

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

106233

TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİNİN EMNİYET
KRİTERLERİNİN SEÇİLEN UYGULAMALAR İÇİN
ETÜDÜ

Mak.Müh. Özgür Ali TAŞTEKİN

F.B.E Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Makinaları Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

106233

Tez Danışmanı : Prof. İrfan YAVAŞLIOL

Prof. Dr. Ertuğrul AŞLAN

Prof. Dr. Orhan DENİZ

Prof. İrfan YAVAŞLIOL

İSTANBUL 2001

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MERKEZİ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ÖNSÖZ.....	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tekerlek Askı Sistemleri.....	1
1.2 Tekerleğin Askı Sistemi İçindeki Hareket Şekilleri.....	2
1.3 Taşıt Eksen Sistemi.....	3
1.4 Taşıt Dönme Merkezi.....	5
2. TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ ve HAREKET MEKANİZMALARI.....	7
2.1 Katı Aks.....	7
2.1.1 Yaprak Yaylı Katı Aks Sistemi.....	8
2.1.2 Boyuna Yön Vericili ve Panhard Çubuklu Katı Akslar.....	10
2.1.3 Üç noktadan Asılmış Katı Aks.....	13
2.1.4 Dört Noktadan Asılmış Sabit Aks.....	14
2.2 Bağımsız Tekerlek Askı Sistemleri.....	16
2.2.1 Çift Enine Yönvericili Askı Sistemleri.....	17
2.2.2 Mc Pherson Yaylı ve Amortisörlü Ayak.....	22
2.2.3 Boyuna-Enine Yönvericili Askı Sistemleri.....	26
2.2.4 Boyuna Yönvericili Bağımsız Askı Sistemi.....	27
2.2.5 Sarkaç Aksalar.....	29
2.3.6 Eğik Yönvericili Bağımsız Askı Sistemleri.....	31
2.3 Birleşik Yönvericili Askı Sistemi.....	34
3. TEKERLEKLERİN İNCELENMESİ.....	37
3.1 Tekerlekler.....	37
3.2 Lastiklerin İşaretlenmesi.....	38
3.3 SAE Lastik Eksen Sistemi.....	41
3.4 Tekerleğe Etkiyen Kuvvetler.....	41
3.5 Tekerlek Mekaniği ve Hesaplamalar.....	46
3.5.1 Yuvarlanma Çevresi ve Seyir Hızı.....	46
3.5.2 Tekerleğin Yaylanma Davranışı.....	47
3.5.3 Yuvarlanma Direnci.....	49
3.5.4 Kayma.....	50
3.5.5 Sürtünme Katsayıları.....	51
3.5.6 Yatay Kayma ve Yanal Kuvvetler.....	52
3.5.7 Sonuç Sürtünme.....	53

4.	TAŞITA TEKERLEK TEPKİ NOKTASINDA ETKİYEN KUVVETLER	57
4.1	Taşıt ve Gövde Ağırlık Merkezleri.....	57
4.2	Taşıta Etkiyen Kuvvetler.....	59
4.2.1	Ağırlıklar ve AksYükleri.....	59
4.2.2	Taşıtın İşletmesinde Oluşan Kuvvetler.....	60
4.2.2.1	Hareket Şartında Oluşan Aks Yükleri.....	60
4.2.2.2	Hareket Şartında Oluşan Yanal kuvvetler.....	63
4.2.2.3	Atalet Kuvvetleri.....	64
4.2.2.4	Fren Kuvvetleri.....	67
4.2.2.4.1	Yığılma (şahlanma açısı) Açısının Hesaplanması.....	69
4.2.2.4.2	Ağırlık Merkezi Yeri Değişiminin Hesaplanması.....	70
4.2.2.4.3	Örnek Taşıt için Sayısal Değerlerin Hesaplanması.....	70
4.2.2.5	Çeki kuvvetleri.....	73
5.	ASKI SİSTEMİNDE OLUŞAN KUVVETLER ve ZORLANMALAR.....	77
5.1	Giriş.....	77
5.2	Katı Aks Askı Sistemlerinde Oluşan Kuvvetlerin Hesaplanması.....	77
5.2.1	Dört Noktadan Asılmış Katı Aks Askı Sistemindeki Kuvvetler.....	77
5.2.1.1	Hareket Şartında Askı Sistemine Etkiyen Kuvvetler.....	78
5.2.1.2	Uygulama.....	82
5.2.1.2.1	Tekerlek Tepki Noktasındaki Kuvvetler.....	85
5.2.1.2.2	Askı Sistemine Etkiyen Kuvvetlerin Hesaplanması.....	86
5.2.2	Yaprak Yaylı Askı Sisteminde Bağlantı Noktalarındaki Kuvvetler.....	89
5.2.2.1	Uygulama.....	90
5.2.2.1.1	Askı Sistemine Etkiyen Kuvvetlerin Hesaplanması.....	92
5.3	Bağımsız Askı Sisteminin Etkiyen Kuvvetlerin Hesaplanması.....	94
5.3.1	Mc Pherson Askı Sistemine Statik Durumda Etkiyen Kuvvetler.....	94
5.3.2	Hareket Şartında Etkiyen Kuvvetlerin Hesaplanması.....	99
5.3.3	Uygulama.....	103
5.3.3.1	Askı Sistemine Etkiyen Kuvvetlerin Hesaplanması.....	107
6.	ÇÖZÜLEN UYGULAMALARIN EMNİYET KONTROLÜ ve SONUÇLAR... ..	111
6.1	Giriş	111
6.2	Mukavemet Ön Bilgi	111
6.3	Kuvvetleri Çözömlenmiş Askı Sistemlerinin Mukavemet Kontrolü	114
6.3.1	Dört Noktadan Asılmış Katı Aks Sisteminin Mukavemet Kontrolü.....	114
6.3.1.1	Emniyet Kriterinin Bulunması	116
6.3.2	Mc Pherson Sisteminde Piston Kolunun Mukavemet Kontrolü	117
6.3.2.1	Emniyet Kriterinin Bulunması	119
6.3.3	Yaprak Yaylı Katı Aks Askı Sisteminin Mukavemet Kontrolü.....	120
6.3.3.1	Emniyet Kriterinin Bulunması	123
6.4	Sonuçlar	124
	KAYNAKLAR.....	125
	ÖZGEÇMİŞ.....	126

SİMGE LİSTESİ

Referans Noktaları

B	Gövde ağırlık merkezi
M	Merkez noktası
N	Tekerlek tepki noktası
P	Aks ani dönme merkezi
R	Dönme merkezi
S	Taşıtlık ağırlık merkezi
U	Tekerlek merkezi

İndisler

a	ivmelenme
B	Frenleme (bütün taşıtlık için)
b	Frenleme (tek tekerlek için)
Bo	Taşıtlık gövdesi
c	Atalet
co	Viraj alma
din	Dinamik
f	Ön
fr	Sürtünme
l	Sol taraf
lo	Yüklü durum
m	Kütle
max	Maksimum
min	Minimum
o	Virajın dış tarafı
pl	Kısmi yüklü durum
r	Arka
Ro	Gövde dönme merkezi
sl	Kayma durumu
stat	Statik
t	Toplam
u	Asılmamış ağırlık
ul	Yüksüz Durum
V	Bütün Taşıtlık
w	Tekerlek
x	Uzunlamasına doğru
y	Yatay doğru
z	Düşey doğru
z,w	Tekerlek tepki noktasında düşey

Uzunluklar ve Mesafeler (mm,cm veya m)

Δb	İz genişliği değişimi
b	İz genişliği, Mc Pherson askı sisteminde salıncak kolu mafsalı ile bacak arası mesafe
$b_{f,r}$	Ön veya arka tekerleklerin iz genişliği
c	Amortisör silindiri üst noktası ile salıncak kolu bağlantısı arası mesafe
C_R	Dinamik yuvarlanma çevresi (60 km/h hızda)

C_{Rdin}	Dinamik yuvarlanma çevresi(herhangi bir hızda)
d	Mc Pherson askı sisteminde salıncak kolu ile akson bağlantısının yerdenyüksekliği
D	Çap
Δ_{s3}	Lastiğin çökme miktarı
g	Salıncak kolu uzunluğu
H,h	Yükseklik
h_{Bo}	Gövde ağırlık merkezi yüksekliği
h_{ul}	Yüksüz taşıt yüksekliği
l	Dingiller arası mesafe, Amortisör piston kolu uzunluğu
$l_{Bo f-r}$	Ön veya arka aksa gövde ağırlık merkezi mesafesi
L_t	Toplam taşıt uzunluğu
s_t	Toplam tekerlek yaylanma stroğu
s_1	Tekerlek çökme stroğu
s_2	Tekerlek sıçrama stroğu
t	Teorik yay etki noktasının amortisör ekseninden uzaklığı
o	Amortisör piston kolunun amortisör dışında kalan uzunluğu

Kütle , Yük ve Ağırlıklar (kg)

m_b	Bağaj ağırlığı
m_{Bo}	Gövde ağırlığı
$m_{Bo f-r}$	Ön veya arka aks düşen gövde ağırlığı
$m_{t pe}$	İzin verilen faydalı yük
$m_{u f-r}$	Ön veya arka aksın kütlesi
$m_{v f-r}$	Ön veya arka aks yükü
m_{vt}	Toplam taşıt ağırlığı
m_{vtmax}	Maksimum toplam taşıt ağırlığı
m_{vul}	Yüksüz taşıt ağırlığı
m_w	Tekerlek ağırlığı

Kuvvetler (N veya kN)

A	Yay kuvveti (F_{sp})
A_{o-u}	Üst ve Alt yay kuvvetleri
B	Salıncak koluna etkiyen kuvvet
B_{o-u}	Salıncak koluna etkiyen alt ve üst kuvvetler
C	Amortisör piston koluna silindir yatağından etkiyen kuvvet
K	Amortisörde piston üzerinden etkiyen kuvvet
F_A	Her iki tekerlekte oluşan çeki kuvveti
F_a	Tek tekerlekte oluşan çeki kuvveti
F_b	Tek tekerlekteki fren kuvveti
$F_{B f-r}$	Ön veya arka tekerlek tepki noktasında oluşan fren kuvveti
F_{Bt}	Taşıtın ağırlık merkezinde oluşan fren kuvveti
F_{Bo}	Statik gövde ağırlık kuvveti
F_c	Santrifüj kuvvet
F_{cBo}	gövde merkezine etkiyen santrifüj kuvvet
$F_{i x}$	x yönündeki atalet kuvveti
F_L	Aerodinamik kuvvet
F_R	Tekerleğin yuvarlanma direnci
F_{sp}	Yay kuvveti
$F_{u f-r}$	Ön veya arka aksın ağırlık kuvveti

ΔF_V	Transfer edilen aks ağırlık kuvveti
$F_{V\ f-r}$	Ön veya arka aks yükü
F_{V_g}	Dizayn edilen maksimum dingil yükü
$F_{V\ din\ f-r}$	Dinamik ön veya arka aks yükü
F_{V_t}	Toplam taşıt ağırlık kuvveti
F_x	Uzunlamasına kuvvet
F_y	Yatay kuvvet
$F_{y,w}$	Tekerlek tepki noktasındaki yatay kuvvet
$F_{y,w2}$	Tekerlek tepki noktasındaki yatay kuvvetin üst sınırı
F_z	Düşey kuvvet
$F_{z,w}$	Tekerlek tepki noktasındaki düşey kuvvet
$F_{z,w,g}$	Dizayn edilen maksimum tekerlek yükü
$\Delta F'_{z,w}$	Düşey kuvvet değişimi
$F'_{z,w}$	Aks ağırlığı dahil edilmemiş düşey kuvvet
F_{zwo}	Tekerlek tepki üst kuvveti
F_{zwu}	Tekerlek tepki alt kuvveti

Yay Oranları (N/mm) ve Momentler (Nm)

c_T	Lastik yay oranı
c_{f-r}	Ön veya arka aksın yay oranı
M_A	Tek akstaki tahrik momenti
M_B	Tek akstaki frenleme momenti
M_{dmax}	Maksimum motor döndürme momenti
M_e, M_K	Eğilme momenti
M_{T_e}	Bileşke eğilme momenti
M_{f_r}	Sürtünmenin yarattığı moment
M_F	Salıncak kolu döndürme momenti
M_M	Motor momenti
M_R	Yuvarlanma direnci momenti
M_z	Sapma momenti
T	Burulma momenti, Tork

Gerilmeler (N/mm²)

σ_{ak}	Malzemeye ait akma gerilmesi
σ_b	Basma gerilmesi
σ_{be}	Bileşke eğilme gerilmesi
$\sigma_{\check{c}ek}$	Malzemeye ait çekme gerilmesi
$\sigma_{\check{c}ekme}$	Bulunan çekme gerilmesi değeri
σ_D	Sürekli mukavemet gerilmesi değeri
σ^*_D	Dinamik yükleme durumu emniyet gerilmesi değeri
σ_e	Eğilme gerilmesi
σ_v	Eşdeğer gerilme
τ_k	Kesme kuvveti gerilmesi R_e Malzemeye ait akma gerilmesi
R_m	Malzemeye ait çekme gerilmesi

Boyutsuz Büyüklükler

η	Verim
k	Tekerlek yükü çarpma faktörü
μ	Sürtünme katsayısı
μ_{xw}	Uzunlamasına yönde sürtünme katsayısı
μ_{yw}	Yatay sürtünme katsayısı
μ_{ysl}	Yatay kayma sürtünme katsayısı
$i_{Bo,V}$	Gövde veya taşıt atalet yarıçapı
i_D	Diferansiyel oranı
i_R	Yuvarlanma direnci katsayısı
i_{ul}	Taşıtlık ağırlık merkezi yüksekliğinin boş taşıtlık ağırlık merkezi yüksekliğine oranı
S_y	Yatay kayma
S	Emniyet Kriteri
z	Frenleme faktörü

Diğer Boyutlu Büyüklükler

A	Alan	mm^2
a_x	Hızlanma veya yavaşlama ivmesi	m/s^2
a_y	Yatay ivme	m/s^2
g	Yerçekimi ivmesi	m/s^2
I	Atalet alan momenti	cm^4
J_{Bo}	Gövde dinamik atalet momenti	$kg\ m^2$
J_V	Taşıtlık dinamik atalet momenti	$kg\ m^2$
V	Hız	m/s
We	Mukavemet momenti	mm^3

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Tekerleğin taşıta bağlantı şekline göre tekerlek hareketi 2
Şekil 1.2	Tekerleğin yandan bakıldığındaki yaylanma şekilleri 3
Şekil 1.3	SAE Taşıt Eksen Sistemi 4
Şekil 1.4	Teorik taşıt dönme eksenini 5
Şekil 2.1	Motorun döndürme momentinin tekerlekler tarafından paylaşımı 7
Şekil 2.2	Yaprak yaylı askı sisteminde gövde dönme merkezi 9
Şekil 2.3	Boyuna yönvericili ve yaprak yayların kullanıldığı katı aks 9
Şekil 2.4	Boyuna yönvericili ve yaprak yaylı sistemde gövde dönme eksenini 10
Şekil 2.5	Boyuna yön vericili ve panhard çubuklu katı aks 11
Şekil 2.6	Panhard çubuğu kullanılmış bir taşıtın dönme merkezinin yeri 11
Şekil 2.7	Watt bağlantısı ile düzenlenmiş katı aks askı sistemi 12
Şekil 2.8	Yatay kuvvetlerin panhard çubuğuna etkisi 13
Şekil 2.9	Üç noktadan asılmış katı aks uygulaması 13
Şekil 2.10	Üç noktadan asılmış katı aksta gövde dönme merkezinin yeri 14
Şekil 2.11	Dört noktadan yönlendirme ile aksın ani dönme merkezinin yeri 15
Şekil 2.12	Ön ve arka aksı bağımsız askı sistemiyle donatılmış bir otomobil 17
Şekil 2.13	Çift enine yönvericilerin kullanıldığı bağımsız ön süspansiyon 18
Şekil 2.14	Çift enine yönvericilerin yaylanmış durumu 18
Şekil 2.15	Çift enine yönvericili sistemde kamber açısı değişimi 19
Şekil 2.16	Aksın ani dönme merkezinin bulunması 20
Şekil 2.17	Paralel enine yönvericili sistemde gövde dönme merkezi 21
Şekil 2.18	Paralel olmayan enine yönvericili sistemde ani dönme merkezi 21
Şekil 2.19	Opel'in Mc Pherson bağımsız ön aks düzeni uygulaması 23
Şekil 2.20	Lancia Delta'da kullanılan Mc Pherson askı sistemi 23
Şekil 2.21	Mc Pherson askı isteminde gövde ve aks ani dönme merkezleri 24
Şekil 2.22	Gövde dönme merkezi R noktasının yerinin değişimi 25
Şekil 2.23	Boyuna-enine yönvericili askı sistemide dönme merkezleri 26
Şekil 2.24	Boyuna yönvericili askı sistemini 27
Şekil 2.25	Boyuna yönvericiye etkiyen moment 28
Şekil 2.26	Gövde dönme merkezi R noktasının yeri 28
Şekil 2.27	Gövde dönme merkezinin eğik yönverici ile yeri 29
Şekil 2.28	İki mafsallı sarkaç aks için gövde dönme merkezi yeri 30
Şekil 2.29	Tek mafsallı sarkaç aks için gövde dönme merkezi yeri 30
Şekil 2.30	BMW 5 serilerinde kullanılan eğik yönvericili askı sistemi 31
Şekil 2.31	Eğik yönvericili sistemde gövde dönme merkezi yeri 32
Şekil 2.32	VW Golf'te kullanılan birleşik yön vericili arka aks 33
Şekil 2.33	Birleşik yönverici aksın yaylanmasındaki davranışı 35
Şekil 3.1	SAE Taşıt Eksen Sistemi 42
Şekil 3.2	Yol tepki kuvvetinin oluşumu 43
Şekil 3.3	Yuvarlanma direnci momentinin oluşumu 44
Şekil 3.4	Ayarlama momentinin oluşumu 45
Şekil 3.5	175 / 70 R 13 80 S tipi lastiğin çökme miktarı değişimi 48
Şekil 3.6	Yuvarlanma direncinin hızın fonksiyonu olarak değişimi 50
Şekil 3.7	Yatay kuvvetlerin tekerleklerle etkisi 53
Şekil 3.8	Frenleme kayması ve kayma açısına bağlı tekerlek yükü 56
Şekil 4.1	Yaylandırılmış kütle ve yaylandırılmamış kütle ile ilgili boyutlar 58
Şekil 4.2	Tekerleklerde oluşan düşey yük değişimi (tümsek çıkarken) 61
Şekil 4.3	Tekerleklerde oluşan düşey yük değişimi (tümsek inerken) 62
Şekil 4.4	Kayma açısına göre yatay sürtünme katsayısı değişimi 63

Şekil 4.5	Fren kuvvetlerinin etkisi.....	67
Şekil 4.6	Yığılma açısı değişimi.....	69
Şekil 4.7	Taşıta etkiyen kuvvetler.....	73
Şekil 5.1	Dört noktadan asılmış askı sisteminin yan ve ön görünüşü.....	78
Şekil 5.2	Hareket şartında askı sisteminde oluşan kuvvetler.....	79
Şekil 5.3	Askı sistemi elemanları üzerine etkiyen kuvvetlerin görünüşü.....	81
Şekil 5.4	Hareket şartında askı sistemine yan kuvvetlerin etkisi.....	82
Şekil 5.5	Ford Taunus marka taşıtın arka aks askı düzeni.....	83
Şekil 5.6	Ford Taunus marka taşıtın arka aks askı düzeni boyutları.....	83
Şekil 5.7	Ford Taunus'un arka aks askı sisteminin yan görünüşü.....	84
Şekil 5.8	Yaprak yaylı sistemde etkiyen kuvvetler.....	89
Şekil 5.9	Ford Escort Van'a ait arka aks askı düzeni.....	91
Şekil 5.10	Mc Pherson askı sisteminde tekerlek tepki noktasındaki kuvvetler.....	94
Şekil 5.11	Mc Pherson askı düzenindeki kuvvetler.....	96
Şekil 5.12	Yay kuvveti doğrultusu.....	97
Şekil 5.13	Salıncak koluna etkiyen kuvvetler.....	97
Şekil 5.14	Salıncak koluna etkiyen moment.....	99
Şekil 5.15	Hareket şartında etkiyen kuvvetler.....	99
Şekil 5.16	Amortisör eksenine göre yatay ve düşey yöndeki kuvvetler.....	101
Şekil 5.17	Fren kuvvetlerinin askı sistemine etkisi.....	102
Şekil 5.18	Ford Escort marka otomobilin ön süspansiyon sistemi.....	104
Şekil 5.19	Ford Escort'un ön düzeninin ön ve üst görünüşü.....	105
Şekil 5.20	Ford Escort'un ön düzenine etkiyen kuvvetlerin dağılımı.....	108
Şekil 5.21	Fren kuvvetlerinin ön askı sisteminde dağılımı.....	109
Şekil 6.1	Alt yönverici kola ait moment diyagramı.....	115
Şekil 6.2	Salıncak kolu profili.....	115
Şekil 6.3	Escort'ta kullanılan amortisör piston kolu moment diyagramı.....	118
Şekil 6.4	Yaprak yaylı askı sistemine etkiyen kuvvetler.....	121

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1	Lastiklerde kullanılan hız işaretlemeleri	39
Çizelge 3.2	Tekerlek yük indeksleri.....	40
Çizelge 3.3	Yuvarlanma çevresi faktörünün değişimi	47
Çizelge 3.4	65 seri radyal lastik ölçüleri (1,8 bar basınçta.....	47
Çizelge 4.1	Taşıtın yük durumuna göre atalet yarıçapı değişimi	65
Çizelge 6.1	Gerilme durumlarına göre sürekli mukavemet değerleri.....	112
Çizelge 6.2	Çap düzeltme katsayısı ve yüzey düzgünlük katsayısı değerleri	113



ÖNSÖZ

Tekerlek askı sistemlerinin emniyet kriterlerinin belirlenmesi üzerine hazırladığım bu çalışmada, konu seçiminden çalışmanın tamamlanmasına kadar yönlendirmelerinden dolayı Prof. İrfan Yavaşlıol'a, kısa sürede bu çalışmayı hazırlayabileceğim konusunda desteği ve yardımlarından ötürü beraber yaşadığım kuzenim Cevat Dönmez'e, ve verdikleri moral desteğinden ötürü sevgili ailem ve Şule'ye teşekkür ederim.

Özgür Ali Taştekin
İstanbul 2001



ÖZET

Tekerlek askı sistemleri, taşıtlarda tekerleğin araç gövdesine bağlanabilmesi ve taşıtın yaylandırılması için kullanılan elemanların oluşturduğu sistemdir. Taşıtın sürüş güvenliği açısından, tekerleklerle yol arasındaki temasın sürekliliğinin önemi kadar, askı sistemi elemanlarında güvenli bir şekilde çalışması oldukça önemlidir.

Günümüz taşıtlarında kullanılan tekerlek askı sistemleri, örneklerle olumlu ve olumsuz yönleri karşılaştırılarak ve herbir sistem, askı sisteminin hareket kinematiği ve taşıtın stabil seyri açısından incelenmiştir. Taşıtın seyri sırasında, taşıta etiyen kuvvetler tanımlanmış ve taşıta olan etkilerinin ortaya konulabilmesi için, lastik özellikleride anlatılmıştır. Yoldaki düğünsüzlüklerin etkisi gibi, taşıtın hareketi sırasında oluşabilecek en büyük kuvvetler belirlenerek, bu kuvvetlerin askı sistemi elemanları üzerindeki bileşenleri etki yönleriyle hesaplanmıştır. Hareket şartında askı sistemine indirgenen kuvvetlerin, askı sistemi elemanları üzerinde yarattığı gerilmeler tanımlanarak, askı sistemi elemanlarının malzeme özelliklerini göre emniyet kriterlerinin hesaplanması anlatılmıştır.

Son olarak farklı tekerlek askı sistemine sahip üç farklı taşıt için, hareket şartında oluşabilecek en büyük kuvvetlere göre, askı sistemi elemanları üzerine etkiyen kuvvetler bulunmuştur. Bulunan kuvvetlerin askı sistemi elemanlarına etkimesi durumunda ortaya çıkan gerilmeler hesaplanmış ve askı sistemleri elemanlarının malzemesinin mekanik özellikleri gözönüne alınarak, emniyet kriterleri hesaplanmıştır. Bu çalışmayla etrafımızda gördüğümüz taşıtlarda kullanılan tekerlek askı sistemlerinin, emniyet kriterleri maksimum zorlanma durumu için ortaya konulmuştur.

ABSTRACT

Suspension system is the subsystem, which includes all the components to mount the wheels to the vehicle frame and to spring the vehicle body. In view of the driving safety, suspension system component's reliability is as considerable as the duration of the contact between the tires and the road surface.

The suspension systems used on today's vehicles, are investigated by comparing the positive and negative sides with samples and each type's axle kinematics and vehicle driving stability. The forces acting on a moving vehicle are defined, and the tyre properties are also described for the influences of these forces. The greatest forces, like the impact of pot holes on the road surface, acting on a moving vehicle are defined to calculate influence directions of the force components on the suspension system. The tension on the suspension system component parts of a moving vehicle is calculated and due to the material's mechanical properties, the safety factor of the component is calculated.

For conclusion, according to the greatest forces acting on three different vehicles on driving condition, which have different suspension systems, the forces on the suspension components are expressed, and the tension on the parts is calculated for each vehicle. Then the safety factor of each suspension component is expressed according to the material's mechanical properties. With this study, the safety factors of suspension system components are exposed for compulsory conditions of the vehicles around us.

1. GİRİŞ

Tekerlek askı sistemlerinin emniyet kriterlerinin bulunması üzerine hazırlanan bu çalışmada, öncelikle tekerlek askı sistemleri çeşitleri, askı sistemlerinin hareket mekanizmaları, tekerleklerle ilgili özellikler ve taşıta etkiyen kuvvetlerin hesaplanma yöntemleri açıklanmıştır. Taşıtın hareket şartında oluşan kuvvetlerin taşıt üzerindeki etkileri ve askı sisteminde oluşan zorlanmalara göre, belirlenen hesaplama yöntemiyle, askı sistemi elemanları üzerinde oluşan gerilme değerleri, sistem geometrileri ve kullanılan malzemelerin mekanik özelliklerine göre belirlenmiştir. Uygulama olarak, seçilen farklı tekerlek askı sistemine sahip farklı taşıtlar için askı sistemi elemanlarının mukavemet kontrolü yapılarak emniyet kriterleri hesaplanmıştır.

1.1 Tekerlek Askı Sistemleri

Günümüzde basit tarım römorkları dışındaki araçlarda bütün tekerlekler, yolun düzensüzlüğü nedeniyle tekerleğin yoldan kalkmadan ve araç gövdesinin büyük zorlamalara mağruz kalmadan hareket edebilmesi için; ve aracı, yolcuları ve iletilecek yükü sarsıntılardan koruyabilmek için bütün tekerlekler, yaylar yardımıyla araç gövdesine, hareket edecek şekilde monte edilir.

Ön ve arka aksın askı sistemleri aks muyluları ile araç gövdesi arasındaki hareketli düzeneklerdir. Bu düzeneklerin görevi bir taraftan tekerleklerin boyuna ve enine tam olarak yönlendirilmesi ile beraber, aksın araç gövdesine göre tahrik, fren ve yan kuvvet desteğini sağlamaktır. Bununla birlikte yoldan tekerleklere ve araç gövdesine iletilen kuvvetleri karşılayan yaylar ile amortisörlerin oturmalarını ve yönlendirilmelerini sağlamaları gerekmektedir. Askı sistemleri yapım şekillerine göre aksların, aks kollarının, aks kolları taşıyıcılarının, mafsalların, yönverici çubukların, yayların, amortisörlerin ve stabilazöterlerin bir birleşimi olmaktadır (Demirsoy, 1991).

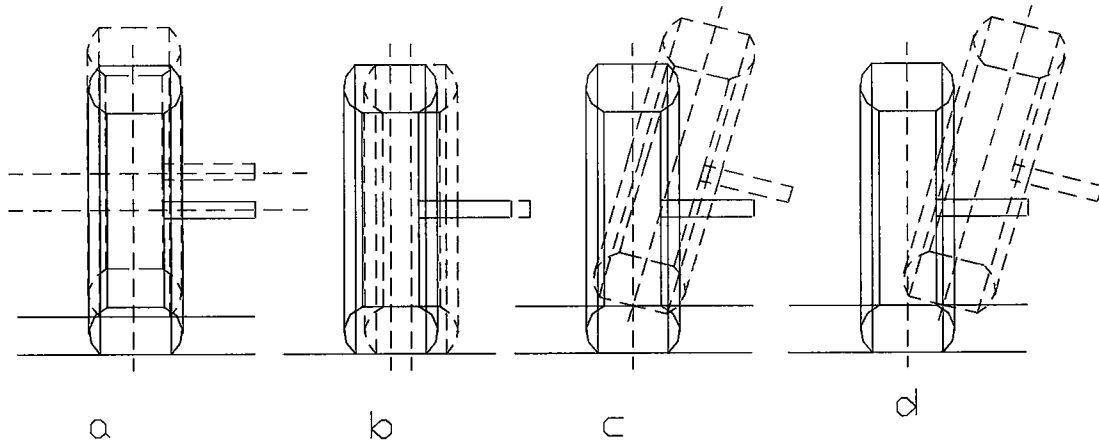
Kamyon ve römorklarda askı sistemleri direkt olarak taşıtın şasisine monte edilir. Otomobillerde ve bazende otobüslerde askı sistemleri genel olarak bütün montajı içeren bir ara oturak üzerine yerleştirilir, ve araç gövdesine bu şekilde monte edilir.

Askı sistemleri temel olarak üç grupta özelliklerine göre katı askı sistemi, bağımsız askı sistemi ve birleşik yönvericili sistem olarak incelenirler. Her üç sisteminde teknik olarak birbirlerine göre iyi ve kötü özellikleri olması nedeniyle, değişik özelliklere sahip çok çeşitli şekillerde yapılırlar.

1.2 Tekerleğin Askı Sistemi İçinde Hareket Şekilleri

Tekerleğin araç gövdesine göre hareket şekli, tekerlek askı sisteminin cinsini belirler.

- a-) Tekerlek araca göre sabit olan kendi düzlemi içinde düşey yönde hareket etmektedir.
- b-) Tekerlek düzlemi paralel olarak kaymaktadır. Tekerlek düzleminin paralel olarak kaymasında taşıtın iz mesafesi değişir.
- c-) Tekerlek düzleminin açısal konumu, araç gövdesine göre iz değişimi olmadan değişmektedir.
- d-) Tekerlekler düşey yönde eğik ve aşağı yukarı doğru hareket etmektedir. Yandan bakıldığında tekerleklerin hareketini gösteren Şekil 1.2'de bu tip yaylanma hareketi görülebilir (Demirsoy, 1991).



Şekil 1.1 Tekerleğin taşıta bağlantı şekline göre tekerlek hareketi

Şekil 1.2’de tekerleğin yandan bakıldığındaki yaylanma şekilleri görülmektedir. Askı sisteminin değerlendirilmesi için aşağıdaki parametreler dikkate alınır.

a-) Tekerleklerin birbirlerine göre hareket yönünden bağımlılığı

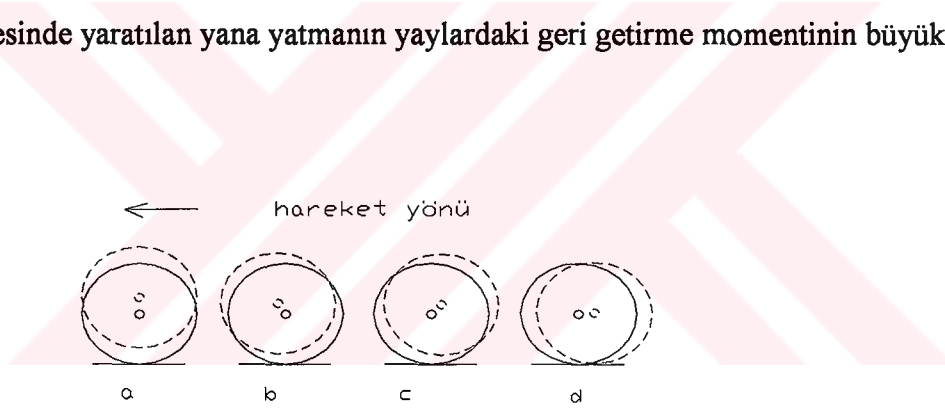
b-) Tekerleklerin aynı ve ters yönlü düşey yönde kaldırılmaları durumunda yayların yük durumu

c-) Tekerleklerin yaylanması durumunda iz değişimi

d-) Tekerleklerin gövdeye bağlantı şekillerine göre ani dönme merkezleri

e-) Araç gövdesinin yana yatmasının kamber açısı ile iz değişimine etkisi

f-) Araç gövdesinde yaratılan yana yatmanın yaylardaki geri getirme momentinin büyüklüğü



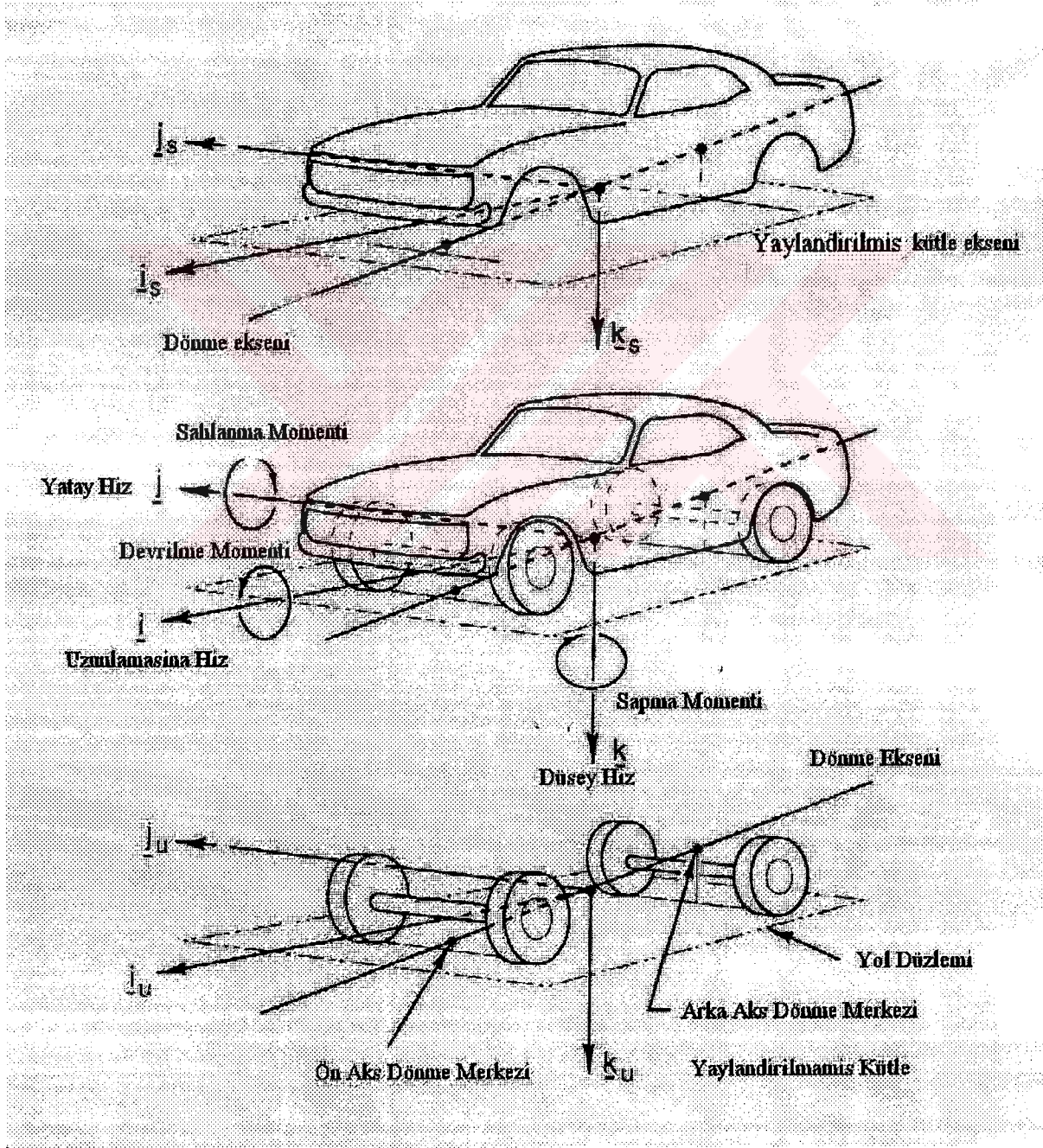
Şekil 1.2 Tekerleğin yandan bakıldığında yaylanma şekilleri

1.3 Taşıt Eksen Sistemi

Taşıtı hareket ettirmek için dışarıdan bir kuvvet uygulanması gerekir. Bu kuvvetler yerçekimi kuvveti bileşenleri, aerodinamik kuvvetler veya tekerlekler tarafından uygulanan kuvvetler olabilir. Bütün bu kuvvetler taşıta farklı noktalardan etkiyebilir. Taşıtın bu kuvvetler etkisiyle herhangi bir yönde kazandığı ivme veya hızı hesaplayabilmek için , taşıta özgü bir eksen

sistemi tanımlamak gerekir. Aşağıda Şekil 1.3'te SAE tarafından oluşturulmuş taşıt eksen sistemi görülmektedir. Bu sistemde taşıt iki ayrı kütle sistemi olarak tanımlanmıştır.

Taşıt asılmış kütle ve asılmamış kütle olarak iki ayrı gruba ayrılmıştır. Asılmış kütle taşıtın gövdesini, asılmamış kütle ise tekerlekler, askı sistemi elamanları ve yaylar ve stabilizatörleri kapsamaktadır. Bu iki kütle sisteminin birleşimiyle taşıt eksen sistemi oluşur ve taşıta ait kinematik özellikler bütün taşıt için belirlenir (Jörnsen ve Helmut, 1986).



Şekil 1.3 SAE Taşıt Eksen Sistemi; Vehicle Dynamics Terminology SAE J670

Taşıta etkiyen kuvvetler:

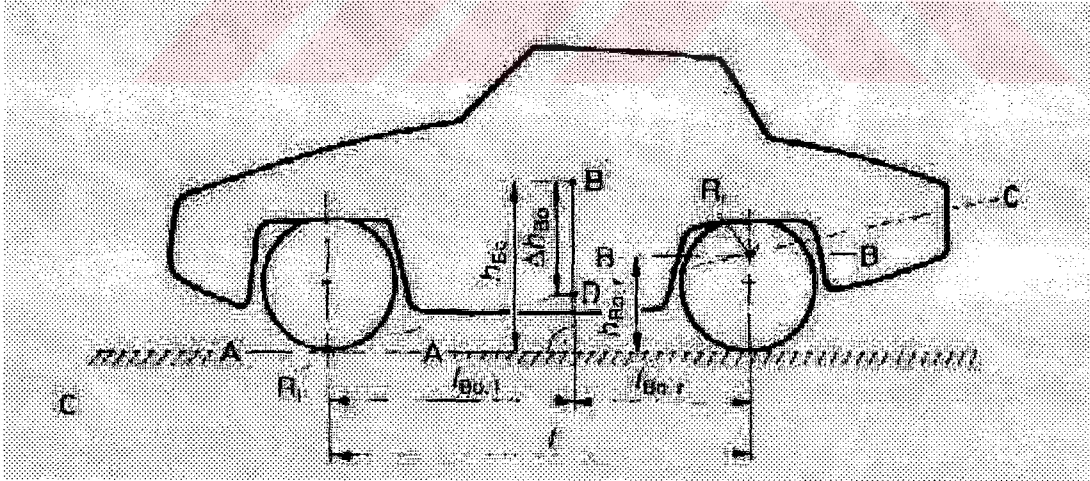
- Uzunlamasına Kuvvet
- Yan Kuvvetler
- Normal kuvvetler

Taşıta etkiyen momentler :

- Devrilme Momenti
- Şahlanma Momenti
- Sapma Momenti

1.4 Taşıt Dönme Merkezi

DIN 70000 Alman Standardına göre, gövde dönme merkezi düşey düzlemde tekerlek merkez noktalarından geçen ve gövdeye yatay kuvvetler uygulandığında, asılmış gövdenin üzerinde döndüğü noktadır. Dönme merkezi taşıta önden bakıldığında taşıtın orta eksenindedir.



Şekil 1.4 Teorik taşıt dönme eksenini

Teorik taşıt dönme eksenini, ön aksın dönme merkeziyle arka aksın dönme merkezini birleştiren doğru üzerindedir. Şekil 1.4'teki taşıt için ' R_f ' ön aksın dönme merkezi ve ' R_r ' arka aksın dönme merkezini birleştiren doğru, taşıtın dönme eksenidir. Taşıta yan kuvvetler etkilediğinde, taşıt bu eksen üzerinde dönmek, devrilmek ister. Taşıta etkiyen kuvvetler, taşıtın ağırlık merkezi, B noktasına indirildiğinde, taşıt bu kuvvetler etkisiyle 'BD' mesafesi, Δh_{B0} ile bu

kuvvetin büyüklüğünün çarpımının yarattığı moment etkisiyle C eksenı etrafında dönmek isteyecektir (Jörnsen ve Helmut,1986).

Taşıtın virajdaki hareketi sırasında, taşıtın ağırlık merkezine etkiyen santrifuj kuvvet, taşıtın hareket yönüne dik bir devrilme etkisi üretir. Bu etkinin değeri, değışen sıçramaların etkisindeki yaylanma oranına ve santrifuj kuvvetin etkidiğı mesafeye bağılıdır. Yan kuvvetler şekildeki ' Δh_{B_0} ' kadarlık bir kuvvet koluyla devrilme momenti yaratır. Devrilme eksenı gövdenin dönme eksenidir. Taşıtın ağırlık merkezine yakın dönme eksenı, taşıta etkiyen yan kuvvetlerin etkidiğı kuvvet kolu mesafesinin ' Δh_{B_0} ' kısalmasına neden olduğı için, taşıtı devirmeye çalışan momentinde küçülmesini sağlar (Jörnsen ve Helmut,1986).



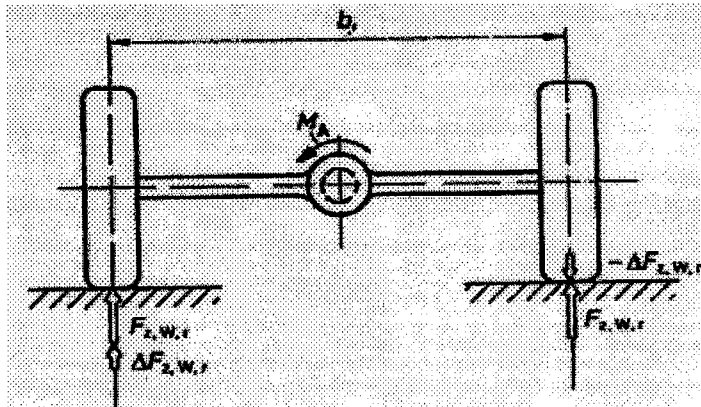
2. TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ ve HAREKET MEKANİZMALARI

2.1 Katı Aks

Katı aks, bilinen en eski askı sistemlerindedir. Yaprak yaylar ve yön verici kollarla yönlendirilen tipleri günümüzde hatalı yönlerine rağmen kamyon, otobüs ve römorklarda ön ve arka aks, otomobillerde ise arka aks olarak kullanılmaktadır. Katı aksın kullanımındaki dezavantajlar, tahrik edilen tekerleklerin aşırı ağır olması, bir tekerleğin yaylanması esnasındaki hareketinden diğer tekerleğinde etkilenmesi ve aksın yaylanmasında diferansiyel kovani nedeniyle yer gereksiniminin ortaya çıkması, dolayısıyla bagaj hacminin küçülmesidir.

Katı aksların imalatı basit ve ekonomiktir. Ayrıca oldukça sağlam yapıları nedeniyle yüksek aks yükleri ve ağır işletme koşullarında çalışan taşıtlar için çok uygundur. Katı aksın diğer bir özelliğide yaylanma hareketinde tekerlekler arasındaki mesafenin (iz genişliği) değişmemesi ve yaylanmanın tekerleklerde bir kamber açısı değişikliğine neden olmamasıdır. Taşıtın virajdaki hareketinde ise aksa tesir eden merkez kaç kuvvetinin doğurduğu moment, araç gövdesine iletilmez, aks tarafından karşılanır ve askı sistemleri ek olarak zorlanır. Fakat katı aks sistemleri virajda araç gövdesiyle beraber yatmadıklarından, tekerleklerde yine bir kamber açısı oluşmaz ve tekerlekler yön verme kuvvetlerini tam olarak iletirler (Demirsoy, 1991).

Çeki kuvvetinin taşıta katı aks tarafından iletilmesi durumunda, diferansiyel aks üzerinde bulunur ve motor tarafından oluşturulan Şekil 2.1'de görülen M_A momenti, tekerleklerin yere temas noktalarında absorbe edilir. Bu durum, seyir esnasında çeki kuvvetinin değişmesine bağlı olarak, her iki tekereleğe düşen düşey kuvvetin değişmesine sebep olur.



Sekil 2.1 Motorun döndürme momentinin tekerlekler tarafından paylaşımı

Şekil 2.1’de arka aksı tahrikli katı aks olan bir taşıt için , motorun döndürme momenti, M_A sol arka tekerlek üzerinde $\Delta F_{z_{wr}}$ kadar düşey yük artışına, sağ arka tekerlek üzerinde ise $\Delta F_{z_{wr}}$ kadar yük azalmasına sebep olur ve sol tekerlek aks yükü ‘ $F_{z_{wr}} + \Delta F_{z_{wr}}$ ’ kadar, sağ tekerlek aks yükü ise ‘ $F_{z_{wr}} - \Delta F_{z_{wr}}$ ’ kadar olur (Jörnsen ve Helmut, 1986).

Katı aks tahrikli olduğu zaman çoğunlukla diferansiyel ve diğer tahrik elemanları buna bağlı olurlar ve bu durumda yaylanmamış kütle artar. Ticari taşıtlarda katı akslar taşıt gövdesine yaprak yaylarla bağlanırlar ve bu yaylar aksla gövde arasındaki bütün kuvvetleri taşırlar. Otomobillerde ise konfor ön planda olduğu için yumuşak bir yaylanma önem kazanır ve bu durumda yaprak yay kullanılacaksa yayın boyu çok uzun tutulur. Fakat bu durumdada yay artık sadece düşey kuvvetleri taşıyabilir. Eğer helisel yay ve hava körüğü kullanılırsa yine yay sadece düşey kuvvetleri taşıyabilir ve diğer kuvvetleri karşılamak için aks yönverici çubuklarla gövdeye monte edilir.

