

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

106234

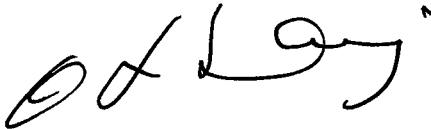
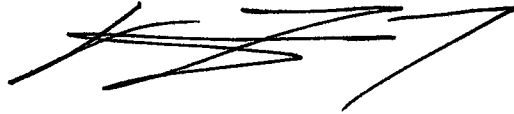
TAŞIT TEKNİĞİNDEKİ SON GELİŞMELER
ÇERÇEVESİNDE FREN ve DİFERANSİYEL
DÜZENLERİNİN OTOMATİK KONTROL
KRİTERLERİNİN BELİRLENMESİ VE İNCELENMESİ
(ABS+ASR)

Mak. Müh. Kuthan ERKAYA

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. İrfan YAVAŞLIOL



T.C. YÜKSEK ÖĞRETİM BAKANLIĞI
DOKÜMAN İZLENİMİ
106234

İSTANBUL, 2001

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ	1
2. FRENLEME ve FREN DİNAMİĞİ	2
2.1 Frenlemenin Seyri	2
2.2 Tekerlek Kuvvetleri	5
2.3 Tekerlek Hareket Denklemleri	6
2.4 Kuvvet Bağlantısı ve Kayma	7
2.5 Yan Kuvvet ve Kayma Açısı	10
2.6 Frenleme Dinamiği	13
2.7 İki Akslı Bir Taşıtın Frenlenmesinde Kuvvet Bağlantıları ve Stabilize	16
2.8 Fren Kuvveti Dağıtıcıları	18
2.8.1 Basınca Duyarlı Fren Regülatörü	19
2.8.2 Yüke Duyarlı Fren Regülatörü	19
3. ABS FREN SİSTEMİ	21
3.1 ABS'nin Tarihçesi	21
3.2 ABS Sisteminden Beklenenler	22
3.3 Lastik Karakteristikleri	23
3.4 ABS'nin Genel İncelemesi	29
3.5 Fren Basıncının Ayarlanması	32
3.6 ABS Kontrol Algoritmaları	33
3.7 Araçlarda ABS Uygulamaları ve Karşılaştırmaları	34
4. ABS KONTROL KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ	36
4.1 Kontrol Edilen Değişkenler	36
4.1.1 Kayma	36
4.1.2 Tekerlek İvmesi	39
4.2 ABS'nin Tekerlekleri Kontrolü	41
4.2.1 Tekerlek İvmesine Göre Fren Basıncının Ayarlanması	41
4.2.2 Tekerlek Kaymasına Göre Fren Basıncının Ayarlanması	45
4.2.3 İvmeye ve Kaymaya Göre Fren Basıncının Ayarlanması	50
4.3 Özgül Fren Kuvvetleri Diyagramında ABS Kontrolünün İncelenmesi	55
4.3.1 ABS'siz Taşıtta Frenleme	55

4.3.2	ABS'li Taşıtta Frenleme	57
4.4	Sistemin Performansı	60
5.	ASR PATİNAJ ÖNLEME SİSTEMİ	64
5.1	Sistemin Genel Tanımı	64
5.2	ASR Sisteminden Beklenenler	65
5.3	Kontrol Edilen Değişken: Kayma	66
5.4	ASR Kontrol Metotları	68
5.4.1	Motora Müdahale Ederek	69
5.4.2	Fren Momenti Uygulayarak	71
5.4.3	Kombine Patinaj Önleme	74
5.5	Çeşitli ASR Versiyonları	75
5.5.1	ASR2-DKB	75
5.5.2	ASR2-DKZ/MSR	78
6.	DÜŞÜNCELER ve SONUÇ	80
KAYNAKLAR		84
ÖZGEÇMİŞ		85

SİMGE LİSTESİ

α	[°]	kayma açısı
b	[m/s ²]	frenleme ivmesi
B	[-]	ağırlık merkezinin ön aksa uzaklığının dingil mesafesine oranı
e	[m]	tekerlek yükünün etkiye noktasının eksenden kaçıklığı
ξ	[-]	fren iyilik derecesi
f_R	[-]	yuvarlanma direnç katsayısı
F_A	[N]	arka teker fren kuvveti
F_N	[N]	normal kuvvet
$F_{\bar{O}}$	[N]	ön teker fren kuvveti
F_p	[N]	pedal kuvveti
F_R	[N]	yuvarlanma direnci
F_T	[N]	toplam frenleme kuvveti
F_x	[N]	tekerlek çevre kuvveti
F_y	[N]	yanal kuvvet
F_z	[N]	tekerlek yükü
g	[m/s ²]	yerçekimi ivmesi
G	[N]	taşıtlar toplam ağırlığı
G_A	[N]	arka teker statik dingil yükü
G_{Af}	[N]	arka teker dinamik dingil yükü
$G_{\bar{O}}$	[N]	ön teker statik dingil yükü
$G_{\bar{O}f}$	[N]	ön teker dinamik dingil yükü
I	[kgm ²]	tekerlek ataleti
L	[m]	dingil mesafesi
m	[kg]	taşıtlar kütlesi
m_T	[kg]	tekerlek kütlesi
M_T	[Nm]	tekerlek momenti
μ	[-]	kuvvet bağlantı katsayısı
μ_A	[-]	arka teker kuvvet bağlantı katsayısı
μ_g	[-]	kayma katsayısı
μ_h	[-]	tutunma katsayısı
$\mu_{\bar{O}}$	[-]	ön teker kuvvet bağlantı katsayısı
P	[N/cm ²]	fren basıncı
r, R	[m]	tekerlek yarıçapı
s	[-],[m]	kayma, yol
s_k	[-]	kritik kayma
t	[s]	süre
t_a	[s]	cevap süresi
t_b	[s]	tahrik yükselme süresi
t_r	[s]	reaksiyon süresi
t_s	[s]	sistem yükselme süresi
t_v	[s]	tam fren süresi
U	[m]	kaymasız tekerlekte yuvarlanma çevresi
v	[m/s]	taşıtlar hızı
v_0	[m/s]	başlangıç hızı
$\dot{\omega}$	[rad/s]	tekerlek dönme açısal hızı
$\ddot{\omega}$	[rad/s ²]	tekerlek dönme açısal ivmesi

\ddot{x}	[m/s ²]	taşıtın ivmesi
X	[N]	taşıtın tekerleğe tepki kuvveti
z	[-]	frenleme oranı
Z	[N]	taşıtın ağırlığından tekerleğe düşen kuvvet



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Frenlemenin seyri3
Şekli 2.2	Tekere etki eden kuvvetler5
Şekil 2.3	Tekerlek kuvvetleri6
Şekil 2.4	Kuvvet bağlantı katsayısı – kayma eğrisi9
Şekil 2.5	Farklı yol şartlarında kuvvet bağlantı katsayısı – kayma eğrisi9
Şekil 2.6	Tekerleğin çapraz hareketi ve kayma açısı11
Şekil 2.7	Kayma açısının oluşumu12
Şekil 2.8	Sabit teker yüklerinde, yan kuvvetin kayma açısına göre değişimi13
Şekil 2.9	Frenlenen bir taşıta etkiyen kuvvetler13
Şekil 2.10	Fren kuvveti eğrileri16
Şekil 2.11a	Frenlenen bir taşıtta arka tekerlekler bloke, kararsız18
Şekil 2.11b	Frenlenen bir taşıtta ön tekerlekler bloke, kararlı18
Şekil 2.12	Basınca duyarlı fren regülatörü çalışması19
Şekil 2.13	Yüke duyarlı fren regülatörü çalışması20
Şekil 3.1	Tekerlek rölatif hızı ΔV ve tekerleğin çapraz hareketi24
Şekil 3.2	Tutunma katsayısı-kayma değişimi25
Şekil 3.3	Basitleştirilmiş μ -s diyagramı25
Şekil 3.4	Serbest yuvarlanan bir tekerlek için yanal kuvvet katsayısı değişimi26
Şekil 3.5	Fren kaymasının fonksiyonu olarak farklı kayma açısı değerleri için yanal kuvvet katsayısı μ_y 'nin değişimi26
Şekil 3.6	Artan fren kuvveti ile elde edilebilir yan kuvvet değerleri27
Şekil 3.7	Değişen kayma açılarında kaymaya bağlı fren kuvveti değerleri28
Şekil 3.8	ABS kontrol çevrimi ve sistemin genel şeması29
Şekil 3.9a,b	ABS sisteminin çalışma aralığı31
Şekil 3.10a,b,c	Basıncın ayarlanması32
Şekil 3.11	Yumuşatılmış tekil kontrolde fren basıncının kademeli artırımı33
Şekil 3.12	Çeşitli ABS türleri34
Şekil 4.1	Kaymaya bağlı tutunma ve yanal kuvvet katsayısının değişimleri36
Şekil 4.2	Fren yapan bir tekerlekte bloke oluncaya kadar zamana bağlı değişimler37
Şekil 4.3	Basitleştirilmiş frenleme prosesi39
Şekil 4.4	Tahrik altında olan ve olmayan tekerleğe etkiyen sürtünme momentleri41
Şekil 4.5	İvme ayarlamasının şematik çizimi43
Şekil 4.6	İvmeye göre kontrol ayar çevriminde tutunma katsayısı değişimi45
Şekil 4.7	Doğru olarak hesaplanan referans hıza göre kayma ayarlaması47
Şekil 4.8	Şekil 4.7'deki ayar düzeneğinde tutunma katsayısı değişimi48
Şekil 4.9	Referans hızın hızla düşmesi sonucu ortaya çıkan hatalı kayma ayarlaması49
Şekil 4.10	Şekil 4.9'daki ayar düzeneğinde tutunma katsayısı değişimi50
Şekil 4.11	İvme ile kaymanın beraber kontrol edildiği ABS çevrimi51
Şekil 4.12	-b eşik ivme değerine ulaşmadan kilitlenme durumunda ivme+kayma ortak ABS kontrolü53
Şekil 4.13	Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'deki ABS kontrol çevrimlerindeki noktaların tutunma katsayısı-kayma grafiğindeki karşılıkları54
Şekil 4.14	ABS'siz bir taşıtta yapılan frenlemede tekerlek kilitlenmesine kadar özgül fren kuvvetleri diyagramındaki seyir56
Şekil 4.15	ABS ile yapılan frenlemede özgül fren kuvvetleri diyagramındaki seyir58

Şekil 4.16	ABS ile frenlemede ön tekerlekler kuvvet bağlantı sınırına ulaştığında özgül fren kuvvetleri diyagramındaki seyir	59
Şekil 4.17	Artan fren basıncının tutunma katsayısına etkisi ve ABS kontrol bölgesi	60
Şekil 4.18	ABS kontrolündeki bir tekerleğin tutunma-kayma diyagramında gezindiği bölge	61
Şekil 5.1	Tahrikte ve frenlemede tutunma katsayısı-kayma eğrisi	64
Şekil 5.2	Arkadan itişli bir taşıtın virajdaki tekerlek hızlarına ilişkin karakteristik ölçüler	67
Şekil 5.3	EMS çalışma şeması	69
Şekil 5.4	Çeşitli kontrol yöntemlerinin reaksiyon zamanlarının mukayesesi	71
Şekil 5.5	Fren momenti uygulaması için sınır değerler	72
Şekil 5.6	Diesel motorlu bir taşıtta kombine çevrim çalışması	75
Şekil 5.7	ASR2-DKB kontrol elemanları şeması	76
Şekil 5.8	ASR2-DKB hidrolik devre şeması	77
Şekil 5.9	Ayrık sürtünme katsayılı yolda ASR'nin diferansiyel kilidi etkisiyle çekiş gücünü artırması	78
Şekil 5.10	ASR2-DKZ/MSR kontrol elemanları şeması	78



ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Reaksiyon süresinin kişisel ve dış faktörlerle olan ilişkisi	4
Çizelge 2.2 Yol yüzeyi ile tekerlek arasındaki tutunma katsayısı	10
Çizelge 2.3 Çeşitli frenleme durumları	15
Çizelge 4.1 İvmeye göre kontrolün detaylı açıklaması	44
Çizelge 4.2 Kaymaya göre kontrolün detaylı açıklaması	48
Çizelge 4.3 İvmeye ve kaymaya göre kontrolün detaylı açıklaması	52
Çizelge 4.4 Şekil 4.12'deki kontrolün detaylı açıklaması	54



ÖNSÖZ

Bu çalışmayı yaptığım süre boyunca konunun derinlemesine incelenmesi sırasında, analitik düşüncenin esası olan “kuşkucu” yaklaşımıyla başarımın ayrıntıda gizli olduğunu bana yaşayarak öğreten sayın hocam Prof. İrfan YAVAŞLIOL’a, ve manevi desteklerini her an yanımda hissettiğim aileme ve özellikle Annem’e teşekkür ederim.

Kuthan ERKAYA
İstanbul, Eylül 2001



ÖZET

Taşıtların normal frenlemeleri esnasında kilitlenen yada kilitlenmek üzere olan ön veya arka tekerlek, aracın frenleme esnasındaki hakimiyetini güçleştirmekte hatta tam kilitlenme halinde imkansız kılmaktadır. Bu sebeple anti-blokaj sistemi ABS araçların frenleme esnasındaki doğrusal stabilizesini ve kontrol edilebilirliğini korumak amacıyla geliştirilmiştir.

ABS kontrolünün dayandığı temel kriterlerden birinin optimum kayma olması sayesinde de kontrol edilen tekerlekte maksimum sürtünme sağlanmış olur, bu da fren ivmesinin artmasını ve frenleme yolunun kısalmasını sağlar. ABS kontrolünün dayandığı kriterler, frenlenen tekerlekteki kayma yada yavaşlama ivmesi değerinin ön görülen sınırlar çerçevesinde olması şeklindedir. Eğer bu eşik değerler aşırsa kontrol edilen tekerlek üzerindeki fren basıncı azaltılarak tekerleğin tekrar hızlanması ve kayma değerinin azalması beklenir, bu sayede düşük tutunma katsayılı bölgeden çıkılmış olur.

Bloke olan bir tekerleğin yarattığı olumsuz koşullar patinaj yapan bir tekerlek için de aynen geçerlidir. Üstelik tekerleğin patinaj yapması, diferansiyelin yapısı sebebiyle çekiş gücünün tamamen kullanılamaması sakıncasını da doğurur. Bu sebeple anti-patinaj sistemi ASR tahrik tekerleklerinin patinaj yapmasını önlemek maksadıyla geliştirilmiştir.

ASR sistemi tahrik tekerleklerinde meydana gelen patinajı, teker hızlarını sürekli olarak birbirleriyle mukayese ederek algılar. Patinaj olayı meydana geldiğinde gerek motor gücünün düşürülmesini sağlayarak, gerekse tahrik tekerleklerine fren momenti uygulayarak patinajı önler.

Anahtar kelimeler: ABS, ASR Anti-patinaj sistemi, tekerlek kilitlenmesi, doğrusal stabilize, tekerlek kayması

ABSTRACT

During braking front or rear wheel which is locked or nearly locked, the vehicle directional stability or steerability spoils, and more if the wheel is completely locked it becomes impossible. For that reason Anti-lock Braking System (ABS) is developed to ensure the directional stability and steerability during braking.

The main criteria of the ABS control are both wheel slip and allowable minimum and maximum wheel decelerations. The aim of the ABS is to use the optimum wheel slip and the maximum friction coefficient between road and tire, so that the maximum braking deceleration and minimum stopping distance is achieved. Furthermore by limiting the minimum and maximum wheel decelerations, directional stability and steerability is guaranteed. When the wheel slip or deceleration exceeds the threshold values, the hydraulic pressure in the controlled wheel brake cylinder is decreased. Thus a decrease at the wheel slip and an increase at the wheel speed is assumed, which provides to get back into the stable range.

Negative effects that comes with locked wheels are present also when a wheel starts to spin. In addition, the total traction force cannot be used with a spinning wheel because of the working principle of differential. For that reason anti-spin system ASR (Antriebs-Schlupf-Regelung) is developed to prevent a wheel spin.

ASR system recognizes a wheel spin and reacts with reducing the motor moment or with applying brake pressure to the brake cylinders of the powered wheels.

Keywords: ABS, ASR, locked wheel, directional stability, wheel slip

1. GİRİŞ

Günümüzde taşıtlar insanların günlük hayatlarında oldukça geniş yer tutmakta, dolayısıyla insan hayatını önemli derecede etkilemektedirler. Bu sebepten otomotiv sanayii dünyadaki en büyük iş kollarından birisi haline gelmiştir.

20. yüzyılın başlarında kurulan otomotiv sanayii, günümüze kadar teknolojik gelişmelerden yararlanarak bugünün modern taşıtları ortaya çıkarmıştır. Özellikle seyir emniyetini artırıcı önlemler son yıllarda insan hayatına verilen önemin artmasıyla daha bir öne çıkmaktadır.

Taşıtların seyirleri emniyet açısından incelendiğinde en önemli yerlerden birini fren davranışları işgal etmektedir. Günümüzde kullanımı artan yüksek güçlü motorlar ve yüksek hız yapabilen araçlar, taşıtların hem normal seyirlerinde hem de frenleme seyirlerinde bir takım önlemlerin alınmasını gerekli kılmıştır. Geliştirilmesindeki temel amaç frenleme esnasında doğrusal stabilizenin ve direksiyon hakimiyetinin korunması olan ABS; bu temel amacının yanında tekerlek-yol arasındaki sürtünme katsayısını optimum kullanması sayesinde artan frenleme ivmesi sonucunda frenleme yolunun da önemli oranda kılmasını sağlamıştır.

ASR sistemi de tekerleklerin patinaj yaptığı durumda devreye girerek seyir emniyetini artırıcı bir sistem olarak geliştirilmiştir.

Bu çalışmada araçların frenleme davranışları üzerinde durulup anti-blokaj (ABS) ve anti-patinaj (ASR) sistemlerinden bahsedilecektir. Bu sistemlerin nasıl ve hangi kriterlere göre çalıştığı detaylı olarak incelenecektir.

2. FRENLEME ve FREN DİNAMIĞI

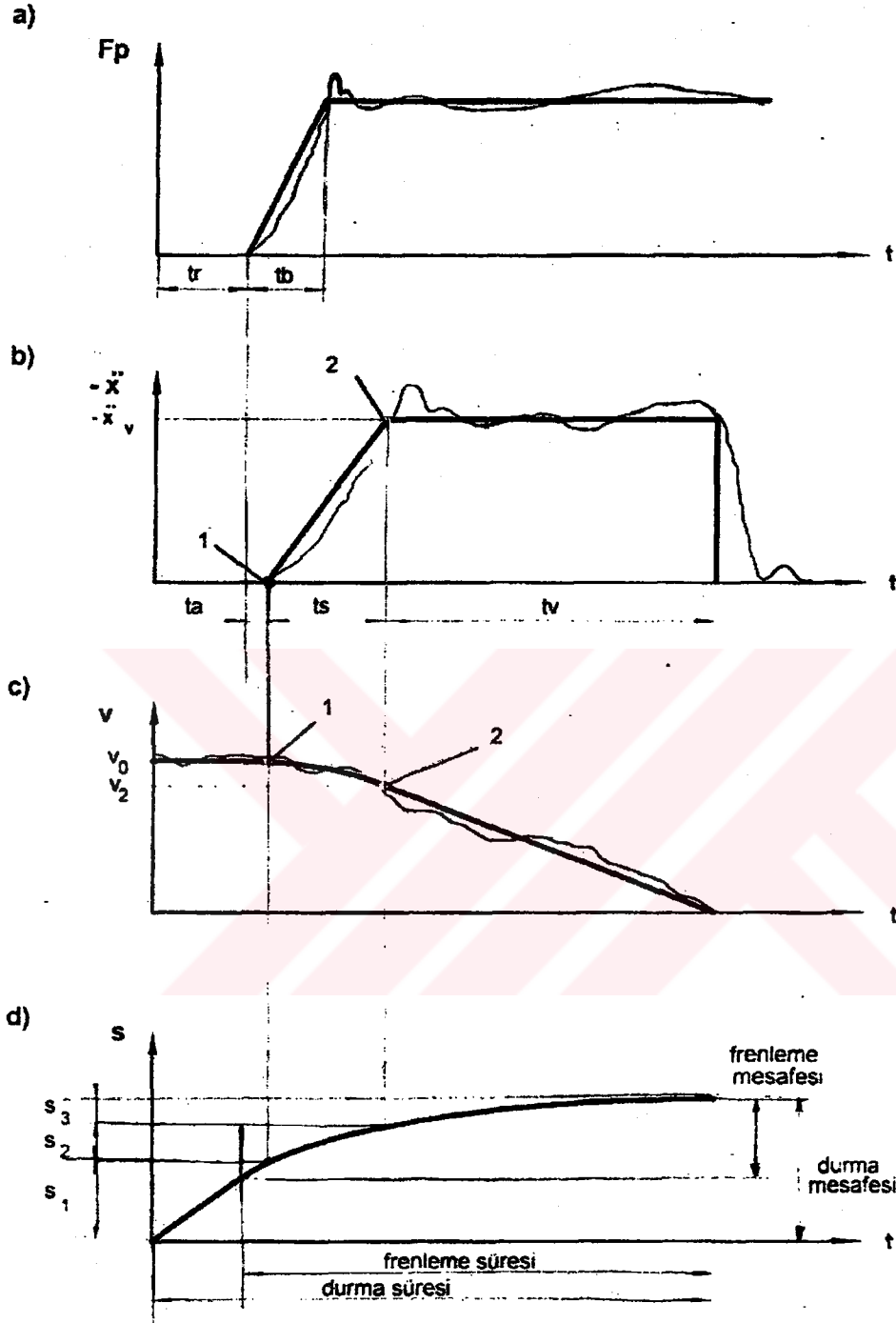
2.1 Frenlemenin Seyri

Taşıtın çabuk ve etkili bir şekilde durdurulmasını amaçlayan bir frenlemede, fren düzeninin iyiliğinin ölçüsü olarak frenleme mesafesi alınabilir. Frenleme mesafesine etkisi olan birçok faktör vardır. Bunlar ayrı ayrı ele alınacaktır.

Bir frenleme olayının zamana bağlı seyri Şekil 2.1'de görülen çeşitli büyüklüklerin değişimi ile ifade edilebilir.

Şekilde gösterilmiş olan süreler:

- Sürücünün fren yapmasına neden olan engeli görmesi ile ayağını fren pedalı üzerine koyması arasında geçen süre reaksiyon süresi t_r 'dir. Bu sürenin içinde algılama, ne olduğunu fark etme, karar verme, ayağı gaz pedalından fren pedalına geçirme süreleri bulunmaktadır. Bu süre sürücünün yeteneklerine ve o andaki fizyolojik ve psikolojik durumlarına bağlı olarak (0,3 – 1,7) s arasında değerler alabilmektedir. Reaksiyon süresini etkileyen faktörler Çizelge 2.1'de görülmektedir.
- Sürücü ayağını fren pedalına koyduktan sonra pedal kuvvetini maksimum değerine ulaştırıncaya kadar geçen süre tahrik yükselme süresi t_b olup, (0,03 – 0,8) s arasında değerler almaktadır.
- Sürücü ayağını fren pedalına koyduktan sonra fren sistemindeki boşlukların alınması ve balataların disk ya da kampanaya yaslanmasına kadar taşıtta frenleme başlamaz. Burada Şekil 2.1b'de gösterildiği gibi ilk frenleme ivmesinin ortaya çıktığı ana kadar geçen süre cevap süresi t_a olup, yaklaşık olarak 0,04 s mertebesinde dir. $(t_r + t_a)$ süresi boyunca motorun frenleme momenti ihmal edilecek olursa, hız sabittir. v_0 başlangıç hızında bu süre zarfında kat edilen yol Şekil 2.1d'de görüldüğü gibi s_l oldukça uzundur.
- Frenleme ivmesinin maksimum değerine erişmesine kadar geçen süre sistem yükselme süresi t_s olup, bu süre tahrik yükselme süresi t_b 'den bir miktar daha fazladır.
- Sistem yükselme süresinin sonundan itibaren sabit pedal kuvveti nedeniyle $-\ddot{x}$ frenleme ivmesi de sabittir. Sabit ivme ile frenlemenin sürdüğü süre t_v tam frenleme süresi olarak isimlendirilir.



Frenlemenin seyri. a) pedal kuvveti, b) fren kuvveti ya da frenleme ivmesinin zamana bağlı gerçek (ince çizgi ile) ve ideal değişimleri. c) buradan çıkan seyir hızı ve d) yol değişimleri.

t_r : reaksiyon süresi

t_b : tahrik yükselme süresi.

t_a : cevap süresi

t_s : sistem yükselme süresi

t_v : tam frenleme süresi

v_0 : başlangıç hızı

Şekil 2.1 Frenlemenin seyri (Göktan, 1995)

Çizelge 2.1 Reaksiyon süresinin kişisel ve dış faktörlerle olan ilişkisi (Göktaş, 1995)

	0,3 s'ye kadar kısalma	1,7 s'ye kadar uzama
KİŞİSEL FAKTÖRLER	<ul style="list-style-type: none"> • Alışılmış refleksler • Fizik ve psikolojik durumun iyi olması, optimal performans • Yüksek sürüş yeteneği • Gençlik • Hazırlıklı olma • Fiziksel ve psikolojik sağlık 	<ul style="list-style-type: none"> • Düşünüp karar verme • Fiziksel ve psikolojik durumun kötü olması, örneğin yorgunluk • Yetenek azlığı • İleri yaş • Başka şeyle ilgilenmek • Fonksiyon görece organlarda hastalık hali • Korku hali, alkol
DIŞ FAKTÖRLER		
TRAFİK	<ul style="list-style-type: none"> • Basit, görüş iyi, beklenen tanıdık durumlar 	<ul style="list-style-type: none"> • Karmaşık, görüş kötü, beklenmedik durumlar, yabancı çevre
ENGEL	<ul style="list-style-type: none"> • İyi, görünür, belirgin 	<ul style="list-style-type: none"> • Kötü görünür, belirsiz
ENGELİN YERİ	<ul style="list-style-type: none"> • Görüş alanı içinde 	<ul style="list-style-type: none"> • Görüş alanı kenarında
TAHRİK ELEMANI	<ul style="list-style-type: none"> • Amaca uygun mekanik düzen 	<ul style="list-style-type: none"> • Uygun olmayan mekanik düzen

Toplam durma mesafesi Şekil 2.1d'de gösterilen s_1 , s_2 ve s_3 yollarından meydana gelmektedir.

Bunlar ayrı ayrı hesaplanacak olursa en sonunda elde edilecek ifade aşağıdaki gibi olacaktır;

$$s_{topl} = s_1 + s_2 + s_3 = v_0 \cdot (t_r + t_a + \frac{t_s}{2}) - \frac{v_0^2}{2x} + \frac{x}{24} t_s^2 \quad (2.1)$$

Sistem yükselme süresinin normal değerleri için ifadenin üçüncü terimi ihmal edilirse;

$$s_{topl} = v_0 (t_r + t_a + \frac{t_s}{2}) + \frac{v_0^2}{-2x} \quad (2.2)$$

elde edilir. Durma süresi ise;

$$t_{topl} = (t_r + t_a + \frac{t_s}{2}) + \frac{v_0}{-x} \quad (2.3)$$

şeklinde elde edilir.

Tehlike halindeki bir frenlemede durma mesafesinin mümkün olduğu kadar kısa olması istenir. Bu durumda sürücü elinden geldiğince hızlı reaksiyon gösterecek ve taşıtını mümkün olan maksimum ivme $-\ddot{x}_{\max}$ ile frenleyecektir. Buna bağlı olarak minimum durma mesafesi (2.2) bağıntısında ivme olarak $-\ddot{x}_{\max}$ kullanılarak hesaplanabilir.

Söz konusu olan maksimum frenleme ivmesi sürücünün yeteneğine, lastik tekerleklerle yol arasındaki kuvvet bağlantısına ve fren kuvvetlerinin akslara dağılımına bağlıdır.

2.2 Tekerlek Kuvvetleri

Karayolları taşıtlarının özelliklerini saptayan en önemli eleman olan havalı lastik tekerlek, 1884'te Thomson tarafından icat edilmiştir. Ancak bir kullanma yeri bulunmadığından unutulmuş ve bağımsız olarak 1890'da Dunlop tarafından tekrar keşfedilmiştir. Lastik tekerleğin başarısının üç nedeni vardır:

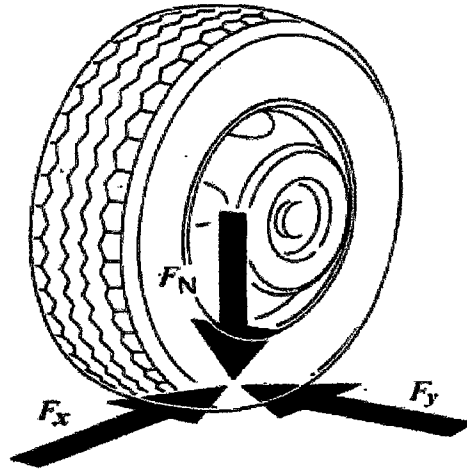
- tekerlek yükünü nispeten küçük bir basınçla zemine nakletmesi ve dolayısı ile ucuz bir yol yapısı imkanı sağlaması
- elastikliği nedeni ile dinamik tekerlek basıncı salınımlarıyla beraber konforu etkileyecek olan sarsıntıları, katı bir demir tekerleğe göre alçak tutması
- yol düzlemi içinde kabul edilebilir bir kuvvet nakli imkanı vererek, hızlanma, yavaşlama ve dönemeç dönme imkanı sağlaması

Tekerlek kuvvetleri

F_N Normal kuvvet

F_x Çevresel kuvvet; +tahrik kuvveti, -fren kuvveti

F_y Yan kuvvet



Şekil 2.2 Tekere etki eden kuvvetler

Tekerlek kuvvetleri, istenen hareket ve doğru kontrolünün elde edilebilmesini sağlayan yegane araçtır. Şu bileşenlerden oluşurlar (Şekil 2.2):

1. Normal kuvvet, F_N
2. Sürtünme kuvvetleri;
 - a. Çevresel kuvvet, F_x (tahrik yada fren kuvvetlerinden...)
 - b. Yan kuvvet, F_y

2.3 Tekerlek Hareket Denklemleri

Şekil 2.3'de belirli bir tahrik momenti altında iken yuvarlanan bir tekerleğe etkiyen kuvvetler görülmektedir. Bunlar:

X : taşıtın tekerleğe tepki kuvveti

M_T : tekerlek momenti

Z : taşıtın ağırlığından tekerleğe düşen kuvvet

F_x : tekerlek çevre kuvveti

m_T : tekerlek kütlesi

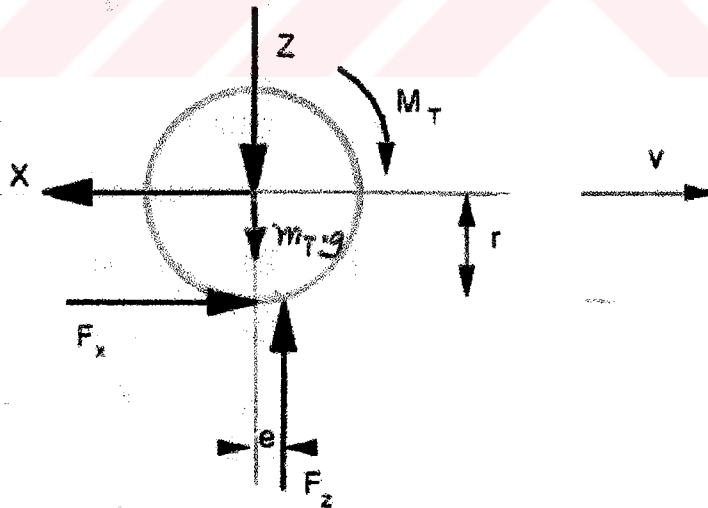
F_z : yolun tepki kuvveti=tekerlek yükü

I : tekerlek ataleti

v : taşıt hızı

e : tekerlek yükünün etkime noktasının eksenenden kaçıklığı

r : tekerlek statik yarıçapı



Şekil 2.3 Tekerlek kuvvetleri

Tekerleğin hareket yönündeki doğrusal deplasmanı x ile, tekerlek aksının düşey yöndeki deplasmanı ise z ile gösterilmektedir. Zamana göre alınan türevler değişkenin üzerine konan nokta ile ifade edilmektedir. \ddot{x} , zamana göre ikinci türev olup tekerleğin hareketi

doğrultusundaki ivmesini ifade etmektedir. Aynı şekilde \ddot{z} ise, aksın düşey yöndeki hareketinin ivmesidir. Her iki ivmenin, tekerlek kütlesi ile birlikte yol açtıkları atalet kuvvetlerinin dengeleri;

$$m_T \cdot \ddot{x} = F_x - X \quad (2.4)$$

$$m_T \cdot \ddot{z} = F_z - Z - m_T \cdot g \quad (2.5)$$

şeklinde ifade edilebilir. Dönen tekerleğin atalet momenti ise, tekerleğin dönme açısal ivmesi $\ddot{\omega}$ olmak üzere;

$$I \cdot \ddot{\omega} = M_T - F_x \cdot r - F_z \cdot e \quad (2.6)$$

bağıntısı ile ifade edilir. (2.6) denklemindeki son terim yuvarlanma direncini ifade etmektedir. Üzerinde moment olmayan bir tekerleği sabit hızla çekmek istediğimizde uygulamamız gereken kuvveti ifade eder. Bu tanıma göre (2.6) denklemi şu hali alır:

$$-F_x = (e/r) \cdot F_z \quad (M_T=0; \ddot{\omega} = 0) \quad (2.7)$$

Bu negatif kuvvete yuvarlanma direnci denir ve F_R ile gösterilir. (e/r) oranı da f_R yuvarlanma direnci katsayısı olarak adlandırılır.

$$F_R = f_R \cdot F_z \quad (2.8)$$

2.4 Kuvvet Bağlantısı ve Kayma

Tekerleğe bir M_T momenti etki ediyorsa ivmesiz hareketteki çevresel kuvvet (2.6) denklemine göre;

$$F_x = (M_T/r) - F_R \quad (2.9)$$

bağıntısı ile ortaya çıkmaktadır.

