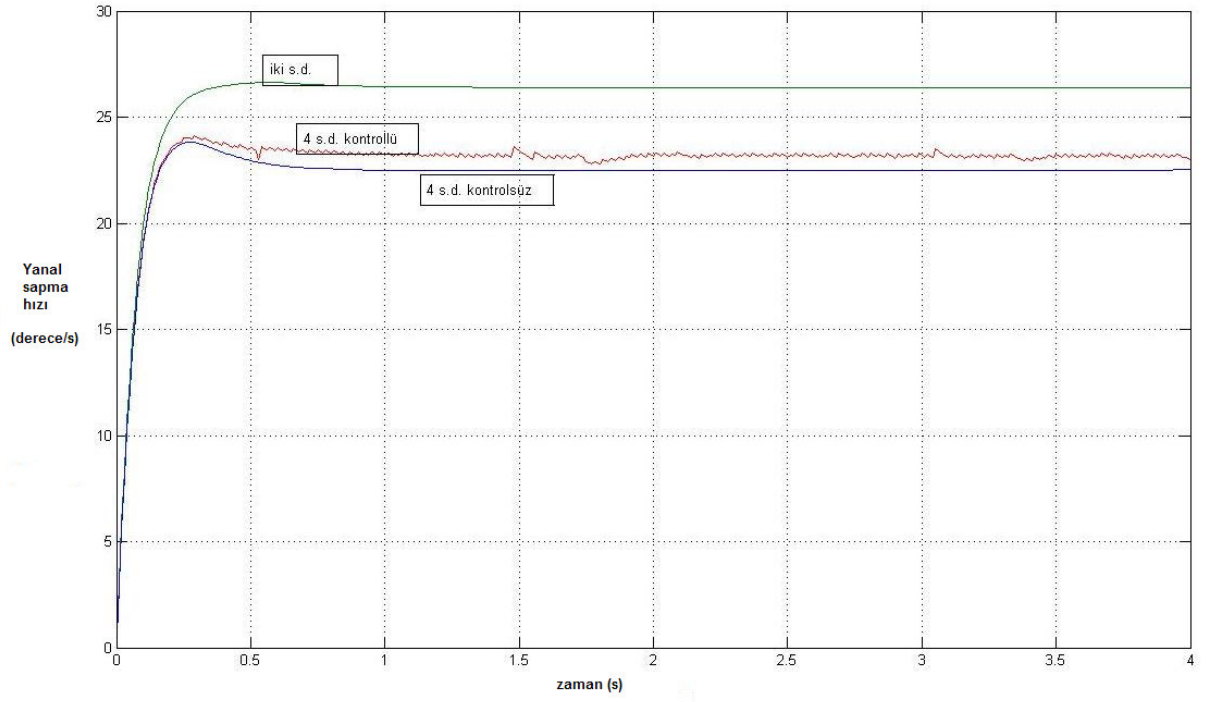


Şekil 6.10. Dört serbestlik dereceli taşıt modelinde yanıl sapma hareketi

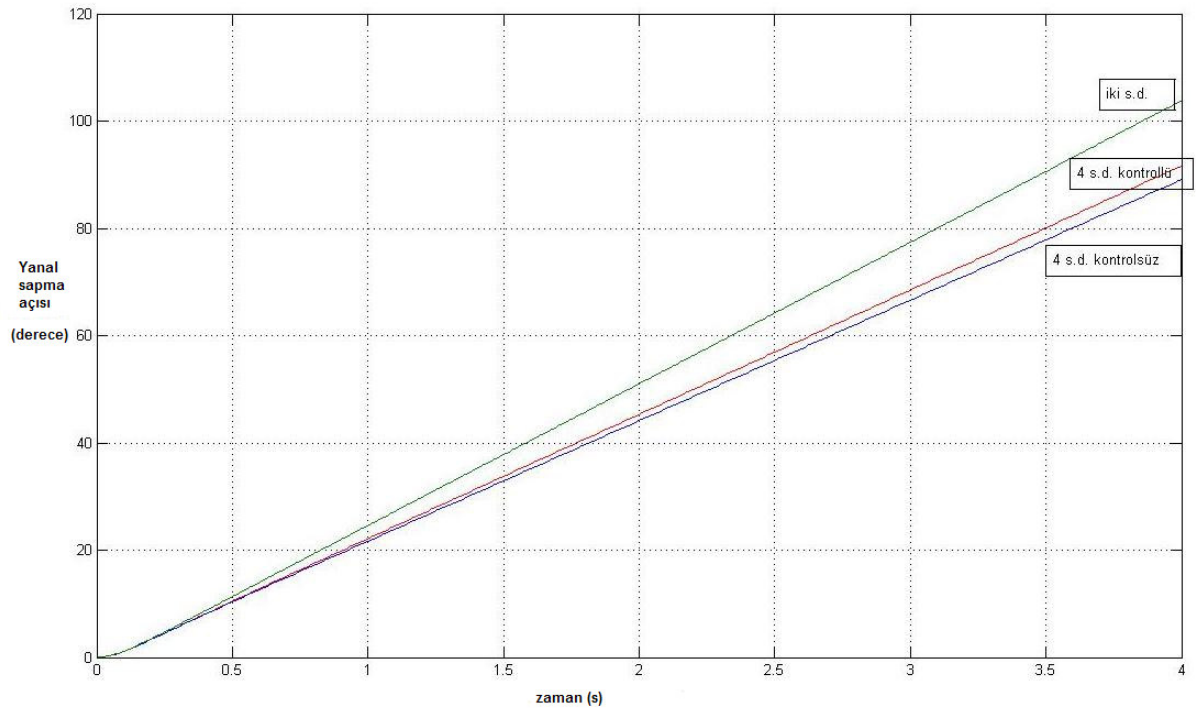


