

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

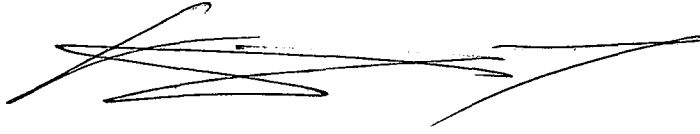
106232

TAŞITLARDA KULLANILAN SÜSPANSİYON
SİSTEMLERİNİN SEYİR EMNİYETİ VE
KONFOR AÇISINDAN ANALİZİ

Makine Müh. Turgay UÇAR

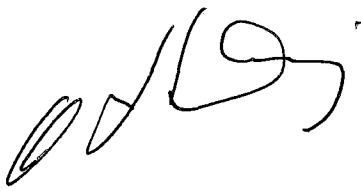
F.B.E. Makina Mühendisliği Enerji Makinaları Anabilim Dalında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ



106232

Tez Danışmanı : Prof. İrfan YAVAŞLIOL



İSTANBUL, 2001

Y.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMAN GELİŞTİRME MERKEZİ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1. GİRİŞ	1
1.1.1 Daha Önceden Yapılmış Çalışmalar	2
2. YOL UYARISI.....	5
2.1 Yol pürüzlülüğü	5
2.1.1 Harmonik fonksiyon	5
2.1.2 Periyodik fonksiyon	6
2.1.3 Raslantısal fonksiyon	7
2.2 Yol Pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu	10
2.2.1 Kombine uyarılar	13
3. TEKERLEKLERE GELEN KUVVETLER	16
3.1 Dikey dinamik tekerlek kuvveti	16
3.2 Yatay dinamik dekerlek kuvveti	18
4. TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ	19
4.1 Sabit akslar	19
4.1.1 Yaprak yaylı sabit akslar	20
4.1.2 Boyuna yön vericili ve panhard çubuklu sabit akslar	20
4.1.3 Üç noktadan asılmış sabit akslar	21
4.1.4 Dört noktadan asılmış sabit akslar	21
4.2 Bağımsız Akslar	22
4.2.1 Çift enine yön vericili bağımsız aks	23
4.2.2 Mc-Pherson tipi bağımsız aks	24
4.2.3 Boyuna-Enine yön vericili bağımsız akslar	25
4.2.4 Sarkaç akslar	26
4.2.5 Eğik yönvericili akslar	26
5. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ	28
5.1 Pasif Sistemler	28
5.1.1 Yaylar	29
5.1.1.1 Yaprak yaylar	29
5.1.1.2 Helisel yaylar	31

5.1.2	Burulma çubuğu	33
5.1.3	Amortisörler	34
5.1.3.1	Çift borulu amortisör	36
5.1.3.2	Tek borulu amortisör	38
5.1.3.2.1	Çarpma diskli tek borulu amortisör	39
5.1.3.2.2	Ayırıcı pistonlu tek borulu amortisör	39
5.1.4	Hava yastıklı yaylanma	41
5.2	Aktif Süspansiyon Sistemleri	43
5.2.1	Yay ve sönüm kontrolü	43
5.2.2	Aktif süspansiyon sisteminin sahip olduğu donanımlar	44
5.2.2.1	Sensörler	44
5.2.2.2	Kontrol ünitesi	45
5.2.2.3	Kontrol edilebilir damperler (Şok emiciler)	47
6.	TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ İRDELEME KRİTERLERİ ..48	
6.1	Dinamik tekerlek yükü	48
6.2	Seyir emniyeti	49
6.3	Yol yıpranması	49
6.4	Tekerlek yükü darbe faktörü	49
6.5	Tekerlek Yay Yolu	50
6.6	Konfor Sayısı	51
7.	SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN MODELLENMESİ	55
8.	MATEMATİKSEL MODELİN OLUŞTURULMASI VE ÇÖZÜMLERİN ELDE EDİLMESİ	61
8.1	Grafiklerin irdelenmesi ve bulunan sonuçlar	64
8.1.1	Taşıt hızının konfor sayısı ve dinamik teker yükü üstündeki etkisi	64
8.1.2	Helisel yay sertliğinin etkisi	66
8.1.3	Amortisör sönüm katsayısının etkisi	68
8.1.4	Lastik yay sertliğinin etkisi	70
8.1.5	Yol dalgalılık faktörünün etkisi	72
8.1.6	Yol pürüzlülüğünün etkisi	74
8.1.7	Koltuk yay sertliğinin etkisi	76
8.1.8	Koltuk sönüm katsayısının etkisi	77
8.1.9	Kütlenin etkisi	78
	KAYNAKLAR	84
	EKLER	85
Ek 1	Kullanılan Bilgisayar Programı	85
Ek 2	Matematiksel İfadeler	91
	ÖZGEÇMİŞ	96

SİMGE LİSTESİ

Simge	Boyutu	Anlamı
Ω	1/m	Yola bağlı dairesel frekans
Ω_0	1/m	Temel dairesel frekans
κ	N/rad	Lastik yan kuvvet-kanber açısı katsayısı
h_{Δ}, h_{Σ}	m	Kombine dikey uyarılar
$\kappa_{\Delta}, \kappa_{\Sigma}$	m	Kombine kanber uyarıları
$\phi_{\kappa}(\omega)$	rad ² / s	Kanber uyarısı spektrum yoğunluğu
$\phi_h(\omega)$	m ² / s	Zamansal dikey uyarı spektrum yoğunluğu
$\phi_h(\Omega)$	m ³	Yola bağlı dikey uyarı spektrum yoğunluğu
$\phi_z(\omega)$	m ² / s	Zamansal dikey uyarı spektrum yoğunluğu
A, B, C		Kompleks genlik
c_1	N / m	Lastik dikey yay katsayısı
c_2	N / m	Gövde yay katsayısı
c_3	N / m	Koltuk yay katsayısı
D		Sönüm oranı
$F_{\text{sönüm}}$	N	Sönüm kuvveti
F_{yay}	N	Yay kuvveti
G	N	Taşıtlar ağırlığı
g	m / s ²	Yer çekimi ivmesi
h	m	Dikey uyarılar
\hat{h}	m	Uyarı genliği
h_a, h_0	m	Arka ve ön tekerleğe gelen dikey uyarılar
h_l, h_r	m	Sol ve sağ tekerleğe gelen dikey uyarılar
h_{Δ}, h_{Σ}	m	Simetrik ve antisimetrik dikey uyarılar
K		Titreşim konfor sayısı
k_1	N.s / m	Lastik dikey sönüm katsayısı
k_2	N.s / m	Gövde sönüm katsayısı
k_3	N.s / m	Koltuk sönüm katsayısı
L	m	Dalga boyu
m_1	kg	Aks kütlesi
m_2	kg	Taşıtlar gövde kütlesi
m_3	kg	Koltuk + Sürücü toplam kütlesi
$m_{\text{boş}}$	kg	Boş taşıtlar toplam kütlesi
m_{dolu}	kg	Dolu taşıtlar toplam kütlesi
n		Tekerlek yükü darbe faktörü
n_1, n_2		Tekerlek yükünün zemine iletilme şeklini belirten katsayılar.
P_{din}	N	Dinamik tekerlek kuvveti
$P_{\text{din}, h_{\Delta}, h_{\Sigma}}$	N	Dikey dinamik tekerlek kuvveti
$P_{\text{din}, \kappa_{\Delta}, \kappa_{\Sigma}}$	N	Yatay dinamik tekerlek kuvveti
P_{statik}	N	Statik tekerlek kuvveti
S	N	Jant yüzeyine dik yatay kuvvetler toplamı
S_j	N	Lastik yan hareketinden doğan yatay jant kuvveti
S_k	N	Kanber açısı değişiminden doğan tekerlek yan kuvveti
t	s	Zaman
tan α		Faz açısı
v	Hz	Sönümsüz özgül dairesel frekans
v_d	Hz	Sönümlü özgül dairesel frekans
w		Yol pürüzlülüğü dalgahlığı

x	m	Boyuna hareket
z''_1	m / s^2	Aks dikey titreşim ivmesi
z''_2	m / s^2	Gövde dikey titreşim ivmesi
z''_3	m / s^2	Koltuk dikey titreşim ivmesi
z_1	m	Aks dikey yer değiştirme miktarı
z_2	m	Aks dikey yer değiştirme miktarı
z_3	m	Aks dikey yer değiştirme miktarı
$\gamma_h (\Omega)$	1	Koherans fonksiyonu
Θ_m	kg	Yük miktarı
Θ_z	m	Yay yolu
κ_r, κ_l	rad	Sol ve sağ tekerlek kanber uyarıları
$\kappa_\Delta, \kappa_\Sigma$	rad	Simetrik ve antimetrik kanber uyarıları
χ	N / rad	Lastik yan kuvvet-kanber açısı katsayısı
Ψ_1	rad	Yalpa açısı
ω	$1 / s$	Zamansal dairesel frekans



ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Taşıt titreşim sistemi blok şeması..... 2
Şekil 2.1	Sinüs şekilli yol pürüzlülüğü..... 5
Şekil 2.2	Periyodik fonksiyon..... 7
Şekil 2.3	Yolun enine kesitinde dikey ve eğim uyarısı..... 10
Şekil 2.4	Yol pürüzlülüğü ölçüm sonuçları..... 11
Şekil 2.5	Yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğunun logaritmik eksende gösterimi..... 11
Şekil 2.6	Koherans fonksiyonunun değişimi..... 14
Şekil 2.7	Kombine yol uyarıları..... 14
Şekil 3.1	Dikey dinamik tekerlek kuvveti..... 16
Şekil 3.2	Yatay dinamik tekerlek kuvvetleri..... 18
Şekil 4.1	Boyuna yönde yaprak yaylar ve yönverici çubuklarla donatılmış sabit aks..... 20
Şekil 4.2	Boyuna yönverici çubuk ve stabilizatörler ile donatılmış sabit aks.. 20
Şekil 4.3	Üç noktadan asılmış sabit aks..... 21
Şekil 4.4	Dört noktadan asılmış sabit aks..... 22
Şekil 4.5	Çift enine yön vericili aks sistemi..... 24
Şekil 4.6	Mc Pherson yaylı ayağın ön aks sistemine bağlantısı..... 25
Şekil 4.7	Boyuna-enine yön verici tekerlek askı sistemi..... 25
Şekil 4.8	Sarkaç aks sistemi..... 26
Şekil 4.9	Eğik yön vericiler ile donatılmış arka aks..... 27
Şekil 4.10	İç kısımda bulunan tahrik mili mafsallı C ve dönme eksenini A-B ile büyük bir eğik α açısı ve bunun neticesi olarak büyük bir ani dönme merkezi oluşur..... 27
Şekil 5.1	Pasif (Konvensiyonel) sistem..... 28
Şekil 5.2	Konvensiyonel yay karakteristiği..... 29
Şekil 5.3	Tipik bir yaprak yay ve şasiye bağlanma şekli..... 30
Şekil 5.4	Helisel yay..... 31
Şekil 5.5	Az eğimli doğrusal karakteristikli yay..... 32
Şekil 5.6	Dik yükselen doğrusal karakteristik..... 32
Şekil 5.7	Bükümlü progresiv (geliştirilmiş) karakteristik..... 32
Şekil 5.8	Kademeli progresiv (geliştirilmiş) karakteristik..... 33
Şekil 5.9	Burulma çubuğu..... 34
Şekil 5.10	Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz araç arasındaki fark..... 34
Şekil 5.11	Yayın salınımı..... 35
Şekil 5.12	Amortisörlü ve amortisörsüz taşıtta oluşan titreşimler..... 36
Şekil 5.13	Çift borulu amortisörün çalışma prensibi..... 37
Şekil 5.14	Çift borulu amortisörün kesit resmi..... 38
Şekil 5.15	Çarpma diskli ve ayırıcı pistonlu gaz basınçlı amortisör..... 39
Şekil 5.16	Hidro pnömatik yaylı amortisör..... 41
Şekil 5.17	Hidro pnömatik seviye kontrol sisteminin araçtaki uygulaması..... 41
Şekil 5.18	Hava yastıklı süspansiyon sistemi..... 42
Şekil 5.19	Havalı yay yüklenme hali..... 42
Şekil 5.20	Havalı yay yükünü boşaltma hali..... 42
Şekil 5.21	Hidro gaz yaylı uyarlanabilir süspansiyon ünitesi..... 44
Şekil 5.22	UNI- ECU sisteminin şeması..... 46
Şekil 5.23	Aktif süspansiyon sisteminin taşıt üstündeki uygulaması..... 46
Şekil 6.1	Dinamik teker yükü..... 48
Şekil 6.2	Tekerlek yay yolu..... 50
Şekil 6.3	Kişiyeye etki eden titreşim ivmeleri..... 51

Şekil 6.4	Titreşim duyarlılığı karesel değerleri.....	53
Şekil 6.5	Titreşimden etkilenme	54
Şekil 7.1	Taşıttın kütle merkezine indirgenmiş yer değiştirme vektörleri.....	55
Şekil 7.2	Bir taşıttaki yay ve sönüm elemanları.....	55
Şekil 7.3	Taşıttın titreşim modeli.....	56
Şekil 7.4	Tek kütleli titreşim modeli.....	57
Şekil 7.5	Tek kütleli sistemin sönümlü özgül titreşimlerinin karakteristik değerleri.....	59
Şekil 8.1	Taşıttın titreşim modeli.....	61
Şekil 8.2	Yol pürüzlülüğü.....	62
Şekil 8.3	Konfor sayısı ile taşıttın hızı arasındaki bağıntı.....	64
Şekil 8.4	Dinamik teker yükü ile taşıttın hızı arasındaki bağıntı.....	64
Şekil 8.5	Konfor sayısı ile helisel yay sertliği arasındaki bağıntı.....	66
Şekil 8.6	Dinamik teker yükü ile helisel yay sertliği arasındaki bağıntı.....	66
Şekil 8.7	Konfor sayısı ile amortisör sönüm katsayısı arasındaki bağıntı.....	68
Şekil 8.8	Dinamik teker yükü ile amortisör sönüm katsayısı arasındaki bağıntı.....	68
Şekil 8.9	Konfor sayısı ile lastik yay sertliği arasındaki bağıntı.....	70
Şekil 8.10	Dinamik teker yükü ile lastik yay sertliği arasındaki bağıntı.....	70
Şekil 8.11	Konfor sayısı ile yol dalgalılık faktörü arasındaki bağıntı.....	72
Şekil 8.12	Dinamik teker yükü ile yol dalgalılık faktörü arasındaki bağıntı.....	72
Şekil 8.13	Konfor sayısı ile yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu arasındaki bağıntı.....	74
Şekil 8.14	Dinamik teker yükü ile yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu arasındaki bağıntı.....	74
Şekil 8.15	Konfor sayısı ile koltuk yay sertliği arasındaki bağıntı.....	76
Şekil 8.16	Konfor sayısı ile koltuk sönüm katsayısı arasındaki bağıntı.....	76
Şekil 8.17	Konfor sayısı ile taşıttın kütlesi arasındaki bağıntı.....	77
Şekil 8.18	Dinamik teker yükü ile taşıttın kütlesi arasındaki bağıntı.....	77
Şekil 8.19	Konfor sayısı ile taşıttın kütlesi arasındaki bağıntı.....	79
Şekil 8.20	Dinamik teker yükü ile taşıttın kütlesi arasındaki bağıntı.....	79
Şekil 8.21	Aynı konfor sayısını elde edebilmek için, taşıttın gövde kütlelerinin artışına bağlı olarak helisel yay sertliğinin alması gereken değerleri.....	80
Şekil 8.22	Taşıttın gövde kütleleri ve ona bağlı olarak helisel yay sertliği değiştirildiğinde elde edilen dinamik teker yüklerinin değişimi.....	81
Şekil 8.23	Aynı dinamik teker yükünü elde edebilmek için, taşıttın gövde kütlelerinin artışına bağlı olarak helisel yay sertliğinin alması gereken değerleri.....	82
Şekil 8.24	Taşıttın gövde kütleleri ve ona bağlı olarak helisel yay sertliği değiştirildiğinde elde edilen konfor sayısı değerlerinin değişimi.....	82
Şekil 8.25	Aynı konfor sayısını elde edebilmek için, taşıttın gövde kütlelerinin artışına bağlı olarak helisel yay sertliğinin alması gereken değerleri.....	83
Şekil 8.26	Taşıttın gövde kütleleri ve ona bağlı olarak helisel yay sertliği değiştirildiğinde elde edilen dinamik tekerlek yükü değerlerinin değişimi.....	83

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1	Değişik yollar için deneysel olarak bulunmuş spektrum yoğunluğu ve yol dalgalılık faktörü değerleri.....	12
Çizelge 6.1	Titreşim duyarlılığı değerleri.....	53
Çizelge 8.1	Taşıt hızına bağlı olarak elde edilen konfor sayısı ve dinamik teker yükü değerleri	64
Çizelge 8.2	Helisel yay sertliğine bağlı olarak elde edilen değerler.....	66
Çizelge 8.3	Amortisör sönüm katsayısına bağlı olarak elde edilen değerler....	68
Çizelge 8.4	Lastik yay sertliğine bağlı olarak elde edilen değerler.....	70
Çizelge 8.5	Yol dalgalılık faktörüne bağlı olarak elde edilen değerler.....	72
Çizelge 8.6	Yol spektrum yoğunluğuna bağlı olarak elde edilen değerler.....	74
Çizelge 8.7	Koltuk yay sertliğine bağlı olarak elde edilen değerler.....	76
Çizelge 8.8	Koltuk sönüm katsayısına bağlı olarak elde edilen değerler.....	77
Çizelge 8.9	Taşıt kütesine bağlı olarak elde edilen değerler.....	78
Çizelge 8.10	Taşıt kütesine bağlı olarak elde edilen değerler.....	79
Çizelge 8.11	Taşıt kütesine ve konfor sayısına bağlı olarak elde edilen değerler.	80
Çizelge 8.12	Taşıt kütesine ve dinamik teker yüküne bağlı olarak elde edilen değerler.....	81
Çizelge 8.13	Taşıt kütesine ve konfor sayısına bağlı olarak elde edilen değerler..	83

ÖNSÖZ

Bilim ve teknolojinin her alanında olduğu gibi, otomotiv sektöründeki gelişmeler de büyük bir ivme ile artmaktadır. Bu gelişme ile birlikte insanların konfora olan düşkünlüğü ve kullandıkları yardımcı cihazlardan beklentileri artmaktadır.