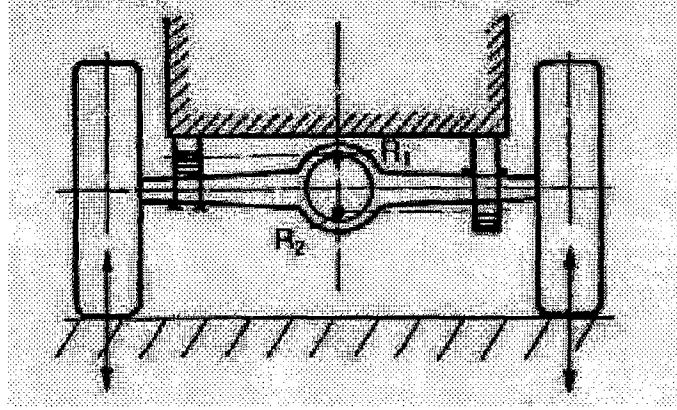
2.1.1 Yaprak Yaylı Katı Aks Sistemi

Sabit aksın aracın boyuna yönünde yerleştirilmiş yaprak yaylar ile kullanıldığı sistemdir. Yaygın olarak kullanılan en eski tekerlek askı sistemidir. Oldukça basit ve ucuz bir konstrüksiyonu vardır. Yaprak yaylar araç gövdesinin yaylandırılmasının yanında, aksın yönlendirilmesi, boyuna ve yanal kuvvetleride taşıtın şasesine iletirler (Demirsoy, 1991).

Bu şekilde bağlanan sabit aksların ekonomik olmasının yanında, aksın gövdeye iki noktadan bağlanmasından dolayı, aks yükünün gövdeye iki noktadan iletilmesi sağlanır. Bu şekilde taşıtın yüklenmesi durumunda gövdede oluşan gerilmelerde azaltılmış olur.

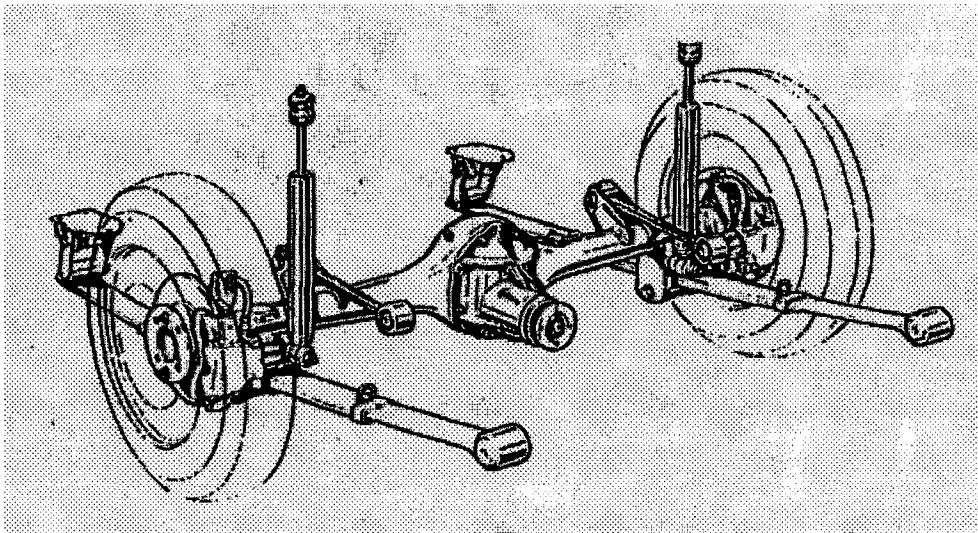
Boyuna yönde yerleştirilmiş sabit arka aksın ani dönme merkezi, yayların araç gövdesine yataklandığı iki mesnet arasındaki yükseklikte, taşıtın boyuna orta eksenindedir. Ticari taşıtlarda genelde aks yaprak yayların altına monte edilir ve bu şekilde taşıtın yerden yüksekliği artar. Gövdenin dönme merkeziyle de aksın arasındaki mesafede arttığından, gövdenin yan kuvvetler nedeniyle yan yatmasını engellemek için genellikle stabilizatör kullanımı gereksinimi ortaya çıkar. Otomobillerde ise yaprak yaylarla yapılan askı sistemlerinde aks yaprak yayların üstüne monte edilerek gövdenin dönme merkezinin aksla arasındaki mesafe küçültülür. Şekil 2.2’deki resimde R1 noktası aksın makasların altına

bağlandığı durumdaki dönme merkezi, ve R2 ise aksın makasların üst kısmına montajının yapıldığı zamanki dönme merkezidir.



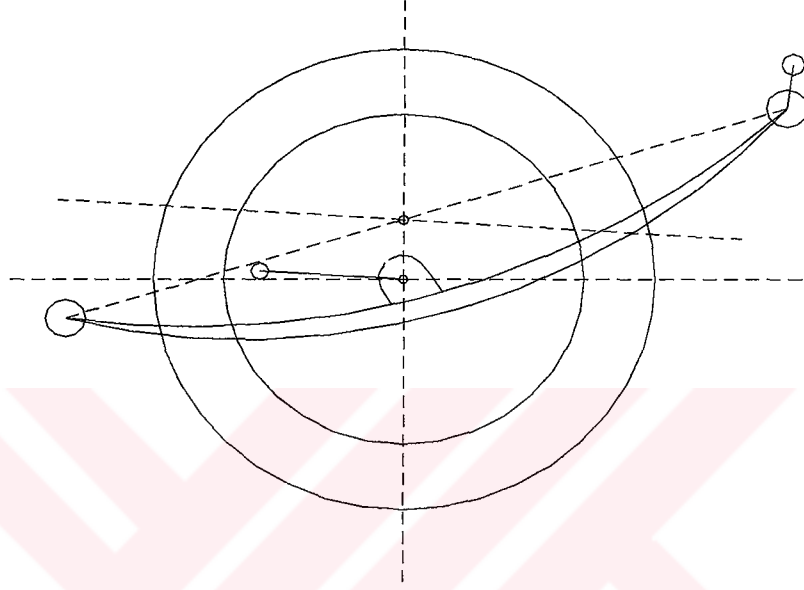
Şekil 2.2 Yaprak yaylı askı sisteminde gövde dönme merkezi

Günümüzde sabit arka akslar, otomobillerde aksın yaylanması esnasında orta eksenden dönmemesi ve genel olarak, tahrik ve frenleme kuvvetlerinin desteklenmesi için iki yönverici çubuk ile birlikte kullanılırlar. Bu şekilde kalkış ve frenleme sırasında tekerleklerin yol ile temas eden noktalarında meydana gelen,uzunlamasına yöndeki kuvvetlerin, makasların bağlantı noktalarına etkileri ve makaslarda meydana gelebilecek 'S- çarpımları' ortadan kaldırılır. Şekil 2.3' te boyuna yönde makaslarla ve boyuna yönde yerleştirilmiş yön vericili çubuklarla asılmış bir askı sisteminin resmi görülmektedir.



Şekil 2.3 Boyuna yönvericili ve yaprak yayların kullanıldığı katı aks

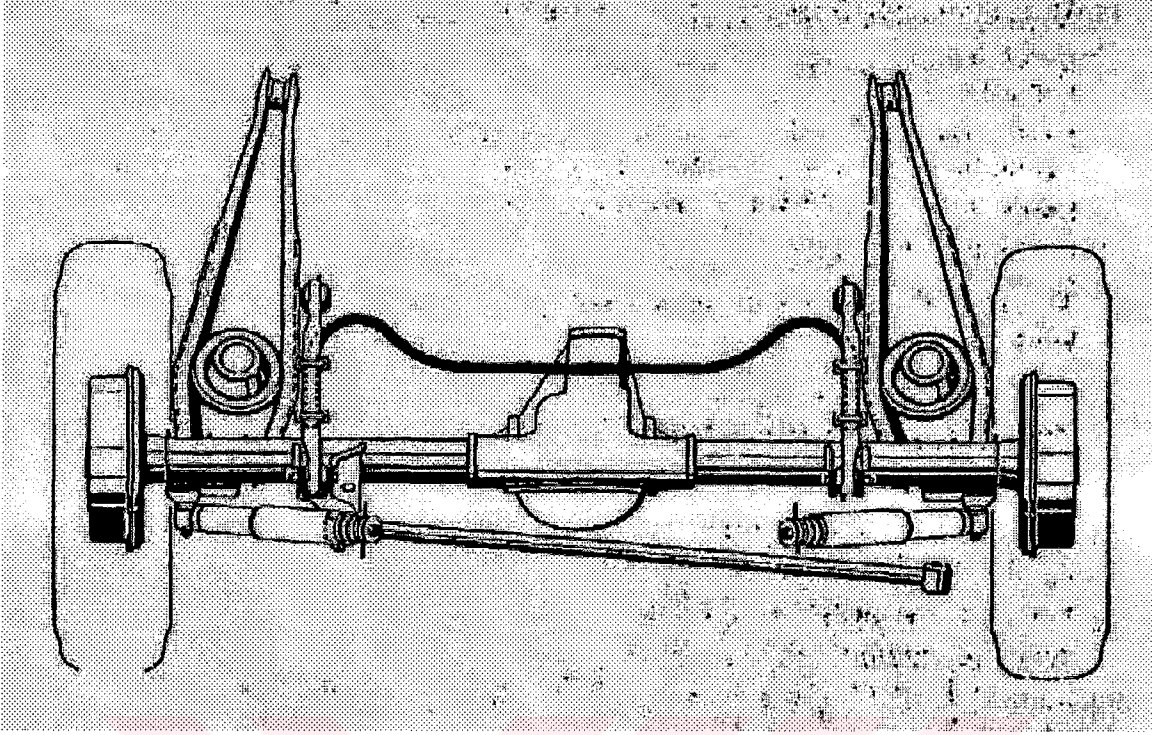
Boyuna yönvericiler ile birlikte yaprak yayların kullanıldığı durumda, taşıtın dönme eksenini merkezi Şekil 2.4'ten anlaşılacağı gibi yine yandan bakıldığında makasın iki mesnet noktası arasında ve taşıtın enine olarak tam orta eksenindedir. Dönme eksenini ise yine şekilden görüldüğü gibi boyuna yönverici çubukların aracın boyuna olan eksenine paraleldir.



Şekil 2.4 Boyuna yönvericili ve yaprak yaylı sistemde gövde dönme eksenini

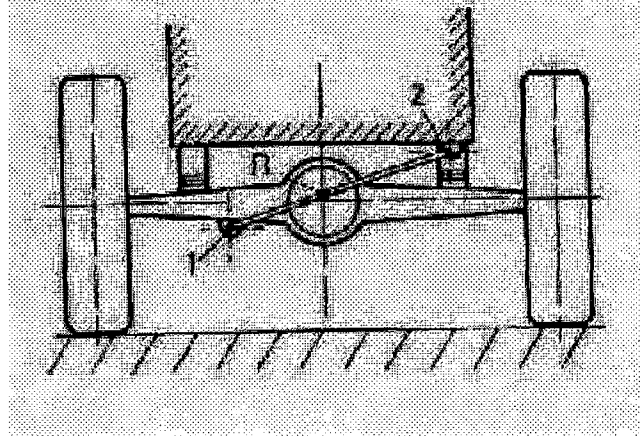
2.1.2 Boyuna Yön Vericili ve Panhard Çubuklu Katı Akslar

Özellikle katı aksların otomobillerde kullanılması durumunda aksın yönlendirilmesi için boyuna yön vericiler ve yaylanması için ise helisel yaylar veya döner çubuk yaylar kullanılmaktadır. Bu şekilde aks gövdeye bağlanmış olur, fakat aksın yatay kuvvetleri karşılaması ve yatay yönlendirme için enine yönverici olan ve bir ucu aksta diğer ucu aracın gövdesine yataklanmış olan panhard çubuğu kullanılır. Şekil 2.5'te şekilde boyuna yön verici kollar ve stabilizatör ile donatılmış bir taşıtın arka aksında panhard çubuğunun kullanımı görülmektedir (Demirsoy, 1991).



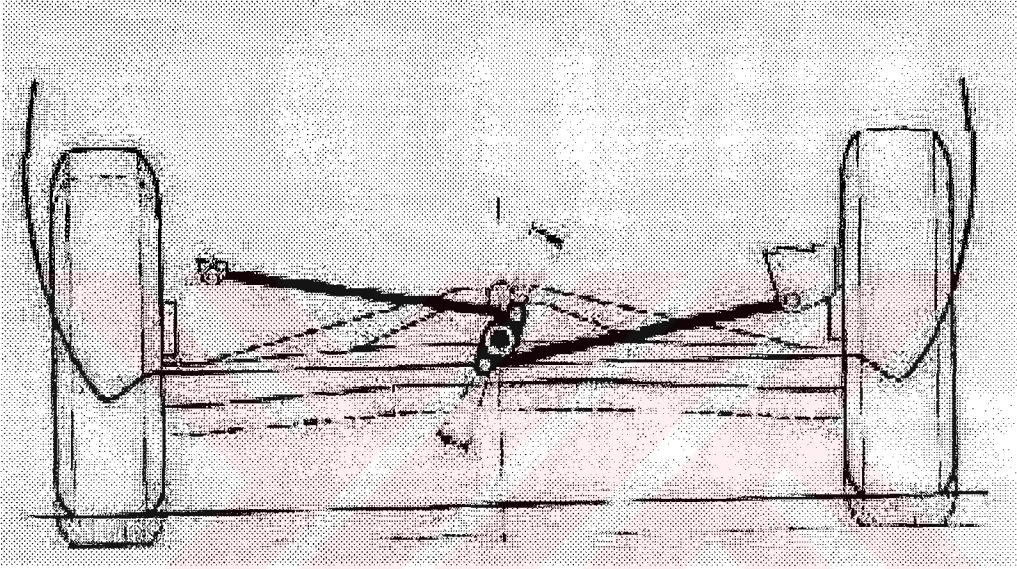
Şekil 2.5 Boyuna yön vericili ve panhard çubuklu katı aks

Boyuna yön vericili ve panhard çubuklu akslarda ani dönme merkezi daima panhard çubuğu ekseni ile taşıtın orta ekseninin kesişiminde bulunur. Taşıtın yaylanması enasında ise, panhard çubuğunun hareketinden dolayı taşıt gövdesi yana doğru bir miktar kayar. Bu kayma miktarı panhard çubuğu ne kadar eğik durumda taşıta ve aksa bağlanmışsa, o kadar fazla olmaktadır. Bu sebeple panhard çubuğu mümkün olduğu kadar taşıtın bütün genişliğini kaplamalı ve taşıtın yüklü olduğu konumda yere paralel olmalıdır. Şekil 2.6'da panhard çubuğu kullanılmış bir taşıtın dönme merkezinin yeri görülmektedir.



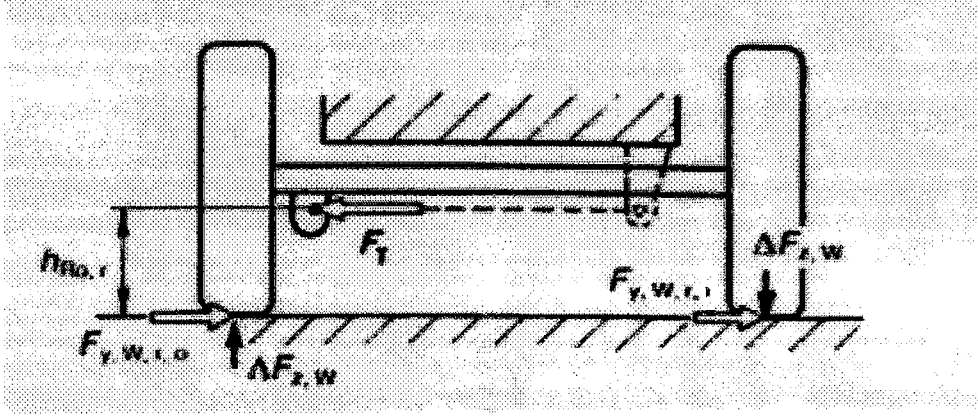
Şekil 2.6 Panhard çubuğu kullanılmış bir taşıtın dönme merkezinin yeri

Şekil 2.7’de ise panhard çubuğunun bir başka kullanım şekli görülmektedir. Bu şekildeki bağlantı ‘Watt bağlantısı’ olarak tanımlanır ve şekildende anlaşılacağı gibi taşıtın yaylanmasında, gövdenin yana kaymasını engelleyen bir bağlantı şeklidir. Taşıtın yaylanmasıyla gövdenin çökmesi durumunda, aks üzerinde çubukların bağlı olduğu bağlantı döner ve aksın yana kayması engellenir. Bu tip bağlantıda dönme merkezi, aks üzerinde çubukların bağlı olduğu düzeneğin merkezidir. Yapısının panhard çubuğuna göre biraz daha karmaşık ve pahalı olmasından dolayı, daha çok kullanımı binek otomobillerde uygulanır.



Şekil 2.7 Watt bağlantısı ile düzenlenmiş katı aks askı sistemi

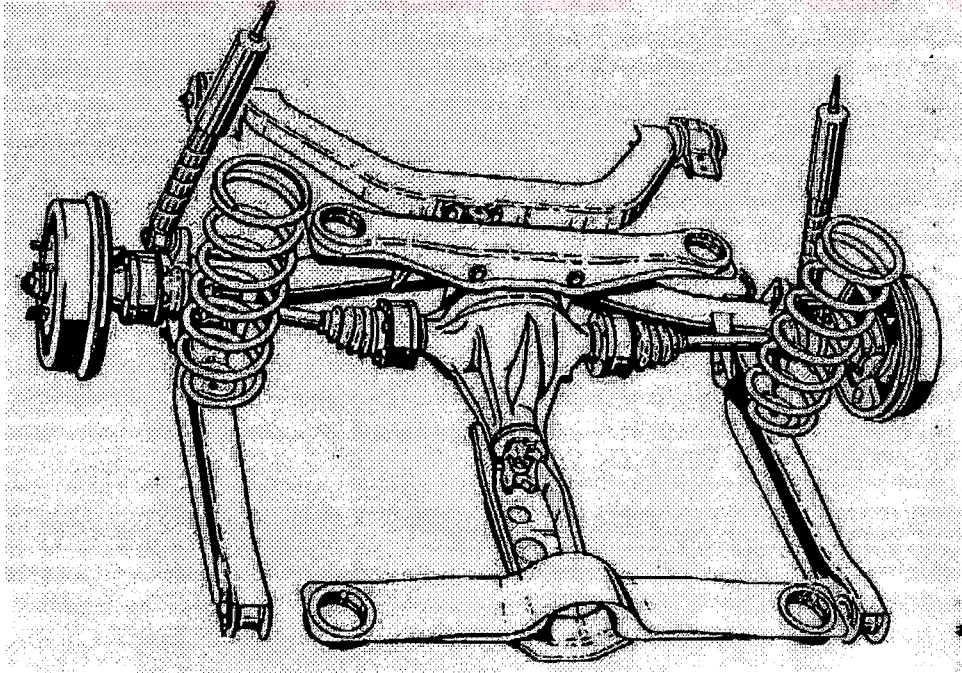
Katı akslarda aks gövdesi üzerinde, tekerlek yüklerinden dolayı oluşan eğilme gerilmesi sadece aks gövdesi tarafından absorbe edilir. Taşıtın virajdaki hareketinde ise, taşıtın ağırlığına, hızına, dönülen virajın yarıçapına ve eğimine göre, taşıtı viraj dışına itmeye çalışan bir santrifuj kuvvet oluşur. Oluşan bu kuvvetin etkisiyle gövde ile aks arasında panhard çubuğu üzerinde ‘ F_T ’ kadar, tekerleklerde oluşan yatay kuvvetlere ‘ $F_{y w r}$ ’ denk gelen bir kuvvet oluşur. Şekil 2.8’de yatay şekilde konumlandırılmış panhard çubuğunun yerden yüksekliği, aynı zamanda gövde dönme merkezinde yerden yüksekliğini vermektedir. Gövde dönme merkezinin yerden yüksekliği arttıkça, taşıtın virajdaki hareketinde gövdenin dönmesine bağlı olarak, tekerleklerde oluşan düşey yük değişimi $\pm \Delta F_{z w}$ de artacaktır.



Şekil 2.8 Yatay kuvvetlerin panhard çubuğuna etkisi

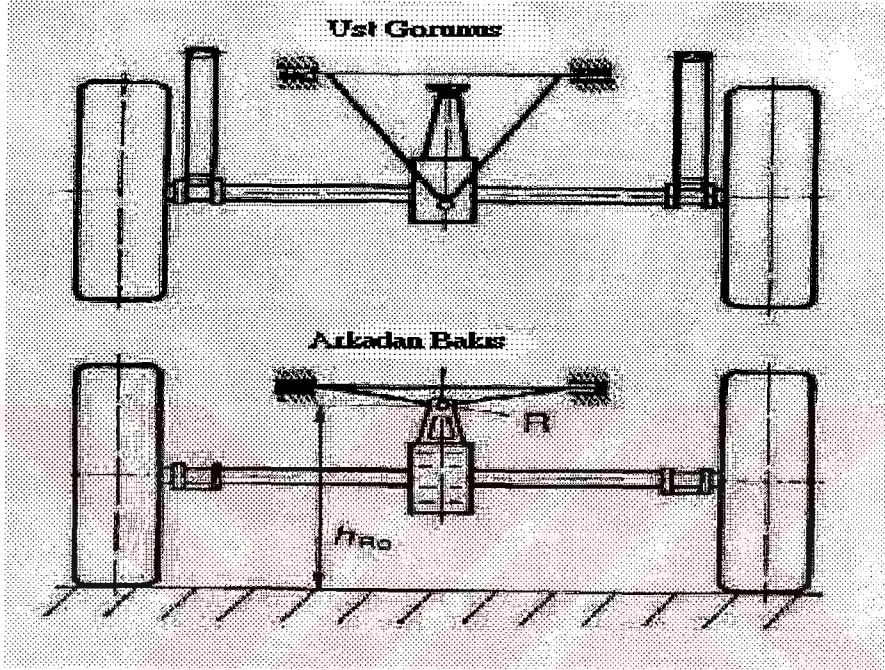
2.1.3 Üç noktadan Asılmış Katı Aks

Bazı sabit aks uygulamalarında, otomobillerin sabit akslarında panhard çubuğu yerine aks üzerinde bulunan ve bir kenarı dönelir şekilde araç gövdesine yataklanmış, diğer kenarı ise küresel bir mafsal ile aksa yataklanmış bir yön verici kullanılır. Bu çeşit uygulamalarda yaylanma esnasında gövdede herhangi bir yanal hareket olmadan, aksta tam bir yanal yönlendirme sağlanır. Aksla gövde arasında dönelir şekilde boyuna yönde monte edilmiş yönvericiler ilede çeki ve frenleme esnasında meydana gelen boyuna kuvvetler ve momentler karşılanır (Demirsoy, 1991).



Şekil 2.9 Üç noktadan asılmış katı aks uygulaması

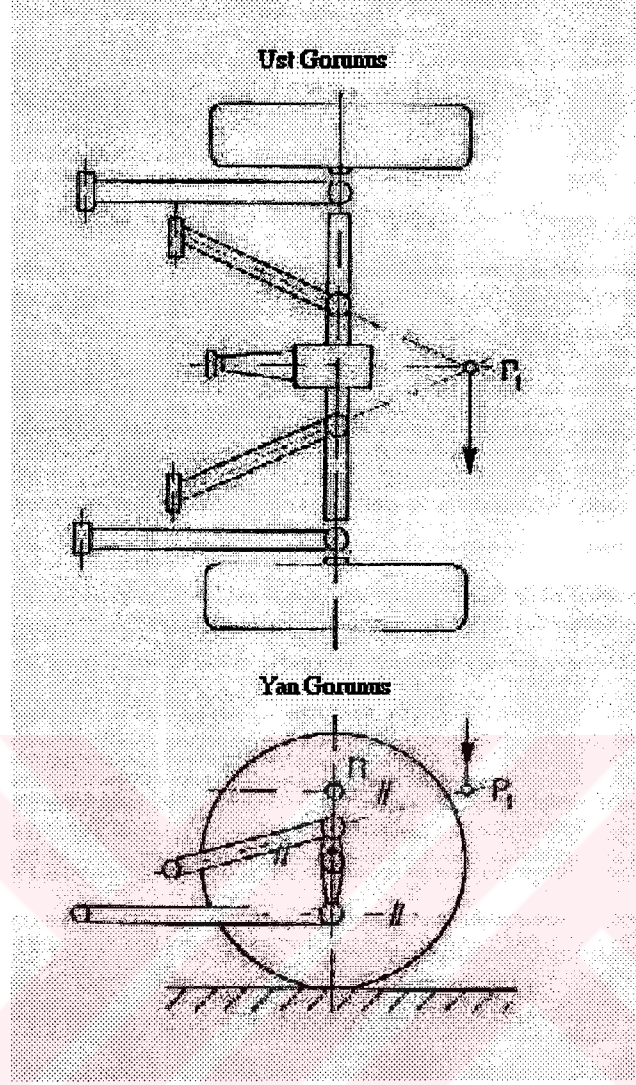
Şekil 2.9'da üç noktadan asılmış ve yaylandırılmamış kütlünin azaltılması amacıyla diferansiyeli akstan ayrı olarak gövdeye yataklanmış de Dion sabit aksı görülmektedir. Diferansiyel enine krişlerle gövdeye monte edilmiştir. Aracın yaylanmasını sağlayan helisel yaylar boyuna yönverici kolların üzerine oturtulmuştur. Gövde dönme merkezi aksın üzerinde bulunan küresel mafsalin yüksekliğindedir ve yeri aracın yüklenmesinden bağımsızdır.



Şekil 2.10 Üç noktadan asılmış katı aksta gövde dönme merkezinin yeri

2.1.4 Dört Noktadan Asılmış Sabit Aks

Otomobillerde sabit aksın dört noktadan gövdeye monte edilmesinin tercih edilmesi, aksın hareketinin kinematik olarak çok yönlü olarak yapılmasının sağlanabilmesindedir. Aks üst ve alt noktalarından dört yönverici ile gövdeye monte edilir. Yön vericilerle aksın boyuna ve enine yönlendirilmesi sağlanarak, tahrik frenleme ve yan yön verme kuvvetleri gövdeye iletilir. Diğer sabit aks bağlantı şekillerinde aksın ani dönme merkezinin yeri konstrüktif olarak belirlişekilde aşağıya ve yukarıya doğru kaydırılmamaktadır. Dört noktadan yönlendirme ile aksın ani dönme merkezinin yeri yönverici düzenin uygun seçilmesiyle bağımsız askı sistemlerinde olduğu gibi her konumda, hatta zeminin yakınında ideal olabilecek şekilde seçilebilir.



Şekil 2.11 Dört noktadan yönlendirme ile aksın ani dönme merkezinin yeri

Şekil 2.11’de üst görünüşte birbirlerine göre açılı olarak yerleştirilmiş yönverici kollar yatay kuvvetleri karşılarlar ve bu yön verici kolların doğrultuları P_1 noktasında kesişir. Alt kollar ise paraleldir. P_1 noktasından alt kollara paralel çizilen doğrunun, yan görünüşte görüldüğü gibi, tekerlek düşey eksenini kestiği R noktası gövdenin dönme merkezidir.

Alt kollarında üst kollar gibi açılı olarak yerleştirildiği dört noktadan monte edilmiş askı sistemleri mevcuttur. Bu şekilde yan kuvvetlerin bütün yönverici kollara paylaşılması sağlanır. Dönme merkezi ise, alt kolların doğrultularının birleştiği nokta ile üst kolların doğrultularının birleştiği nokta arasındaki doğru üzerinde ve tekerlek merkezinden geçen düşey eksendedir (Jörnsten ve Helmut, 1986).

2.2 Bağımsız Tekerlek Askı Sistemleri

Bağımsız tekerlek askı sistemlerinde, tekerlekler birbirinden bağımsız olarak taşıt gövdesine monte edilirler. Arka ve ön akslarda enine, boyuna veya eğik yönvericilerle bağımsız askı sistemleri, özellikle yüksek hızların ve araç konforunun ön planda olduğu durumlarda, tam bir tekerlek yönlendirilmesi sağlanarak yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

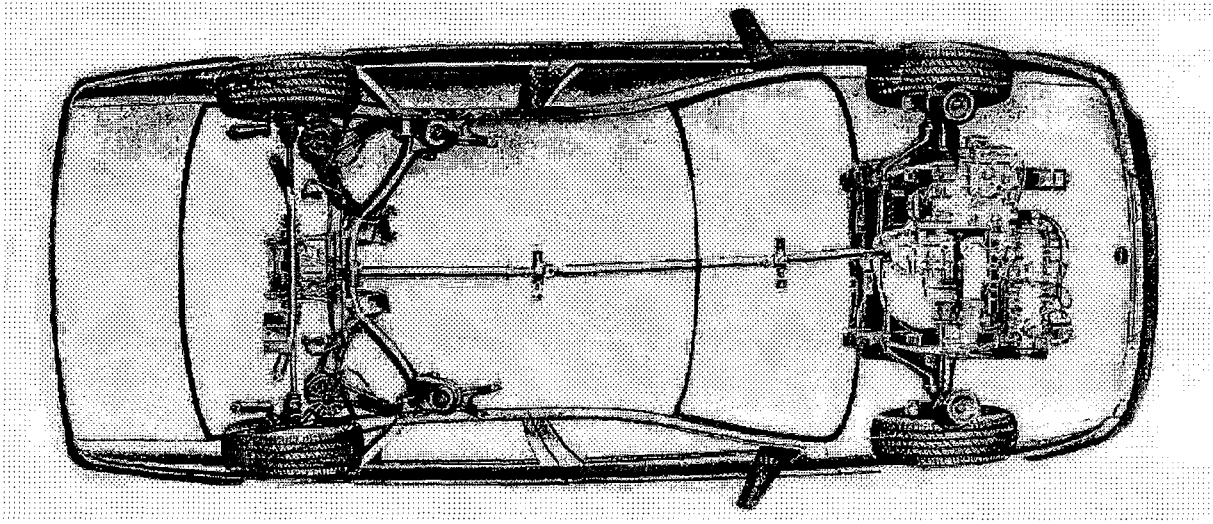
Konstrüksiyon açısından katı aks bağlantı sistemlerine göre daha az hacim gerektirir. Ön aksın bağımsız süspansiyon yapılmasıyla, motor kompartmanında düşey yönde az, enine yönde fazla hacime gereksinim duyulur. Önden çekişli ve standart modellerde bağımsız askı sistemi motorun her iki yanında bulunur. Bu nedenle bağımsız süspansiyonlar ön akslar için tercih edilir. Ön akslarda en sık kullanılan çeşitleri;

- Çift enine yönverici
- Mc Pherson yaylı ayak
- Boyuna-enine yönerici aks

Katı aksların taşıtın arka aksı için kullanılmasında, aksın hareket edebilmesi (yaylanması) için boşluk bırakılması gerekir. Arka aksların bağımsız askı sistemiye donatılmasıyla bagaj hacminde artış sağlanır. Taşıtların arka akslarında sık kullanılan bağımsız askı sistemi çeşitleri;

- Boyuna yönerici aks
- Eğik yönverici aks
- Sarkaç aks

Bağımsız askı sistemlerinin katı akslara göre daha hafif bir yapısı vardır. Taşıtın yaylandırılması açısından en önemli özelliği ise yaylanmanın tek taraflı olduğu durumlarda bir tekerleklerin hareketinden diğer tekerleklerin etkilememesidir. Bu şekilde taşıt konforu daha iyi sağlanmış olur (Demirsoy, 1991).



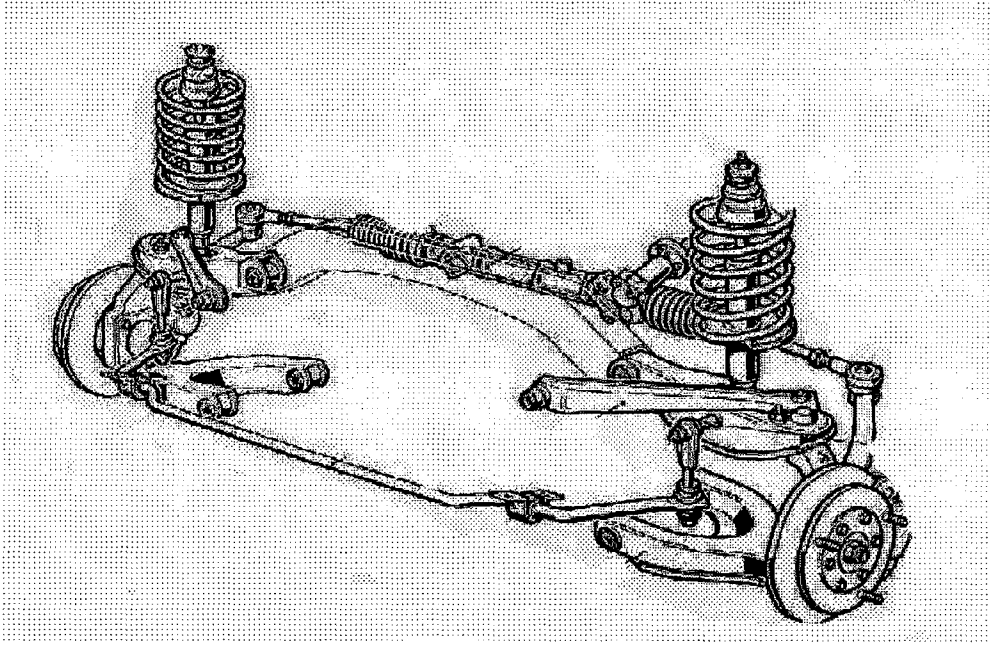
Şekil 2.12 Ön ve arka aksı bağımsız askı sistemiyle donatılmış Opel marka otomobil

Yapısının hafif olması ve tekerleklerin hareketlerinin birbirlerini etkilememesi özellikle virajlı ve düzgün olmayan yollarda taşıtın yol tutuşu açısından çok önemli bir özelliktir. Bütün bu iyi özelliklerinin yanında bağımsız askı sistemleri, taşıt uygulamalarında katı aksların yerini tamamen alamamıştır. Bunun nedeni konstrüktif olarak, yanal ve boyuna yöndeki kuvvetler nedeniyle, yönverici kolların ve yataklarının oldukça fazla kuvvet ve gerilmelere mağruz kalmasıdır.

Taşıtın virajdaki hareketinde ise, taşıt gövdesinin santrifuj kuvvet etkisiyle viraj dışına doğru yatar, ve virajın dış tarafında kalan tekerlekte pozitif kamber açısı, virajın iç tarafında kalan tekerlekte ise negatif kamber açısı oluşur. Bunun sonucunda, tekerlekle yol arasındaki kayma açısı artar ve tekerleklerin yan kuvvetleri karşılama kabiliyeti azalır. Araç gövdesinin yatma eğiliminden kaynaklanan, tekerleklerin kamber açlarına bağlı olarak azalan yan kuvvetleri karşılama kabiliyeti, stabilizatörler kullanılarak, gövdenin dönmesi ile birlikte azaltılmaya çalışılır.

2.2.1 Çift Enine Yönvericili Askı Sistemleri

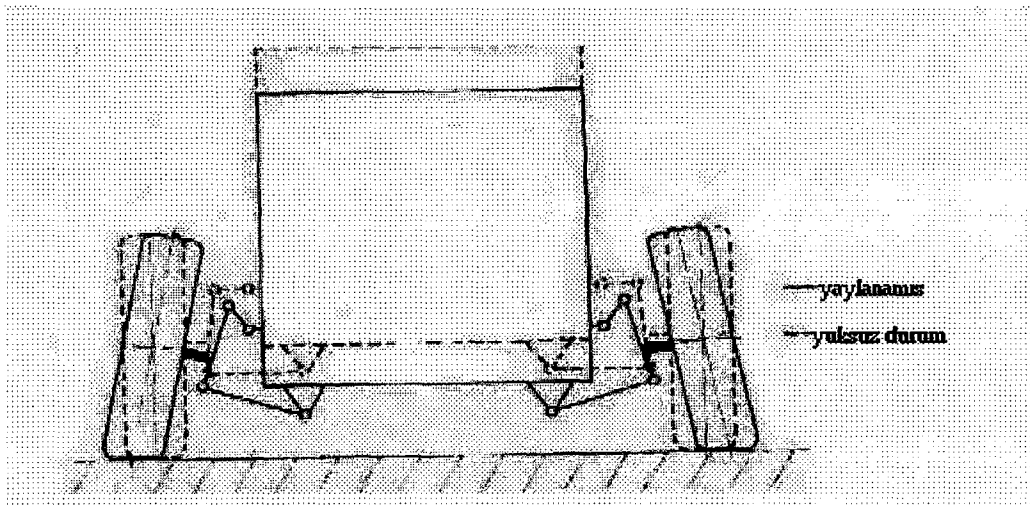
Çift enine yönvericili bağımsız askı sisteminde, yönvericiler araç gövdesine dönebilecek şekilde yataklanırlar. Aks poyrası ise küresel mafsallar ile yön vericilerin uç kısımlarına monte edilir. Şekil 2.13'te Renault araçlarda kullanılan çift enine yönvericili ön düzen resmi görülmektedir.



Şekil 2-13 Çift enine yönvericilerin kullanıldığı bağımsız ön süspansiyon

Çift enine yönvericilerin kullanılmasındaki en büyük avantaj, yönvericilerin birbirlerine göre olan konumlarıyla, aksın ani dönme merkezinin istenilen yere ve dolayısıyla gövdenin de dönme merkezinin istenilen yüksekliğe göre dizayn edilebiliyor olmasıdır. Yönvericilerin uzunluklarının ve yatakların açısal hareketlerinin farklılığı sebebiyle taşıtın yaylanması sırasında oluşan iz değişikliğide istenilen sınırlar içinde dizayn edilebilir.

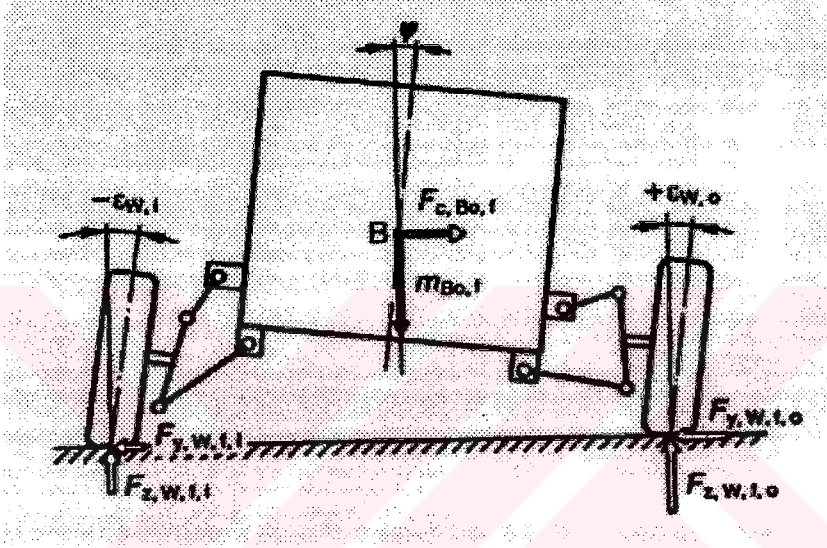
Çift enine yönvericilerin bir diğer özelliğide taşıtın yaylanmasıyla tekerleklerde meydana gelen kamber açısı değişikliğidir.



Şekil 2.14 Çift enine yönvericilerin yaylanmış durumu

Şekil 2.14'te taşıtın yaylanmasıyla tekerleklerde meydana gelen negatif kamber açısı görülmektedir. Üst yönvericilerin kısa seçilmesiyle taşıtın yaylanması sırasında tekerleklerde kamber açısı değişimi fazla olur. Bu şekilde Şekil 2.15'te görülen gövdenin dönmesiyle tekerleklerde oluşan kamber değişimi etkisi azaltılır (Jörnson ve Helmut, 1973).

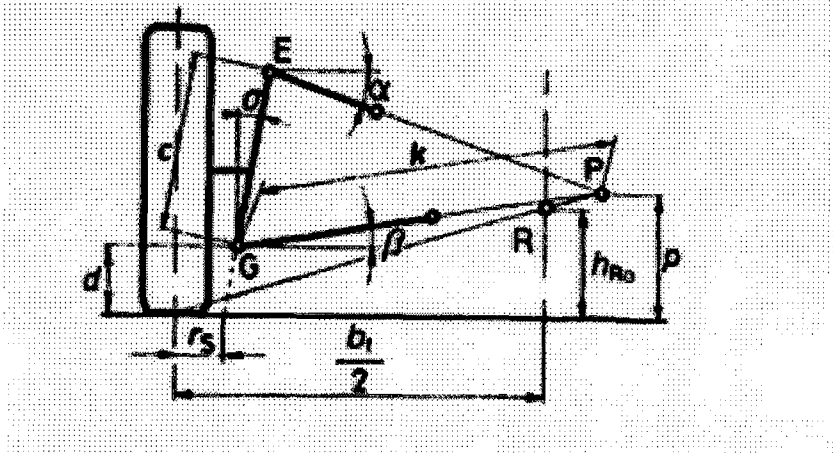
Özellikle çift enine yönverici aksların kullanıldığı sistemlerde, tekerleğin mağruz kaldığı yatay kuvvetler gövde üzerinde döndürme momenti yaratarak gövdenin yatmasına sebep olur.



Şekil 2.15 Çift enine yönvericili sistemde kamber açısı değişimi

Şekil 2.15'te çift enine yönvericili bağımsız askı düzeneği kullanılan bir taşıtta tekerleklerin, taşıtın virajdaki hareketinde gövdenin dönmesine bağlı olarak kamber açılarındaki değişim gösterilmiştir. Virajın dış tarafında kalan tekerlekte pozitif kamber açısı ' $\epsilon_{w,o}$ ' ve içteki tekerlekte negatif kamber açısı ' $\epsilon_{w,i}$ 'nin oluşumu tekerleklerin yan kuvvetleri karşılama azaltmaktadır (Jörnson ve Helmut, 1986).

Çift enine yönvericili bağımsız tekerlek askı sistemlerinde aksın ani dönme merkezi, yönverici kolların doğrultularının birleştirilmesi ile bulunur. Gövdenin aks üzerindeki dönme merkezi ise, tekerleğin yola temas noktasından aksın ani dönme merkezi birleştiren doğru üzerinde ve önden bakıldığında taşıtın orta eksenindedir.



Şekil 2.16 Aksın ani dönme merkezinin bulunması

Şekil 2.16’da alt ve üst enine yönverici kollardan doğrular uzatılarak aksın ani dönme merkezi P noktası bulunmuştur. P noktasıyla tekerleğin yere temas noktasında birleştirilerek, doğru üzerinde aracın orta eksenini kesen noktada; ‘R noktası’ taşıtın dönme merkezidir. Taşıtın dönme merkezinin yüksekliği, h_{Ro} ;

$$h_{Ro} = \frac{b_1}{2} \frac{p}{k \cos \beta + d \tan \sigma + r_s} \quad (2.1)$$

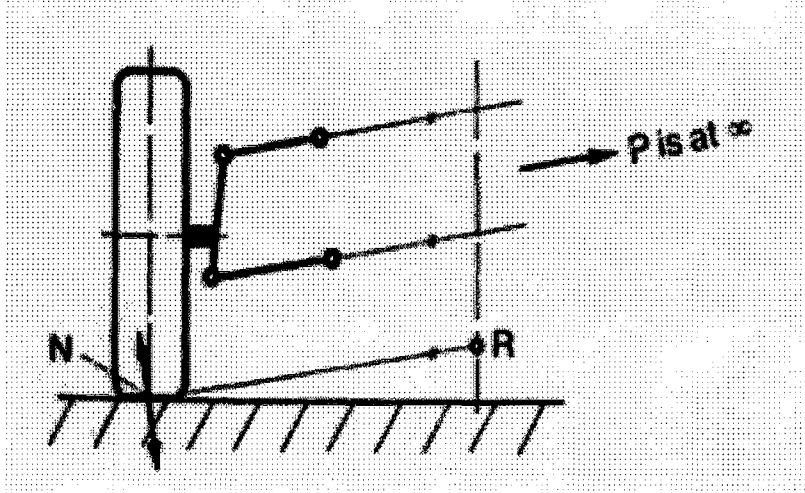
şeklinde bulunur. Burada ‘p’ ve ‘k’ değerleri ise;

$$k = c \frac{\sin(90 + (\sigma - \alpha))}{\sin(\alpha + \beta)} \quad (2.2)$$

$$p = k \sin \beta + d \quad (2.3)$$

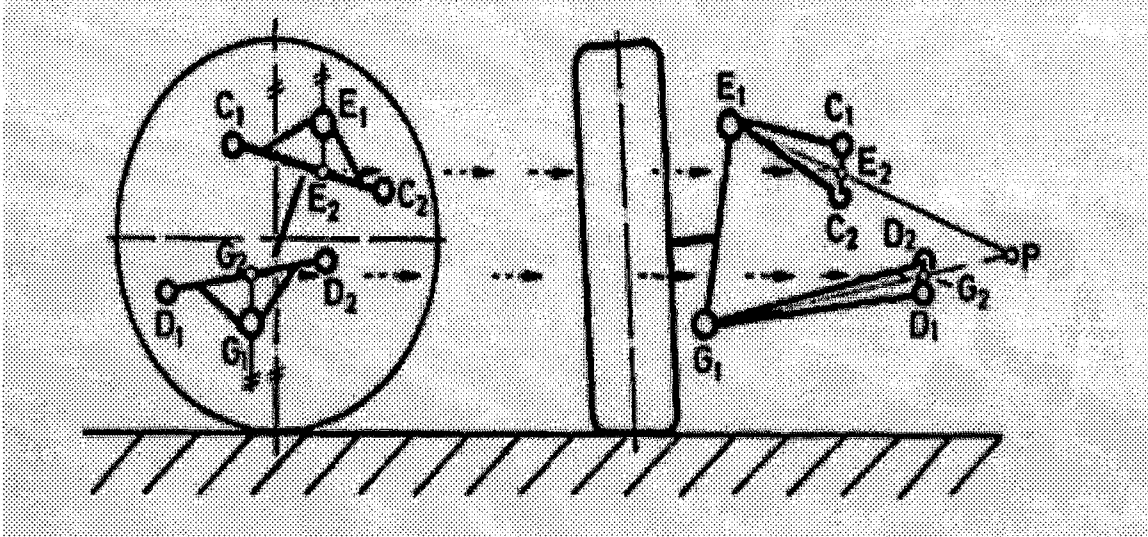
şeklinde bulunur.

Yön verici kolların birbirlerine paralel olması durumunda kolların uçlarından çizilen doğruların sonsuzda birleştiği kabul edilir. Bu durumda aksın ani dönme merkezi de sonsuzdadır. Gövdenin dönme merkezi R noktası ise, enine yönverici kollara tekerlek temas noktasından çizilen paralel üzerinde ve bu paralelin taşıt orta eksenini kestiği noktadadır.