Şekil 6.11. Dört serbestlik dereceli taşıt modelinde doğrusal hareket

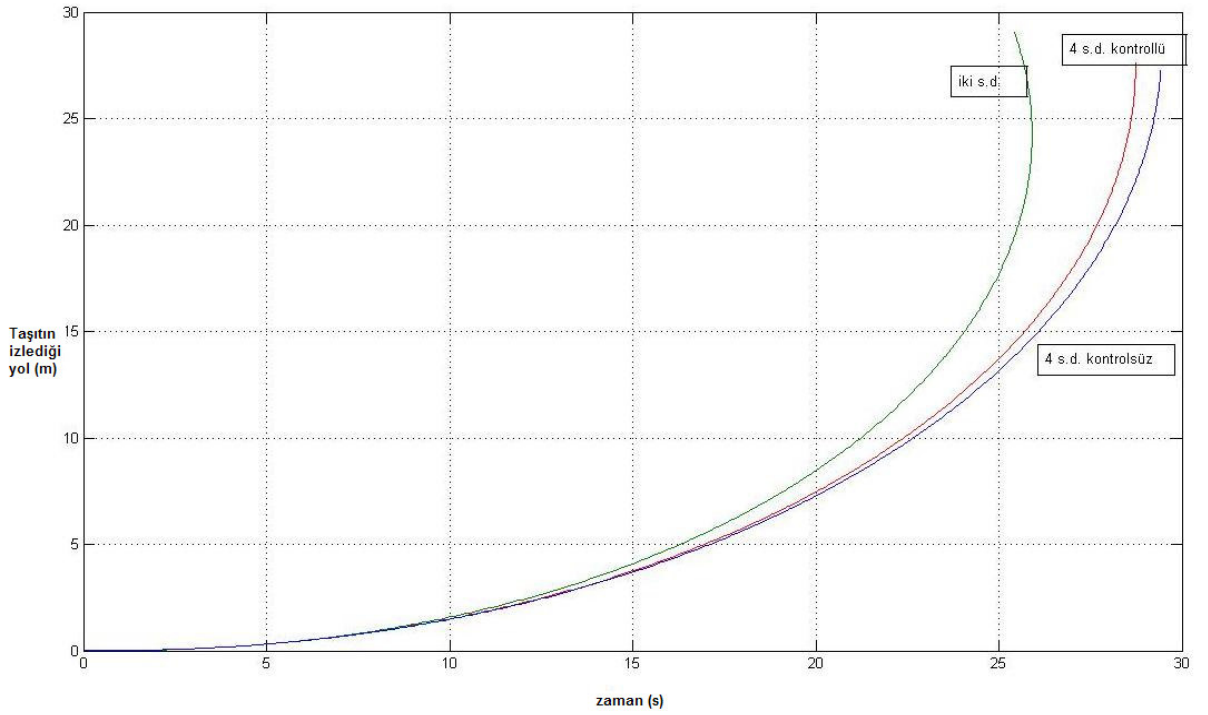
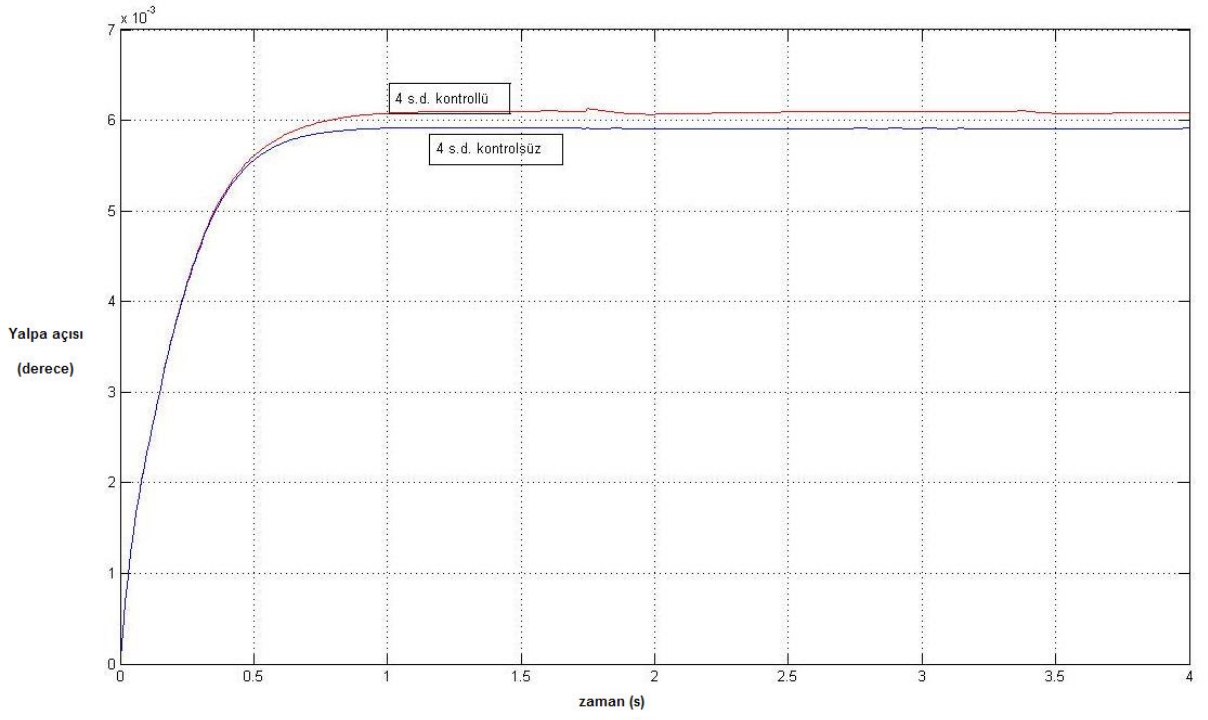