(2.9) denklemindeki (M_T/r) ifadesi tekerlek çeki kuvveti olarak adlandırılır. Tekerleğe tahrik momenti etkimesi halinde hareketin başlayabilmesi için öncelikle tekerlek çeki kuvvetinin (motor momentinden doğan kuvvet) yuvarlanma direncini aşması gerekmekte, ancak daha sonra kalan kuvvet taşıtı ileri doğru hareket ettirmektedir. Frenleme halinde ise yuvarlanma direnci fren momentine eklenmektedir.

Tekerlek ile zemin arasında herhangi bir şekil bağlantısı olmadığından (2.9) denklemindeki çevresel kuvvet sınırsız olmayıp, zeminle lastik tekerlek arasındaki kuvvet bağlantısına bağlıdır.

μ , kuvvet bağlantı katsayısını gösterirsek;

$$F_x = \mu.F_z \quad (2.10)$$

çevre kuvvetinin alabileceği değerleri buluruz. Mevcut kuvvet bağlantısı belli bir sınır değerini üzerindeki çevresel kuvveti iletmemektedir. Bu nedenle;

$$F_{x,\max} = \mu_h.F_z \quad (2.11)$$

şeklinde bir maksimum iletebilecek çevresel kuvvet tanımlanmakta olup bu kuvvet tekerleğin F_z yükü ile orantılıdır. μ_h ise maksimum kuvvet bağlantı katsayısı olup “*tutunma katsayısı*” adını almaktadır. Tekerleğe etki eden moment çevresel kuvvetin $F_{x,\max}$ değerini almasını sağlayan momenti aştığı takdirde tekerlek tam kaymaya geçmektedir. Bu durumda çevresel kuvvet;

$$F_{xg} = \mu_g.F_z \quad (2.12)$$

şeklinde μ_g “*kayma katsayısı*” ile iletilmektedir. Genelde $\mu_h > \mu_g$ denilebilir.

Kuvvet bağlantı katsayısı lastiğin dönerken zemin üzerindeki kaymasına bağlıdır. Kaymasız yuvarlanan tekerlek bir dönüşünde yuvarlanma çevresi adı verilen U mesafesini kat eder.

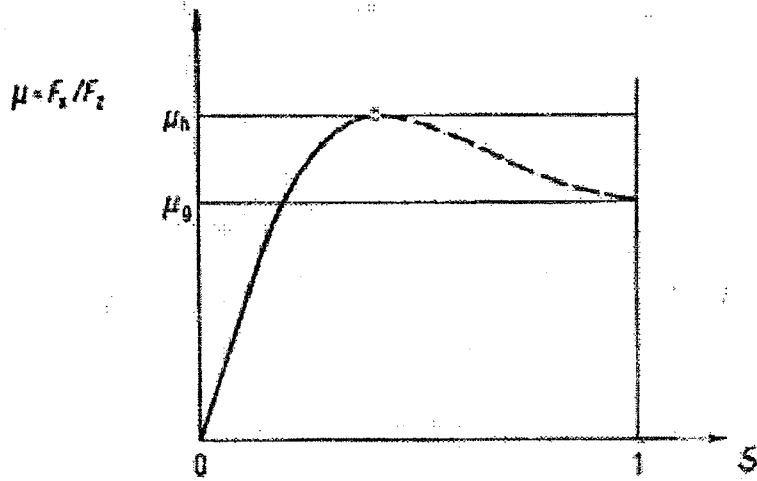
$$U = 2\pi.R \quad (2.13)$$

Denklem (2.13)’den hesaplanan R ’ye dinamik tekerlek yarıçapı denir. Tekerleğin yuvarlanarak eriştiği çevresel hız $R.\dot{\omega}$, taşıt hızı v ’den farklı ise kayma olmaktadır. Bu iki hızın farkının büyük olan hıza oranına kayma denir. Kayma hep pozitif olsun diye frende ve tahrikte iki farklı ifade kullanılır, kayma 0 ile 1 arasında değerler alır.

$$\text{Frende:} \quad s = \frac{v - R.\dot{\omega}}{v} \quad (2.14)$$

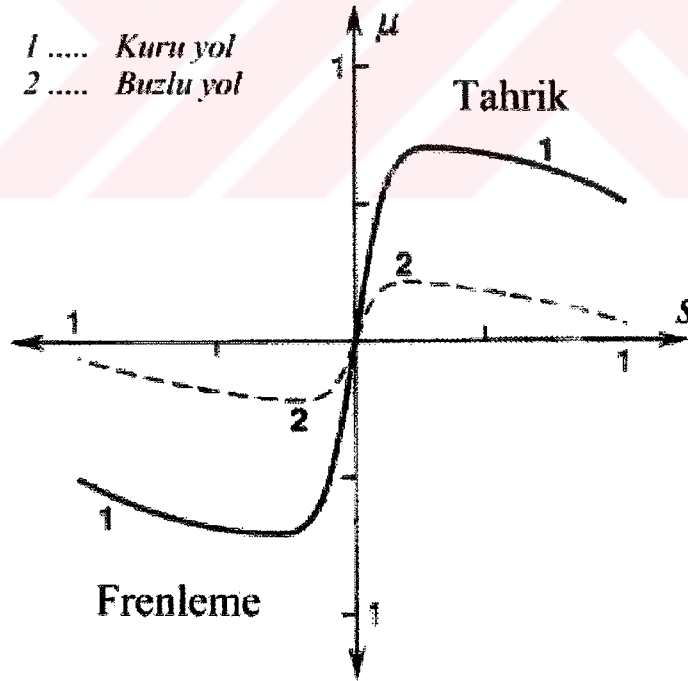
$$\text{Tahrikte:} \quad s = \frac{R.\dot{\omega} - v}{R.\dot{\omega}} \quad (2.15)$$

Kayma ile kuvvet bağlantı katsayısı arasındaki ilişki Şekil 2.4’te gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Kuvvet bağlantı katsayısı – kayma eğrisi

Kuvvet bağlantı katsayısı (μ), kaymanın (s) bir fonksiyonu olup seyri tahrik ve fren için hemen hemen aynıdır. Şekil 2.5'te kuvvet bağlantı katsayısının iki farklı yol şartlarındaki değişimi hem tahrik, hem frenleme için verilmektedir.



Şekil 2.5 Farklı yol şartlarında kuvvet bağlantı katsayısı – kayma eğrisi (tahrik ve fren)

Sonuç olarak tekerlek ile zeminin temas yüzeyi çevresel bir kuvvetle zorlandığında bir kayma ortaya çıkmaktadır. En büyük kuvvet bağlantısı (μ_h), Şekil 2.5'de verilmiş değişik yol

şartlarındaki kuvvet bağlantı katsayısı-kayma grafiklerinden görüldüğü gibi (s) kaymasının (0,2-0,4) değerleri arasında elde edilir. Kayma biraz daha artırılırsa μ düşer ve %100 kaymada ($s=1$), μ_g değerine erişir. μ_h 'dan μ_g 'ye düşülen bölgede kararlı bir gidiş mümkün olmamakta, örneğin frenleme sırasında tekerlekler saniyenin kesri mertebesindeki kısa bir sürede bloke olmaktadır (Zomotor, 1991). Bu sebepten Şekil 2.4'te ($\mu_h - \mu_g$) arası kısım kararsız bölgenin karakterini yansıtmak için kesik çizgi olarak gösterilmiştir.

Tutunma katsayısı μ_h seyir hızına, lastiğin eskiliğine ve yolun durumuna bağlıdır. Çizelge 2.2'de çeşitli durumlardaki pnömatik lastiğin yine çeşitli durumlardaki asfalt yol üzerinde tutunma katsayılarının aldığı değerler gözükmemektedir (Automotive Handbook, 1996).

Çizelge 2.2 Yol yüzeyi ile tekerlek arasındaki tutunma katsayısı
(Automotive Handbook, 1996)

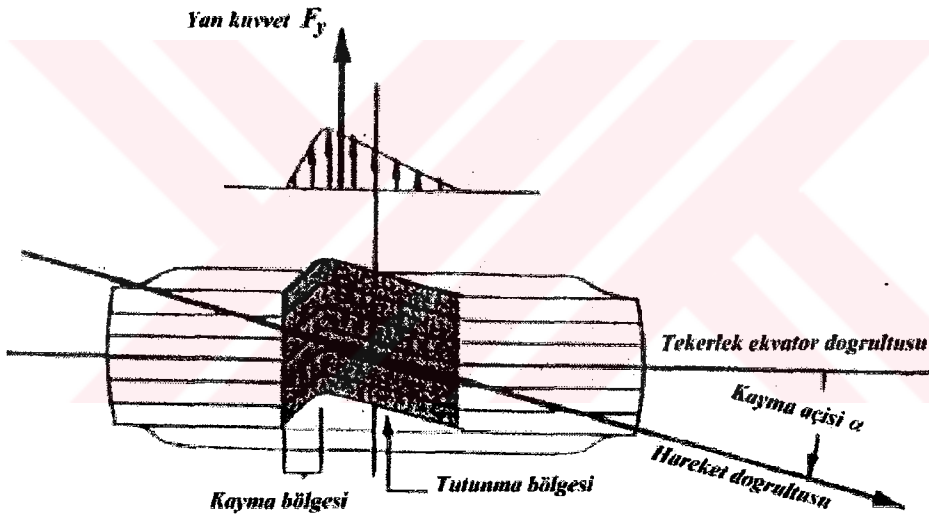
Yol yüzeyi ile tekerlek arasındaki tutunma katsayısı: μ_h						
seyir hızı	lastik durumu	kuru yol	ıslak yol 0.2mm su	sağanak yağmur 1mm su	birikinti 2mm su	buz
km/h		μ_h	μ_h	μ_h	μ_h	μ_h
50	yeni	0,85	0,65	0,55	0,5	0,1 ve altı
	aşınmış	1	0,5	0,4	0,25	
90	yeni	0,8	0,6	0,3	0,05	
	aşınmış	0,95	0,2	0,1	0,0	
130	yeni	0,75	0,55	0,2	0	
	aşınmış	0,9	0,2	0,1	0	

2.5 Yan Kuvvet ve Kayma Açısı

Lastik tekerlekler taşıtın hareketine göre yan yönlerde de kuvvet taşımak, zemine nakletmek durumundadırlar. Böyle durumlar, taşıtların eğrisel yörüngeler izlemeleri durumunda ortaya çıkar. Örnek olarak taşıt sabit yarıçaplı bir çemberi sabit bir hızla dönüyorsa, meydana gelecek merkezkaç kuvvetin herhangi bir şekilde karşılanması gerekmektedir. Bu karşılama da ancak zeminden sağlanacak kuvvetlerle mümkün olabilir.

Tekerleklerin yan yönde kuvvet taşıyabilmeleri için merkezlerinin hızları ile tekerlek ekvator düzlemleri arasında “kayma açısı” α denilen bir açı oluşması gerekir. Bu olay tersine doğrultuda da geçerlidir. Yani tekerlek ekvator düzlemi ile merkezinin hızının doğrultusu arasında bir açı varsa, tekerlek ve zemin arasında da tekerlek ekvator düzlemine dik kuvvet nakli olmaktadır.

Şekil 2.6’de çapraz olarak hareket eden bir tekerlek ve bunun zeminle temas eden kısımlarının nasıl şekil değiştirdiği görülmektedir. Yuvarlanmaya göre zeminle ilk temas eden kısımlar, üzerlerindeki basınç ve zemin-lastik arasındaki tutunma katsayısı nedeni ile zemine yapışmakta ve tekerlek sırtının ekvatorundan ayrılmaktadır. Bu yapım ve dolayısı ile ayrılma bütün temas bölgesi boyunca devam edemez ve elastik kuvvetin sürtünme kuvvetine eşit olması noktasından sonra artık sapmalar ancak bu son şartı sağlayınca kadar olur.

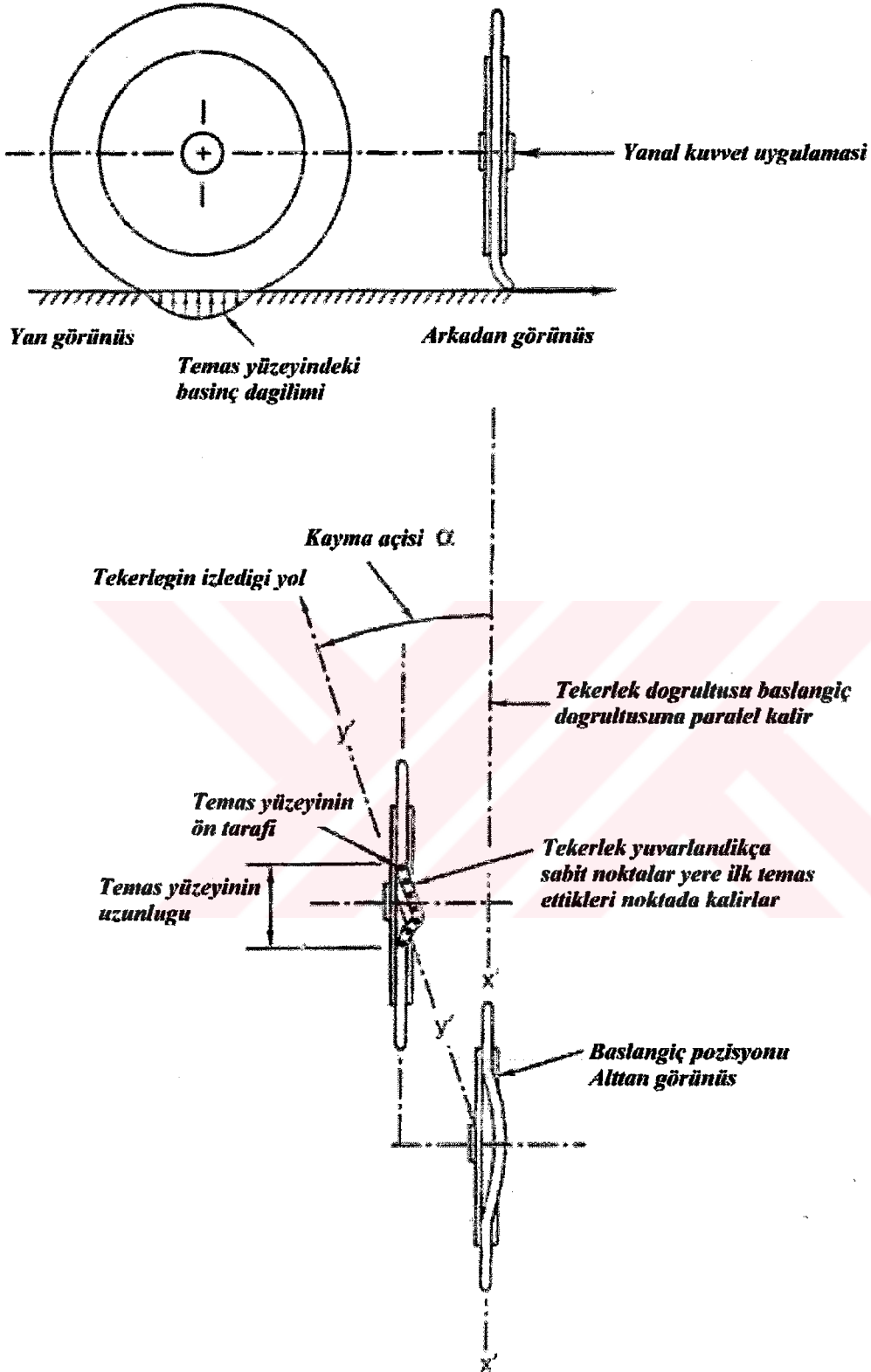


Şekil 2.6 Tekerleğin çapraz hareketi ve kayma açısı (Erzi, 2001)

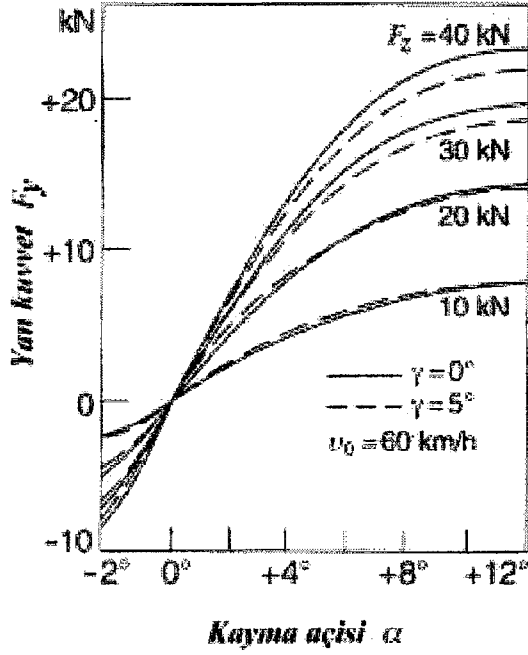
Şekil 2.7’de ise kayma açısının ve yanal kuvvetin oluşumu açıklanmaktadır.

Tekerlek yükü F_z , kayma açısı α , yan kuvvet F_y çapraz hareketi tanımlayan büyüklüklerdir. Deneylerle tespit edilmiş bazı sonuçlar aşağıdaki grafiklerde mevcuttur. Grafiklere bakılarak genel olarak söylenebilecek hususlar şunlardır.

- F_y (yan kuvvet), F_z ’in (tekerlek yükü) degressif karakterli bir fonksiyonudur. Yani F_z arttıkça F_y de artar ancak bu artma gittikçe yavaşlayan bir şekildedir (Şekil 2.8).
- $F_y(\alpha)$ bağlantısı için şartlara göre $\alpha=(8-14)^\circ$ arasında bir maksimum vardır (Şekil 2.8).



Şekil 2.7 Kayma açısının oluşumu

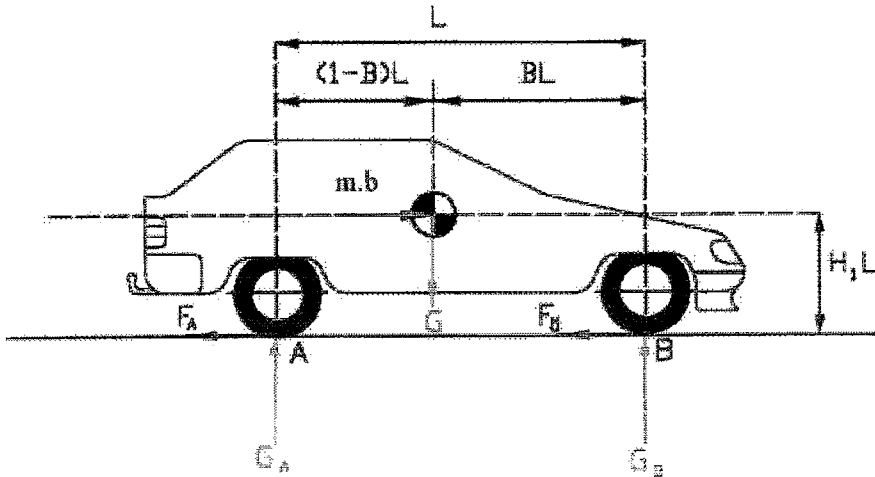


Şekil 2.8 Sabit tekerlek yüklerinde, yan kuvvetin kayma açısına göre değişimi (Automotive Handbook, 1996)

2.6 Frenleme Dinamiği

Frenlenen bir taşıta etkiyen tüm kuvvetler Şekil 2.9’da görülmektedir. Taşıt dururken oluşacak statik dingil yükleri A ve B noktasına göre moment dengesinden bulunabilir. Taşıt dururken frenleme ivmesi $b=0$ olmayacağından;

$$G_D = (1 - B).G \quad G_A = B.G \quad (2.16)$$



Şekil 2.9 Frenlenen bir taşıta etkiyen kuvvetler

Frenlemedeki negatif ivmenin yerçekimi ivmesine oranına frenleme oranı “z” denir;

$$z = -\frac{b}{g} \quad (2.17)$$

Frenleme sırasında oluşacak dinamik dingil yükleri, A ve B noktalarına göre moment dengesinden bulunur, bu sefer taşıt kütlelerinin ataletinin oluşturacağı kuvvet de hesaba katılır;

$$G_{\dot{O}f} = (1-B).G + m.b.H_1 = [(1-B) + H_1.z]G \quad (2.18)$$

$$G_{Af} = B.G - m.b.H_1 = [B - H_1.z]G \quad (2.19)$$

Herhangi bir anda oluşacak frenleme kuvvetleri, kuvvet bağlantı katsayılarının hesaba alınmasıyla (2.10) denkleminde;

$$F_{\dot{O}} = \mu_{\dot{O}}.G_{\dot{O}f} = \mu_{\dot{O}}.[G_{\dot{O}} + H_1.G.z] \quad (2.20)$$

$$F_A = \mu_A.G_{Af} = \mu_A.[G_A - H_1.G.z] \quad (2.21)$$

Toplam frenleme kuvveti;

$$F_T = F_{\dot{O}} + F_A = m.b = G.z = \mu_{\dot{O}}.G_{\dot{O}f} + \mu_A.G_{Af} \quad (2.22)$$

Erişilen yada erişilebilen frenleme oranı ve kuvvet bağlantı katsayısı sürücünün fren pedalına uyguladığı kuvvete, yolun ve tekerleğin kuvvet bağlantısı karakterine ve fren momentinin akslara dağılımına bağlıdır.

Çizelge 2.3'de ön ve arka tekerleklerin kaymaya bağlı kuvvet bağlantı katsayısı eğrilerine göre çeşitli frenleme durumları gösterilmiştir. I durumunda taşıtın bütün tekerlekleri μ_h değerine erişmeden ufak bir kayma ile yuvarlanmaktadır. Bu normal frenleme halidir. II durumlarında akslardan biri μ_h değerine erişmiştir. Frenleme oranı I durumundakinden büyüktür. III durumunda ise tekerlekler kuvvet bağlantı sınırlarına erişmiş olup frenleme oranı I ve II durumlarından daha büyüktür.

$\mu_{h\dot{O}} = \mu_{hA} = \mu_h$ özel hali için (2.22) bağıntısından;

$$\mu_h(G_{\dot{O}f} + G_{Af}) = G.z \text{ olur.}$$

$$G_{\dot{O}f} + G_{Af} = G \text{ alınacak olursa } z = z_{sınır} = \mu_h$$

bulunur. Bu taşıtın erişebileceği en yüksek frenleme oranıdır. Bu yüzden $z_{sınır}$ olarak ifade edilmektedir. Örneğin $\mu_h=1$ olan kuru bir yolda $z_{sınır}=1$ ve $b_{sınır}=-10 \text{ m/s}^2$ olurken $\mu_h=0,2$ olan

buzlu bir zeminde $z_{sınırlı}=0,2$ ve $b_{sınırlı}=-2 \text{ m/s}^2$ olacaktır. IV durumlarında akslardan birinin tekerlekleri bloke olmaktadır. V durumunda ise bütün tekerlekler blokedir. Bu halde;

$$\mu_{g\ddot{O}} = \mu_{gA} = \mu_g \text{ ise}$$

$z = \mu_g$; ve genelde $\mu_g < \mu_h$ olduğundan $z < z_{sınırlı}$ olmaktadır.

Bu beş durumda taşıt tekniği açısından mümkün olan en yüksek frenleme oranı $z_{sınırlı}$ olup taşıtın maksimum frenleme oranı z_{mak} bu değeri aşamaz ($z_{mak} \leq z_{sınırlı}$).

Çizelge 2.3 Çeşitli frenleme durumları (Gökten, 1995)

	ÖN TEKERLEKLERİN DURUMU	ARKA TEKERLEKLERİN DURUMU	AÇIKLAMALAR	
			ÖT: ön tekerlekler AT: arka tekerlekler	
I	$\mu_{\ddot{O}} < \mu_{h\ddot{O}}$ (1)	$\mu_A < \mu_{hA}$ (2)	$z < z_{sınırlı}$	normal frenleme
IIa	$\mu_{\ddot{O}} < \mu_{h\ddot{O}}$ (1)	$\mu_A = \mu_{hA}$ (4)	$z < z_{sınırlı}$	AT kuvvet bağlantı sınırında. Stabilize sınırı
IIb	$\mu_{\ddot{O}} = \mu_{h\ddot{O}}$ (3)	$\mu_A < \mu_{hA}$ (2)	$z < z_{sınırlı}$	ÖT kuvvet bağlantı sınırında. Direksiyon kontrol sınırı
III	$\mu_{\ddot{O}} = \mu_{h\ddot{O}}$ (3)	$\mu_A = \mu_{hA}$ (4)	$z = z_{sınırlı}$ $\mu_{h\ddot{O}} = \mu_{hA} = \mu_h$ ise $z = \mu_h$	Bütün tekerlekler kuvvet bağlantı sınırında, mümkün olan en büyük frenleme oranı
IVa	$\mu_{\ddot{O}} < \mu_{h\ddot{O}}$ (1)	$\mu_A = \mu_{gA}$ (6)	$z < z_{sınırlı}$	AT bloke, taşıt instabil
IVb	$\mu_{\ddot{O}} = \mu_{g\ddot{O}}$ (5)	$\mu_A < \mu_{hA}$ (2)	$z < z_{sınırlı}$	ÖT bloke, direksiyon kontrolü yok
V	$\mu_{\ddot{O}} = \mu_{g\ddot{O}}$ (5)	$\mu_A = \mu_{gA}$ (6)	$z < z_{sınırlı}$ $\mu_{g\ddot{O}} = \mu_{gA} = \mu_g$ ise $z = \mu_g$	Bütün tekerlekler bloke, taşıt doğrusal olarak kayıyor

Fren iyilik derecesi ise şu şekilde tanımlanır;

$$\xi = \frac{z_{mak}}{\mu_h} = \frac{z_{mak}}{z_{sum}} \leq 1 \quad (2.23)$$

Fren iyilik derecesi sürücü etkilerinden bağımsızdır, taşıtın fren sistemi dizaynına bağlıdır. İdeal halde erişilebilecek en kısa durma mesafesi en yüksek iyilik derecesi olan ($z_{mak}/\mu_h=1$) ile elde edilir.

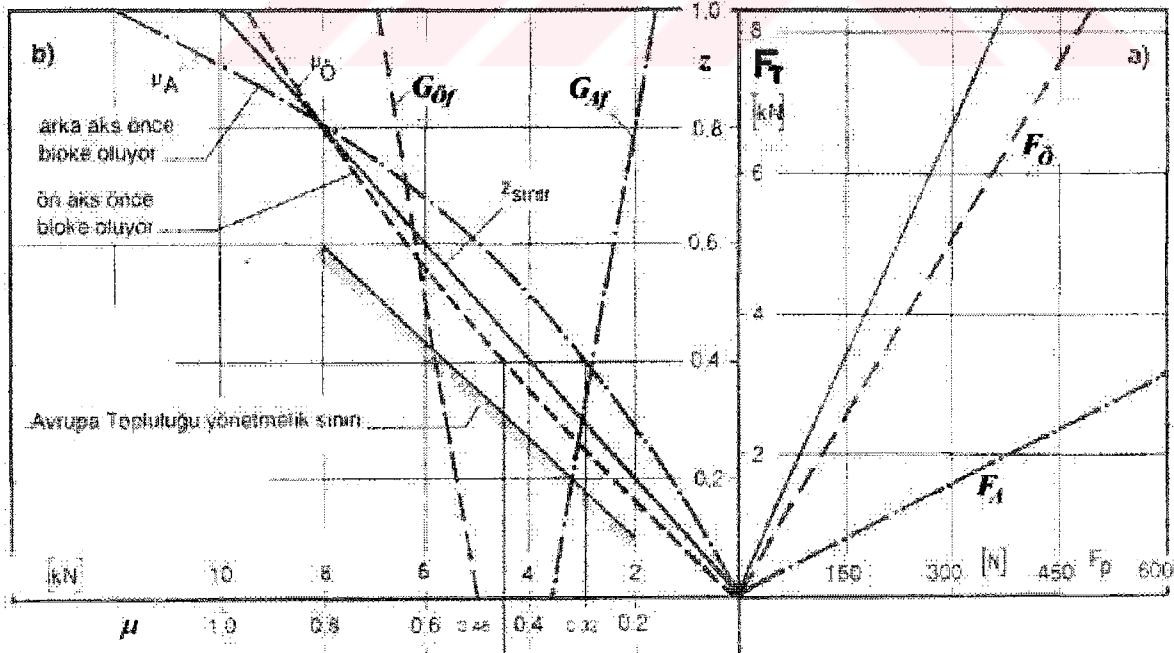
2.7 İki Akslı Bir Taşıtın Frenlenmesinde Kuvvet Bağlantıları ve Stabilize

Frenleme sırasındaki dinamik dingil yükleri (2.18) ve (2.19) bağıntılarıyla verilmişti. Şekil 2.10b'de görüldüğü gibi artan frenleme oranı ile ön aks yükü artmakta, arka aks yükü ise azalmaktadır.

Kuvvet bağlantı katsayıları ise;

$$\mu_{\dot{O}} = \frac{F_{\dot{O}}}{G_{\dot{O}f}} \quad \mu_A = \frac{F_A}{G_{Af}} \quad (2.24)$$

bağıntıları ile hesaplanır.



Şekil 2.10 Fren kuvveti eğrileri (Göktan, 1995)

Şekil 2.10a ve 2.10b'deki diyagramlardan fren iyilik derecesinin hesaplanmış örneklerle açıklanacak olursa: Taşıt, tutunma katsayısı $\mu_h=0,46$ şartı altında frenlendiğinde, maksimum frenleme oranına erişmek için ön aks tekerlekleri $\mu_O=\mu_h$ katsayısı ile, arka aks tekerlekleri ise diyagramdan $\mu_A=0,32$ katsayısı ile fren kuvveti taşıyacaklardır. Çizelge 2.3'deki IIb maddesine karşılık gelen bu durumda,

$$\mu_h \cdot G_{Öf} + \mu_A \cdot G_{Af} = G \cdot z_{mak}$$

bağıntısından $z_{mak}=0,4$ bulunur. $z_{sınır}=0,46$ olduğundan bu tutunma katsayısı için geçerli olan fren iyilik derecesi denklem (2.23)'den,

$$\xi = \frac{z_{mak}}{z_{sum}} = \frac{0,4}{0,46} = 0,87$$

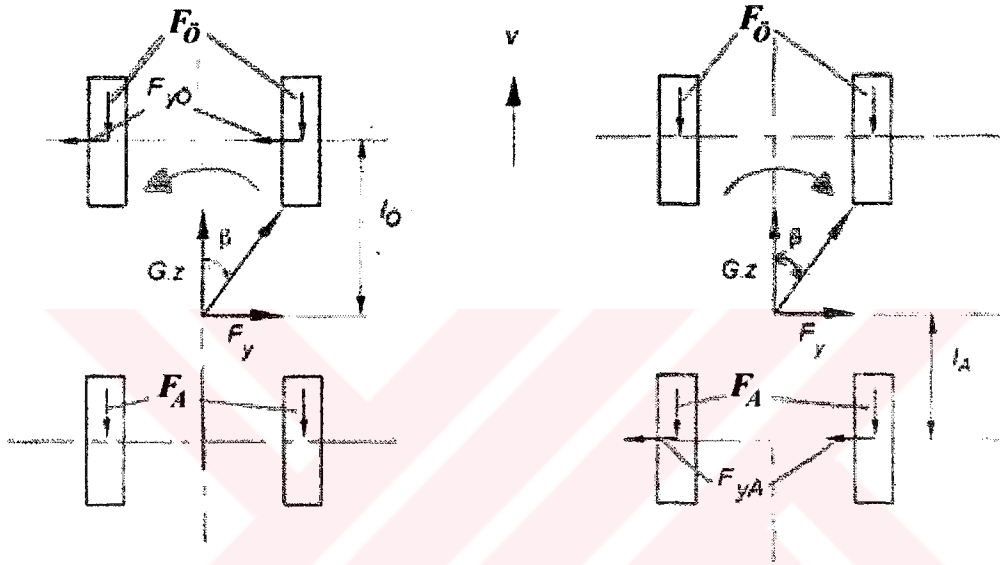
olacaktır. Tutunma katsayısı $\mu_h=0,8$ durumunda ise $\mu_O=\mu_A=\mu_h$ olup $z_{mak}=z_{sınır}=\mu_h$ ve $z_{mak}/z_{sınır}=1$ bulunur. Bu durum ise, Çizelge 2.3'deki III maddesine karşılık gelmektedir.