Şekil 2.17 Paralel enine yönvericili sistemde gövde dönme merkezi

Paralel enine yönvericilerin yüzeylerinin birbirleriyle açı yapması, paralel olmaması durumunda ise, aks dönme merkezi Şekil 2.18'de gösterildiği gibi; yandan bakıldığında, E_1 ve G_1 küresel mafsallı alt ve üst poyra bağlantısından düşey yönde bir dikme çizilerek, enine yönvericinin gövde yatakları eksenini (C_1-C_2 ve D_1-D_2) üzerinde kestiği, E_2 ve G_2 noktaları bulunur. Aksın ani dönme merkezi, E_1-E_2 ve G_1-G_2 noktalarının uzantılarının birleştiği P noktasındadır. Yine gövdenin dönme merkezi, P noktasıyla tekerleğin yere temas noktası arasındaki doğru üzerinde, taşıtın orta eksenindedir.



Şekil 2.18 Paralel olmayan enine yönvericili sistemde aksın ani dönme merkezi

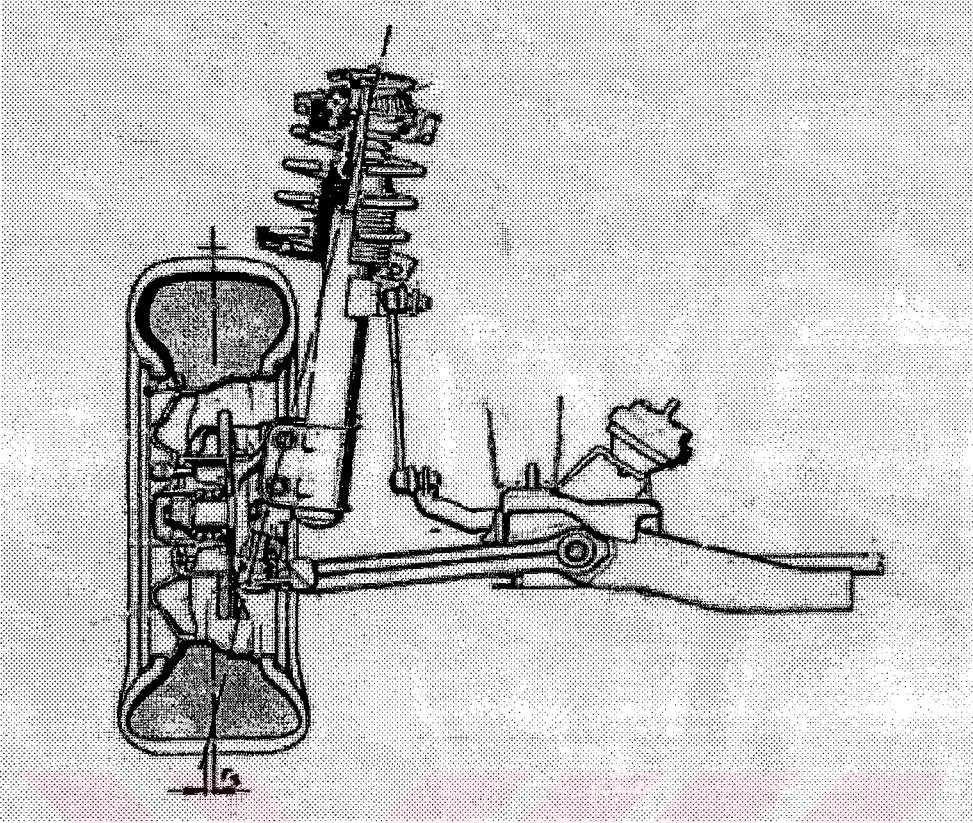
2.2.2 Mc Pherson Yaylı ve Amortisörlü Ayak

Mc Pherson yaylı ve amortisörlü ayak, çift enine yönericili bağımsız tekerlek askı sisteminin basitleştirilmiş ve daha gelişmiş bir çeşitidir. Mc Pherson askı düzeneğinde üst yönverici yoktur. Bunun yerine yukarıya doğru uzatılmış bir aks bacağı taşıyıcısı bulunmakta ve bu bacak etrafında da helisel yay ile çamurluk bölgesinde araç gövdesine oynak bir şekilde yataklanmıştır. Bacak genelde sönümleyici yani amortisör olarak kullanılır. Bacak üzerine tekerleğe etkileyen bütün kuvvetler etkimekte, dolayısıyla amortisör piston kolları eğilme kuvvetine mağruz kalır. Amortisöde eğilme kuvveti deformasyonu sonucu oluşabilecek, tekerleklerin kamber ve kaster açılarındaki değişimleri engellemek için, amortisör piston kolu çapı genel kullanımlardan 11 mm' den en az 18 mm'ye, ve piston çapıda 27 mm'den 30 veya 32 mm'ye çıkartılır. Bu şekilde bacak üzerinde daha mukavim bir yapı elde edilerek, daha güvenli bir askı düzeni sağlanmış olur (Jörnson ve Helmut,1986).

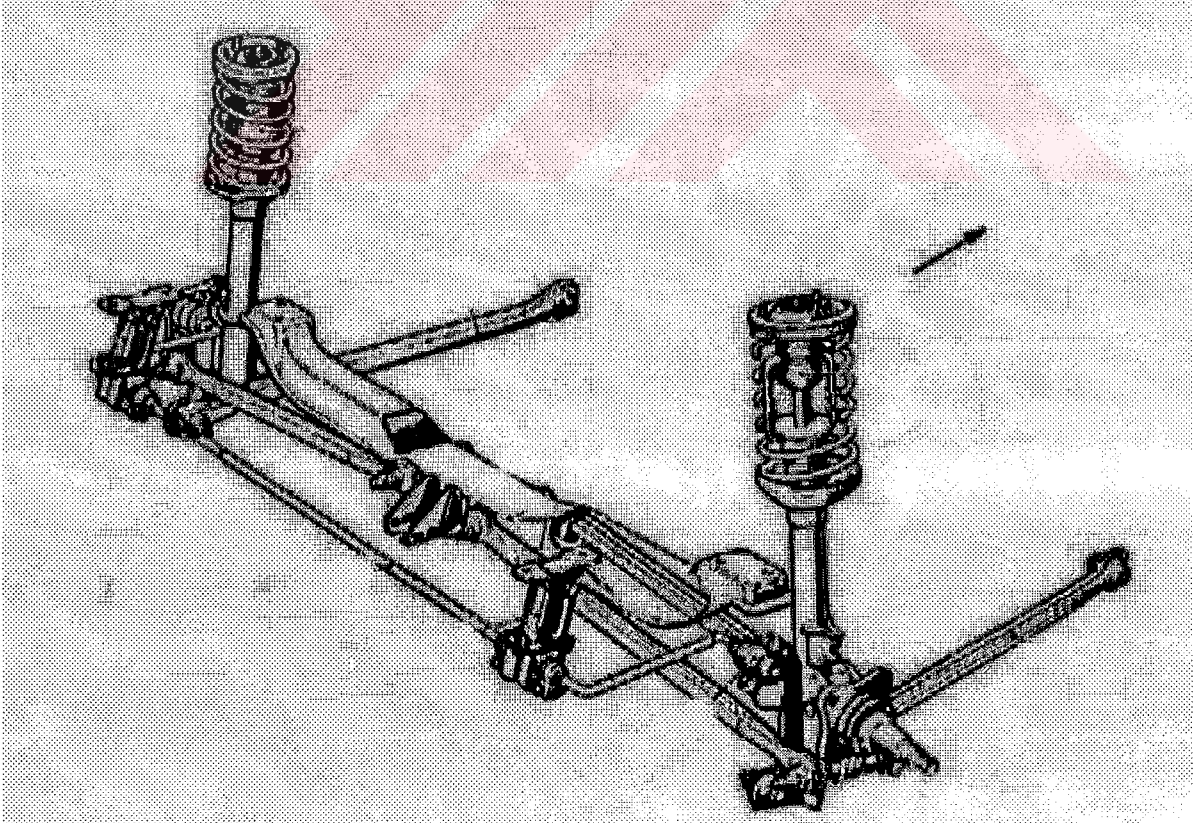
Mc Pherson askı düzeninin tercih edilmesinin bir sebebidir iki yönverici yataktan tasarruf edilmesidir. Bunun yanında imalat hatalarının etkisinde sistemin daha basit olmasından dolayı daha aza indirgenmiştir. İmalat maliyetleride daha ekonomik ve sistemin taşıt üzerinde yer gereksinimide daha azdır. Kuvvetlerin büyük çoğunluğunun çamurluğa iletiliyor olması istenmeyen bir durumdur. Çamurluk sacı taşıt üzerinde mutlaka kuvvetlendirilmelidir.

Alt enine yönvericinin şekli genel olarak enine çift yönvericili akslarda kullanılan yönvericilere benzemektedir. Stabilizatör kullanılması durumunda, genelde satabilizatör kolları enine yönvericinin boyuna desteklenmesi için çeki ve bası çubuğu olacak şekilde monte edilirler. Satabilizatörlerin son yıllarda bu şekilde alt yönvericiye destek olarak kullanımı artmıştır (Demirsoy, 1991).

Mc Pherson askı sisteminin ön aksın yaylandırılmasında kullanılması halinde, araç gövdesinin yaylandırılması, boyuna yönde alt yönvericiye monte edilmiş torsiyon çubuk yayları ile veya amortisör ayağının üst kısmına, gövdedeki yay tablası ile amortisör borusu üzerine yerleştirilmiş helisel yaylarla yapılmaktadır. Arka akslarda Mc Pherson sisteminin kullanılması genelde önden tahrikli taşıtlarda yapılmaktadır ve taşıtın yaylandırılması helisel yayların yanında enine yönde yerleştirilmiş yapıyak yaylarlada yapılabilmektedir.

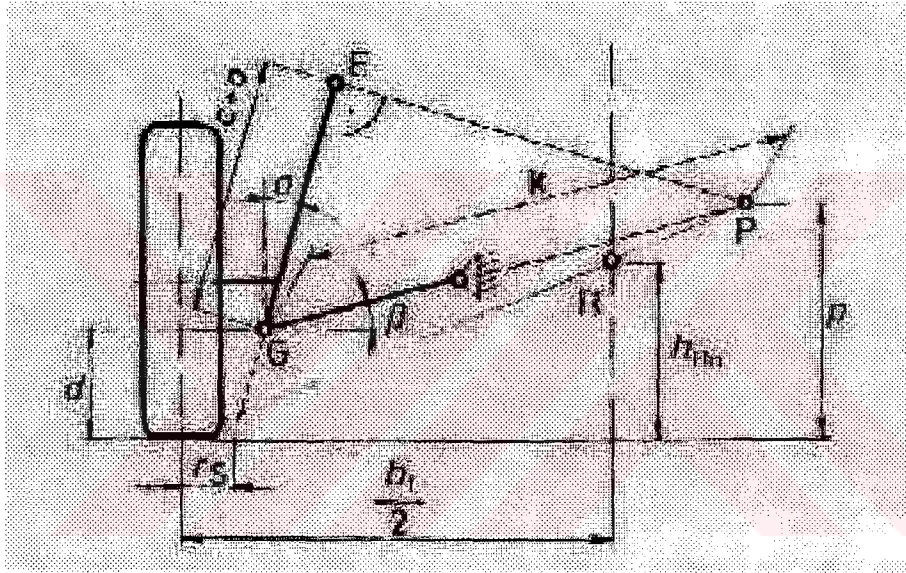


Şekil 2-19 Opel'in Mc Pherson bağımsız ön aks düzeni uygulaması



Şekil 2.20 Lancia Delta'da boyuna ve enine yönvericilerle kullanılan Mc Pherson askı sistemi

Mc Pherson tekerlek askı sisteminin ani dönme merkezi, Şekil 2.21’de görüldüğü gibi alt enine yön verici kolun yatay düzlemdeki uzantısı ile yaylı amortisör bacağına düşey eksenine yatay düzlemde 90° açı yapan doğrunun kesişimi ile bulunur. Şekilde P noktası askı sisteminin ani dönme merkezidir. P noktasından tekerleğin yere temas merkezine çizilen doğrunun taşıtın orta eksenini kestiği nokta, gövdenin dönme merkezi olarak bulunur. Mc Pherson askı sisteminde gövde dönme merkezinin yüksekliği, alt enine yönverici kolun yatayla yaptığı açı, tekerlek yönverme eksenini EG doğrultusunun (ön aks pimi eksenini) düşeyle yaptığı açı ve Mc Pherson bacağına düşey eksen çizgisinin (Mc Pherson bacağı ile tekerlek yönlendirme eksenini farklı olduğu zaman) düşeyle yaptığı açılara bağlıdır.



Şekil 2.21 Mc Pherson askı isteminde gövde ve aks ani dönme merkezleri

Askı sisteminin ani dönme merkezi ne bağlı olarak, Şekil 2.21’deki değerlere göre gövdenin dönme merkezi, R noktasının yerden yüksekliği, h_{Ro} aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$h_{Ro} = \frac{b_1}{2} \frac{p}{k \cos \beta + d \tan \sigma + r_s} \quad (2.4)$$

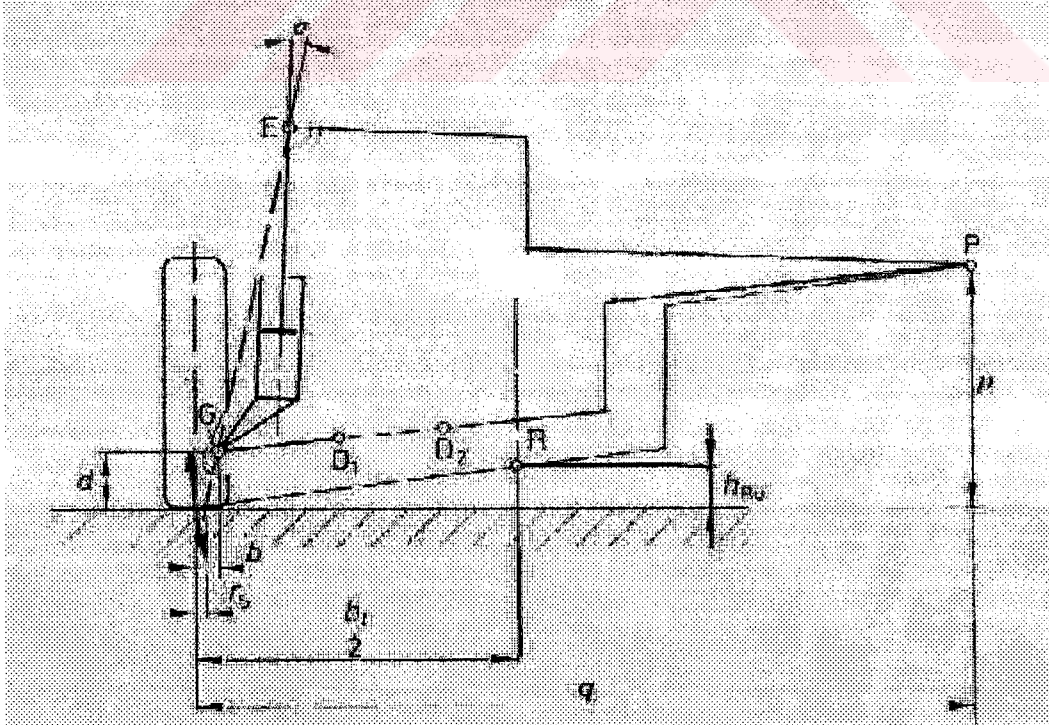
şeklinde bulunur. k ve p değerleri ise;

$$k = \frac{c + o}{\sin(\alpha + \beta)} \quad (2.5)$$

$$p = k \sin\beta + d \quad (2.3)$$

şeklinde bulunur.

Mc Pherson askı sisteminde, bacağın düşey eksenle yaptığı açının azaltılarak, yani bacağı düşey eksende mümkün olduğu kadar dik olacak şekilde ve alt enine yönvericinin yatayla yaptığı açının küçültülerek dizayn edilmesi durumunda, gövde dönme merkezi R noktası o kadar yere yakın bir yükseklikte olacaktır. Bunun sonucu olarak taşıtın yaylanmasında camber açısı pozitif olarak değişecektir. Ayrıca Şekil 2.22'de görüldüğü gibi alt enine yönverici kolun gövdeye olan bağlantısını D_1 noktasından D_2 noktasına almak, yani alt kolun boyunu uzatmakta taşıtın kinematik özelliklerini arttıracaktır. Daha küçük yuvarlanma yarıçapı ' r_s ' (tekerleğin yere temas merkezi ile ön aks pimi ekseninin uzantısının, yere temas noktası arasındaki mesafe) ve king-pin açısı (ön aks pimi ekseninin düşeyle yaptığı açı) elde etmek için G noktası mümkün olduğu kadar tekerleğin orta eksenine yakın dizayn edilmeye çalışılarak şekildeki 'b' mesafesi küçültülür. Tekerlek orta eksenine G noktası arasındaki uzaklık şekilde 'b' ile gösterilmiştir ve 'b'nin kısaltılmasıyla, Mc Pherson bacağındaki amortisörde daha az sürtünme oluşur, D , E ve G noktalarındaki yataklara daha az kuvvet etki eder (Jörnsten ve Helmut,1986).



Şekil 2.22 Gövde dönme merkezi R noktasının yerinin değişimi

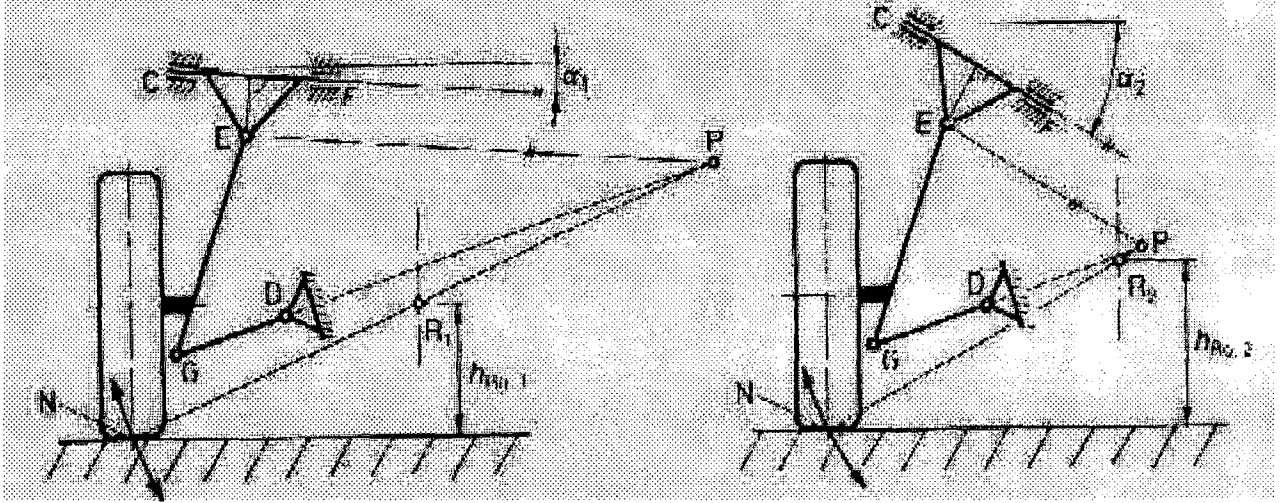
Ön tekerleklere pozitif kamber açısı ve ön aks dingil pimine açı verilerek tekerlek tepki noktasıyla, aks pimi eksenini birbirine yaklaştırılır , direksiyonun döndürülmesi için gerekli kuvvet ve lastiklerde oluşan aşınma azaltılır.

2.2.3 Boyuna-Enine Yönvericili Askı Sistemleri

Boyuna-enine yönvericili bağımsız tekerlek askı sistemide, Mc Pherson askı sistemi gibi çift enine yönvericili askı sisteminin değişik bir konstrüksiyonudur. Bu sistemde üst enine yönverici yerine oldukça mukavim bir ön duvara yataklanan üçgen boyuna yön verici kullanılır. Bunun üzerinede yay sehpaşı yerleştirilerek gövdenin askı sistemi üzerinde yaylandırılması sağlanır. Boyuna yönvericinin dönme eksenini yatay ve aracın enine yönde yerleştirilmiş ise, dönme eksenine torsiyon çubuğu yerleştirilerek, çubuğun stabilizatör görevi yapması sağlanır. Boyuna-enine yönverici askı sistemleri otomobillerin ön akslarında nadir olarak kullanılır.

Askı sisteminin ani dönme merkezi Mc Pherson ve çift enine yönvericili askı sistemlerine benzer olarak bulunur. Şekil 2.23'te askı sisteminin ani dönme merkezi ve taşıtın dönme merkezlerinin geometrik yerlerini bulunması gösterilmiştir. Boyuna salıncak kolunun yataklarının eksenine paralel 'E' noktasından çizilen doğrunun, alt enine salıncak kolundan uzatılan doğruyla birleşim yeri, askı sisteminin ani dönme noktası olan P noktasının yerini verir.

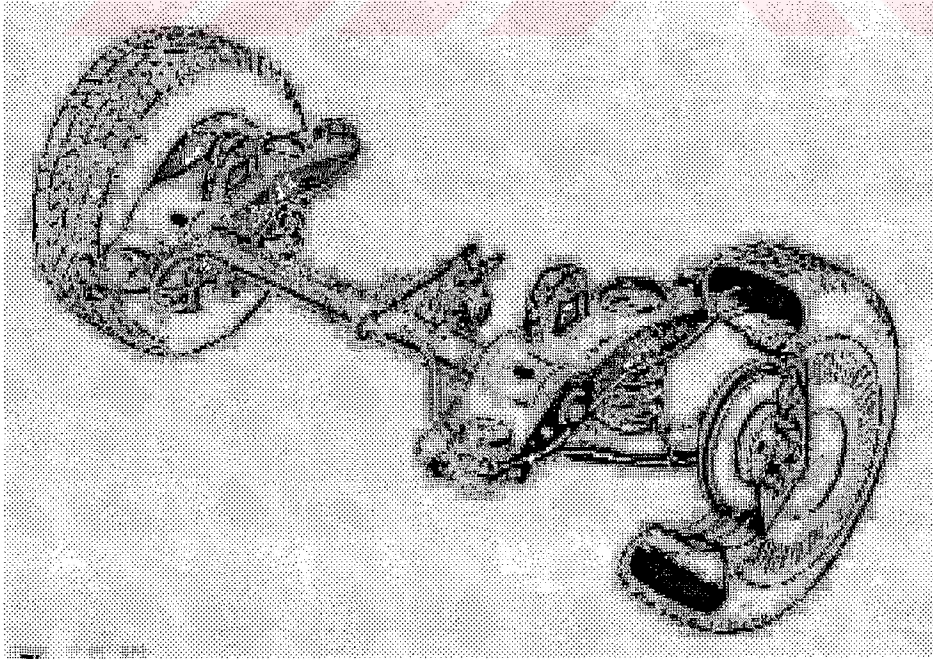
Ani dönme noktası P'den tekerlek tepki noktasını birleştiren doğrunun araç orta eksenini kestiği R noktası ise bu askı sisteminin kullanıldığı taşıtın dönme merkezinin yerini verir. Şekil 2.23'te gösterildiği gibi, üst boyuna yönverici salıncak kolunun yataklarından geçen eksenin, yatayla yaptığı α açısı büyüdükçe, aksın ani dönme merkezinin yeri taşıtın orta eksenine yaklaşır. P noktasının taşıt orta eksenine yaklaşmasıyla, gövdenin dönme merkezinin yani R noktasının yerden yüksekliği, h_{R0} artar (Jörnsen ve Helmut, 1986).



Şekil 2.23 Boyuna-enine yönvericili askı sistemide dönme merkezleri

2.2.4 Boyuna Yönvericili Bağımsız Askı Sistemi

Boyuna yönvericili askı sisteminde, aracın boyuna yönde dönebilir şekilde gövdeye yataklanmış ve diğer ucunda askı muylusunu taşıyan salıncak kolları kullanılır. Boyuna yönvericiler bütün yönlerdeki kuvvetleri karşılamak durumunda olup yüksek derecede eğilme ve torsiyona zorlanmaktadır. Şekil 2.24'te boyuna yönvericili bir askı sisteminin resmi görülmektedir.

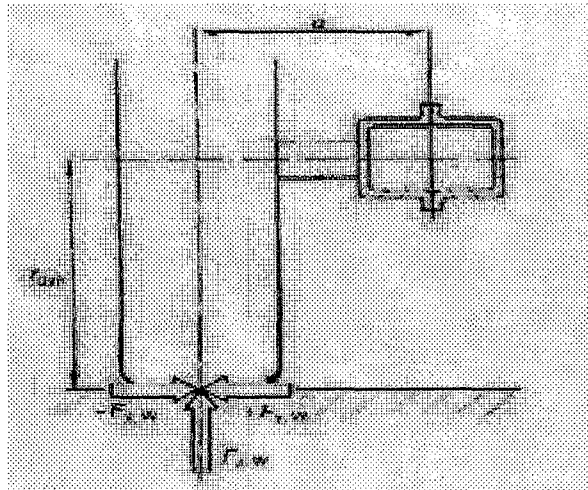


Şekil 2.24 Boyuna yönvericili askı sistemi

Tekerleklerin kamber açısı değişimine engel olmak için dönmeye karşı dayanıklı olmaları gerektiğinden, kutu profil (Şekil 2.25) şeklinde dizayn edilirler. Boyuna yönvericili bağımsız askı sistemi yapılış yönünden oldukça basit olup, özellikle ön asktan tahrikli araçların arka akslarında kullanılarak taşıtın bagaj hacminin aşağıya doğru arttırılması sağlanır. Sabit akslara göre birbirlerinden oldukça açık yay bağlantılarının yapılabilmesine olanak veren bu aks sistemi, yüksek olan araç gövdelerinde arzu edilen bir dengeyi sağladığından, nadirde olsa römorkların askı sistemlerindedeki kullanılmaktadır. Boyuna yönverici aksların, otomobillerin ön akslarında, yaylanma sırasında meydana gelen kaster açısı değişimi sebebiyle, taşıtın yol tutuş özelliklerini kötüleştirdiğinden dolayı otomobillerde kullanımına pek rastlanmaz.

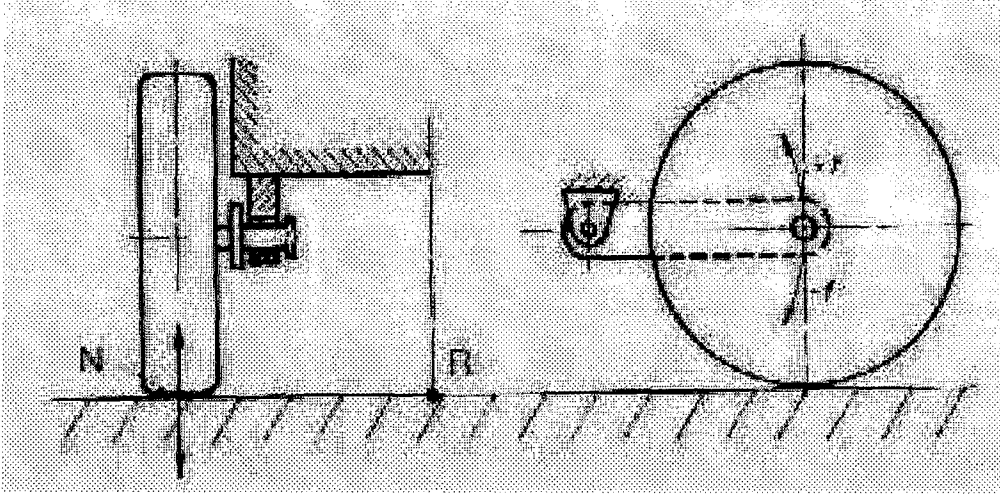
Boyuna yönvericili bağımsız askı sisteminin yaylandırılması çoğunlukla yönverici kolla, gövde üzerinde yataklanmış bir veya iki enine torsiyon çubuk yayları ile yapılır. İki torsiyon çubuk yayı kullanılması durumunda, yaylar birbirlerine paralel veya çapraz olacak şekilde düzenlenirler. Torsiyon çubuklarının yanında helisel yaylarda, özellikle yönvericilerin yüksek kuvvetleri araç gövdesine iletmek için amortisör ile beraber yaylı ayaklara yerleştirilirler.

Gövde dönme merkezi, boyuna salınak kolunun dönme ekseninin yatay düzleme paralel olması durumunda (Şekil 2.26), boyuna yönvericili askı sisteminde yer düzlemindedir. Enine çift torsiyon çubuğu kullanıldığında konstrüksiyon gereği torsiyon çubukları yatayla açı yapacak şekilde monte edilirler ve bu durumda boyuna yönverici kolun, dönme eksenini yatayla açı yapacak şekilde araç gövdesine monte edilir. Bu durumda ise, gövde dönme merkezi tekerlek tepki noktasından, boyuna yönvericinin yatağının eksenine paralel çizilen doğrunun, taşıt orta ekseninin kestiği noktadadır (Şekil 2.27).

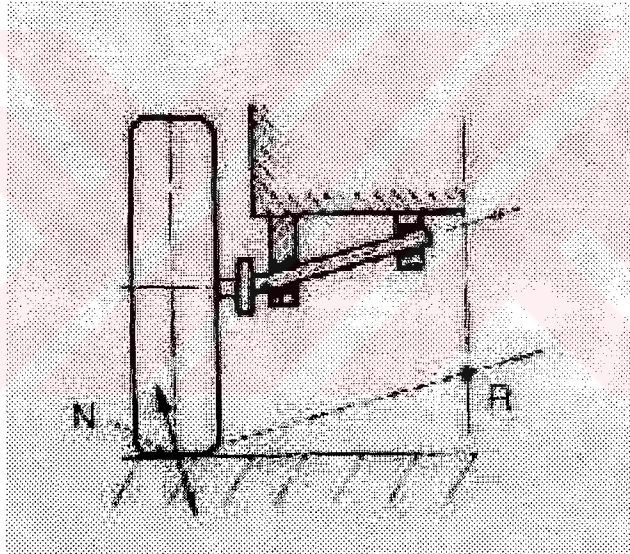


Şekil 2.25 Boyuna yönvericiye etkiyen moment

$$T = F_{zw} \times a + F_{yw} \times r_{din}$$



Şekil 2.26 Gövde dönme merkezi R noktasının yere paralel dönme eksenli yönverici için yeri



Şekil 2.27 Dönme merkezi R noktasının yönvericinin eğik monte edildiği durumdaki yeri

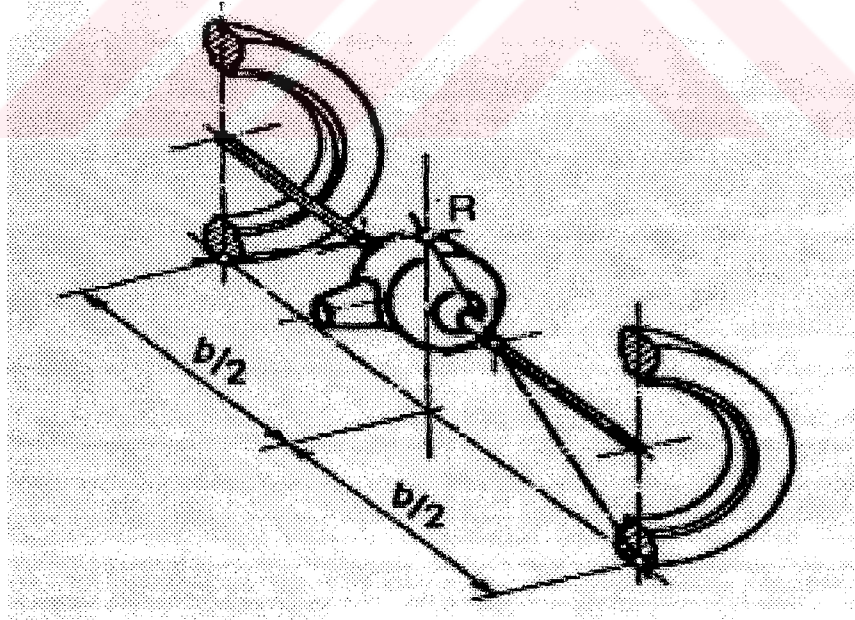
2.2.5 Sarkaç Akslar

Sarkaç akslar genelde otomobillerin arka akslarında kullanılırlar. Arka akslarda kullanılan en eski bağımsız tekerlek askı sistemidir. Bu askı sisteminin kullanımındaki en önemli faktör standart yapım şekilli otomobillerde ve arkadan motorlu araçlarda diferansiyelin her iki tarafında kullanılarak uygun yönverme imkanı yaratabilmesidir.

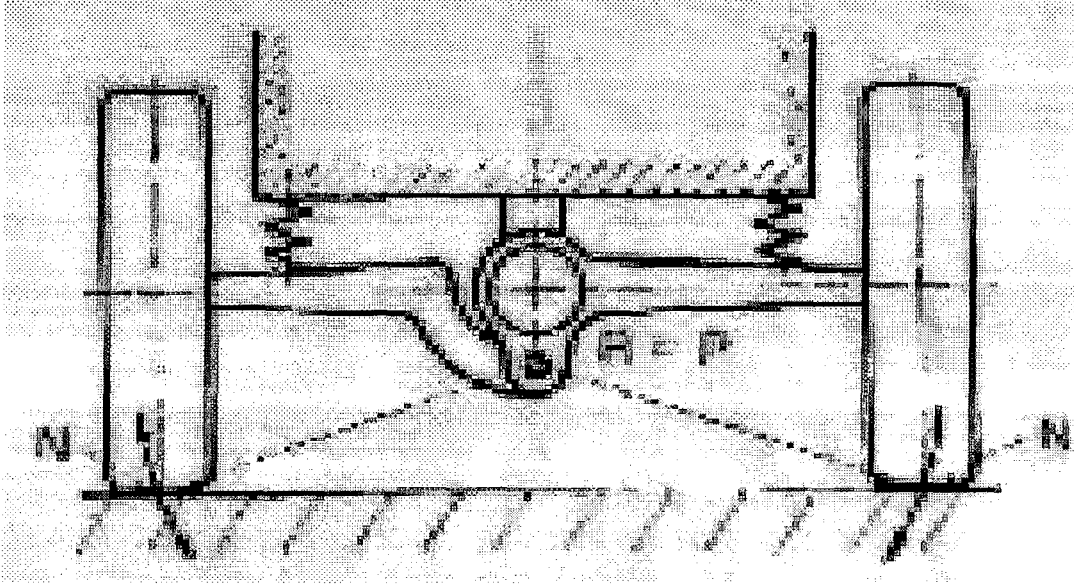
Günümüzde taşıtlarda arka tekerleklerin askı sistemleri dizayn edilirken aksın ani dönme merkezinin taşıtın ön aksının ani dönme merkezinin yüksekliğinde, hatta daha altında dizayn edilmeye çalışılır. Bu dizayn kriterini sarkaç akslar yerine getiremezler. Bu olumsuz yönünün yanında aracın hareket emniyetine olumlu yönde etki etmeyen oldukça kuvvetli bir iz genişliği ile kamber açısı değişimi meydana getirir. Bu nedenle bu askı düzeneği çeşitide günümüzde pek kullanılmamaktadır (Çetinkaya, 1999).

Yaylanma esnasında tekerleklerde negatif kamber açısı değişimi oluşur. Aracın yaylanması helisel yaylarla veya torsiyon çubuk yaylar ile yapılır. İki mafsallı sarkaç aks aracın ortasına yakın bir yerde dönebilecek şekilde yataklanmış olan enine yönverici kollardan oluşmaktadır. Bu kollar genellikle aks boruları olarak yapılırlar ve içlerinde tahrik milleri bulunur.

Tekerleklerin yan kuvvetlere karşı yönlendirilmesi enine yönverici kollarla sağlanır. Boyuna yönde oluşan tahrik ve frenleme kuvvetleri ise, aks borularına veya enine yönvericilere tespit edilmiş boyuna yönvericilerle karşılanır (Demirsoy, 1991).



Şekil 2.28 İki mafsallı sarkaç aks için gövde dönme merkezi yeri

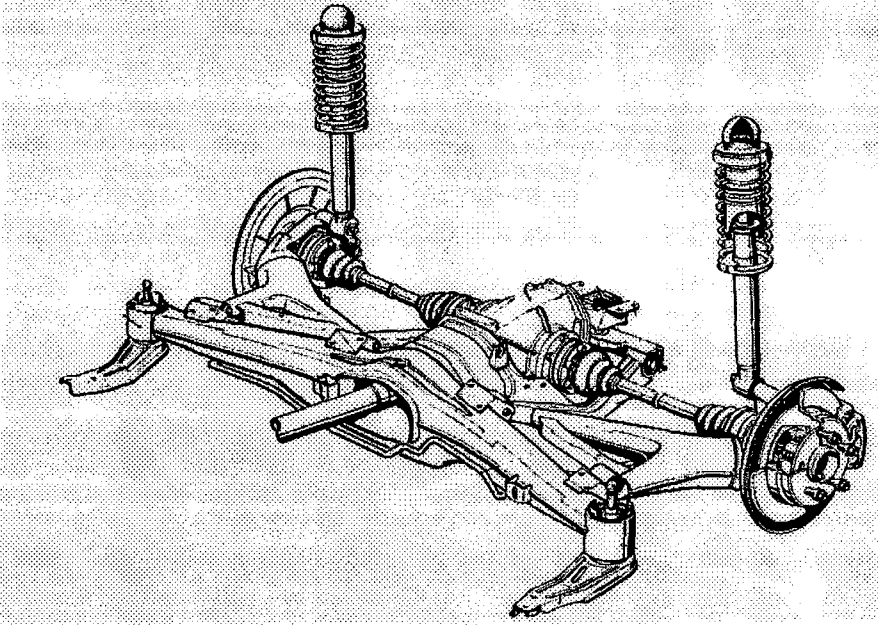


Şekil 2.29 Tek mafsallı sarkaç aks için gövde dönme merkezi yeri

Şekil 2.28 ve 2.29'da iki ve tek mafsallı sarkaç akslar için gövde dönme merkezi R noktasının yeri gösterilmiştir. Şekildende anlaşıldığı gibi iki mafsallı sarkaç akslarda gövde dönme merkezi R noktasının yeri oldukça yüksektir (JörnSEN ve Helmut, 1986).

2.2.6 Eğik Yönvericili Bağımsız Askı Sistemleri

Eğik yönvericili bağımsız askı sistemi genel olarak, aracın her iki tarafında düzenlenmiş olan üçgen yönvericilerden meydana gelmektedir. Üçgen salıncak kolunun bir kenarı aracın enine yerleştirilmiş bir kirişine dönebilir şekilde yataklanmış ve ucu ile aks muylusunu taşımaktadır. Eğik yönvericili bağımsız tekerlek askı sistemi diagonal sarkaç aks olarakta isimlendirilir. Tahrik edilen akslarda diferansiyelinde monte edildiği bu enine kriş, eğik yönverici kollarında monte edildiği oturak olarakta kullanılır. Bu askı sistemi tekerleklerin bütün yönlerdeki yönverme kuvvetlerini karşılar ve yüksek derecede eğilme ve torsiyon ile zorlanmaktadır. Yönverici kollar yani salıncak kolları tekerleklerin kontrol edilemeyen kamber açısı değişimlerine engel olmak için çarpılmaya karşı dayanıklı olacak şekilde ya preslenmiş sac parçalardan, yada kaynak edilmiş boru konstrüksiyonlarından yapılırlar (Demirsoy, 1991).

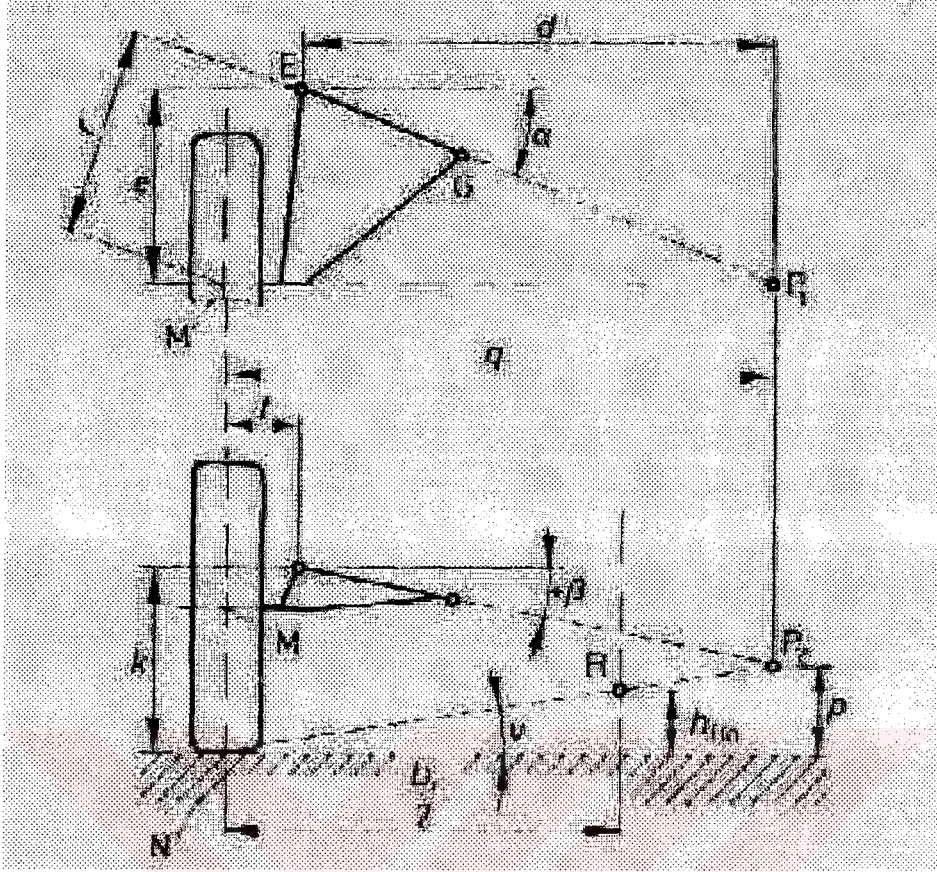


Şekil 2.30 BMW 5 serilerinde kullanılan eğik yönvericili askı sistemi

Şekil 2.30'da BMW 5 serilerinde kullanılan eğik yönvericili bağımsız askı sistemi görülmektedir. Salıncak kollarının oturduğu oturak araç gövdesine monte edilerek ara montaj elemanı olarak görev yapar. Salıncak kollarıda bu ara montaj elemanı olan oturak üzerine eğik açıyla ve lastik burçlu yataklarla oturtulmuştur (Jörnsen ve Helmut, 1986).

Eğik yönvericili askı sistemi tahrik edilen veya edilmeyen arka akslara çok yönlü uyum kabiliyeti ile son derece iyi hareket tekniği özellikleri vermektedir, ve yapım şekilleri oldukça ekonomiktir. Fakat tekerleklerin kamber açısı ve iz genişliği değişimi fazladır. Yoldan tekerleklere etkiyen kuvvetler eğik yönvericiler tarafından uygun bir şekilde karşılanır ve keskin virajlarda dışta kalan tekerleğin kalkmaya olan eğilimi azalır.

Eğik yönvericili askı sisteminde, salıncak kollarının dönme ekseninin, aracın enine olan eksenle yaptığı açı 45° 'ye kadar çıkmaktadır. Fakat hareket tekniği yönünden daha küçük olan 10° veya 20° arası değerler seçilmektedir. Eğik yönvericili aks askı sisteminde, salıncak kolunun dönme eksenine, diferansiyel çıkışında bulunan tahrik mili mafsallı birbirine kavuşmaz. Dolayısıyla tekerleğin yaylanmasıyla, tahrik mili boyunda değişimler oluşur. Bu sebeple tahrik mili bu uzunluk dengesi sağlayacak şekilde boyuna uzamalara ve kısalmalara izin verecek şekilde dizayn edilir (Demirsoy, 1991).



Şekil 2.31 Eğik yönvericili sistemde gövde dönme merkezi yeri

Aksın ani dönme merkezi Şekil 2.31’de görüldüğü gibi , askı sistemine yukarıdan bakıldığında, E ve G salıncak kolu dönme ekseninin dorultusunun, tekerlek orta noktasından aracın enine yönde çizilen doğru ile kesişim noktası olan P_1 noktası olarak bulunur. P_1 noktasının yerden yüksekliği ise aynı askı sistemine arkadan bakıldığında, P_2 noktası olarak şekilde görülmektedir. Gövde dönme merkezi R noktası ise, tekerlek tepki noktasından P_2 noktasına çizilen doğrunun, aracın orta eksenindeki kesişim noktasıdır. Dizayn parametreleri olan, şekildeki; e , f , k , b , α ve β değerleri bilindiğinde, ani dönme merkezi P_2 noktasının yerden yüksekliği ‘ p ’ ve gövdenin dönme merkezi R noktasının yerden yüksekliği ‘ h_{Ro} ’ aşağıdaki şekilde bulunur.

Aks ani dönme merkezi yüksekliği ;

$$p = k - \tan \beta d \quad (2.6) \text{ ve burada } d = e \cot \alpha \quad (2.7)$$

gövde dönme merkezi yüksekliği;

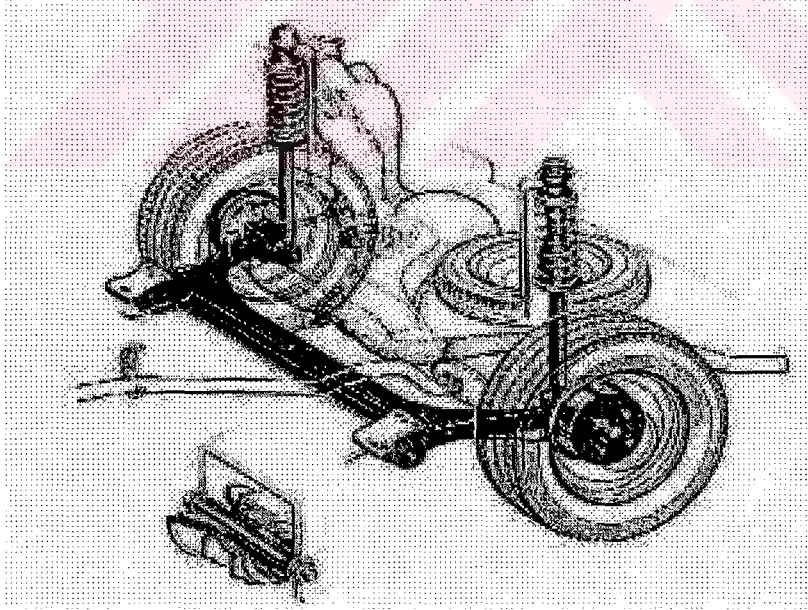
$$h_{Ro} = \frac{b}{2} \times \frac{p}{f+d} \quad (2.8)$$

şeklinde hesaplanır.

Eğik yönvericili akslarda araç gövdesinin yaylanması genellikle helisel yaylarla sağlanır. Bazı ender rastlanan dizayn şekillerinde amortisörler yaylı ayak olarak salıncak koluna monte edilirler. Enine eğik olarak yerleştirilmiş torsiyon çubuklarıyla yaylandırılmış şekilleride mevcuttur.