Otomotiv sektöründe de kullanıcıların; daha düşük silindir hacimlerinde daha fazla güç elde edilmesi, ucuz alternatif yakıtların kullanımı, yakıt tasarrufu, çevre dostu taşıtlar, yüksek sürüş konforu, yüksek seyir emniyeti gibi beklentileri vardır.

Bu konuda kullanıcıların beklentilerine cevap vermek hepimizin, özellikle mühendislerin, bilim adamlarının görevidir. Taşıt titreşimlerinin seyir emniyeti ve konfor açısından en aza indirgenmesi önemli konulardan sadece bir tanesidir.

Bu çalışmada taşıt süspansiyon sistemleri ve elemanları detaylı bir şekilde incelenmiş, örnek matematiksel model oluşturularak yazılan bilgisayar programı ile çözülmüş ve sonuçlar elde edilmiştir. Bazı parametreler değiştirilerek taşıt titreşimleri üzerindeki etkisi ortaya konulmaya çalışılmıştır.

Çalışmam boyunca yardımlarını esirgemeyen tez hocam sayın Prof.Dr.İrfan YAVAŞLIOL'a, önerileri için sayın Yrd. Doç. Dr. Muammer ÖZKAN'a, manevi desteğini esirgemeyen arkadaşım sayın Erdal YALÇIN'a, yardımından dolayı arkadaşım sayın Hakan ÇOBANOĞLU'na ve bilgisayar programının hazırlanmasında benden yardımlarını esirgemeyen arkadaşım, Bilgisayar Mühendisi sayın Onur AYDIN'a ve desteğini benden hiç bir zaman esirgemeyen çok kıymetli aileme sonsuz teşekkür ederim.

ÖZET

1.bölümde süspansiyon sistemlerinin genel özelliklerine değinilmeye çalışılmış ve taşıt titreşimlerini analiz ederken izlemek için blok şeması çıkartılmıştır. Ayrıca bu konuda daha önceden yapılmış olan çalışmalara değinilmiştir.

2.bölümde taşıt titreşimlerine yol açan dikey ve kanber uyarıları ve bunlara ait spektrum yoğunlukları ile ilgili bilgi verilmiş, titreşimlere sebep olan yol uyarısı ile ilgili gerekli tanım ve değerler aktarılmıştır. Ayrıca kombine yol uyarıları üstünde durulmuştur.

3.bölümde tekerleklere gelen dikey dinamik ve yatay dinamik teker kuvveti ile ilgili gerekli bilgi aktarılmış ve bunlar ile ilgili gerekli bağıntılar çıkartılmıştır. Dinamik teker kuvveti bilindiği üzere en önemli irdeleme kriterlerinden birisidir. Dinamik tekerlek kuvvetinin seyir emniyeti üstünde önemli bir etkisinin olduğu yapılan çalışma ile ortaya konulmuştur.

4.bölümde taşıt titreşimlerinin yorumlanmasını kolaylaştıracağı düşüncesi ile, tekerlek askı sistemlerinin analizlerine ve birbirleri ile olan farklarına değinilmiştir.

5.bölümde ise süspansiyon sistemlerinin tipleri ve süspansiyon sistemi içerisinde bulunan elemanlar incelenmiştir. Ayrıca son yıllarda daha fazla uygulama bulmuş olan aktif süspansiyon sistemlerine kısaca değinilmiştir.

6.bölümde ise süspansiyon sistemlerinin analizinde göz önünde tutulacak irdeleme kriterlerine değinilmiş ve önemi vurgulanmaya çalışılmıştır.

7.bölümde taşıt titreşimlerinin analizi için kurulabilecek olan modeller hakkında bilgi verilmiş ve tek akslı tek izli taşıt modeli için örnek hareket denklemleri çıkartılarak sonuca nasıl ulaşılması gerektiği konusunda bilgi verilmiştir.

8.bölümde, tek akslı tek izli taşıt modeli kurulup gerekli hareket denklemleri çıkartılmış, yazılan Q-Basic programı ile elde edilen sonuçlar, değişik parametreler açısından analiz edilmiştir. Yapılan çalışma ile taşıt seyir hızının, süspansiyon yay sertliği ve sönüm katsayısının, lastik yay sertliğinin, yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu ve yol dalgalılık faktörünün, taşıt içerisinde bulunan sürücü koltuğunun yay sertliği ve sönüm oranının ve taşıt kütlelerinin seyir emniyeti ve konfor üstünde ne kadar etkili olduğu ortaya konulmuştur.

Anahtar kelimeler : Süspansiyon sistemleri, Konfor , Seyir emniyeti

ABSTRACT

In the first chapter, general aspects of suspensions are explained and the block scheme of the way, followed while analyzing vehicle vibrations. Also, some studies are mentioned which are worked on before.

In the second chapter, power spectrum density is explained which causes wheel dynamic load and wheel lateral load. Besides, road excitation is explained which is the reason of vehicle vibrations. Mathematical equations and expressions are defined and combine road excitations are explained in this chapter.

The third chapter includes vertical and camber road excitations and necessary expressions belongs to them. Vertical and camber road excitations are caused dynamic wheel load and lateral dynamic wheel load. Particularly dynamic wheel load is very efficient on vehicle safety which is proved with this research.

In the fourth chapter, to be able to make an easy interpretation about vehicle vibrations, axle hung systems are analyzed and differences between them are written. Axle hung systems play important role on vehicle vibrations. But we just gave some information about this subject.

The fifth chapter is including of suspension types and suspension system elements. Also, active suspension systems are mentioned which are more often used in the latest years.

In the sixth chapter examine criterions are mentioned which are going to be taken in to consideration during the analyses of suspension systems.

In the seventh chapter, informations are given about form of the models which are used of analyzing vehicle vibrations. And also sample activity equations about the single axle, single track vehicle model are studied to be able to reach the result.

In the eighth chapter, single axle, single track vehicle model is formed and necessary activity equations are established. The results gained by the Q-basic program are analyzed due to the different parameters. With this study, we can imagine the effects of vehicle speed, spring and damping constant of suspension systems, pneumatic tyres damping constant, road power spectrum density and waving exponent factor, seat spring and damping constant and vehicle body mass, on the vehicle safety and comfort.

Keywords : Suspension Systems, Comfort, Vehicle safety

1. GİRİŞ

Yoldan gelen uyarılar, tekerlekler aracılığı ile gövde, yay ve sönüm elemanları üzerinden yolculara geçerler. Tekerlekler, dikey hareketlere ek olarak, tekerlek askı sistemine bağlı olarak kanber açısı uyarılarına maruz kalarak, yan kuvvetler doğurabilirler. Taşıtların gövdeleri; dikey, yatay, başvurma ve yalpa titreşimleri yaparlar. Taşıt içinde oturan kişiyle taşıt gövdesi arasında da yine yay ve sönüm elemanlarından oluşan koltuk sistemi vardır. Koltuk, taşıt gövdesi üzerinden kişiye iletilen titreşimleri azaltmakta ve konforu arttırmaktadır.

Taşıtta meydana gelen bu titreşimler çeşitli kuvvet salınımlarına neden olurlar. Bunlardan tekerlek yükü salınımları tekerleklerin yol ile temasını etkilemekte, bu temasın azalması seyir emniyetini düşürürken, artması da yol yıpranmasını çoğaltmaktadır. Taşıtta görülen diğer kuvvet salınımları da taşıt elemanlarının mukavemetine etki ederek ömürlerini kısaltmaktadır.

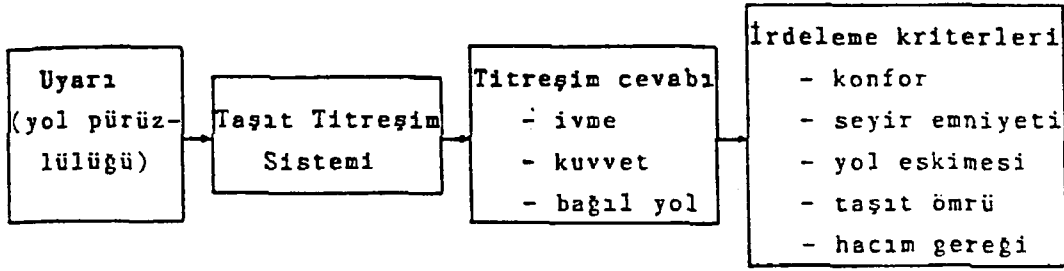
Tekerlekler ile gövde arasındaki bağıl yay yolu mesafesi, taşıtın tasarlanmasında hacim gereksinimi için önem kazanmaktadır.

Seyir halindeki taşıtlar, esas olarak yoldan gelen uyarılar ile titreşim yaparlar. Bu titreşimler genelde 0 Hz ile 25 Hz frekans aralığında olmaktadır.

Son derece kompleks ve dinamik olan taşıtların titreşim analizi konusunda pek çok araştırma yapılmıştır. Titreşim konforu ve seyir emniyeti açısından insanların duyarlılık ve beklentilerinin artması, standartlarının yükselmesi, enerji tasarrufu sağlamak amacıyla taşıt dizaynında hafif yapıya yer verilmesinin titreşime yatkın bir ortam doğurması ve yol pürüzlülüklerinin istenilen seviyede giderilmemiş olması gibi sebepler ile önemini korumaktadır.