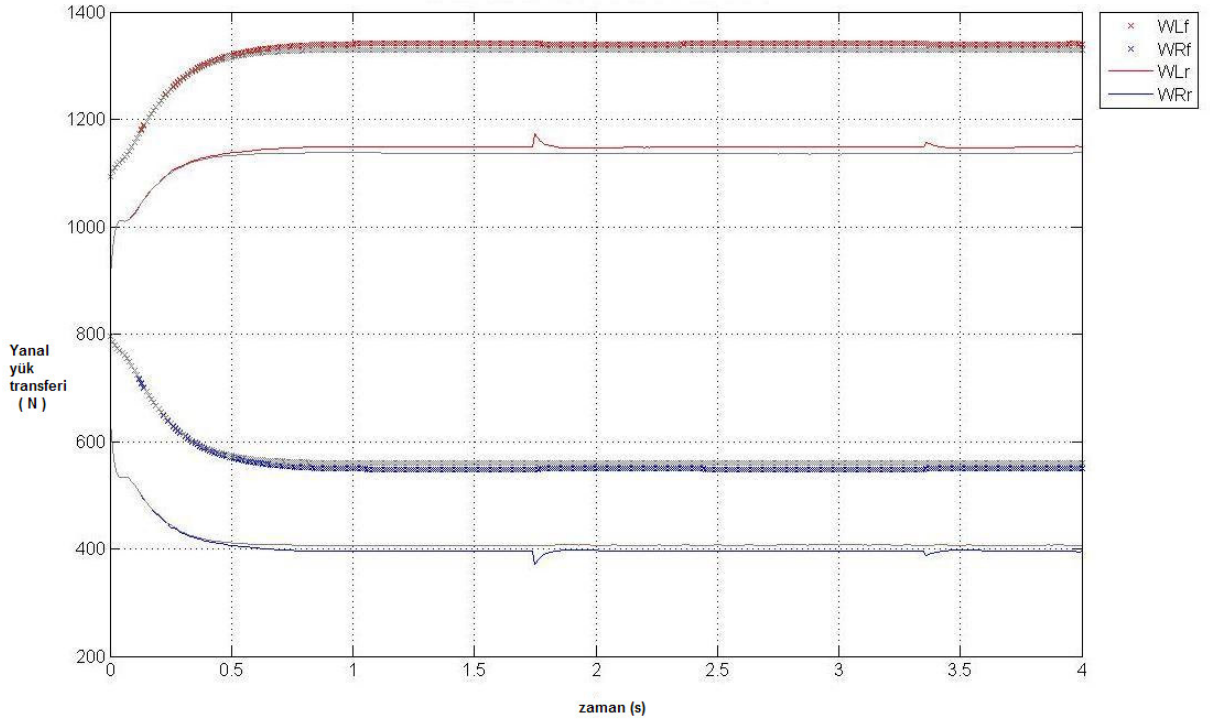


Şekil 6.14. Yanal Sapma Hızı - Zaman Grafiği

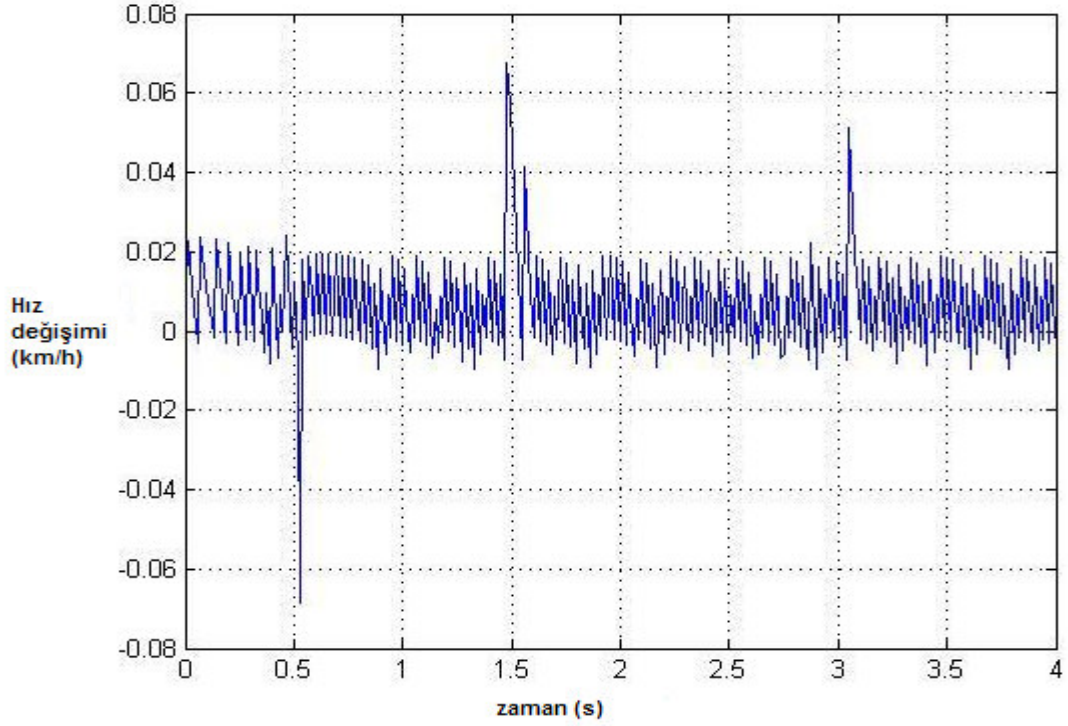


Şekil 6.15. Yanal Sapma Açısı - Zaman Grafiği





Şekil 6.18. Yanal yük transferi-zaman grafiği



Şekil 6.19. Hız değişimi- zaman grafiği

## 7. SONUÇLAR

1. Karşılaştırmalı diferansiyel sunumu, taşıtın arka tekerlekleri arasında yan tork aktarımının gerçekleştirilmesinin, aracın dinamik özelliklerini önemli oranda arttırdığını göstermiştir.
2. Standart diferansiyelin ise yanal sapma kontrolü açısından bir fonksiyonunun olmadığı bilinmektedir. Her tekerleğe eşit tork aktarımı zorunluluğunun olması, bu diferansiyelin taşıtın yanal sapma hızını değiştiremeyeceği anlamına gelir
3. İncelenen diferansiyellerden aktif diferansiyelin taşıt dinamik kontrollerinde en fazla etkinlik gösteren araç olduğu ortaya çıkmıştır. Arzu edilen miktarda tork transferi elde edilmesi, kavrama düzlemleri arasında yeterli oranda hız farkının bulunmasına bağlıdır. Yetersiz tork transfer kapasitesi ya da kavrama düzlemleri arasında yetersiz hız farkının varlığında, diferansiyelin yetenekleri azalır. Ancak burada elde edilen sonuçlar, daha önce yayınlanan bilimsel makalelerde ( Hancock 2005, Hancock 2007) yer alan tork transfer kapasitesi ve tekerlek hız farkı değerleriyle gerçekleştirilmiştir.
4. Taşıt modeli içerisinde incelenmeyen, ancak tez içerisinde çeşit ve özellikleri tanımlanan sınırlı kaymalı diferansiyellerin (LSD), yanal sapma momenti kontrolü açısından yeterince etkili bir aygıt olmadığı söylenebilir. LSD, tork aktarımı için mutlaka tekerlekler arası hız farkına ihtiyaç duyduğundan, her zaman daha yavaş olan tekerleğe tork aktarımı zorunluluğunun olması, bu diferansiyelin yanal sapma hızını aktif diferansiyel kadar değiştiremeyeceği anlamına gelir. Yine de standart açık diferansiyele göre avantaj sağlama potansiyelleri vardır.

$$5. I_{zz} \cdot \dot{r} = \left( \frac{-b \cdot c_{\alpha f} + c \cdot c_{\alpha r}}{U} \right) V + \left( \frac{-b^2 \cdot c_{\alpha f} - c^2 \cdot c_{\alpha r}}{U} \right) r + b \cdot c_{\alpha f} \cdot \delta + \frac{t}{r_r} \cdot \Delta T \quad (6.57)$$

6.57 numaralı denklemden, yan tork transferinin direkt olarak bir aracın yanal sapma hızı ve dolayısıyla yönlendirme dengesini etkilediği açıkça anlaşılmaktadır. Tork aktarımının yönü kontrol edilebildiği için, bu durum özellikle aktif diferansiyellerde özel bir ilgi alanıdır.

6.57 numaralı denklemin  $r$  (yanal sapma hızı) 'ye göre türevi alınır, aktif diferansiyel kullanılarak oluşturulmuş tork aktarımı olan bir model için yanal sapmadaki değişim miktarı

ifade edilebilir. (6.61)

$$\frac{dn}{dr} = \frac{1}{U} \cdot (b^2 \cdot c_{\alpha_f} + c^2 \cdot c_{\alpha_r}) - \frac{d}{dr} \left( \frac{\Delta T}{r_r} \cdot t \right) \quad (6.61)$$

6. Aktif diferansiyel, her hızda yanal sapmada azalma oluşturabilir. Yanal sapmadaki değişimin sınırları sadece maksimum kilitleme torku ve tekerleklere bağlıdır.
7. Aktif diferansiyelde, tork aktarımının yönünün kontrol edilmesiyle, yanal sapma momentini aracın döndüğü yönün tersine çevirerek yanal sapmada azalma oluşturulmaktadır.
8. Bu tezde kullanılan kontrol algoritmaları, nispeten temel düzeyde elde edilmiştir. Model geliştirilerek ve daha detaylı algoritmalar kullanılarak, araç stabilitesinin artırılması için gereken hususlar genişletilebilir.