Frenleme olayının taşıtın seyir stabilizesi açısından da ele alınması gerekmektedir. Tekerlekler bloke olduğunda taşıt ya direksiyon kontrolünden çıkmakta, ya da stabilizesini kaybetmektedir.

Şekil 2.11'de sol tarafta arka tekerlekleri bloke olmuş bir taşıt gösterilmiştir. Ön tekerlekler henüz yuvarlanmaktadır. Taşıta $G \cdot z$ kuvvetine ilaveten F_y yan kuvveti etkimektedir. Bu kuvvetlerin bileşkesi taşıt eksenine ile bir β açısı yapmaktadır. F_y yan kuvveti tekerleklerin taşıyacağı yan kuvvetlerle dengelenmelidir.

Ancak bu durumda arka tekerlekler bloke olduklarından yan kuvvet taşıyamamakta, yalnız ön tekerlekler F_y kuvvetini karşılamaktadır. Bu durumda ortaya çıkan $F_{yO} \cdot l_O \approx F_y \cdot l_O$ momenti taşıtı döndürmeye çalışmaktadır. Söz konusu moment dönme açısını büyütecek yödedir. Bu da olayın instabil olduğunu göstermektedir. Şekil 2.11'de sağ tarafta ise ön tekerlekler bloke olmuş, arka tekerlekler ise yuvarlanmaktadır. Yan kuvvet arka tekerlekler tarafından karşılanacağından ortaya çıkacak olan $F_{yA} \cdot l_A$ momenti bu defa β açısını küçültecek yönde etkili olacaktır. Durum stabil olup taşıt kaymakta olan ön tekerlekleri ile eski seyir doğrultusunu koruyacak, ancak direksiyon kontrolü yapılamayacaktır. Bu nedenle dönemeçsiz yollarda ön tekerleklerin bloke olması arka tekerleklere tercih edilir. Dönemeçlerde ise ön tekerlekleri bloke olan bir taşıt virajın dışına doğru kayacaktır. Ellili yıllara kadar ön tekerleklerin önce bloke olması tercih ediliyordu. Doğrusal harekette de arka tarafın savrulmasının direksiyon kontrolü ile düzeltilebileceği savunuluyordu. Ancak daha sonra

yapılan araştırmalar ani olarak fren yapan bir sürücünün arka tarafın kayması halinde genellikle yanlış reaksiyon gösterdiğini ortaya koymuştur. Bütün tekerlekler bloke olduğunda hiçbir yan kuvvet taşıyamamaktadır. Bu durumda taşıt bileşke kuvvet doğrultusunda kayacak ancak savrulmayacaktır. Bütün bu durumlar genelde tekerleklerin bloke olmasından kaçınılması gerektiğini ortaya koymaktadır. Özellikle yalnız arka tekerleklerin bloke olması tehlikelidir. Bunu önlemek için taşıtlarda fren kuvveti dağıtıcıları kullanılmaktadır.



Şekil 2.11 Frenlenen bir taşıtta a) Arka tekerlekler bloke, karasız b) Ön tekerlekler bloke; kararlı (Göktan, 1995)

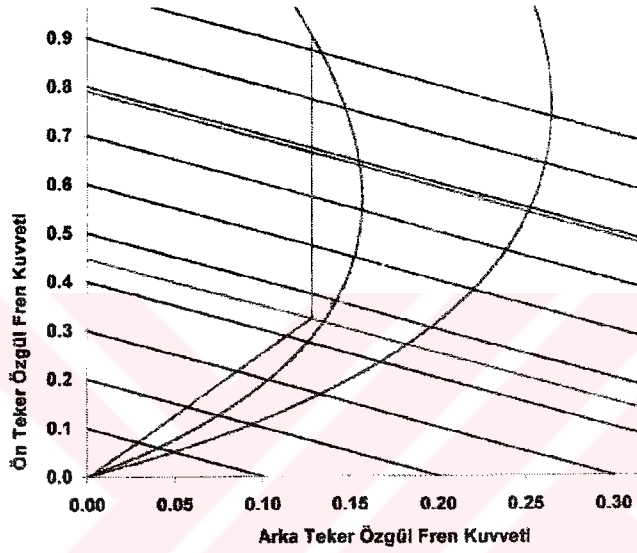
2.8 Fren Kuvveti Dağıtıcıları

Taşıtın frenlenmesi sonucu arka tekerleklerden ön tekerleklere doğru bir dinamik yük transferi meydana gelmektedir, bu sayede ön tekerlek yükü artmakta ve ön tekerleklerden elde edilebilecek fren kuvveti de artmaktadır. Ön tekerlek fren elemanlarının boyutlarının arkadakilerden büyük olmasının sebebi de budur. Bunun yanında dinamik yük transferi miktarı lineer olarak artmamakta, frenleme ivmesinin fonksiyonu olarak artmaktadır. Taşıtın gerçek fren sisteminin sağlayacağı basınç artışı ise lineer olmaktadır. Bu sebepten arka tekerlek fren basıncı artımını azaltan elemanların kullanımı gereklidir. Aksi takdirde arka tekerleklerin ön tekerleklerden önce bloke olması gibi yukarıda sakıncaları açıklanan bir durum ortaya çıkacaktır.

Fren basınç regülatörleri aracın tipine bağlı olarak çeşitli üretici firmalar tarafından farklı çalışma esasına göre dizayn edilirler ve kullanılırlar.

2.8.1 Basınca Duyarlı Fren Regülatörü

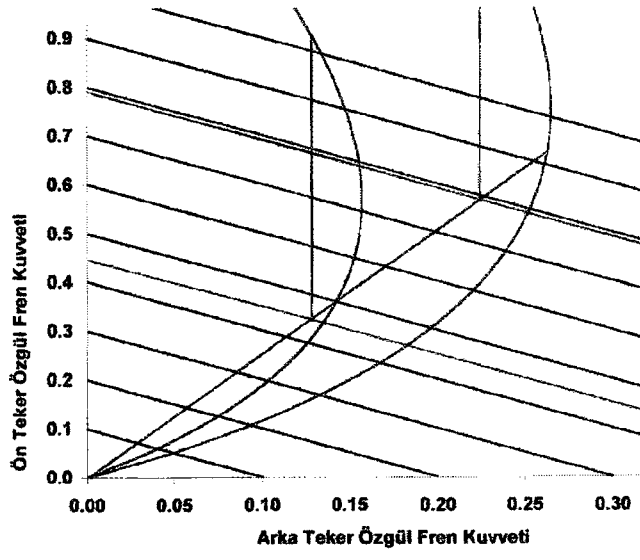
Aynı zamanda basınç limitörü olarak da adlandırılmaktadır. 1960'lı yıllarda ortaya çıkmıştır, belli bir basınç değerinden sonra arka tekerlek fren basınç artışı yavaşlatır veya tamamen engellerler. Bu sebepten dolayı araç yüklü halde iken potansiyel arka frenleme kuvvetinden yararlanılamaz (Şekil 2.12). Bu tarz regülatörler sınırlı kargo kapasitesi sebebiyle dinamik yük transferinin az olduğu, alçak ağırlık merkezine sahip araçlarda kullanılırlar (spor arabalar).



Şekil 2.12 Basınca duyarlı fren regülatörü çalışması

2.8.2 Yüke Duyarlı Fren Regülatörü

Yük durumunun ve ağırlık merkezinin yerinin değişimi ideal dağılım eğrisini de değiştirmektedir. Bu konuda herhangi bir önlem alınmaması halinde, örneğin taşıtın yüklü durumuna uygun olarak boyutlandırılmış bir fren sisteminde, yük boşaltıldığı taktirde hafifleyen arka aks tekerlekleri yine yüklüymüş gibi aşırı frenleme yaparak ön aks tekerleklerinden önce bloke olacaktır. Bu ise kararsız bir durum olup taşıtın arka kısmının kontrolsüz olarak savrulmasına sebep olacaktır. Söz konusu durum özellikle boş ve yüklü haldeki arka aks yükü farkı fazla olan taşıtlarda ortaya çıkmaktadır. Motoru ve tahrik aksı önde olan, arkası hafif otomobillerle yük taşıtları bu açıdan özellikle kritik durumdadır. Bu sebepten bu tip araçlarda yüke duyarlı fren basınç regülatörleri kullanılır. Aracın yüklü ve yüksüz konumlardaki ön ve arka tekerlek fren basınçları dağılımı ise Şekil 2.13'de gösterilmektedir.



Şekil 2.13 Yüke duyarlı fren regülatörü çalışması

3. ABS FREN SİSTEMİ

3.1 ABS'nin Tarihçesi

ABS, motorlu araçlar tarihinde göze çarpan birkaç önemli aktif emniyet donanımından biridir. İlk ABS 1952'li yıllarda Dunlop tarafından "Maxaret" adıyla o zaman ki uçaklarda kullanılmaya başlanmıştır. 1972 yılında ise Jensen Interceptor, otomobillerinde Maxaret tabanlı ABS kullanıyordu. Amerika'da birçok üretici ABS'yi geliştirmek için çok çabalar harcadılar ve 1969 yılında ilk olarak Thunderbird'de ABS kullanıldı. Bu araçta Ford ve Kelsey Hayes tarafından geliştirilen ve sadece arka aks kontrolünün yapıldığı bir sistem kullanılıyordu. 1971 Imperial'de ise dört tekerden kontrollü sistem kullanıldı. General Motor ise 1970'lerin ortalarına doğru bazı modellerinde ABS kullanımına başladı.

1970'li yıllardaki tüm ABS'lerde enerji kaynağı olarak vakum, ve kontrol devresi olarak analog devreler kullanılıyordu. Bu sistemlerin güvenilirliğinden dolayı bu yıllarda tekerlek kilitlenmesinin tam olarak önlenmesi pek mümkün olamıyordu.

Avrupa'da 1970'lerin ortalarına doğru elektronikçilerin dijital elektroniği ve mikro işlemcileri geliştirmesinin ardından bu yeni teknoloji Bosch tarafından kullanılarak bir ABS üretildi ve 1978 yılında Mercedes marka bir araçta kullanıldı. Bunu BMW ve diğerleri takip etti. Bu arada Japonlar da Bosch sistemine dayalı kendi sistemlerini geliştirdiler. Sistem modifiye edilerek 1986 yılında Amerika'da GM'un arabalarında kullanılmaya başlandı. 1987 yılında Ford pikabında Kelsey Hayes marka ve sadece arkadan kontrollü ABS'yi kullanmaya başladı. Bu araç boş iken fren durumunda araç hakimiyetinde nispeten fayda sağlıyordu ancak ön tekerlekler de kilitlendiğinde sistem yetersiz kalıyordu.

1980'lerin sonuna doğru hemen hemen tüm araç üreticilerinin lüks modellerinde ABS bulunmaktaydı, 1991'de ise üretilen otomobillerin yaklaşık 1/3'ünde ABS bulunuyordu. Daha çok yayılmış olmamasındaki temel sebep ise oldukça yüksek olan fiyatıydı. Oldukça yüksek olan bu fiyatı düşürmek ve aynı zamanda sistemi daha da iyi kılmak için birçok çalışma yapılmış ve hala da devam edilmektedir. Bu çalışmalar sonucunda GM tarafından araç başına fiyatı yaklaşık 350\$ olan bir sistem de geliştirilmiştir.

Günümüzde ABS daha çok bazı özel araçlarda ve hafif kamyonlarda ve 1990'dan bu yana zorunlu kılınması neticesinde havalı frenli ticari taşıtlarda kullanılmaktadır.

Trafik denetleyicileri ve araç üreticileri artan ABS kullanımı ile beraber araç kazalarının azalmasını ve sürüş güvenliğinin artmasını bekliyorlardı. Fakat kaza araştırmaları gösterdi ki; kazalarda, kazaya katılan ABS'li araç yüzdesi diğer araçlardan pek az değil. Özellikle ufak çaplı kazalarda yapılan incelemede her 10 kazadan 6'sı ABS sistemi bulunan araçlar tarafından gerçekleştirilmişti. Sebep ise sürücülerin ABS sistemine güvenerek daha süratli ve daha yakın seyretmeleridir. Yani seyir emniyeti arttıkça alınan risk azalmamakta sürücü tarafından hız, seyir tarzı, seyir mesafesi, vb. değiştirilerek yine aynı değerde tutulmaktadır.

3.2 ABS Sisteminden Beklenenler

ABS sistemi, uluslararası güvenlik kurullarının belirlediği birçok ihtiyaca cevap verebilecek frenleme kapasitesine ve teknolojisine sahip olmalıdır. ABS, özellikle dinamik frenleme şartları ve fren teknolojisine ilişkin geniş bir güvenlik kriterleri yelpazesindeki ihtiyaçlara cevap verebilmelidir. Sistemden beklenenleri madde madde sıralarsak:

1. Her türlü yol şartında doğrultu kontrolü ve taşıt stabilizesini sağlamalıdır.
2. Tekerlek ile yol arasındaki sürtünme katsayısından maksimum derecede faydalanacak şekilde frenleme yapılmasını sağlamalıdır. Taşıtın doğrultu kontrolünün ve stabilizesinin korunması, frenleme mesafesinin azaltılmasından daha yüksek bir öneme haizdir.
3. ABS kontrol sistemi taşıtın ulaşabileceği tüm hız değerlerinde etkin bir biçimde çalışmalıdır. Alt sınır yürüme hızı olarak kabul edilmiştir; zira tekerlek kilitlenmesi yürüme hızının altındaki hızlarda kritik bir faktör olmaktan çıkmaktadır.
4. Sistem zemin üzerindeki farklılıklara çabuk adapte olmalıdır. Örneğin kuru bir yol üzerindeki buz öbekleri sonucu oluşabilecek tekerlek kilitlenmesine ve dolayısıyla kısa bir süre için de olsa doğrultu kontrolü ve seyir stabilizesinin bozulmasına sistem engel olmalıdır.
5. Ayrık sürtünme katsayılı (μ -split, yolun bir tarafı buz bir tarafı kuru...) yol şartında, frenleme esnasında oluşabilecek savrulma momentini en acemi sürücünün dahi karşılayabileceği mertebelere düşürmelidir.
6. Viraj dönerken yapılan frenlemede mümkün olan en kısa frenleme mesafesi sağlanırken aracın stabilizesi ve doğrultu kontrolü kaybolmamalıdır. Burada sistemden

istenen, araç hızını virajı emniyetle alınacak hızın altına güvenli bir şekilde çekmesidir.

7. Bir uyarı devresi ABS sisteminin çalıştığını sürekli takip ederek bir hata oluştuğunda sürücüyü ikaz etmelidir.

ABS sistemi frenleme sırasında tekerleklerin kilitlenmesini önler. Kaygan yollarda veya ani frenlemede sürücünün fren pedalına uyguladığı kuvvet tekerlekleri kilitlenme noktasına getirebilir, bu noktada ABS devreye girerek ilgili tekerleğin fren basıncını pedal kuvvetinden bağımsız olarak düşürür.

ABS'nin temeli lastik – yol sürtünme karakteristiklerinin çok iyi anlaşılmasına bağlıdır.

3.3 Lastik Karakteristikleri

Lastik ile yol arasındaki etkileşimler bir taşıtın frenlenmesinde ve doğrultu kontrolünde büyük öneme sahiptir. Taşıtı yönlendiren tüm kuvvetler, lastik ile yolun temas bölgesinde oluşturulmaktadır. Tekerlekte taşınabilecek çevresel kuvvet, tıpkı yan kuvvet gibi belirli bir kaymanın oluşmasına bağlıdır. Bunun anlamı tekerleğin hızı ile taşıtın hızı arasında bir fark olması gerektiğidir. Dolayısı ile bir tekerlekte oluşabilecek fren kuvveti o tekerleğe ait kayma değerine bağlıdır.

Şekil 3.1'de lastik ile yolun temas bölgesi x doğrultusunda hareket ederken; α , kayma açısını göstermektedir. Bu durumda mutlak kayma aşağıdaki gibi ifade edilir (Limpert, 1992).

$$s = \frac{V_0 - V}{V_0} \quad (3.1)$$

V_0 = Frenlemede kaymasız tekerleğin hızı

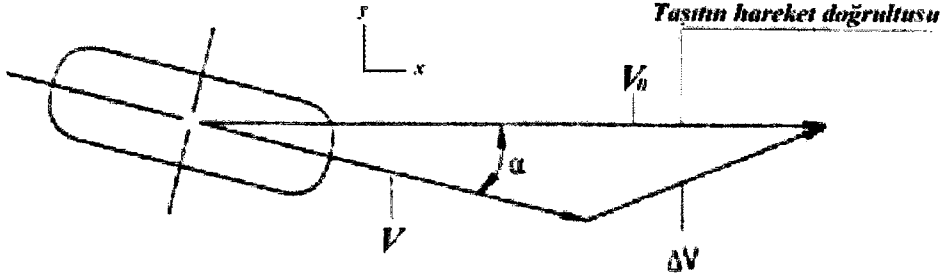
V = Frenlemede kayan tekerleğin hızı

Taşıtın hareketi yönündeki kayma;

$$s_x = \frac{V_0 - V \cdot \cos \alpha}{V_0} \quad (3.2)$$

Bir tekerlekten alınabilecek yan kuvvet ise tekerlekteki yan yöndeki kaymaya bağlıdır, yanıl kayma;

$$s_y = \frac{V \cdot \sin \alpha}{V_0} \quad (3.3)$$

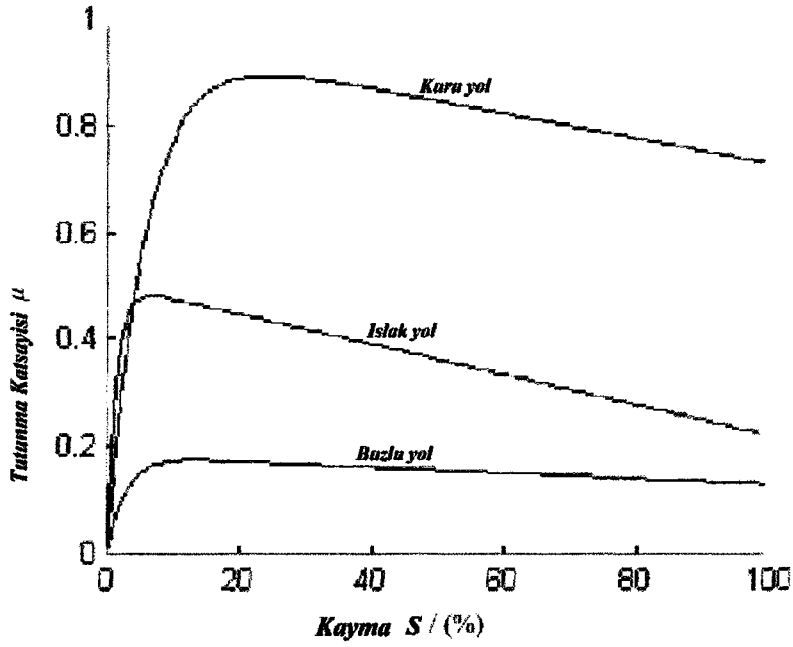


Şekil 3.1 Tekerlek rölatif hızı ΔV ve tekerleğin çapraz hareketi (Limpert, 1992)

Tekerleğin hızı ve taşıtın hızı arasındaki fark, lastiğin elastik bir yapıda olmasından kaynaklanan elastik deformasyonlardan ve kontak yüzeyinin kaymasından kaynaklanmaktadır. Kaymanın ufak değerleri yalnız lastiğin temas yüzeyinin elastik deformasyonlarıyla oluşmaktadır (Limpert, 1992).

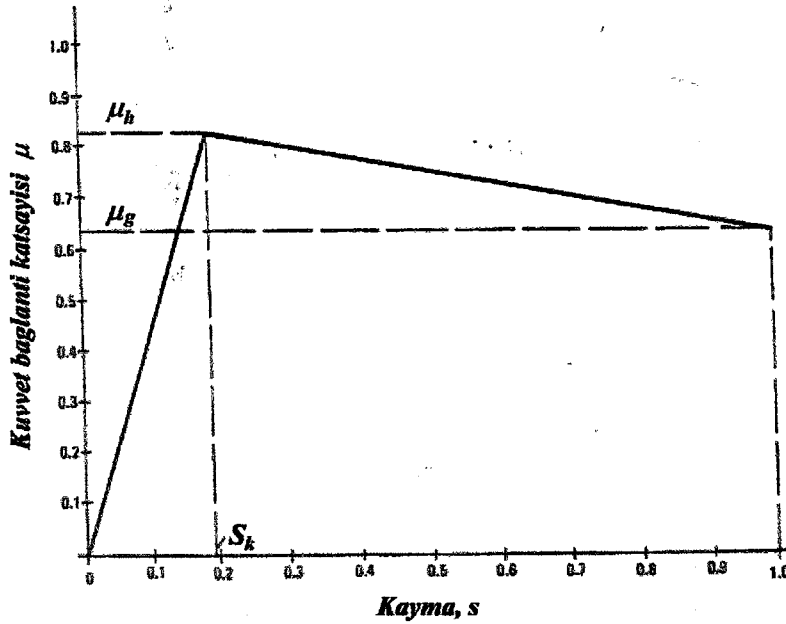
Tekerlekteki yanal kayma dikkate alınmaksızın tipik bir kuvvet bağlantı katsayısı kayma (μ -s) diyagramı Şekil 3.2'de gösterilmiştir. ABS için önemli bir lastik karakteristiği μ -s diyagramındaki başlangıç eğim değeridir. Çoğu lastik için bu değer ($\Delta\mu/\Delta s$) 20-30 arasında değişir, ki bunun anlamı kaymanın %1 değerine ulaşılmasıyla (0,2-0,3)'lük bir kuvvet bağlantı katsayısı değerinin elde edilmesidir.

ABS algoritmasında μ -s diyagramı, basitleştirilmiş olarak iki lineer bağıntıyla ifade edilir. Eğrinin ilk kısmı 0'dan kuvvet bağlantı katsayısının maksimum olduğu S_k kayma değerine kadar lineer olarak artar. Maksimum noktadan sonra kaymanın artması kuvvet bağlantı katsayısını %100 kaymadaki μ_g değerine kadar lineer olarak düşürür (Şekil 3.3).



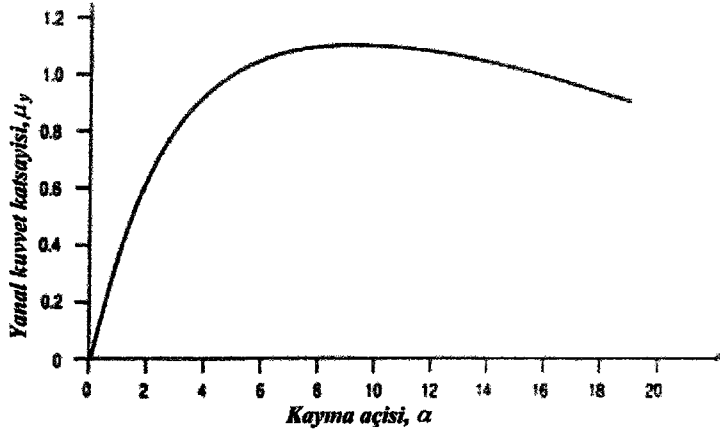
Şekil 3.2 Tutunma katsayısı – kayma değişimi

Eğrinin S_k 'ya kadar olan ve %100 kaymanın olduğu nokta kararlı, S_k 'dan sonraki kısmı ise kararsızdır. ABS kayma değerini kararlı bölgede tutma esasına göre çalışmaktadır, zira kararsız bölgeye girdikten sonra tekerleğin bloke olması an meselesidir.



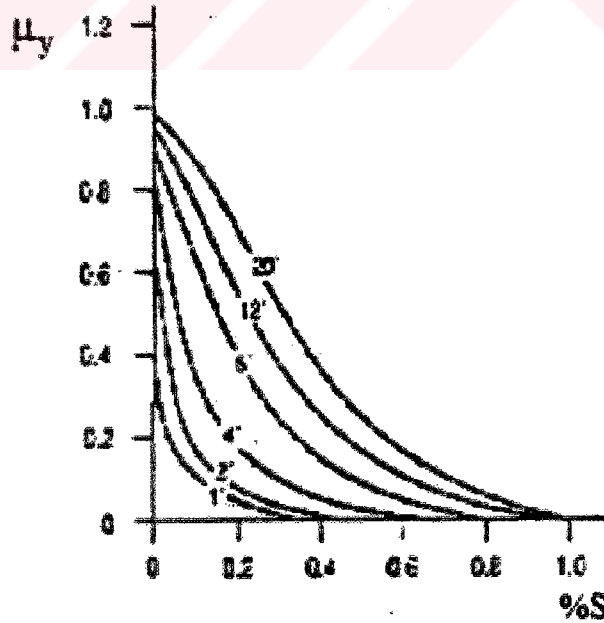
Şekil 3.3 Basitleştirilmiş μ -s diyagramı

Daha önce de bahsedildiği gibi taşıtın çevresel kuvvet gibi yan kuvvet de taşıyabilmesi için bir yan kaymanın olması gerekmektedir. Şekil 3.4'te serbest yuvarlanan bir tekerlek için kayma açısı ile yanal tutunma katsayısının değişimi verilmektedir.



Şekil 3.4 Serbest yuvarlanan bir tekerlek için yanal kuvvet katsayısı değişimi (Limpert, 1992)

Fakat bu diyagram frenleme durumunda geçerli değildir. Tekerlek yanal kuvvet taşıırken yapılan frenlemede, yanal kuvvet katsayısı artan kayma oranı ile azalmaktadır (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 Fren kaymasının fonksiyonu olarak farklı kayma açısı değerleri için yanal kuvvet katsayısı μ_y 'nin değişimi (Limpert, 1992)

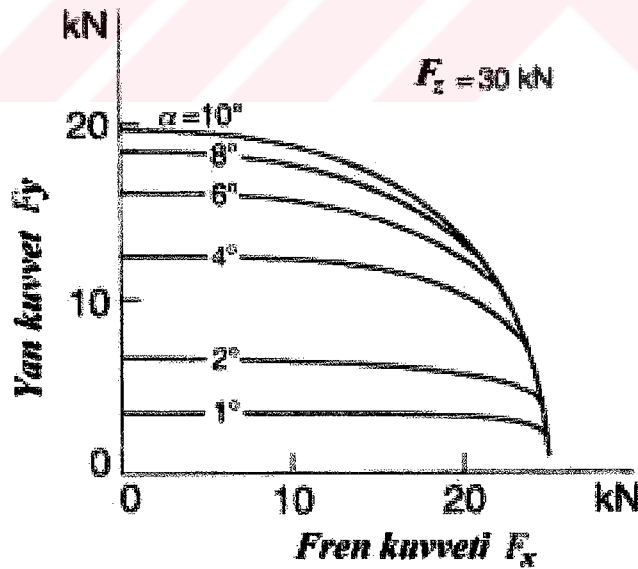
İşte ABS'nin esas gereksinim sebebi bu diyagramın incelenmesinden çıkan sonuçlardır:

1. Artan kayma ile tekerleğin yan yük taşıma kapasitesi azalmaktadır.
2. %(20-30)'luk bir kayma değeri yanal kuvvet katsayısının %(75-80) oranında düşürmektedir. Örnek olarak serbest yuvarlanan bir tekerlek için yanal kuvvet katsayısının 0,6 olduğu bir koşulda %20'lik bir kayma oranıyla yapılan frenlemede yanal kuvvet katsayısı (0,12-0,15) mertebelerine kadar düşecektir.

Tekerleğin bloke olması sonucu yan kuvvet taşıyamamasının yaratacağı sonuçlar daha önce açıklanmıştı. Ön tekerleklerin kilitlenmesi sürücünün direksiyon hareketleri ile taşıtı kumanda edememesine sebep olurken, arka tekerleklerin kilitlenmesi en ufak yanal kuvvette taşıtın savrulmasına sebep olur.

ABS tekerleklerin bloke olmasını engelleyerek taşıtın yanal kuvvet taşımasını garanti ederken bunun doğal sonucu olarak da düz yolda yapılan frenlemede durma mesafesi kısılacaktır, çünkü ABS kuvvet bağlantısının maksimum olduğu aralıkta frenleme yapılmasını sağlamaktadır. Virajda frenlemede ise taşıtın öncelikle güvenli olarak virajı alması sağlanmaktadır, bu sebepten frenleme mesafesi bir miktar uzayabilir.

Bu durumu aşağıdaki grafikleri inceleyerek de görebiliriz.

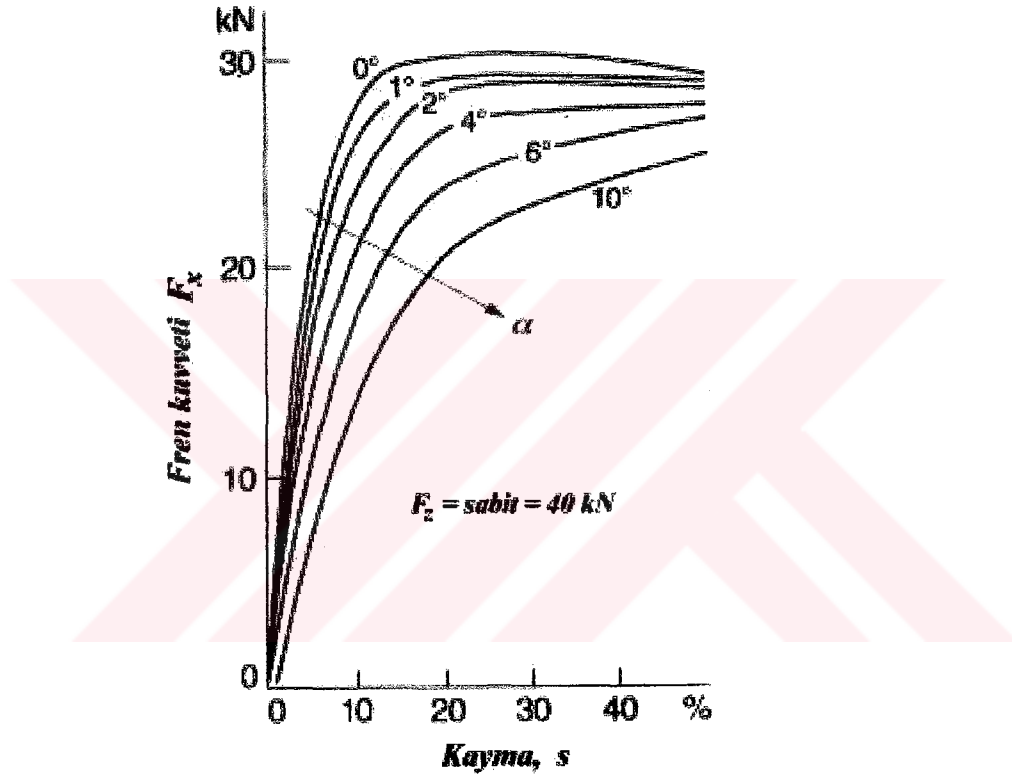


Şekil 3.6 Artan fren kuvveti ile elde edilebilir yan kuvvet değerleri

Şekil3.6'da 30 kN sabit yük altındaki bir tekerlekte elde edilebilir yan kuvvet değerlerinin fren kuvvetinin artan değerleriyle azaldığı görülmektedir (Automotive Handbook, 1996). Yan

kuvvet değerleri belli bir noktada 0 olmaktadır, işte bu nokta tekerleğin %100 kayma değerine eriştiği, yani bloke olduğu noktadır.

Şekil 3.7'de ise tekerleğe yan kuvvet ve fren kuvvetinin beraber etki ettiği durumda elde edilebilecek fren kuvveti değerleri görülmektedir. Artan yanal kuvvet değerlerinde (α artan değerlerinde) elde edilebilecek fren kuvveti değerleri, sabit kayma değeri için azalmaktadır. Bir diğer ifadeyle elde edilebilecek maksimum fren kuvvetinin oluştuğu kayma değeri, kayma açısının artmasıyla artmaktadır.



Şekil 3.7 Değişen kayma açılarında kaymaya bağlı fren kuvveti değerleri (Automotive Handbook, 1996)

ABS çalışmasında kayma değeri belli bir sınırı aştığında sistem devreye girerek fren basıncını azaltmaktadır. Virajda yapılan frenlemede elde edilebilecek maksimum fren kuvveti değeri Şekil 3.7'de görüldüğü gibi artan kayma değerlerine ötelenmektedir. Ancak ABS sistemi belli bir kayma değerinin üzerine çıkılmasına izin vermeyerek potansiyel fren kuvvetinden faydalanılmasına engel olur, bu sebepten virajda yapılan frenlemede frenleme mesafesi bir miktar uzayabilir. Ancak buradaki esas kazanç, virajda yapılan frenlemede ABS sisteminin devreye girmesiyle taşıtın doğrultu kontrolü kaybolmayacaktır.