Süspansiyon sistemi, titreşimlerin doğurduğu gövdedeki gerilmeleri, ivmeleri, tekerlek yükü salınımlarını ve sürücü rahatsızlığını minimize etmelidir.

Taşıt titreşimleri incelenirken aşağıdaki blok şemasındaki benzer bir yol izlenilmektedir.



Şekil 1.1 Taşıt titreşim sistemi blok şeması.

1.1 Daha Önceden Yapılmış Çalışmalar

İ.Ahmet GÜNEY; aks tiplerinin, doğru ve engebeli bir yolda seyreden bir taşıtın maruz kaldığı titreşimler açısından, seyir emniyetine, titreşim konforuna, malzeme ve yol yıpranmasına olan etkilerini incelemiştir. Vardığı sonuçlar ise kısaca aşağıdaki şekildedir :

- 1- Bağımsız tekerlek asılışlarında dinamik teker yükü, katı akslardan daha iyi değerler almaktadır. Bu fark katı aksın aks yalpa salınımlarından doğmaktadır.
- 2- Ön akslarda, tekerlek yan kuvveti salınımları direksiyon titreşimlerine neden olduklarından, mümkün olduğunca küçük olmalıdır. Bu nedenle ön akslarda enine paralel çift kollu veya Mc-Pherson tipi aks kullanılmalıdır.
- 3- Bağımsız tekerlek asılışlarında, titreşim konforunun önemli bir ölçüsü olan dikey gövde ivmesi daha iyi değerler almaktadır.
- 4- Dikey kuvvet ve ivmelerin hesabında, kamber uyarıları ihmal edilebilir. Yatay kuvvet ve ivmelerde antimetrik kamber uyarılarının etkisi büyüktür.

İbrahim Hilmi ÇAĞIL, kurduğu modelde koltuğun yerinin taşıt ağırlık merkezine göre konumu, koltuk yay sertliği, koltuk sönümü, ön ve arka asılış yay sertliği, ön ve arka asılış sönümü ve taşıt hızı gibi parametrelerin değişimi ile konfor sayısının nasıl değiştiğini incelemiş ve çalışmanın sonunda ise şu önerilerde bulunmuştur.

‘ Sönüm katsayıları minimum konfor sayısını yani maksimum konforu sağlayacak şekilde seçilmelidir. Düşük hızda taşıt kullanımı konforlu taşıt kullanabilme süresini arttırmaktadır.

Sürücü koltuğunun ağırlık merkezi taşıt ağırlık merkezinden bir miktar geride olması sürücü konforunu arttırmaktadır. Başvurma yay sertliğinin çok sert olduğu bir koltukta bile başvurma konfor sayısı toplam konfor değerinin yaklaşık % 35'lik payını tek başına sağlamaktadır. Koltuk başvurma yay sertliğinin 20.000 – 60.000 Nm/rad olması halinde ise başvurma konfor sayısı çok yüksek olmakta ve bu husus taşıtın konforsuzluğunda büyük rol oynamaktadır. Bu nedenle koltuk yaslanma yayının sert yapılması istenir.'

Faruk ÖZLÜ, tekerlek asılış sistemine bağlı olarak üç farklı taşıt modeli kurmuştur. Yaptığı çalışmada yol pürüzlülüğü, lastik sönümü, taşıt hızı ve denge çubuğunun titreşimlere etkisini incelemiş, muhtelif parametrelerin etkilerinin hangi mertebede olduğunu ve ihmal edilip edilemeyeceğini ortaya koymaya çalışmıştır. Ayrıca taşıt gövde burulma sertliğinde taşıt titreşimleri üstündeki etkisini araştırmıştır. Bulduğu sonuçlar özetle aşağıdaki gibidir :

- 1- Seyir emniyeti ve yol yıpranmasının en önemli ölçüsü olan dinamik tekerlek yükünün, bağımsız akslı taşıtlarda katı akslı taşıtlardan daha iyi sonuçlar verdiği bilinmekle beraber, katı akslı taşıtların bu dezavantajı daha uygun yay ve sönüm elemanları seçmekle giderilebilecek mertebededir.
- 2- Taşıt titreşimlerinin incelenmesinde, hesaplamaları kolaylaştırması sebebiyle daha basit modeller kurulması, aranan bazı temel titreşim değerlerinin yaklaşık olarak bulunması açısından yeterli olmakla beraber, taşıt titreşimlerinin incelenmesi için kurulacak model, gerçeğe en yakın model üç boyutlu olmalıdır.
- 3- Dalgalılık faktörü W 'nin değişimi, dinamik ve yatay dinamik tekerlek kuvvetlerinde yaklaşık lineer bir değişim meydana getirmektedir.
- 4- Hızın artması, dinamik tekerlek kuvvetlerinde artmaya sebep olurken, yatay dinamik tekerlek kuvvetlerinde azalma meydana getirmektedir.
- 5-Lastik sönümünün titreşim hesaplarında dikkate alınması, taşıt konforunu iyileştirici yönde etkilemektedir.

İsmail YÜKSEK, Nurkan YAĞIZ ve Tamer KEPÇELER yapmış oldukları araştırmada; tek akslı ve tek izli aktif süspansiyon sistemli bir taşıt üstünde modelleme yapmışlar ve PID kontrollü aktif süspansiyon sistemi ile Sliding Mode Controller üniteli aktif süspansiyon

sistemlerinin karşılaştırmasını ortaya koymuşlardır. Bu çalışmanın sonunda aktif süspansiyon sisteminin pasif sisteme göre daha iyi olduğu kanıtlanmıştır. Yolcular, yoldan gelen rahatsız edici uyarılardan daha az etkilenmektedir.



2. YOL UYARISI

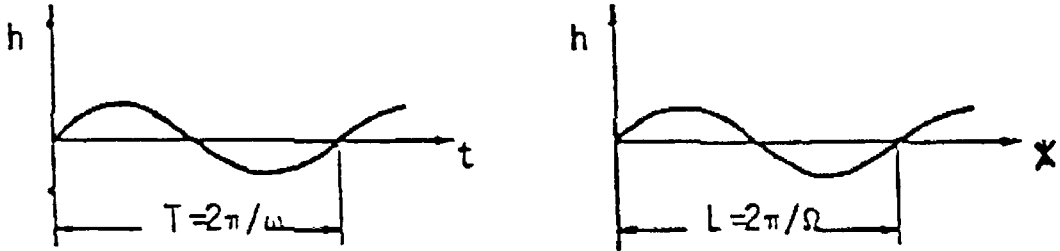
2.1 Yol Pürüzlülüğü

Seyir halindeki bir taşıtta titreşimler, yolun pürüzlülüğü, tekerlekteki düzgünsüzlükler ve dönen taşıt parçaları ile transmisyon sistemindeki dengelenmemiş kütleden ortaya çıkar. Tekerlekteki düzgünsüzlükler ve dönen taşıt elemanlarının dengesizliği sadece yüksek frekanslarda taşıt titreşimleri üstünde etkili olur. Titreşimin yanında yüksek frekanslarda büyük bir uğultu şeklinde gürültü oluşturarak konfor üzerinde etkili olurlar. Taşıt titreşimlerini meydana getiren uyarı olarak sadece yol pürüzlülüğü uyarısını ele almak yeterlidir.

Taşıt titreşimleri üstünde en fazla etkin olan uyarı bilindiği gibi yol pürüzlülüğüdür. Yol pürüzlülüğünün nasıl bir uyarı fonksiyonu olduğunu en basit şeklinden gerçek şekline doğru ele alalım.

2.1.1 Harmonik fonksiyon

Uyarı fonksiyonunun tek bir sinüs şekilli harmonik fonksiyon olduğunu düşünelim.



Şekil 2.1 Sinüs şekilli yol pürüzlülüğü

Bu harmonik fonksiyon zamana bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir :

$$h = \hat{h} \cdot \sin \omega.t \quad (2.1)$$

Bu yolda, sabit bir v hızıyla seyredildiği düşünülürse eğer :

$$x = V.t \quad (2.2)$$

ω , zamansal dairesel frekanstan Ω yol dairesel frekansına geçmek için ise $\Omega .x = \omega.t$ eşitliğinden

$$\omega = V . \Omega \quad (2.3)$$

ifadesi elde edilir. L dalga boyu olmak üzere ,

$$\Omega = 2\pi / L \text{ ve,} \quad (2.4)$$

$$\omega = 2\pi .V / L \text{ ifadeleri elde edilir.} \quad (2.5)$$

Zamana bağlı harmonik fonksiyonu yola bağlı olarak yazarsak eğer,

$$h = \hat{h} . \sin \Omega .x \quad (2.6)$$

(2.6) bağıntısına göre sabit dalga boyu bir uyarı fonksiyonunda ω frekansı, seyir hızıyla orantılı olarak artar, yada aynı hız ile gidildiğinde değişik dalga boyları , değişik frekanslara sebep olur.

Taşıt titreşimleri için önemli olan seyir hızları $V = 36-180$ km/h ve dalga boyları $L = 0,3 \dots 100$ m arasında olduğundan, önemli uyarı frekans aralığında $(\omega / 2 \pi) = 0,5 \dots 30$ Hz arasında olacaktır.