**EKLER****EK1 İki Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Matlab Dosyaları**

Dosya adı: veri1.m

```

clc;
b = 0.742;           %Ön tekerleğin ağırlık merkezinden uzaklığını giriniz (m)
c = 0.908;           %Arka tekerleğin ağırlık merkezinden uzaklığını giriniz(m)
m = 350;             %Taşıtın toplam ağırlığını giriniz (kg)
nuo = 0.75;          %outer tyre adhesion coefficient
nui = 0.75;          %outer tyre adhesion coefficient
nu=0.75;
%mf = m*c/(c+b);
%mr = m*b/(c+b);
%Cf = 26000;          %Ön tekerleklerin bileşke viraj sertliğini giriniz (N/rad)
%Cr = 26000;          %Her iki arka tekerleğin bileşke viraj sertliğini giriniz (N/rad)
U = 40/3.6;           %Taşıtın doğrusal hızını giriniz (m/s)
S = 4*(pi/180);       %Ön tekerleğe verilen yönlendirme açısını giriniz (rad)
%r = 0.1;             %Taşıtın yanal sapma oranı giriniz= (rad)
track = 1.3;          %track giriniz= (m)
trackr = 1.28;        %track giriniz= (m)
trackf = 1.32;
%rr = 6;              %Dönme yarıçapı giriniz (m)
%deltat = 0;          %Arka tekerlekler arası transfer edilen torku giriniz(Nm)
Iz = 120;             %Taşıt ataleti yanal sapma momentini giriniz (Nm)
g=9.81;              %Yerçekimi ivmesini giriniz ( m/s2)

%Yv = ( (-Cf - Cr) / U);
%Yr = ( (-b * Cf) +(c * Cr)) / U;
%Ys = Cf;
%Nv = ( (-b * Cf) + (c * Cr)) / U;
%Nr = ( (-b^2 * Cf) - (c^2 * Cr)) / U;
%Ns = b * Cf;

```

## EK2 Dört Serbestlik Dereceli Taşıt Modeli Matlab Dosyaları

Dosya adı: veri2.m

```

clc;
b = 0.742;           %Ön tekerleğin ağırlık merkezinden uzaklığını giriniz (m)
c = 0.908;           %Arka tekerleğin ağırlık merkezinden uzaklığını giriniz(m)
m = 350;             %Taşıtın toplam ağırlığını giriniz (kg)
nuo = 0.75;          %outer tyre adhesion coefficient
nui = 0.75;          %outer tyre adhesion coefficient
nu=0.75;
%mf = m*c/(c+b);
%mr = m*b/(c+b);
%Cf = 26000;         %Ön tekerleklerin bileşke viraj sertliğini giriniz (N/rad)
%Cr = 26000;         %Her iki arka tekerleğin bileşke viraj sertliğini giriniz (N/rad)
U = 40/3.6;          %Taşıtın doğrusal hızını giriniz (m/s)
S = 4*(pi/180);      %Ön tekerleğe verilen yönlendirme açısını giriniz (rad)
%r = 0.1;            %Taşıtın yanal sapma oranı giriniz= (rad)
track = 1.3;         %track giriniz= (m)
trackr = 1.28;       %track giriniz= (m)
trackf = 1.32;
%rr = 6;             %Dönme yarıçapı giriniz (m)
%delat = 0;          %Arka tekerlekler arası transfer edilen torku giriniz(Nm)
Iz = 120;            %Taşıt ataleti yanal sapma momentini giriniz (Nm)
g=9.81;              %Yerçekimi ivmesini giriniz ( m/s2)

a=0.05;              %Lastik temas yüzeyinin yarısı (m)
rw=0.23;             %Deforme olmamış lastik yarıçapı(m)
fi=asin(a/rw);        %Yarı temas yüzeyi açısı (rad)
reff=a/fi;            %Etkili tekerlek yarıçapını giriniz. (m)
wwf=fi;              %Ön lastik açısal dönme hızını giriniz.(rad/s)
wwr=fi;              %Arka lastik açısal dönme hızını giriniz. (rad/s)
cbf= 0;              %Ön lastik sertliğini giriniz. (N/rad)
cbr=0;               %Arka lastik sertliğini giriniz.(N/rad)

```

```

hi=0.3;           %Zeminden ağırlık merkezine mesafeyi giriniz (h)
Ksf = 22000;
Ksr = 22000;
kfif=Ksf*trackf^2/2;   %Ön tekerlek yuvarlanma sertliğini giriniz (N/rad)
kfir=Ksr*trackr^2/2;   %Arka tekerlek yuvarlanma sertliğini giriniz (N/rad)
cf=600;
cr=700;
cfif=cf*trackf^2/2;    %Ön tekerlek yuvarlanma sönüm katsayısını giriniz (N/rad)
cfir=cr*trackr^2/2;    %Arka tekerlek yuvarlanma sönüm katsayısını giriniz (N/rad)
crd=4000;
Ixx=20;             %Taşıt ataletini giriniz (Nm)

mf = (m * c)/(b+c);   %mass at front
mr = (m * b)/(b+c);   %mass at rear
muf = ((0.12*mf)/(1+0.12)); %reference: "The Automotive Chassis"-p.365 %estimated mass
of front unsprung mass
mur = ((0.14*mr)/(1+0.14)); %reference: "The Automotive Chassis"-p.365 %estimated mass
of rear unsprung mass
mu = muf + mur;
ms = m - mu;         % sprung mass
msf = mf - muf;      %ön asili kütle
msr = mr - mur;

Hcg = 0.3;
Hu = 0.15;
horc_av=0.016275;    %ortalama roll merkezi
antiroll=11000;
Hs = (m/ms)*(Hcg - (Hu*(mu/m)));
d=Hs-horc_av;

%Yv = ( (-Cf - Cr) / U);
%Yr = ( (-b * Cf) +(c * Cr)) / U;
%Ys = Cf;
%Nv = ( (-b * Cf) + (c * Cr)) / U;