2.3 Birleşik Yönverici Arka Aks

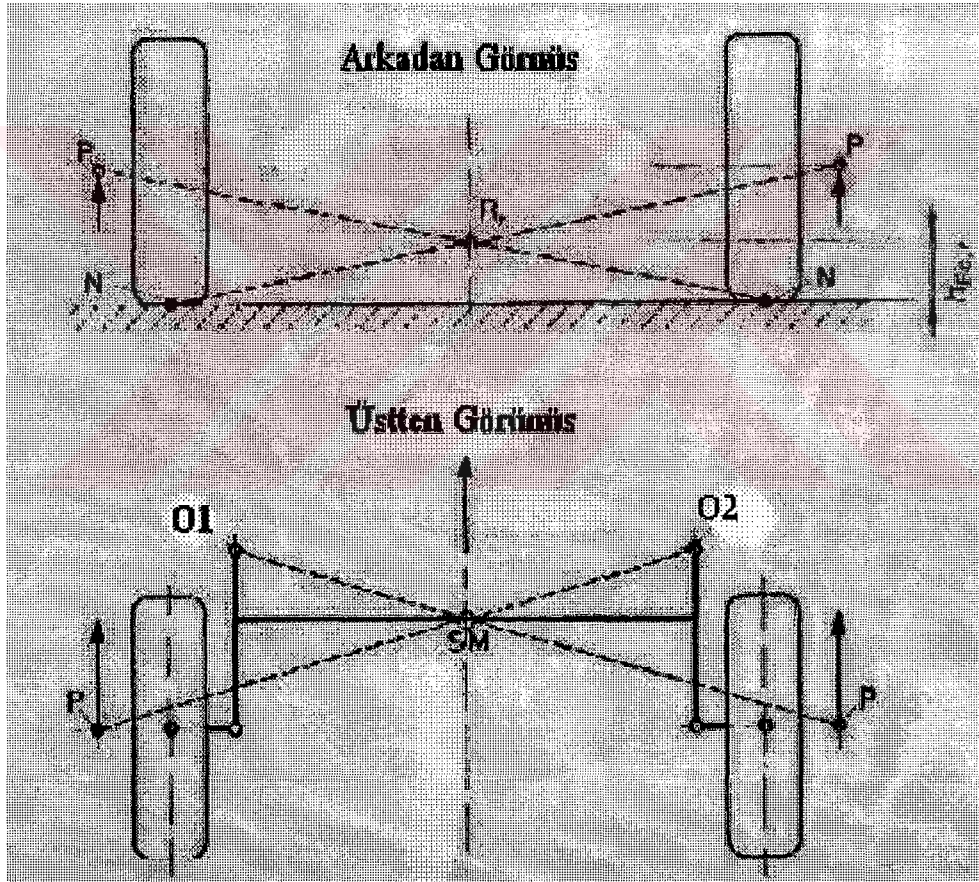
Birleşik yönverici tekerlek askı sistemi, sabit aks ile bağımsız tekerlek askı sistemlerinin iyi özelliklerinin büyük bir kısmını kapsamaktadır ve yapım şekli olarakta çok uygundur. Ön tekerleklerden tahrikli taşıtlar için en uygun arka aks yapım şekli olmuş, hacimsel dağılım, ve ağırlık yönünden en çok tercih edililen arka aks düzeneğidir. Depo, yedek lastik ve geniş bir kabin hacmini, küçük taşıtlar için bile mümkün kılan bir tekerlek askı sistemidir (Şekil 2.32).



Şekil 2.32 VW Golf'te kullanılan birleşik yön vericili arka aks

Yönverici sistem gövdeye Şekil 2.32'de görüldüğü gibi iki noktadan bağlanır. Askı sistemi için yer gereksinimi oldukça azdır ve tekerleklere oldukça basit bir şekilde az elemanla yönverilmiş olur. Hafif yapısı sayesinde yaylandırılmamış kütle oranı düşürülerek iyi bir süspansiyon özelliği sağlanır .

Paralel yaylanma özelliğiyle sabit aksın pozitif özelliklerini yansıtır. Tekerlek izi ve dingil pimi açıları minimum değişiminin sonucu olarak düşük bir lastik aşınması meydana gelmektedir. Tekerleklere etkiyen yatay kuvvetler sonucu çok düşük bir kamber açısı değişimi meydana gelir. Tek taraflı yaylanmada ise, torsiyon yönünden elastik enine profil ile tekerleklerin bağımsız askı sisteminde olduğu gibi birbirlerine göre bağımsız hareket etmeleri sağlanır. Birleşik yönverici aksta torsiyon profilin itme orta noktası, profilde torsiyon momenti meydana getirmeyen enine bir kuvvetin etki ettiği teorik bir nokta olarak tanımlanır. Profilin şekline bağlı olarak bu nokta profilin içinde veya dışında bulunabilir ve enine profilin torsiyonda dönme noktası veya dönme eksenini olarak görülebilir.



Şekil 2.33 Birleşik yönverici aksın yaylanmasındaki davranışı

Şekil 2.33'te birleşik yönverici aksın yaylanmasındaki davranışı görülmektedir. Katı akslarda olduğu gibi paralel yaylanmada dönme eksenini O_1 ve O_2 noktalarından geçmektedir ve torsiyon profili sadece aks taşıyıcısı olarak görev yapmaktadır. Tek taraflı yaylanmada ise aksın dönme eksenini O_1 ve O_2 noktalarının SM itme orta noktasından geçen eksenler üzerindedir. Böylece tekerleğin geometrik hareketi eğik yönverici aksın yönverme hareketine

benzemektedir. Gövdenin dönme merkezi 'R' noktası ise, şekilde üstten görünüşte, yönvercinin gövdeye bağlantı noktalarından çizilen, – O noktaları - ve itme orta noktası SM'den geçen doğrunun tekerlek orta eksenine kesiştiği noktanın - P noktaları - aksın arkadan görünüşünde, tekerlek tepki noktasıyla birleştirilen doğrunun araç orta eksenini kestiği yerdedir. Torsiyon profilinin öne, arkaya , aşağıya veya yukarıya doğru kaydırılması, tekerlek hareket ekseninin yer değişimine sebep olur. Böylece istenilen dizayn parametrelerine göre gövde dönme merkezinin yeri ayarlanmış olur.

Birleşik yönverici aksın iyi olmayan yönü, parçaların çok yönlü fonksiyonu nedeniyle karışık zorlanmaların oluşması ve parçalara etkimesidir. Bu durum seri imalat aşamasına gelinene kadar bir çok testleri gerektirmektedir. Askı sisteminde heriki boyuna yönverici öncelikle tekerleğin düşey, boyuna ve enine yönlendirilmesini sağlamaktadır. Aksın dönmesine önemli bir şekilde etki eden torsiyon profili, aksın fonksiyonu yönünden tekerleklerin bağımsız olarak yaylanabilmesi için torsiyonu zayıf, fakat boyuna yönverici üzerinden iletilen kuvvetleri ve tekerleğin yönverme kuvvetlerini karşılayabilmesi için eğilmeye karşı mukavim olmalıdır. Pratik kullanımlarda torsiyon yönünden istekli olan T, Y ve V profilleri tercih edilir. Kapalı profiller yüksek bir torsiyon dayanımı gösterdiklerinden birleşik yönverici aksta kullanılmazlar (Demirsoy, 1991).

Mukavemet yönünden teknik olarak birleşik yönverici aksın en karışık kısmı torsiyon profilinin boyuna yönvericilere olan bağlantısıdır. Özellikle bağlantı noktalarında aynı anda eğilme zorlamaları, enine kuvvelerin zorlamaları veya torsiyon yüklemeleri meydana gelmektedir. Bu boyuna yönverici ile zor olan bir bağlantıyı gerektirmektedir (Gürcül, 1990).

3. TEKERLEKLERİN İNCELENMESİ

3.1 Tekerlekler

Lastik tekerlekler, taşıtın karşılaştığı tüm kuvvetleri karşıladığından dolayı, taşıt mekaniği açısından incelenmesi gereken önemli konulardan birisidir. Hızlı taşıtların gelişmesi için havalı lastiklerin kullanılması büyük bir önem taşır. Lastiğin taşıma kapasitesi hapsedilmiş olan hava miktarı, lastiğin hacmi ve havanın basıncı ile bağlantılıdır. Lastikler, içlerindeki hava yastıkları ile yoldan gelden çarmların bir kısmını karşılayarak yutmakta ve bu şekilde taşıtın yaylanmasına yardımcı olmaktadır. Bu yaylanma hava hacmi ne kadar büyük ve basınç ne kadar küçük olursa o kadar iyi olmaktadır. Günümüzde lastik tekerlerin başarılı bir şekilde kullanılmalarının nedeni;

1-Tekerlek yükünü küçük bir basınçla zemine nakletmesi ve ucuz bir yol yapısı imkanı sağlaması,

2-Elastikliği nedeni ile dinamik tekerlek basıncı salınımlarını ve yol düzgünlükleri sebebiye oluşabilecek ve konforu etkileyebilecek olan sarsıntıları katı bir tekerleğe göre kat kat alçak tutması,

3-Yol düzlemi içinde kabul edilebilir bir kuvvet nakli imkanı vererek hızlanma-yavaşlama ve yeterliyönlendirme imkanı sağlamasıdır.

Lastikler ve jantlar boyutları, servis tipleri, markaları ve kullandıkları taşıtlara göre oldukça çeşitlilik gösterdiklerinden; özelliklerinin tanımlanması ve kullanım kolaylığı bakımından bütün dünyada geçerli olan ISO ile (International Organization for Standardization) standartlandırılmıştır (Jörnsen ve Helmut, 1986).

Binek otomobil ve hafif ticari vasıtlarda kullanılan lastiklerden beklenen gereksinimler aşağıdaki şekilde gruplandırılabilir:

- Sürüş güvenliği
- Servis ömrü
- Ekonomiklik

- Konfor
- Taşıt kontrolü
- Yük kapasitesi

Ticari taşıtlarda ise öncelikle sürüş güvenliği ve ekonomisi başta olmak üzere, binek otomobil ve hafif ticari vasıtalar için olan özellikler beklenir, fakat önem sırası bu özelliklerin yanında aşağıdaki sıraya göre değişir (Jörnsen ve Helmut, 1986).

- Daha fazla yol yapması
- Düşük yuvarlanma direnci
- Daha iyi çeki ve frenleme direnci
- Daha düşük tekerlek ağırlığı
- Değiştirme kolaylığı

Binek otomobillerle karşılaştırıldığında, ticari vasıtlarda kullanılan lastiklerin yuvarlanma direncinin yakıt ekonomisi üzerindeki etkisi %20-30 oranında daha fazladır. Bu sebeple yuvarlanma direnci ticari vasıta lastikleri için önemli bir faktördür .

3.2 Lastiklerin İşaretlenmesi

Lastik büyüklüklerinin işaretlenmesi esas olarak birbirlerinden bir veya iki harfle ayrılan rakamlar ile yapılmaktadır. Avrupa Lastik ve Jant Teknik Organizasyonu (ETRTO) standardı binek taşıtlar için lastikleri 270 km/h lik hıza kadar ayırır ve aşağıdaki özelliklere göre çeşitlendirir;

- Lastik genişliği , mm cinsinden
- Yükseklik-genişlik oranı, % cinsinden
- Lastik tipi kodu
- Jant çapı, inç veya mm cinsinden
- Kullanım özelliği, yük ve hız indeksi işaretleri

Önek olarak; 175 / 65 R 14 82 H gösterimi olan bir lastik için;

- 175: 1,8 bar basınçla şişirilmiş lastiğin genişliğini,
 65 : Lastik yüksekliğinin genişliğine oranını,% olarak,
 R : Lastik tipi kodu, R radyal lastikler için kullanılır,
 14 : Jant çapı, genelde inç cinsinden gösterilir,
 82 : Yük indeksi, 2.5 bar basınçta ve 160 km/h hızda 475 kg, Çizelge 3.2
 H : Hız sembolü, H tipi lastikler 210 km/h hıza kadar kullanılırlar.

Eski lastik gösterime örnek olarak; 155 S R 13 tipi lastiği incelersek, yeni gösterimden farklı olarak burada 155 yeni bir lastiğin kesit genişliğini göstermektedir.

Amerika Birleşik Devletlerinde üretilen binek otomobil lastikleri için ise lastik işaretinin ön kısmına P kodu (passenger car) eklenir. Aşağıdaki çizelgelerde yük ve hız işaretlerinin gösterimleriyle ilgili semboller ve anlamları yer almaktadır (Jörnson ve Helmut, 1986).

Çizelge 3.1 Lastiklerde kullanılan hız işaretlemeleri; Chassis and Engineering Systems

V (km/h)	Hız Gösterimi
80	F
130	M
150	P
160	Q
170	R
180	S
190	T
210	H
240	V
270	W
210 üzeri	VR(eski gösterim)
240 üzeri	ZR(eski gösterim)

Çizelge 3.1'de F ve M hız isaterleriyle tanımlanan lastikler yedek lastik olarak kullanılırlar ve uzun süre taşıtta kullanımları uygun değildir.

Çizelge 3.2 Tekerlek yük indeksleri; The European Tire and Rim Technical Organization

Yük İndeksi	Tekerlek Basıncına(bar) Göre Yük Kapasitesi(Kg)										
	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
69	215	225	240	250	260	270	285	295	305	315	325
70	225	235	245	260	270	280	290	300	315	325	335
71	230	240	255	265	275	290	300	310	325	335	345
72	235	250	260	275	285	295	310	320	330	345	355
73	245	255	270	280	295	305	315	330	340	355	365
74	250	260	275	290	300	315	325	340	350	365	375
75	255	270	285	300	310	325	335	350	360	375	387
76	265	280	295	310	320	335	350	360	375	385	400
77	275	290	305	315	330	345	360	370	385	400	412
78	280	295	310	325	340	355	370	385	400	410	425
79	290	305	320	335	350	365	380	395	410	425	437
80	300	315	330	345	360	375	390	405	420	435	450
81	305	325	340	355	370	385	400	415	430	445	462
82	315	330	350	365	380	395	415	430	445	460	475
83	325	340	360	375	390	405	425	440	455	470	487
84	330	350	365	385	400	420	435	450	470	485	500
85	340	360	380	395	415	430	450	465	480	500	515
86	350	370	390	410	425	445	460	480	495	515	530
87	360	380	400	420	440	455	475	490	510	525	545
88	370	390	410	430	450	470	485	505	525	540	560
89	385	405	425	445	465	485	505	525	545	560	580
90	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600
91	410	430	450	475	495	515	535	555	575	595	615
92	420	440	460	485	505	525	550	570	590	610	630
93	430	455	475	500	520	545	565	585	610	630	650
94	445	470	490	515	540	560	585	605	625	650	670
95	460	485	505	530	555	575	600	625	645	670	690
96	470	495	520	545	570	595	620	640	665	685	710
97	485	510	535	560	585	610	635	660	685	705	730
98	500	525	550	575	600	625	650	675	700	725	750
99	515	540	570	595	620	650	675	700	725	750	775
100	530	560	590	615	640	670	695	720	750	775	800

Çizelge 3.2'de 270 km/h hıza kadar kullanılan lastiklerin yük indekslerinin, hangi basınçta hangi yük değerine karşılık geldiği görülmektedir.

3.3 SAE Lastik Eksen Sistemi

Taşıtlarda kullanılan tekerleklerin taşıt hareketine göre davranışını incelemeyen önce, tekerleklere etkiyen kuvvet ve moment bileşenlerini ölçmek ve sunmak için SAE tarafından oluşturulan tekerlek eksen sistemi incelenmelidir.

Taşıtın hareketi esnasında taşıta etkiyen dış kuvvetler, yerçekimi kuvveti, aerodinamik kuvvetler ve tekerlek kuvvetleridir. Tekerlek kuvvetleri yol yüzeyinden taşıta etkiyen ve sonuç olarak tekerlek ve yol etkileşiminden doğan kuvvetlerdir. Bu bölümde tekerlek kuvvetlerinin nasıl bazı kuvvet ve momentleri ürettiğini ve çekiş, frenleme ve yatay kuvvetlerin taşıta nasıl bir sürükleme ve çeki kuvvetleri oluşturduğu açıklanacaktır. Cebirsel olarak kuvvet ve momentler yol tarafından tekerleğe uygulanıyormuş gibi kabul edilir.

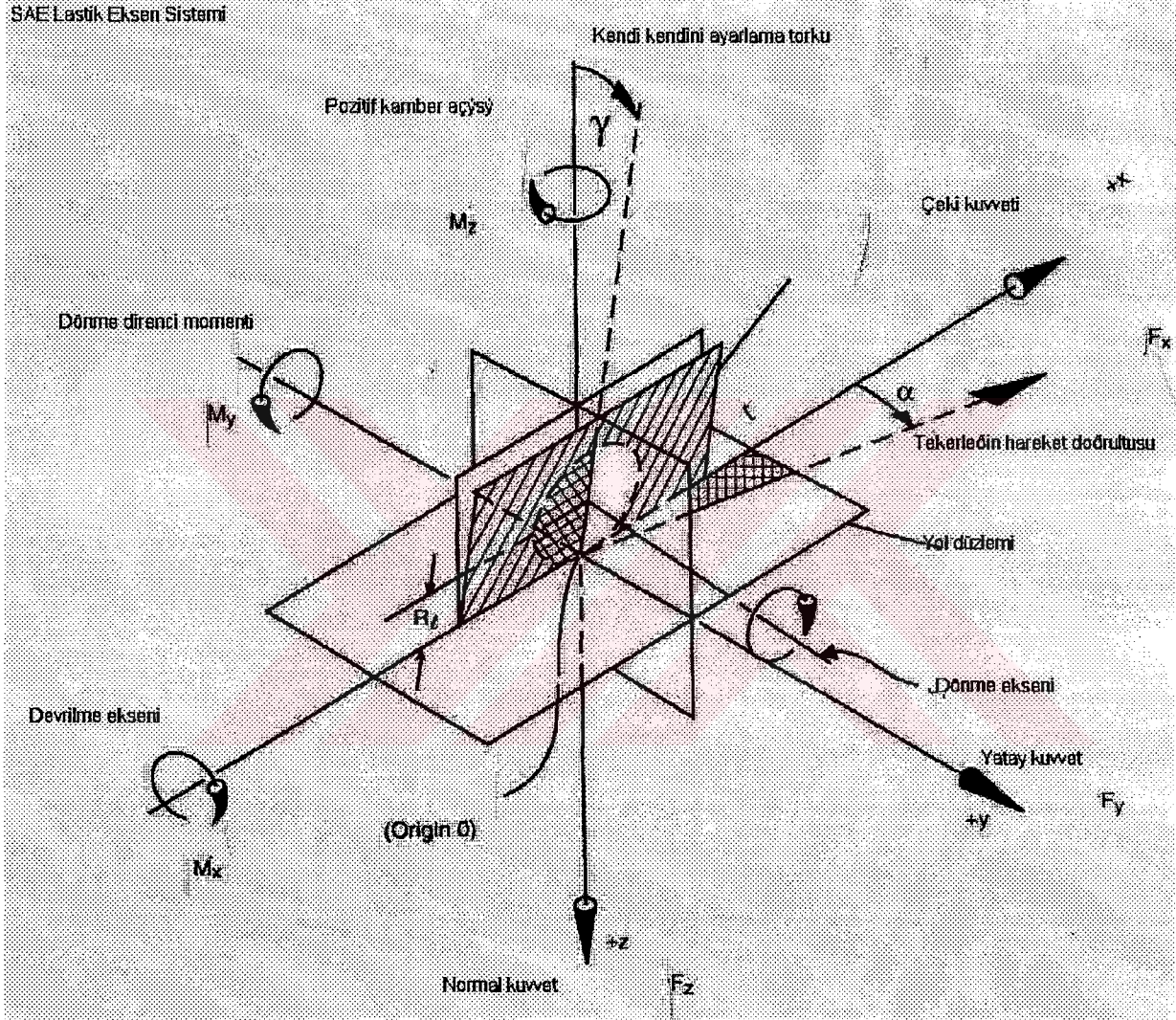
Taşıt dinamiği ve tekerleğin hareketinin incelenmesi için SAE tarafından tekerlek eksen sistemi (SAE J670) oluşturulmuştur. Bu ekseninde orijin O, z eksenine yol düzleminin kesişimidir ve yol düzlemi katı ve düz olarak kabul edilir. X eksenine tekerlek düzlemiyle yol düzleminin kesişimi ve z eksenine O'yu kesen düşey düzlemdir. Y ekseninde yol düzlemi içinde yer alır ve X ve Z eksenlerine diktir.

Şekil 3.1'de tekerlek pozitif camber açısı, γ , ve pozitif kayma açısı, α , görülmektedir. Tekerlek yüklü yarıçapı, R_1 , tekerlek düzleminde tekerleğin merkezi ve lastiğin yol düzlemiyle temas ettiğini nokta arasındaki mesafedir. Bu mesafe efektif yuvarlanma yarıçapı değildir. Kayma açısı, α , tekerleğin hareket doğrultusu ile taşıtın ilerlediği doğrultu arasındaki açıdır ve tekerlek sağ tarafa doğru kaydığında pozitif, sol tarafa doğru kaydığında negatiftir.

3.4 Tekerleklere Etkiyen Kuvvetler

SAE eksen sisteminde gösterilen tekerlek kuvvet ve momentleri taşıtın hareketi esnasında doğrudan rol oynar. Tekerlek kuvvetleri;

F_x ; Uzunlamsına kuvvet: Tahrik kuvvetlerinin ortaya çıkışı taşıtın hızlandırılması ve frenlenmesi doğrultusunda oluşur. F_x uzunlamsına kuvvet telerlek düzlemi doğrultusunda boyuna kayma oranının fonksiyonu olarak oluşur.



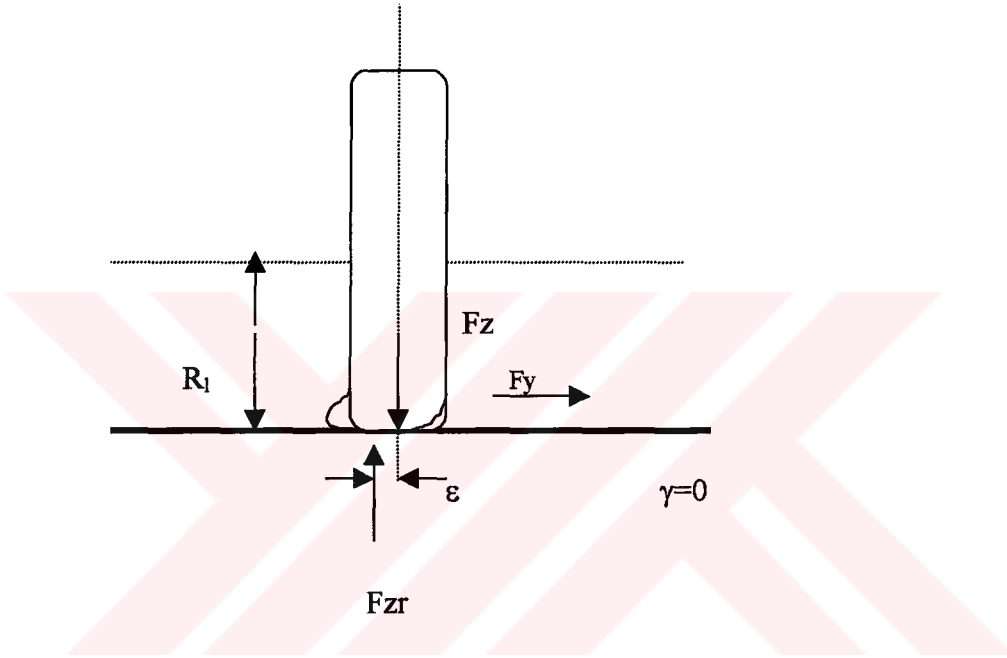
Şekil 3.1 SAE Taşıt Eksen Sistemi; Vehicle Dynamics Terminology SAE J670

F_y ; Yanal kuvvet: Taşıtın hareketi sırasında yanal kuvvetler camber açısı ve kayma açısının fonksiyonu olarak oluşurlar.

F_z ; Normal Kuvvet (yük kuvveti): Tekerleğe etkiyen bütün kuvvet ve momentler taşıt işletme şartının yanında taşıt yükünün bir fonksiyonudur. Seçilen herhangi bir lastik için, taşıtı yatay ve doğrusal yönde hareketlendirebilmek için yük, ne kadar kuvvet gerektiğini belirtir. Normal kuvvet F_z , M_x ve M_y 'nin oluşmasında önemli bir rol oynarlar.

Tekerlek momentleri ise;

M_x; Devrilme momenti: Devrilme momenti , tekerlek yüküyle, F_z , yol tepki kuvvetinin F_{zr} 'nin aynı düzlemde oluşmadığı zaman meydana gelir. Yol tepki kuvveti x-z düzlemi içerisinde meydana gelmez fakat, z yönündeki düşey bileşeni her zaman F_z 'ye eşittir.



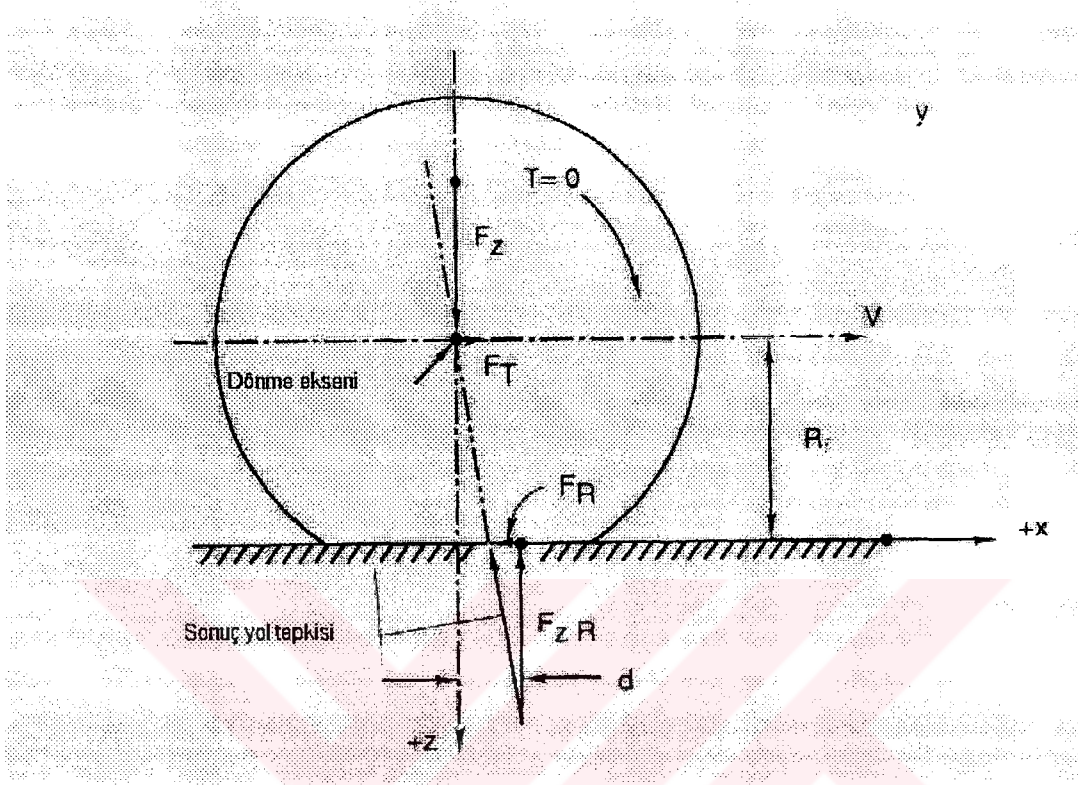
Şekil 3.2 Yol tepki kuvvetinin oluşumu

Şekil 3.2'de görüldüğü gibi F_{zr} yol tepki kuvveti tekerlek orta eksenine ϵ kadar mesafeden etkimektedir. Bu durum tekerlege yan kuvvetlerin etkimesi durumunda gerçekleşir ve tekerlek izi normal doğrultusundan sapar (Milliken, 1995).

Eğer bir tekerleğin hareketi doğrultusunda α ve γ sifira eşitse, devrilme momenti teorik olarak sifira eşittir. Yan kuvvetlerin ve α ve γ 'nin varlığı söz konusu olduğunda , düşey tepki F_{zr} kayar ve tekerlek izi normal doğrultusundan sapar. Bu kayma taşıt ağırlığının aks üzerinde yatay transferine etki eder ve bu etki kalın tekerlek kullanılan taşıtlarda kendisini daha fazla gösterir.

M_y; Yuvarlanma Direnci Momenti: Burada bahsedilecek olan yuvarlanma direnci momenti, ileri yönde serbest yuvarlanan tekerleğin direncidir. Serbest yuvarlanan tekerlek

ileri yönde dik pozisyonda çekilen veya itilen ve tekerlek dönme eksenine etkiyen bütün iç ve dış momentlerin sıfır olduğu andaki durumu ifade eder.



Şekil 3.3 Yuvarlanma direnci momentinin oluşumu; Race Car Vehicle Dynamics

Yukarıda Şekil 3.3'te görüldüğü gibi tekerleği sabit bir V hızında ilerletebilmek için, F_t kuvveti uygulanır. Burada F_r yuvarlanma direnç kuvvetidir ve F_t ye eşit fakat ters yönlüdür. Serbest yuvarlanan tekerlekte taşıtı çekiş veya frenleme yönünde ilerletebilecek bir kuvvet oluşmadığı varsayılır.

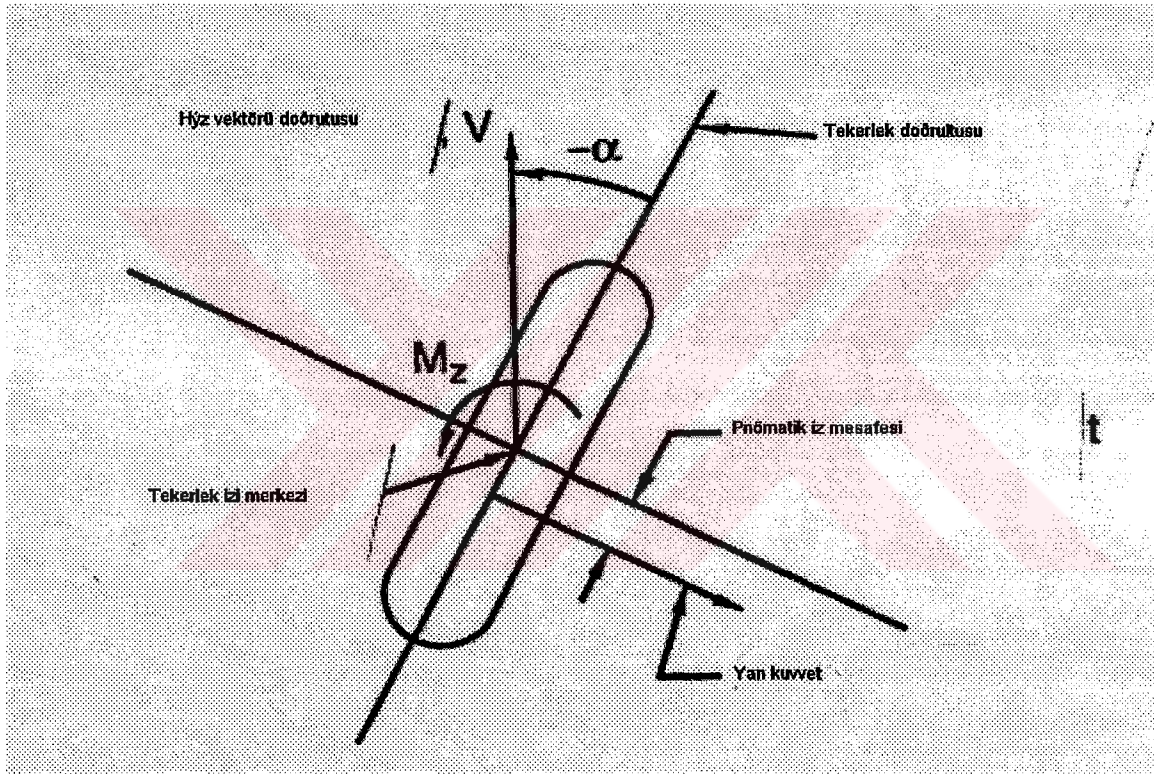
Teker yükü, F_z , yol tepki kuvvetine, F_{zr} 'ye, yine eşit ve ters yönlüdür. $T=0$ olduğu durumda yol tepkisi tekerleğin dönme ekseninden geçmek zorundadır ve F_{zr} , yol düzleminde 'd' kadar bir mesafede oluşur. F_r sıfır olsaydı F_z ve F_{zr} aynı ekseninde oluşurdu. Dönme eksenine göre $F_z \times d = F_r \times R$ şeklinde yazılabilir ve buradan da yuvarlanma direnci d ve F_z 'nin çarpımını olarak ortaya çıkar (Milliken, 1995).

Mz; Ayarlama Momenti: M_z , kendi kendini ayarlama momenti, tekerlek izi boyunca, yatay kaymanın mevcut olduğu durumda, yatay kuvvet dağılımının sonucu olarak ortaya çıkar.

Oluşan bu kuvvetin etkisiyle tekerlek ilerlediği doğrultudan, hız vektörünün doğrultusuna yönelir.

Tekerleklerde ayarlama momenti taşıtın yetersiz yönlendirildiği durumlarda ortaya çıkar, yol tarafından tekerleklere uygulanır.

Teorik olarak kayma sonucu tekerleklere gelen yan kuvvetlerin, tekerlek izinin merkezine geldiği kabul edilir. Fakat gerçekteki harekette kabul edilen bu merkezin 't' pnömatis iz kadar arkasına etkir. Bunun sonucu olarakta, düşey ekseninde tekerlek iz merkezinde 'Fy × t' kadar Mz ayarlama torku oluşur.



Şekil 3.4 Ayarlama momentinin oluşumu; The European Tire and Rim Technical Organization

Özetlenecek olursa ayarlama momenti, tekerleklerin yönlendirilmesinin sonucunda, tekerleklerin yönlendirilmesine engel olacak şekilde oluşur. Tekerleklerde kamber açısı etkisiyle oluşan ayarlama momenti ise, tekerleklerin yönlendirilmesini arttıracak şekilde etkisini gösterir. M_z , ayarlama momentinin büyüklüğü, camber açısının zayıf, kayma açısı α 'nın ise kuvvetli bir fonksiyonudur. Şekil 3.4'te ayarlama momenti M_z 'nin nasıl oluştuğu görülmektedir.

3.5 Tekerlek Mekanik ve Hesaplamalar

3.5.1 Yuvarlanma Çevresi ve Seyir Hızı

Taşıtın seyir hızı:

$$v=0,006(1-S_{x,a}) C_{Rdin} n_M / i_D i_G \quad [\text{km/h}] \quad (3.1)$$

Burada;

$S_{x,a}$: mutlak çeki kayması

C_{Rdin} : dinamik tekerlek çevresi (m)

n_M : motor devri (rpm)

i_D : diferansiyel oranı

i_G : seçilmiş vites oranı

Çekiş anındaki mutlak tekerlek kayması için aşağıdaki değerler kabul edilebilir, $S_{x,a}$;

1. vites için	0,08
2.vites için	0,065
3.vites için	0,05
4.vites için	0,035
5.vites için	0,02

Yuvarlanma çevresi C_R , Çizelge 3.4'te, 60 km/h lik taşıt hızı ve 1,8 bar'lık tekerlek basıncı için verilmiştir. Daha düşük hızlarda bu değer C_{stat} ' e kadar düşer;

$$C_{Rstat} = r_{stat} 2\pi \quad (3.2)$$

r_{stat} değeride Çizelge 3.4'te verilmiştir.Yüksek hızlarda merkezkaç kuvvertin etkisiyle C_R büyür. 60 km/h'tin üzerindeki taşıt hızlarında C_{Rdin} , hız faktörü k_v kullanılarak bulunur. Çizelge3.3'te hız faktörünün her 30 km/h'lik artışı için aldığı değerler görülebilir. Bu değer kullanılarak yuvarlanma çevresi;

$$C_{Rdin} = C_R(1+0,01 k_v) \quad (\text{mm}) \quad (3.3)$$

Çizelge 3.3'te; 60 km/h üzeri hızlarda radyal lastikler için hıza bağımlı yuvarlanma çevresi hız faktörü k_v 'nin % olarak değişimi görülmektedir (Jörnsen ve Helmut, 1986).

Çizelge 3.3 Yuvarlanma çevresi faktörünün değişimi; Chassis and Engineering Systems

V km/h	60	90	120	150	180	210	240
k_v %	0	0,1	0,2	0,4	0,7	1,1	1,6

Örnek olarak 60 km/h'in üzerinde hareket eden ve 175/65 R 14 82 H lastikle 200 km/h'lik hızla ilerleyen bir taşıt için dinamik yuvarlanma çevresi;

$C_{R_{din}} = r_{din} 2\pi$ ve Çizelge 3.3'ten, interpolasyonla;

$K_{v200} = 0,97$ % bulunur.

Çizelge 3.4 65 seri radyal lastik ölçüleri (1,8 bar basınçta); Chassis and Engineering Systems

Radyal 65 serisi Lastik Ölçüleri Tablosu				
Lastik Ebadı	Dış Çap	Statik Yarıçap $\pm\%2$	Çevre + $\%1,5$ - $\%2,5$	Yük indeksi
155/65 R 13	532	244	1625	73
155/65 R 14	558	257	1700	74
165/65 R 13	544	248	1660	76
165/65 R 14	570	261	1740	78
175/65 R 13	558	254	1700	80
175/65 R 14	584	267	1780	82
175/65 R 15	609	279	1855	83
185/65 R 13	570	259	1740	84
185/65 R 14	596	272	1820	86
185/65 R 15	621	284	1895	88
195/65 R 14	610	277	1860	89
195/65 R 15	635	290	1935	91
205/65 R 14	622	282	1895	91

Yuvarlanma çevresi Çizelge 3.4'ten 1780 mm olarak okunur;

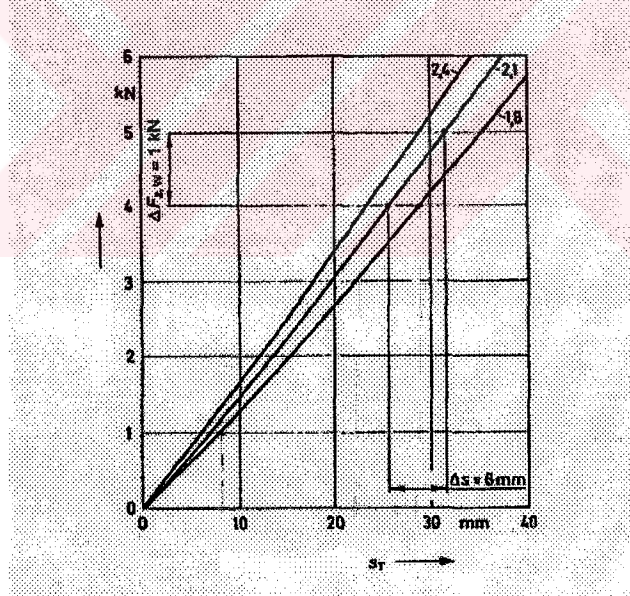
$C_{R_{din200}} = 1780 (1+0,0097) = 1797$ mm ve;
 $r_{din60} = 283$ mm , $r_{din200} = 286$ mm bulunur.

Çizelge 3.4'e baktığımızda tekerlek çevresi 584 mm okunmaktadır. Bunu yarısı 292 mm yarıçaptır. r_{din} için 60 km/h hızdaki yarıçap 283 mm, 200 km/h hızdaki yarıçap ise 286 mm bulunmuştur. Çizelgedeki bu değer lastiğin yüksüz ölçüsüdür.

3.5.2 Tekerleğin Yaylanma Davranışı

Statik tekerlek yaylanma derecesi ' c_t ', lastik sertliği veya lastik yaylanma sabiti olarak tanımlanır ve herhangi bir yük kapasitesinin karşılığı olan lastik basıncındaki ' p_t ' ye göre düşey yükün değişiminin ' $\Delta F_{z,w}$ ' lastikteki düşey değişime ' Δs_3 ' oranıdır.

$$c_t = \Delta F_{z,w} / \Delta s_3 \quad [N/mm] \quad (3.4)$$



Şekil 3.5 175 / 70 R 13 80 S tipi lastiğin düşey yük- çökme miktarı değişimi; Chassis and Engineering Systems

Şekil 3.5'te 175 / 70 R 13 80 S tipi bir lastik için 1.8 , 2.1 ve 2.4 bar şişirme basıncında düşey yük değişimine bağlı olarak lastiğin statik çökme miktarı görülmektedir. Örneğin 2.1 bar basınçta şişirilmiş lastiğin düşey yük değişimi grafikten okunarak lastik yaylanma oranının hesaplanması ise aşağıdaki gibi bulunur ;

$$c_t = \frac{\Delta F_{zW}}{\Delta s_t}$$

$$c_t = \frac{1000N}{6mm} = 167 \text{ N/mm}$$

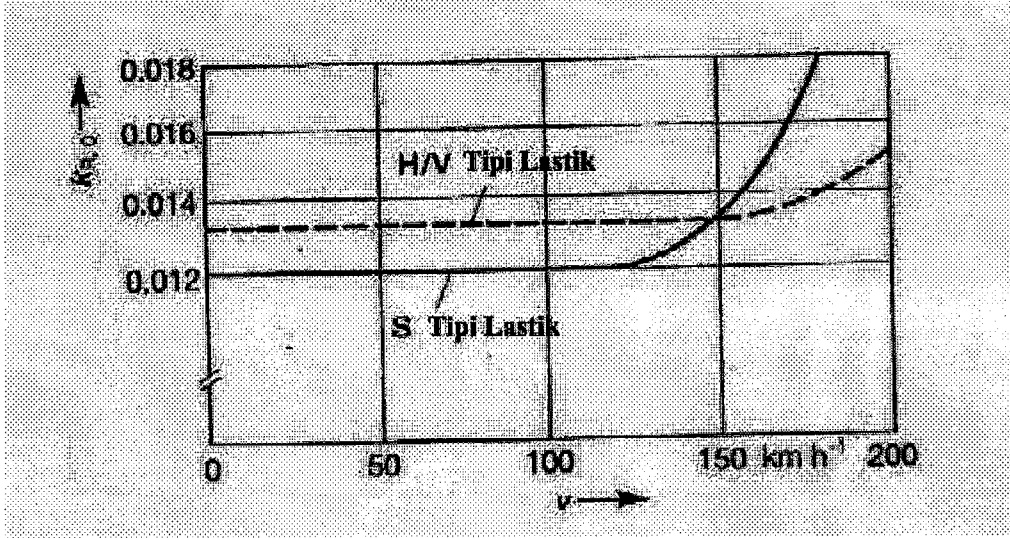
Dikey kuvvet, lastik basıncı, taşıt hızı, kayma açısı, kamber açısı , jant genişliği, lastik yükseklik/ genişlik oranı ve tekerlek yük frekansı lastiğin yaylanma derecesi üzerinde etkilidir. Lastiğin yaylanma oranı c_t 'nin tekerlek yükü çarpma faktörü üzerinde kritik bir etkisi vardır.

3.5.3 Yuvarlanma Direnci (Düzgün ilerlemede)

Yuvarlanma direnci, lastiğin yola temas ettiği yüzeyde, lastiğin taşıdığı yük sebebiyle oluşan deformasyon ve sönümlenme özellikleri sonucu oluşur. Yuvarlanma direncinin ortaya çıkışıyla mekanik enerji ısı enerjisine dönüşür ve lastiğin ısınmasına sebep olur. Yuvarlanma direnci, lastiğin yuvarlanma direnci katsayısına ve lastiğe etkiyen dingil yüküne bağlıdır;

$$F_R = k_R F_{zW} \quad [N] \quad (3.5)$$

' k_R ' taşıtın sürüş performansının hesaplanmasında önemlidir ve lastiğe etkiyen dikey kuvvetle birlikte lastik basıncına bağlıdır. Şekil 3.6' da k_R 'nin farklı hız sınıfındaki lastiklere göre, hızın fonksiyonu olarak teorik eğrileri verilmiştir. Bu eğriler S tipi ve H/V tipi lastikler için tamburlu test ekipmanlarıyla bulunmuştur. Gerçek yol şartları k_R 'nin daha yüksek değerler almasına sebep olur. Bu yükselme asfalt yolda %20, yumuşak toprak zeminde ise %40 oranında artar.



Şekil 3.6 Yuvarlanma direncinin hızın fonksiyonu olarak değişimi; Chassis and Engineering Systems

Taşıtın yönlendirilmesinde, lastiğin yuvarlanma direncinde hıza ve lastiğin yuvarlanma yarıçapına göre bir artış oluşur. Diğer bir yuvarlanma direncine etkileyen faktörde, lastiğe etkileyen yatay kuvvetler ve kayma açısıdır. Dönüşlerde yuvarlanma direnci katsayısı, k_R , Δk_R kadar artar.

$$k_{R,co} = k_R + \Delta k_R \quad (3.6)$$

$$\Delta k_R = \mu_{y,w} \sin \alpha \quad (3.7)$$

Burada $\mu_{y,w}$; yatay sürtünme katsayısı ve α ; kayma açısıdır.

3.5.4 Kayma

Taşıtın hareketi sırasında tekerleğin tahrik ve frenlenmesi durumunda, tekerlekle yol arasında bağıl bir hareket oluşur, yuvarlanan tekerleğin hızıyla taşıtın hızı arasında bir fark meydana gelir. Bu hız farkının oranı patinaj şartında sonsuza, lastiğin kilitlenmesi durumunda ise sıfıra doğru yaklaşır. Kayma ; frenleme durumunda,

$$S_{xb} = \frac{V - V_m}{V} \times 100\% \quad (3.8)$$

tahrik durumunda;

$$S_{xa} = \frac{V_w - V}{V_w} \times 100\% \quad (3.9)$$

Burada, V_w ;tekerleğin çevresel hızını, V ise taşıtın hızını göstermektedir.

3.5.5 Sürtünme Katsayıları

Yüksek tahrik ve frenleme kuvvelerinin taşıta uygulanmasında, tekerleklerde kaymalar oluşur. Yol durumuna bağlı olarak tekerleklerde en yüksek çeki ve frenleme kuvveti iletimi, kaymanın %20 ile %30 arasında olduğu durumda oluşur ve tekerleğin kilitlenme şartına yaklaştıkça veya patinaj şartının artmasına bağlı olarak azalır.

Taşıtın hareket yönünde yere uygulanabilecek maksimum kuvvetin, düşey tepki kuvvetine oranı, tekerleğin yuvarlanma sırasındaki sürtünme (tutunma)katsayısını verir.

$$\mu_{x,w} = F_x / F_{z,w} \quad (3.10)$$

Aks torkunun, düşey kuvveti aşması durumunda , fazla tork tekerleğin patinaj yapmasına sebep olur ve tekerlekle yol arasındaki kaymalı harekette tutunma katsayısı;

$$\mu_{x,sl} = F_x / F_{z,w} \quad (3.11)$$

olur.