2.1.2 Periyodik fonksiyon

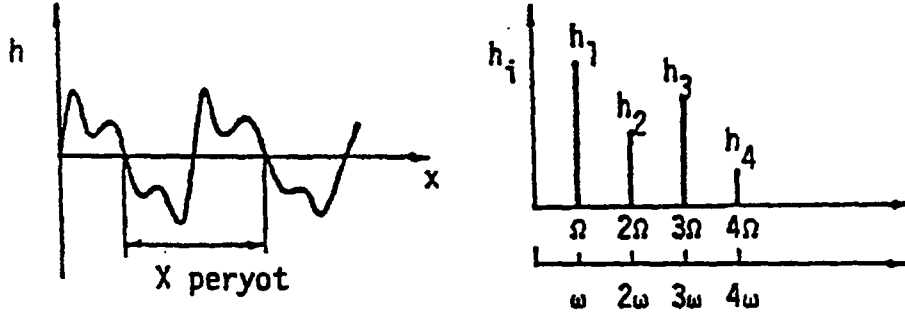
Tek bir sinüs fonksiyonu olarak kabul ettiğimiz yol pürüzlülüğünü biraz daha geliştirip bir çok sinüs fonksiyonunun toplamıyla ortaya çıkan periyodik fonksiyon olarak göz önüne alalım.

Periyodik fonksiyon Fourier serisi ile yazılabilir :

$$h(x) = h_0 + h_1 . \sin (\Omega .x + \varepsilon_1) + \dots \dots \dots h_n . \sin (n . \Omega .x + \varepsilon_n) \quad (2.7)$$

$\Omega_1 = \Omega, \Omega_2 = 2\Omega, \dots \dots \dots \Omega_n = n . \Omega$ yol açılmal frekanslarına ait $h_1, h_2, \dots \dots \dots h_n$ genlikleri vardır.

Dolayısıyla parçalı bir genlikler spektrumu söz konusudur.



Şekil 2.2 Periyodik fonksiyon

Fonksiyonu kompleks yazılım ile yazarsak

$$h(x) = \sum_{i=1}^n \hat{h}_i \cdot e^{j \cdot i \cdot \Omega \cdot x} \quad (2.8)$$

zaman boyutunda aynı fonksiyon

$$h(t) = \sum_{i=1}^n \hat{h}_i \cdot e^{j \cdot i \cdot \omega \cdot t} \quad (2.9)$$

şeklinde yazılabilir.

2.1.3 Raslantısal fonksiyon

Yol pürüzlülüğü gerçekte raslantısal bir fonksiyondur. Raslantısal fonksiyona periyodu çok uzun, dolayısıyla frekansları arası çok ufak olan periyodik fonksiyon aracılığı ile yaklaşalım. Sonsuz uzun periyot durumunda sürekli bir genlikler spektrumu elde edilir.

(2.9) no.lu yol pürüzlülüğü fonksiyonunu integral ile yazalım :

$$h(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(\omega) \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} \cdot d\omega \quad (2.10)$$

Yol pürüzlülüğünün taşıta etkiyen şeklini zaman ortamında yazarsak eğer ;

$$h(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(\Omega) \cdot e^{j \cdot \Omega \cdot t} \cdot d\Omega \quad (2.11)$$

Burada ,

$$\hat{h}(\omega) = 1/v \cdot \hat{h}(\Omega) \quad (2.12)$$

$$\hat{h}(\omega) \cdot d\omega = 1/v \cdot \hat{h}(\Omega) \cdot d\Omega \quad (2.13)$$

Zamana bağılı yol uyarısında taşıtta yine zamana bağılı titreşimler doğurur. Örnek olarak $z(t)$ kütle yolunu ele alırsak,

$$z(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \check{z}'(\omega) \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} \cdot d\omega = \int_{-\infty}^{+\infty} (\check{z}'(\omega) / h'(\omega)) \cdot \hat{h}(\omega) \cdot e^{j \cdot \omega \cdot t} \cdot d\omega \quad (2.14)$$

şeklinde gövde titreşimleri meydana gelir. Burada, $z(\omega)$ cevap spektrumunun, $h(\omega)$ uyarı spektrumuyla büyütme fonksiyonunun çarpılmasından elde edileceği görülmektedir.

$$\check{z}(\omega) = V(\omega) \cdot \hat{h}(\omega) \quad (2.15)$$

Taşıtta meydana gelen titreşimi ifade eden (2.14) denklemin karesel ortalama değeri aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\check{z}^2 = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} (4 \pi / T) \check{z}(\omega)^2 \cdot d\omega \quad (2.16)$$

Bu denklemdeki

$$\phi_z(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} (4 \pi / T) \check{z}'(\omega)^2 \quad (2.17)$$

İfadeye spektrum yoğunluğu denilir.

Z genliği ω dairesel frekansına bağılı olduğundan z fonksiyonunun spektrum yoğunluğuda frekansa bağılıdır. Spektrum yoğunluğu frekans aralığı başına karesel ortalamanın frekans

üzerindeki değişimi olarak tanımlanır. Spektrum yoğunluğu gerçektir ve fazlar hakkında bilgi vermez. Bir spektrum yoğunluğuna sonsuz sayıda raslantısal fonksiyon ait olabilir.

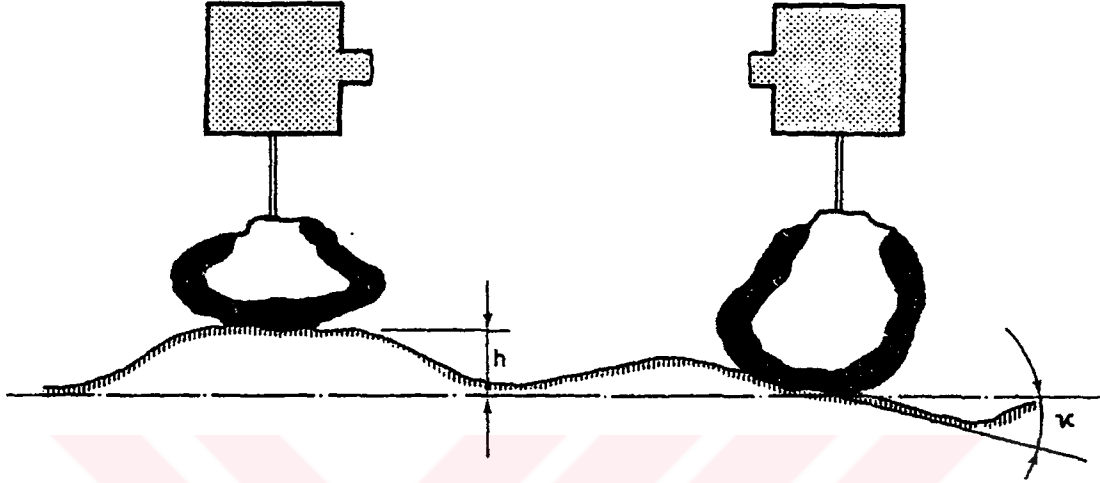
Yazdığımız tüm bu ifadelerin neticesinde yol uyarısı spektrum yoğunluğu elde edilir.

$$\phi_h(\omega) = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} (4 \pi \cdot \hat{h}(\omega)^2 / T) \quad (2.18)$$



2.2 Yol Pürüzlülüğü Spektrum Yoğunluğu

Yol yüzeyi üç boyutlu bir pürüzlülük gösterir. Taşıta uyarı, lastiklerin yol yüzeyine temas bölgelerinden iletilir. Her tekerlek için bir dikey uyarı (h), birde eğim uyarısı (κ) vardır.



Şekil 2.3 Yolun enine kesitinde dikey ve eğim uyarısı

Eğim uyarısı, kamber açısının ortaya çıkardığı yan kuvvete benzer bir kuvvete sebep olduğu için kamber uyarısı olarak da adlandırılır.

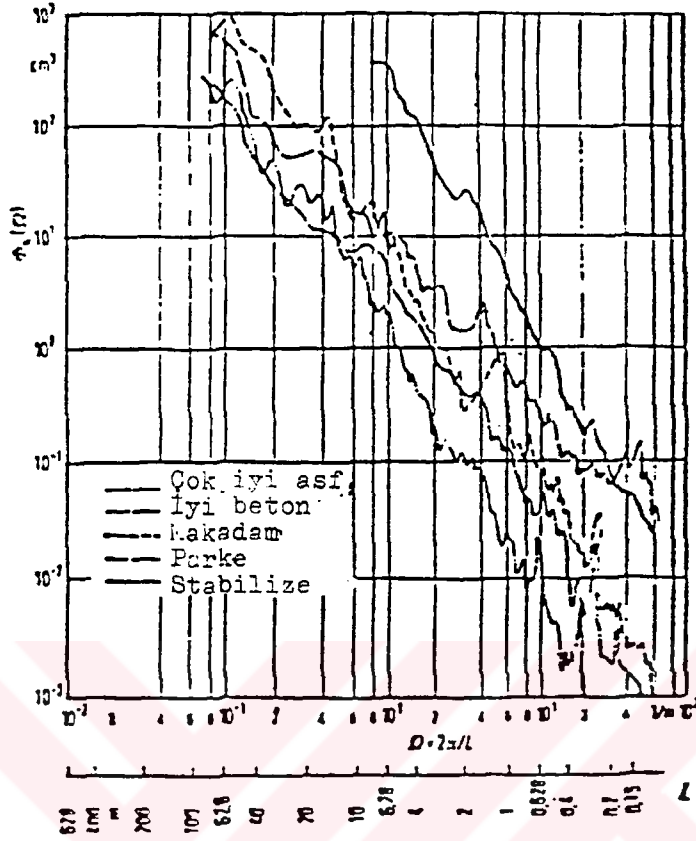
Yol pürüzlülüğünün sebep olduğu titreşimler raslantısal titreşimlerdir. Raslantısal titreşimler ise ancak istatistiksel kavramlar ile tanımlanabilir. Bu istatistiksel kavramlardan birisi de yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğudur.

$$\phi_h(\Omega) = \phi_h(\Omega_0) (\Omega / \Omega_0)^{-w} \quad (2.19)$$

Ω_0 , temel dairesel frekanstır ve $\phi_h(\Omega_0)$ bu frekanstaki yol spektrum yoğunluğudur. $\phi_h(\Omega_0)$, pürüzlülüğün bir derecesidir ve yolun iyi yada kötü olduğunu gösterir.