```

$$\%Nr = ( (-b^2 * Cf) - (c^2 * Cr) ) / U;$$

$$\%Ns = b * Cf;$$

$$\%Nt = track/rr;$$

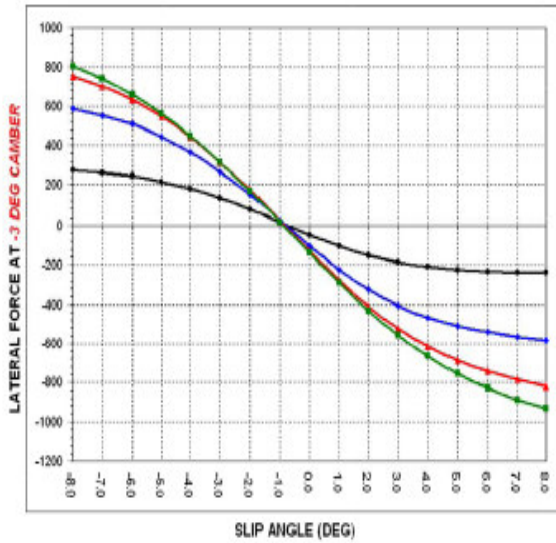
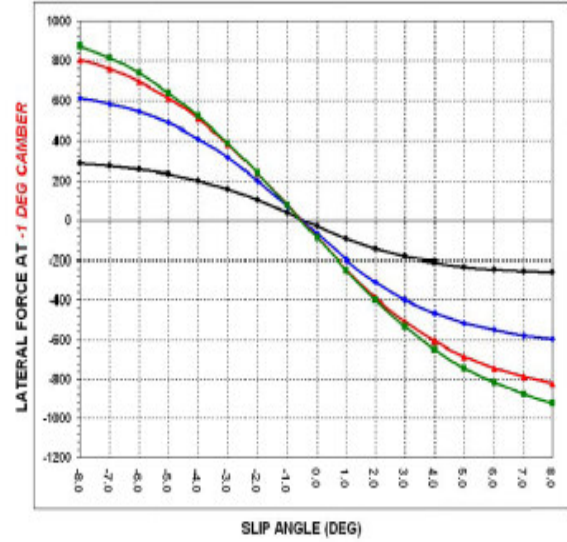
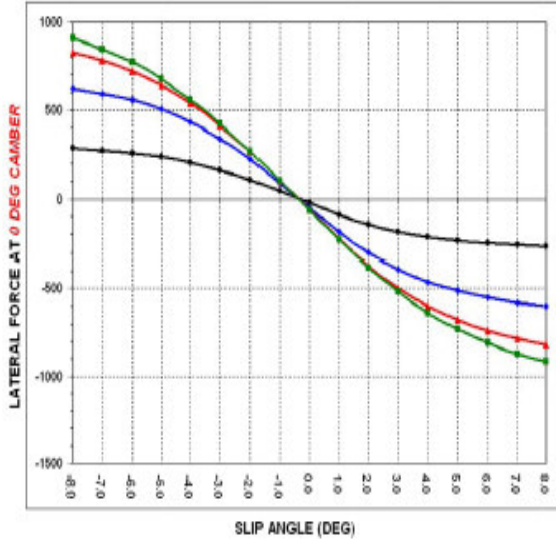
# EK3 Goodyear Lastik Verileri



## THE GOODYEAR TIRE AND RUBBER COMPANY

1999 GOODYEAR RACING - Advanced Engineering Group

### LATERAL FORCE vs. SLIP ANGLE @ 3 CAMBERS - SINGLE TIRE



<b>GOODYEAR TIRE FILE #1:</b>		<b>1999 Formula SAE 19.5x6.5-10_15</b>	
CAMBER 1:	0.00	DEG	
CAMBER 2:	-1.00	DEG	
CAMBER 3:	-3.00	DEG	
LOAD 1 (LBS):	100.00	—	—
LOAD 2 (LBS):	250.00	—	—
LOAD 3 (LBS):	400.00	—	—
LOAD 4 (LBS):	550.00	—	—
* NOTE: TIRE 1, SOLID LINE			
<b>GOODYEAR TIRE FILE #2:</b>		<b>NO TIRE FILE IS CURRENTLY LOADED</b>	
CAMBER 1:	N/A	DEG	
CAMBER 2:	N/A	DEG	
CAMBER 3:	N/A	DEG	
LOAD 1 (LBS):	N/A	---	---
LOAD 2 (LBS):	N/A	---	---
LOAD 3 (LBS):	N/A	---	---
LOAD 4 (LBS):	N/A	---	---
* NOTE: TIRE 2, DOTTED LINE			
<b>SIGN CONVENTIONS:</b>			
NORMAL LOAD IS POSITIVE			
(*) CAMBER ANGLE = TOP OUT RIGHT TIRE / TOP IN LEFT TIRE			
(*) SLIP ANGLE = LEFT HAND TURN			

## EK4 BULANIK MANTIK

### Bulanık Mantık ve Karar Verme

Karar vericiler hangi şartlarda ve boyutlarda karar verirlerse versinler, bir belirsizlik ortamı içinde bu işlevlerini yerine getirmek zorundadırlar. Verilen kararların doğruluğu ise, söz konusu belirsizliğin riske dönüştürülebildiği ölçüde sağlanacaktır. Ancak karar vericiler karar sürecinde klasik bilimsel yaklaşım ve bu yaklaşımın içerdiği yöntemleri kullanıyorlarsa, sonuçta verilen kararlar, iyi – kötü, güzel – çirkin, doğru – yanlış, evet – hayır, siyah – beyaz ya da 0 – 1 gibi yönlü kararlar olacaktır. Oysa gerçek yaşam mutlak ayırım üzerine kurulu değildir. Diğer bir deyişle karar ortamlarında mutlak siyah ve mutlak beyazın yanında binlerce gri tonunun varlığı unutulmamalıdır.

Bu noktada genel anlamda karar süreçlerinde belirsizliğin nasıl öngörüleceği ve nasıl karar süreçlerinin bir parçası haline getirilebileceği yolunda çalışmalar başlamış ve bu çalışmaların sonunda alternatif bilimsel yaklaşım düşüncesi ortaya atılmıştır. Bu süreçteki son nokta ise Loutfi Zadeh' in Bulanık Mantık Teorisi olmuştur. Klasik mantık ile bulanık mantık arasındaki temel farklılıklar Tablo 1' de gösterilmiştir.

Klasik Mantık	Bulanık Mantık
A <u>veya</u> A Değil	A <u>ve</u> A Değil
Kesin	Kısmi
Hepsi veya Hiçbiri	Belirli Derecelerde
0 veya 1	0 ve 1 Arasında Süreklilik
İkili Birimler	Bulanık Birimler

**Tablo 1** Klasik Mantık-Bulanık Mantık Arasındaki Temel Farklılıklar

Zadeh' e göre bulanık mantık çoklu değerliliklidir. Klasik mantığın 0 – 1 önermelerine karşılık bulanık mantık, üç veya daha fazla sayıda önerme oluşturur (Güneş, 1997).

Bulanık mantığın başlıca özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- ‘doğru’ , ‘çok doğru’ , ‘az çok doğru’ v.b. gibi sözel olarak ifade edilen (linguistik-dilsel-değişkenli) doğruluk derecelerine sahip olması,
- Geçerliliği kesin değil fakat yaklaşık olan çıkarım kurallarına sahip olması,
- Her kavramın bir derecesi olması,
- Her mantıksal sistemin bulanıklaştırılabilmesi,
- Bulanık mantıkta bilginin, bulanık kısıtlara ait değişkenlerin esnekliği veya denkliğiyle yorumlanması.

### Bulanık Kümeler ve Üyelik Fonksiyonları

Bulanık mantık, Sayıların Komşuluğu felsefesine dayanır. Karar sürecinde bir durum bir sayıyla ifade ediliyorsa, söz konusu durumun kabul edilirliliği o sayının gerçekleşmesinde sağlanacaktır. Ancak söz konusu sayıya yakın sayılar karar sürecinin bir parçası olarak algılanmayacaktır. Oysa belirli bir güven katsayısında bu sayıların farklı popülasyonların üyeleri olduğunu öne sürmek de istatistiksel açıdan yanlış olacaktır. Örneğin bir tezgahta işlenen bir parçanın sıcaklığının  $39\text{ C}^0$  ye ulaşması, tezgahın bakım sürecini başlatan bir durumsa belki de sıcaklığın  $36\text{ C}^0$  ye ulaşması da aynı bakım sürecinin başlaması için bir ön şart olarak kabul edilebilir. Bu durumda aynı temel amaca hizmet eden sayıların komşuluğundan söz etmek mümkündür.