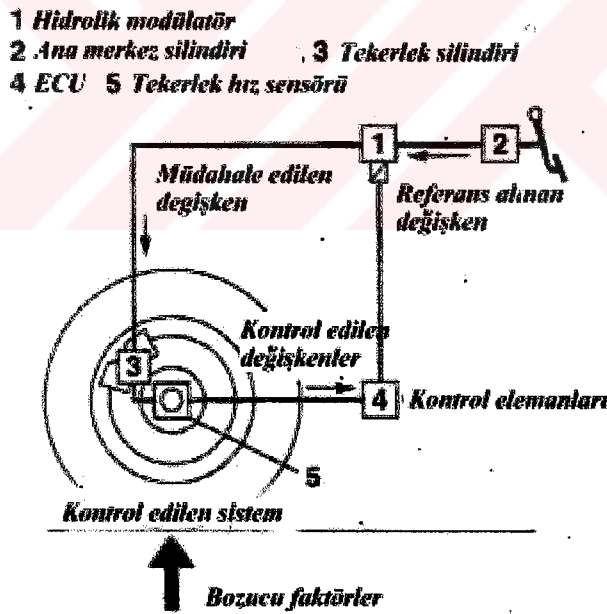
3.4 ABS'nin Genel İncelemesi

Taşıt fren sistemleri üzerinde uzun yıllardır süregelen araştırmalar, yüksek hızlarda bile optimum fayda sağlayacak güçlü sistemlerin ortaya çıkmasını sağlamıştır. Geliştirilen bu sistemler olağan kullanım koşullarında çabuk ve etkin frenleme sağlarlar. Ancak aşağıda belirtilen kritik koşullarda yapılan frenleme, tekerleklerin bloke olmasıyla sonuçlanabilir.

- ıslak veya kaygan zeminler
- sürücünün panik reaksiyonları (aniden önüne çıkan engel)
- yaya veya sürücülerin tahmin edilemeyen hareketleri

Tekerleklerin bloke olması ise, doğrultu kontrolünün kaybolması veya taşıtın savrulmasıyla yoldan çıkmasına sebep olabilir. İşte ABS fren sistemlerinin önemi bu tip durumlarda ortaya çıkmaktadır. Sistem tekerleklerin kararsız bölgeye girdiğini algılayarak devreye girer, fren basıncı artırımını durdurur veya fren basıncı azaltır.

Aşağıda ABS sisteminin genel şeması görülmektedir (Şekil 3.8)



Şekil 3.8 ABS kontrol çevrimi ve sistemin genel şeması

ABS kontrol çevrimi şu bölümlerden oluşur:

Kontrol edilen sistem: taşıt, tekerlekler, lastik ve yol yüzeyi arasında oluşan sürtünme

Bozucu faktörler: yol yüzeyinin durumu, frenleme ekipmanının durumu, taşıt yükü, lastik diş derinliği, lastik hava basıncı

Kontrol elemanları: tekerlek hız sensörleri ve elektronik kontrol ünitesi (ECU)

Kontrol edilen değişkenler: tekerlek çevresel hızı, tekerlek çevresel hızının incelenmesiyle kontrol ünitesi tarafından hesaplanan tekerlek açısız ivmesi ve fren kayması

Referans alınan değişken: fren pedalına uygulanan kuvvet

Müdahale edilen değişken: hidrolik fren basıncı

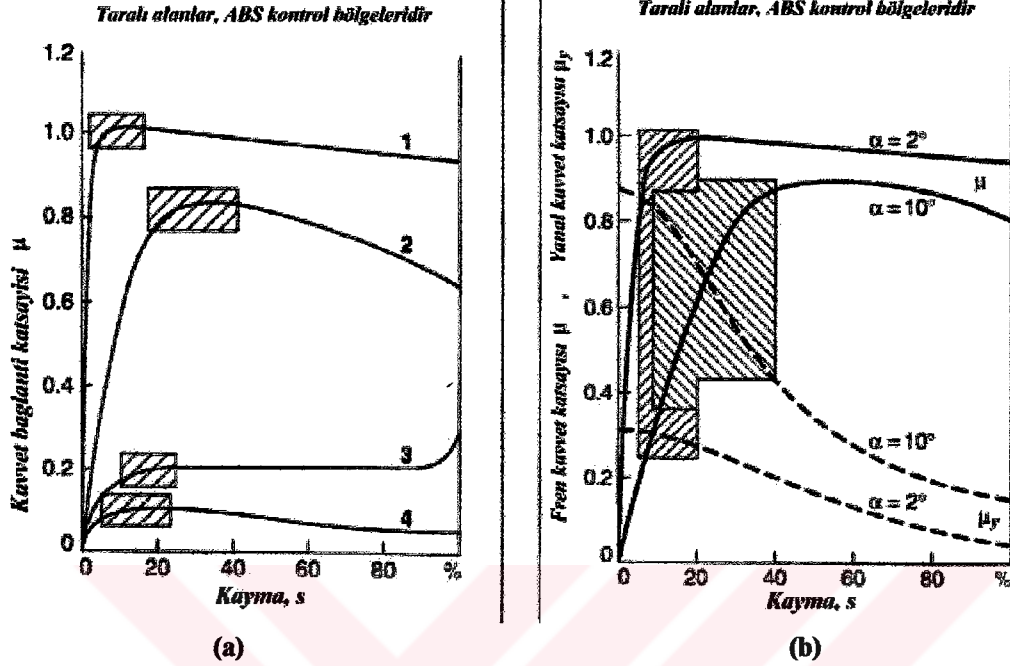
Sistemin çalışması en kaba şekliyle şöyledir:

Tekerlek hız sensörleri sürekli olarak elektronik kontrol ünitesine (ECU) sinyal gönderirler. Bu sinyaller ECU tarafından değerlendirilerek tekerlek hızı ve ivmesi hesaplanır. Eğer tekerleklerde kayma değeri artmaya başlarsa ECU hidrolik modülatördeki selenoid valflere elektrik sinyalleri göndererek basıncın durdurulmasını veya azaltılmasını sağlar. Bu sayede kilitlenmek üzere olan tekerlekler tekrar hızlanacaklardır ve bu kontrol işlemi saniyede 4-10 kez tekrarlanır.

ABS sistemi, frenleme sırasında tekerlek ile yol arasındaki sürtünmeden maksimum oranda yararlanılmasını sağlayacak şekilde dizayn edilmiştir. Her yol şartında ve koşulda kuvvet bağlantı katsayısının maksimum olduğu bölge değişik olmaktadır. Sözelimi asfalt yolda %25'lik bir kayma μ_n 'ya karşılık gelirken, buzlu yolda bu bölge %10'luk kaymanın olduğu kısma çekilmektedir. Aşağıda tipik bir $\mu-s$ diyagramında 4 ayrı yol şartı için kuvvet bağlantı katsayısının değişimi görülmektedir.

Kuru, ıslak ve buzlu yüzeylerde ABS kullanılmasıyla, tüm tekerleri bloke olmuş bir taşıta göre daha kısa durma mesafeleri elde edilmektedir (Şekil 3.9a). Kar üzerinde frenlemede ise, tekerin önünde biriken kar yığını ABS'li sisteme göre daha etkin frenleme yapılmasını sağlar. Ancak tüm yol şartlarında ABS'nin esas yararı taşıt stabilizesini ve doğrultu kontrolünü sağlamasıdır. Taralı alanlar ABS'nin çalışma aralığını göstermektedir.

- 1 Kuru asfalt yolda radyal lastik
- 2 Islak yol
- 3 Karlı yolda radyal lastik
- 4 Buz üzerinde radyal lastik



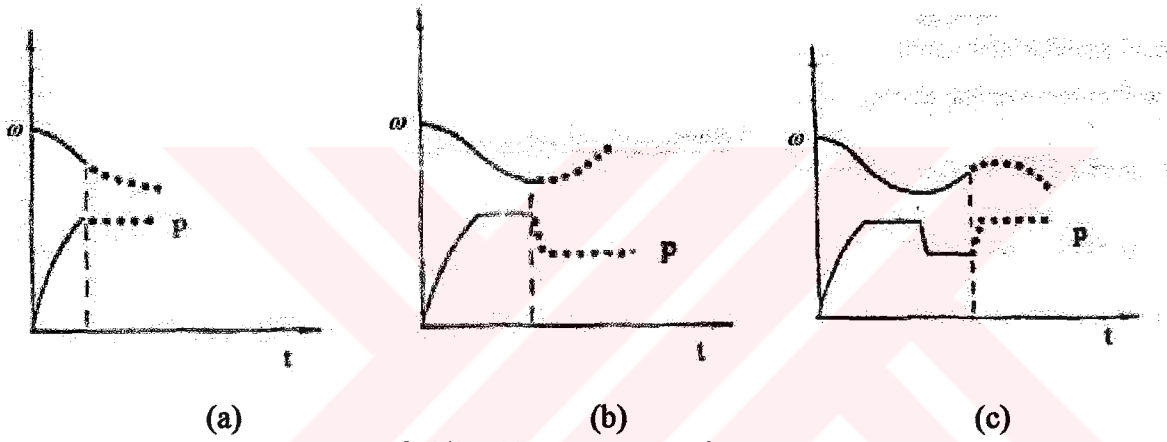
Şekil 3.9 ABS sisteminin çalışma aralığı (Driving Safety Systems, 1999)

Şekil 3.9b’de ise virajda yapılan frenlemede, yanal kuvvet katsayısı μ_y ve frenleme kuvvet katsayısı μ , iki farklı kayma açısı ($\alpha=2^\circ$ ve $\alpha=10^\circ$) değerleri için görülmektedir. Artan kayma açısıyla beraber yanal kuvvet de artmakta, ancak frenleme kuvveti daha yüksek kayma değerlerinde maksimuma ulaşmaktadır. Taşıt büyük bir yanal ivmelenme değeriyle bir virajı dönerken maksimum fren kuvveti uygulanırsa, ABS devreye girerek %10’luk bir kayma sınırlaması uygulayacaktır. Bu durumda $\alpha=10^\circ$ iken frenleme kuvvet katsayısı $\mu=0,35$ ile sınırlıyken, yanal kuvvet katsayısı $\mu_y=0,80$ olmaktadır, ki bu neredeyse yanal kuvvet katsayısının alabileceği maksimum değerdir. Taşıt virajda frenlemeye devam ederken ABS tarafından izin verilen kayma oranı taşıt hızı ve yanal ivmelenme ile ters orantılı olarak artar, böylece azalan yanal kuvvet katsayısı ile artan frenleme kuvvet katsayısından faydalanılmış olur.

Sonuç olarak virajda yapılan frenlemede ABS’nin devreye girmesiyle hem taşıtın stabilizesi korunur, hem de frenleme potansiyelinden taşıtın stabilizesi bozulmaksızın maksimum oranda faydalanılır. Frenleme mesafesi ise taşıtın stabilizesinin korunmasının getireceği avantajın yanında ihmal edilebilecek kadar önemsiz bir miktarda artar.

3.5 Fren Basıncının Ayarlanması

ABS sistemi en genel söyleyişle tekerleklerin frenleme süresince kilitlenmesini önler. Şoför tekerleklere normal frenleme koşullarında gerektiği kadar veya ani fren gibi durumlarda tümüyle basar. Bu durumda ABS'siz bir araçta tekerlek fren basıncı P sürekli artar, kuvvet bağlantı katsayısının durumuna bağlı olarak bir süre sonra da tekerleklerin hızı aniden düşerek tekerlekler kilitlenir. ABS sistemi olan bir araçta ise tekerlekler kilitlenme eğilimine girdiklerinde ABS frenlemenin kontrolünü ele alarak fren kuvvetini pedal kuvvetinden bağımsız hale getirir ve optimum koşullarda pedal kuvveti düşünceye veya araç duruncaya kadar fren basıncı ayarlanarak frenleme sürdürülür. Basıncın ayarlanması üç evrede gerçekleştirilir:



Şekil 3.10 Basıncın ayarlanması

I.evre: Basıncın durdurulması: Frenleme boyunca P basıncı artar, bu da tekerlek hızının azalmasına sebep olur. Kilitlenme tehlikesi ortaya çıktığında elektronik kontrol ünitesi basınç giriş valfini kapayarak basıncın daha fazla artışını engeller ve sabit değerde tutar (Şekil 3.10a). Eğer tekerlek hızı hala düşmeye devam ederse 2. evreye geçilir.

II.evre: Basıncın azaltılması: Tekerlek hızı çok düştüğünde elektronik kontrol ünitesi çıkış valfini açarak fren basıncı düşürülür (Şekil 3.10b). Böylece tekerlek hızının artırılması sağlanır.

III.evre: Basıncın artırılması: Frenleme işlemi devam ettiği için tekerlek hızı artar artmaz çıkış valfi kapatılıp giriş açılarak tekrar tekerleklerin frenlenmesi sağlanır (Şekil 3.10c). Bu evreler saniyede altı kez tekrarlanır.

3.6 ABS Kontrol Algoritmaları

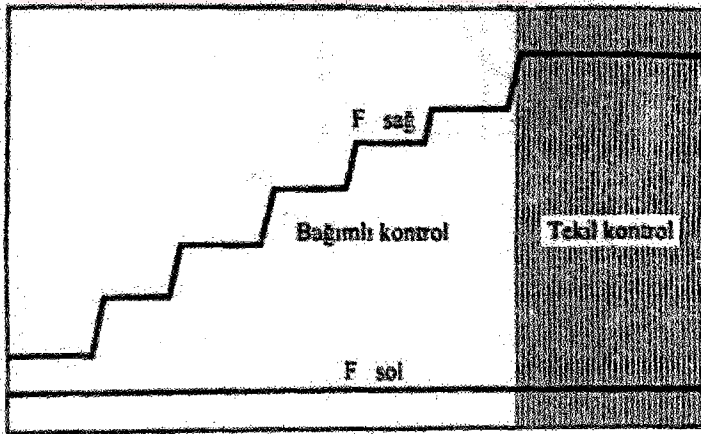
ABS'ler taşıtın fren sistemine uyguladıkları kontrol şekillerine göre değişik tiplere ayrılmaktadır.

-tekil kontrol...

Bu kontrol şeklinde her bir tekerlek diğerinden bağımsız olarak yol ile arasındaki kuvvet bağlantı katsayısına uygun frenleme yapmaktadır. Böylelikle en yüksek frenleme ivmesinden faydalanılmaktadır. Ancak tekil kontrol ön aks tekerleklerine uygulandığında, ani bir frenleme sırasında sağ ve sol tekerlekler arasındaki bağlantı katsayıları farkı büyük ise bu farkla orantılı ani direksiyon momentleri ortaya çıkmakta, dolayısıyla direksiyon hakimiyeti güçleşmektedir.

- yumuşatılmış tekil kontrol...

Prensip olarak tekil kontrolde olduğu gibi her tekerlek ayrı ayrı en uygun frenlemeyi yapmaktadır. Ancak bir aksın sağ ve sol tekerlekleri arasında büyük bir kuvvet bağlantı katsayısı farkı varsa başlangıçta her iki tekerlekte düşük katsayıya göre fren yapmakta ancak katsayısı yüksek olan tekerleğin fren basıncı gecikmeli olarak yavaş yavaş artırılarak uygun değere yükseltilmektedir. Bu süreç yüksek sürtünme katsayılı taraftaki tekerlek kilitleme aşamasına gelinceye kadar sürer, ardından da tekil kontrol devam eder. Böylelikle yalnız başına tekil kontroldeki ani direksiyon momentleri sakıncası giderilmiş ve direksiyon hakimiyeti iyileştirilmiş olmaktadır.



Şekil 3.11 Yumuşatılmış tekil kontrolde fren basıncının kademeli artırımını

- düşük katsayıya göre kontrol...

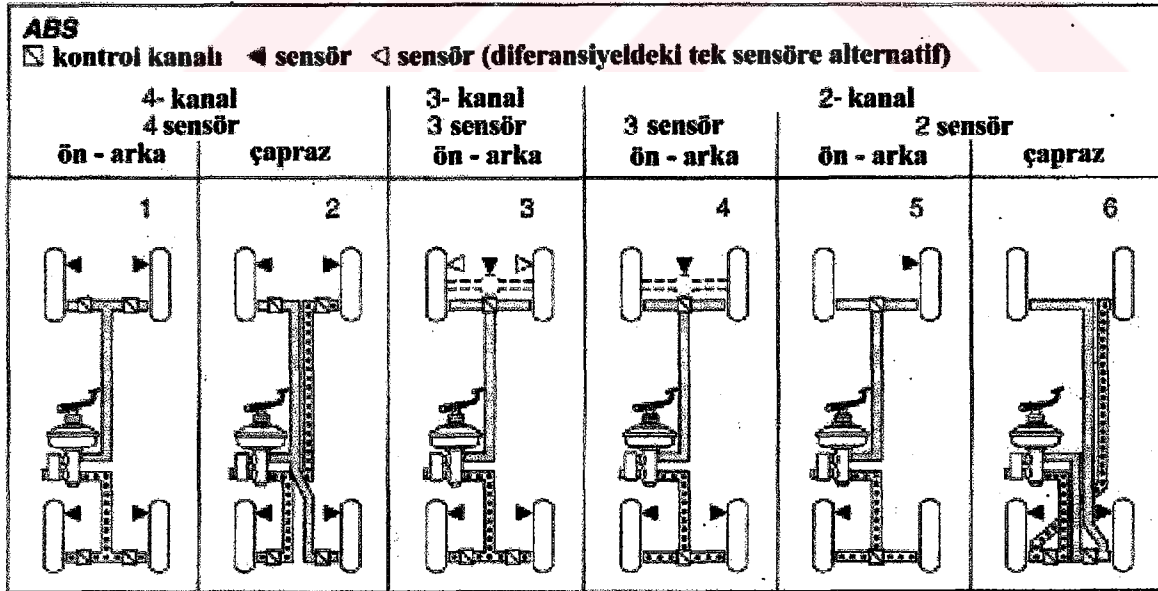
Bu tip kontrolde her aks için bir tane basınç kontrol ventili kullanılmakta, dolayısıyla sağ ve sol tekerleklerin fren basınçları eşit olmaktadır. Devir sayısı kontrolü her iki tekerlekte de

yapılmakta ancak, fren basıncı yol ile arasındaki kuvvet bağlantı katsayısı düşük olan tekerleğe göre kontrol edilmektedir. Bu kontrol tipinde, sağ ve sol tekerleklerde farklı bağlantı katsayıları söz konusu ise küçük olan katsayıya göre fren yapıldığından mümkün olan frenlemenin tümünden yararlanılamamaktadır, bunun sonucunda durma mesafesi uzar. Avantajı ise yüksek yan kuvvet potansiyeli ve savrulma momentinin ortadan kaldırılmasıdır. Böylece ani ortaya çıkacak direksiyon momenti ve aracın savrulması tehlikesi ortadan kaldırılmış olur.

3.7 Araçlarda ABS Uygulamaları ve Karşılaştırmaları

Bir aracın frenlemesinde şu temel isteklerin karşılanması amaçlanır. Kontrol edilen ön tekerlek direksiyon hakimiyetini, arka tekerlek aracın doğrusal stabilizesini garanti eder. Ayrıca kontrol bölgesi fren kuvvetinin maksimum olduğu bölgede olmalı ki fren yolu minimum olabilsin. Ve tüm bu fonksiyonlar sadece düz yolda değil, virajda ve ayırık sürtünme katsayılı zeminlerde de sağlanabilmeliler. Tüm bu ihtiyaçlar ışığında ABS karakterize edildiğinde araç kontrolünün çok ufak bir aralıkta gerçekleşmesi gerektiği ortaya çıkar.

Şekil 3.12'de mevcut ABS sistemleri görülmektedir. Bu sistemler fren devresine, maliyete ve kontrol çevrimine göre değişiklik gösterirler. Ayrıca sistemin içerdiği kanal sayısı ve sensör sayısı da bir değişkendir.



Şekil 3.12 Çeşitli ABS sistem türevleri (Automotive Handbook, 1996)

(1) ve (2), 4 kanallı sistemi temsil etmektedir. Bu sistemde yol ve direksiyon hakimiyeti iyi iken, iki yanda farklı zemin olması halinde doğrusal stabilize bozulmaktadır. Bu durum taşıt doğrusal eksenine göre bir moment oluşturacaktır. Bu durumun önüne geçmek için ön tekerlekler yumuşatılmış tekil kontrole göre kumanda edilirken arka tekerlekler düşük katsayıya göre kontrol edilirler.

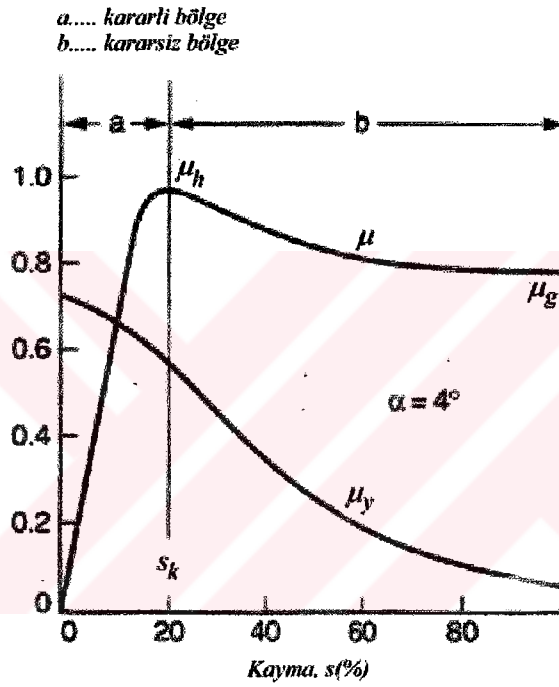
(3) numaralı sistem, 3 kanallı bir sistem olup arka tekerlekler düşük katsayıya göre kontrol edilmektedir. 4 kanallı sisteme yakın sonuçlar veren bu sistem etkili ve yeterli kontrol sağlamaktadır.

Sistemde kullanılan kanal sayısının azalması maliyeti olumlu yönde etkileyecektir. Bu sebepten 2 kanallı sistemlerde düşünülmüştür. 4 numaralı sistem ön tekerleri yüksek katsayıya göre kontrol ettiğinden sürücü sert frenleme yapması halinde ön tekerlerden birisi kilitlenecektir. 5 numaralı sistemde aynı kanala sahip iki tekerlekten sadece birinde sensör vardır. Sensörün bulunduğu tekerlek diğerinden daha yüksek katsayılı bir yolda ilerlerse kilitlenme oluşacaktır. 6 numaralı sistem yalnız çapraz fren devresine sahip taşıtlara uygulanabilir. Bu sistemde ön tekerlekler bağımsız olarak kontrol edilir, arka tekerleklerse ön tekerlere bağlı olarak kontrol edilir.

4. ABS KONTROL KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

4.1 Kontrol Edilen Değişkenler

Fren yapan bir taşıtta bloke olmuş, yani dönmeyen bir tekerleğin kayması (s) 1, serbest yuvarlanan bir tekerleğin kayması ise 0 olmaktadır. μ kuvvet bağlantı katsayısının μ_h maksimum değerini aldığı noktadaki kaymaya da kritik kayma s_k adı verilmektedir (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 Kaymaya bağlı tutunma ve yanal kuvvet katsayısının değişimi

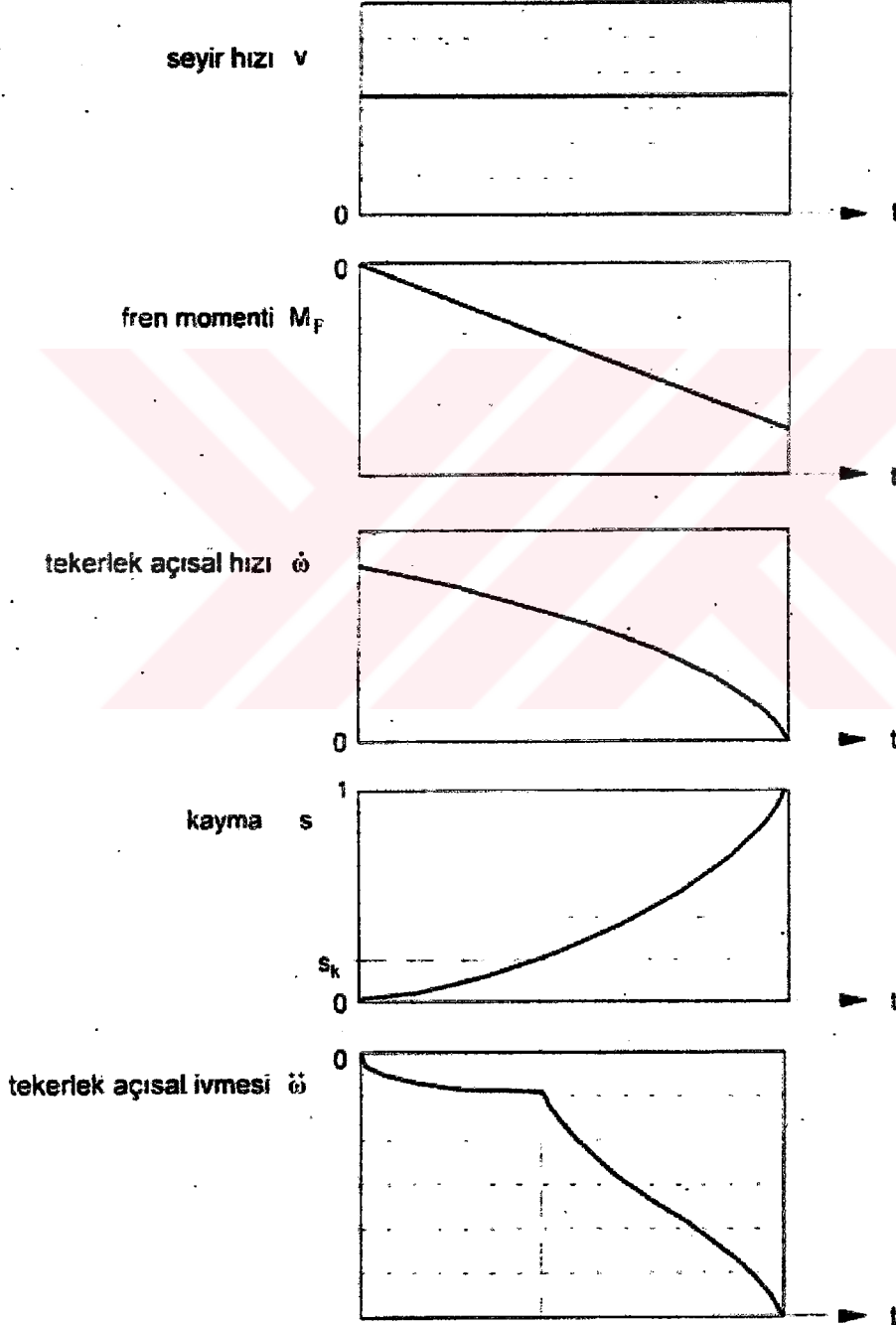
Kayması 0'dan 1'e doğru değişen bir tekerleğin dinamiğinin incelenmesi ile elde edilen bazı bağıntılardan çıkarılan ve ABS'nin çalışması için önemli olan zamana bağlı bazı değişimler Şekil 4.2'de görülmektedir.

Kaymanın 0'dan 1'e kadar değişmesini sağlamak üzere fren momenti zamana bağlı lineer artan bir fonksiyon olarak alınmıştır. Açısal ivme, kayma kritik değerine erişinceye kadar küçük değerler almakta, ancak s_k 'dan sonra aniden artmaktadır.

4.1.1 Kayma

Bir ABS'nin çalışabilmesi için frenleme olayı sırasında tekerleklerin bloke olmak üzere bulunduğunu fark etmesi ve fren basıncını azaltarak blokajı önlemesi gerekir. Bu amaçla

böyle bir sistemi kontrol etmek üzere kullanılacak büyüklüklerden biri kaymadır. Kayma değerini saptayabilmek için tekerleğin açısal hızını ve taşıtın gerçek hızını ölçebilmek gereklidir. Bu basit bir şekilde mümkün olabilse, fren basıncını kaymanın belirli bir sınır değeri aşmamasını sağlayacak şekilde kontrol etmek üzere uygun basınç regülatörleri kullanılabilirdi. Ancak tekerlek açısal hızını basit bir devir sayıcı ile ölçmek mümkün olduğu halde taşıtın gerçek hızını ölçmek kolay değildir (Göktan, 1996).



Şekil 4.2 Fren yapan bir tekerlekte bloke oluncaya kadar zamana bağlı değişimler (Göktan, 1996)

Uygulamada kayma, tekerleklerin açısız hızlarının birbirleriyle karşılaştırılması yoluyla yaklaşık olarak tespit edilebilmektedir. Bu yöntemde, frenleme sırasında en hızlı dönen tekerleğin çevresel hızı referans alınarak diğer tekerleklerin kaymaları hesaplanmaktadır (ECU). Bu metot tekerleklerin dördünün de aynı anda bloke olmaması halinde yaklaşık olarak doğru sonuç verir.

Ancak kuru bir asfalt yolda frenleme sırasında ani olarak kaygan bir bölgeye geçilirse tekerleklerin hepsinin birden aynı anda bloke olması mümkündür. Bunun dışında yalnızca kaymanın esas alınması ile yapılacak bir blokaj kontrolü eksik bir kontroldür. Bu yöntemde belirli bir kayma değerinin sınır olarak seçilmesi söz konusudur. Buna karşılık sınır kayma değeri yolun cinsine, durumuna ve taşıt hızına göre farklı değerler alabilmektedir (Bkz: Şekil 3.9). Bu da sabit bir sınır kayma değerine göre yapılan blokaj kontrolünde kimi zaman en büyük kuvvet bağlantısı katsayısından faydalanılamaması sonucunu doğurur. Optimum kayma değeri ayrıca virajdaki bir taşıtın farklı yüklere sahip dört tekerleğinde de değişik olabilir .Bu nedenlerle bu yöntemle çalışan bir ABS bütün şartlar altında optimum sonucu vermez.

4.1.2 Tekerlek ivmesi

ABS'nin kontrol amacıyla kullanabileceği diğer bir büyüklük de, yukarıda incelenmiş olan tekerlek açısız ivmesidir. Tekerleğin kararlı bölgede kaldığı sıradaki açısız ivmesinin küçük olması ve kararsız bölgede birden artması özelliğinden yararlanılarak (Bkz. Şekil 4.2) belirli bir açısız ivme sınırının tanımlanması ve tekerleğin bu sınırı geçmesi halinde fren basıncının azaltılarak tekrar kararlı bölgeye dönülmesi mümkündür.

Şekil 4.3'te görülen basite indirgenmiş frenleme prosesini denklem (2.6) ile beraber yorumlamak doğru olacaktır, dönen tekerleğin atalet momenti ifadesinden türetilen denklem (2.6);

$$I \cdot \ddot{\omega} = M_T - F_x \cdot r - F_z \cdot e \quad (2.6)$$

idi. Bu ifadeyi fren yapan bir tekerleğe uygularsak tekerleğe etkiyen moment fren ünitesinin tekere uyguladığı frenleme momenti olacaktır, bu moment şekil 4.3'teki " M_F " terimidir.

Şekil 4.3'teki " M_S " terimi ise yol ile tekerlek arasındaki kaymaya bağlı olarak oluşan sürtünme kuvvetinin tekerlek üzerinde oluşturduğu momenttir, bunu sürtünme momenti

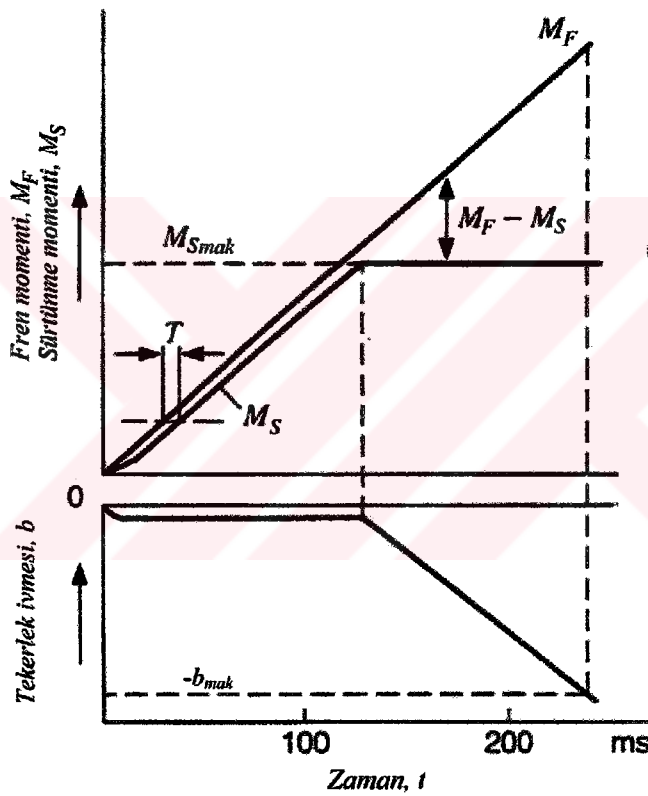
olarak tanımlayalım. Denklem (2.6)'daki " $F_x r$ " ifadesi sürtünme momentine karşılık gelmektedir. Yuvarlanma direncini de ihmal ederek denklem (2.6)'yı yeniden yazarsak;

$$I \cdot \ddot{\omega} = M_F - M_S \quad (4.1)$$

M_F : fren ünitesinin tekerleğe uyguladığı frenleme momenti

M_S : yol ile tekerlek arasındaki sürtünme kuvvetlerinin tekerlek üzerinde oluşturduğu moment, sürtünme momenti

Ayrıca Şekil 4.3'ün alt kısmında tekerleğin ivme değeri ile zaman arasındaki ilişki verilmiştir



Şekil 4.3 Basitleştirilmiş frenleme prosesi (Driving Safety Systems, 1999)

Frenlemenin başlamasıyla artan fren momentini, " T " zamanı kadar geriden sürtünme momenti takip eder (aslında bunun sebebi M_F ile M_S arasında tekerleğin atalet momenti kadar bir fark olmasıdır, zira fren momentinin bir kısmı tekerleğin dönen kütlelerini yavaşlatmak için kullanılmaktadır). Bu durum Şekil 4.1'de gösterilen kuvvet bağlantı katsayısı/kayma eğrisinin kararlı kısmı boyunca devam eder. Yaklaşık 130 ms sonra, s_k kritik kaymadan itibaren μ değeri daha fazla artamayacaktır. Bu durumda frenleme momenti M_F 'deki artış yalnızca tekerlek ivmesini artırmaya kullanılacaktır, çünkü tekerlek ve yol arasındaki sürtünme kuvveti daha fazla artamaz. Kararsız bölgeye geçilmesinden sonraki yaklaşık 90 ms'lik periyotta

tekerlek kilitlenir. Kararlı bölgede sürtünme momentinin artışıyla dengelenen ($M_F - M_S$) moment farkı, kararsız bölgeye girildiği andan itibaren giderek artar. Bu moment farkı, frenlenmiş tekerleğin ivme değerine ($-b$) hassas bir indeks teşkil eder.