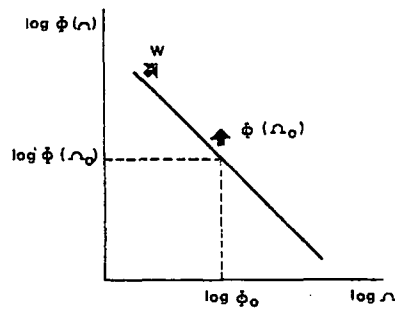
w ise dalgalılık faktörüdür. Yolun pürüzlerinin uzun veya kısa dalga boylu olmasını gösterir. Dalgalılık faktörü 1,75 ile 2,25 arasında değişir. Yani pürüzlü yollar için w 1,75 ,iyi yollar için ise 2,25 civarındadır.

Aşağıdaki grafikte deneysel olarak bulunan sonuçlar gösterilmektedir.



Şekil 2.4 Yol pürüzlülüğü ölçüm sonuçları

Deneysel yol pürüzlülük ölçümleri sonucunda elde edilen yol spektrum yoğunluğu ile yol dairesel frekansı arasındaki ilişki logaritmik eksenlerde doğrular ile gösterilebilir.



Şekil 2.5 Yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğunun logaritmik eksenlerde gösterimi

$$\Omega = 2\pi / L \quad \Omega = \text{Yol açışal dairesel frekansı} \quad (2.20)$$

L = Dalga boyu

Şekildende görüldüğü gibi, uzun dalga boyları büyük, kısa dalga boyları da küçük spektrum yoğunlukları ortaya çıkartırlar.

$\phi_h (\Omega_0)$ yolun pürüzlülük derecesini gösterir ve değişimiyle şekil 2.3 deki doğru paralel olarak yukarı-aşağı yer değiştirir. Dalgalık faktörü (w) ise doğrunun eğimini tayin eder. Dalgalık faktörünün değişmesiyle doğru, $(\Omega_0, \phi_h (\Omega_0))$ noktası etrafında döner. Aşağıda $\Omega_0 = 1 \text{ m}^{-1}$ temel dairesel frekansında elde edilen deneysel sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 2.1 Değişik yollar için deneysel olarak bulunmuş spektrum yoğunluğu ve yol dalgalık faktörü değerleri

Yolun Cinsi	Yolun Durumu	W Dalgalık Faktö.	$\phi_h (\Omega_0) \text{ cm}^3$
Beton	Çok iyi	2,29	0,6
	İyi	1,97	4,5
	Orta	1,97	8,7
	Kötü	1,72	56,0
Asfalt	Çok iyi	2,20	1,3
	İyi	2,18	6,0
	Orta	2,18	22,0
Mıcır Asfalt	İyi	2,26	9,0
	Orta	2,26	21,0
	Kötü	2,15	43,0
	Çok kötü	2,15	158,0
Stabilize edilmemiş yol	İyi	2,25	32
	Orta	2,25	155
	Kötü	2,14	602
	Çok kötü	2,14	16300
Parke	İyi	1,75	14,0
	Orta	1,75	23,0
	Kötü	1,81	36,0
	Çok kötü	1,81	323,0

Yola bağımlı spektrum yoğunluğundan ($\phi_h(\Omega)$), zamana bağlı spektrum yoğunluğuna ($\phi_h(W)$) geçiş yapılabilir.

$$\omega = V \cdot \Omega \quad (2.21)$$

ω = Zamansal açısal frekans

V = Seyir hızı

Ω = Yol açısal frekansı

$$\phi_h(\omega) = 1/V \cdot \phi_h(\Omega) \quad (2.22)$$

Zamansal frekansa bağlı yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu

$$a-) \text{ Dikey uyarılar için } \phi_h(\omega) = V^{w-1} \cdot \phi_h(\Omega_0) \cdot (\Omega_0 / \Omega)^w \quad (2.23)$$

$$b-) \text{ Kamber uyarıları için } \phi_k(\omega) = V^{w_k-1} \cdot \phi_k(\Omega_0) \cdot (\Omega_0 / \Omega)^{w_k} \quad (2.24)$$

Yapılan çalışmalar sonucu kamber uyarısı dalgalılık faktörünün $w_k = 0,16$ civarında olduğu ortaya konulmuştur.

2.2.1 Kombine uyarılar

Üç boyutlu bir yol eğer her yönde aynı istatistiksel özellikleri gösteriyorsa, yani aynı ortalama değere ve dağılıma, aynı spektrum yoğunluğuna sahipse, bu yol izotrop bir yoldur. Sol ve sağ izler için yapılmış ölçüm sonuçları karşılaştırıldığında izotrop yol kabulünün gerçeğe uygun olduğu ortaya konulmuştur.

İzotrop yol kabulüne göre sol ve sağ izlerin pürüzlülükleri farklı ama spektrum yoğunlukları aynıdır.

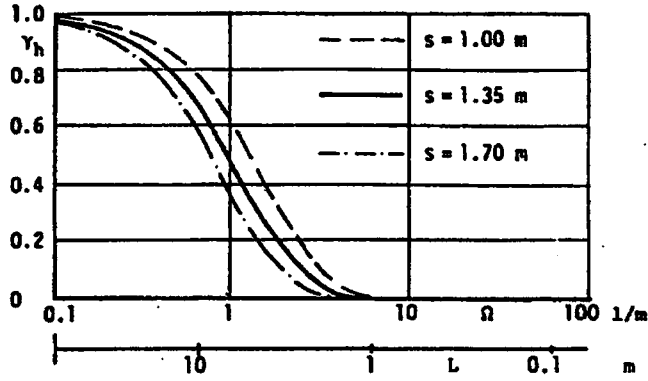
$$\phi_{hl,hl} = \phi_{hr,hr} = \phi_h \quad ; \quad h_l \neq h_r$$

İki iz arasındaki ilişki koherans fonksiyonu ,

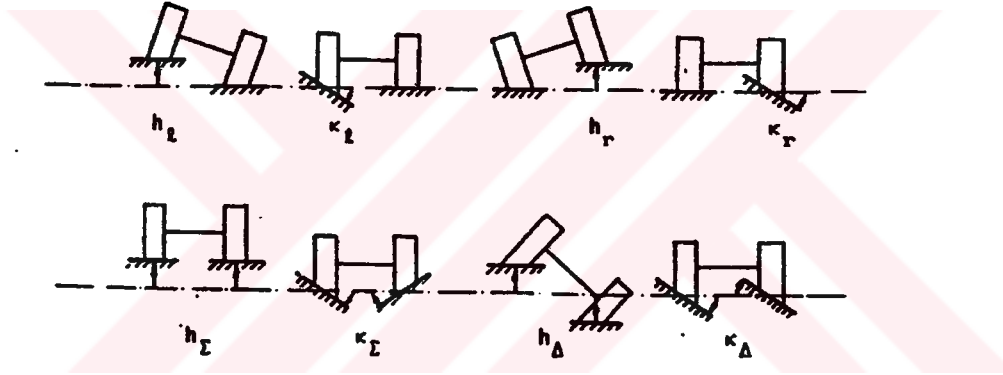
$$\gamma_h(\Omega) = \left| \phi_{hl,hr}(\Omega) \right| / \phi_h(\Omega) \quad (2.25)$$

$\gamma_h(\Omega)$ koherans fonksiyonu 1'e eşit olduğunda iki izin pürüzlülük fonksiyonları tam koreledir. Sıfır olduğunda ise iki iz arasında hiç bir lineer ilişki yoktur. İki iz arasındaki

mesafe azaldıkça ve yol açılal frekansı küçüldükçe,yani dalga boyları büyüdüğe iki iz arasındaki koherans artmaktadır.



Şekil 2.6 Koherans fonksiyonunun değışimi



Şekil 2.7 Kombine yol uyarıları

$$h_\Sigma = (h_l + h_r) / 2 \quad \text{Dikey öteleme uyarısı} \quad (2.26)$$

$$h_\Delta = (h_l - h_r) / 2 \quad \text{Yalpa uyarısı} \quad (2.27)$$

$$\kappa_\Sigma = (\kappa_l - \kappa_r) / 2 \quad \text{Simetrik kamber uyarısı} \quad (2.28)$$

$$\kappa_\Delta = (\kappa_l + \kappa_r) / 2 \quad \text{Antimetrik kamber uyarısı} \quad (2.29)$$

Kombine dikey uyarıların spektrum yoğunlukları ,bir izin dikey pürüzlülük spektrum yoğunluğu ϕ_h ve koherans fonksiyonu γ_h yardımıyla aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\phi_{h\Sigma} = \phi_h (1 + \gamma_h) / 2 \quad (2.30)$$

$$\phi_{h\Delta} = \phi_h (1 - \gamma_h) / 2 \quad (2.31)$$

İzotrop yolların öteleme ve yalpa ikazları birbirinden bağımsızdır. Yani bu iki yeni fonksiyonun çapraz spektrum yoğunlukları sıfırdır.