Eğer  $A \in R \in (-\infty, +\infty)$ ’ da, söz konusu kümenin bir elemanı ise  $\mu_A(x)$  üyelik fonksiyonu  $R \rightarrow [0,1]$  aralığında oluşur. Diğer bir deyişle  $A$  kümesi  $A = [a_1, a_3]$  aralığında ise genel olarak  $\mu_A(x)$  üyelik fonksiyonu (1) formülüyle gösterilebilir.

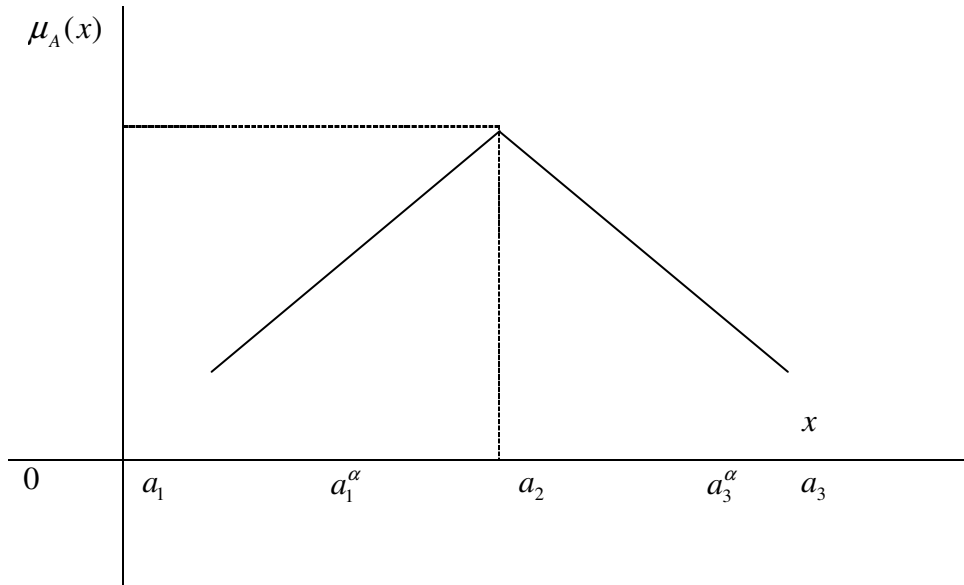
$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x < a_1 \\ 1, & a_1 \leq x \leq a_3 \\ 0 & x > a_3 \end{cases} \quad (1)$$

Üyelik fonksiyonları genellikle, üçgensel üyelik fonksiyonları ve yamuk üyelik fonksiyonları olmak üzere iki başlık altında incelenmektedir.

$\mu_A(x)$  üçgensel üyelik fonksiyonu, (2) formülünde tanımlanmıştır (Triantaphyllou, 2000).

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x < a_1 \\ \frac{x - a_1}{a_2 - a_1}, & a_1 \leq x \leq a_2 \\ \frac{a_3 - x}{a_3 - a_2}, & a_2 \leq x \leq a_3 \\ 0, & x > a_3 \end{cases} \quad (2)$$

(2) formülüne göre küme,  $A = (a_1, a_2, a_3)$  olmalıdır. Burada  $a_2$  normal değerli üyelik olarak tanımlanabilir. Bulanık Mantık bu noktada bir  $\alpha$  katsayısına bağlı olarak  $a_2$ ' ye yakın değerlerin, bu değere yüklenen anlam ile temsil edileceğini varsaymaktadır. Diğer bir deyişle  $a_2$ ' deki belirsizlik, varsayılacak ya da dağılıma göre bulunabilecek bir  $\alpha$  katsayısı ile tolere edilebilir. Söz konusu komşuluk Şekil 1' de gösterilmiştir (Lootsma, 1997).



Şekil 1 Sayıların Komşuluğu

$\alpha$  değeri bulanık mantık terminolojisinde kesim katsayısı olarak adlandırılır.  $a_1^\alpha$  ve  $a_3^\alpha$  sayıları ise  $a_2$  normal değerinin komşuluğunu oluşturan aralığın alt ve üst sınır değerleridir. Diğer bir deyişle  $a_1^\alpha$  ve  $a_3^\alpha$  aralığındaki tüm sayılar  $a_2$  normal değeri ile aynı anlama sahiptir.  $a_1^\alpha$  ve  $a_3^\alpha$  değerleri (3) ve (4) formülleri yardımıyla bulunabilir (Terano, 1997).

$$\frac{a_1^\alpha - a_1}{a_2 - a_1} = \alpha \quad (3)$$

$$\frac{a_3 - a_3^\alpha}{a_3 - a_2} = \alpha \quad (4)$$

(3) ve (4) formüllerinden  $\forall \alpha \in [0,1]$  için  $A_\alpha = [a_1^\alpha, a_3^\alpha]$  aralığı oluşturulabilir.  $a_1^\alpha$  ve  $a_3^\alpha$  değerleri (5) ve (6) formüllerinde gösterilmiştir.

$$a_1^\alpha = \alpha(a_2 - a_1) + a_1 \quad (5)$$

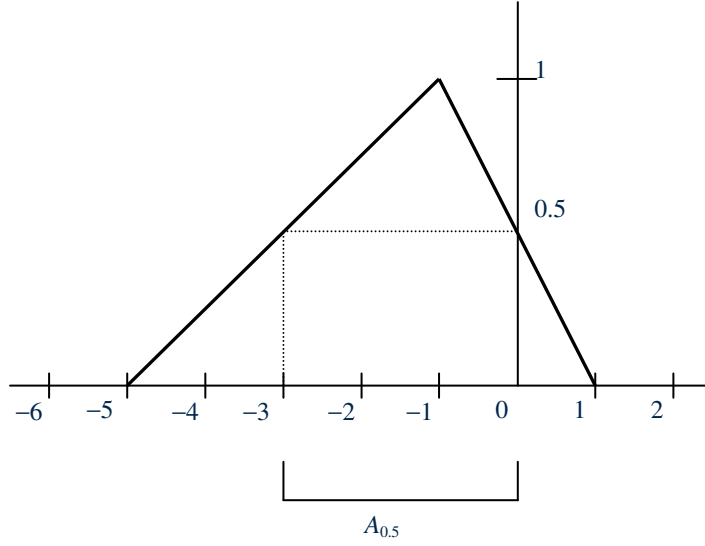
$$a_3^\alpha = a_3 - (a_3 - a_2)\alpha \quad (6)$$

Örneğin üçgensel bulanık mantık sayılarına ilişkin küme  $A = (-5, -1, 1)$  ise bu durumda (2) formülünden üyelik fonksiyonu,

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x < -5 \\ \frac{x+5}{4}, & -5 \leq x \leq -1 \\ \frac{1-x}{2}, & -1 \leq x \leq 1 \\ 0, & x > 1 \end{cases}$$

olarak bulunur. Eğer karar verici  $\alpha$  kesim katsayısını 0,5 olarak saptamışsa -1 normal değerinin komşuları (5) ve (6) formüllerinden  $a_1^{0,5} = -3$  ve  $a_3^{0,5} = 0$  olarak bulunacaktır. Diğer bir deyişle -1 normal değeri ile aynı anlam düzeyinde bulunan sayılar kümesi  $[-3, 0]$  aralığıdır. Söz konusu ilişki Şekil 2' de gösterilmiştir.