Kararlı kısımda düşük değerler alan tekerlek açısız ivmesi kararsız kısma geçilmesiyle, denklem (4.1)'deki eşitliğe göre moment farkının artmasıyla hızla artmaya başlar. Sonuç olarak ABS bu tepki karakterinden faydalanarak tekerleğin kararlı veya kararsız bölgede olduğunu fark eder.

Motorla mekanik olarak bağlı olan ve olmayan tekerlekte ivmeden etkilenme karakteri...

Motorla ilişkisi kesilen (tahrik tekerleklerinde debriyaja basılmış durum) bir tekerlek için tekerlek açısız ivmesi ABS kontrolü için uygun bir değişkendir.

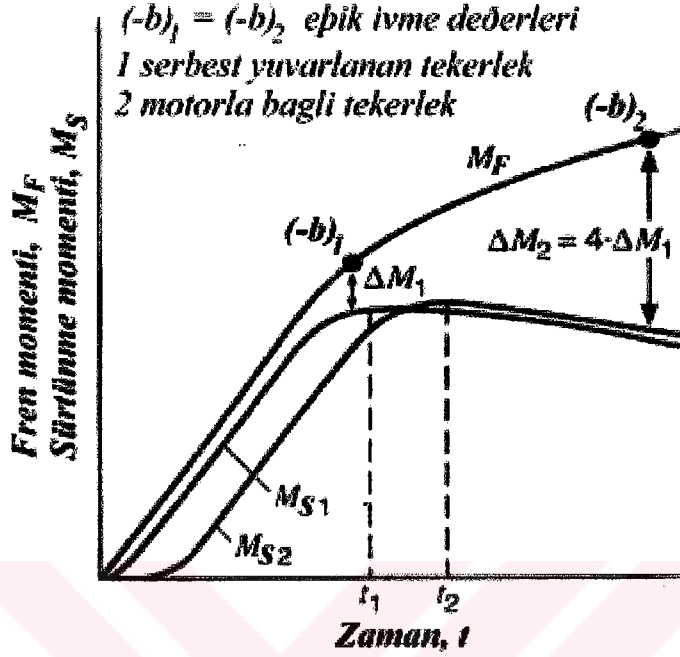
Motor ve tahrik edilen tekerlekler arasında mekanik bağlantı mevcut iken (debriyaja basılmamış ve viteste...) frenleme yapılırsa, motorun tahrik tekerleklerine etkisi olacaktır. Bu etki tekerin dönme atalet kütesinin artması yönünde olur (tekerleğin I değeri artar, sanki tekerlekler daha ağırmış gibi). Bu etkinin nihai sonucu kararsız bölgeye geçen bir tekerleğin açısız ivmesinin denklem (4.1)'in sağ tarafını oluşturan moment farkından etkilenme hassasiyetinin azalmasıdır. Bunu şu şekilde açıklayabiliriz: Bir ABS algoritması düşünelim, denklem (4.1)'in sol tarafındaki $\ddot{\omega}$ 'nün sistemi tasarlayan tarafından seçilmiş bir değeri ($-b$) eşik ivme değeri olarak atanır. Belirli bir moment farkı değerinde eşitliğin sol tarafı artan I değerleri için $\ddot{\omega}$ 'nün daha küçük değerlerine ihtiyaç duyar. Halbuki sistem $\ddot{\omega}$ 'nü sürekli olarak ($-b$) değeri ile mukayese ederek tekerleğin kararsız bölgeye girip girmediğini kontrol etmektedir.

Motorun frenlenen tekerlek üzerinde yukarıda açıklanan etkisi ise, tekerlek açısız ivmesinin en etkin sürtünme ile frenlemenin sağlanacağı kayma değerinin belirlenmesinde indeks teşkil etme özelliğini ortadan kaldırır, bu sebepten ilave bir değişkene ihtiyaç duyulur.

Şekil 4.4 bu durumu açıklamaktadır. Motor (M_{S2}) ile ifade edilen tekerleğin dönme atalet momentini 4 kat artırmaktadır. Serbest yuvarlanan tekerlek belirli bir sınır ivme değerini ($-b$)₁ aştıktan hemen sonra kararlı bölgeyi terk etmektedir. Dönme atalet momenti 4 kat yüksek olan motor ile bağlantılı tekerleğin, aynı mertebedeki ($-b$)₂ sınır açısız ivme değerine ulaşması için...

$$\Delta M_2 = 4.M_1$$

olması gerekmektedir. Bu noktada ise tekerlek çoktan kararsız bölge içerisine girmiş olabilir, bu da taşıt stabilizesinden ödün verilmesi anlamına gelmektedir.



Şekil 4.4 Tahrik altında olan ve olmayan tekerleğe etkiyen frenleme ve sürtünme momentleri (Driving Safety Systems, 1999)

Burada ABS için referans olacak $(-b)$ açisal tekerlek ivmesi sınırının seçimi önemlidir. Sınır olarak taşıtın erişebileceği maksimum frenleme ivmesi alınabilmektedir. Ancak bazı özel durumlarda bu sınırın altındaki açisal ivmelerde de tekerleğin bloke olması mümkündür. Bu nedenle gelişmiş ABS'lerde hem tekerlek açisal ivmesi, hem de kayma kontrol edilmekte, böylelikle hatanın çok düşük kalması sağlanabilmektedir.

4.2 ABS'nin Tekerlekleri Kontrolü

Daha önce de anlatıldığı üzere ABS'nin tekerlekleri kontrol etmesi temelde iki ana kritere dayalıdır. Bunlardan birincisi tekerlek ivmesindeki değişimin kontrolü, diğeri ise tekerleklerdeki kaymanın tayini ve kontrolüdür.

4.2.1 Tekerlek İvmesine Göre Fren Basıncının Ayarlanması

Tekerlek ivmesinin ayarlanmasında temeli, tekerlek hız sensöründen gelen hız verileri oluşturmaktadır. Bu verilere dayanarak tekerlek hızı değişimi (ivmesi) tayin edilir. Eğer tekerlekteki yavaşlama ivmesi belirli bir değeri (eşiği) aşarsa elektronik kontrol devresi fren

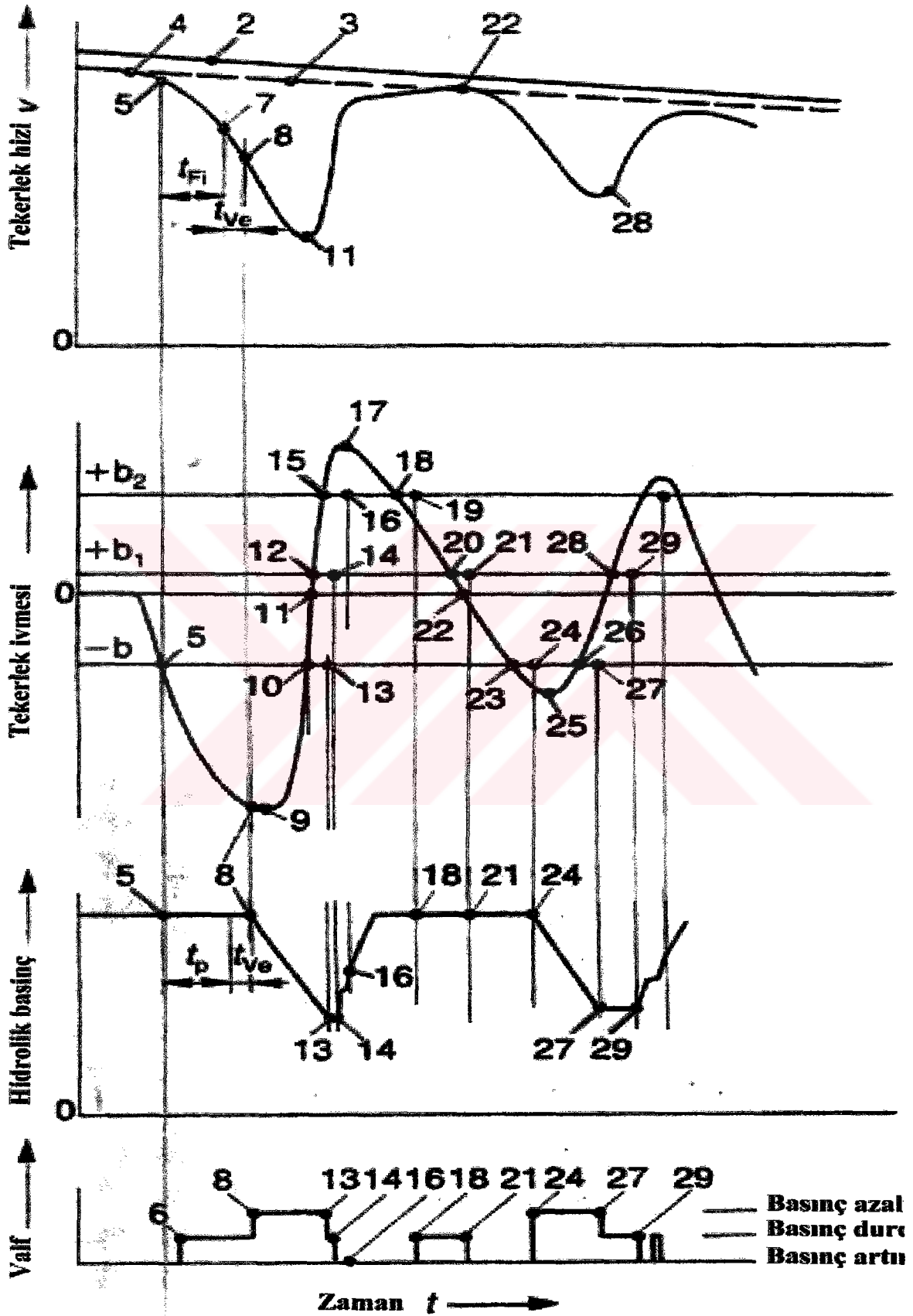
valfine müdahale eder. Tecrübeler göstermiştir ki iyi bir ayarlama için üç eşik değeri gerekmektedir.

- -b eşiği: Tekerlek yavaşlaması için belirlenen bir alt değerdir. Tekerleğin yavaşlama ivmesi bu alt değeri aşınca ($\approx -14 \text{ m/s}^2$) valf konumu değiştirilir. Basınç azaltılır.
- +b₁ eşiği: Basıncın sabit tutulduğu tekerlek ivmesi değeridir. İvme bu değeri aşarsa valf konum değiştirir.
- +b₂ eşiği: Tekerlek hızlanması için belirlenmiş üst değerdir. Tekerleğin hızlanma ivmesi bu üst değeri aşarsa valf konumu değiştirilir. Basınç serbest bırakılır.

ABS kontrolü alt eşik (-b eşiği) değeri aşılar aşılmaz hemen başlamaz. Aksi halde herhangi bir engel, ufak bir taş parçası gibi sistemde tepkimeye sebep olarak istenmeyen koşullar doğurur. Bunu engellemek için bir filitreleme zamanı (t_{f1}) kullanılır. Bu değer alt eşiğin (-b) aşılması ile başlar ve üstüne çıkıldığında durdurulup tekrar hazır beklenilir. Bu sayede ufak μ sıçramaları sebebi ile sistemin devreye girmesi engellenmiş olur. Bu ayarlama sürecinde önemli bir safha da elektronik zaman kaybıdır (t_{ve}), bunun değeri 1993 yılı teknolojisinde (10-15) ms'dir, bu zamanın azaltılması şüphesiz daha etkin bir kontrol yapılmasını sağlayacaktır. Bir diğer zaman kaybı ise valflerin devreye girip devreden çıkmaları esnasında yaşanan zaman kaybıdır. Tüm bu zaman kayıpları ve ivme eşikleri Şekil 4.5'te, frenleme esnasındaki tekerleğin kayması da Şekil 4.6'da gösterilmiştir (Burckardt, 1993).

Bir aracın homojen bir zeminde frenlenmesi esnasında tekerlek – yol arası tutunma katsayısı $\mu=0,85$ Şekil 4.6'da görülmektedir. Burada 1. çizgi ile tanımlanan tekerlek kaygan bir zemine girdiğinde artık 2. çizgi ile tanımlanabilir, zira sürtünme katsayısı düşmüştür. Buna ilaveten yol ile tekerlek arasında oluşan sürtünme kuvveti değeri düşecektir, ve bu kuvvetin tekerlek merkezine etkiyen tepki momenti (sürtünme momenti) değeri de düşecektir, dolayısıyla tekerlek ani olarak ivmelenecektir (-ivme, yavaşlama ivmesi).

Şekil 4.5'te ise 2. çizgi araç hızının değişimini, 3. çizgi de tekerlek çevresel hızını göstermektedir.

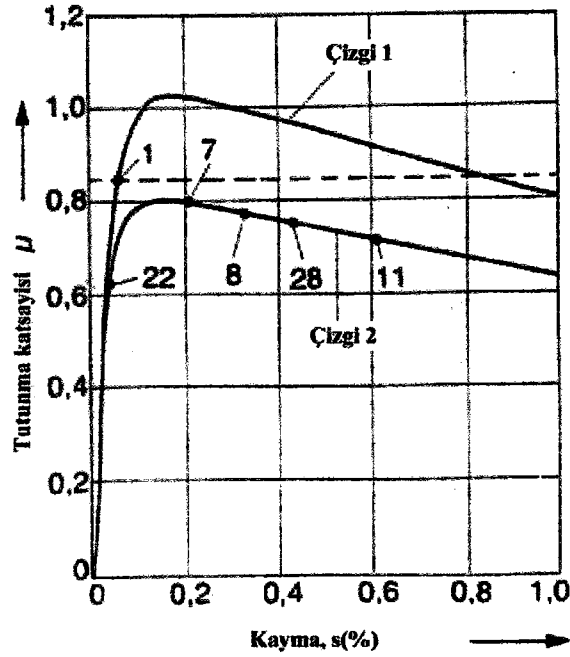


Şekil 4.5 İvme ayarlamasının şematik çizimi (Burckardt, 1993)

İvmeye göre kontrolün detaylı açıklaması aşağıdadır.

Çizelge 4.1 İvmeye göre kontrolün detaylı açıklaması

<i>Nokta</i>	<i>Tekerlek İvmesi=X</i>	<i>Sinyal</i>	<i>Devreye Giriş</i>	<i>Açıklama</i>
5	$-b$	$P=sabit$	6	μ sıçramalarından dolayı sistemin aldanmasını önlemek için t_{Fi} süresi boyunca $P=sabit$ tutulur ve sistem bu süre boyunca sürekli olarak ivmenin değerini kontrol eder
7	$X<-b$	$P azalt$	8	Tekerlek negatif (-) ivmesinin mutlak değerinin büyümesini engellemek için basınç azaltılır
9	$X=-b_{min}$			Tekerlek negatif (-) ivmesinin en büyük mutlak değeri, bu noktadan sonra (-) ivmenin mutlak değeri azalmaya başlar
10	$-b$	$P=sabit$	13	Fren basıncı artık daha fazla düşürülmez, basınç sabit tutulmaya başlanır
11	$X=0$			Tekerlek yavaşlaması artık sona erer, bu noktadan sonra ivme (+) değer alır ve tekerlek hızlanmaya başlar
12	$+b_1$	$P artır^*$	14	Tekerlek artık belirli bir hızlanma değerini aşmıştır, basınç (kademeli olarak)* serbest bırakılır
15	$+b_2$	$P artır$	16	Tekerlek hızlanması çok artmıştır, salınım genliğini daha fazla arttırmamak için basınç sürekli olarak serbest bırakılır
17	$X=+b_{max}$			Tekerlek pozitif (+) ivmesinin en büyük mutlak değeri, bu noktadan sonra (+) ivmenin mutlak değeri azalmaya başlar
18	$+b_2$	$P=sabit$	19	Basınç sabit tutulur
20	$+b_1$	$P artır$	21	Tekerlek artık kararlı bölgeye girmiştir, basınç artırılır
22	$X=0$			Tekerlek hızlanması artık sona erer, bu noktadan sonra ivme (-) değer alır ve tekerlek yavaşlamaya başlar
23	$-b$	$P azalt$	24	ABS çevrimi başladığından t_{Fi} zamanı beklenmeden basınç azaltılır
25	$X=-b_{min}$			Tekerlek negatif (-) ivmesinin en büyük mutlak değeri, bu noktadan sonra (-) ivmenin mutlak değeri azalmaya başlar
26	$-b$	$P=sabit$	27	Fren basıncı artık daha fazla düşürülmez, basınç sabit tutulmaya başlanır
28	$+b_1$	$P artır^*$	29	Tekerlek artık belirli bir hızlanma değerini aşmıştır, basınç (kademeli olarak)* serbest bırakılır



Şekil 4.6 İvmeye göre kontrol ayar çevriminde tutunma katsayısı değişimi

Bu ayarlama tipinde her tekerlek üzerinde çok iyi sonuçlara ulaşılır. Fakat pratikte durum tam olarak bu şekilde gerçekleşmemektedir. Bazı durumlarda tekerleğin kilitlenmesi $-b$ eşik ivme değerinin aşılmasını sağlamaz (örneğin fren kuvvetinin yavaş yavaş artırılması sırasında motor ile tekerleklerin mekanik olarak bağlı olmaları halinde). Özellikle virajlarda yada sağ ve solda ayrıntı katsayılı yüzey olması halinde tekerleklerin ani olarak kilitlenmesi fark edilemeyebilir.

4.2.2 Tekerlek Kaymasına Göre Fren Basıncının Ayarlanması

İvme ayarlamasından bir sonraki adım ise tekerlek kaymasının ayarlanmasıdır. Tekerlek kuvvet bağlantı katsayısının optimum kullanımı için tekerlek kayması mutlaka ayarlanmalıdır. Tekerlek kaymasının hesaplanması sırasında mutlaka bir sapma oluşacaktır. Bu hata ufak kayma açılarında ufak iken artan açı ile ihmal edilemeyecek değerlere ulaşır.

Kayma ve hız daima birbirleri ile ilişki içindedirler. Bu sebeple tekerleğin kaymasının kontrolünde kullanılacak olan referans kayma değeri, hız olarak da belirtilebilir. Bu hız değeri de "Referans Hız" olarak adlandırılır. Bunun kullanımındaki esas problem referans hızın çok zor elde ediliyor olmasıdır.

Kayma ayarı için iki eşik ortaya çıkarılmış ve bunlardan da şu üç fonksiyona varılmıştır.

- S_1 'in aşılması sonucunda basıncın artışı serbest bırakılır
- S_2 'nin aşılması sonucunda basınç azaltılmaya başlanır
- S_1 ve S_2 arasındaki alanda basınç değiştirilmez

S_1 ve S_2 , tam ve doğru olarak ortaya çıkarılması çok zor olan referans hıza göre belirlenir. Temelde en basit hal olarak aracın en hızlı dönen tekerleği hiç kaymıyormuş gibi kabul edilerek referans hız bu tekerleğin hızı olarak alınır. Ancak açıkça görülmektedir ki bu durumda belirli bir hataya (en hızlı dönen tekerleğin kayması kadar) göz yumulmaktadır. Eğer bir şekilde bu tekerleğin kayması da hesaplanabilirse bu durumda daha hassas bir ayar gerçekleştirilebilecektir.

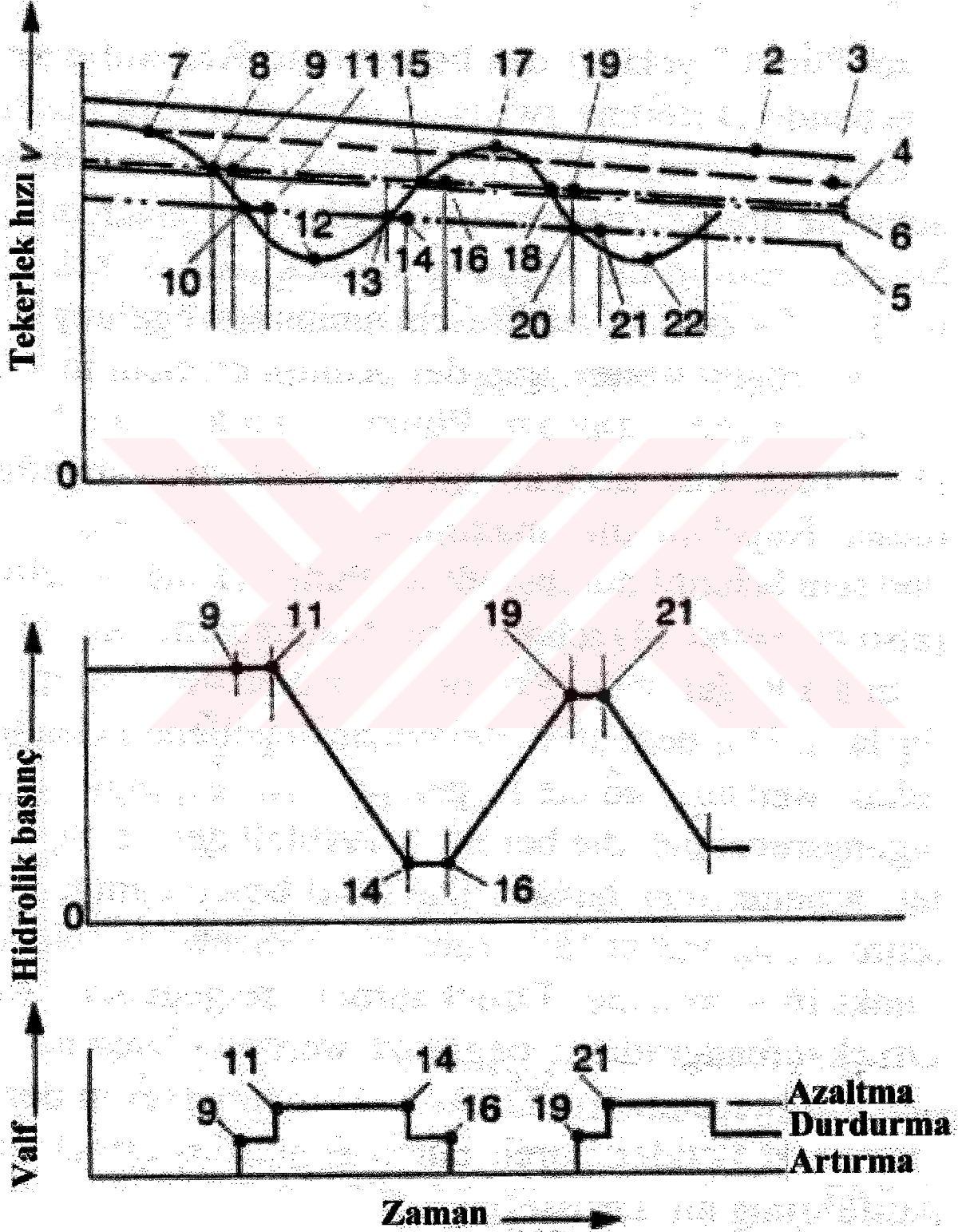
Fren basıncının yükselmesi ile dört tekerlekte de belirli bir kayma değerine ulaşılır. Bunlardan bir tanesi daha alçak tutunma katsayısı olan bir zemine geldiğinde kayması daha da artar ve eşik değeri S_1 'i aşar. Bu tekerlek bloke olma eğilimindedir. Buna karşılık öbür tekerleklerin kayma durumlarında belirgin bir değişiklik oluşmaz. Blokaja giden tekerlek bir süre sonra S_2 eşiğini de aşar ve bunun sonucunda bu tekerlekte basınç ayarlamasına başlanır. Önce bir süre basınç azaltılır, sonra gelen sinyallere bağlı olarak basınç durdurulmasına geçilir.

Bu arada kayıp zamanlardan ötürü basınç düşüşü arzulanandan daha fazla olur. Bu sebeple de S_1 eşiğinin altına inip basınç tümüyle serbest bırakılıncaya kadar kayma devam eder. Ayrıca zemindeki tutunma katsayısı tahmin edilen değer üzerine çıktığı anda basınç ayarlaması sona ermiştir, yok eğer düşmeye devam ederse başka bir ayar çevrimi devreye sokulur.

O halde bu açıklananlar ışığında sistemin tamamıyla çalışacağı söylenebilir. Bununla birlikte dört tekerlekte de tutunma katsayısı bir şekilde aynı kalır ve hepsi beraber blokaja giderlerse referans hız kaybolur. Bu duruma da ancak referans hızın azalmasının zamana bağlı değişiminin sınırlandırılması ile yardımcı olunur. Referans hızın azaltılması her zaman için bir teorik değer üzerinde olmalı, altına düşmemelidir. Eğer altına inilirse tekerlekteki kayma artar ve kontrol kaybı oluşur (Şekil 4.9 ve Şekil 4.10).

Bir kayma ayarının detayları Şekil 4.7'de ayrıntılı şekilde açıklanmıştır. Tekerleğin durumu ise Şekil 4.7'den anlaşılabilir. Araç homojen bir yüzeyde frenlenmektedir. Şekil 4.7'de 2. çizgi taşıt hızını, 3. çizgi ise referans hızı göstermektedir. Bu değer tekerlekler tarafından algılanır ve frenleme bu referans hıza dayanarak yönlendirilir. 4 numaralı çizgi referans

hızdan %10 daha ufak olan S_1 kayma eşiğini gösterir. 5 numaralı çizgi ise referans hızdan %20 ufak olan S_2 eşiğini göstermektedir. Çizgi 6 ise optimal kayma değeri S_{opt} 'u göstermektedir.

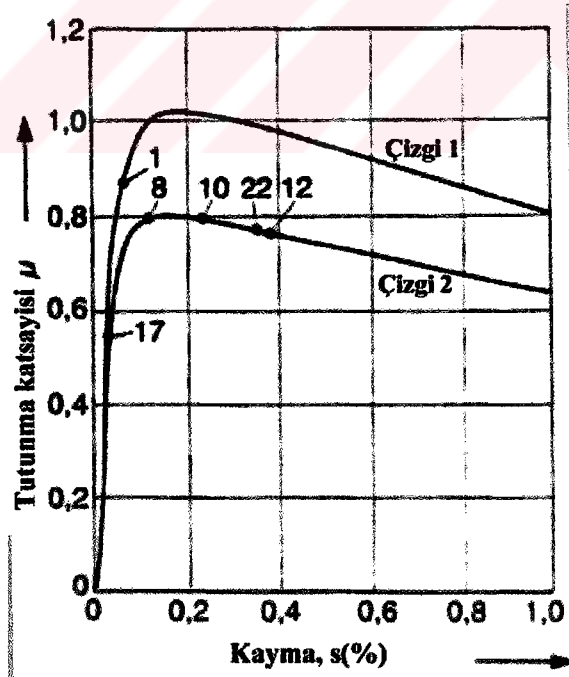


Şekil 4.7 Doğru olarak hesaplanan referans hıza göre kayma ayarlaması (Burckard, 1993)

Kaymaya göre kontrolün detaylı açıklaması aşağıdadır.

Çizelge 4.2 Kaymaya göre kontrolün detaylı açıklaması

Nokta	Tekerlek Hızı= S	Sinyal	Devreye Giriş	Açıklama
8	S_1	$P=sabit$	9	Hız referans hıza göre %10 azalınca basınç sabit tutulur, kaymaya göre kontrolde t_{Fi} zamanını beklemeye gerek yoktur
10	S_2	P azalt	11	Hız referans hıza göre %20 azalınca basınç azaltılır zira tekerlek artık kilitleme eğilimine girmiştir
12	$(V_{tek,min})$			Tekerlek en düşük hızdadır, bu noktadan sonra hızlanır
13	S_2	$P=sabit$	14	Tekerlek hızlanma eğilimindedir, basınç sabit tutulur
15	S_1	P artır	16	Tekerleğin hızlanması çok artmıştır ve hızı referans hıza yaklaşmıştır, kararlı bölgeye girilmiştir, basınç artırılır ve frenleme etkisi artırılır
17	$(V_{tek,max})$			Tekerlek en yüksek hızdadır, bu noktadan sonra frenlemenin etkisiyle yavaşlamaya başlar
18	S_1	$P=sabit$	19	Referans hıza göre %10 kayma, basınç sabit tutulur
20	S_2	P azalt	21	Referans hıza göre %20 kayma, basınç azaltılır

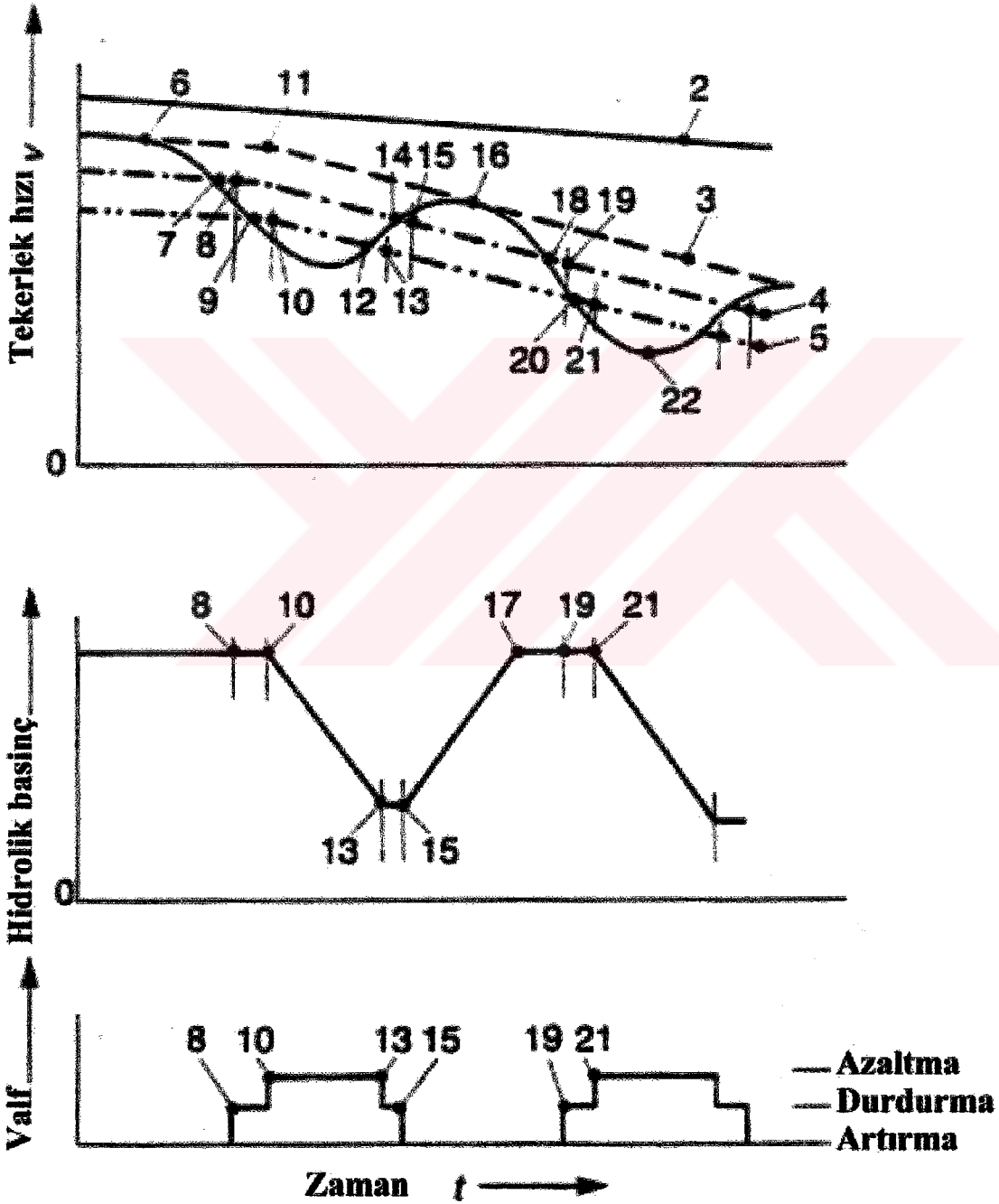


Şekil 4.8 Şekil 4.7'deki ayar düzeneğinde tutunma katsayısı değişimi

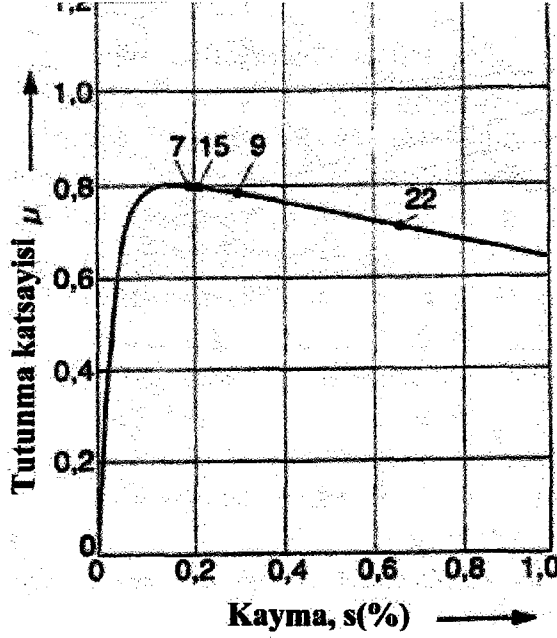
Referans hız doğru tahmin edildiği sürece kontrol sorunsuz devam eder. Fakat bu her zaman böyle değildir. Şekil 4.9'da bunun bir örneği bulunmaktadır. Araç frenleme esnasında yüksek

sürtünme katsayılı bir zeminden ani olarak düşük katsayılı bir zemine geçerse bu durumla karşılaşılabilir. Böyle hallerde referans hız kaybolmaktadır. Bu halde tekerleğin ivmesi elimizde kalan tek kullanılabilir değerdir. Kaymaya göre yapılacak kontrol yetersiz kalacaktır.