Kombine kamber uyarısı spektrum yoğunlukları, dikey uyarılarinkinden farklı bir karaktere sahiptir. Yapılan hesaplar sonucu sol ve sağ izlerin kamber pürüzlülük koheransı bir metreden küçük iz genişlikleri için yaklaşık sıfırdır.

Buna göre kamber uyarısı spektrum yoğunlukları şöyle olur :

$$\phi_{\kappa\Sigma} = \phi_\kappa / 2 \quad (2.32)$$

$$\phi_{\kappa\Delta} = \phi_\kappa / 2 \quad (2.33)$$

Bir yolda sabit bir V hızıyla seyretme olan bir taşıtın arka aksı Δt kadar bir zaman gecikmesiyle ön aksı takip eder. Akslar arası mesafesi L olan bir taşıtın ön ve arka aksları arasındaki uyarı faz farkı $\alpha = (L/V) \cdot \omega$ şeklinde hesaplanır. Ön (h_o) ve arka (h_a) aksa gelen uyarılar arasındaki bağıntı ;

$$h_o = h_a \cdot e^{i\alpha} \quad (2.34)$$

Bu bağıntıyı simetrik ve antimetrik kamber uyarılarına uyarırsak;

$$h_{\Sigma o} = h_\Sigma \cdot e^{i\alpha} \quad (2.35)$$

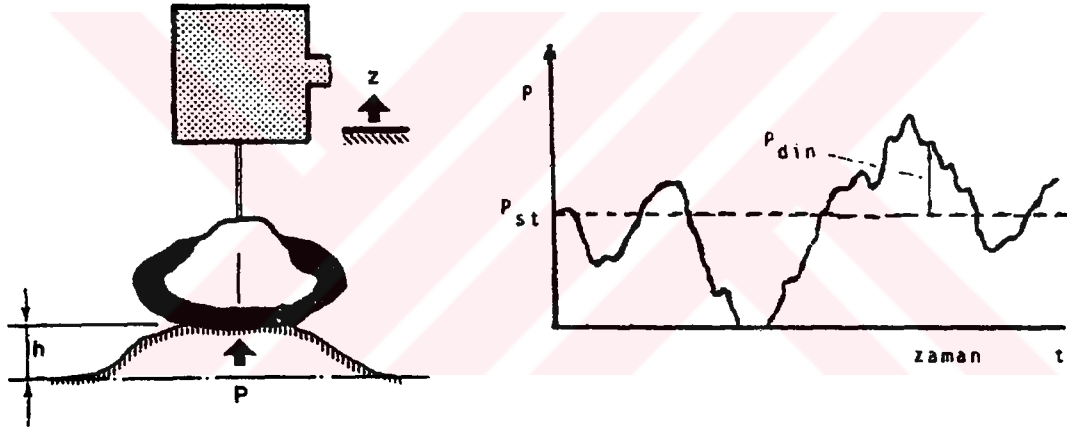
$$h_{\Delta o} = h_\Delta \cdot e^{i\alpha} \quad (2.36)$$

3. TEKERLEKLERE GELEN KUVVETLER

Yoldan gelen uyarı titreşimlerinin, yol-tekerlek temas bölgesinde meydana getirdikleri basınç ve çekmeler, tekerlek jantlarında dikey ve yatay dinamik kuvvetler doğururlar. Bu kuvvet salınımlarından zemine dik olanına dinamik tekerlek kuvveti, yatay olanınada yatay dinamik tekerlek kuvveti denilir.

3.1 Dikey Dinamik Tekerlek Kuvveti

Tekerlek yükü taşıtın ağırlığından gelen bir statik bileşen ile salınımlardan meydana gelen dinamik bir bileşenden oluşur. Dinamik tekerlek kuvveti, seyir emniyeti, sürüş stabilitesini, fren kuvvetlerini ve mesafesini etkiler. Pürüzsüz bir yolda lastik ile zemin arasındaki temas oranı % 100 'dür.



Şekil 3.1 Dikey dinamik tekerlek kuvveti

Dinamik tekerlek yükleri, jant ile lastik zemin temas yüzeyi arasındaki dikey yer değiştirmelerden doğarlar. Dinamik tekerlek yükünün negatif değeri, statik yükten büyük olduğunda, toplam tekerlek yükü sıfırdan küçük olacaktır. Bu lastikler ile zemin arasındaki temasın, dolayısıyla kuvvet bağının yok olması demektir. Bu durum tekerleklerin bazılarında oluştuğunda seyir stabilitesi bozulur, tekerleklerin tamamında oluşması halinde ise araç kontrolden çıkar.

Bu salınımlar taşıtın seyir emniyetini azalttığı gibi yol kaplamasının ve taşıt parçalarının ömrünüde etkilemektedir.

Dinamik tekerlek yükleri aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$P_{din} = c_1 (z_1 - h) + k_1 (z_1' - h') \quad (3.1)$$

c_1 dikey lastik sertliği, k_1 ise dikey lastik sönüm katsayısıdır. Lastik sönümünün titreşim cevabına etkisi çok ufak olduğundan ihmal edilebilir. Bu durumda dinamik tekerlek kuvvetini aşağıdaki şekilde ifade edilebiliriz.

$$P_{din} = c_1 (z_1 - h) \quad (3.2)$$

Dinamik tekerlek yükünün efektif değeri karesel ortalamanın karekökü ile ifade edilebilir.

$$\overline{P_{din}} = \sqrt{1/T \int_0^T P_{din}^2 .dt} \quad (3.3)$$

Dinamik tekerlek yükü spektrum yoğunluğu, büyütme fonksiyonu ve uyarı spektrumu yardımıyla bulunur.

$$\Phi_{P_{din}}(\omega) = |P_{din}(\omega) / h(\omega)| \Phi_h(\omega) \quad (3.4)$$

Karesel ortalama ile dinamik teker yükü spektrum yoğunluğu arasında aşağıdaki gibi bir bağıntı vardır.

$$P_{din}^2 = \int_0^{\infty} \Phi_{P_{din}}(\omega) . d\omega \quad (3.5)$$

Yukarıda yazdığımız bağıntıları bir araya getirirsek eğer aşağıdaki bağıntıyı elde ederiz.

$$P_{din} = \left(\int_0^{\infty} |P_{din}(\omega) / h(\omega)|^2 . \Phi_h(\omega) . d\omega \right)^{1/2} \quad (3.6)$$

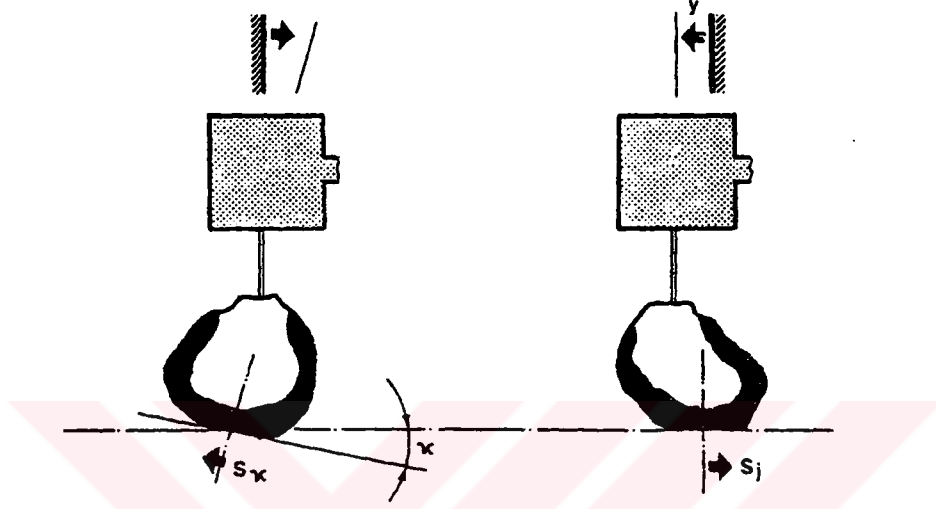
Dinamik teker yükü efektif değeri her kombine uyarı için, bağımsız kısmi efektif değerlerin toplamı olarak yazılabilir.

$$\overline{P_{din}} = \left(P_{din,h\Sigma}^2 + P_{din,k\Sigma}^2 + P_{din,h\Delta}^2 + P_{din,k\Delta}^2 \right)^{1/2} \quad (3.7)$$

3.2 Yatay Dinamik Tekerlek Kuvveti

Tekerleklerde meydana gelen bu yan kuvvetler, tekerlek jantı ile lastik-zemin temas yüzeyi arasındaki yatay yer değiştirmeden ve tekerleklerin kamber açılarının değişiminden doğarlar.

Yatay dinamik teker kuvveti (S), jant yan kuvveti (S_j) ve kamber kuvvetinin (S_k) toplamıdır.