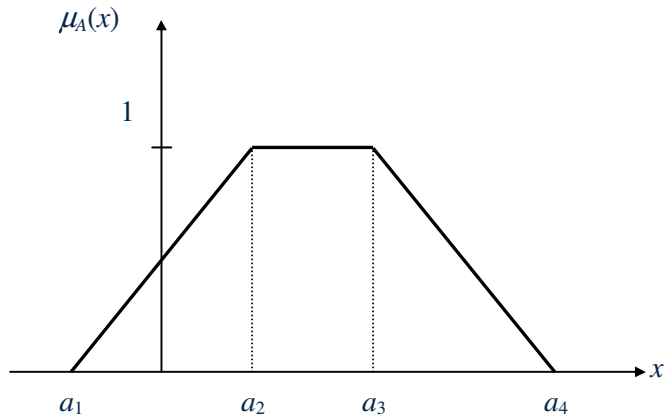
Eğer bulanık mantık sayılarına ilişkin kümede normal kabul edilen iki değer varsa diğer bir deyişle küme,  $A = (a_1, a_2, a_3, a_4)$  şeklinde 4 belirleyici değerden oluşuyorsa bu durumda üyelik fonksiyonu yamuk üyelik fonksiyonu tipinde oluşacaktır. Yamuk üyelik fonksiyonu (7) formülünde gösterilmiştir.



Şekil 2  $A = (-5, -1, 1)$  Kümesinin Komşuluğu

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 0, & x < a_1 \\ \frac{x - a_1}{a_2 - a_1}, & a_1 \leq x \leq a_2 \\ 1, & a_2 \leq x \leq a_3 \\ \frac{a_4 - x}{a_4 - a_3}, & a_3 \leq x \leq a_4 \\ 0, & x > a_4 \end{cases} \quad (7)$$

Söz konusu komşuluk Şekil 3' deki gibi oluşacaktır.



Şekil 3 Yamuk Sayı Komşuluğu

## **Bulanık Mantığın Avantaj ve Dezavantajları**

Bulanık mantıktan yola çıkılarak kullanılan bulanık denetleyicilerle ilgili başlıca üstünlükler, zayıf noktalar ve eleştiriler aşağıda açıklanmıştır.

### **Avantajlar**

- Günlük hayatta olduğu gibi belirsiz, zamanla değişen, karmaşık, iyi tanımlanmamış sistemlerin denetimine basit çözümler getirir.
- Sistem basit bir matematiksel modelle tanımlanabilen bir sistemse o zaman geleneksel bir denetim yeterli olacaktır. Ama karmaşık bir sisteme geleneksel bir mantık uygulamak hem çok zor hem de yüksek maliyetlidir. Buna karşılık bulanık mantık denetimi geleneksel mantığa göre sistemi daha iyi analiz edebileceği gibi aynı zamanda da ekonomiktir.
- Bulanık mantıkta işaretlerin bir ön işleme tabi tutulmaları ve oldukça geniş bir alana yayılan değerlerin az sayıda üyelik fonksiyonlarına indirgenmeleri nedeni ile bulanık denetim genellikle daha küçük bir yazılımla daha hızlı bir şekilde sonuçlanır.
- Söz edilen az sayıda değerler üzerinde uygulanacak kural sayısı da az olduğundan sonuca ulaşmak daha da çabuklaşacaktır.
- Bu durum geleneksel bilgisayar ortamında böyledir.Özel geliştirilmiş bir donanımla sonuca daha da hızlı ulaşmak olasıdır. Örneğin Sanyo-Fisher firması mühendisleri, video kayıt cihazında kullanmayı düşündükleri mikro bilgisayarın yetersiz kalmasından dolayı, bulanık denetim kullanmaya karar vermişlerdir. Bulanık denetim yazılım boyutlarının daha küçük olmasını sağladığından, dış bellek kullanımına gerek kalmamıştır.
- Bulanık mantık denetiminin sağladığı bir diğer avantaj ise doğrudan kullanıcı girişlerine ve kullanıcının deneyimlerinden yararlanabilmesine olanak sağlamasıdır.
- Bilindiği gibi otomatik vites değişimi motorun belli hızlara ulaşması sonucunda otomatik olarak gerçekleşir. Buna karşılık manuel vitesli bir arabada ise sürücü, yol, yük ve kendi araba kullanım tarzına göre belli durumlarda vites değiştirir. Subaru tarafından üretilen justy tipi

otomobilde kullanılan aktarım organının değiştirilmesi, bir kayışın konumunun bulanık mantık kullanılarak değiştirilmesi ile sağlanır. Böylece arabanın ivmesi ve performansı sürekli olarak ayarlanır hale gelir. Subaru, bu otomobilde kullandığı bulanık mantık üyelik fonksiyonlarını, otomobili test şoförlerine kullandırarak ve onlardan ivme ve performans açısından en iyi aktarım oranını öğrenerek ayarlamıştır. Bu konuda Honda ve Nissan da benzer çalışmalar yapmışlardır.

### **Eleştiriler**

Bulanık denetleyicilere yönelik çeşitli eleştiriler de getirilmiştir. Bunlardan birkaçı aşağıda sıralanmıştır:

- Bulanık mantık denetleyicilerinin süreç hakkında daha fazla bilgiye ve algılayıcıya ihtiyaç duyması, dolayısıyla hem pahalı hem de daha az güvenilir olması, Bu her zaman doğru değildir. Örnek vermek gerekirse Mitsubishi tarafından üretilen klimada, geleneksel denetleyiciye göre daha az algılayıcı kullanılmıştır.
- Bulanık mantık denetleyicilerinin geleneksel denetleyicilere kıyasla gösterdiği yüksek performans doğrusal olmayan denetleyici aracılığı ile de sağlanabilir: Bu doğru olabilir ama büyük bir ihtimalle doğrusal olmayan denetleyici, bulanık denetleyicide olduğu gibi daha küçük kapasiteli bir işlemci ile gerçekleştirilemeyecektir.

### **Dezavantajlar**

- Bulanık denetimde kullanılan kurallar deneyime çok bağlıdır.
- Üyelik fonksiyonlarının seçiminde belirli bir yöntem yoktur. En uygun fonksiyon deneme ile bulunur. Bu da oldukça uzun bir zaman alabilir.
- Denetlenen sistemin bir kararlılık analizi yapılamaz ve sistemin nasıl cevap vereceği önceden kestirilemez. Yapılacak tek şey benzetim çalışmasıdır.

## **Bulanık Mantığın Uygulama Alanları**

Günümüzde hemen hemen her alanda uygulama imkanı bulan bulanık mantık, özellikle sanayi alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. Japonlar bulanık mantığı özellikle bulaşık makineleri, çamaşır makineleri, elektrik süpürgeleri, video kameralara uygulamışlardır.