Şekil 4.9'da çizgi 2 taşıt hızını, çizgi 3 referans hızı, çizgi 4 S_1 ve çizgi 5'te S_2 eşliğini göstermektedir.



Şekil 4.9 Referans hızın hızla düşmesi sonucu ortaya çıkan hatalı kayma ayarlaması (Burckardt, 1993)



Şekil 4.10 Şekil 4.9'da açıklanan ayar düzeneğinde tutunma katsayısı değişimi

6. nokta ile 11. nokta arasında her şey önceki kontroller gibi uygun şekilde devam etsin ve tam 11. nokta da ani olarak kaygan bir zemine geçilsin. Bununla beraber referans hızın doğru değeri kaybolarak ani olarak düşmeye başlar. Yalnızca kayma ile yapılan kontrolde bu durum doğru olarak algılanamaz. Tekerleğin kontrolü yine bir önceki çevrim gibi devam ettirilirse tekerleğin sürekli olarak artmakta olan kayması (Şekil 4.9) araç kontrolünün ilerde kaybolmasına sebep olur.

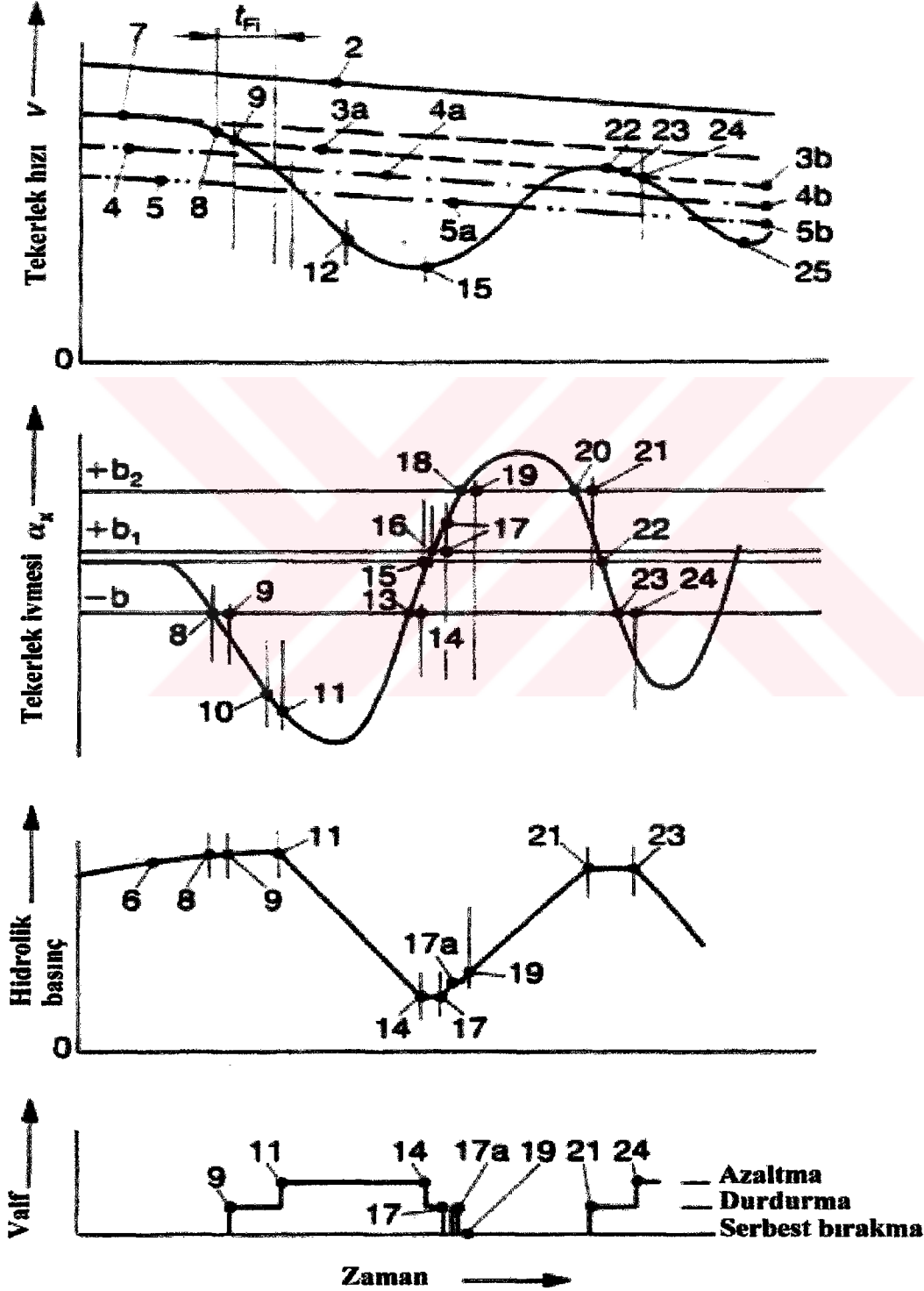
Şekil 4.10 kayma diyagramı ile ilgili noktaları göstermektedir. Yanlış referans hızlar görüldüğü gibi kritik durumlar doğurmaktadır. Keza tekerlek kayması tümüyle referans hız seçimine bağlıdır.

4.2.3 İvmeye ve Kaymaya Göre Fren Basıncının Ayarlanması

Daha önceki kısımlarda da açıklandığı üzere ne tekerlek ivmesi, ne de diğer tekerleklerin hızına göre belirlenen kayma değeri tek başına her türlü yol şartı için uygun sonucu verememektedir. Ancak ikisinin beraber kullanılması tek başlarına kullanıldıklarında ortaya çıkan sakıncaların aşılmasını sağlar.

Örneğin fren pedalına uygulanan kuvvetin yavaş yavaş artırılarak yapıldığı frenlemede, o yol şartı için tekerleklerin kilitleneceği fren basıncı değerine ulaşırsa ve kilitlenen tekerlek motor ile mekanik olarak irtibatlandırılmış halde ise (ki bu durumda tekerleklerin atalet momenti artar), $-b$ ivme değerine ulaşmadan kilitlenme başlamış olabilir. Böyle bir durumda kaymanın

da kontrol edilmesiyle, kilitlenen tekerleğin hızı ile en hızlı dönen tekerleğin hızı arasındaki oran S_2 eşik değerini aştığında fren basıncı düşürülerek ABS sistemi devreye girer ve tekerlek kilitlenmesinin önüne geçilmiş olur. Yada tüm tekerleklerin beraber kaymaya başlaması durumunda (ki bu durumda da referans hız kaybolur) tekerleklerin ivme değeri $-b$ sınırını aştığında basınç azaltılarak ABS çevrimi yine devreye girmiş olur.



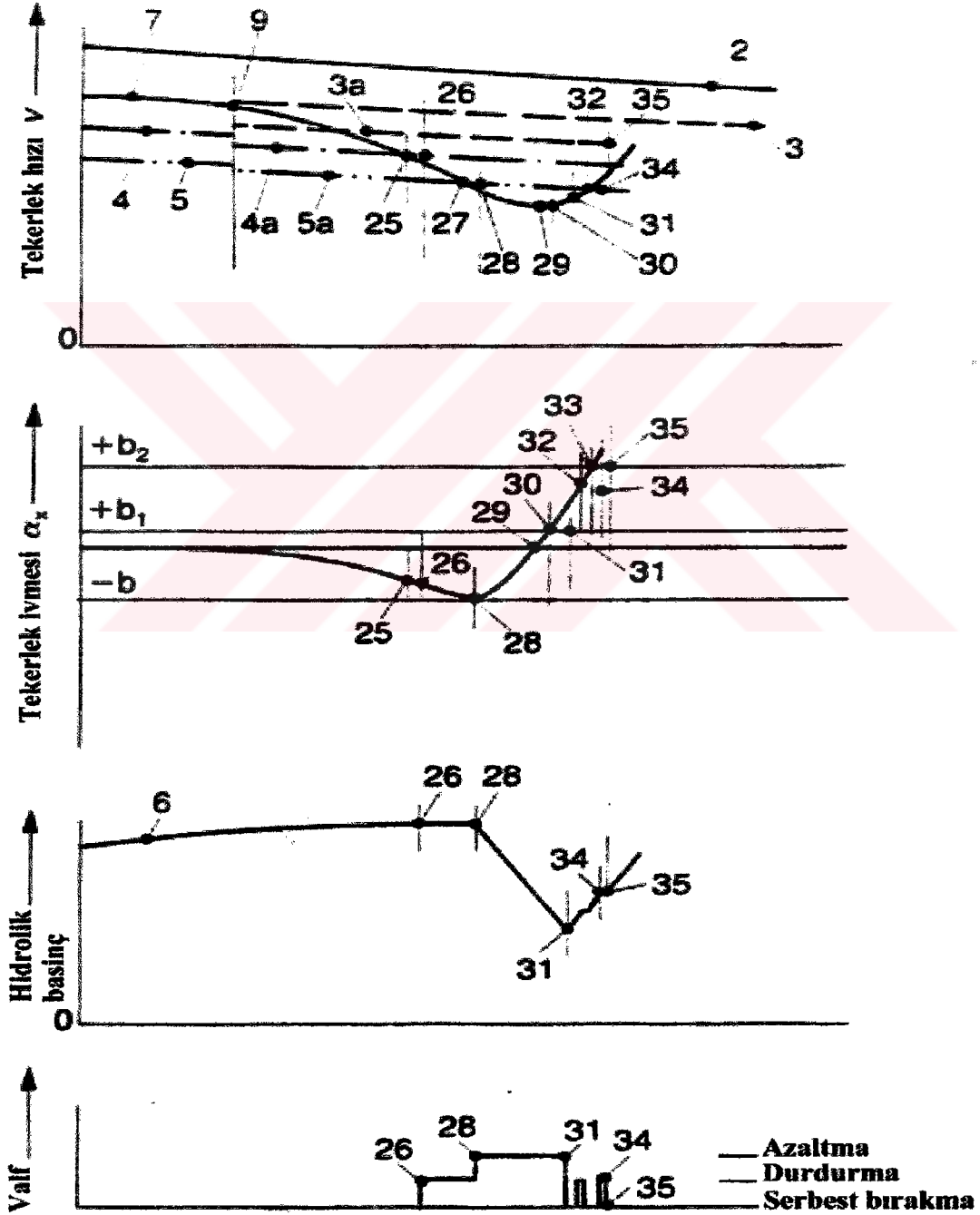
Şekil 4.11 İvme ile kaymanın beraber kontrol edildiği ABS çevrimi (Burckardt, 1993)

Şekil 4.11’de ivme ve kaymanın beraber kontrol edildiği bir ABS çevrimi görülmektedir. Çevrimin detaylı açıklaması aşağıdadır.

Çizelge 4.3 İvmeye ve kaymaya göre kontrolün detaylı açıklaması

Nokta	Tekerlek İvmesi= X	Tekerlek Hızı= S	Sinyal	Devreye Giriş	Açıklama
8	$-b$		P=sabit	9	t_{Fi} zamanı başlar, sistem sürekli olarak ivmeyi ve kaymayı kontrol eder
10	$X < -b$	$S < S_2$	P azalt	11	t_{Fi} zamanı dolduğunda sistem basıncı $-b$ ’den düşükse veya tekerlek hızı S_2 den düşükse sistemin kararsız bölgede olduğu anlaşılır ve basınç azaltılır
12	$-b_{min}$				(-) ivmenin en yüksek mutlak değeri, bu noktadan sonra (-) ivmenin mutlak değeri azalmaya başlar
13	$-b$		P=sabit	14	Basınç sabit tutulmaya başlanır
15	$X=0$	$S=S_{min}$			Tekerleğin en düşük hızı, tekerlek bu noktadan sonra hızlanmaya başlar
16	$+b_1$		P artır*	17	Tekerlek hızlanmaya başlamıştır, basınç “kademeli olarak” (*) artırılır
18	$+b_2$		P artır	19	Tekerlek hızlanması çok artmıştır, salımlı genliğini fazla artırmamak için basınç sürekli olarak artırılır
20	$+b_2$		P=sabit	21	Tekerlek (+) ivmesi maksimumdan geçti ve mutlak değeri azalmaya başladı, basınç sabit tutulur
22	$X=0$	$S=S_{mak}$			Tekerleğin en hızlı olduğu nokta, tekerlek bundan sonra yavaşlamaya başlar
23	$-b$		P azalt	24	Çevrim başladığı için filitreleme zamanı beklenmeden basınç azaltılır

Bazen de 4.1 denklemiyle ifade edilen moment farkı düşük olur (yüksek sürtünme katsayılı yollarda). Bu durumda tekerlek $-b$ eşik ivme değerine ulaşmadan tutunma katsayısı-kayma eğrisindeki tepe noktayı aşar. Bu durum ise Şekil 4.12'de gösterilmiştir. Yalnızca ivmeye göre yapılan kontrolde böyle bir durumda tekerleğin kilitlendiği fark edilmeyecekti ancak kayma eşik değerlerinin aşılması ABS çevriminin başlamasını sağlamaktadır. Kayma eşik değerleri en hızlı dönen tekerleğin hızının referans hız olarak alınması ile oluşturulmuştur.



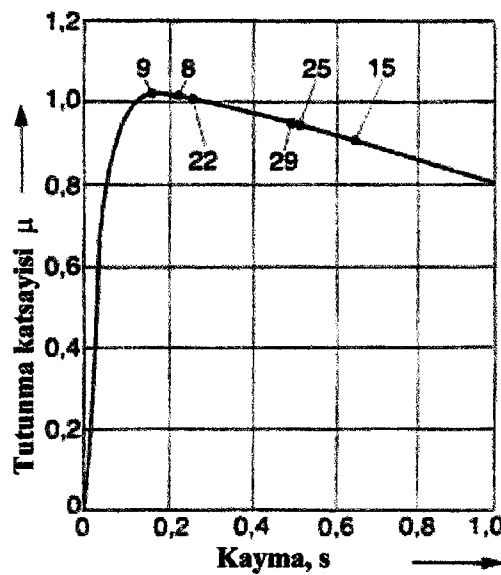
Şekil 4.12 $-b$ eşik ivme değerine ulaşmadan kilitlenme durumunda ivme+kayma ortak ABS kontrolü (Burckardt, 1993)

Bu durumda yapılan ABS kontrolünün detaylı açıklaması aşağıdadır.

Çizelge 4.4 Şekil 4.12'deki kontrolün detaylı açıklaması

Nokta	Tekerlek İvmesi= X	Tekerlek Kayması= S	Sinyal	Devreye Giriş	Açıklama
25	$X < -b$	S_1	P=sabit	26	S_1 eşliğine ulaşıldığında basınç sabit tutulur.
27	$X < -b$	S_2	P azalt	28	S_2 eşliğine ulaşıldığında basınç azaltılır
29	$X=0$	S_{min}			Tekerlek bu noktadan sonra hızlanır
30	$+b_1$		P artır*	31	Tekerlek belirli bir hızlanma değerine ulaşmıştır, basınç kademeli* olarak artırılır
32		S_2	P=sabit	34	Kaymaya göre kontrol prensibi gereği S_1 - S_2 eşliği arasına girildiğinden basınç sabit tutulur
33	$+b_2$		P artır	35	Tekerlek hızlanması belli bir değer üzerine çıktığından basınç serbest bırakılır (sürekli olarak artar) böylece hızlanmanın önüne geçilir

Şekil 4.13'de de Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'de bahsedilen noktaların kuvvet bağlantı katsayısı-kayma diyagramındaki karşılıkları görülmektedir.



Şekil 4.13 “Şekil 4.11” ve “Şekil 4.12”deki ABS kontrol çevrimlerindeki noktaların tutunma katsayısı-kayma grafiğindeki karşılıkları

4.3 Özgül Fren Kuvvetleri Diyagramında ABS Kontrolünün İncelenmesi

4.3.1 ABS'siz Taşıtta Frenleme

Şekil 4.14'te kırık karakterli bir fren düzeneğine sahip taşıtın özgül fren kuvvetleri diyagramı görülmektedir. Şekil üzerinde sabit z hatları, sabit kuvvet bağlantı katsayısı hatları, mevcut fren sisteminin karakteri, mevcut taşıt şartları için optimum eğri gösterilmiştir.

Bu taşıtla $\mu_h=0.8$ ve $\mu_g=0,68$ şartındaki bir yolda ABS'siz konvansiyonel bir fren sistemine sahip aracın kilitlenmeyle sonuçlanan ani frenlemesini inceleyelim.

Fren pedalına ani olarak basıldığında ön tekerlek ve arka tekerlek fren kuvvetleri 1 noktasından geçip 2 noktasına kadar gerçek fren sistemi karakterini gösteren çizgi üzerinde ilerleyecektir. 2 noktasında $\mu_{oh}=0,8$ kuvvet bağlantı katsayısı eğrisiyle mevcut fren sistemini karakterize eden eğri çakışır, bu durum Çizelge 2.3'te Iİb durumuna karşılık gelmektedir. Bu yol şartı için taşıt ön tekerlek fren kuvveti daha fazla artamaz çünkü ön tekerlekler kuvvet bağlantı sınırına ulaşmıştır. Bu noktadan sonra fren momentindeki en ufak artış tekerleklerin kilitlenmesine sebep olacaktır, ve kilitlenme sonucu ön tekerlek kuvvet bağlantı katsayısı $\mu_{og}0,68$ sabit kuvvet bağlantı katsayısı hattına düşer (Çizelge 2.3 IVb hali).

Bu durum gerçek fren kuvvetleri eğrisinde 2 noktasından 3 noktasına (veya 3') doğru sabit arka tekerlek fren kuvveti hattı üzerinde hareket edilmesiyle gösterilir. 2 noktasından μ_{og} sabit kuvvet bağlantı katsayısı hattına doğru hareket ederken ön tekerlek fren kuvveti, kuvvet bağlantı katsayısındaki düşüşle beraber düşecektir. Bu durum arka tekerleklere doğru bir dinamik yük transferi oluşmasına sebep olur, transfer olan yük miktarının mertebesi arka tekerlek dinamik dingil yükünden bulunabilir.

Ön tekerlek dinamik dingil yükü denklem (2.14)'den;

$$G_{of} = [(1 - B) + H_1 * z]G \quad (2.14)$$

Arka tekerlek dinamik dingil yükü denklem (2.15)'den;

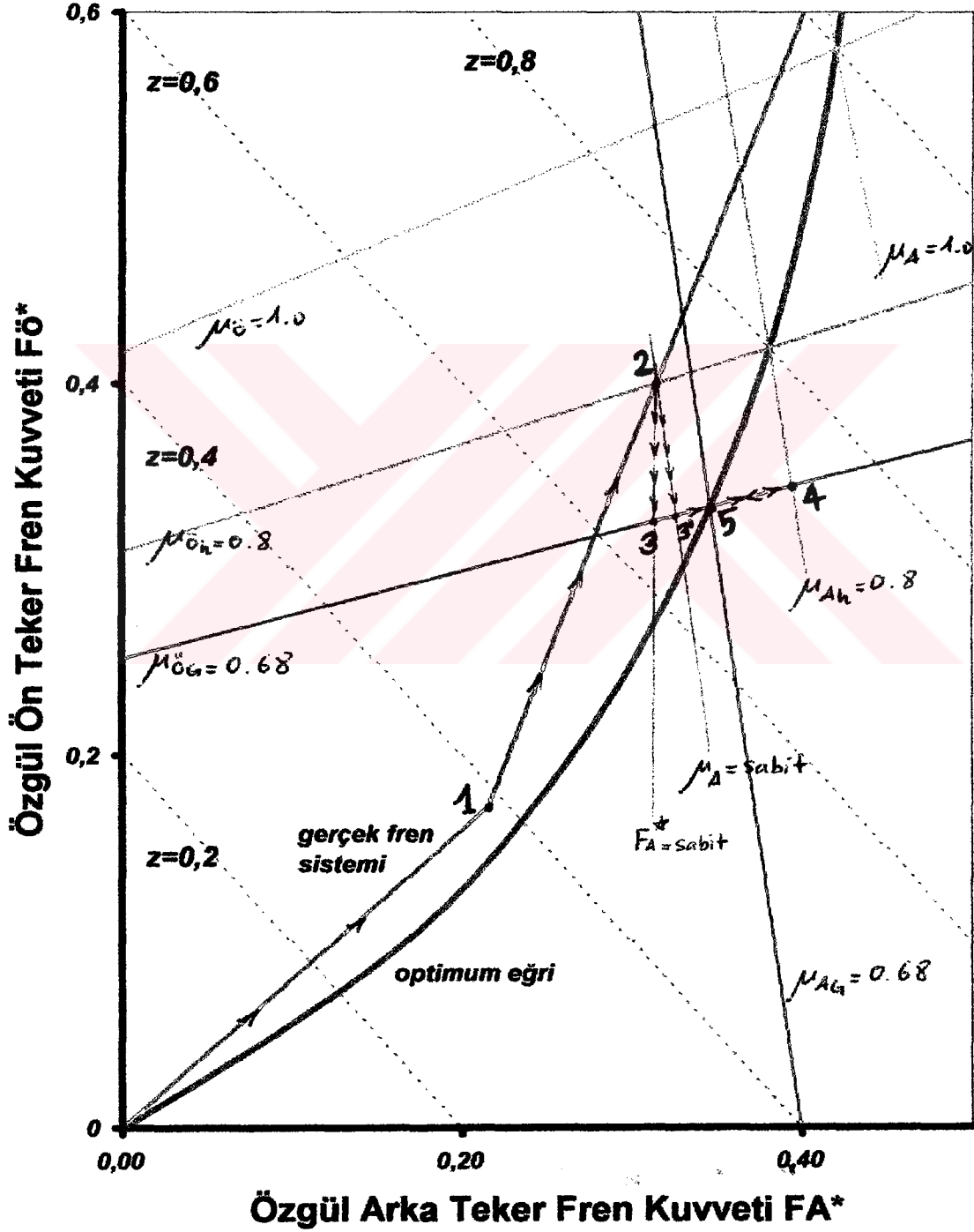
$$G_{Af} = [B - H_1 * z]G \quad (2.15)$$

Transfer olan yük miktarı ise

$$G_{transfer} = [B - H_1 * (z_2 - z_3)]G \quad (4.4)$$

Taşıtlar verileri...
 $B = 0,62$
 $H1 = 0,26$

Optimum Fren Kuvvetleri



Şekil 4.14 ABS'siz bir taşıtta yapılan frenlemede tekerlek kilitlenmesine kadar özgül fren kuvvetleri diyagramındaki seyir

Eğer arka tekerlek fren basıncı yeteri kadar yüksekse, bu transfer olan yük miktarından faydalanılarak arka tekerlek fren kuvveti ön tekerlek kilitlemeye gittiği sırada artırılabilir. Bu durumda 2 noktasından 3' noktasına doğru, 2 noktasından geçen sabit arka tekerlek kuvvet bağlantı hattı üzerinde yol alınır.

Fren pedalına basılmasıyla fren basıncı daha da artırılırsa arka tekerlek fren kuvveti de 4 noktasına ulaşana kadar sabit $\mu_{\dot{O}_g}=0,68$ hattı üzerinde artar . Aslında ön tekerlek fren basıncı da artmaktadır, ancak lastik ile yol arasında yeterli kuvvet iletimi olmadığından ön tekerlek fren kuvveti yalnızca frenleme oranı z 'in artmasıyla öne transfer olan yük miktarının katkısı kadar artar. Ön tekerlek fren kuvvetinin artış miktarı ise

$$\Delta F_{\dot{O}^*} = \Delta G_{\dot{O}_f} * \mu_{\dot{O}_g} = [B + H_1(z_4 - z_3)]G * \mu_{\dot{O}_g} \quad (4.5)$$

kadar olur.

4 noktasından sonra arka tekerlek kuvvet bağlantı katsayısı da $\mu_{Ah}=0,8$ sabit hattına ulaştıktan sonra, frenleme momentindeki en ufak artıştan sonra arka tekerlekler de kilitletir ve $\mu_{Ag}=0,68$ hattına doğru, sabit ön tekerlek kuvvet bağlantısı hattı üzerinde 5 noktasına doğru hareket edilir. Bu noktada artık her iki tekerlek de kilitlemiştir (Çizelge 2.3 V hali). Taşıt $\mu_{\dot{O}_g}=\mu_{Ag}=z=0,68$ frenleme oranıyla frenlenir. Ancak taşıt yan kuvvet taşıyamamaktadır. Taşıt, dışardan etkileyen kuvvetlerin bileşkesinin doğrultusunda hareket etmektedir, direksiyon kontrolü ve stabilize kaybolmuştur.

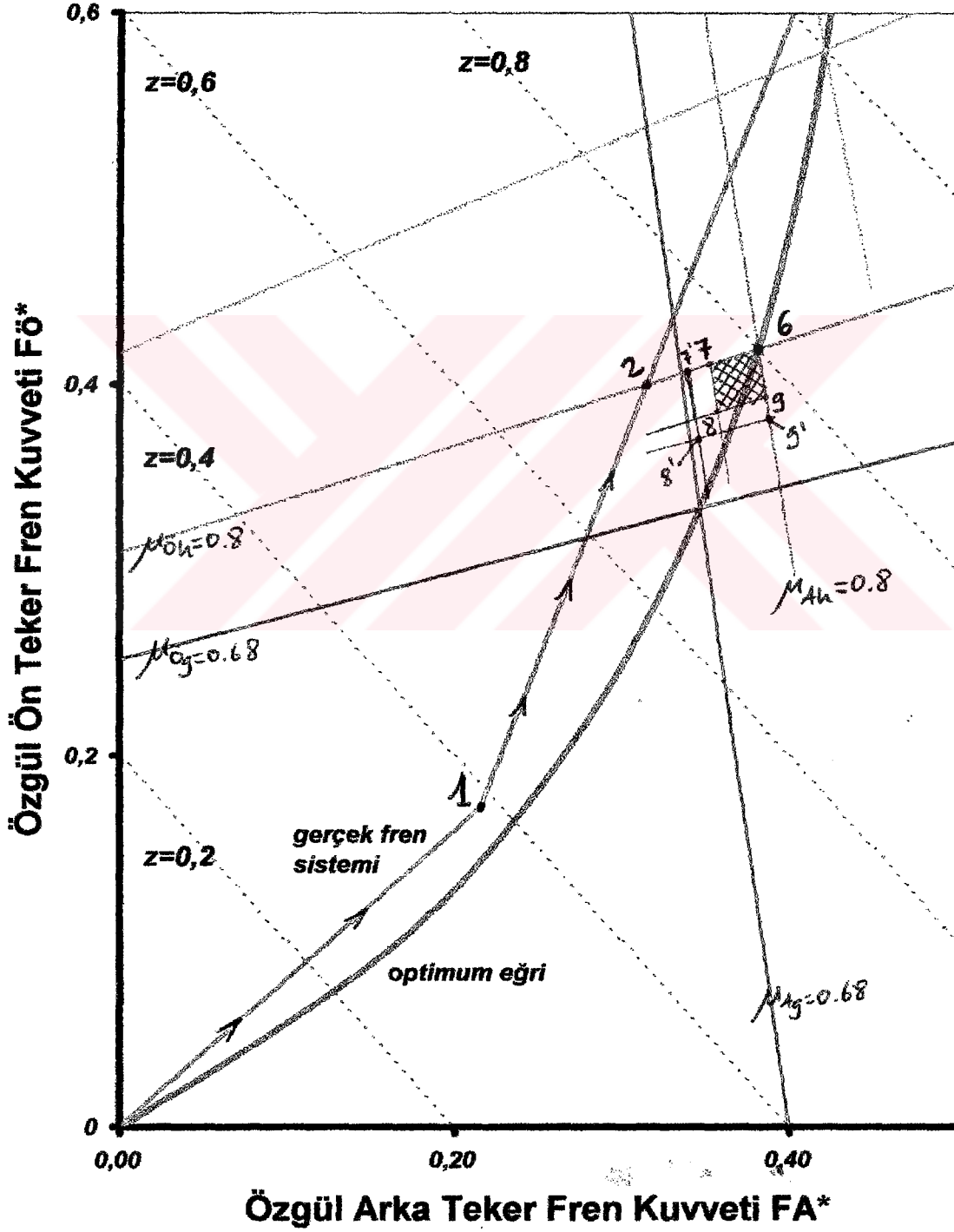
ABS'siz taşıtta tekerleklerin kilitlemesi ile yapılan frenlemede, $\mu_h=0,8$ yol şartında bulunulmasına rağmen $\mu_g=0,68=z$ frenleme oranıyla frenleme yapılabilmektedir. Bu durum potansiyel olarak $z=0,8$ frenleme oranıyla frenleme yapma imkanı varken, $z=0,68$ frenleme oranında, daha yüksek bir durma mesafesi ile frenleme yapılması anlamına gelir. Üstelik tekerlekler yan kuvvet de taşıyamadığından taşıt ve sürücü emniyeti tehdit altındadır.

4.3.2 ABS'li Taşıtta Frenleme

Şekil 4.15 üzerinden frenlemenin gidişatını takip edelim: 2 noktasına kadar her iki tekerlek de, kuvvet bağlantı katsayısı sınırlarına ulaşmadığından herşey ABS'siz araçtaki gibi olur. 2 noktasında ön tekerlekler kilitleme eğilimine girdiğinde ABS çevrimi devreye girer ve fren basıncı azaltılıp artırılarak kuvvet bağlantı katsayısı $\mu_{\dot{O}_h}=0,8$ civarında tutulmaya çalışılır.

Taşıtlar verileri...
 $B = 0,62$
 $H1 = 0,26$

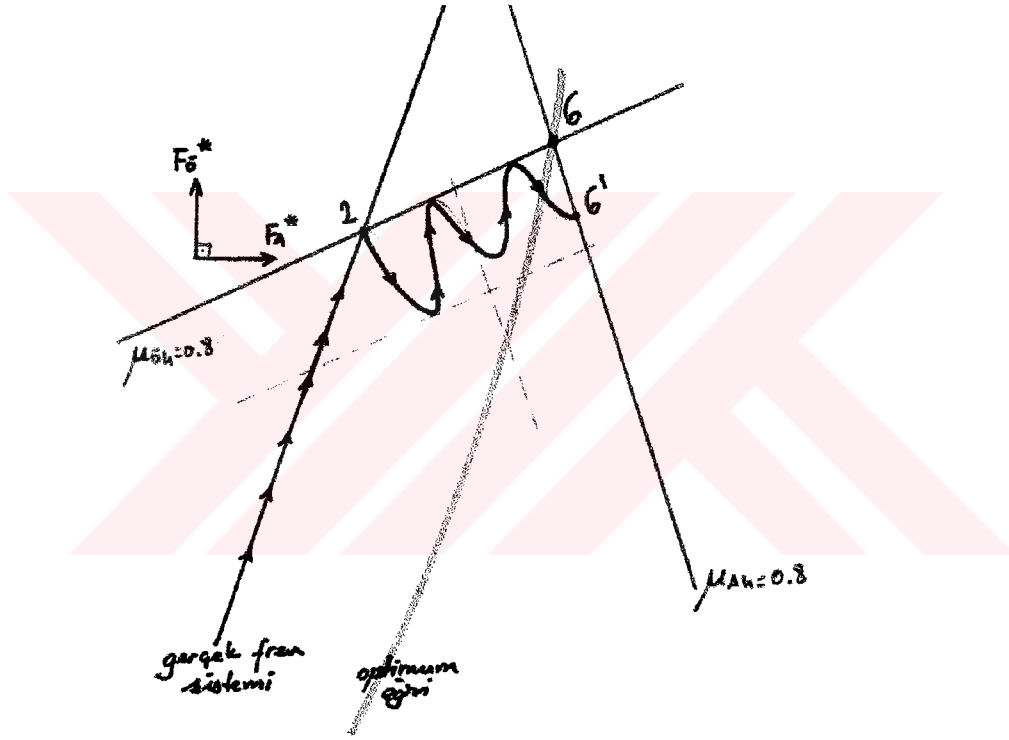
Optimum Fren Kuvvetleri



Şekil 4.15 ABS ile yapılan frenlemede özgül fren kuvvetleri diyagramındaki seyir

Bu noktada artık ön tekerlekler mevcut fren sisteminden ayrılmıştır. Ön tekerlekler sürücünün kumanda verdiği frenleme basıncında değil, ABS'nin elektronik kontrol ünitesinin algoritmasına göre hesaplanan basınçla frenlenmektedir. Artık taşıt mevcut fren sistem karakteristiği ile frenlenmemektedir, ABS kontrolü devreye girmiştir.