Yuvarlanma sırasındaki tutunma katsayısı, kayma sırasındaki tutunma katsayısından her zaman daha yüksektir ve yol şartına bağlı olarak kuru yüzeyde;

$$\mu_{x,w} \cong 1,2 \mu_{x,sl} \quad (3.12)$$

ve ıslak yüzeylerde;

$$\mu_{x,w} \cong 1,3 \mu_{x,sl} \quad (3.13)$$

20 km/h'in altındaki hızlarda tekerlek yuvarlanma yarıçapının statik yarıçapa daha yakın olmasından dolayı, tekerleğin yüzeye temas ettiği alan daha fazladır ve tutunma katsayısı, μ , değeri daha yüksektir. Sıfıra yakın hızlarda (taşıtın ilk harekete geçtiği an), yumuşak yüzeylerde, tekerlek üzerindeki dişlerin sürtünme katsayısına pozitif bir etkisi olur ve sürtünme katsayısı 1,3 değerinin üzerine çıkar.

3.5.6 Yatay Kayma ve Yanal Kuvvetler

Bir tekerleğe etkiyen herhangi bir yanal kuvvet yoksa, tekerlek hareket doğrultusundaki düzlemde dönerek ilerler. Yanal bir kuvvet F_y , etki ettiğinde ise, temas yüzeyinde yanal bir tutunma kuvveti gelişir ve tekerlek hareket doğrultusuna göre α kadar farklı bir düzlemde döner. Buradaki α açısına kayma açısı denir. Yatay kayma; S_y , kaymaya bağlı olarak katedilen yanal mesafenin, gerçekte katedilen uzunlamasına mesafeye oranıdır. Yüzde olarak ifade edilir ve kayma açısı α 'nın sinüsüne eşittir (Jörnson ve Helmut, 1986).

$$S_y = \sin \alpha \times 100\% \quad (3.14)$$

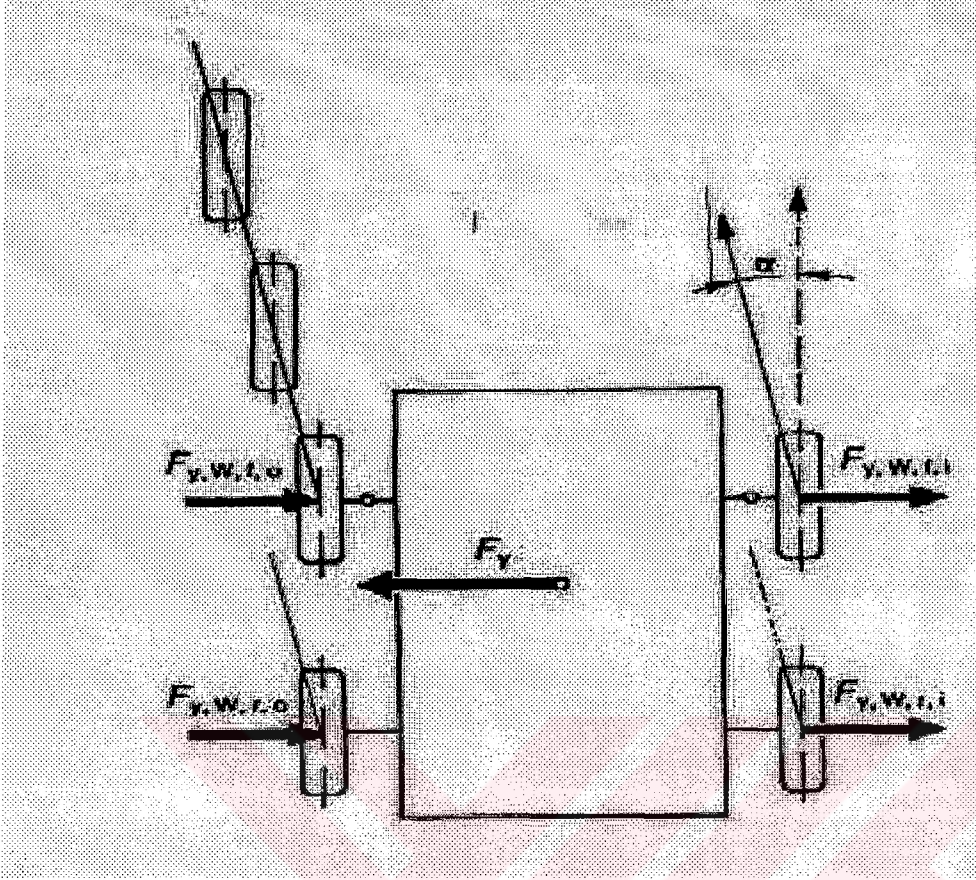
Taşıtın virajdaki hareketinde yanal kuvvet, taşıtın döndüğü virajın yarıçapı, taşıtın kütlesi ve hızına bağlı olan santrifüj kuvvet F_c ye eşit olmalıdır.

$$F_c = m_{v,t} v^2 / R = m_{v,t} a_y = F_y \quad (3.15)$$

$$\Sigma F_{y,w} = \mu_{y,w} F_{z,w} = \mu_{y,w} F_{v,t} \quad (3.16)$$

$$\mu_{y,w} F_{v,t} = \mu_{y,w} m_{v,t} g = m_{v,t} a_y$$

$$\mu_{y,w} = a_y / g \quad (3.17)$$



Şekil 3.7 Yatay kuvvetlerin tekerleklere etkisi

3.5.7 Sonuç Sürtünme

Yuvarlanma direnci taşıtın viraj alması durumunda artar ve taşıtın hızını koruyabilmesi için, çeki kuvveti F_A 'nın artırılması gerekir. F_A , taşıtın önden veya arkadan tahrikli olması, tekerleklerin sürtünme katsayıları ve kayma açıları gibi birçok faktöre bağlı olarak değişir.

$$\mu_{x,w} = F_{A f-r} / F_{V f-r} \quad (3.18)$$

Taşıtın viraj alması durumunda tekerleklerde oluşan bileşke sürtünme katsayısı ise;

$$\mu_{r sl} = (\mu_{y,w}^2 + \mu_{x,w}^2)^{1/2} \quad (3.19)$$

Viraj içerisinde frenleme durumunda ise taşıt hareketinin tersi yönde frenleme kuvveti, F_b oluşur ve bu kuvvetlerde yukarıdaki denklemde kullanılabilir. Standart önden çekişli araçlarda, ön tekerlekler frenleme kuvvetinin yaklaşık %75'ni karşılarlar ve bu ön

tekerleklerde oluşan kaymanın daha fazla olduğu anlamına gelir. Taşıtın yönlendirilmesi bu durumdan anlaşılacağı gibi azalır (Jörnsen ve Helmut, 1986).

Uzunlamasına ve yatay tutunma katsayılarının yol durumlarına bağlı olarak muhtemel oluşabilecek artan değeri, $\mu_{xw,max}$ ve $\mu_{yw,min}$ kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\mu_{xw} = \mu_{xw,max} \left[1 - \left(\frac{\mu_{yw}}{\mu_{yw,max}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.20)$$

Örnek olarak; kuru yolda 100 km/h lik hızla, yarıçapı 156 m olan bir virajı dönen bir taşıtın frenlemesinde oluşan fren kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanır.

$F_{zw} = 2490 \text{ N}$ olduğu kabul edilirse,

$$\mu_{y,w} = F_{yw} / F_{zw}$$

$$F_{yw} = m_{v,t} v^2 / R = \frac{2490 / 9,81 \times (100 \times (1000 / 3600))^2}{156} = 1248,43 \text{ N}$$

$$\mu_{y,w} = 1248,43 / 2490 = 0,5$$

$S_{x,b} = \%10$ ve kayma $\alpha = 4^\circ$ değerleri seçildiğinde Şekil 3.8'den maksimum yatay kuvvet 2850 N olarak bulunur.

$$\mu_{y,w \max} = F_{yw} / F_{zw} \text{ 'den}$$

$$\mu_{y,w \max} = 2850 / 2940 = 0,97 \text{ bulunur.}$$

Şekil 3.8'den uzunlamasına doğrultuda kayma açısının sıfır olduğu durumda maksimum frenleme kuvveti, $F_b 3130 \text{ N}$ olarak seçilir ve;

$$\mu_{x,w \max} = F_b / F_{zw}$$

$$\mu_{x,w \max} = 3130/2490$$

$\mu_{x,w \max} = 1,06$ olarak bulunur.

$$\mu_{xw} = \mu_{xw,\max} \left[1 - \left(\frac{\mu_{yw}}{\mu_{yw,\max}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{denkleminde değerler yerine konursa;}$$

$\mu_{xw} = 0,91$ olarak bulunur.

Lastiğin karşılayabileceği yanal kuvvetlerde;

$$\mu_{yw} = \mu_{yw,\max} \left[1 - \left(\frac{\mu_{xw}}{\mu_{xw,\max}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

denkleminde μ_{xw} 'nin 0,7 olması durumunda;

$\mu_{yw} = 0,73$ olarak bulunur.

Sonuç olarak %10 kayma ve $\alpha=4^\circ$ de ortaya çıkan yatay kuvvet ;

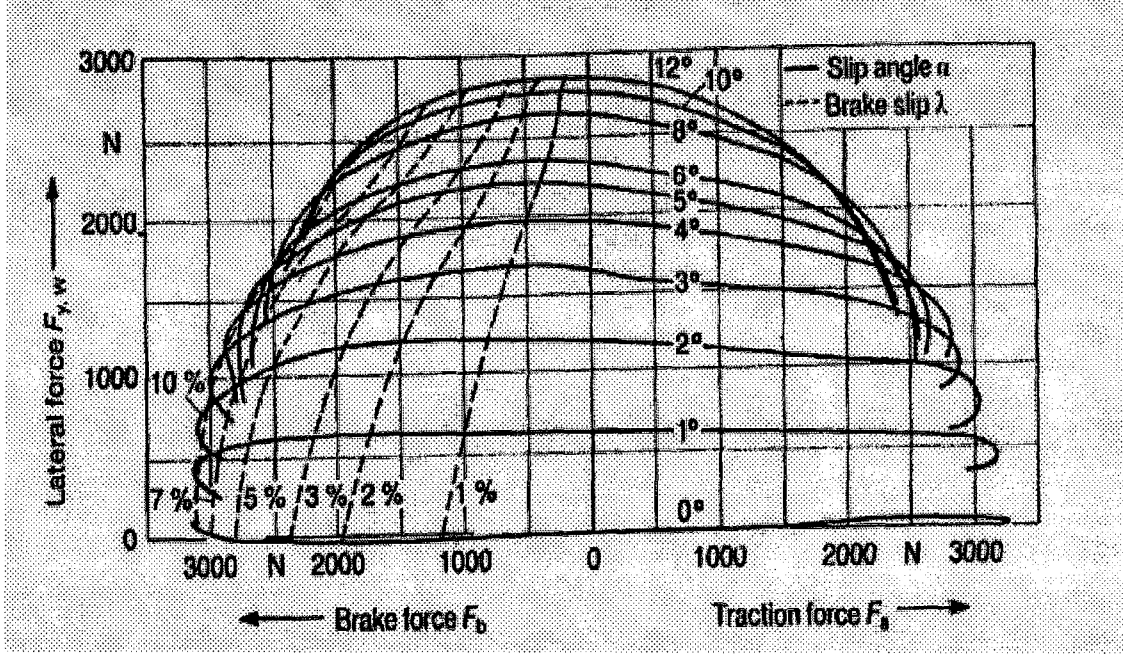
$$F_{y,w} = 0,73 \times 2490$$

$$F_{y,w} = 2146 \text{ N}$$

ve oluşan frenleme kuvvetide;

$$F_b = \mu_{xw} F_{zw}$$

$$F_b = 0,7 \times 2490 = 2086 \text{ N} \quad \text{olarak bulunur.}$$



Şekil 3.8 Frenleme kayması ve kayma açısına bağlı olarak 300 kg tekerlek yüküyle, $p_1=1,5$ bar basınçta şişirilmiş 165 R 15 86 S tipi lastiğin yatay kuvvet karşılama karakteristik eğrisi;

Chassis and Steering Systems

4. TAŞITA ETKİYEN KUVVETLERİN ASKI SİSTEMİNE ETKİSİ

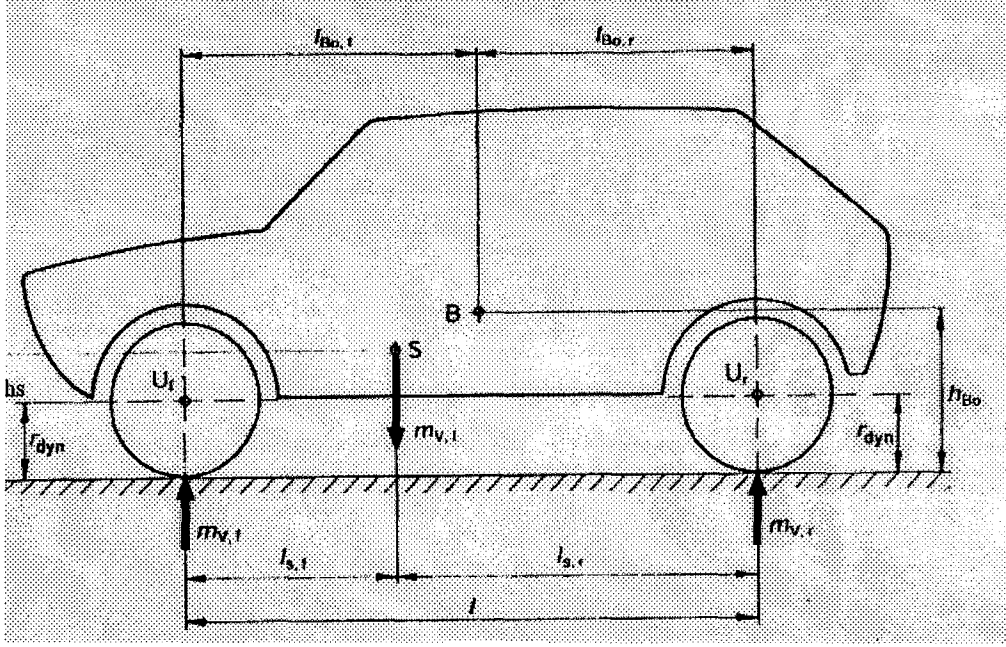
4.1 Taşıt ve Gövde Ağırlık Merkezleri

Taşıt denildiğinde aracın bütünü anlaşılmalıdır. Fakat taşıt daha önce birinci bölümde bahsedildiği gibi iki ayrı kütle bütününden oluşmuştur. Yaylandırılmış kütle taşıtın gövdesini ve yaylandırılmamış kütle ise tekerlekleri ve askı sistemi elemanlarını kapsar. Bu sebeple taşıt ve gövdenin ağırlık merkezlerinin yeri ve yüksekliği birbirinden farklıdır ve taşıtın karakteristik özelliklerini belirler.

Taşıt ve gövde ağırlık merkezlerinin, ön ve arka akslara olan mesafelerinin ve yerden yüksekliklerinin hesaplanması, taşıtın;

- Yokuş tırmanma kabiliyeti
- Fren ve yayanma sisteminin dizaynı
- Taşıt vibrasyonu
- Stabil sürüş özelliklerinin oluşturulması
- Atalet kuvvetlerinin belirlenmesi

gibi özellikler için gereklidir. Düşük ağırlık merkezleri her zaman için, en az sürüş dinamiği problemleri ve virajlı yollarda kullanım, frenleme gibi durumlarda araç performansında artış sağlar. Fakat pratikte dizayn açısından ağırlık merkezini alçaltmak sınırlıdır. Taşıtın ve gövdenin ağırlık merkezinin değişimi taşıtın yüklenmesine bağlıdır. Taşıt yüklendiği zaman yükün etkisiyle gövde bir miktar çöker ve dolayısıyla gövdenin ağırlık merkezide (B noktası) yere yakınlaşmış olur. Fakat taşıta yüklenen yükün veya yolcuların ağırlık merkezleri gövdenin ağırlık merkezinden (S noktası) yüksekte olduğundan bütün taşıtın ağırlık merkezi düşünlüğünde, taşıt ağırlık merkezi yükselmiş olur (Jörnsen ve Helmut, 1973).



Şekil 4.1 Taşıt ve Gövde Ağırlık Merkezleri

Şekil 4.1'de taşıttaki yaylandırılmış kütle ve yaylandırılmamış kütle ile ilgili boyutlar verilmiştir. Şekilde B noktası gövdenin ağırlık merkezi, U_f ve U_r ön ve arka aksların ağırlık merkezi ve sonuç olarak S noktasında, bütün taşıtın ağırlık merkezidir. Şekilde ön aksa gelen düşey yük ' m_{vf} ' ve arka aksa gelen düşey yük ' m_{vr} 'dir. Bunların ışığında toplam taşıt ağırlığı;

$$m_{vt} = m_{vf} + m_{vr} \quad [\text{kg}] \quad (4.1)$$

kadardır. Ön ve arka aksın ağırlık merkezinden uzaklığıda;

$$l_f = \frac{m_{vr}}{m_{vt}} l ; \quad l_r = \frac{m_{vf}}{m_{vt}} l = l - l_f \quad (4.2)$$

şeklinde olacaktır.

Ağırlık merkezinin yerden yüksekliği ' h_s ', boş durumdayken taşıtın tolam yüksekliği ' h_{ul} ' ile karşılaştırıldığında, binek taşıtlar için bu oran;

$$i_{ul} = h_s / h_{ul} = 0,38 \pm 0,02 \quad (4.3)$$

$$h_s = (0,38 \pm 0,02) h_{ul} \quad (4.4)$$

olarak alınabilir (Jörnsen ve Helmut, 1986).

4.2 Taşıta Etkiyen Kuvvetler

4.2.1 Ağırlıklar ve Aks Yükleri

Bir taşıt için, taşıtın boş ve yüklü ağırlık şartları, ve ağırlıkların her iki aksa dağılımı belirlenmeden , taşıtın yaylandırılması dizayn edilemez. Taşıt ağırlıklarıyla ilgili düzenlemeler Alman Standardı DIN 70 020' de düzenlenmiştir. M1 sınıfı binek taşıtlar için, taşınan yolcu sayısı ve toplam yüklü ağırlıkla ilgili geniş düzenlemeler 71/320/EEC 'Europaen Union' direktiflerinde belirtilmiştir (Jörnsen ve Helmut, 1986).

Taşıtın boş ağırlığı, taşıtın gövdesini, iç ve dış trim parçalarını, motor ve motor bileşenlerinin ve opsiyonel ekipmanların toplam ağırlığını kapsamaktadır. Bunlara ek olarak taşıtın aküsünün, fren sıvılarının dolu ve ayrıca yakıt deposunun da en az %90 dolu olduğu konumdaki ağırlıktır. Faydalı yük ise taşıta yüklenebilecek maksimum ağırlıktır. Taşıtın maksimum ağırlığı ise faydalı yük ile taşıtın boş ağırlığının toplamını oluşturur. Bütün bu ağırlıklar regülasyonlarla sınırlandırılmış ve standartlandırılmıştır. Taşıt üreticileri, ürettikleri her taşıtın akslarına gelen yükler için, ürettikleri taşıt sınıfına ait homologasyon onaylarını almak zorundadır.

Binek taşıt üreticilerinin verdiği değerlere göre, taşıtın yaylandırılmış ve yaylandırılmamış ağırlıklarının ön ve arka akslarına gelen ağırlıkları kullanılarak, ön ve arka aksın yaylandırılmamış ağırlığı aşağıdaki yaklaşımla hesaplanır (Jörnsen ve Helmut, 1973).

$$m_{u,f/r} = \frac{i_{m,f/r} m_{V,f/r}}{1 + i_{m,f/r}}$$

şeklinde hesaplanır.

Formülde kullanılan 'i_m' değerleri için ön ve arka aks için aşağıdaki değerler alınabilir;

Ön aks için;	i _m ≈ 0,12
Tahrik edilmeyen arka aks için;	i _{m,r} ≈ 0,13

Tahrik edilen bağımsız arka aks için; $i_{m,r} \approx 0,14$

Tahrik edilen katı arka aks için; $i_{m,r} \approx 0,22$

Örnek olarak, ön aks yüksüz ağırlığı $m_{v,f} = 609$ kg olan bir binek taşıt için, ön aks ağırlığı;

$$m_{u,f} = \frac{i_{m,f} m_{v,f}}{1 + i_{m,f}} = \frac{0,12 \times 609}{1 + 0,12} = 65,3 \text{ kg} \quad \text{olarak bulunur.}$$

4.2.2 Taşıtın İşletmesinde Oluşan Kuvvetler

4.2.2.1 Hareket Şartında Oluşan Aks Yükleri

Taşıtın hareketi sırasında, tekerlek tepki nokasında yoldaki düzgünsüzlüklere bağlı olarak ΔF_{V0} kadarlık aks yükü değişimi olur. Bu yük değişiminden kaynaklanan zoramalar askı sistemi, yaylar ve stabilizatörler tarafından karşılanır. Hareket sırasındaki aks yükleri;

$$F_{V \max} = F_V + \Delta F_{V0} \quad (4.5)$$

$$F_{V \min} = F_V - \Delta F_{V0} \quad (4.6)$$

şeklinde oluşur. Denklemden F_V yerine F'_V , aks ağırlığı çıkartılmış aks yükü konursa askı sistemine etkileyen toplam yük değişimi bulunmuş olur.

$$F'_V = F_V - F_u \quad (4.7)$$

Taşıtın konforu açısından yumuşak bir yaylanmasının sağlanmasıyla yolda oluşan titreşimler sert yaylanmaya oranla daha az hissedilir. Taşıtta yaylanmanın yumuşak yaylarla yapıldığı durumda tekerleğin yaylanma stroğunun ise fazla olması gerekir. Fakat dizayn gereği tekerleğin yaylanma stroğu sınırlıdır. Yumuşak yaylanma sağlandığında damperlerle yayın yük altında sıkışması mutlaka sınırlandırılmalıdır. Aksi halde taşıt fazlasıyla çökecektir.

Taşıtta ön ve arka aksın yaylanma stroğu ;

$$s_{ft} = s_{1f} + s_{2f} \quad (4.8)$$

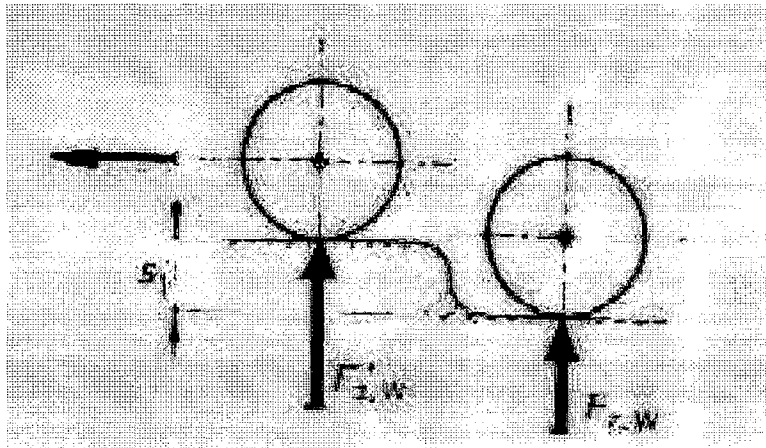
$$s_{rt} = s_{1r} + s_{2r} \quad (4.9)$$

Denklemlerde s_1 , taşıtın yüklenmesi durumunda taşıtın çökmesine bağlı tekerlek stroğu, s_2 ise, taşıtın yoldaki sışramalara ve yük değişimine bağlı olarak taşıtın yükselmesiyle oluşan tekerlek stroğudur.

Taşıtın güvenli ve komforlu bir şekilde yaylanabilmesi için ön tekerleklerin toplam yaylanma stroğu minimum 160 mm olacak şekilde dizayn edilir. Arka tekerleklerde ise, bagajın , benzin deposunun ve yolcu kompartmanının arka aksa daha yakın olmasından dolayı tekerleklerdeki yük değişimi daha fazla (yaklaşık 300-400 kg arası) olmaktadır, dolayısıyla tekerlek yaylanma stroğu 200 mm'nin üzerinde dizayn edilir (Jörnsen ve Helmut, 1986).

Örnek olarak taşıtın hareketi sırasında, yoldaki düzgünsüzlük nedeniyle tekerleklerde meydana gelen yük değişimi;

a-) Taşıtın s_1 yüksekliğinde bir tümseği çıkarken (Şekil 4.2) tekerleklerde oluşan düşey yük değişimi yay oranıyla ($c_{f,r}$) , tekerleğin askı sistemi içinde sıkışma stroğunun (s_1, s_2) çarpımı kadar olur. Toplam yük ise yük değişimiyle aks yükünün toplamı kadardır:

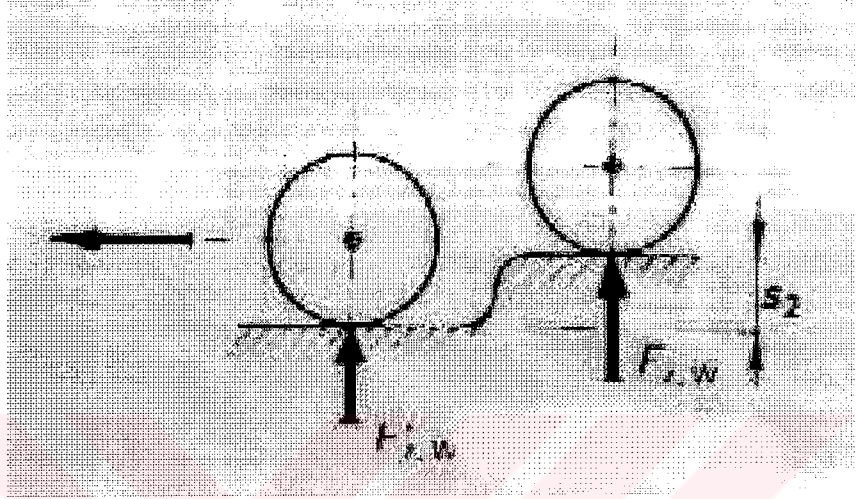


Şekil 4.2 Tekerleklerde oluşan düşey yük değişimi

$$F'_{zw} = F_{zw} + \Delta F_{zw}$$

$$\Delta F_{zw} = c_{f,r} \times s_1 \quad (4.10)$$

b-) Taşıtın s_2 yüksekliğinde bir tümsekten inerken tekerleklerde oluşan düşey yük değişimi ise Şekil 4.3'ten görüldüğü gibi ;



Şekil 4.3 Tekerleklerde oluşan düşey yük değişimi

$$F'_{zw} = F_{zw} - \Delta F_{zw}$$

$$\Delta F_{zw} = c_{f,r} \times s_2$$

olarak hesaplanır.

Taşıtın hareketi sırasında, tekerlek tepki nokasında yoldaki düzgünlüklere bağlı olarak oluşan maksimum aks yükünün hesaplanmasında, maksimum dizayn edilen aks yüküyle; $F_{zw,g}$, tekerlek yükü çarpma faktörü, k 'nın çarpımından elde edilen değer kullanılır. Bu durumda tekerlek tepki noktasında oluşan maksimum düşey kuvvet;

$$k = 2,5 \text{ olarak alınır ve } F_{zw,max} = F_{zw,g} \times k \quad (4.11)$$

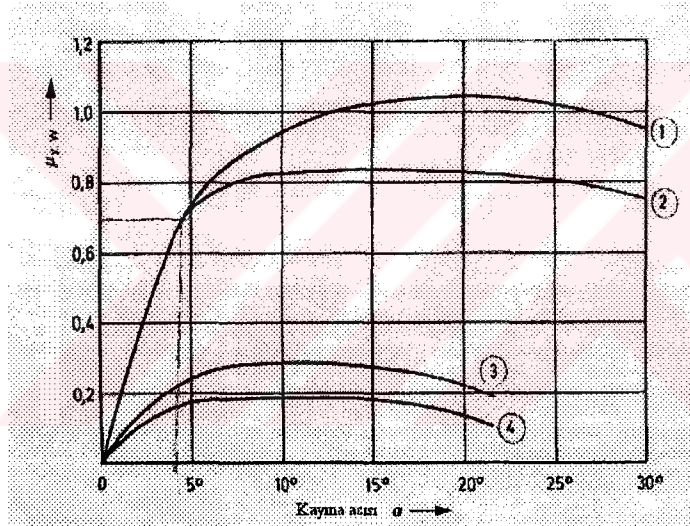
olarak bulunur (Jörnsen ve Helmut, 1973).

Askı sistemine etkileyen maksimum düşey kuvvet ise, tekerlek tepki noktasında oluşan maksimum yükten askı sistemi ağırlığının çıkarılmasıyla bulunur.

$$F'_{zw,max} = (F_{zw,g} \times k) - F_u \quad (4.12)$$

4.2.2.2 Hareket Şartında Oluşan Yatay Kuvvetler

Taşıtın hareketi sırasında, tekerleklerin taşıdığı yükler, tekerleklere verilen toe-in, toe-out açıları ve taşıtın yönlendirilmesi sebebiyle tekerleklerin tepki noktalarının her iki tarafında F_{yw} yan kuvvetleri oluşur. Tekerlek tepki noktasında, tekerleğin karşılayabileceği maksimum yatay kuvvet, yatay sürtünme katsayısıyla tekerlek yükünün çarpımı kadar oluşur.



Şekil 4.4 Kayma açısına göre değişik yol tiplerinde yatay sürtünme katsayısı değişimi:
1;Kuru püzlü beton, 2;Kuru prüzüz beton, 3; Kar kaplı yüzey, 4;Buz kaplı yüzey

Chassis and Engineering Systems

Şekil 4.4'teki grafikte 82 seri lastik üzerinde yapılmış testler sonucu, yatay sürtünme katsayısı değeri kuru prüzü beton yüzey üzerinde, $\alpha=20^\circ$ kayma açısında maksimum değerine ulaşmıştır (Jörnson ve Helmut, 1986).

Taşıtın yönlendirilmesiyle oluşan santrifuj kuvvet, taşıtın ağırlık merkezine etkir ve taşıtın devrilme eksenini üzerinde taşıtı devirmeye çalışır. Oluşan bu kuvvet tekerleklerde yük değişimine sebep olur. Viraj alan bir taşıt için virajın dışında kalan tekerleklerde ΔF_{zw} kadarlık bir yük artışı ve virajın içinde kalan tekerleklerde ΔF_{zw} kadarlık bir yük azalması

meydana gelir. Ön ve arka akslar için yük değişimi yaklaşık olarak aks yüklerine bağlı olarak değişir.

$$F_{cBo,f} = m_f a_y = \mu_{yw} F_{Vf} \quad \text{ve} \quad F_{cBo,r} = m_r a_y = \mu_{yw} F_{Vr} \quad (3.15)$$

$$\Delta F_{zwf} = \mu_{yw} F_{Vf} h_s/b_f \quad \text{ve} \quad \Delta F_{zwr} = \mu_{yw} F_{Vr} h_s/b_r \quad (4.13)$$

4.2.2.3 Atalet Kuvvetleri

Mekanikten düz bir doğrultuda ivmelendirilen bir kütleyle etki eden atalet kuvvetinin;

$$F_c = m \times a_x \quad [N] \quad (4.14)$$

olduğu bilinir. Buna karşılık ivmelendirilmiş dönme hareketinde ise , dönme momentinin imvesi dönen kütle, J'ye bağlıdır.

Dönen kütle atalet momenti kütesine eşittir ve ikinci derece kütle momenti olarak tanımlanır. Taşıtlarda ise, taşıt işletme şartına bağlı olarak, atalet kütle momentlerini (J) belirleyen üç önemli rotasyonel hareket oluşur (Jörnsen ve Helmut, 1986).

- Taşıtın düşey eksenindeki atalet momenti, $J_{V,z}$; taşıtın sürüş stabilitesi için önemlidir,
- Taşıtın uzunlamasına eksenindeki gövde atalet momenti, $J_{Bo,x}$; taşıtın hızlı bir şekilde yön değiştirmesinde sırasında gövde hareketi(gövdenin devrilmesi) için önemlidir,
- Taşıtın enine eksenindeki gövde atalet momenti $J_{Bo,y}$; taşıtın ön ve arka akslar üzerinde yaylanması için önemlidir.

Bu üç önemli rotasyonel harekete ek olarak, taşıtın güç üreten bileşenlerinin ve üretilen gücü ileten bileşenlerinin atalet momentleri üzerindeki etkisi büyüktür. Bu bileşenlerin ağırlık merkezlerinin yeri ve atalet momentlerinin değişkenleri, taşıtın temel ölçüleriyle belirlenir. Ek olarak, taşıtın tahrik tipi, aracın düşey eksenindeki atalet momentlerinde, özellikle taşıtın viraj

almasında etkilidir. Taşıtın atalet kuvvetlerinin azalmasıyla, manevra kabiliyeti ,düz yolda ilerlemede ve 's' şeklindeki virajlı yollaraki ilerlemede sürüş stabilitesi açısından artar.

$J_{V,z}$, taşıtın toplam kütlesi ' $m_{V,t}$ ' ve dönme yarıçapının ' $i_{V,z}$ ' karesinin çarpımından oluşur:

$$J_{V,z} = m_{V,t} \times i_{V,z}^2 \quad (4.15)$$

Taşıtın bütünü için $i_{V,z}$ dönme yarıçapı taşıtın en, boy , motorun pozisyonu ve ağırlığı ve taşıta etkiyen iç ve dış ağırlıkların dağılımına bağlıdır. Binek taşıtlar için yapılan seri testlerde dönme yarıçapının , yükün fonksiyonu olduğu bulunmuş ve taşıttan taşıta çok küçük sınırlarla değişmiştir.

Yaklaşık atalet momenti $J_{V,z}$ 'nin belirlenmesinde sadece taşıtın ağırlığı ve yükleme şartı yeterli olmaktadır. Çizelge 4.1'de sedan tipi binek taşıtlar için yaklaşık dönme yarıçapının, gövde atalet momenti $J_{B,o}$ için $i_{B,o}$ ve taşıtın atalet momenti J_V için $i_{V,z}$ değerleri verilmiştir.

Çizelge 4.1 Taşıtın yük durumuna göre atalet yarıçapı değişimi; Chassis and Steering Systems

Taşıtın Yük Durumu	Atalet Yarıçapı (m)		
	Taşıt Gövdesi		Bütün Taşıt
	x- ekseni-iB,o,x	y-ekseni-iB,o,y	z-ekseni-iV,z
Boş Taşıt	0,65	1,12	1,2
Önde 2 yolcu olduğunda	0,64	1,13	1,15
4 yolcu olduğuna	0,6	1,1	1,14
4 yolcu ve bagaj yükü	0,56	1,13	1,18

Taşıtın uzunluğu L ve dingiller arası mesafe, l denkleme eklendiğinde %98'lik bir doğruluğa ulaşılır, doğrulama faktörlerininde eklenmesiye taşıtın atalet momenti aşağıdaki denklemle bulunur (Jörnsen ve Helmut, 1986).

$$J_{V,z} = 0,1269 \times m_{V,t} \times L \times l \quad [\text{kg m}^2] \quad (4.16)$$

Taşıt gövdesinin atalet momenti, J_{B_o} 'nun hesaplanmasında yaylandırılmamış ağırlıklar $m_{u,f}$ ve $m_{u,r}$ 'ın kütlelerinin ve ağırlık merkezlerinin taşıtın ağırlık merkezinden geçen koordinat eksenine olan uzaklıklarının bilinmesi gerekir. Bu durumda gövdenin atalet momenti ;

$$J_{B_o,y} = m_{B_o} \times i_{B_o,y}^2 \quad [\text{kg m}^2] \quad (4.17)$$

şeklinde bulunur. Örnek olarak ön tekerleklerden tahrikli ve iki yolcusu bulunan bir binek otomobil için y ekseninde oluşan atalet momenti aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\text{ön aks yükü; } m_{v,f} = 625 \text{ kg}$$

$$\text{arka aks yükü; } m_{v,r} = 512 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} \text{ön aks ağırlığı; } m_{u,f} &= \frac{i_{m,f} m_{v,f}}{1 + i_{m,f}} \\ &= \frac{0,12 \times 625}{1 + 0,12} = 67 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{arka aks ağırlığı; } m_{u,r} &= \frac{i_{m,r} m_{v,r}}{1 + i_r} \\ &= \frac{0,13 \times 512}{1 + 0,13} = 59 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dönme yarıçapı Çizelge 4.1'den $i_{B_o,y}$ 1,13 olarak seçilir ve gövde ağırlığı;

$$\begin{aligned} m_{B_o} &= m_{v,f} + m_{v,r} - (m_{u,f} + m_{u,r}) \\ &= 625 + 512 - (67 + 59) = 1011 \text{ kg} \end{aligned}$$

olarak bulunur.

Atalet momenti ise;

$$J_{B_o,y} = m_{B_o} \times i_{B_o,y}^2 = 1011 \times 1,13^2 = 1291 \text{ kg m}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

Aynı şekilde x eksenine göre atalet momentide;

$$J_{Bo,x} = m_{Bo} \times i_{Bo,x}^2 = 1011 \times 0,64^2 = 414 \text{ kg m}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

4.2.2.4 Fren Kuvvetleri

Sürücünün frene basmasıyla, taşıtın ağırlık merkezinde fren kuvvetine eşdeğer bir reaksiyon kuvveti oluşur.

$$F_{B,t} = \mu_{xw} F_{vt} \quad (4.18)$$

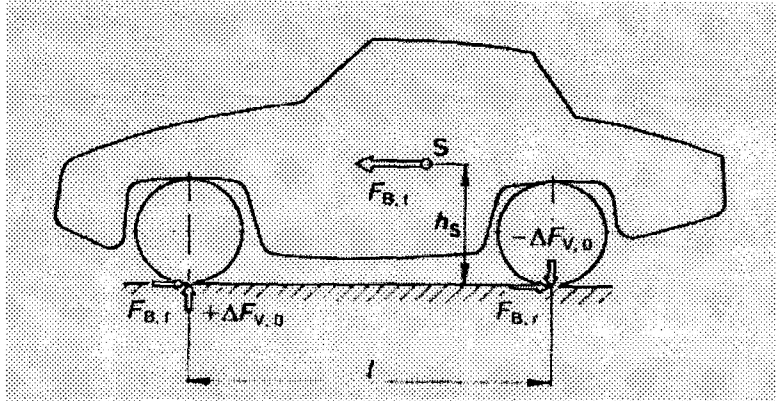
Burada, μ_{xw} sürtünme katsayısı ve F_{vt} taşıtın ağırlık kuvvetidir. μ_{xw} , frenleme ivmesi ve yerçekimi ivmesi cinsinden aşağıdaki gibi formüle edilir;

$$\mu_{xw} = a_x / g \quad (4.19)$$

ve frenleme oranı, z ise;

$$z = a_x / g \text{ ve yüzde olarak } z = \mu_{xw} \%100 \quad (4.20)$$

olarak ifade edilir.



Şekil 4.5 Fren kuvvetlerinin etkisi

Taşıtın ağırlık merkezine etkiyen fren kuvveti, F_{Bt} ön ve arka tekerlek tepki noktalarında uzunlamasına yönde F_{Bf} ve F_{Br} kuvvetlerini doğurur. Taşıt rijit bir gövde olarak incelenirse, frenlemenin etkisiyle ön aksta $+\Delta F_{v0}$ kadarlık aks yükü artışı ve arka aksta $-\Delta F_{v0}$ kadar aks yükü azalması meydana gelir. Aerodinamik kuvvetler ve tekerleklerdeki yuvarlanma dirençleri ihmal edilirse oluşan fren kuvvetleri şu şekilde hesaplanır;

$$\kappa = h_s / l \quad (4.21)$$

$$\Delta F_{v,0} = \mu_{xw} \times F_{v,t} \times \kappa \quad (4.22)$$

$$F_{v,fdin} = F_{v,f} + \Delta F_{v,0} \quad \text{ve} \quad F_{v,rdin} = F_{v,r} - \Delta F_{v,0} \quad (4.23)$$

Taşıtın ağırlık merkezi ne kadar yere yakın olursa ve dingiller arası mesafe ne kadar fazla olursa , frenleme esnasında transfer edilen yük ΔF_{v0} 'da o kadar az olur. Akslara ait frenleme kuvvetleri ;

$$\text{ön aks için ; } F_{Bf} = \mu_{xw} F_{v,fdin} \quad \text{ve}$$

$$\text{arka aks için ; } F_{Br} = F_{B,t} - F_{Bf} = \mu_{xw} F_{v,rdin} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Her aks için fren kuvvetinin yarısı alındığında, ve bu kuvvet dinamik tekerlek yarıçapı ile çarpıldığında, tekerleklerde oluşan frenleme momentleri (M_b) bulunmuş olur.

$$\text{Ön aks için ; } M_{bf} = 0,5 F_{Bf} r_{din}$$

$$\text{Arka aks için ; } M_{br} = 0,5 F_{Br} r_{din}$$

Tekerleklerde oluşan frenleme kuvvetlerinin büyüklüğü, taşıtın yükleme şartına ve yol sürtünme katsayısına bağlı olarak değişir. Taşıtın ağırlık merkezi yüksekliğinin değişmediği kabul edilirse akslardaki fren kuvveti dağılımı;

$$\text{ön aks için ; } \Phi_f = F_{Bf} / F_{B,t} \quad (\times 100 \% \text{ olarak ifade etmek için}) \quad (4.24)$$

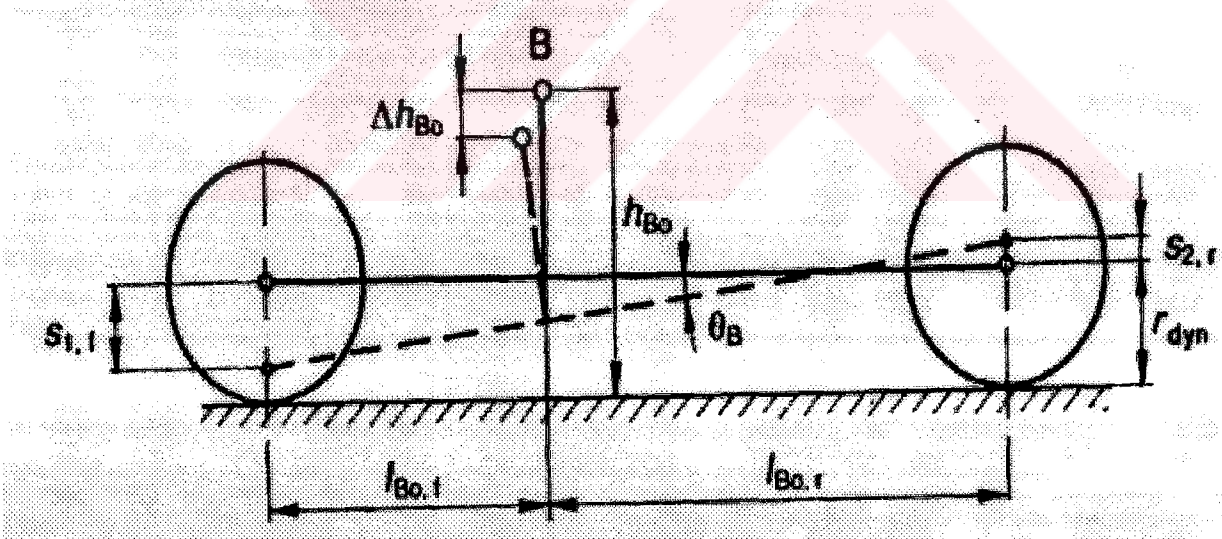
$$\text{arka aks için ; } \Phi_r = (1 - \Phi_f) = F_{Br} / F_{Bt} \text{ olur.} \quad (4.25)$$

4.2.2.4.1 Yığılma (şahlanma) Açısının Hesaplanması

Yığılma açısı θ_B , taşıt gövdesinin frenleme kuvvetleri etkisiyle yatay eksen üzerinde dönme açısıdır. Aynı zamanda çeki kuvvetleri etkisiyle taşıt yine yatay eksen üzerinde dönmek isteyerek şahlanır. Yığılma açısı frenleme kuvvetinin fonksiyonu olarak hesaplanır. Taşıta fren kuvveti uygulandığında, taşıtın ön tarafı aşağı doğru çöker ve arka ucu ise bir miktar yükselir. Taşıtın bu şekilde öne doğru yığılmasıyla, gövdenin ağırlık merkezinin yüksekliği Δh_{B0} kadar azalır. Yay oranları her akstaki iki tekerlekler için aynıdır ve aks için F_{v0} değeri aksın bütünü için bulunan bir değerdir (Jörens ve Helmut, 1986). Bunlara göre;

$$\text{ön akstaki çökme} \quad ; s_{1,f} = \Delta F_{v0} / 2c_f \quad (4.26)$$

$$\text{arka akstaki yükselme} \quad ; s_{2,r} = \Delta F_{v0} / 2c_r \quad (4.27)$$



Şekil 4.6 Yığılma açısı değişimi

Yaylanmanın doğrusal (yay oranlarının dorusal değiştiği) olduğu durumda yığılma açısı ise;

$$\theta_B = \frac{s_{1f} + s_{2r}}{l} \times 360^\circ / 2\pi \quad (4.28)$$

$$\theta_B = 57,3 \times \frac{s_{1f} + s_{2r}}{l} \quad (4.29)$$

olarak hesaplanır.

Aşamalı yaylanmada ise ön ve arka aksın hareketini bulabilmek için yay karakteristiğini bilmek gerekir. Yaylanma eğrilerinden aksın üzerine gelen yüke göre yayın sıkışma yolu incelenerek ön ve arka akstaki çökme ve yükselmeler bulunur ve bulunan bu değerlere göre yığılma açısı tespit edilir.

4.2.2.4.2 Ağırlık Merkezin Yerinin Değişiminin Hesaplanması

Şekil 4.6'da taşıtın ağırlık merkezi B noktasının taşıtın frenleme esnasında ön ucunun çökmesine ve arka ucunun yükselmesine ve dingiller arası mesafeye bağlı olarak değişimi görülmektedir. Gövde ağırlığının akslar üzerindeki dağılımına bağlı, düşey ağırlık merkezi yer değişimi, Δh_{B0} ;

$$\Delta h_{B0} = -s_{1f} \frac{F_{B0f}}{F_{B0}} + s_{2r} \frac{F_{B0r}}{F_{B0}} \quad (4.30)$$

şeklinde bulunur. Burada ;

$$F_{B0,f} = F_{Vf} - F_{uf} \quad (4.31)$$

$$F_{B0,r} = F_{Vr} - F_{ur} \quad (4.32)$$

$$F_{B0} = F_{B0,f} + F_{B0,r} \quad (4.33)$$

olarak belirlenir.