Bulanık mantık uygulamaları ilk olarak çimento sektöründe kullanılmaya başlanmıştır. Bu sektörde kireç taşı ve kil 1000–1400 derece sıcaklıkta reaksiyona girmektedir. Fırın içindeki sıcaklık ve oksijen oranı çimentonun kalitesini doğrudan etkilemektedir. Sadece bu konuda uzman operatörler istenilen limitler dahilinde ürün elde edebilmektedirler. Ama vardiyalı bir sistemle çalışan bu fabrikada çok sayıda operatör vardır ve her operatörün uzmanlıklarının farklı olması nedeniyle farklı niteliklerde ve verimlilikte ürün elde edilmektedir. İstenilen kalitede ürün sadece bu işte yıllardır çalışan uzmanlar tarafından sağlanabilmektedir. Zira çimento üretimi bulanık bir yapıya sahiptir ve süreç kontrolünü bulanık kurallar sağlamaktadır. Örneğin ısıyı 10 derece yükselt veya 5 derece azalt gibi kesin kurallar değil biraz azalt, biraz yükselt gibi bulanık terimlerle ifade edilen kurallarla kontrol edilmektedir. Bir Danimarka firması bu sürecin kontrolü için uzman operatörlerin kullandığı 50–60 pratik kuraldan hareketle bir mikro kontrolör oluşturmuşlar ve sonuç olarak sabit ürün kalitesi ve yakıtta büyük tasarruf elde etmişlerdir.

Daha sonraları bulanık mantık, insansız uçakların kontrolünde, tren frenleme sistemlerinde, ABS (otomatik fren sistemi) ve ASC (otomatik vites kontrolü) kontrolünde kullanılmıştır.

Tablo 2' de pratikteki bulanık mantık uygulamalarından bazı örnekler verilmiştir

ÜRÜN	FİRMA	BULANIK MANTIĞIN İŞLEVİ
Asansör Denetimi	Fujitec –Toshiba Mitsubishi Hitachi	Yolcu trafiğini değerlendirir. Böylece bekleme zamanı azalır.
SLR Fotoğraf Makinesi	Sanyo –Fisher Canon Minolta	Ekranında birkaç obje olması durumunda en iyi fokusu ve aydınlatmayı belirler
Video Kayıt Cihazı	Panasonic	Cihazın elle tutulması nedeniyle çekim sırasında oluşan sarsıntıları ortadan kaldırır.
Elektrik Süpürgesi	Matsushita	Yerin durumun ve kirliliğini sezer ve motor gücünü uygun ayarlar.
Su Isıtıcısı	Matsushita	Isıtmayı kullanılan suyun miktar ve sıcaklığına göre ayarlar.
Klima	Mitsubishi	Ortam koşullarını değerlendirerek en iyi çalışma durumunu algılar, odaya birisi girerse soğutmayı arttırır.
ABS Fren Sistemi	Nissan	Tekerleklerin kilitlemeden frenlenmesini sağlar.
Çelik Endüstrisi	Nippon Steel	Geleneksel denetleyicilerin yerini alır.
Çimento Sanayi	Mitsubishi Chem	Değirmende ısı ve oksijen oranı denetimi yapar.
Televizyon	Sony	Ekran kontrastını, parlaklığını ve rengini ayarlar

**Tablo 2** Bulanık mantık uygulamalarından örnekler

**KAYNAKLAR**

- [1] Uzunsoy, E., ‘ Application of Fuzzy Control in Vehicle Handling Simulation and Path Planning’ Doktora Tezi, İngiltere,2003
- [2] Gillespie,Thomas D., ‘Fundamentals of Vehicle Dynamics’, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA, 1992. ISBN 1-56091-199-9.
- [3] ÇETİNKAYA, S. Taşıt Mekaniği , 3. Baskı, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, 2005.
- [4] Kiencke, U., Nielsen L. ‘ Automative Control Systems ‘
- [5] Heisler Heinz, ‘Advanced Vehicle Technology’ Second Edition-2002 Great Britain
- [6] Rajamani,R., ‘Vehicle Dynamics and Control’ Springer,USA, 2006
- [7] Hancock M.J., Williams R.A., Fina E. and Best M.C. ‘Yaw Motion Control Via Active Differentials’ Transactions of the Institute of Measurement and Control UK, 2007
- [8] Hancock M.J., Williams R.A., Gordon T J. and Best M.C. A Comparison Of Braking And Differential Control Of Road Vehicle Yaw-Sideslip Dynamics Proc. IMechE. Vol. 219 Part D: I. Automobile Engineering, UK,2005
- [9] Service Manual Rear Wheel Drive 1987 Passenger Cars: Fifth Avenue, Diplomat, Gran Fury, Newport, Caravelle (Paperback) -[Chrysler Corporation](#)
- [10] Norbye Jan P., Dunne Jim November (1969) ‘The Truth About Limited-Slip Differentials’, Popular Science,
- [11] Eaton Corporation -Truetrac Differential Owner’s Manual
- [12] <http://www.howstuffworks.com> -’ How Differentials Work’
- [13] <http://www.familycar.com/Transmission.htm>

- [14] <http://www.wjjeeps.com/tcases.htm>
- [15] [www.autospeed.com/technical features/Issue 428](http://www.autospeed.com/technical_features/Issue_428)
- [16] <http://www.autozine.org> /AutoZine Technical School –Traction ‘Different types of 4WD’
- [17] <http://en.wikipedia.org> - Category:Auto parts ’ Differential ‘
- [18] <http://www.quaife.co.uk/What-is-a-Quaife-ATB-differential>
- [19] Chocholec S.E., ‘The Development of a Differential For The Improvement of Traction Control’ BSME Gleason Corporation, Rochester, New York, ABD
- [20] Eaton Corporation -No Spin Automatic Positive Locking Traction Differential Owner Manual
- [21] Eaton Corporation - Detroit E-Z Locker Automatic Positive Locking Traction Differential Owner Manual
- [22] Eaton Corporation - E Locker Differential Operating and Installation Instructions
- [23] <http://www.torsen.com/>
- [24] <http://www.howstuffworks.com/>
- [25] <http://www.autozine.org> /AutoZine Technical School – Traction ‘Different types of 4WD’
- [26] <http://www.wjjeeps.com/>
- [27] <http://www.tpub.com/automotive.htm>
- [28] "Gleason's Impossible Differential", Popular Science, Feb. 1984

[29] Yavaşlıoı,İ., ‘ Motor Vehicles-1’ Lecture Notes, YTÜ, Türkiye, 2004

[30] <http://www.obitet.gazi.edu.tr/>

[31] Olatunbosun, Automative Engineering Lecture Notes

[32] Goodyear Tires, Formula SAE Tyre Data: 20.0\*6.5-13, <http://www.goodyear.com>

**ÖZGEÇMİŞ**

Onurcan BAHÇEKAPILI

Doğum Tarihi : 27.06.1982

Doğum Yeri : İstanbul

Lise : 1993-2000

Cağaloglu Anadolu Lisesi

Lisans : 2000-2005

Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fakültesi

Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans : 2005-

Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Mak. Programı

**Çalıştığı kurum(lar) :**

2005–2006

Kontek Mühendislik Ltd. Şti.

2006-

Doğuş Kalıp Ltd. Şti.