Ayak pedalına basılarak fren basıncının daha da artırılmasıyla arka tekerlek fren kuvveti de artacaktır ve sistem 6 noktasına doğru Şekil 4.16'da gösterildiği gibi hareket edecektir. Arka tekerlekler de kuvvet bağlantı katsayısı sınırına geldiğinde ABS bu kez de arka tekerleklerde devreye girecek ve taşıt Şekil 4.15'de görülen taralı bölge içerisinde frenlenmeye çalışılacaktır.



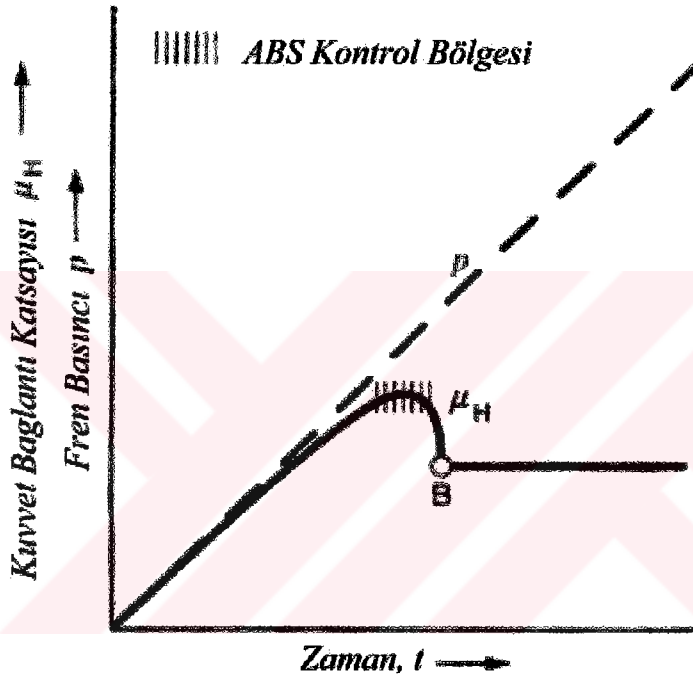
Şekil 4.16 ABS ile frenlemede ön tekerlekler kuvvet bağlantı sınırına ulaştığında özgül fren kuvvetleri diyagramında seyir

Burada söylenmesi gereken ABS çalışma performansının Şekil 4.15'de gösterilen taralı bölgeyi belirlediğidir. İyi dizayn edilmiş ve programlanmış bir ABS sistemi taralı bölgeyi 6789 kapalı alanıyla sınırlayacaktır. Ancak ABS'nin performansı düştükçe, taralı alan 67'8'9' kapalı alanı şeklinde olur (taralı bölge büyür). Bu durumun nihai sonucu, taralı alan büyüdükçe elde edilecek frenleme oranı z 'in ortalama değeri de düşecektir ve frenleme mesafesi ABS'nin performansı neticesinde azalacak veya artacaktır. (-b) eşik ivme değerinin mertebesi, t_{ve} kayıp zamanlar, kayma sınırlarının seçimi ABS performansına etki eden parametrelerdir. Bunlardaki optimizasyon durma mesafelerinin iyileşmesini sağlayacaktır.

Tüm bunların dışında ABS'nin esas avantajı ise tekerlek kilitlemesini önleyerek taşıtın yanal kuvvet taşıma kabiliyetini kaybetmemesini sağlamasıdır. Böylece sürücü hiçbir zaman taşıtın kontrolünü ve direksiyon hakimiyetini kaybetmeyecektir.

Bir aracın frenlenmesi esnasında fren basıncı ve kuvvet bağlantı katsayısının değişimi Şekil 4.17'de görülmektedir.

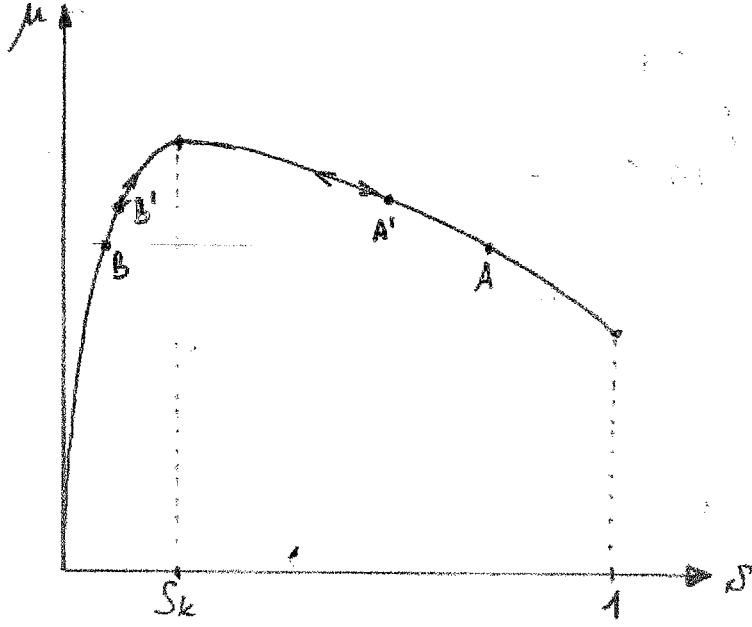
B Kilitlemenin başlangıcı



Şekil 4.17 Artan fren basıncının tutunma katsayısına etkisi ve ABS kontrol bölgesi (Driving Safety Systems, 1999)

4.4 Sistemin Performansı

ABS sistemi tekerlekleri, tutunma katsayısının yüksek olduğu kayma aralığında tutmaya çalışmaktadır. Böylece elde edilebilecek frenleme kuvveti maksimum olmaktadır. Sistem önceki kısımlarda incelendiği üzere tekerleği tutunma katsayısının maksimum olduğu nokta civarında salındırmaktadır (Şekil 4.18).



Şekil 4.18 ABS kontrolündeki bir tekerleğin tutunma-kayma diyagramında gezindiği bölge

Bu salınım genliği azaltılabilirse tekerleğin daha yüksek bir tutunma katsayısı ile frenlenmesi sağlanabilir. Yani şekil 4.18'de ABS'nin frenleme yaptığı aralık AB aralığından A'B' aralığına çekilmelidir.

Salınım genliğini azaltmak için A noktasının A' noktasına çekilmesi için Şekil 4.11'de tekerleğin kilitlenmeye başladığı noktadan itibaren adım adım ilerleyelim.

7 noktası: 7 noktasında tekerlek kararlı bölgede sabit ivme ile frenlenmektedir. Kararlı bölgedeki seyri incelersek, moment dengesine göre dönen tekerleğin atalet momenti denklem (4.1)'den;

$$I \cdot \dot{\omega} = M_F - G_f \cdot \mu R = M_F - M_S \quad (4.1)$$

Sistemdeki kuvvetlerde oluşacak en ufak değişim aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$I \cdot \frac{d\dot{\omega}}{dt} = \frac{dM_F}{dt} - \frac{dM_S}{dt} \quad (4.6)$$

Fren momentini çok ufak bir miktar artırdığımızı düşünelim, bu durumda; $\frac{dM_F}{dt} > 0$

olacağından $\frac{d\dot{\omega}}{dt} > 0$ olacaktır. Bu terim ivmenin zamana göre türevidir ve (+) olmasının anlamı ivmenin mutlak değerinin artmasıdır. Bu durumda tekerleğin hızı azalacaktır, tekerleğin hızının azalması kaymanın artması demektir, kaymanın artması kararlı bölgede μ katsayısını artıracığından M_S değeri artacaktır. Yani kararlı bölgede frenleme momentinin artışı beraberinde sürtünme kuvvetinin de artışı getirir ve sistemde sürekli bir kuvvetler dengesi oluşur.

$$\frac{d\dot{\omega}}{dt} \uparrow \Rightarrow S \uparrow \Rightarrow \mu \uparrow \Rightarrow G_f \cdot \mu \cdot R \uparrow \Rightarrow M_S \uparrow \Rightarrow \text{sistem_dengelenir} \Leftrightarrow \frac{d\dot{\omega}}{dt} = 0$$

Kararsız bölgede ise kaymanın artması μ değerini azaltacağından;

$$\frac{d\dot{\omega}}{dt} \uparrow \Rightarrow S \uparrow \Rightarrow \mu \downarrow \Rightarrow G_f \cdot \mu \cdot R \downarrow \Rightarrow M_S \downarrow \Rightarrow \text{sistem_dengelenemez} \Leftrightarrow \frac{d\dot{\omega}}{dt} \uparrow$$

... bu durumda tekerlek daha da yavaşlayacak ve kilitlenmeye gidecektir.

8 noktası: ABS sistemi, tekerlek açisal ivmesi artarak -b eşik değerine geldiğinde sistemdeki basıncı t_{Fi} süresi boyunca sabit tutma sinyalini 8 noktasında verir. Bu sinyal ancak t_{ve} kayıp zamanı kadar sonra 9 noktasında devreye girebilir.

10 noktası: 10 noktasında filtreleme zamanı t_{Fi} 'nin dolmasının ardından basıncı azaltma sinyali verilir ve bu sinyal 11 noktasında devreye girer.

12 noktası: 11noktasından itibaren artık $\frac{dM_F}{dt} < 0$ olur. Halbuki kararsız bölgeye girildiği

andan itibaren $\frac{dM_S}{dt} < 0$ 'dır. Basıncın düşürülmesinin başlamasından belli bir $T1$ süresi kadar sonra bu iki değer birbirini yakalar. Bu noktada ivmenin değişimi (4.6) denkleminde;

$$\frac{dM_F}{dt} = \frac{dM_S}{dt} \Leftrightarrow \frac{d\dot{\omega}}{dt} = 0 \quad (4.7)$$

olur. İvmenin zamana göre türevi olan bu değer 0 olması ivmenin bir minimumdan geçtiğini ifade eder, ki bu durum tam 12 noktasına karşılık gelmektedir.

15 noktası: 12 noktasından sonra ivmenin mutlak değeri artık azalmaya başlar. İvme (-) değerinde olduğundan tekerleğin yavaşlaması ise devam etmektedir. Tekerleğin hızlanmaya başladığı noktada ivme değerinin 0 olması gerekmektedir. Bu durumu (4.1) denkleminde yerine koyarsak;

$$0 = I \cdot \dot{\omega} = M_F - G_f \cdot \mu \cdot R = M_F - M_S \Leftrightarrow M_F = M_S$$

olması gerekir. $M_F=M_S$ olana kadar geçecek zamana da T_2 dersek 15 noktasına ulaşmış oluruz. 15 noktasından sonra artık tekerlek hızlanmaya başlamıştır ve tekerlek hızla kararlı bölgeye doğru hareket etmektedir.

15 noktası kaymanın en düşük olduğu, dolayısıyla tekerlek ve yol arasındaki tutunma katsayısının en düşük olduğu noktadır. Tekerleğin kilitlenme eğilimine girmesinden sonra ABS'nin devreye girip gerekli basınç ayarlamalarını yapması ile tekerleğin tekrar hızlanmaya başlamasına kadar geçen zamanda tekerlek hızı düşmekte, ve dolayısıyla kayma artmaktadır. Bu geçen sürenin içerisinde yukarıda incelediğimiz zamanlar vardır:

$$T_{11}-T_4=t_{F1}+t_{ve}+T1+T2 \quad (4.8)$$

Bu zamanlar düşürülebilirse Şekil 4.16'daki A noktası A' noktasına doğru çekilebilir.

1. t_{F1} zamanı ABS sistemi algoritmasında belirli bir zamandır. Sistemin gerçekten kararsız bölgede olup olunmadığının anlaşılması için gerekli bir zamandır. Bu zamanın mümkün mertebe en ufak değerde seçilmesi gerekir.
2. t_{ve} intibak süreleri kayıp zamanlardır. Bu zamanlar süresince tekerlek belirli bir ivme değeri ile yavaşlamakta ve kayma oranı artmaktadır. Bu zaman hidrolik valfin dizaynı ile ilgilidir, düşürülmesi A noktasını A' noktasına çekecektir.
3. $T1$ ve $T2$ zamanlarının düşürülmesi $\left| \frac{dM_F}{dt} \right|$ mutlak değerinin artırılması ile mümkün olur. Frenleme momentinin birim zamandaki düşüşünün artması anlamına gelen bu ifade, fren basıncının birim zamandaki düşüşünün artırılması demektir.

Eğer yukarıda sıralanan maddeler gerçekleştirilebilirse A noktası A' noktasına çekilebilir. Bu da tekerlek hızının salınım genliğini düşürecek ve salınım frekansının artmasını sağlayacaktır.

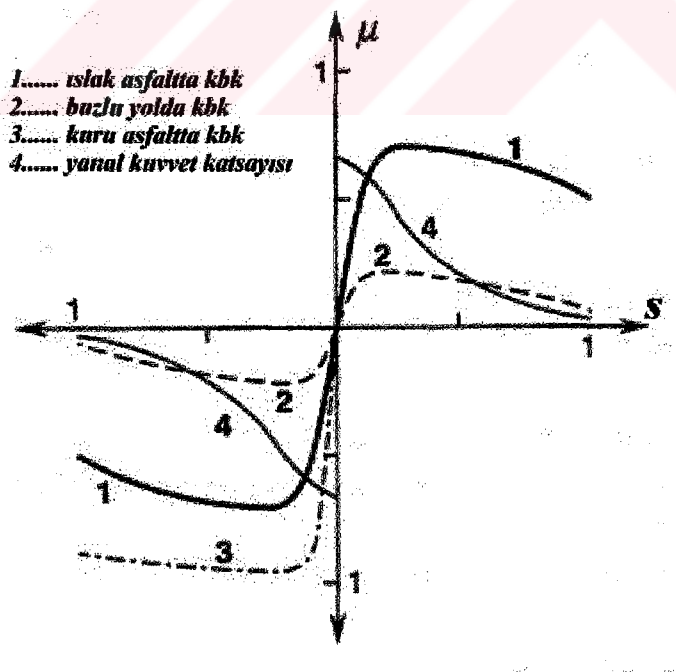
5 ASR PATİNAJ ÖNLEME SİSTEMİ

5.1 Sistemin Genel Tanımı

Buraya kadar incelenen kısımlarda taşıtın aşırı frenlenmesi sonucu oluşan tekerlek blokajı üzerinde duruldu. Tekerleklerin bloke olmasının seyir emniyeti ve taşıt stabilizesi üzerinde yarattığı olumsuz etkiler anlatıldı. Tekerleklerin bloke olmasını engelleyen ABS fren sisteminin çalışması detaylı olarak incelendi.

Bu kısımda ise, lastik karakteristikleri açısından blokaj ile aynı anlamı ifade eden tekerlek patinajını önleyen ASR (Antriebs-Schlupf-Regelung) anti-patinaj sistemi üzerinde durulacaktır.

Kritik sürüş koşulları yalnızca ani ve sert frenlemede oluşmaz. Özellikle kaygan ve eğimli yüzeylerdeki kalkışta ve viraj alınırken aşırı gaz uygulanmasında meydana gelen tekerlek patinajı da kritik durumlar oluşmasına sebep olur. Bu tip durumlar sürücünün yapabileceğinden fazla kumanda gerektirdiğinden dolayı, tehlikeli sürücü hataları oluşmaktadır.



Şekil 5.1 Tahrikte ve frenlemede tutunma katsayısı-kayma eğrisi
(Automotive Handbook, 1996)

Tekerleklerin yanal kuvvet taşıma kapasitesi frenlemede tekerleklerin bloke olması ile kaybolurken aynı etki aşırı moment uygulanmış bir tekerleğin patinaj yaptığı durumda da ortaya çıkmaktadır. Bu durum Şekil 5.1'de açık olarak görülmektedir. Tutunma-kayma grafiğindeki eğrinin seyri tahrik ve frenleme durumu için aynı karakteri sergilemektedir.

Önden çekişli araçlarda tekerleklerin patinaj yapması durumunda, sürücü, taşıtın doğrultu kontrolünü direksiyon hareketleri ile sağlayamayacaktır. Arkadan itişli araçlarda tekerleklerin patinaj yapması ise aracın arkasının kontrolsüz olarak savrulmasına sebep olacaktır.

ASR sistemi tekerleğe etki eden döndürme momentini, lastikten yola iletilebilecek kuvvet sınırına uygun olarak ayarlayarak patinajı önlemektedir. Bu ayarlamayı yaparken 2 ayrı yöntem kullanılır (Burckardt, 1993).

- Motora müdahale edilerek güç, dolayısıyla tork azaltılır
- Patinaj yapan tekerleğe fren momenti uygulanır

Her iki yöntemin uygulanmasında da ABS sistem komponentlerine ilaveler yapılarak bu işlevler gerçekleştirilir.

5.2 ASR Sisteminden Beklenenler

ASR sisteminin aşağıdaki şartları sağlaması beklenir:

1. Her türlü yol şartında tahrik tekerleklerinin patinaj yapmasını önlemelidir.
2. Sistem sürücünün kumandası dışında motora ilave gaz vermemelidir.
3. İstendiğinde, mevcut yol şartının elverdiği tüm ivmelenmeden faydalanılabilmelidir.
4. Sistem çok çabuk devreye girebilmelidir.
5. Virajda aşırı gaz uygulamasında da sistem devreye girerek emniyetli bir sürüşü garanti etmelidir.
6. Ayrık yol şartında her iki taraftaki çekişten maksimum oranda faydalanılabilmelidir.
7. Yumuşak karda zincir kullanılması durumunda gerekli olan bir miktar patinaja imkan verecek şekilde ayarlanabilmelidir.
8. Sistem arızalandığında veya aktif halde iken sürücüyü uyarmalıdır.

ASR sisteminin taşıtın stabilizesini korumanın yanında bir avantajı daha vardır. Patinaj, lastiklerin aşınmasına ve tahrik sistemi elemanlarına aşırı ve darbeleri yükler etki etmesine sebep olur. Patinaj yapan bir tekerlek aniden yola tutunduğunda diferansiyel dişlerine çok büyük yükler darbe etkisiyle etki etmektedir. ASR sistemi kullanılan araçlarda bunun önüne geçilmiş olur.

5.3 Kontrol Edilen Değişken: Kayma

Sistemin çalışabilmesi için tahrik tekerleklerindeki kayma değerinin kontrol edilmesi uygun olacaktır. Tekerlek hız sensörlerinden gelen sinyaller ECU tarafından değerlendirilir. Tahrik tekerlekleri ile tahrik edilmeyen tekerleklerin hızlarının karşılaştırılması yeterlidir.

Kontrol edilen değişkenler bakımından ABS sistemindeki zorluk, frenlemede kaymanın doğru olarak hesaplanmasındaki sıkıntıdan kaynaklanmaktadır. Zira bir araç frenleme esnasında 4 tekerleğine de moment uygulandığından referans alınacak kaynak eksikliği vardır. Bu yüzden en hızlı dönen tekerleğin hızı referans hız olarak kabul edilerek kayma hesaplaması bu tekerleğin kayması kadar bir hata payı ile yapılmaktadır.

Halbuki ASR sisteminde tahrik edilmeyen tekerleklerde hiç moment olmayacağından bu tekerleklerin hızları hiçbir çekince olmaksızın referans hız olarak kullanılabilir.

Bu anlatılanlar ışığında 3 ayrı değerlendirme yapılması mümkündür:

1. Taşıtın aynı tarafındaki tekerleklerin hızlarının kıyaslanması
2. Çapraz tekerleklerin hızlarının birbirleriyle kıyaslanması
3. Aksların ortalama hızlarının birbirleriyle kıyaslanması

Şekil 5.2’de virajda yol alan arkadan itişli bir taşıt görülmektedir. Arka tekerleklerinden tahrik edilen bu taşıtta, tahrik altındaki tekerlekler belirli bir çevresel kuvvet ilettikleri için (+) kayma değerine sahiptirler. Yukarıda anlatılanlar ışığında ASR kontrolünde temeli oluşturacak kayma değerlerinin hesaplanması aşağıdaki gibi olur:

1. Aynı taraftaki tekerleklerin hızlarının kıyaslanması:

Sol arka tekerleğin sol ön tekerlek ile kıyaslanması:
$$\lambda_{3,1} = \frac{v_3 - v_1}{v_3} \quad (5.1)$$

Sağ arka tekerleğin sağ ön tekerlek ile kıyaslanması: $\lambda_{4,2} = \frac{v_4 - v_2}{v_4}$ (5.2)

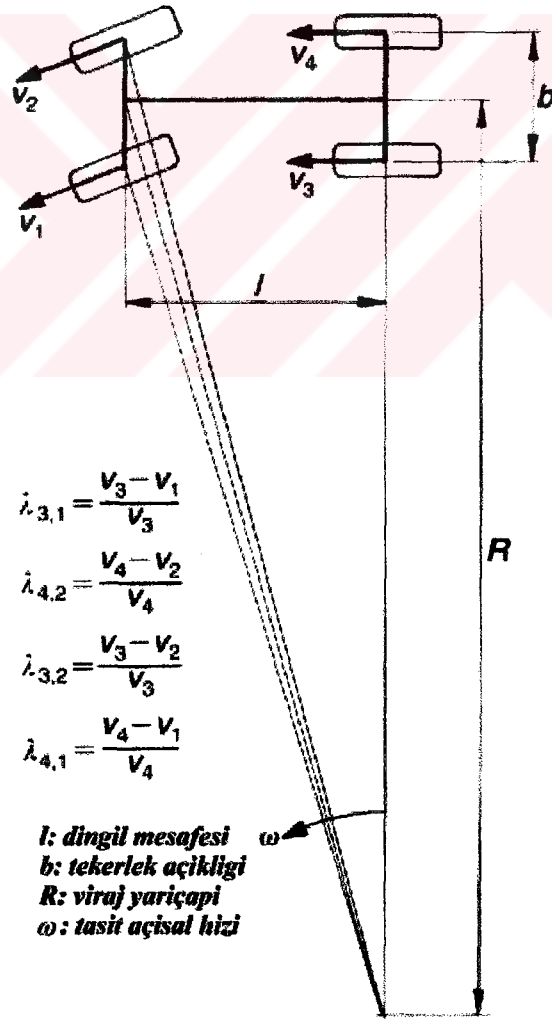
2. Çapraz tekerleklerin hızlarının kıyaslanması:

Sol arka tekerleğin sağ ön tekerlek ile kıyaslanması: $\lambda_{3,2} = \frac{v_3 - v_2}{v_3}$ (5.3)

Sağ arka tekerleğin sol ön tekerlek ile kıyaslanması: $\lambda_{4,1} = \frac{v_4 - v_1}{v_4}$ (5.4)

3. Aksların ortalama hızlarının birbiriyle kıyaslanması:

$\lambda_h = \frac{v_3 + v_4 - (v_1 + v_2)}{v_3 + v_4}$ (5.5)



Şekil 5.2 Arkadan itişli bir taşıtın virajdaki tekerlek hızlarına ilişkin karakteristik ölçüler (Burckard, 1993)

Şekil 5.2'ye göre tekerleklerin hızları aşağıdaki gibi olur:

$$v_1 = \omega \cdot \sqrt{(R - b/2) + l^2} \quad (5.6)$$

$$v_2 = \omega \cdot \sqrt{(R - b/2) - l^2} \quad (5.7)$$

$$v_3 = \omega \cdot (R - b/2) \quad (5.8)$$

$$v_4 = \omega \cdot (R + b/2) \quad (5.9)$$

$l=2,8$ m ve $b=1,4$ m olan bir taşıtın $R=28$ m yarıçaplı bir virajda hareket ettiğini düşünelim. Denklem (5.1)-(5.9)'un kullanılmasıyla bu taşıtın virajdaki tahriksiz hareketinde elde edilecek kayma değerleri hesaplandığında aşağıdaki değerler elde edilir.

$$\lambda_{3,1} = -0,0051 \quad \lambda_{3,2} = -0,0564 \quad \lambda_{ort} = -0,0050$$

$$\lambda_{4,2} = -0,0049 \quad \lambda_{4,1} = +0,0439$$

Aynı taraftaki tekerleklerin hızlarının mukayesesi 1000'in kesirleri mertebesinde negatif kayma değerleri vermektedir. Taşıt tahriksiz hareket ettiğinden kayma değerinin 0 olması gerekirdi, bulunan bu değerler hata olarak kabul edilebilir. Ancak bu hatanın mertebesi çok küçük olduğundan ihmal edilebilir. Aynı durum aksların ortalama hızlarının mukayesesinde de geçerlidir.

Çapraz tekerleklerin hızlarının kıyaslanmasında ise durum farklıdır. Viraja göre ön dış ve arka iç taraftaki tekerleklerinin hızlarının mukayesesinde ortaya çıkan hata $-%5$ 'in üzerindedir. Bu değere göre yapılacak bir ASR kontrolü sistemin çok geç devreye girmesi ile sonuçlanacaktır. Viraja göre ön iç ve arka dış taraftaki tekerleklerin mukayesesinde ise hata $%4$ 'ün üzerinde olmaktadır. Bu durumda da ASR sistemi erken devreye girecektir.

Çapraz tekerleklerin hızlarının kıyaslanması virajda hareket eden bir taşıt için hatalı sonuçlar verdiği için, binek araçlarında aynı taraftaki tekerleklerin hızlarının mukayesesi ile elde edilen kayma değerleri ASR kontrolü için kullanılmaktadır. Çapraz kontrolün ise büyük dingil mesafesine sahip araçlarda bazı kullanım avantajları bulunmaktadır (Burckardt, 1993).

5.4 ASR Kontrol Metotları

ASR sistemi, tekerlekler patinaj yaptığında hemen devreye girerek motor gücünü düşürmek amacıyla aşağıdaki yöntemleri kullanabilir.

- Gaz kelebeği açıklığına müdahale edilir
- Geç ateşleme yapılarak motor gücü düşürülür
- Geç ateşlemenin yeterli olmadığı durumlarda hiç ateşleme yapılmaz
- Bazı veya tüm silindirlere yakıt sevki kesilir

Yukarıda sıralanan metotlardan motor ekonomisi ve egzoz davranışı açısından en uygunu gaz kelebeğine müdahale edilerek motor gücünün, dolayısıyla momentin düşürülmesidir. Ancak bu yöntemin reaksiyon zamanı uzundur. Büyük gaz kelebeği açıklıklarından küçük değerlere geçene kadar ortalama 100 ms süre gerekmektedir. Buna ilaveten gaz kelebeği ile emme valfi arasındaki karışım motor tarafından tüketilene kadar da güç düşmeyecektir.

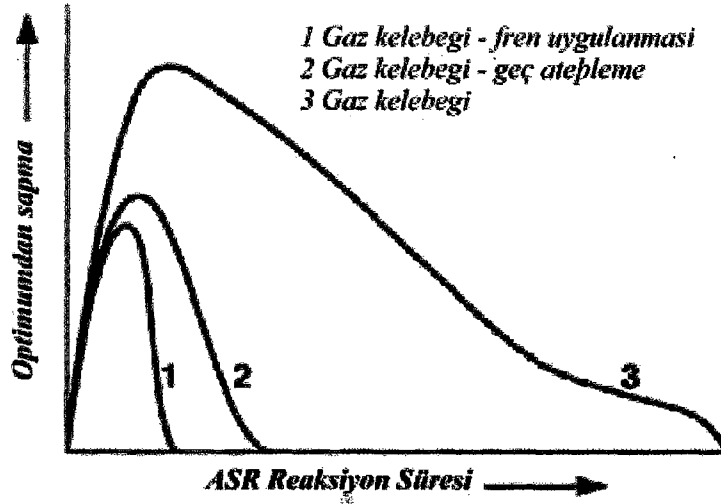
Geç ateşleme yapılmasıyla daha çabuk şekilde müdahale mümkündür, ancak burada da elektriksel zamanlama ve egzoz zamanlaması bakımından sınırlamalar vardır. Yüksek sürtünme katsayılı bir yoldan kaygan bir zemine geçildiğinde geç ateşleme yapılarak yeterli motor gücü düşüşü sağlanamayabilir.

Geç ateşlemenin yetersiz kaldığı bir durumda hiç ateşleme yapılmaması düşünülebilir. Bir araçta silindire giren taze dolgunun ateşlenmemesi, yanmamış yakıtın tamamen katalitik konvertöre gitmesi demektir. Bu durum katalitik konvertörün içindeki değerli ve pahalı metallerin (platinyum ve paladyum) yanmamış hidrokarbonlar ile reaksiyona girerek katalizörde aşırı bir sıcaklık artışına sebep olur, ve katalizör zarar görür. Bu sebepten ateşleme yapılmadan motor gücünün düşürülmesine maksimum 30 ms izin verilebilir.

Yakıt püskürtmeli motorlarda, püskürtmenin kesilmesi çok etkili bir yöntem olarak görülmektedir. Reaksiyon zamanı püskürtme yerine göre değişmektedir. Püskürtme emme valf inden önceki bir noktaya yapılıyorsa bu yöntem çok etkilidir. Ancak yine katalitik konvertörlü araçlarda λ sensöründen motor yönetim ünitesine hatalı sinyaller gitmemesi için sisteme ilave bir uyarı modülü eklemesi yapılmalıdır.

Gelecekte çevre koruma kanunları çerçevesinde tüm taşıtlar katalitik konvertör ile donatılacağından, yukarıda açıklanan yöntemlerden ateşlemenin yapılmamasının kullanılması uygun değildir. Bu yöntemlerin kullanılmasıyla 200-250 ms içinde motor gücü, dolayısıyla moment düşürülmelidir.

Şekil 5.4'te ASR'nin kullandığı yöntemlerin tepki zamanı açısından bir kıyaslaması görülmektedir.



Şekil 5.4 Çeşitli kontrol yöntemlerinin reaksiyon zamanlarının mukayesesi (Driving Safety Systems, 1999)

5.4.2 Fren Momenti Uygulayarak

Tahrik tekerleklerine fren momenti uygulanarak patinajın önlenmesinde de yine belli bir kayma değeri kriter olarak kullanılır. Aynı taraftaki ön ve arka tekerlek çevresel hızları kıyaslanır ve hız farkı belirli bir seviyeye ulaşınca tahrik tekerleklerine fren momenti etkilendirilerek patinaj önlenir. Böyle bir kumanda yönteminde, sürücü etkisinden bağımsız olarak fren momenti uygulanması için araçtaki mevcut ABS sistem komponentlerinden faydalanılır.

Fren momenti ile müdahalede reaksiyon zamanı Şekil 5.4'te görüldüğü gibi oldukça kısadır. Buna rağmen ABS sisteminin reaksiyon süresine göre ise oldukça uzundur. Bunun sebebi ABS sistemi, fren sisteminde basınç yükseldikten sonra devreye girmektedir. Halbuki ASR sisteminde, fren devresindeki tüm basıncın yükselmesinin ardından etki ortaya çıkmaktadır. Fren basıncının yükselme hızı bazı sebeplerden dolayı 1000 bar/s ile sınırlıdır. Özellikle kuru bir zeminden kaygan bir zemine geçildiğinde tekerleklerin patinajının önlenmesi için yüksek bir fren momentine ihtiyaç duyulacaktır. Böyle bir durumda basıncının yükselmesi 200 ms gibi bir süre alabilir.

Ancak ASR sistemi her zaman bu kadar yüksek bir fren basıncına ihtiyaç duymayacaktır. Ortalama olarak fren basıncının yükselme süresi 60 ms olarak alınabilir. Bu süre ABS sisteminin 15 ms'lik kayıp zamanlarına göre yine de yüksektir. ASR sistemi için gerekli olan

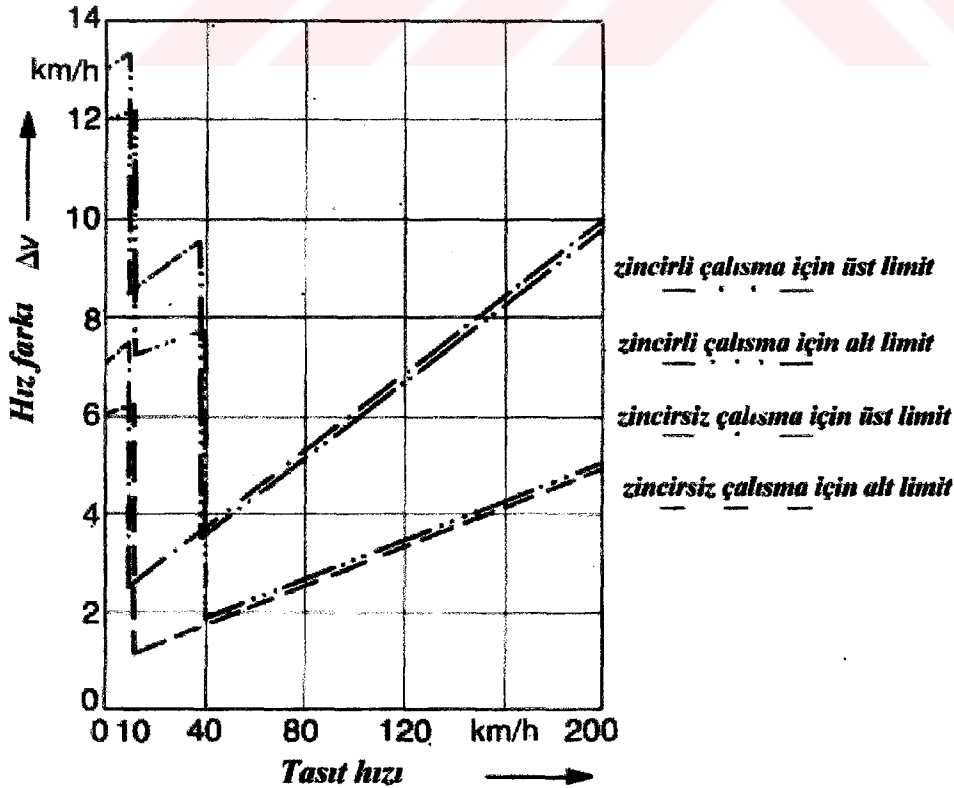
hidrolik enerji yüksek basınçlı bir hidropnömatik akümülatör veya bir hidrolik pompa ile sağlanır.