4.2.2.4.3 Örnek Taşıt için Sayısal Değerlerin Hesaplanması

$$\text{Ön aks yükü : } F_{Vf} = 6,95 \text{ kN}$$

$$\text{Arka Aks yükü : } F_{Vr} = 4,20 \text{ kN}$$

Ön aks ağırlığı : $F_{uf} = 0,8 \text{ kN}$

Arka aks ağırlığı: $F_{ur} = 0,7 \text{ kN}$

Yay oranları ; ön için $c_f = 11,5 \text{ N/mm}$

arka için $c_r = 14 \text{ N/mm}$

dinamik tekerlek yarıçapı; $r_{din} = 0,288 \text{ m}$

Frenleme oranı; $z = 0,8$ ve $\mu_{xw} = 0,8$

Dingiller arası mesafe ; $l = 2,5 \text{ m}$

Ağırlık merkezi yüksekliği ; $h_s = 0,58 \text{ m}$

Hesaplama :

Dingil yükü değişimi ;

$$\Delta F_{V,0} = \mu_{xw} F_{V,t} \kappa$$

$$\Delta F_{V,0} = 0,8 \times (6,95 + 4,20) \times (0,58 / 2,5)$$

$$\Delta F_{V,0} = 2,069 \text{ kN bulunur}$$

$$F_{Vf \text{ din}} = F_{V,f} + \Delta F_{V,0} \quad \text{ve} \quad F_{Vr \text{ din}} = F_{V,r} - \Delta F_{V,0}$$

$F_{Bf} = \mu_{xw} F_{Vf \text{ din}}$ ve ; $F_{Br} = \mu_{xw} F_{Vr \text{ din}}$ ön ve arka tekerleklerde oluşan fren kuvveti ;

$$F_{Bf} = 0,8 \times (6,95 + 2,069) = 7,215 \text{ kN ve}$$

$$F_{Br} = 0,8 \times (4,2 - 2,069) = 1,705 \text{ kN olarak bulunur.}$$

Aracın ön aksında gövdenin çökmesi ;

$$s_{1,f} = \Delta F_{v0} / 2c_f = 2,069 / (2 \times 11,5) = 0,09 \text{ m ve arka akstaki yükselme;}$$

$$s_{2,r} = \Delta F_{v0} / 2c_r = 2,069 / (2 \times 14) = 0,074 \text{ m bulunur.}$$

Doğrusal yaylanmada gövdenin yığılma (y eksenini etrafında dönme) açısı ;

$$\theta_B = 57,3 \times \frac{s_{1f} + s_{2r}}{l}$$

$$\theta_B = 57,3 \times \frac{0,09 + 0,074}{2,5} = 3,76^\circ = 3^\circ 46' \text{ bulunur.}$$

Ağırlık merkezi yüksekliği değişimi ise, gövdenin ön ve arka aksa düşen ağırlıkları;

$$F_{B0,f} = F_{vf} - F_{uf} = 6,95 - 0,8 = 6,15 \text{ kN}$$

$$F_{B0,r} = F_{vr} - F_{ur} = 4,2 - 0,7 = 3,5 \text{ kN bulunarak , toplam gövde ağırlığı}$$

$$F_{B0} = F_{B0,f} + F_{B0,r} = 6,15 + 3,5 = 9,65 \text{ kN hesaplanır. Değerler yerine konursa;}$$

$$\Delta h_{B0} = -s_{1f} \frac{F_{B0f}}{F_{B0}} + s_{2r} \frac{F_{B0r}}{F_{B0}} = -0,09 \frac{6,15}{9,65} + 0,074 \frac{3,5}{9,65} = -0,03 \text{ m olarak bulunur.}$$

Son durumda frenleme anında gövdenin ağırlık merkezi yüksekliği ;

$$h'_{B0} = h_{B0} - \Delta h_{B0} = 0,58 - 0,03 = 0,595 \text{ m olarak bulunur.}$$

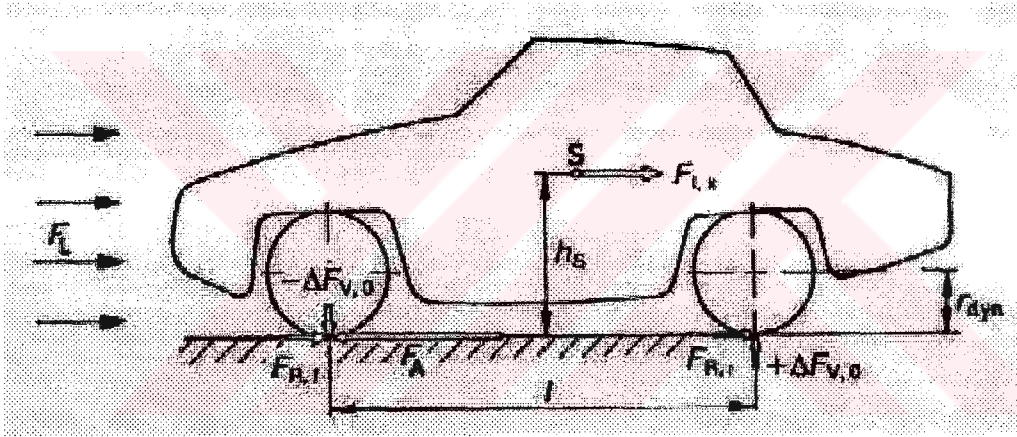
Gövdenin ağırlık merkezi frenleme anında %4,8 oranında aşağıya kaymıştır. Taşıtlık ağırlık merkezi h'_s , ise ; %0,5'ten daha az bir yanılma payıyla , aks ağırlıkları dikkate alınmayarak ;

$$\Delta h_s = -s_{1f} \frac{F_{V,f}}{F_{V,t}} + s_{2r} \frac{F_{V,r}}{F_{V,t}}$$

şeklinde bulunabilir.

4.2.2.5 Çeki Kuvvetleri

Hareket eden taşıta fren kuvvetinin uygulanmasıyla, taşıtın ivmelendirilmesi arasında benzerlik vardır. Taşıtı hareket ettirmek tekerlek tepki noktalarında, motor tarafından üretilen F_A çeki kuvvetinin, tekerleklerin dönme merkezinde olduğu kabul edilir ve askı sistemi elemanlarıyla taşıta iletilir. Şekil 4.7'de ivmelenme sırasında oluşan taşıt gövdesine etki eden kuvvetler görülmektedir (Jörnsen ve Helmut, 1986).



Şekil 4.7 Taşıta etkiyen kuvvetler

F_L ; Aerodinamik kuvvettir ve taşıtın 25 km/h'lik hızlarının altında etkisi ihmal edilebilir,

$F_{i,x}$; Fazla kuvvet, x yönündeki ataletine kuvvetine eşit kuvvettir,

F_{Rt} ; Yuvarlanma direnci kuvvetidir ,

F_A ; Tekerlek tepki noktasında oluşan çeki kuvvetidir.

Yuvarlanma direnci kuvvetleri ve çeki kuvvetleri tekerleklerde oluşur. Taşıtı hareket ettiren kuvvet ;

$$F_{i,x} = F_A - (F_L + F_{Rt}) \quad [N] \quad (4.34)$$

ve tekerleklerde oluşan çeki kuvveti ise;

$$F_A = \frac{M_{Mmax} \times \eta \times i_D \times i_G}{r} \quad [N] \quad (4.35)$$

Denkelmede;

M_{Mmax} ; motorun maksimum tork değeri,

η ; toplam mekanik verim,

i_D ; diferansiyel son dişli oranı,

i_G ; seçilen vitesin dişli oranı,

r ; tekerlek dönme yarıçapıdır .

Örnek olarak , önden çekişli 1,3 litre motorlu bir binek otomobil için, birinci viteste 5km/h hızla ilerlerken taşıtın ivmelendirilmesiye aşağıdaki değerler bulunabilir;

$M_{Mmax} = 94 \text{ Nm}$, $i_D = 3,94$, $i_G = 3,55$, $\eta = 0,90$ ve taşıtın tekerleklerinin ;

155 / 65 R 13 S olduğu kabul edilirse $r_{stat} = 0,244 \text{ m}$ (Çizelge 3.3)

$$F_A = \frac{94 \times 0,90 \times 3,94 \times 3,55}{0,244} = 4849 \text{ N} = 4,85 \text{ kN}$$

Taşıtın ivmelenmesiye önaks yükünün bir kısmı arka aksa kayacaktır ve bu durumda dönme tekerlek yarıçapında r_{stat} 'e göre 10-15 mm'lik bir arış meydana gelir, çeki kuvvetide bu artışa bağlı olarak %5 oranında azalır.

Taşıtın boş ağırlığı, $m_{vul} = 875 \text{ kg}$, 68 kg ağırlığında iki yolcunun bulunması durumunda taşıtın toplam ağırlığı ; $m_{pl} = 875 + (2 \times 68) = 1011 \text{ kg}$ olacaktır. Ağırlık kuvveti ise;

$$F_{vt} = m_{pl} \times g = 1011 \times 9,81 = 9918 \text{ N} = 9,92 \text{ kN} \text{ olacaktır.}$$

Uzunlamasına eksenindeki kuvvetler ;

$$F_{Rt} = k_R F_{vt} \text{ ve } k_R = 0,012 \text{ (Şekil 3.6)}$$

$$F_{Rt} = 0,012 \times 9,92$$

$$F_{Rt} = 0,12 \text{ kN}$$

$$F_L = 0 \text{ (hız } 25 \text{ km/h'in altında)}$$

$$F_{i,x} = F_A - F_{Rt} = 4,85 - 0,12 = 4,73 \text{ kN} \text{ olarak bulunur.}$$

Transfer edilen aks yükü ΔF_{V0} için taşıta ait veriler ;

$$l = 2,52 \text{ m} , h_{ul} = 1,4 \text{ m} , \text{ ve } \mu_{xv} = 1,05 \text{ seçilirse,}$$

$$h_s = (0,38 \pm 0,02) h_{ul} \text{ ve buradan } h_s = 0,38 \times 1,4 = 0,532 \text{ m}$$

Taşıtın yay oranlarına bağlı olarak iki kişinin ağırlığının taşıtın ağırlık merkezinde 14mm'lik bir yükselmeye sebep olduğu varsayılırsa yüklü durumdaki ağırlık merkezi yüksekliği;

$$h_{s2} = 0,546 \text{ mm} \text{ olur.}$$

$$\Delta F_{V0} = \mu_{xv} \times F_{vt} \times (h_{s2} / l) = 1,05 \times 9,92 \times (0,546 / 2,52)$$

$$\Delta F_{V0} = 2,26 \text{ kN} \text{ olarak bulunur.}$$

Taşıtın koltuklarının yerine bağlı olarak önde oturan iki kişinin ağırlıklarının %60'ının ön aks tarafından taşındığı varsayılırsa;

$$F_{Vf} = 0,6 \times F_{Vt} = 5,95 \text{ kN}$$

Fren kuvvetinin tersine olarak taşıtın ivmelendirilmesinde, ön aksta ' ΔF_{V0} ' kadarlık bir yük azalması oluşur. Ön aks yükü ;

$$F_{Vf \text{ din}} = F_{Vf} - \Delta F_{V0} = 5,95 - 2,26 = 3,69 \text{ kN olur.}$$

Bu durumda ön aksın ağırlığının azalması durumunda aynı çeki kuvvetini oluşturacak sürtünme katsayısı ;

$$\mu_{xv} = F_{i,x} / F_{Vf \text{ din}}$$

$$\mu_{xv} = 4,73 / 3,69 = 1,28 \text{ olarak bulunur.}$$

Önden tahrikli taşıtların düşük hızlardan hızlı bir şekilde ivmelenmesi durumunda, akslar arası yük transferinden dolayı ön tekerlekler patinaj eğilimi gösterir. Yukarıda bulunan 1,28 sürtünme katsayısı değerini yakalamak imkansızdır.

Arkadan tahrikli taşıtlarda ise hesaplamalarda ivmelenmeden dolayı kaynaklanan transfer edilen yük arka aksa etkir ve aks yükünü arttırır. Bu durumda hareket denklemleri ;

$$F_{Vr \text{ din}} = F_{Vr} + \Delta F_{V0} \quad (4.36)$$

şeklinde kullanılır.

5. ASKI SİSTEMLERİNDE OLUŞAN KUVVETLER ve ZORLAMALAR

5.1 Giriş

Bu bölümde daha önceki bölümlerde anlatılan, tekerleklerde oluşan kuvvetlerin, askı sisteminde yarattığı kuvvet ve momentler, ve askı sistemi elemanlarından yönverici kollar üzerinde oluşan zorlamalar açıklanacaktır. Askı sisteminin tipine göre yönverici kollar üzerinde oluşan zorlamalarda bağlantı tiplerine göre farklıdır.

Katı aks askı sisteminde, bütün tekerlek askı sistemlerinde olduğu gibi, taşıt işletme şartında yönverici kollarda oluşan kuvvetlerin bulunması için, tekerlek tepki noktasında oluşup, askı sistemini zorlayan kuvvetlerin, ve askı sisteminin geometrisinin ortaya konulması gerekir. Askı sisteminin geometrisine bağlı olarak, tekerlek tepki noktasından yönverici kollar üzerine gelen kuvvetler değişkenlik gösterir. Askı sistemi yönverici kollarının mukavemet kontrolü yapılmadan önce, askı sistemine etkiyen kuvvetler bulunmalıdır.

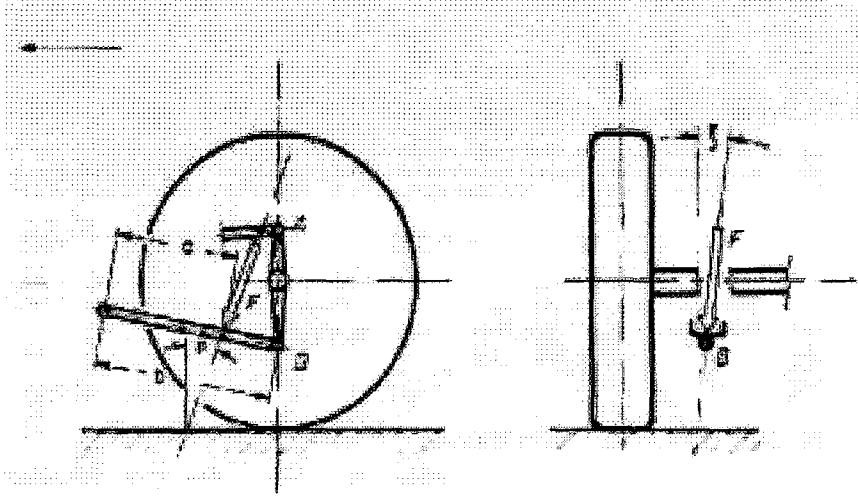
5.2 Katı Aks Askı Sistemlerinde Oluşan Kuvvetlerin Hesaplanması

5.2.1 Dört Noktadan Asılmış Katı Aks Askı Sistemindeki Kuvvetler

Binek otomobillerde en sık kullanılan sabit askı sistemi, aksın hareketinin kinematik olarak çok yönlü olarak yapılabilmesinden dolayı, dört noktadan asılmış askı sistemidir. Bu tip askı sisteminde, tekerlek tepki noktasında oluşan kuvvetlerin askı sisteminde meydana getirdiği kuvvetlerin bulunması, askı sisteminin geometrisi yardımıyla yapılır. Şekil 5.1'de dört noktadan asılmış askı sisteminin taşıtın statik durumunda yandan ve arkadan görünüşü görülmektedir.

Askı sisteminde yay alt yönverici kola mesnetlenmiştir ve şekilde görüldüğü gibi alt yönverici kola etkimektedir. Statik durumda alt salıncak koluna sadece tekerlek tepki noktasında oluşan tepki kuvveti F'_{zw} 'yi karşılayan, F yay kuvveti etkimektedir.

$$F = \left(F_{zw} - \frac{F_u}{2} \right) \times i_y \quad \text{ve} \quad i_y = \frac{b}{a} \quad \text{şeklinde bulunur.} \quad (5.1) - (5.2)$$



Şekil 5.1 Dört noktadan asılmış askı sisteminin yan ve ön görünüşü

Yay bağlantı şekline göre xz ve yz düzlemleriyle sırasıyla θ ve ξ açıları yaparak aksa ve gövdeye bağlanmıştır. Bu durumda yay bu açıların bileşkesi olan ν açısı ile alt salıncak koluna etkimektedir. Bu açıyı bulmak için her iki düzlemdeki açıların bileşkesi alınırsa;

$$\tan \nu = \sqrt{\tan^2 \xi + \tan^2 \theta} \quad (5.3)$$

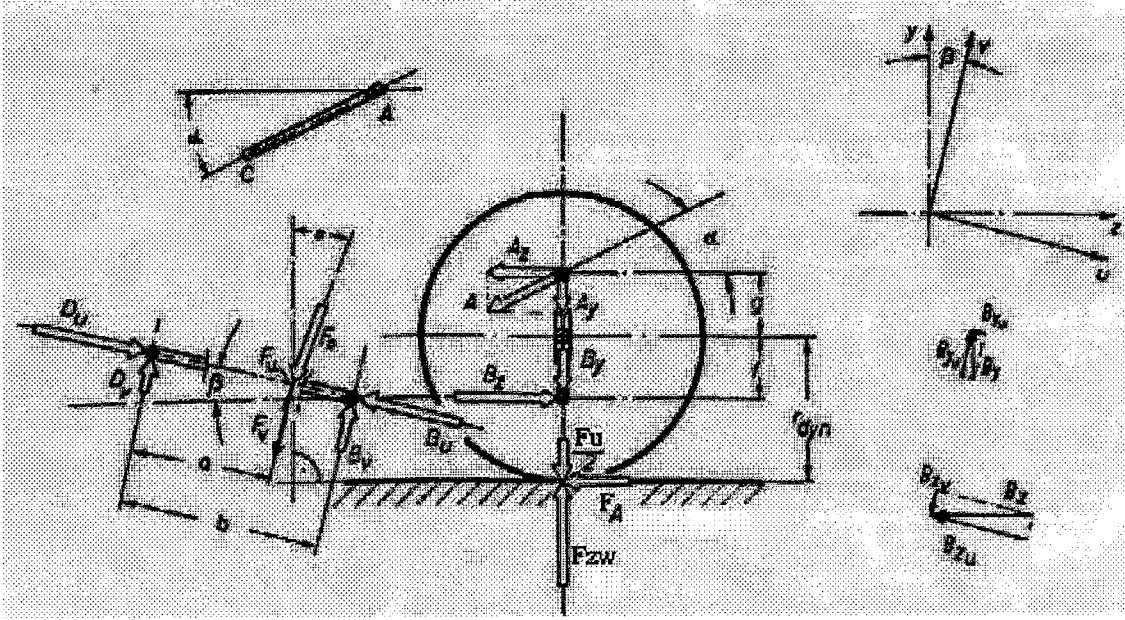
$$i_y = \frac{b}{a \cos \nu} \quad (5.4)$$

olarak yazılır (Jörnsen ve Helmut, 1973).

5.2.1.1 Hareket Şartında Askı Sistemine Etkiyen Kuvvetler

Taşıtın hareket şartında dört noktadan asılmış katı aks askı sistemine etkiyen kuvvetler Şekil 5.2'de görülmektedir. Dinamik durumda tekerlek tepki noktasında askı sistemine etkiyen maksimum kuvvet;

$$F'_{z_{wmax}} = (k \times F_{zw}) - \left(\frac{F_u}{2}\right)$$



Şekil 5.2 Hareket şartında askı sisteminde oluşan kuvvetler

Taşıtın hareketi sırasında yoldaki düzgünlükler sebebiyle tekerlek tepki noktasında oluşan F_{zw} kuvveti hesaplarda tekerlek yükü çarpma faktörüyle (k) çarpılarak bulunan değer kullanılır. Çeki kuvveti ise herhangi bir vites oranıyla seyrederken;

$$F_A = \frac{M_{dmax} i_n^j d \eta}{2r_{din}} \quad \text{olarak yazılır. A ve B noktasına etkiyen kuvvetlerin bulunması}$$

için, B noktasına göre moment alınırsa;

$$\Sigma M_B = 0; \quad A_z = F_A \frac{r_{din} - f}{g + f} \quad (5.5)$$

olarak yazılır ve A_{y0} ;

$A_y = A_z \tan \alpha$ olarak bulunur. y ve z yönündeki kuvvetler için; $\Sigma F_y = 0$ ve $\Sigma F_z = 0$ yazılarak, alt salıncak koluna etkiyen kuvvetler, B_y ve B_z ;

$$B_y = F'_{zw} - A_y \quad (5.6)$$

$$B_z = F_A + A_z \quad (5.7)$$

Alt salıncak kolu yatayla β açısı yapmaktadır ve aks bağlantı noktası B noktasından etkiyen B_z ve B_y kuvveleri, D noktasındaki gövde bağlantı noktasında karşılanır. D noktasından etkiyen kuvvetleri bulmak için aşağıdaki çözüm uygulanır;

$$B_{yv} = B_y \cos \beta , \quad B_{yu} = B_y \sin \beta \quad (5.8)$$

$$B_{zv} = B_z \sin \beta , \quad B_{zu} = B_z \cos \beta \quad (5.9)$$

Yukarıdaki denkelemlere göre B noktasındaki kuvvetler U ve V yönünde aşağıdaki gibi yazılır;

$$B_u = B_{yu} + B_{zu} \quad \text{ve} \quad B_v = B_{yv} - B_{zv} \quad (5.10)$$

D noktasına göre moment alınır, alt salıncak kolu üzerine uygulanan yay kuvvetinide hesaplayabiliriz;

$$\Sigma M_D = 0 ; \quad F_v = B_v \frac{b}{a} \quad \text{ve,} \quad (5.11)$$

$$F_u = F_v \tan (\alpha - \beta) \quad (5.12)$$

olarak yay kuvvetinin diğer bileşenide bulunur. Yay kuvveti doğrultusu taşıta arkadan bakıldığında, düşey eksenle ξ açısı yapmaktadır(Şekil 5.1). Dolayısıyla yay kuvvetinin aracın enine eksenindeki bileşenini bulmak için aşağıdaki denklem yazılabilir;

$$F_x = F_v \tan \xi \quad (5.13)$$

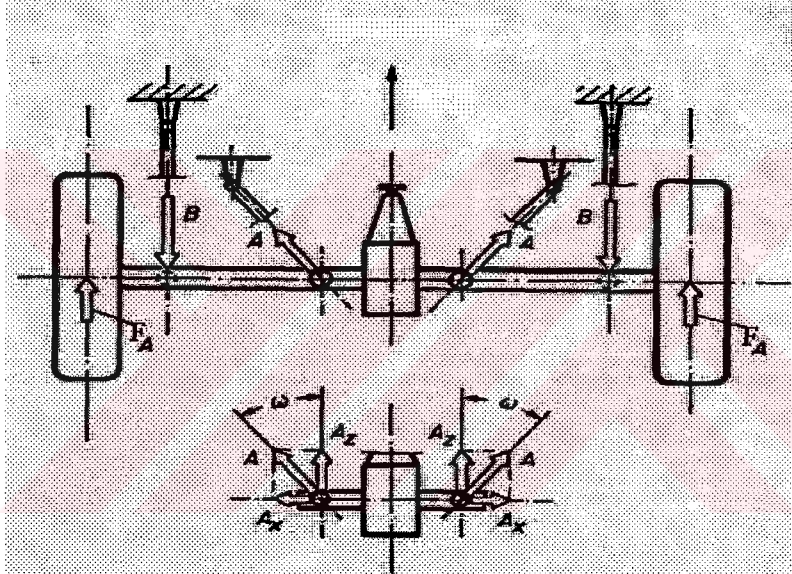
D, gövde bağlantı noktasındaki kuvvetleri bulmak istersek, yönverici kol üzerindeki kuvvetleri vektörel olarak toplamamız gerekir;

$$D_v = F_v - B_v , \quad D_u = F_u + B_u \quad (5.14)$$

ve sonuç olarak D noktasındaki bileşke kuvvet;

$$D = \sqrt{D_v^2 + D_u^2} \quad (5.15)$$

Taşıtın düz yolda ilerlerken askı sistemine herhangi bir yan kuvvetin etkimeidiği durumda, askı sistemi elemanları üzerine etkiyen kuvvetlerin görünüşü, askı sistemine üstten bakıldığında Şekil 5.3'teki gibidir. A noktasından w açısıyla aksa bağlanan üst yönvericilerin görevi, tekerleklere yan kuvvetler etkidiğinde, bu yan kuvvetleri gövdeye iletmektir ve aksın yatay olarak gövdeden bağımsız hareketini engellemektir. Üst yönvericilerin w açısıyla aksa ve gövde arasında monte edilmesinden dolayı, tekerleklere yan kuvvetlerin etkimeidiği durumlarda dahi, her iki bağlantı noktasında ters yönlü A_x , yan kuvvetleri oluşur.



Şekil 5.3 Askı sistemi elemanları üzerine etkiyen kuvvetlerin görünüşü

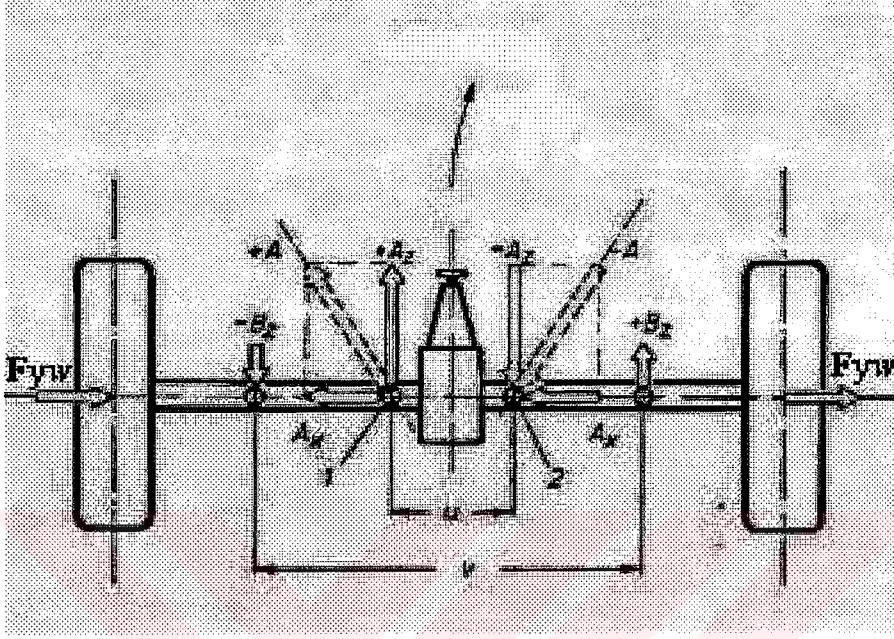
Gövde ve aks arasında w açısıyla bağlanan üst yönvericilerin oluşturduğu A_x kuvveti, daha önceden bulunan A_z kuvveti yardımıyla bulunur;

$$A_x = A_z \tan w \quad (5.16)$$

A , aks bağlantı noktasında oluşan kuvvetlerin bileşkesi alınırsa, üst yönvericinin aks bağlantı noktasında yönverici üzerinde oluşan kuvvetin büyüklüğü bulunur;

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2 + A_z^2} \quad (5.17)$$

Tekerlekler F_{yw} , yan kuvvetlerinin etki etmesi durumunda, yönverici kollar üzerindeki kuvvetlerin yönleri ve büyüklükleri Şekil 5.4'te görüldüğü gibi değişir.



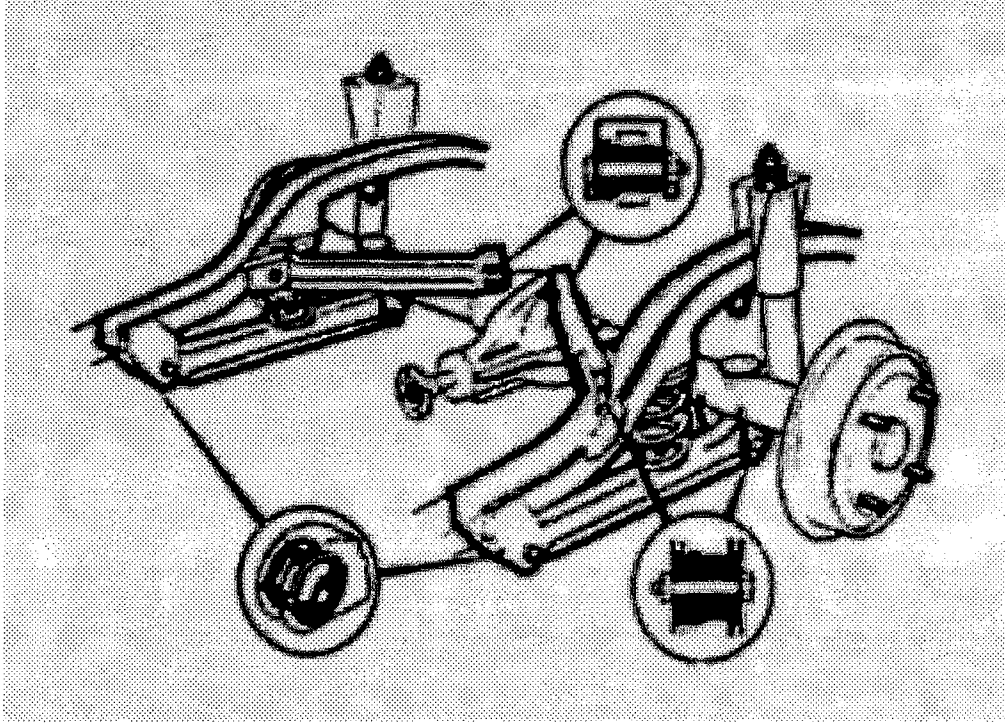
Şekil 5.4 Hareket şartında askı sistemine yan kuvvetlerin etkisi

Mukavemet kontrolü yapılırken askı sistemine etkileyen yan kuvvetlerin bulunmasında $\alpha=20^\circ$ kayma açısında pürüzlü beton zemin üzerinde elde edilebilen maksimum μ_{yw} değeri olan $\mu_{yw}=1,05$ kullanılır. Bu durumda oluşabilecek en büyük yan kuvvetin değeri ;

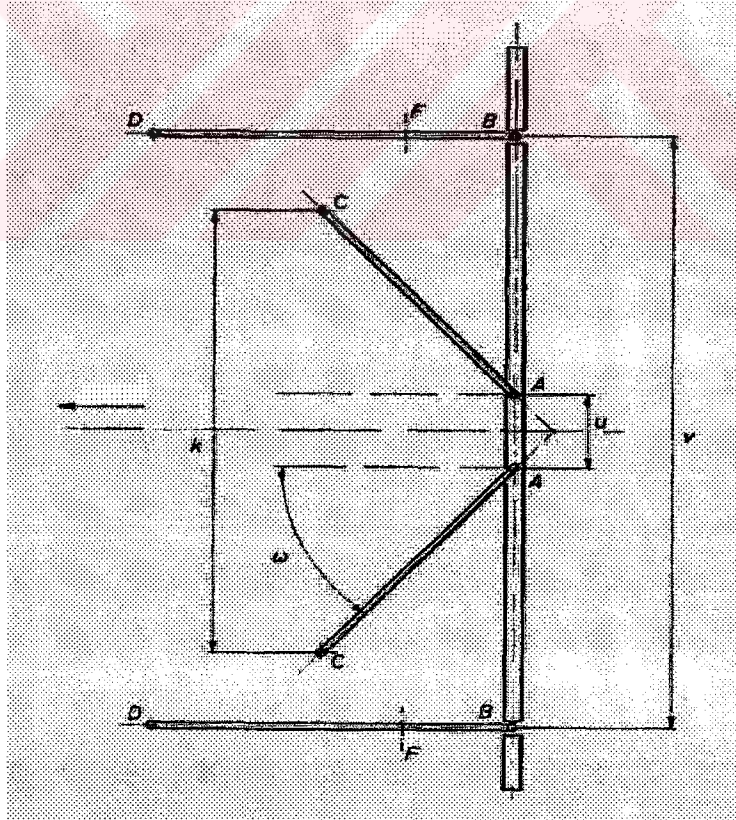
$$F_{yw} = 1,05 \times F_{zw} \text{ olarak bulunur.} \quad (5.18)$$

5.2.1.2 Uygulama

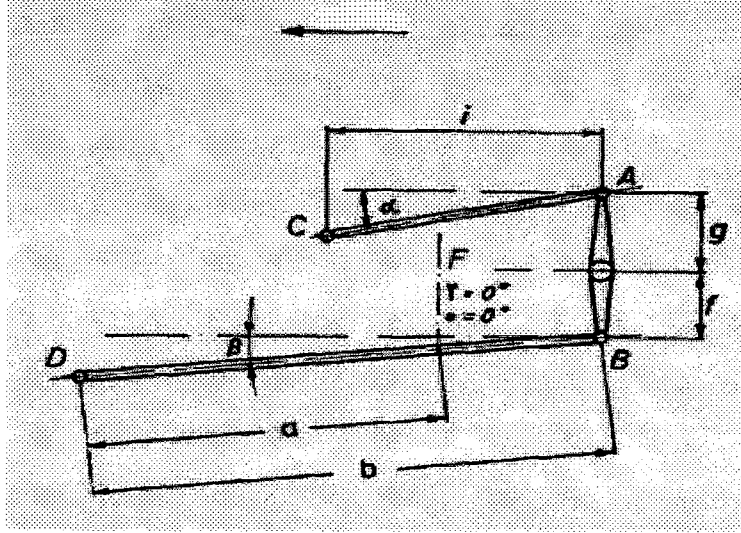
Katı aks askı sistemine uygulama olarak Ford Taunus model aracın arka aks askı sistemi incelenecektir. Askı sistemi dört noktadan asılmış katı akstır ve taşıt arka tekerleklerden tahriklidir. Askı sisteminin resmi Şekil 5.5'de görülmektedir. Sistemin hesaplarda kullanılacak olan ölçülendirilmiş üst görünüş ve yan görünüş resimleri Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de görülmektedir.



Şekil 5.5 Ford Taunus marka taşıtın arka aks askı düzeni



Şekil 5.6 Ford Taunus marka taşıtın arka aks askı düzeni boyutları



Şekil 5.7 Ford Taunus'un arka aks askı sisteminin yan görünüşü

Taşıtlı ilgili özellikler:

Max. arka aks yükü;	$m_{vr} = 850 \text{ kg}$
Arka aks ağırlığı;	$m_{ur} = 110 \text{ kg}$
İz genişliği;	$b = 1445 \text{ mm}$
Maksimum motor momenti;	$M_{dmax} = 130 \text{ Nm}$
Vites oranları;	$i_1 = 3.65$, $i_2 = 1.97$, $i_3 = 1.37$, $i_D = 3.44$
Mekanik verim;	$\eta = 0,85$
Lastikler;	185 / 65 R 13 $r_{stat} = 259 \text{ mm}$ $r_{din} = 277 \text{ mm}$

Askı sistemi boyutları:

Yandan görünüşte üst kolun uzunluğu;	$l = 241 \text{ mm}$
Üst kol aks yatağının aks ortasına uzaklığı;	$g = 83 \text{ mm}$
Alt kol aks yatağının aks ortasına uzaklığı;	$f = 71 \text{ mm}$
Alt kolun uzunluğu;	$b = 450 \text{ mm}$
Yay uzaklığı (DF mesafesi);	$a = 310 \text{ mm}$
Üst kolun yatayla yaptığı açı;	$\alpha = 11^\circ 30'$ (yükli durum)
Üst kolun uzunlamasına eksenle yaptığı açı;	$w = 49^\circ 40'$ (yükli durum)
Alt kolun yatayla yaptığı açı;	$\beta = 5^\circ 36'$ (yükli durum)

5.2.1.2.1 Tekerlek Tepki Noktasındaki Kuvvetlerin Bulunması

Askı sistemine etkiyen kuvvetleri bulmak için tekerlek tepki noktasında her üç ekseninde tekerleğe hareket şartında etkiyen kuvvetlerin bulunması gerekir. Tekerleğe düşey ekseninde ağırlık ve yay kuvvetleri, yatay ekseninde yan kuvvetler ve uzunlamasına ekseninde fren ve çeki kuvvetleri etkir.

Tekerlek tepki noktasında etkiyen düşey yük kuvvetinin değeri statik durumdaki değeri;

$$F_{zw} = \frac{m_{vr}}{2} \times 9.81 = \frac{850}{2} \times 9.81 = 4169,25 \text{ N olarak yazılır.}$$

Hareket şartında tekerlek tepki noktasında oluşan maksimum kuvvet ise tekerlek yükü çarpma faktörü, k ile hesaplanır.

$$F_{zw,max} = k \times F_{zw} \quad \text{ve} \quad F_{zw,max} = 2.5 \times 4169,25 = 10423 \text{ N}$$

Askı sistemine etkiyen maksimum düşey yükün bulunmasında; yaylandırılmamış kütlenin oluşturduğu kuvvetin çıkartılması gerekir.

$$F'_{zw,max} = F_{zw,max} - \frac{Fu}{2} = 10423 - \frac{110 \times 9,81}{2} = 9883,5 \text{ N}$$

Tekerleğe hareket şartında etkiyebilecek maksimum yatay kuvvetler, aks yüküne ve yatay sürtünme katsayısına bağlıdır. Şekil 4.4'teki grafikten yatay sürtünme katsayısının en büyük değeri $\mu_{yw}=1,05$ değeri seçilir ve yatay kuvvet F_{yw} ;

$$F_{yw} = \mu_{yw} \times F_{zw} = 1,05 \times 4169,25 = 4377,7 \text{ N olarak bulunur.}$$

Uzunlamasına yönde etkiyen en büyük kuvvetin bulunması için, taşıtın motoru tarafından ilk harekete geçişte tekerleklerde oluşturulan çeki kuvvetinin ve frenleme durumunda oluşturulan fren kuvvetinin bulunması gerekir. Tekerleklerde oluşturulan çeki kuvveti;

$$F_A = \frac{M_{d_{\max}} i_1 i_d \eta}{2r_{\text{stat}}} = \frac{130 \times 3,65 \times 3,44 \times 0,85}{2 \times 0,259} = 2678,4 \text{ N}$$

2678,4 N değerindeki çeki kuvvetinin tekerlekler tarafından yola iletilebiliyormu kontrol edilmesi gerekir. İlk hareket anında, lastikler üzerindeki dişlerin tutunma etkisinde düşünülürse, tekerleklerle yol arasındaki sürtünme katsayısı 1,3 değerine kadar yükselir. 425 kg yük taşıyan tekerleklerde oluşturulabilecek maksimum çeki kuvveti;

$F'_{A_{\max}} = 1,3 \times 425 \times 9,81 = 5420 \text{ N}$ olarak bulunur. Bu durumda hesaplarda motor tarafından oluşturulan çeki kuvveti değeri 2678,4 N kullanılmalıdır.

10 km/h hızın altında seyir halindeyken bloke frenleme halinde askı sistemi üzerine etkiyen kuvvetler bulunurken, tekerleklere etkiyen fren kuvveti F_B için yüzey sürtünme katsayısı μ_B , 1.25 olarak alınır ve fren kuvveti;

$$F_B = F_{zw} \times 1,25 = 4169,25 \times 1,25 = 5211,5 \text{ N olarak bulunur.}$$

Bulunan fren kuvveti çeki kuvvetinden büyük olduğu için askı sistemine etkiyen en büyük kuvvetlerin bulunmasında fren kuvvetleri kullanılmalıdır. Askı sisteminde oluşan zorlmalara neden olan kuvvetlerin hesaplanmasında;

$$F'_{zw, \max} = 10423 \text{ N ,}$$

$$F_{yw} = 4377,7 \text{ N ve}$$

$$F_B = 5211,5 \text{ N kuvvetleri kullanılacaktır.}$$

5.2.1.2.2 Askı Sistemine Etkiyen Kuvvetlerin Hesaplanması

Tekerlek tepki noktasında hareket şartında oluşan kuvvetlerin askı sisteminde oluşturduğu zorlamaları ve mukavemet kontrolünü yapabilmek için, bulunan kuvvetlerin askı sistemine indirgenmesi gerekir. Askı sisteminin geometrisi gereği, yatay kuvvetler st yönverici kollar tarafından karşılanır. Frenleme kuvvetlerinin etkisi ise st ve alt yönverici kollarla karşılanır.

Tekerleklere etkiyen F_{yw} yan kuvvetinin, eğik olarak monte edilen üst yönvericiler tarafından eşit olarak karşılandığı kabul edilir ve yan kuvvetin değeride üst yönvericiye etkiyen kuvvetin A_x bileşenine eşittir;

$$F_{yw} = A_x = 4377,7 \text{ N} \quad \text{ve yan kuvvetin etkisinin } A_z \text{ ve } A_y \text{ bileşeleri};$$

$$A_z = A_x \times \cot w = 4377,7 \times 0,848 = 3712 \text{ N}$$

$$A_y = A_z \times \tan \alpha = 3712 \times 0,203 = 753,6 \text{ N} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Yatay kuvvet etkisiyle hesaplanan A_z kuvvetinin değerini, ek olarak üst yönvericiye etkiyen fren kuvveti F_B 'nin de bileşenlerinin bulunması gerekir. Şekil 5.7'de B noktasına göre moment alınırsa;

$$\Delta A_z = F_B \frac{r_{din} - f}{g + f} = 5211,5 \times \frac{277 - 71}{83 + 71} = 6971,2 \text{ N}$$

ΔA_z kuvvetiyle diğer bileşenler ΔA_x ve ΔA_y hesaplanır;

$$\Delta A_x = \Delta A_z \times \tan w = 6971,2 \times 1,178 = 8212,1 \text{ N}$$

$$\Delta A_y = \Delta A_z \times \tan \alpha = 6971,2 \times 0,203 = 1415,2 \text{ N}$$

F_B kuvvetinin değerinde hesaba katılmasıyla, üst yönvericiye toplam etkiyen kuvvetlerin değeri;

$$A_{Tx} = A_x + \Delta A_x = 4377,7 + 8212,1 = 12589,8 \text{ N}$$

$$A_{Ty} = A_y + \Delta A_y = 753,6 + 1415,3 = 2168,9 \text{ N}$$

$$A_{Tz} = A_z + \Delta A_z = 3712 + 6971,2 = 10683,2 \text{ N} \quad \text{olarak bulunur.}$$

Yönvericiye toplam etkiyen kuvvet ise ;

$$A = \sqrt{(A_x + \Delta A_x)^2 + (A_y + \Delta A_y)^2 + (A_z + \Delta A_z)^2}$$

$$A = \sqrt{(4377,7 + 8212,1)^2 + (753,6 + 1415,3)^2 + (3712 + 6971,2)^2} = 16653,3 \text{ N olarak}$$

bulunur.

Üst yönverici kol üzerine etkiyen bu kuvvetlerin, üst yönverici kol ekseninde bileşenlerine ayrılarak yönverici kolun mukavemet kontrolü yapılır. Kollar üzerindeki kuvvetlerin hesaplanmasına devam edersek, alt yönverici kol üzerine gelen kuvvetlerin bulunması gerekir.

B noktasındaki kuvvetler bulunmak istenirse;

$$B_y = F'_{z_{wmax}} - A_{Ty} = 10423 - (753,6 + 1415,3) = 8254,1 \text{ N}$$

$$B_z = F_B + A_{Tz} = 5211,5 + (3712 + 6971,2) = 15894,7 \text{ N}$$

B_y ve B_z kuvvetlerinin alt yönverici üzerindeki bileşenleri;

$$B_{yv} = B_y \cos \beta = 8254,1 \times 0,995 = 8212,8 \text{ N}$$

$$B_{yu} = B_y \sin \beta = 8254,1 \times 0,093 = 767,6 \text{ N}$$

$$B_{zv} = B_z \sin \beta = 15894,7 \times 0,093 = 1478,2 \text{ N}$$

$$B_{zu} = B_z \cos \beta = 15894,7 \times 0,995 = 15815,2 \text{ N}$$

B noktasındaki kuvvetler U ve V yönünde aşağıdaki gibi yazılırsa;

$$B_u = B_{yu} + B_{zu} = 767,6 + 15815,2 = 16582,8 \text{ N}$$

$$B_v = B_{yv} - B_{zv} = 8212,8 - 1478,2 = 6734,6 \text{ N}$$

Yay kuvvetini bulmak için D noktasına göre moment alınırsa ;

$$\Sigma M_D = 0 ; \quad F_v = B_v \frac{b}{a} = 6734,6 \times \frac{450}{310} = 9776 \text{ N}$$

$$F_u = F_v \tan (\beta) = 9776 \times 0,093 = 909,2 \text{ N olarak bulunur.}$$

D noktasında etkiyen kuvvetler U ve V eksenindeki kuvvetlerin toplanmasıyla;

$$D_v = F_v - B_v = 9776 - 6734,6 = 3041,4 \text{ N}$$

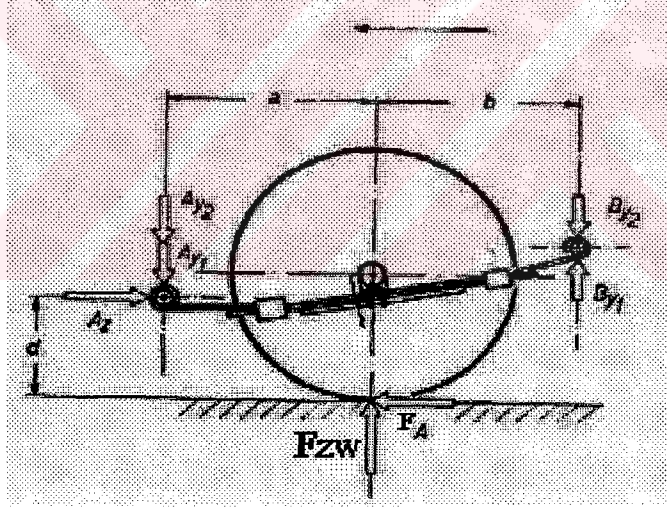
$$D_u = B_u - F_u = 16582,8 - 909,2 = 15673,6 \text{ N}$$

olarak bulunur ve; $D = \sqrt{D_v^2 + D_u^2}$ olarak;

$$D = \sqrt{3041,4^2 + 15673,6^2} = 15965,9 \text{ N bulunur.}$$

5.2.2 Yaprak Yaylı Askı Sisteminde Bağlantı Noktalarındaki Kuvvetler

Yaprak yaylı katı aks tekerlek askı sisteminde tekerlek tepki noktasında oluşan kuvvetlerin yaprak yayın gövdeye bağlandığı gözler üzerindeki bileşenleri Şekil 5.8’de görülmektedir.



Şekil 5.8 Yaprak yaylı sistemde etkiyen kuvvetler

Taşıtın statik durumda F_{zw} ağırlık kuvveti sebebiyle, yayın gözleri üzerindeki ağırlık kuvvetleri; A_{y2} ve B_{y2} kuvvetlerini bulmak istersek, B noktasına göre moment alındığında;

$$\Sigma M_B = 0, \quad A_{y2} \times (a+b) = F_{zw} \times b \quad \text{ve}$$

$$A_{y2} = F_{zw} \times \frac{b}{a+b} \quad (5.19)$$

$$B_{y2} = F_{zw} - A_{y2} \quad (5.20)$$

Çeki kuvveti etkisiyle tekerlek tepki noktasında oluşan, F_A kuvvetinin oluşturduğu moment sebebiyle, makas gözlerinde oluşan düşey kuvvetleri; A_{y1} ve B_{y1} 'i bulmak istersek; A noktasına veya B noktasına göre moment almamız gerekir.

$$\Sigma M_{A,B} = 0, \quad A_{y1} = B_{y1} = F_A \times \frac{d}{a+b} \quad (5.21)$$

Taşıttın hareketini sağlayan F_A çeki kuvveti, makasın A noktasındaki bağlantı noktası tarafından karşılanır ve;

$$A_z = F_A \text{ olarak yazılır.} \quad (5.22)$$

Tekerlek tepki noktasında oluşan frenleme kuvvetleri etkisiyle düşey yönde oluşan kuvvetlerde, makasın gövde bağlantı noktalarında, çeki kuvvetlerine benzer şekilde, fakat A_{y1} ve B_{y1} kuvvetlerinin ters yönüsü olarak oluşur. Frenleme kuvveti F_B 'nin taşıttın boyuna ekseninde oluşturduğu tepki kuvvetide, çeki kuvvetinin tepkisinin olduğu yerde, A noktasında, fakat bu sefer A_z , çeki kuvvetinin tersi yönünde oluşur.