Sistem ön ve arka tekerlek hız farkları ve taşıt ivmelenmesini göz önünde bulundurarak belli sınır değerler aşıldığında fren momenti uygulama prensibine göre çalışır. Burada iki ayrı çalışma şartı esastır.

1. zincirsiz çalışma
2. zincirli çalışma

Bu ayrımın sebebi, lastiğin çevresel kuvvet iletebilmesi için gerekli olan kayma değerinin zincir takılmış tekerlekte artmasıdır. Normal yollarda düşük bir kayma değeri ile maksimum çekiş kuvveti sağlanabilir iken zincir takılmış bir lastikte bu karakter değişmektedir. Zincir takılmış bir aracın yüksek bir çekiş gücü sağlayabilmesi için tekerleklerinin bir miktar patinaj yapmasına izin verilmelidir. Bu yüzden normal çalışma için belirlenen sınır değerler bir miktar artırılarak zincirli çalışma için gerekli olan sınır değerler belirlenir.

Şekil 5.5'te fren momenti uygulanması için belirlenmiş olan sınır değerler zincirli ve zincirsiz çalışma için taşıt hızının fonksiyonu olarak verilmektedir.



Şekil 5.5 Fren momenti uygulanması için sınır değerler (Burckardt, 1993)

* 10 km/h altındaki hızlar için

$$\text{üst sınır} \quad \Delta v_0 = 7 + 0,04.v \quad [\text{km/h}]$$

$$\text{alt sınır} \quad \Delta v_0 = 6 + 0,02.v \quad [\text{km/h}]$$

* 10 km/h üzerindeki hızlar için

$$\text{üst sınır} \quad \Delta v_0 = 2 + 0,04.v \quad [\text{km/h}]$$

$$\text{alt sınır} \quad \Delta v_0 = 1 + 0,02.v \quad [\text{km/h}]$$

* Tüm hızlar için ivme sınırı

$$\text{üst sınır} \quad dv/dt = 1g$$

$$\text{alt sınır} \quad dv/dt = -1g$$

Zincirli kullanım için hız farkları ve dolayısıyla sınırlar aşağıdaki gibi değişmektedir;

* 10 km/h altındaki hızlar için

$$\text{üst sınır} \quad \Delta v_0 = 13 + 0,04.v \quad [\text{km/h}]$$

$$\text{alt sınır} \quad \Delta v_0 = 12 + 0,02.v \quad [\text{km/h}]$$

* 10 km/h ve 38 km/h arasındaki hızlar için

$$\text{üst sınır} \quad \Delta v_0 = 8 + 0,04.v \quad [\text{km/h}]$$

$$\text{alt sınır} \quad \Delta v_0 = 7 + 0,02.v \quad [\text{km/h}]$$

* 38 km/h üzerindeki hızlar için

zincirsiz kullanım için geçerli olan sınırlar geçerlidir

* İvme sınırları

zincirsiz kullanım için geçerli olan sınırlar geçerlidir

Bu sınır değerlere göre ASR sisteminin ürettiği kontrol sinyalleri aşağıdaki mantık güdülerek oluşturulmaktadır. Üst sınırın üzerindeki hız farkı bölgesini A, iki sınır arasındaki bölgeyi B, ve alt sınırın altındaki hızları kapsayan bölgeyi C ile tanımlayalım. Aynı şekilde ivme sınırlarına göre bir tanımlama yapalım; üst sınırın üstü D, sınırlar arası E ve alt sınırın altı F olsun.

Kontrol ünitesinin üreteceği sinyaller:

- (+) darbeli basınç artışı (-) darbeli basınç düşüşü
 (++) sürekli basınç artışı (--) sürekli basınç düşüşü
 (0) basınç değiştirilmez

Fren basıncının ayarlanması aşağıdaki tabloya göre yapılır.

	D	E	F
A	++	+	0
B	0	0	-
C	0	-	--

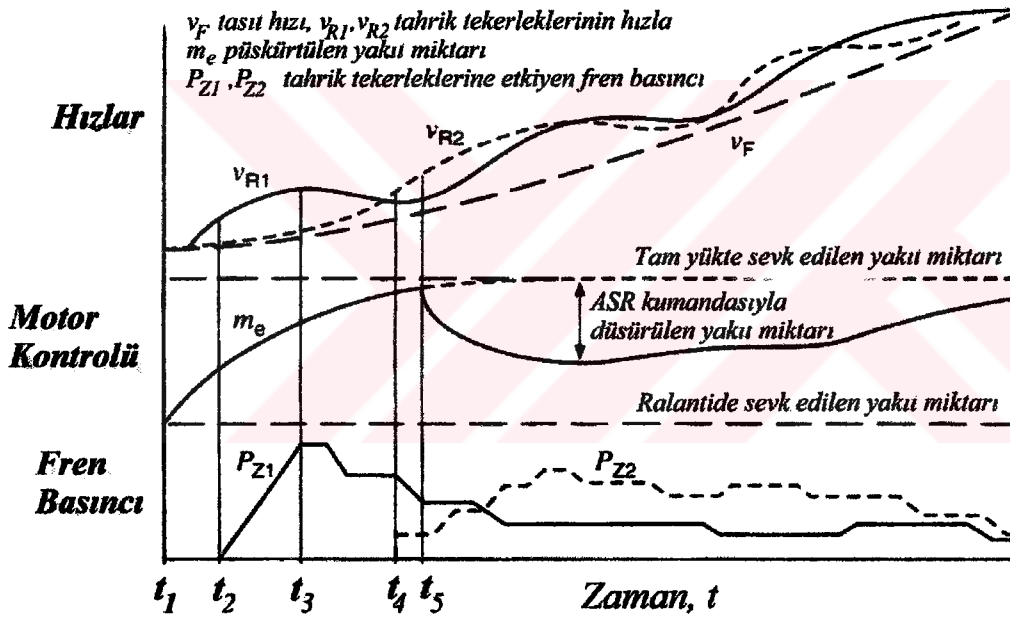
Buna göre bir tekerleğin patinaj sırasındaki ivmelenmesi $1g$ değerinin altındaysa (E bölgesi – üst limitin altında), ve hız farkı da üst limitin üzerindeyse (A bölgesi) sistem darbeli basınç artışı ile tahrik tekerine fren momenti uygulayacaktır. Veya hız farkı üst limitin üzerindeyse (A bölgesi) ve tekerlek yavaşlama ivmesine sahipse (F bölgesi) sistemdeki mevcut basınç sabit tutulacaktır, hız farkı sınırlar arasında çekildiğinde ise basınç azaltılacaktır.

5.4.3 Kombine Patinaj Önleme

Tek başlarına yukarıda bahsedilen her 2 metodunda eksik tarafları vardır. Motor gücüne müdahalede reaksiyon zamanı yeterli olamamakta, bazı durumlarda da fren momentinin artırılması patinajı ortadan kaldıramamaktadır. Her iki sistemin birlikte kullanıldığı etkin bir kontrol sistemi 1968 yılında Daimler-Benz tarafından patenti alınarak kullanılmıştır. Bu yöntemde her iki sistemin avantajlı yanları etkin olarak kullanılırken, olumsuz tarafları diğerinin özellikleriyle kapatılmıştır.

Sistem şu şekilde çalışmaktadır: Bir tekerlek patinaja başladığında o tekerleğe hemen fren momenti etki ettirilir. Bu prosesin çok çabuk devreye girmesi için hidrolik akümülatör hidrolik enerji kaynağı olarak kullanılır. Ayar mantığındaki optimum kayma değerine düşünceye kadar tekerlek frenlenir. Bu işlemin belirli bir süre sürmesi veya optimum kayma değerine düşülmemesi sonucu yavaşça gaz kelebeği kapatılır. Motora müdahale ile kontrolün tam olarak devreye girdiği durum ise her iki tekerleğin de beraber patinaj yaptığı durumdur. Burada da önce frenler devreye girer. Motor momentinin de düşürülmesiyle kısa zamanda patinaj önlenmiş olur.

Bu şekilde bir kontrolde yüksek basınçlı hidrolik bir akümülatör kullanılması hem kısa ömürlü olması hem de yüksek fiyatı sebebiyle sistemin zayıf tarafı olarak gösterilmiştir. Bunu önlemek için hidrolik basıncın elektrik motoruyla tahrik edilen bir pompayla sağlanması düşünülmüştür. Böyle bir yöntemde hidrolik basıncın artırılma hızı teknik nedenler sebebiyle sınırlı olmaktadır ve fren uygulama yöntemi böylece kontrolün yavaş metodu haline gelmektedir. Bu tip bir kontrolde motor gücüne; geç ateşleme, yakıtın kesilmesi ve gaz kelebeğine kumanda verilerek müdahale edilir. Modern elektronik yönetim modülüyle donatılmış bir araçta makul reaksiyon zamanları elde edilebilmektedir. Bu sırada da pompa hidrolik basıncı artırarak gerekli tekerleklere fren momenti uygulayarak kombine bir kontrol sağlanmış olur. Elektrik motorlu bir pompa kullanılması yöntemiyle yüksek bir performans elde edilemese bile kullanışlı ve ucuz bir kumanda yöntemi sağlanmış olur.



Şekil 5.6 Diesel motorlu bir taşıtta kombine çevrim çalışması (Driving Safety Systems, 1999)

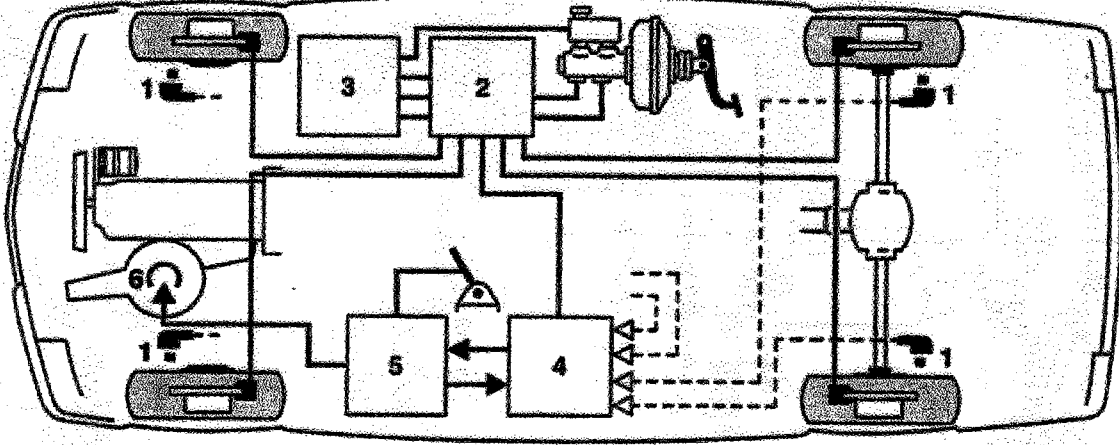
5.5 Çeşitli ASR Versiyonları

Bu kısımda benzinli motorlu taşıtlarda kullanılmakta olan bazı ASR sistemleri incelenecektir.

5.5.1 ASR2-DKB

ABS2 sistemi üzerine kurulmuş olan bu sistem, gaz kelebeğine (DK=Drosselklappe) müdahale ederek ve fren momenti uygulayarak patinaj kontrolünü sağlar. Şekil 5.7 ve 5.8 de sistemin kontrol ve hidrolik şemaları görülmektedir.

1. Tekerlek hız sensörü 2. ABS hidrolik modülörü
3. ASR hidrolik modülörü 4. ABS/ASR kontrol ünitesi
5. EMS kontrol ünitesi 6. Gaz kelebeği

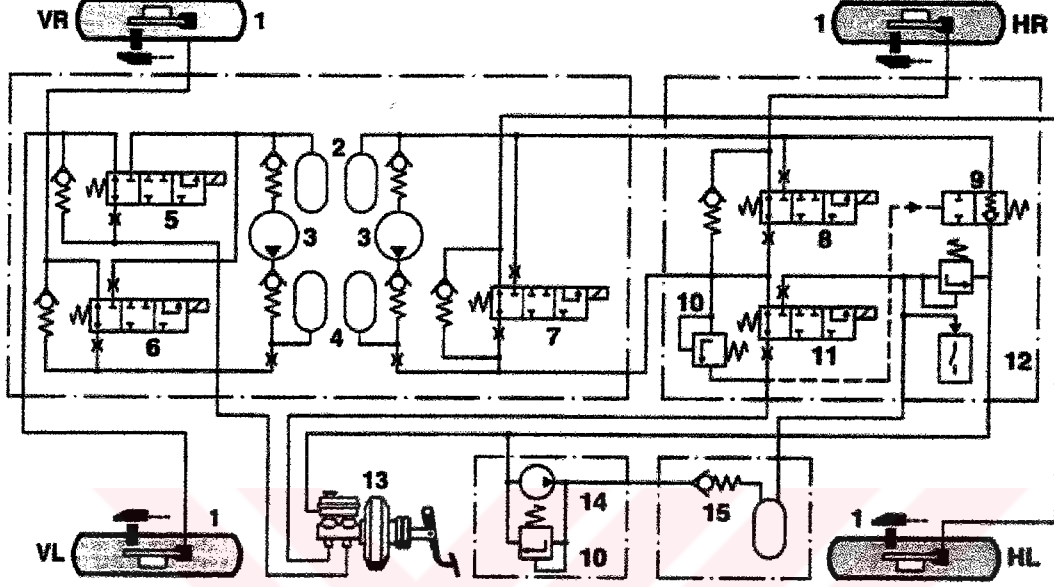


Şekil 5.7 ASR2-DKB kontrol elemanları şeması (Driving Safety Systems, 1999)

Motor müdahale: Gaz kelebeği pozisyonu ABS/ASR kontrol ünitesinden gelen sinyallerle EMS sistemi vasıtasıyla sürücü etkisinden bağımsız olarak değiştirilerek motor gücü azaltılır.

Fren uygulaması: ABS2S sisteminde mevcut olan komponentlerin de kullanılmasıyla tahrik tekerleklerine fren uygulayarak patinaj kontrolü sağlanır. Sisteme eklenen ilave bir pilot valf (11) vasıtasıyla normal frenleme pozisyonundan ASR çalışma pozisyonuna geçilir. Bu sayede sürücüden bağımsız olarak, hidrolik akümülatörden (15) sağlanan basınçlı hidrolik sıvısı ile ilgili tahrik tekerlekleri frenlenir. ABS çalışmasında olduğu gibi 3 konumlu selenoid valfler (5...8) vasıtasıyla basınç ayarlaması yapılır. Basınç ayarlaması patinaja başlayan tekerleğin algılanmasıyla ABS/ASR kontrol ünitesinden gelen sinyallerle yapılır. Geri dönüş pompası (3) ASR aktif iken tekerlek silindirlindeki basıncın azaltılması için çalışır, boşaltılan hidrolik sıvısı hidrolik modülöre gönderilir. Bir başka pompa (14), ABS/ASR çalışmaz iken hidrolik modülörü doldurur.

- | | | |
|----------------------------|-----------------------------|-------------------------|
| 1. Tahrik tekerlekleri | 2. Akümülatör | 13. Anamerkez silindiri |
| 3. Geri dönüş pompası | | 14. Doldurma pompası |
| 4. Damper | 5...8 ABS selenoid valfleri | 15. Akümülatör |
| 9. Yük algılama valfi | | |
| 10. Basınç sınırlama valfi | 11. ASR pilot valfi | |

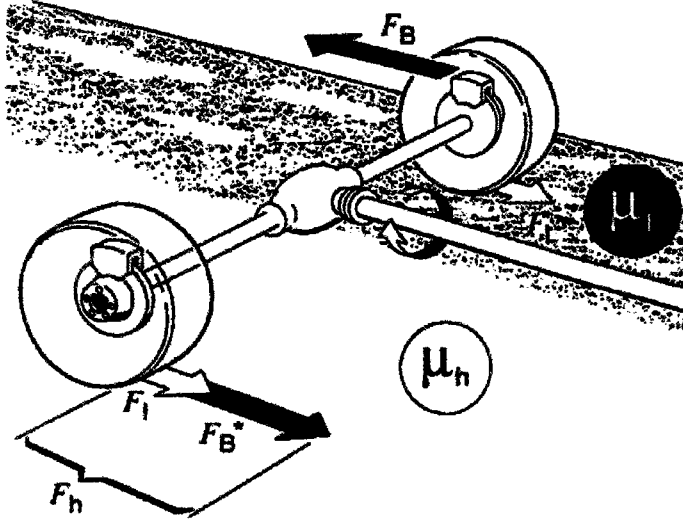


Şekil 5.8 ASR2-DKB hidrolik devre şeması (Driving Safety Systems, 1999)

Frenleme etkisi aynı zamanda diferansiyel kilidi etkisi de yaratır. Bu sayede ASR sistemi seyir stabilizesini düzenlediği gibi, çekiş gücünü düzenleyici/artırıcı bir etkiye sahip olur. Şekil 5.9'da ayrıktürünme katsayılı bir yol üzerinde bulunan taşıt görülmektedir. Yüksek sürtünme katsayılı (μ_h) taraftaki tekerlek F_h çevresel gücünü iletebilecek durumda iken, düşük sürtünme katsayılı (μ_l) taraftaki tekerlek F_l çevresel gücünü iletebilir. Ancak diferansiyel etkisi sebebiyle bu taşıttın faydalanabileceği maksimum çekiş kuvveti $2.F_l$ kadar olacaktır. ASR sistemi patinaj yapan tekerleğe F_B fren kuvvetini uygular. Bu sayede taşıttın faydalanabileceği maksimum çekiş kuvveti F_{top} ;

$$F_{top} = F_h + F_l = 2.F_l + F_B$$

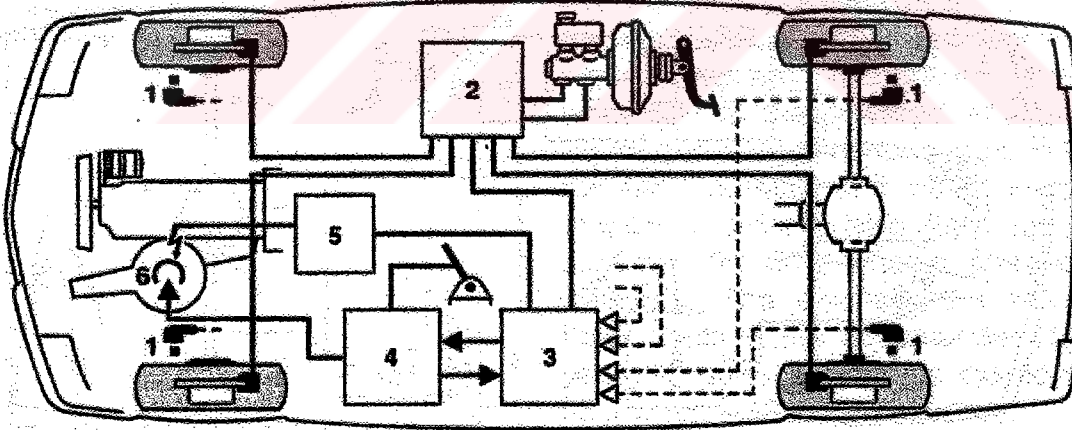
...kadar olur.



Şekil 5.9 Ayrık sürtünme katsayılı yolda ASR'nin diferansiyel kilidi etkisiyle çekiş gücünü artırması

5.5.2 ASR2-DKZ/MSR

1. Tekerlek hız sensörü
2. ABS hidrolik modülörü
3. ABS/ASR kontrol ünitesi
4. EMS kontrol ünitesi
5. Motronic kontrol ünitesi
6. Gaz kelebeği



Şekil 5.10 ASR2-DKZ/MSR kontrol elemanları şeması (Driving Safetys Systems, 1999)

ABS2 sistemi üzerine geliştirilmiş bir sistemdir. EMS sistemi ile gaz kelebeğine müdahale eder (DK), bunun yanında ateşleme ve püskürtme sistemine de müdahale ederek patinaj kontrolü sağlar. Fren momenti metodu kullanılmaz, ABS hidrolik sistemindeki elemanlar

değiştirilmezken ABS elektronik kontrol devresi ASR fonksiyonlarını da kapsayacak şekilde geliştirilir. Şekil 5.10'da kontrol elemanlarını gösteren şema görülmektedir.

MSR Motor Freni Kontrolü

Özellikle düşük sürtünme katsayılı yollarda düşük vitese geçildiğinde veya gaz pedalı ani olarak bırakıldığında, motorun frenleme etkisiyle tahrik tekerleklerinde kontrolsüz bir kilitleme oluşabilir. MSR sistemi böyle bir durumda devreye girer, sürücü etkisinden bağımsız olarak (EMS – elektronik gaz pedalı) bir miktar gaz uygulayarak motorun frenleme etkisini hafifletir. Böylece taşıt stabilitesi açısından tehlikeli bir durumun oluşması önlenmiş olur.

Motora müdahale: Bu sistem öncelikli olarak ateşleme ve püskürtme sistemine motor yönetim ünitesi vasıtasıyla etki ederek patinaj kontrolü sağlar. Tekerleklerde bir patinaj tehlikesi oluştuğunda ateşleme zamanı geciktirilerek motordan alınan güç düşürülür. Eğer bu yeterli olmazsa ateşleme yapılmaz, aynı zamanda püskürtme de durdurulur. Ateşlemenin yapılmadığı ve püskürtmenin durdurulduğu durumdan tekrar ateşleme yapılarak motordan güç alınmaya başlanmasında yumuşak bir çalışma sağlamak amacıyla, geç ateşleme yapılarak devreye girilir. Daha sonra optimum ateşleme zamanı tekrar sağlanır, bu sayede darbeli bir güç ile sistemin zarar görmesi de önlenmiş olur.

6. DEĞERLENDİRME ve SONUÇ

Karayolları taşıtlarının emniyet özelliklerini saptayan en önemli elemanlardan birisi, tekerlek kuvvetlerinin yola ileterek taşıtın istenen hareket ve doğrultu kontrolünü sağlayan havalı lastik tekerlektir. Ancak tekerlek ile zemin arasında herhangi bir şekil bağlantısı olmadığından iletilebilecek maksimum kuvvet sınırsız olmayıp, zeminle lastik tekerlek arasındaki kuvvet bağlantı katsayısına bağlıdır. Kuvvet bağlantı katsayısı ise kaymanın (s) bir fonksiyonu olup seyri tahrik ve fren için aynı karaktere sahiptir.

Lastikten yola iletilebilecek çevresel kuvvetin değeri düşük bir kayma değerinde ($\approx 20\%$) maksimumdan geçmekte, bloke olmuş tekerlek için ise daha düşük bir değer almaktadır.

Lastiğin taşıyabileceği yanal kuvvet ise, kayma ve kayma açısının fonksiyonu olmaktadır ($F_y=f(s,\alpha)$). Yanal kuvvet kayma açısının artan değerleri ile artmakta, bir maksimumdan ($\alpha \approx 12^\circ$) geçtikten sonra azalmaktadır. Yanal kuvvet iletiminde kayma değerinin etkisi ise, taşıt ve seyir emniyeti açısından kritiktir. Artan kayma değeri ile beraber yanal kuvvet katsayısı azalmakta, bloke olmuş tekerlekte ise yanal kuvvet taşınması mümkün olmamaktadır.

Lastik tekerleğin bu karakteri, taşıt emniyetinin korunması maksadıyla lastik blokajının veya patinajının engellenmesi gerekliliğini ortaya koyar. Öyle ki ön tekerleklerin yanal kuvvet taşıyamaması taşıtın sürücü kumandasıyla doğrultu kontrolünün yapılmasını imkansız hale getirir. Daha da kötüsü arka tekerleklerin blokajıdır. Bu durumda taşıta etkiyen en ufak yanal kuvvet kararsız seyir sebebiyle taşıtın arkasının kontrolsüz şekilde savrulmasına sebep olur. Sürücü kumandasıyla taşıtın kontrolünün sağlanamaması anlamına gelen her iki durum, taşıt ve içerisindekilerin emniyetinin kaybolarak tehlikeli sürüş ortamına girmeleriyle sonuçlanır, büyük olasılıkla trafik kazası kaçınılmazdır.

Bu durumun önüne geçilmesi maksadıyla frenleme sırasında tekerleklerin bloke olmasını engelleyen ABS fren sistemi ve tahrikte oluşacak tehlikeyi bertaraf etmek için ASR anti-patinaj sistemleri geliştirilmiştir.

Her iki sistemin de temelde yapması gereken tekerleğin yüksek kayma değeriyle hareket ettiğini algılayarak bunu engelleyecek kontrol mekanizmasını devreye sokacak sinyalleri üretmektir. Zaman çok kısıtlı olduğundan mekanik yöntemler kullanılmaz, elektronik kontrol esastır.

ABS

ABS sistemi tekerlek blokajını 2 şekilde algılar.

1. Tekerleğin belirli bir kayma değerinden sonra ivmesinin ani olarak artması karakterinden faydalanılır. Bu yöntemde tekerlek ivmesi taşıtın erişebileceği fiziksel ivme sınırının üzerine çıktığında blokajın başladığı düşünülür

Bazı durumlarda tekerlek ivmesi belirlenmiş sınır değerine çıkmadan da tekerlek kilitlenmesi başlayabilir, bu durumda tekerleğin kayma değerinden faydalanılır:

2. Tüm tekerleklerin hızları birbirleriyle kıyaslanarak en hızlı dönen tekerleğin hızı referans olarak alınarak belirli bir kayma değerinin üzerine çıktığında blokajın başladığı düşünülür. Bu yöntem tek başına kullanılamaz çünkü tüm tekerleklerin blokaja gittiği durumda referans hız kaybolacaktır.

Tekerleklerin tehlikeli bölgeye girdiği algılandığında kontrol mekanizması sürücü kumandasından bağımsız olarak devreye girer.

ABS'nin blokajı önlemek için sisteme müdahalesi, ilgili tekerleğin fren basıncını önce azaltıp sonra tekrar artırarak tekerleğin optimum kayma değerinde frenleme yapılmasını sağlayarak olur. Düz yolda yapılan frenlemede tekerleğin optimum kayma değeri civarında frenlenmesi sayesinde frenleme mesafesi kısalmır. Virajda yapılan frenlemede ise fren mesafesi bir miktar uzar. Ancak buradaki esas kazanç taşıtın doğru kontrolünün ve stabilizesinin kaybolmadan frenlenmesidir, böylece taşıt güvenli seyir çizgisini kaybetmeyerek emniyetli bir şekilde durdurulabilir.

ABS kontrolünde çeşitli algoritmalar kullanılarak bazı avantajlar sağlanır.

1. Tekil kontrol: Her tekerlekte maksimum frenleme kuvveti, dolayısıyla maksimum taşıt ivmesi elde edilir. Ancak ayırık yolda sağda ve solda farklı mertebelerde fren kuvveti oluşacağından, taşıtta yüksek sürtünme katsayılı tarafa doğru sapma eğilimi oluşur. Genellikle taşıtların ön akslarında kullanılır.
2. Düşük katsayıya göre kontrol: Genelde arka aksta kullanılır. Her iki tekerleğin fren basıncı da düşük katsayılı taraftaki tekerleğe göre kontrol edilir, böylece savrulma momenti etkisi görülmez. Bu durum ilave bir emniyet unsuru olarak düşünülebilir ancak potansiyel frenlemenin tümünden faydalanılamaması da bir dezavantajdır.

3. Yumuşatılmış tekil kontrol: Ayrık yolda ortaya çıkan savrulma momenti etkisini azaltmak için düşünülmüştür. Aynı aksın tekerleklerindeki fren basıncı önce düşük sürtünme katsayılı taraftaki tekerleğe göre ayarlanır, daha sonra yüksek sürtünme katsayılı taraftaki tekerleğin fren basıncı giderek kendi fiziksel sınırına kadar artırılır.

Sistemde kullanılan kanal sayısı da maliyeti etkileyen bir unsur olarak ön plana çıkmaktadır. Özellikle yüksek hacimlerde satış yapılabilmesi için maliyetin düşürülmesi gerekmektedir. Bu sebepten 2 kanallı sistemler küçük ekonomi sınıfı otomobillerde kullanılmaktadır. Bu sistemler pahalı olan 4 kanallı ve her tekerleğin ayrı olarak kontrol edildiği sistemler kadar performans vermese de, maliyet-performans açısından bakıldığında büyük bir kazançtır.

ASR

ASR sisteminde ise patinajın algılanması için tahrik tekerlekleri ile diğer tekerleklerin hızları mukayese edilir. Hız farkı belirli bir değere ulaştığında patinajın başladığı kabul edilerek sisteme müdahale edilir. ASR sistemi tek tekerin patinaj yapması durumunda bu tekere fren momenti uygular. Fren momenti uygulanmasının yeterli olmadığı veya her iki tekerleğin de patinaj yaptığı durumlarda (ki bu durumda motor momentinin çok yüksek olduğu düşünülür) çeşitli yöntemlerle motor gücü, dolayısıyla döndürme momenti azaltılarak patinajın önüne geçilir.

ABS/ASR sistemleri, taşıt emniyetini artırmak amacıyla en son teknolojinin kullanıldığı elektronik kontrol yöntemleridir. Günümüzde de büyük otomobil üreticisi şirketler ARGE departmanlarına büyük yatırımlar yaparak bu teknolojinin gelişmesini desteklemektedirler. Bunun sonucu olarak da ESP (Electronic Stability Program), ASC (Automatic Stability Control), PSM (Porche Stability Management System) gibi yeni sistemler her geçen gün yeni model arabalarda karşımıza çıkmaktadır.

Ancak ABD’de NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration) tarafından yapılan bir araştırmada çıkan sonuç ABS sistemine duyulan güveni sarsmıştır. Bu rapora göre ABS’nin kullanılmasıyla birlikte kazalarda beklenildiği oranda bir düşüş olmamıştır. Hatta taşıtların sabit cisimlere çarptıkları kaza oranının toplam kazalar içindeki oranı artmıştır. Bunun sebebi ise normal bir sürücünün ABS sistemi ile hangi manevraları gerçekleştirebileceğinin farkında olmamasından kaynaklanmaktadır. Önüne çıkan tehlikeden ABS sayesinde sıyrılan sürücü yol kenarındaki sabit cisimlere çarpmaktadır. Sürücü ilk olarak bir tehlike anında ABS ile tanışmakta, hatta çoğu sürücünün ABS’nin fren pedalında yarattığı titreşimden korkarak ayağını pedaldan çektiği anlaşılmıştır. Bunun önüne geçmek için ABD

bir kampanya başlatılmıştır. Sürücülerin boş bir arazide ABS’li taşıtlarının manevra kabiliyetlerini sınyarak tecrübe kazanmaları sağlanmaya çalışılmaktadır.

ABD’deki bu durum mevcut sistemin insanlara tam olarak öğretilmemesinden kaynaklanan bir strateji hatası olarak yorumlanmaktadır. Bilimsel olarak ise bu sistemlerin taşıt ve seyir emniyetini artırdığı yadsınmaz bir gerçektir. Bu çerçevede düşünöldüğünde, önümüzdeki yıllarda taşıt seyir emniyetini artırma amacıyla geliştirilmiş elektronik kontrol sistemlerinin taşıtlarda daha yaygın olarak kullanılması kaçınılmazdır.



KAYNAKLAR

BOSCH, (1996), Automotive Handbook 4th Edition, Robert Bosch GmbH

Burckardt, M., (1993), Fahrwerktechnik: Radschlupf Regelsysteme, Germany

BOSCH, (1999), Driving Safety Systems, Robert Bosch GmbH, Germany

Erzi, A.I, (2001), “Taşıt Tekniği Ders Notları”, İTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, İstanbul (yayınlanmamış)

Göktan, A.G, Güney, A., Ereke, M., (1995), Taşıt Frenleri, Alliedsignal Automotive Türkiye, İstanbul

Limpert, R., (1992), Brake Design and Safety, Society of Automotive Engineers Inc, United States of America

Yavaşlıol, İ., (1998), “Taşıt Tekniği Ders Notları”, YTÜ Makina Mühendisliği Bölümü, İstanbul (yayınlanmamış)

Zomotor, A., (1991), Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, Germany

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi: 16.05.1975
Doğum yeri: Londra
Lise: 1986-1994 Galatasaray Lisesi
Lisans: 1994-1998 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü – Enerji
Çalıştığı Kurumlar: 1999-2001 Ford OTOSAN AŞ.