5.2.2.1 Uygulama

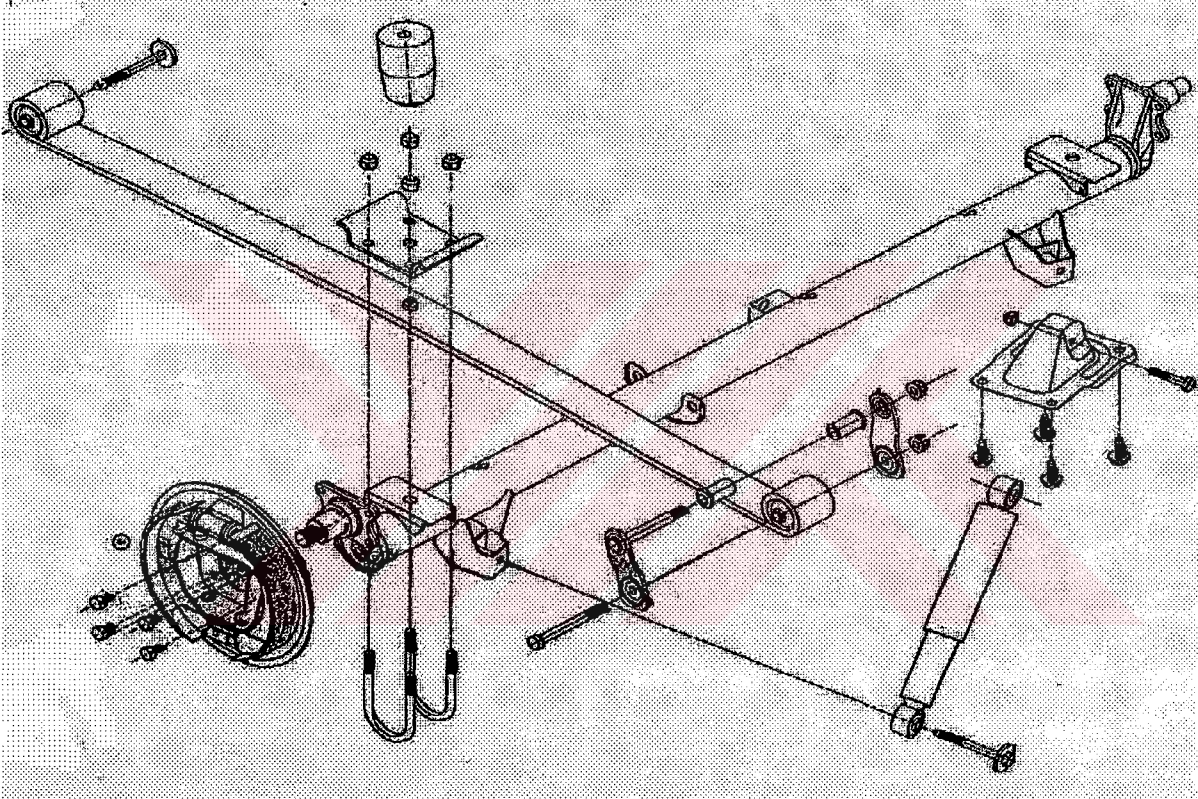
Katı aks askı sistemine uygulama olarak Ford Escort Van tipi aracın arka aks askı sistemi incelenecektir. Askı sistemi tek katlı yaprak yay ile asılmış katı akstır ve taşıtt ön tekerleklerden tahriklidir. Askı sisteminin resmi Şekil 5.9'da görülmektedir. Yaprak yaylara ait hesaplarda kullanılacak olan ölçüler Şekil 5.8 yardımıyla aşağıdaki gibidir:

Yay orta noktasının ön mesnete uzaklığı;	$a = 696 \text{ mm}$
Yay orta noktasının arka mesnete uzaklığı;	$b = 683 \text{ mm}$
Ön mesnetin yerden yüksekliği;	$d = 350 \text{ mm}$
Yay genişliği;	$B = 60 \text{ mm}$
Yay kalınlığı;	$h = 10 \text{ mm}$
Yay oranı;	$c = 55 \text{ N/mm}$
İz genişliği;	$b = 1400 \text{ mm}$

Lastikler ;	165 R 13 82 T
Max. arka aks yükü;	$m_{vr} = 1000$ kg
Arka aks ağırlığı;	$m_{ur} = 66$ kg

Tekerlek tepki noktasında etkiyen düşey yük kuvvetinin değeri statik durumdaki değeri;

$$F_{zw} = \frac{m_{vr}}{2} \times 9.81 = \frac{1000}{2} \times 9.81 = 4905 \text{ N olarak yazılır.}$$



Şekil 5.9 Ford Escort Van'a ait arka aks askı düzeni

Hareket şartında tekerlek tepki noktasında oluşan maksimum kuvvet ise tekerlek yükü çarpma faktörü, k ile ;

$$F_{zw,max} = k \times F_{zw} \quad \text{ve} \quad F_{zw,max} = 2.5 \times 4905 = 12262,5 \text{ N}$$

Askı sistemine etkiyen maksimum düşey kuvvet;

$$F'_{zw,max} = F_{zw,max} - \frac{F_u}{2} = 12262,5 - \frac{66 \times 9,81}{2} = 11938,8 \text{ N}$$

Şekil 4.4'teki grafikten yatay sürtünme katsayısının en büyük değeri $\mu_{yw}=1,05$ değeri seçilir ve yatay kuvvet F_{yw} ;

$$F_{yw} = \mu_{yw} \times F_{zw} = 1,05 \times 4905 = 5150,3 \text{ N}$$

10 km/h hızın altında seyir halindeyken, bloke frenleme halinde askı sistemi üzerine etkiyen fren kuvveti F_B için yüzey sürtünme katsayısı μ_B , 1.25 olarak alınır ve fren kuvveti;

$$F_B = F_{zw} \times 1,25 = 4905 \times 1,25 = 6131,3 \text{ N olarak bulunur.}$$

Askı sistemine etkiyen kuvvetlerin bulunmasında aşağıdaki bulunan kuvvetlerle hesaplama yapılacaktır,

$$F'_{zw,max} = 12262,5 \text{ N}$$

$$F_{yw} = 5150,3 \text{ N ve}$$

$$F_B = 6131,3 \text{ N kuvvetleri kullanılacaktır.}$$

Kuvvetlerin yönleri Şekil 5.8'deki gibidir ancak, Şekil 5.8 çeki durumunda oluşan kuvvetleri göstermektedir, dolayısıyla frenleme durumu için A_{y1} ve B_{y1} kuvvetlerinin etki yönleri ters şekilde gösterilenin tersi olacaktır.

5.2.2.1.1 Askı Sistemine Etkiyen Kuvvetlerin Hesaplanması

Taşıtın statik durumda açıklandığı gibi $F'_{zw,max}$ düşey kuvvet sebebiyle, yayın gözleri üzerindeki ağırlık kuvvetleri; A_{y2} ve B_{y2} kuvvetlerini etkileyecektir. A_{y2} ve B_{y2} kuvvetleri, taşıtın arka makas bağlantı noktası olan B noktasına göre moment alındığında;

$$\Sigma M_B = 0, \quad A_{y2} \times (a+b) = F'_{zw,max} \times b \text{ ve}$$

$$A_{y2} = F'_{zw,max} \times \frac{b}{a+b} = 12262,5 \times \frac{683}{683 + 696} = 6073,4 \text{ N}$$

$$B_{y2} = F'_{zw,max} - A_{y2} = 12262,5 - 6073,4 = 6189,1 \text{ N}$$

Fren kuvveti etkisiyle tekerlek tepki noktasında oluşan, F_B kuvvetinin oluşturduğu moment sebebiyle, makas gözlerinde oluşan düşey kuvvetler; A_{y1} ve B_{y1} için; A noktasına göre moment alınırsa;

$$\Sigma M_A = 0, \quad B_{y1} = F_B \times \frac{d}{a+b}$$

$$B_{y1} = F_B \times \frac{d}{a+b} = 6131,3 \times \frac{350}{696 + 683} = 1556,1 \text{ N bulunur.}$$

A_{y1} kuvvetinin değeri B_{y1} kuvvetine eşit fakat ters yönlüdür.

$$A_{y1} = -B_{y1} = 1556,1 \text{ N}$$

Taşıtın frenlenmesini sağlayan F_B fren kuvveti, makasın A noktasındaki bağlantı noktası tarafından karşılanır ve;

$$A_z = F_B = 6131,3 \text{ N}$$

Diğer bulunan kuvvetlerde yazılırsa;

$$F'_{zw,max} = 12262,5 \text{ N}$$

$$F_{yw} = 5150,3 \text{ N}$$

$$F_B = 6131,3 \text{ N}$$

$$A_{y1} = 1556,1 \text{ N}$$

$$B_{y1} = 1556,1 \text{ N}$$

$$A_{y2} = 6073,4 \text{ N}$$

$$B_{y2} = 6189,1 \text{ N}$$

5.3 Bağımsız Askı Sisteminine Etkiyen Kuvvetlerin Hesaplanması

5.3.1 Mc Pherson Askı Sistemine Statik Durumda Etkiyen Kuvvetler

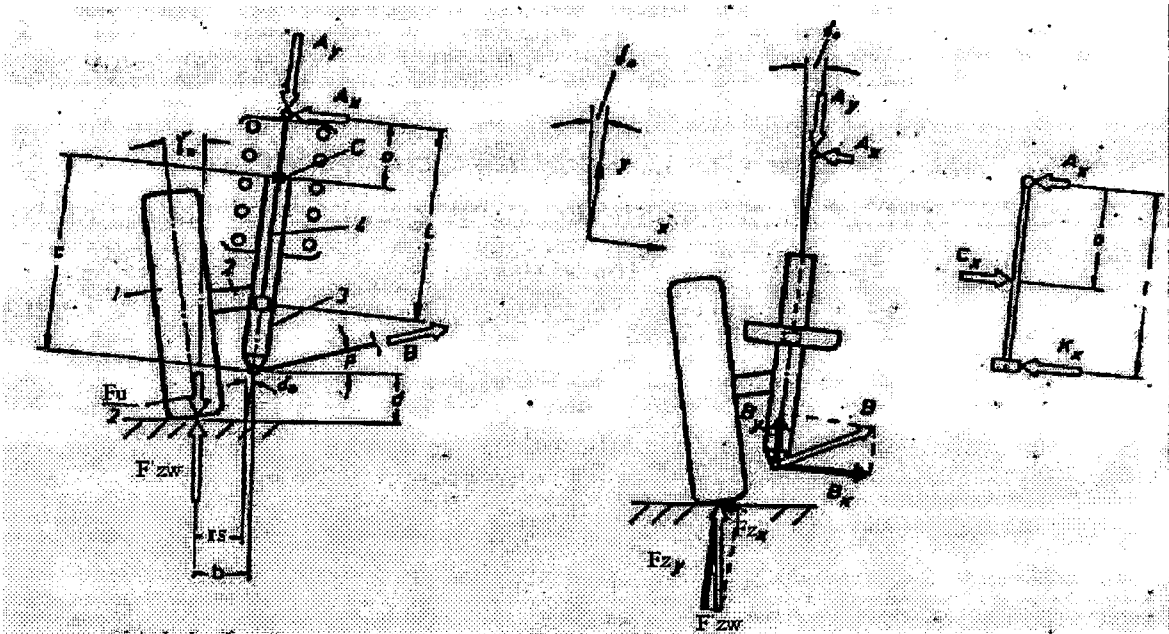
Askı sistemi üzerine statik durumda etkiyen kuvvetlerin incelenmesinde, tekerlek tepki noktasında oluşan düşey kuvvet F'_{zw} 'nin salıncak kolu ve bacak üzerindeki statik bileşenlerinin bulunması için Şekil 5.11'den yararlanılacaktır. Şekil 5.10'da Mc Pherson askı sisteminde, tekerlek tepki noktasında oluşan kuvvetlerin bileşenleri ve yaylı bacak ve salıncak kolu üzerine etkiyen kuvvetler görülmektedir. Amortisörlü bacak ile salıncak kolunun birleştiği B noktasına göre moment alındığında, amortisörün gövdeye bağlantı noktasında yatay yöndeki kuvvet A_x bulunur (Jörnßen ve Helmut, 1973).

$$\Sigma M_B = 0 \quad A_x \times (c+o) - F'_{zw} \times b = 0$$

$$F'_{zw} = F_{zw} - \left(\frac{F_u}{2}\right) \quad \text{olarak yazılır.}$$

$$F'_{zw} \times b = A_x \times (c+o) \quad \text{ve} \quad b = r_s + d \times \tan \delta_0 \quad (5.23)$$

$$A_x = F'_{zw} \times \left(\frac{b}{c+o}\right) \quad \text{olarak bulunur.} \quad (5.24)$$



Şekil 5-10 Mc Pherson askı sisteminde tekerlek tepki noktasındaki kuvvetler

Mc Pherson bacağına A_x doğrultusunda etkiyen kuvvetler vektörel olarak toplandığında, B noktasında etkiyen B_x kuvveti;

$$B_x = F_{zwx} + A_x \quad \text{olarak bulunur.} \quad (5.25)$$

Burada F_{zwx} ve F_{zwy} tepki kuvveti bileşenleri;

$$F_{zwy} = F'_{zw} \times \cos \delta_0 \quad \text{ve} \quad (5.26)$$

$$F_{zwx} = F'_{zw} \times \sin \delta_0 \quad \text{olarak yazılır.} \quad (5.27)$$

Yaylı ve amortisörlü bacağın düşey eksenini doğrultusundaki kuvvetler vektörel olarak toplanırsa, yay kuvveti A_y bulunur:

$$A_y = F_{zwy} + B_y \quad (5.28)$$

B_y ile B_x arasındaki bağıntı yazılırsa;

$$B_y = B_x \times \tan (\beta + \delta_0) \quad (5.39)$$

$$A_y = F'_{zw} \times \cos \delta_0 + B_x \times \tan (\beta + \delta_0) \quad (5.30)$$

yay kuvveti A_y bulunmuş olur. Piston kolundaki eğilme momenti ise ;

$$M_k = A_x \times o \quad (5.31)$$

Amortisör üzerine etkiyen C_x ve K_x kuvvetlerini bulmak için, pistonu etkiyen K_x kuvvetinin etki noktasına göre moment alınır;

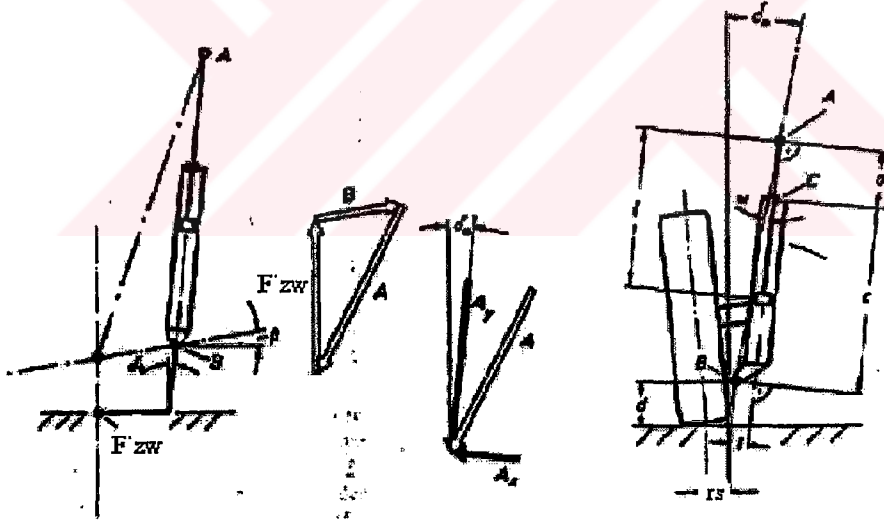
$$\Sigma M_K = 0 \quad \text{ve} \quad C_x \times (l-0) - A_x \times l = 0$$

$$C_x = A_x \times \left(\frac{l}{l-0} \right)$$

(5.32)olarak bulunur ve K noktasına etkiyen K_x kuvvetide;

$$K_x = C_x - A_x \quad (5.33)$$

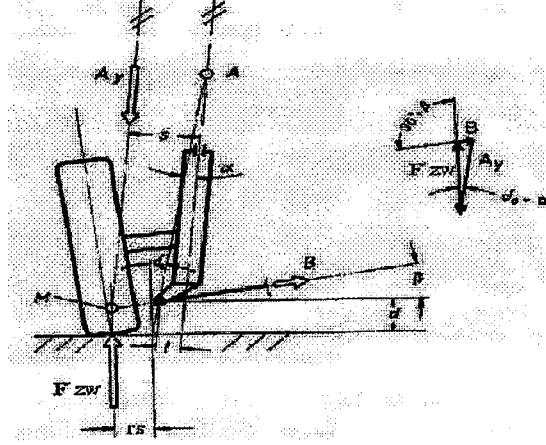
Amortisörlü bacak ile yay eksenini aynı eksen üzerinde olduğunda, A yay kuvvetinin bir sonucu olarak ortaya çıkan A_x yan kuvveti sürekli olarak A noktasındaki gövde bağlantı noktasına etkiyecektir. Yan kuvvetin etkimesi sonucu amortisörlü bacak üzerinde sürekli olarak C_x ve K_x yan kuvvetleri doğacak ve amortisör pistonuna ve bacağına etkiyecektir. Bu yan kuvvetlerin bacak üzerine etkimesi sonucu olarakta, amortisör pistonu üzerinde; F_f sürtünme kuvvetleri ortaya çıkacak ve sürekli olarak amortisörlü bacak zorlanacaktır. Amortisörlü bacağı eğmeye çalışan C_x kuvveti, amortisör eksenine, yay ekseninin birbirinden ayrılarak, amortisörün mümkün olduğu kadar dik konumlanmasyla ve b mesafesinin kısaltılmasıyla azaltılabilir. Günümüz Mc Pherson tekerlek askı sistemlerinde yayın hareket eksenine amortisörlü bacağın hareket ekseninin doğrultuları birbirlerinden ayrılmıştır (Şekil 2-10). Amortisör askı doğrultusuyla yaylanma ekseninin birbirinden farklı doğrultularda olması durumunda, bacak üzerine etkileyen kuvvetler ve yay kuvvetleri, askı düzeni şekil geometrisi yardımıyla bulunur (Jörnßen ve Helmut, 1973).



Şekil 5.11 Mc Pherson askı düzenindeki kuvvetler

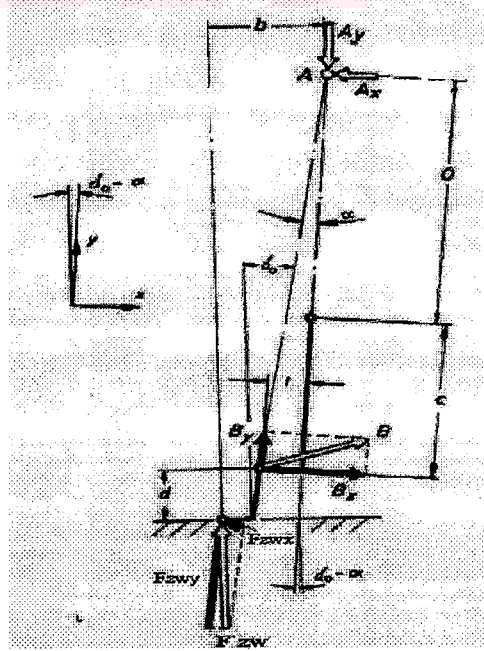
Şekil 5.11'de sağ tarafta yaylanma eksenine amortisör kolunun eksenini birbirinden ayrılmış bir Mc Pherson askı düzeni görülmektedir. Şeklin sol tarafında, tekerlek tepki kuvveti $F'zw$ 'nin B kol kuvveti ve A yay kuvvetiyle karşılanması görülmektedir. A yay kuvvetinin teorik olması gereken eksenini şekildeki doğrultuda olduğu durumda, A_x kuvvetini B_x kuvveti karşılamakta, ve amortisör üzerine etkileyen bir yan kuvvet oluşmamaktadır. Uygulamalarda

yay ekseniniyle amortisör eksenini birbirinden ayrılarak amortisör eksenindeki yan kuvvetler sonucu oluşabilecek zorlamalar minimuma indirilir.



Şekil 5.12 Yay kuvveti doğrultusu

Şekil 5.12’de A_y yay kuvveti doğrultusu tekerlek tepki noktasına etki ediyormuş gibi, B kol kuvveti doğrultusuyla, F'_{zw} tekerlek tepki kuvveti doğrultusunun kesişimi olan, M noktasından geçecek şekilde ‘s’ kadar uzakta çizilmiştir. Bu durumda tekerlek tepki kuvveti F'_{zw} , salıncak kolu kuvveti B, ve A_y yay kuvveti vektörleri şeklin sol yan tarafında gösterilmiştir ve A_x, C_x ve $K_x = 0$ şartı gerçekleştirilerek amortisör koluna hiçbir yan kuvvetin etki etmesi ve amortisör üzerinde, F_{fr} sürtünme kuvvetinin oluşması engellenmiştir (Jörnsen ve Helmut, 1986). Askı düzeni geometrisine göre Şekil 5.13 üzerinde A noktasına göre moment alarak, yay kuvveti ve salıncak koluna etkileyen kuvvetleri bulmak istersek;



Şekil 5.13 Salıncak koluna etkileyen kuvvetler

$$\Sigma M_A = 0 \quad \text{ve} \quad F'_{zw} \times b + B_y \times t - B_x \times (c+o) = 0$$

Burada Şekil 5.13'ten ;

$$b = r_s + d \tan \delta_0 + t \cos (\delta_0 - \alpha) + (c+o) \sin (\delta_0 - \alpha) \quad (5.34)$$

$$B_y = B_x \tan (\beta + \delta_0 - \alpha) \quad (5.35)$$

$$F'_{zw} = F_{zw} - \left(\frac{F_u}{2} \right) \quad \text{ve } F_{zwy}, F_{zwx} \text{ bileşenleri;}$$

$$F_{zwy} = F'_{zw} \times \cos (\delta_0 - \alpha) \quad (5.36)$$

$$F_{zwx} = F'_{zw} \times \sin (\delta_0 - \alpha) \quad (5.37)$$

olarak yazılır. Sonuç olarak; yay kuvveti A_y ;

$$A_y = F'_{zw} \times \frac{\cos \beta}{\cos(\beta + \delta_0 - \alpha)} \quad (5.38)$$

salıncak koluna gelen B kuvveti;

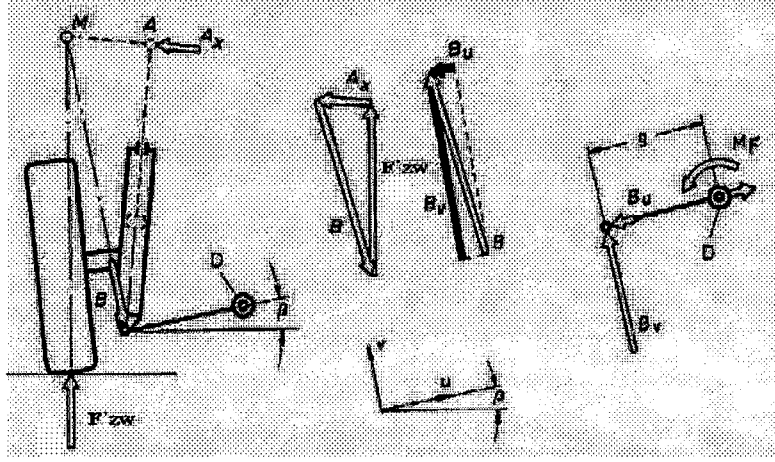
$$B = F'_{zw} \times \frac{\sin(\delta_0 - \alpha)}{\cos(\beta + \delta_0 - \alpha)} \quad (5.39)$$

Yayın yerleştirileceği uzaklık, s mesafeside;

$$s = t + (r_s + d \tan \delta_0) \times \frac{\cos(\beta + \delta_0 - \alpha)}{\cos \beta} \quad (5.40)$$

Yay tarafından absorbe edilen moment Şekil 5.14'de salıncak kolu uzunluğu 'g' olarak kabul edilirse çizimden görüldüğü gibi;

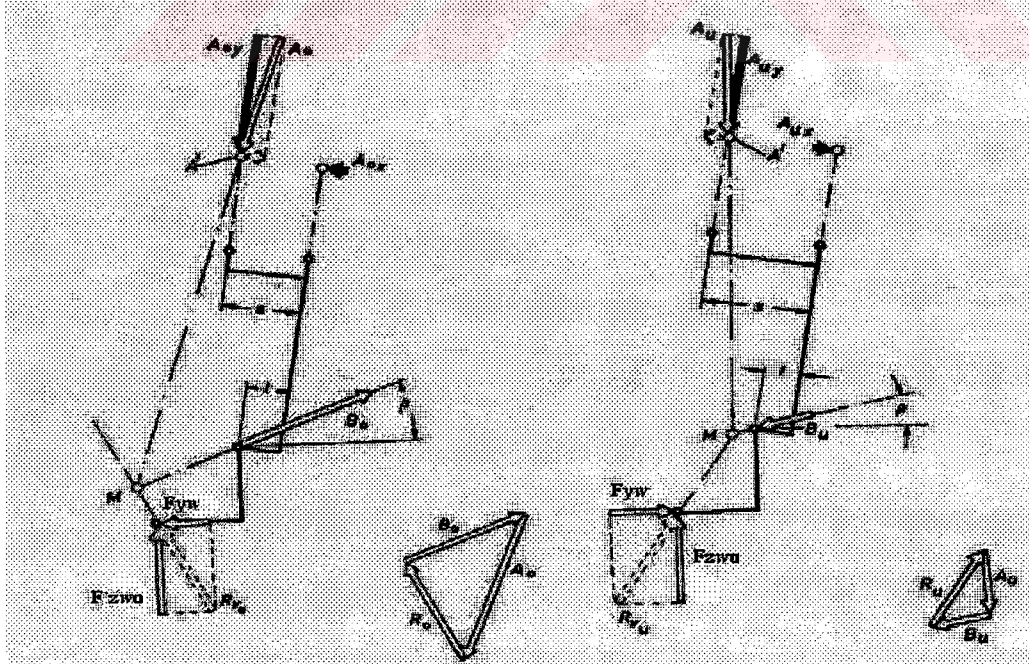
$$M_F = g \times Bv \quad \text{olarak bulunur.}$$



Şekil 5.14 Salıncak koluna etkiyen moment

5.3.2 Hareket Şartında Etkiyen Kuvvetlerin Hesaplanması

Taşıtın hareketi sırasında, taşıt askı sistemine sürekli olarak etki eden kuvvetler vardır. Askı sisteminin mukavet kontrolü yapılırken, hem bu sürekli olarak taşıta etkiyen kuvvetlere, hemde taşıtın hareketi esnasında sınırlı süreyle ortaya çıkan kuvvetlere göre hesaplama ve dizayn yapılmalıdır. Taşıt hareketi sırasında askı sistemi, tekerleğe etkiyen ağırlık kuvvetleri, tahrik ve frenleme kuvvetleri, ve yan kuvvetlerin etkisi altında kalır. Askı sistemine hareket şartında etkiyen kuvvetlerin bulunması için Şekil 5.15'ten faydalanılacaktır.

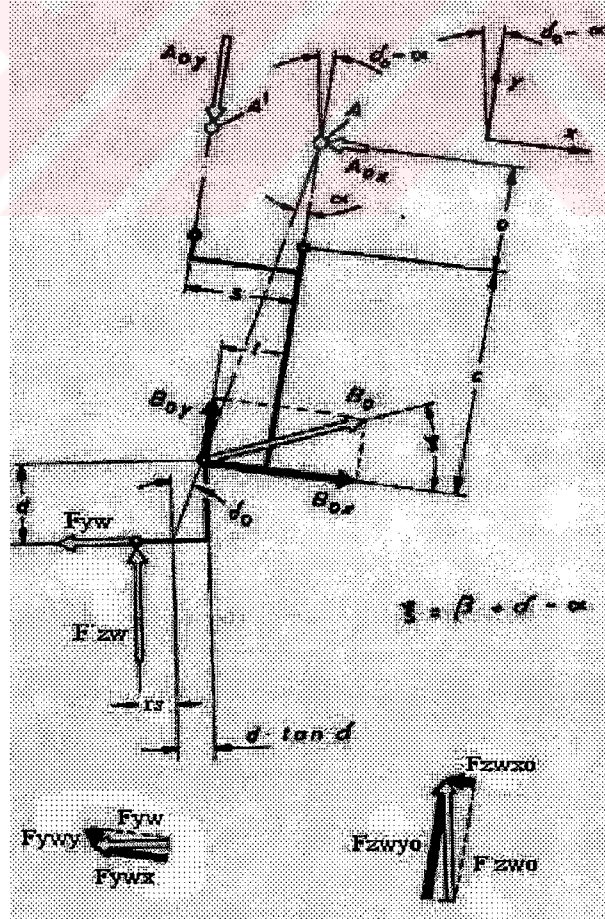


Şekil 5.15 Hareket şartında etkiyen kuvvetler

Şekil 5.15'te taşıt askı sistemine sürekli olarak etkiyen kuvvetler çizilmiştir. Yan kuvvetlerin tekerleklere etkime yönüne göre, askı sistemi üzerinde oluşan kuvvet vektörlerinin alt ve üst sınırları şekilden görülmektedir. Tekerleklerden askı sistemine sürekli olarak etkiyen düşey kuvvet ' F_{zwmax} ', tekerlek yükü çarpma faktörü ' k ' kullanılarak bulunur. Tekerleklere etkiyen yan kuvvet ' F_{yw} ' ise, tekerlek yüküne bağlı yüzey sürtüme katsayısı ' μ_{yw} ' kullanılarak bulunur.

$$F_{zw,max} = k \times F_{zw} - \left(\frac{F_u}{2}\right) \quad \text{ve} \quad F_{yw} = \mu_{yw} \times F_{zw}$$

Bu iki kuvvetin bileşkesi olarak ise, tekerleğe etkiyen yan kuvvetin yönüne bağlı olarak R_{vu} ve R_{vo} alt ve üst kuvvetleri bulunur. Şekil 5.15'in geometrisinde görüldüğü gibi bileşke kuvvet R_{vu} ' nun doğrultusunun, salıncak kolu doğrultusuyla birleştirildiği nokta M noktasıdır. M noktasıyla amortisörün gövde bağlantı noktası olan A noktasını birleştiren eksen, yaylanma eksenidir ve bu eksen yönünde yay kuvveti A_y oluşur.



Şekil 5.16 Amortisör eksenine göre yatay ve düşey yöndeki kuvvetler

Şekil 5.16'da amortisör eksenine göre, yatay ve düşey yöndeki kuvvetler;

$$\Sigma F_x = 0 ; -F_{zwox} - F_{ywx} + B_{ox} - A_{ox} = 0 \quad \text{ve,}$$

$$\Sigma F_y = 0 ; + F_{xwoy} - F_{ywy} + B_{oy} - A_{oy} = 0 \quad \text{olarak yazılabilir. } B_{ox} \text{ ile } B_{oy} \text{ arasında ;}$$

$$B_{oy} = \tan \xi B_{ox} \quad \text{bağıntısı vardır.}$$

$\xi = \beta + \sigma - \alpha$ olarak Şekil 5.16'da görülmektedir. B noktasına göre moment alınıp sıfıra eşitlenirse ;

$$\Sigma M_B = 0 ; + F_{zwo} \times (r_s + d \tan \delta_0) + F_{yw} \times d - A_{ox} \times (c + o) - A_{oy} \times s = 0$$

Yukarıda yazılan iki toplam denlemi birbirlerine bölünürse;

$$\frac{B_{oy}}{B_{ox}} = \tan \xi = \frac{F_{ywy} + A_{oy} - F_{zwoy}}{F_{ywx} - A_{ox} + F_{zwox}} \quad (5.42)$$

$$A_{oy} = A_{ox} \tan \xi + F_{ywx} \tan \xi - F_{ywy} + F_{zwox} \tan \xi + F_{zwoy} \quad \text{burada;}$$

$$F_{ywx} = F_{yw} \cos (\delta_0 - \alpha) \quad \text{ve} \quad F_{ywy} = F_{yw} \sin (\delta_0 - \alpha)$$

$F_{zwoy} = F_{zwo} \times \cos (\delta_0 - \alpha)$ ve $F_{zwox} = F_{zwo} \times \sin (\delta_0 - \alpha)$ olarak yazılırsa, amortisör üst kolunu devamlı olarak eğmeye çalışan A_{oy} ve A_{ox} kuvvetlerinin üst değeri bulunur. A_{ox} ile hesap yapılır;

$$M_k = A_{ox} \times o \quad (5.43)$$

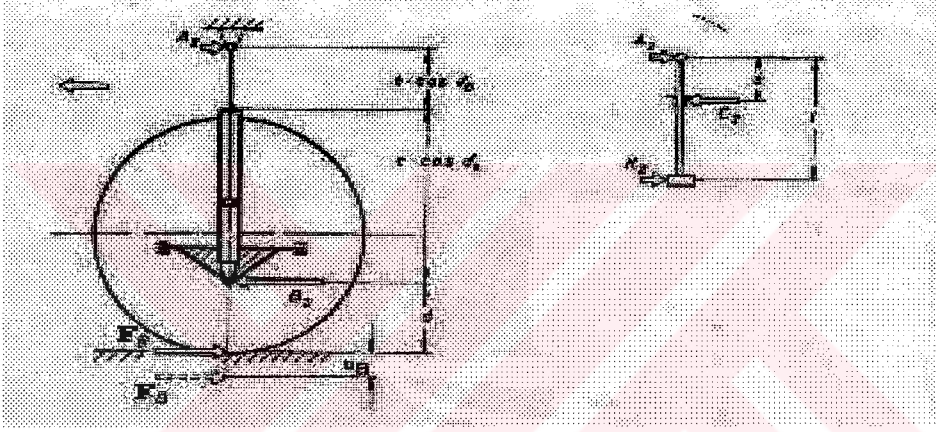
Hesaplanan moment ile ortaya çıkan gerilme kabul edilen gerilmenin altındamı diye kontrol edilir:

$$\sigma_b \text{ uygulama} = \frac{M_k}{W_b} \leq \sigma_b \text{ kabul} = \frac{\sigma_D b_1 b_2}{\beta_{kb} S} \quad (5.44)$$

10 km/h hızın altında seyir halindeyken bloke frenleme halinde askı sistemi üzerine uzunlamasına yönde en büyük kuvvetler etki etmiş olur. Uzunlamasına yönde etkili olan kuvvetlerinde hesaplamaya katılması için, tekerleklerde oluşturulabilecek en büyük fren kuvveti hesaplanmalıdır. Fren kuvveti bulunurken, tekerleklere etkiyen fren kuvveti F_B için yüzey sürtünme katsayısı μ_B , 1.25 olarak alınır ve fren kuvveti;

$$F_B = 1,25 \times F_v$$

olarak hesaplarda kullanılır.



Şekil 5.17 Fren kuvvetlerinin askı sistemine etkisi

Şekil 5.17'de F_B fren kuvveti, yerin a_B kadar altında F'_B olarak tekerlek tepki noktası iz düşümünde etkir. Bunun sebebi amortisör bacağı üst gövde bağlantısıyla, B salıncak kolu bağlantı noktasının doğrultusunun, yer düzlemini, tekerlek tepki noktasından r_s kadar uzakta kesmesidir. Burada a_B mesafesi; $a_B = r_s \cos \delta_o \sin \delta_o$ kadardır. C noktasına bloke frenleme durumunda etkiyen eğilme momentinin bulunması için, A noktasında etkiyen A_z ve A_x kuvvetlerinin bulunması gerekir:

$$A_z = F_B \times \frac{d + r_s \cos \delta_o \sin \delta_o}{(c + o) \cos \delta_o} \quad (5.45)$$

$$A_x = F'_B \times \frac{r_s + d \tan \delta_o}{(c + o)} \quad (5.46)$$

C noktasındaki eğilme momenti ise;

$$M_k = \sqrt{A_z^2 + A_x^2} \times o \quad (5.47)$$

Salıncak kolunu zorlayan uzunlamasına yöndeki B_z kuvveti ise, tekerlek tepki noktasında oluşan L_B , ve uzunlamasına yönde amortisör gövde bağlantısında oluşan A_z kuvvetlerinin toplamı kadardır.

$$B_z = A_z + F_B \quad (5.48)$$

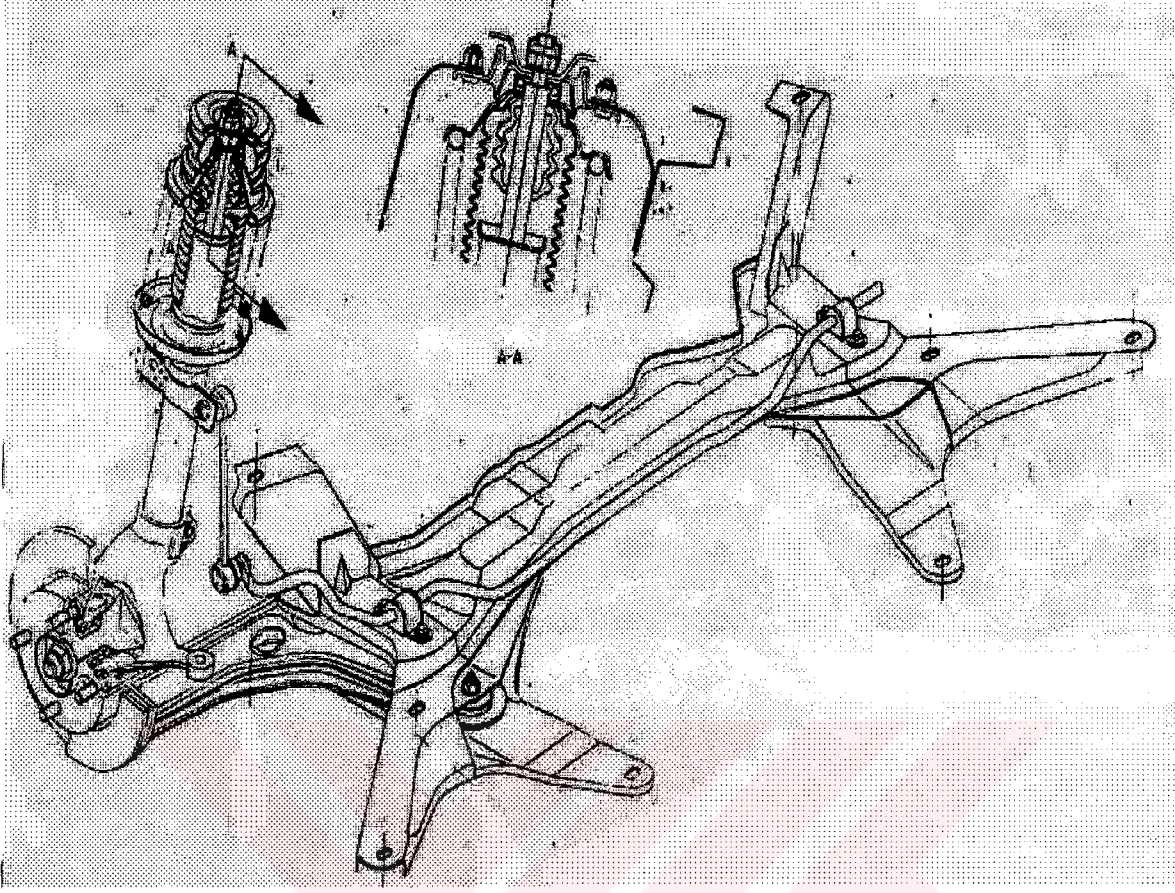
Salıncak koluna etkiyen bir diğer kuvvette B mafsalsal noktasından salıncak kolunu çekmeye ve basmaya zorlayan B_{ux} ve B_{ox} kuvvetleridir. Tekerleğe yan kuvvetlerin etkime yönüne göre salıncak kolu basma veya çekmeye zorlanır. Salıncak kolu daha çok çekme kuvvetleri etkisi altında kalır.

5.3.3 Uygulama

Bağımsız tekerlek askı sistemine etkiyen kuvvetlerin bulunması ve askı sistemi elemanlarının zorlanmalar karşısındaki mukavemet kontrolü Ford Escort marka taşıta ait bağımsız ön askı sistemi için yapılacaktır. Taşıtın bağımsız askı sistemi Mc Pherson askı sistemidir ve sistemin şekli Şekil 5.18'de görülmektedir.

Taşıtlı ilgili özellikler;

Max. arka aks yükü;	$m_{vr} = 800 \text{ kg}$
Askı sistemi ağırlığı;	$m_{ur} = 60 \text{ kg}$
İz genişliği;	$b = 1439 \text{ mm}$
Maksimum motor momenti;	$M_{dmax} = 134 \text{ Nm}$
Vites oranları;	$i_1 = 3.15$, $i_2 = 1.91$, $i_3 = 1.28$, $i_D = 4.27$
Lastikler;	185 / 65 R 14
	$r_{stat} = 272 \text{ mm}$
	$r_{din} = 289 \text{ mm}$



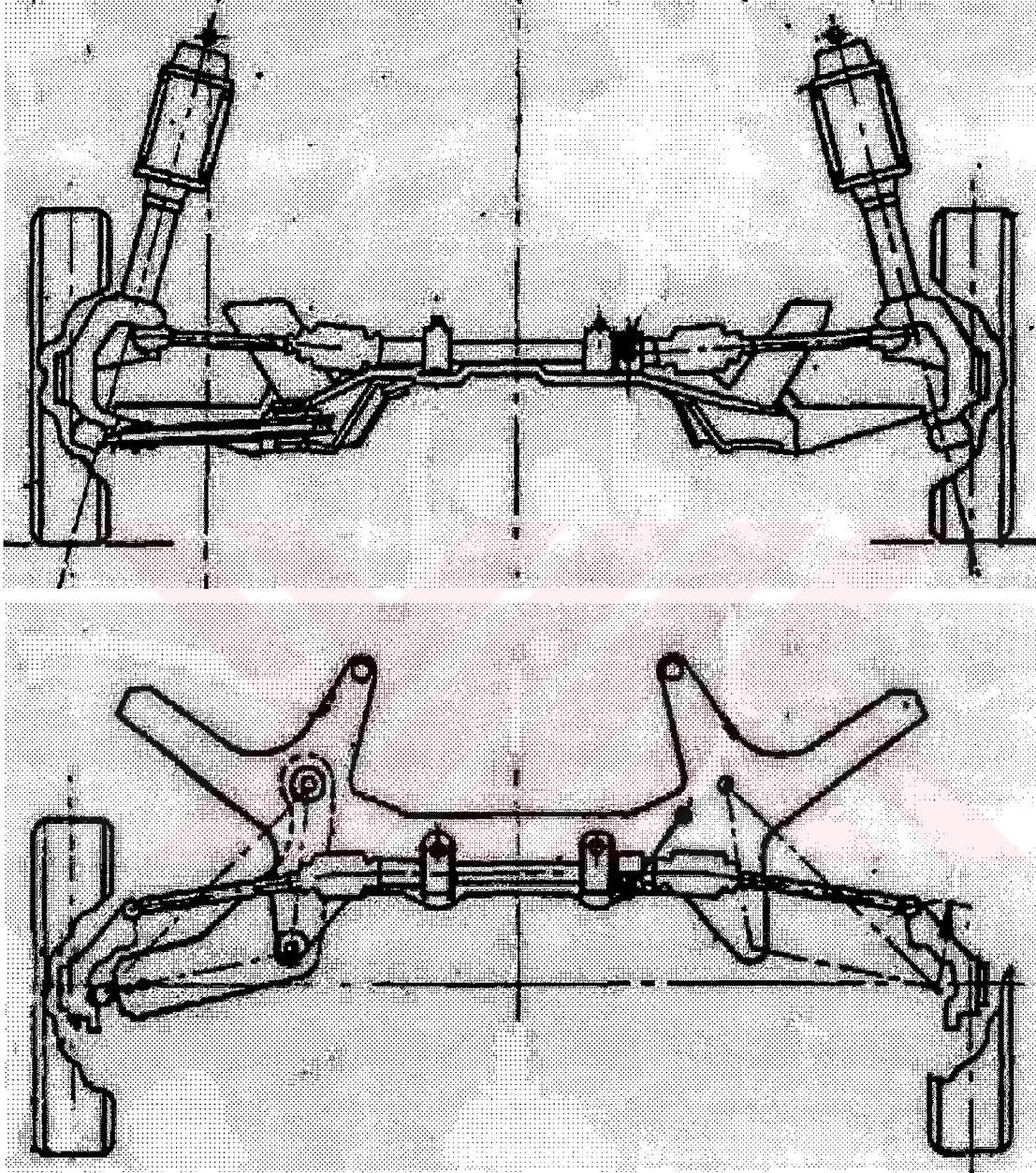
Şekil 5-18 Ford Escort marka otomobilin ön süspansiyon sistemi

Aşkı sistemi boyutları:

Salıncak kolu gövde bağlantı noktaları arası mesafe;	$v = 523,5 \text{ mm}$
Akson bağlantısının gövde bağlantısından uzaklığı;	$e = 561,5 \text{ mm}$
Amortisör piston kolu çapı;	$f = 20 \text{ mm}$
Amortisör gövde bağlantısıyla akson salıncak bağlantısı arası;	$c+o = 800 \text{ mm (yaklaşık)}$
Yüklü pozisyonda amortisör silindiri dışındaki piston kolu boyu;	$o = 70 \text{ mm (yaklaşık)}$
Amortisör piston kolu boyu;	$l = 160 \text{ mm (yaklaşık)}$
Amortisörün açık ve kapalı boyları;	$j = 499 - 332 \text{ mm}$
Kamber açısı;	$\epsilon = 0,75^\circ$
Kaster açısı;	$\tau = 2,35^\circ$
King-pin açısı;	$\delta_0 = 12,5^\circ$
Yüklü pozisyonda salıncak kolunun yatayla yaptığı açı;	$\beta = 5^\circ \text{ (yaklaşık)}$
Yay doğrultusuyla amortisör doğrultusu arası açı;	$\alpha = 0^\circ \text{ (Şekil 5-16)}$
King-pin offset	$r_s = 10 \text{ mm (yaklaşık)}$

Tekerlek merkeziyle amortisör gövde bağlantısı arası;
Salıncak-akson bağlantısının yerden yüksekliği

$b = 235 \text{ mm}$ (yaklaşık)
 $d = 200 \text{ mm}$ (yaklaşık)



Şekil 5-19 Ford Escort'un ön düzeninin ön ve üst görünüşü

Tekerlek tepki noktasında etkiyen düşey yük kuvvetinin değeri statik durumdaki değeri;

$$F_{zw} = \frac{m_{vr}}{2} \times 9.81 = \frac{800}{2} \times 9.81 = 3924 \text{ N} \text{ olarak yazılır.}$$

Hareket şartında tekerlek tepki noktasında oluşan maksimum kuvvet ise tekerlek yükü çarpma faktörü, k ile hesaplanır.

$$F_{zwo} = k \times F_{zw} \quad \text{ve} \quad F_{zwo} = 2.5 \times 3924 = 9810 \text{ N}$$

Askı sistemine etkiyen maksimum düşey yükün bulunmasında; yaylandırılmamış kütlelerin oluşturduğu kuvvetin çıkartılması gerekir.

$$F'_{zwo} = F_{zwo} - \frac{Fu}{2} = 9810 - \frac{60 \times 9,81}{2} = 9515,7 \text{ N}$$

Tekerleğe hareket şartında etkiyebilecek maksimum yatay kuvvetler, aks yüküne ve yatay sürtünme katsayısına bağlıdır. Şekil 4.4'teki grafikten yatay sürtünme katsayısının en büyük değeri $\mu_{yw}=1,05$ değeri seçilir ve yatay kuvvet F_{yw} ;

$$F_{yw} = \mu_{yw} \times F_{zw} = 1,05 \times 3924 = 4120 \text{ N olarak bulunur.}$$

10 km/h hızın altında seyir halindeyken bloke frenleme halinde askı sistemi üzerine etkiyen kuvvetler bulunurken, tekerleklere etkiyen fren kuvveti F_B için yüzey sürtünme katsayısı μ_B , 1.25 olarak alınır ve fren kuvveti;

$$F_B = F_{zw} \times 1,25 = 3924 \times 1,25 = 4905 \text{ olarak bulunur.}$$

Fren kuvvetleri oluşturulabilecek çeki kuvvetinden daha büyük olduğu için askı sistemine uzunlamasına yönde etkiyen en büyük kuvvetlerin bulunmasında fren kuvvetleri kullanılmalıdır. Askı sisteminde oluşan zorlmalara neden olan kuvvetlerin hesaplanmasında;

$$F'_{zwo} = 9515,7 \text{ N ,}$$

$$F_{yw} = 4120 \text{ N ve}$$

$$F_B = 4904 \text{ N kuvvetleri kullanılacaktır.}$$

5.3.3.1 Askı Sistemine Etkiyen Kuvvetlerin Hesaplanması

Tekerlek tepki noktasında hareket şartında oluşan kuvvetlerin askı sisteminde oluşturduğu zorlamaları ve mukavemet kontrolünü yapabilmek için, bulunan kuvvetlerin askı sistemine indirgenmesi gerekir. Askı sisteminin geometrisi gereği, düşey kuvvetler yaylı amortisör bacağı tarafından karşılanır. Yatay kuvvetler ve uzunlamasına yöne oluşan çeki ve frenleme kuvvetleri ise, enine yönde gövdeye monte edilmiş salıncak kolu ve yaylı ayak tarafından karşılanır. Seçilen uygulamada amortisör bacağı ile yay eksenini çakışıktır dolayısı ile kuvvetlerin anlatımında kullanılan α açısı (amortisör eksenine yay eksenine arasındaki açı) sıfır derecedir. Şekil 5.20’de amortisör eksenine göre, yatay ve düşey yöndeki kuvvetler;

$$\Sigma F_x = 0 ; -F_{zwox} - F_{ywx} + B_{ox} - A_{ox} = 0 \quad \text{ve,}$$

$$\Sigma F_y = 0 ; + F_{zwoy} - F_{ywy} + B_{oy} - A_{oy} = 0 \quad \text{olarak yazılabilir.}$$

$$F_{zwox} = F'_{zwo} \sin \delta_0 = 9515,7 \times \sin 12,5 = 2059,5 \text{ N}$$

$$F_{xwoy} = F'_{zwo} \cos \delta_0 = 9515,7 \times \cos 12,5 = 9506,6 \text{ N}$$

$$F_{ywx} = F_{yw} \sin \delta_0 = 4120 \times \sin 12,5 = 891,7 \text{ N}$$

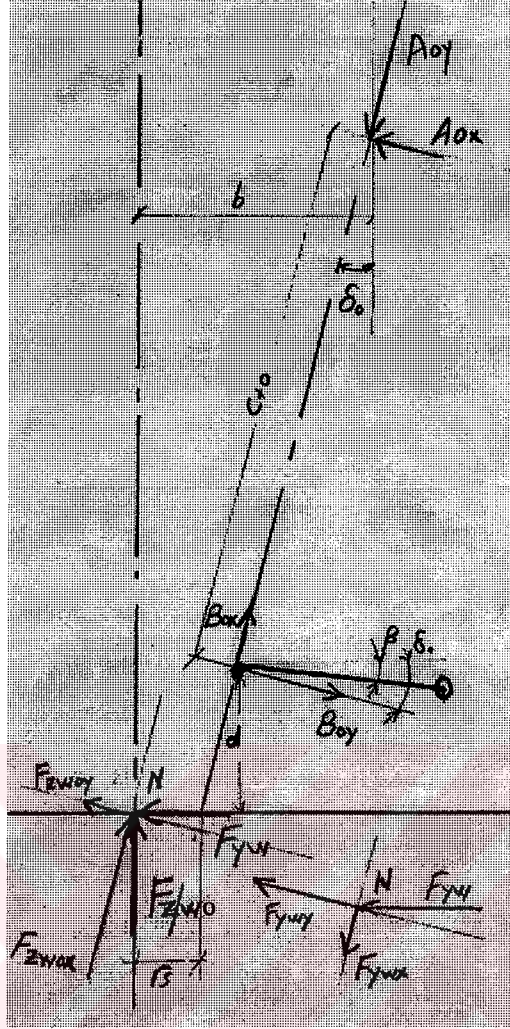
$$F_{ywy} = F_{yw} \cos \delta_0 = 4120 \times \cos 12,5 = 4022,3 \text{ N}$$

Şekil 5.20’ de B noktasına göre moment alınıp sifira eşitlenirse ;

$$\Sigma M_B = 0 ; + F'_{zwo} \times (r_s + d \tan \delta_0) + F_{yw} \times d - A_{ox} \times (c + o) = 0$$

$$0 = 9515,7 \times (10 + 200 \tan 12,5) + 4120 \times 200 - A_{ox} \times 800$$

$$A_{ox} = 1676,3 \text{ N}$$



Şekil 5.20 Ford Escort'un ön düzenine etkiyen kuvvetlerin dağılımı

$$\Sigma F_x = 0 ; -F_{zwox} - F_{ywx} + B_{ox} - A_{ox} = 0 \quad \text{ve}$$

$$B_{ox} = 2059,5 + 891,7 + 1676,3 = 4627,5 \text{ N olarak bulunur.}$$

$$B_{oy} = \tan(\delta_o - \beta) B_{ox} \quad \text{bağıntısı şekil geometrisi gereği ortaya çıkar.}$$

$$B_{oy} = \tan(12,5 - 5) 4627,5 = 609,2 \text{ N olarak bulunur.}$$

$$\Sigma F_y = 0 ; +F_{zwoy} - F_{ywy} + B_{oy} - A_{oy} = 0 \quad \text{denkleminde } A_{oy} \text{ bulunur;}$$

$$A_{oy} = 9506,6 - 4022,3 + 609,2 = 14138,1 \text{ N}$$

Taşıtın hareketi sırasında oluşabilecek en büyük fren kuvvetleri, 10 km/h hızın altında seyir halindeyken bloke frenleme halinde etkiyen kuvvetlerdir ve uzunlamasına yönde hesaplanmış olan fren kuvvetininde hesaplamaya katılmalıdır.

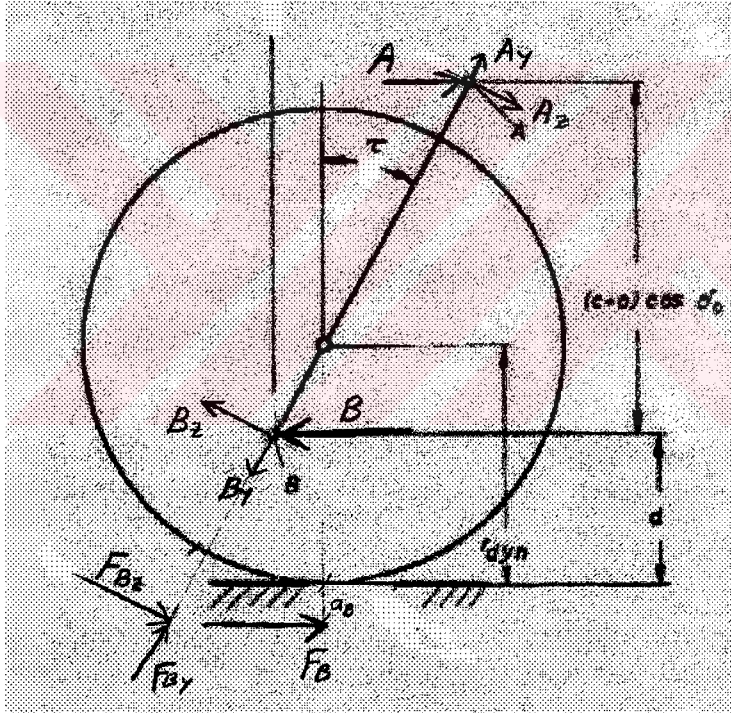
$$F_B = F_{zw} \times 1,25 = 3924 \times 1,25 = 4905 \text{ olarak bulunmuştur.}$$

Kaster açısında dikkate alınır, Şekil 5.21 yardımıyla hesaplama aşağıdaki gibi olmalıdır.

$$F_{Bz} = F_B \cos \tau = 4900,9 \text{ N} \quad \text{ve} \quad F_{By} = F_B \sin \tau = 201,1 \text{ N};$$

$$A_z = A \cos \tau \quad \text{ve} \quad A_y = A \sin \tau$$

$$B_z = B \cos \tau \quad \text{ve} \quad B_y = B \sin \tau$$



Şekil 5.21 Fren kuvvetlerinin ön askı sisteminde dağılımı

$$a_B = r_s \cos \delta_0 \sin \delta_0 = 10 \cos 12,5 \sin 12,5 = 2,1 \text{ mm}$$

A noktasına göre moment alınır;

$$\Sigma A = 0; \quad \text{ve} \quad F_{Bz} \times [(d+a_B) + (c+o) \cos \delta_0] \times \tan \tau - B_z \times (c+o) \cos \delta_0 \times \tan \tau$$

$$4900,9 \times [(200+2,1)+800\cos 12,5] \times \tan 2,35 - B_z \times 800 \times \cos 12,5 \times \tan 2,35$$

$B_z = 6169,1$ N olarak bulunur.

$$B_y = B \sin \tau = 6174,3 \times \sin 2,35 = 253,2 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = F_{Bz} - B_z + A_z = 0 ;$$

$A_z = 1268,2$ N olarak bulunur.

$$A_y = A \sin \tau = 1269,3 \times \sin 2,35 = 52 \text{ N olarak bulunur.}$$

X, Y ve Z yönünde amortisör bacağına A noktasında etkiyen ve salıncak kolu B noktasında; düşey, yan ve fren kuvveti sonucu oluşan bütün kuvvetler toplanırsa;

A noktası; $A_{Tx} = A_{ox} = 1676,3 \text{ N}$
 $A_{Ty} = A_{oy} - A_y = 14138,1 - 52 = 14086,1 \text{ N}$
 $A_{Tz} = A_z = 1268,2 \text{ N}$

B noktası; $B_{Tx} = B_{ox} = 4627,5 \text{ N}$
 $B_{Ty} = B_{oy} - B_y = 609,2 - 253,2 = 356 \text{ N}$
 $B_{Tz} = B_z = 6169,1$

olarak bulunur.

6. ÇÖZÜLEN UYGULAMALARIN EMNİYET KONTROLÜ ve SONUÇLAR

6.1 Giriş

Bu bölümde tekerlek tepki noktasından, askı sistemine etki eden kuvvetlerin, askı sistemi üzerinde yarattığı gerilmeler tanımlanarak, askı sistemi elemanlarının mekanik ve boyutsal özelliklerine göre mukavemet kontrolü yapılacaktır. Askı sistemine ait emniyet kriterleri, 5. Bölümde uygulama olarak askı sistemlerine etki eden kuvvetleri çözümlenmiş örnekler için hesaplanacaktır.

6.2 Mukavemet Ön Bilgi

Bir makina elemanının karşılaşılabileceği her türlü zorlanmaya dayanabilecek nitelikte olması, en önemli tasarım ölçütlerinden biridir. Makina elemanları statik ve dinamik yüklere mağruz kalırlar. Zorlama halleri ise; çekme, basma, kesme, eğilme, burulma, burkulma veya bu zorlamaların birkaçının aynı anda etki etmesidir (Bozacı, 1995).

Bir makina elemanının yapıldığı malzemenin mekanik özellikleriyle, elemanın şekline, boyutlarına bağlı olarak söz konusu elemanın emniyetle çalışabileceği en büyük gerilme sınırı emniyet gerilmesi olarak tanımlanır. Dizayn edilen eleman üzerine, dış kuvvetlerin yarattığı ve bilinen mukavemet prensipleriyle hesaplanan en büyük gerilme, o malzeme için belirlenmiş olan emniyet gerilmesinden daima küçük olmalıdır (Bozacı, 1995).

$$\sigma_v = \sigma_{\max} \leq \sigma_{em} \quad (6.1)$$

Emniyet kriterinin, dizayn edilen eleman için, statik ve dinamik durumlar için belirlenmesi gerekir. Statik yükleme durumunda emniyet kriteri bulunan eşdeğer gerilmenin, malzemenin akma mukavemetine oranıyla bulunabilir. Emniyet kriteri S;

$$\text{Statik durum: } S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_v} \geq \min.1 \quad (6.2)$$

olarak seçilmelidir (Rende, 2000).

Dinamik durum için kontrol yapılırken, malzemenin sürekli mukavemet değeri olan σ_D 'nin bulunması gerekir. Çizelge 6.1'den sürekli mukavemet değerleri sınırları, malzemenin eğilme, basma ve burulma durumları için, eğilme ve akma sınırlarına göre verilmiştir. Çizelge 6.1'de σ_s malzemenin akma mukavemetini ; σ_B ise eğilme mukavemetini göstermektedir. Dinamik durum için malzeme üzerinde bulunan eşdeğer gerilme σ_v , emniyet kriteri bulunurken σ_D^* ile mukayese edilir. σ_D^* ise;

$$\sigma_D^* = \frac{\sigma_D b_1 b_2}{\beta_{kb} S} \quad (6.3)$$

Formülde ; b_1 ; Çap düzeltme katsayısı
 b_2 ; Yüzey düzgünlük katsayısı
 β_{kb} ; Çentik katsayısı
 S ; Emniyet kriteridir (Rende, 2000).

Dinamik durum için emniyet kriterinin mukavemet kontrolü yapılırken;

$$\text{Dinamik durum: } S = \frac{\sigma_D^*}{\sigma_v} \geq \text{min.1} \quad (6.4)$$

olarak seçilmelidir (Rende, 2000).

Çizelge 6.1 Malzemelerin gerilme durumlarına göre sürekli mukavemet değerleri; Fahrwerttechnik 2

Zorlama	Yükleme	Statik	Sabit		Değişken		
			$\frac{\sigma_s}{\sigma_B}$	$\frac{\sigma_s}{\sigma_B}$			
σ_0	Çeki - Bası σ_z	σ_s	$\leq 0,78$	$\sigma_z - \sigma_s$	$> 0,78$	$\sigma_z - 0,78 \cdot \sigma_B$	$\sigma_{zw} - 0,45 \cdot \sigma_B$
	Eğilme σ_b	$\sigma_b - 12 \cdot \sigma_s$	$\leq 0,72$	$\sigma_b - 12 \cdot \sigma_s$	$> 0,72$	$\sigma_b - 0,86 \cdot \sigma_B$	$\sigma_{bw} - 0,5 \cdot \sigma_B$
τ_0	Burulma τ_z	$\tau_z - 0,58 \cdot \sigma_s$	$\leq 0,86$	$\tau_z - 0,58 \cdot \sigma_s$	$> 0,86$	$\tau_z - 0,5 \cdot \sigma_B$	$\tau_{lw} - 0,29 \cdot \sigma_B$

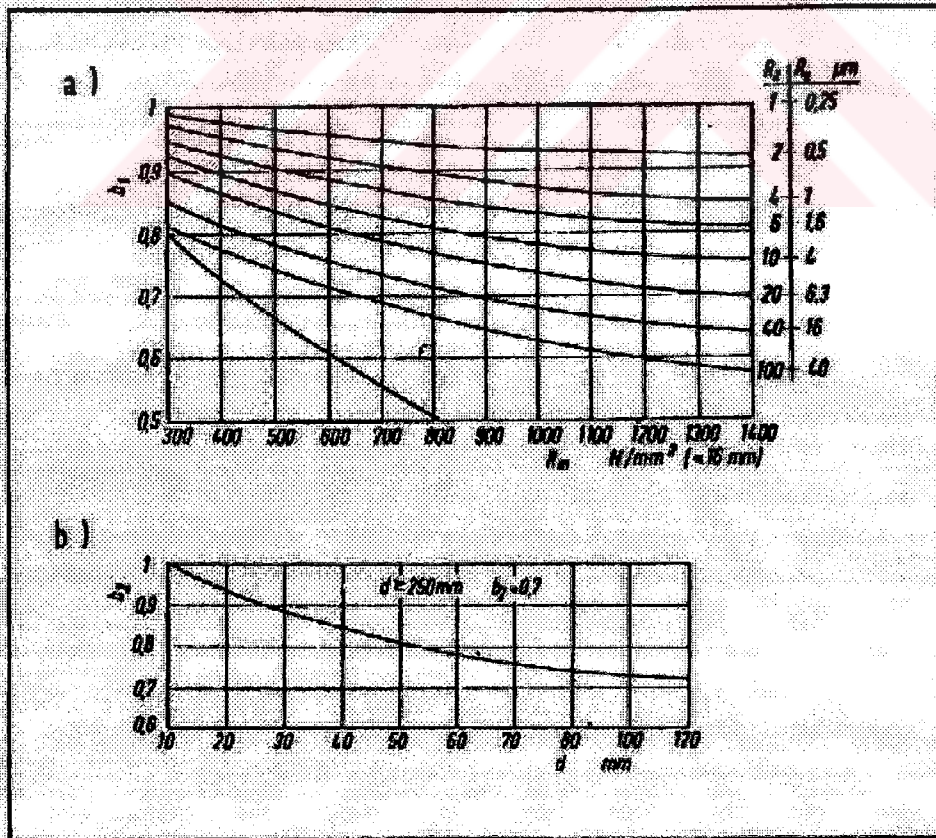
b_1 ; Çap düzeltme katsayısı: Uniform olmayan bir gerilme dağılımı söz konusu olduğunda, boyutlar büyüdükçe elemanın sürekli mukavemeti azalır. Bu durumda hesaplarda 10 mm'den büyük çaplar için çap düzeltme katsayısı gözönüne alınır (Rende, 2000).

b_2 ; Yüzey düzgünlük katsayısı: Yüzey pürüzlülüğü arttıkça, belli bir gerilme için elemanın taşıyabileceği gerilme genliği azalır. Hesaplamalarda bu etken yüzey düzgünlük katsayısı ile giderilir (Rende, 2000).

β_{kb} ; Çentik katsayısı: Gerilme alanındaki geometrik süreksizlikler (çentik, delik fatura, vs.) gerilme yığılmasına yol açar. Bu sebeple bulunan çentik katsayısı hesaplarda göz önüne alınır.

Çizelge 6.2'de b_1 , çap düzeltme katsayısı ve b_2 , yüzey düzgünlük katsayısı için seçilmesi gereken değerler çap ve pürüzlülük değerlerine göre verilmiştir. Üzerinde çentik olmayan makina parçaları için β_{kb} , çentik katsayısı 1,3 olarak alınabilir (Ferdinand ve Russel, 1992).

Çizelge 6.2 b_1 , çap düzeltme katsayısı ve b_2 , yüzey düzgünlük katsayısı değerleri;
M.Elemanları 1



6.3 Kuvvetleri Çözümlemiş Askı Sistemlerinin Mukavemet Kontrolü

6.3.1 Dört Noktadan Asılmış Katı Aks Sisteminin Mukavemet Kontrolü

Dört noktadan asılmış katı aks askı sisteminde, yönverici kolların mukavemet kontrolü, Bölüm 5.2.1.2.2'de askı sistemine hareket şartında etkiyen kuvvetleri bulunmuş uygulama için yapılacaktır. Askı sisteminde alt yönverici kol uzunlamasına ve düşey yönde oluşan kuvvetleri, üst yönverici kol ise yatay kuvvetleri karşılar. Askı sistemiyle ilgili boyut ve kuvvetler Bölüm 5.2.1.2.2'de bulunmuştur. Uygulamada alt kol için bulunan kuvvetler;

B noktasındaki U ve V yönündeki kuvvetler;

$$B_u = 16582,8 \text{ N}$$

$$B_v = 6734,6 \text{ N}$$

U ve V yönündeki yay kuvveti;

$$F_v = 9776 \text{ N}$$

$$F_u = 909,2 \text{ N}$$

D noktasında etkiyen U ve V yönündeki kuvvetler;

$$D_v = 3041,4 \text{ N}$$

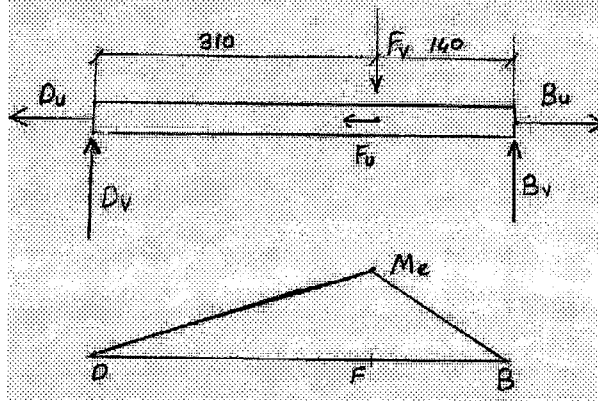
$$D_u = 15673,6 \text{ N}$$

Ford Taunus arka aks askı sisteminde yönverici kollar 2.5 mm kalınlığında soğuk olarak haddelenmiş sacdan plastik şekil verme yöntemiyle kalıplarda basılarak imal edilmiştir. Sacdan yapılmış yönverici kolun profili, U profil şeklinde imal edilmiştir. Sac malzemesi; Ford tarafından BS 1449 Part 1B 1962 nolu şartnameye uygun olarak seçilmiştir. Bu şartnamede malzemenin mekanik özellikleri;

BS 1449 Part 1B 1962

$$\sigma_{\text{çek}} = 355 \text{ N/mm}^2 \text{ ve } \sigma_{\text{ak}} = 248 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak verilmiştir.}$$

Sistemin şematik gösterimi ve eğilme moment diyagramı Şekil 6.1'de görülmektedir;

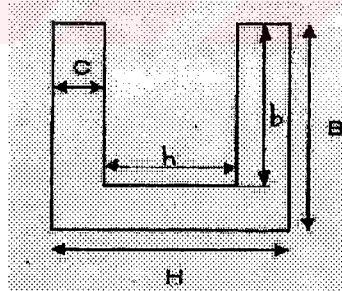


Şekil 6.1 Alt yönverici kola ait moment diyagramı

Yönverici kol üzerinde en tehlikeli kesit yay kuvvetinin etki noktası olan F kesitidir ve mukavemet kontrolü bu kesit için yapılmalıdır. Sistem üzerine etkiyen eğilme momenti;

$$M_e = D_v \times 310 = B_v \times 140 = 942834 \text{ Nmm}$$

U profil yönverici kola ait eğilme mukavemet momenti W_e Şekil 6.2 yardımıyla bulunur:



Şekil 6.2 Salıncak kolu profili

Salıncak kolu boyutları;

$B = 67 \text{ mm}$, $H = 70 \text{ mm}$, $h = 65 \text{ mm}$, $b = 67,5 \text{ mm}$ ve $C = 2,5 \text{ mm}$ ' dir

$$W_e = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = \frac{67 \times 70^3 - 67,5 \times 65^3}{6 \times 70} = 10580,5 \text{ mm}^3$$

F noktasında etkili olan eğilme momenti;

$$\sigma_e = M_e / W_e = 942834 / 10580.5 = 89.1 \text{ N/mm}^2$$

D_v ve B_v kuvvetleri yönverici kol üzerinde frenleme durumunda çekme gerilmesi şeklinde etkili olur ve kol üzerine etkiyen çekme gerilmesi;

$$\sigma_{\text{çekme}} = F / A \text{ ve kesitin alanı; } A = 433 \text{ mm}^2 \text{ olarak hesaplanır.}$$

$$\sigma_{\text{çekme}} = 16582,8 / 433 = 38,3 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

Kol üzerine etkiyen eşdeğer gerilme, σ_v ;

$$\sigma_v = \sigma_e + \sigma_{\text{çekme}} = 89,1 + 38,3 = 127,4 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

6.3.1.1 Emniyet Kriterinin Bulunması

Emniyet kriterinin statik ve dinamik durumlar için bulunması gerekir. Statik yükleme durumunda emniyet kriteri bulunan eşdeğer gerilmenin, malzemenin akma mukavemetine oranıyla bulunabilir. Emniyet kriteri S;

Statik durum için:

$$S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_v} = 248 / 127,4 = 1,9 \text{ bulunur.}$$

Dinamik durum için kontrol, malzemenin sürekli mukavemet değeri olan σ_D 'nin Çizelge 6.1'den okunmasıyla yapılır. Değişken mukavemet gerilmesi değeri σ_D , Çizelge 6.1'den $\sigma_{ak}/\sigma_{\text{çek}}$ oranına göre; malzemenin çekme mukavemet değerinin yarısı olarak alınır.

$$\sigma_D = 0,5 \times \sigma_{\text{çek}} = 0,5 \times 355 = 177,5 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak seçilir.}$$

Dinamik durum için:

$$S = \frac{\sigma_D}{\sigma_v} = 177,5 / 127,4 = 1,4 \text{ bulunur.}$$

6.3.2 Mc Pherson Sisteminde Amortisör Piston Kolunun Mukavemet Kontrolü

Mc Pherson askı sisteminde taşıtın hareketi esnasında ortaya çıkan en büyük kuvvetler, amortisör bacağına oluşur. Amortisörün gövde bağlantı noktası en büyük kuvvetlere mağruz kalan bölgedir. Amortisörde oluşan en büyük zorlamalar ise, piston koluna etki eden eğilme ve basma gerilmeleridir. Amortisör piston kolunda 'Y-Z' düzleminde fren kuvvetlerinin oluşturduğu , 'Y-X' düzeleminde ise yan kuvvetlerin ve düşey kuvvetlerin oluşturduğu gerilmeler etkilidir. 'Y-X' ve 'Y-Z' düzlemlerinde piston kolunu eğmeye çalışan kuvvetleri bulmak için, Bölüm 5.3.3.'te kuvvetleri hesaplanmış uygulama ve Şekil 5.10 ile Şekil 5.17'den faydalanılacaktır.

'Y-X' düzleminde amortisör üzerine etkiyen C_x ve K_x kuvvetlerini bulmak için, pistonu etkiyen K_x kuvvetinin etki noktasına göre moment alınırsa;

$$A_{Tx} = 1676,3 \text{ N}$$

$$\Sigma M_K = 0; \quad C_{ox} \times (l-0) - A_{Tx} \times 1 = 0$$

$$C_{ox} = A_{Tx} \times \left(\frac{l}{l-0} \right) = 1676,3 \times \frac{160}{160-70} = 2980,1 \text{ N olarak bulunur.}$$

K noktasına etkiyen K_{ox} kuvvetide;

$$K_{ox} = C_{ox} - A_{Tx} = 2980,1 - 1676,3 = 1303,8 \text{ N olarak bulunur.}$$

'Y-Z' düzleminde amortisör üzerine etkiyen C_z ve K_z kuvvetlerini bulmak için ise, 'YX' düzlemi için yapılan hesaplamaya benzer şekilde K_z kuvvetinin etki noktasına göre moment alınırsa;

$$\Sigma M_K = 0; \quad C_{oz} \times (l-0) - A_{Tz} \times 1 = 0$$

$$C_{oz} = A_{Tz} \times \left(\frac{l}{l-0} \right) = 1268,2 \times \frac{160}{160-70} = 2254,6 \text{ N}$$

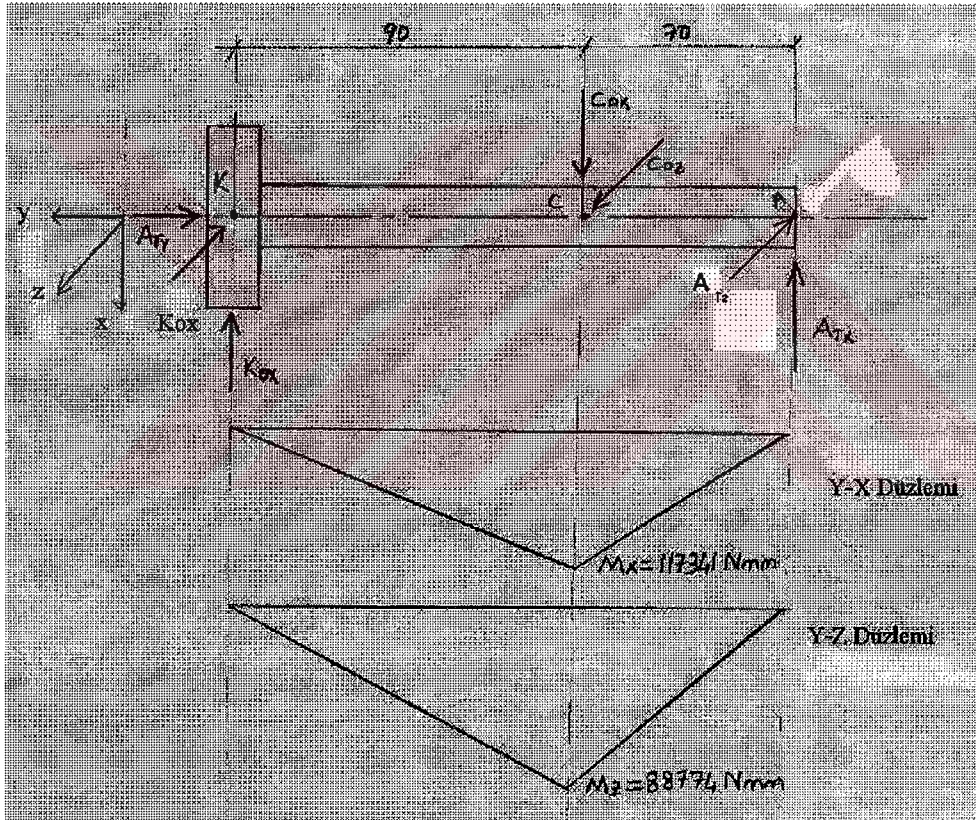
K noktasına etkiyen K_{oz} kuvvetide;

$$K_{oz} = C_{oz} - A_{Tz} = 2254,6 - 1268,2 = 986,4 \text{ N olarak bulunur.}$$

Piston kolu üzerine etkiyen kuvvetlerin etki düzlemlerinde yarattığı moment diyagramları Şekil 6.3'te görülmektedir. Gerekli moment ve kuvvet değerleri diyagramdan alınacaktır. Piston kolunun malzemesine ait mekanik özellikler ise;

Malzeme C35 Soğuk çekilmiş çelik;

$$\sigma_{ak} = \min 550 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{çek} = \min 650 \text{ N/mm}^2.$$



Şekil 6.3 Escort'ta kullanılan amortisör piston kolu moment diyagramı

Piston kolunun mukavemet momentini hesaplırsak;

$$W_e = I/e = \pi d^3/32 = \pi \times 20^3/32 = 785,4 \text{ mm}^3$$

Y-X ve Y-Z düzlemlerinde C noktasında maksimuma ulaşan momentin bileşkesini bulursak C noktasına etkiyen moment değerini bulmuş oluruz.

$$M_{Te} = \sqrt{M^2_{y-x} + M^2_{y-z}} = \sqrt{117341^2 + 88774^2} = 147138,5 \text{ Nmm}$$

C noktasında oluşan bileşke eğilme gerilmesi ise;

$$\sigma_e = M_{Te} / W_e = 147138,5 / 785,4 = 187,3 \text{ N/mm}^2$$

C noktasına etki eden basma kuvveti ise A_{tz} kuvvetinin piston kolu yüzeyine etki ettiği düşünülerek bulunur. Tekerleğe etkiyen düşey yükün etkidiği ilk anda amortisöre etki ettiği düşünülürse;

$$\sigma_b = F / A = A_{Ty} / A = 14086,1 / (\pi 20^2) = 11,2 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

Toplam C noktasına etki eden eşdeğer gerilme ise ;

$$\sigma_v = \sigma_e + \sigma_b = 187,3 + 11,2 = 198,5 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

6.3.2.1 Emniyet Kriterinin Bulunması

Emniyet kriterinin statik ve dinamik durumlar için bulunması gerekir. Statik yükleme durumunda emniyet kriteri bulunan eşdeğer gerilmenin, malzeminin akma mukavemetine oranıyla bulunabilir. Emniyet kriteri S;

$$\text{Statik durum için: } S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_v} = 550 / 198,5 = 2,8 \text{ bulunur.}$$

Dinamik durum için kontrol yapılırken, malzemenin sürekli mukavemet değeri olan σ_D 'nin bulunması gerekir. Çizelge 6.1'den sürekli mukavemet değerleri sınırları, malzemenin eğilme, basma ve burulma durumları için, eğilme ve akma sınırlarına göre verilmiştir.

C35 için σ_s/σ_B yani $\sigma_{ak}/\sigma_{\text{çek}}$ oranı ; $550/650=0,8$ 'dir. Sürekli mukavemet değeri $\sigma_D=0,5\sigma_B$ olarak yani ;

$$\sigma_D=0,5\sigma_{\text{çek}}=0,5\times650=325 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak alınır.}$$

Dinamik durum için kontrol, bulunan eşdeğer gerilme σ_v 'nin dinamik yüklenme durumu için yapılır. Emniyet kriteri bulunurken σ_D^* ile mukayese edilir. σ_D^* belirlenen emniyet kriteri gözönüne alınmış emniyet gerilmesidir ve aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$\sigma_D^* = \frac{\sigma_D b_1 b_2}{\beta_{kb} S}$$

Formülde ; b_1 ; 0,95 (Çizelge 6.2)

b_2 ; 1 (Çizelge 6.2)

β_{kb} ; 1,3 olarak seçilir.

$$\sigma_D^* = \frac{325 \times 0,95 \times 1}{1,3 \times S} = \frac{237}{S} \text{ ve } S=1 \text{ seçilirse min. emniyet gerilmesi bulunmuş olur.}$$

Dinamik durum için kontrol yapılırsa :

$$S = \frac{\sigma_D^*}{\sigma_v} = \frac{237}{198,5} = 1,2 \geq 1 \text{ ve emniyetlidir.}$$

6.3.3 Yaprak Yaylı Katı Aks Askı Sisteminin Mukavemet Kontrolü

Yaprak yaylı katı aks askı sisteminde, yaprak yay aksın gövdeye asılması ve taşıtın yaylandırılması görevini yerine getirir. Yaprak yayın askı elemanı olarak mukavemet kontrolü, Bölüm 5.2.2.1.1'de askı sistemine hareket şartında etkiyen kuvvetleri bulunmuş uygulama için yapılacaktır. Yaprak yaylı katı aks askı sisteminde yaprak yay; uzunlamasına yönde oluşan çeki ve fren kuvvetlerini, düşey yöndeki ağırlık kuvvetlerini ve yatay yönde etkiyen yan kuvvetleri karşılar. Tekerleklere etkiyen yan kuvvetler sebebiyle, tekerleğin dinamik yarıçapı ile tekerleğe etkiyen yan kuvvetin değerinin çarpımından oluşan moment,

yaprak yayı burmaya çalışır. Fakat bütün katı aks askı sistemlerinde olduğu gibi aksın kendisi, oluşan bu burulma momentini karşılar ve aks üzerinde yayı burulmaya zorlayan momentin etkisiyle eğilme momenti oluşur. Dolayısıyla yan kuvvetlerin sebep olduğu, makası burulmaya zorlayan kuvvetlerin burulma etkisi hesaplamalarda ihmal edilecek, fakat etkiyen yan kuvvetlerin yaprak yayı yatay düzlemde eğmeye zorlayan etkisi hesaplamaya dahil edilecektir. Askı sistemiyle ilgili boyut ve kuvvetler Bölüm 5.2.2.1.1’de bulunmuştur. Uygulamada bulunan hesaplamada kullanılacak kuvvetlerin vektörel değerleri ;

$$F'_{zw,max} = 12262,5 \text{ N}$$

$$F_B = -A_z = 6131,3 \text{ N}$$

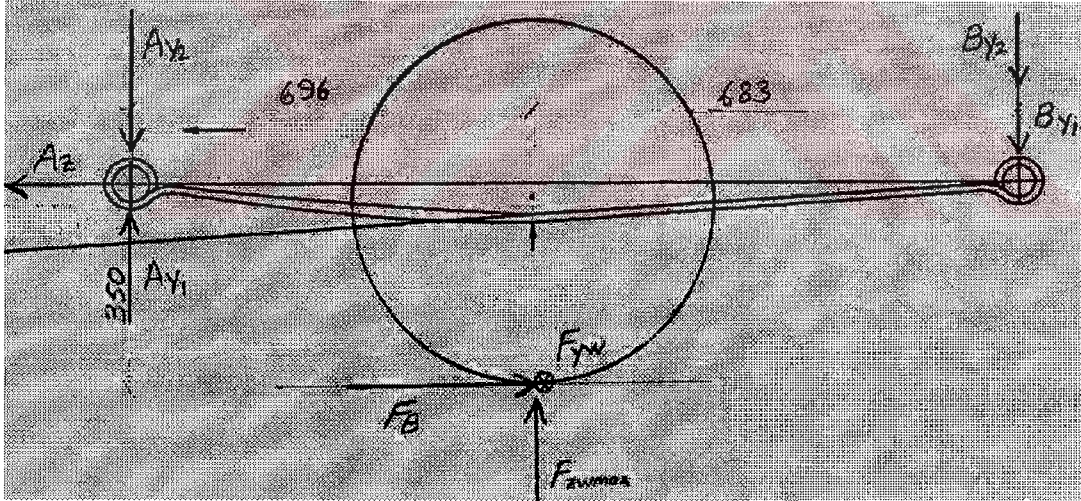
$$F_{yw} = 5150,3 \text{ N}$$

$$A_{y1} = -1556,1 \text{ N}$$

$$B_{y1} = 1556,1 \text{ N}$$

$$A_{y2} = 6073,4 \text{ N}$$

$$B_{y2} = 6189,1 \text{ N}$$



Şekil 6.4 Yaprak yaylı askı sistemine etkiyen kuvvetler

Askı sistemine etkiyen kuvvetler Şekil 6.4’te görülmektedir. Askı sistemine aks bağlantı noktasından etkiyen $F'_{zw,max}$ kuvveti ve bu kuvvetin makas gözlerinden etkiyen tepki kuvvetleri A_{y2} ve B_{y2} makası eğmeye düşey düzlemde eğmeye çalışır. Aynı zamanda tekerlek tepki noktasına etkiyen ve makas üzerine etkiği kabul edilen yan kuvvet, F_{yw} kuvvetide makası yatay düzlemde eğmeye çalışan kuvettir.

Fren kuvveti F_B 'nin tekerleklere etkimesi sonucu oluşan düşey tepki kuvvetleri A_{y1} ve B_{y1} makası kesmeye çalışan kuvvetlerdir. Aynı zamanda F_B kuvvetinin yatay düzlemdeki tepki kuvveti A_z 'de makas üzerinde çekme gerilmesi oluşturur. Askı sistemi üzerine etkileyen gerilmeler ;

Sistem üzerine düşey düzlemde etkileyen eğilme momenti;

$$M_{ed} = a \times A_{y2} = 696 \times 6073,4 = 4227086,4 \text{ Nmm}$$

Sistemin yatay eksene göre mukavemet momenti;

$$W_e = B \times h^3 / 6 = 60 \times 10^3 / 6 = 10000 \text{ mm}^3$$

Sistem üzerine düşey düzlemde etkileyen eğilme gerilmesi;

$$\sigma_e = M_e / W_e = 4227086,4 / 10000 = 422,7 \text{ N/mm}^2$$

Sistem üzerine yatay düzlemde düzlemde yan kuvvet etkisiyle etkileyen eğilme momenti;

$$M_{ey} = (F_{yw} \times a / (a+b)) \times b = 1775426,4 \text{ Nmm}$$

Sistemin düşey eksene göre mukavemet momenti;

$$W'_e = h \times B^3 / 6 = 10 \times 60^3 / 6 = 360000 \text{ mm}^3$$

Sistem üzerine yatay düzlemde etkileyen eğilme gerilmesi;

$$\sigma'_e = M_{ey} / W'_e = 1775426,4 / 360000 = 4,9 \text{ N/mm}^2$$

Sistem üzerine etkileyen bileşke eğilme gerilmesi;

$$\sigma_{be} = \sqrt{\sigma_e^2 + \sigma'^2_e} = 427,8 \text{ N/mm}^2$$

Sistem üzerine etkileyen çekme gerilmesi;

$$\sigma_{\text{çekme}} = F_B / A \text{ ve } A = 600 \text{ mm}^2 ; \sigma_{\text{çekme}} = 6131,3 / 600 = 10,2 \text{ N/mm}^2$$

Sistem üzerine etkiyen kesme gerilmesi;

$$\tau_k = A_{y1} / A = B_{y1} / A = 1556,1 / 600 = 2,6 \text{ N/mm}^2$$

Yaprak yay üzerine etkiyen eşdeğer gerilme σ_v ise, Maksimum Şekil Değiştirme Enerjisi Hipotezi'ne göre aşağıdaki gibi yazılır (Rende, 2000).

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_{be} + \sigma_{\text{çekme}})^2 + 3\tau_k^2} \text{ ve}$$

$$\sigma_v = \sqrt{438^2 + 3 \times 2,6^2} = 438,1 \text{ N/mm olarak bulunur.}$$

6.3.3.1 Emniyet Kriterinin Bulunması

Statik yükleme durumunda emniyet kriteri, bulunan eşdeğer gerilmenin malzemenin akma mukavemetine oranıyla bulunabilir. Taşıtta kullanılan yay malzemesi;

$$50 \text{ Cr V } 4, \sigma_{ak} = 1325 \text{ N/mm}^2 \text{ ve } \sigma_{\text{çek}} = 1700 \text{ N/mm}^2$$

Malzemenin mekanik özellikleri WSS-M1A271-B nolu yay malzemesi şartnamesinden alınmıştır. Emniyet kriteri S;

$$\text{Statik durum için: } S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_v} = 1325 / 438,1 = 3 \text{ bulunur.}$$

Dinamik durum için değişken mukavemet gerilmesi değeri σ_D , Çizelge 6.1'den $\sigma_{ak}/\sigma_{\text{çek}}=0,8$ oranına göre; malzemenin çekme mukavemet değerinin yarısı olarak alınır. (Birleşik zorlanma söz konusudur fakat yay malzemesi daha çok eğilmeye zorlanmaktadır.)

$$\sigma_D = 0,5 \times \sigma_{\text{çek}} = 0,5 \times 1700 = 850 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Dinamik durum için: } S = \frac{\sigma_D}{\sigma_v} = 850 / 438,1 = 1,9 \text{ bulunur.}$$

6.4 Sonuçlar

Günümüz taşıtlarında kullanılan tekerlek askı sistemlerinin çeşitleri, tekerlek özellikleri, taşıt dinamiği, hareket şartında askı sistemi üzerine etkiyen kuvvetler ve emniyet kriterleri incelenmiştir. Tekerelek askı sistemleri hakkında bir çok kritere göre, askı sistemi seçiminde etkili olabilecek bilgilere ulaşılmıştır. Taşıtın hareket dinamiği incelenerek, taşıta etkiyen kuvvetler belirlenmiş ve hareket şartında askı sistemini etkileyen kuvvetlerin, hareket şartına göre değişimi hakkında hesaplamalar yapılmıştır.

Tekerlek askı sistemlerinin emniyet kriterlerinin bulunması için, üç farkı taşıta ait, taşıta etkiyen en büyük kuvvetlere göre, üç farklı tekerlek askı sistemi için askı elemanları üzerine etkiyen kuvvetler bulunmuştur. Bulunan kuvvetlerin etki yönlerine göre oluşan gerilmeler hesaplanarak, askı sistemlerinin seçilen elemanlarının boyut ve malzeme özellikleride gözönüne alınmış ve emniyet kriterleri hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda, taşıtın sürüş güvenliği açısından çok önemi olan emniyet kriterlerinin mertebeleri bulunmuştur. Tekerlek askı sistemi elemanlarının, taşıta etkiyebilecek en büyük kuvvetlerin etki yönleri bakımından hepsinin aynı anda etkimesi durumundaki dayanımı, ortalama olarak iki kat daha fazla kuvvete dayanabilecek şekilde ortaya çıkmıştır.

KAYNAKLAR

- Bozacı A.,(1995), Makina Elemanlarının Projelendirilmesi, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul
- Çetinkaya,S.,(1999),Taşıt Mekaniği,Nobel Yayın Dağıtım,Anakara
- Demirsoy,M.,(1991),Motorlu Araçlar 2, Birsen Yayınevi, Denizli
- Demirsoy,M.,(1991),Motorlu Araçlar 3, Birsen Yayınevi, Denizli
- Ferdinand,P.,Russel,J.,(1992), Mechanics of Materials, McGraw-Hill Inc., Berkshire
- Gürçül, İ.,(1990),Makina Elemaları, Yıldız Üniversitesi Yayınları,Kocaeli
- Jörnson,R., Helmut,S., (1973), Fahrwertecnicks 1, Vogel – Verlag, Würzburg
- Jörnson,R., Helmut,S., (1973), Fahrwertecnicks 2, Vogel – Verlag, Würzburg
- Jörnson,R.,Helmut,S.,(1986),Chassis and Engineering Systems, SAE, Warrendale
- Milliken,W.F.,Milliken,D.L.,(1995),Race Car Vehicle Dynamics,SAE, Warrendale
- Rende,H.,(2000),Makina Elemaları 1, Seç Yayın Dağıtım,İstanbul
- Tamer,M., Binek Taşıtlarda Tekerlek Askı Sistemlerinin Dizayn ve Hesap Yöntemlerinin İncelenmesi,Yüksek Lisans Tezi,YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	09.03.1976	
Doğum Yeri	Yozgat	
Lise	1987-1994	İzmir Bornova Anadolu Lisesi
Lisans	1994-1998	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1998-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh.Anabilim Dalı, Enerji Makinaları Programı

Çalıştığı Kurumlar

1999-Devam ediyor Ford-Otosan Otomotiv A.Ş.