Şekil 3.2 Yatay dinamik tekerlek kuvvetleri

Kamber yan kuvveti, lastik-zemin temas yüzeyinin eğilme açısına ve eğilme direncine bağlıdır. Lastik yan hareketinden ve kamber uyarısından meydana gelen bu iki yan kuvvetin beraber etkideği genel durumda, statik kamber açısı sıfır ve hareket açılarının ufak oldukları kabul edilirse, janta dik yatay kuvvetler şöyle bulunur. Ψ_1 taşıtın yaylanması esnasında bir tekerleğin yatma açısı, G taşıt ağırlığı ve $G \cdot \Psi_1$ bundan meydana gelen yan kuvvet, S_j jant yan kuvveti, S_k kamber yan kuvveti olmak üzere;

$$S = G \cdot \Psi_1 + S_j + S_k \quad (3.8)$$

$$S = G \cdot \Psi_1 + S_j + \chi \cdot (\kappa - \Psi_1) \quad (3.9)$$

χ = Lastik yan kuvvet-kamber açısı katsayısı.

Tekerlek yan kuvvetleri için efektif değerler ve spektrum yoğunlukları, dikey dinamik tekerlek yüklerindeki benzer yollar ile elde edilir.

4. TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ

Kamyon ve römorklarda askı sistemleri direkt olarak aracın şasisine tesbit edilir. Otomobillerde ise askı sistemleri genel olarak bütün montajı içeren bir ana oturak üzerine yerleştirilir ve araç gövdesine tesbit edilir (Demirsoy,1991).

Taşıtlarda kullanılan tekerlek askı sistemleri veya kısaca aks tipleri, esas olarak sol ve sağ tekerleklerin birbirine karşılıklı bağlı olup olmamalarına göre iki sınıfa ayrılırlar (Güney,1986).

a-) Sabit aks

b-) Bağımsız aks

Aks sistemleri değişik özelliklere sahip çok değişik şekillerde yapılabilir. Ön ve arka aksın ani dönme merkezinin yeri oldukça önemlidir. İyi hareket özellikleri elde edebilmek için bunun mümkün mertebe yola paralel veya çok az eğik olması gerekmektedir.

4.1 Sabit Akslar

Sabit aks uygulamasında sol ve sağ tekerlekler birbirine sabit bir aks ile bağlıdır. Genellikle kamyon, otobüs ve römorklarda ön ve arka aks, otomobillerde ise arka aks olarak kullanılmaktadır.

Sabit aks sisteminin özellikleri :

- 1- Tahrik edilen aks aşırı derecede ağırdır.
- 2- Bir tekerlek yaylandığında diğer tekerleklerde tesir altına girer.
- 3- Aksın yaylanması esasında diferansiyel kovanı nedeni ile daha fazla yer gerekmektedir.
- 4- Uygun bir şekilde imatları ve oldukça sağlam yapıları nedeniyle yüksek aks yükleri ve ağır işletme şartları için kamyonlarda kullanılmaları kaçınılmazdır.
- 5- Virajlarda aksa tesir eden merkezkaç kuvvetinin doğurduğu moment araç gövdesine iletilmeyip sabit aks tarafından karşılanarak aks askı sistemleri ek olarak zorlanmaktadır.
- 6- Virajdaki harekette aracın gövdesi ile beraber yana yatmadıklarından dolayı tekerleklerin yan yön verme kuvvetleri tam olarak kalmakta ve tahrik edilmeyen aksın

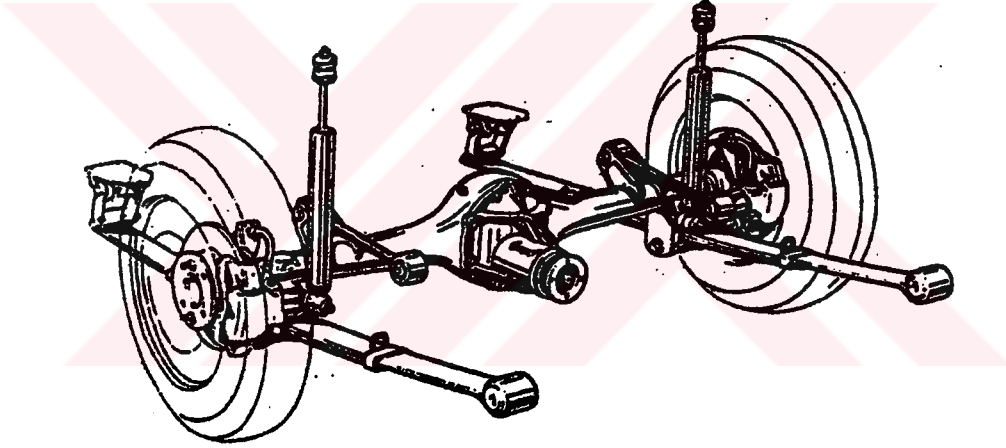
tekerlekleri ise ilaveten negatif kamber açısı olarak yan yön vermeleri dahada iyileştirebilmektedir.

Sabit Aks Tipleri :

- 1- Yaprak yaylı sabit akslar
- 2- Boyuna yön vericili ve panhard çubuklu sabit akslar
- 3- Üç noktadan asılmış sabit akslar
- 4- Dört noktadan asılmış sabit akslar

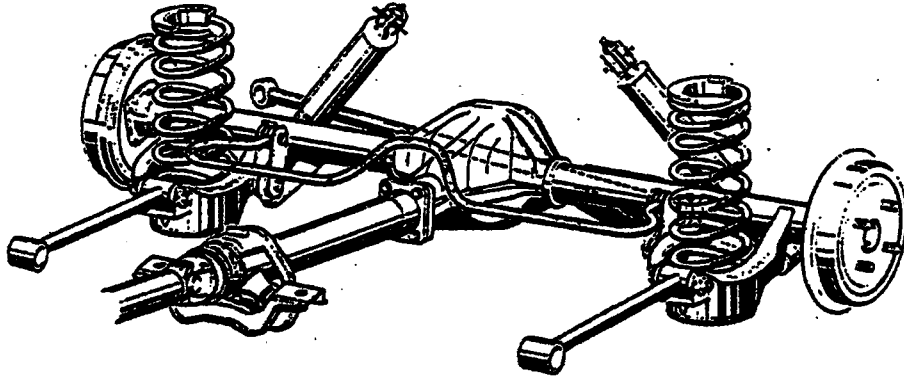
4.1.1 Yaprak yaylı sabit akslar

Boyuna yönde yerleştirilmiş yaprak yaylı sabit akslar kamyon ve römorklarda bugün bile kullanılan en eski aks sistemidir.



Şekil 4.1 Boyuna yönde yaprak yaylar ve yönverici çubuklarla donatılmış sabit aks

4.1.2 Boyuna yön vericili ve panhard çubuklu sabit akslar

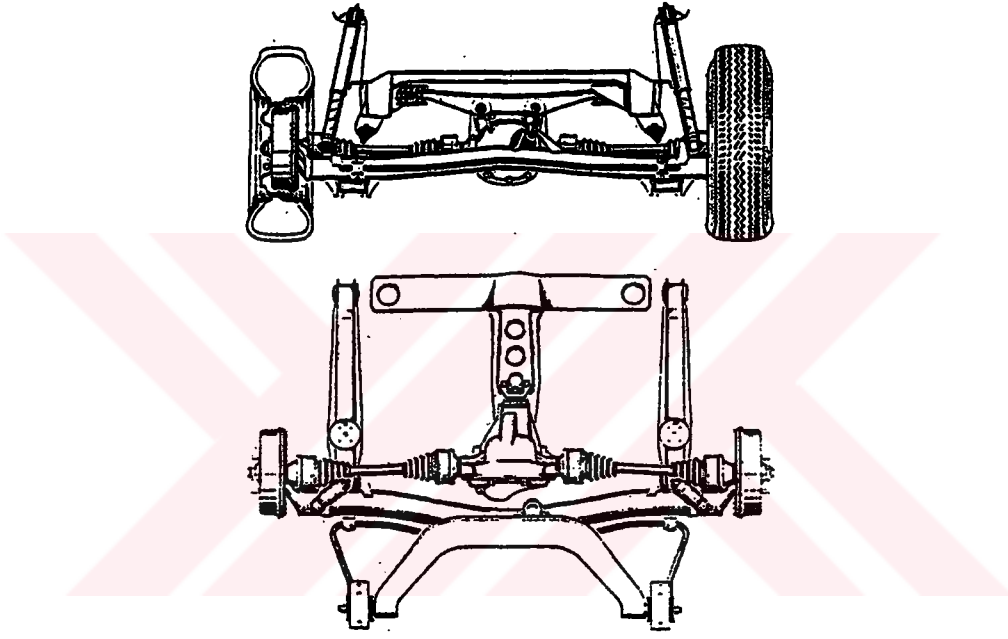


Şekil 4.2 Boyuna yönverici çubuk ve stabilizatörler ile donatılmış sabit aks.

Otomobillerin arka akslarında yönlendiriciler ve yaylanmaları için helisel veya döner çubuk yayları kullanılmaktadır. Bu şekilde aksın kontrol edilemeyen hareketleri ve özellikle orta eksen üzerindeki titreşimleri önlenir.

4.1.3 Üç noktadan asılmış sabit akslar

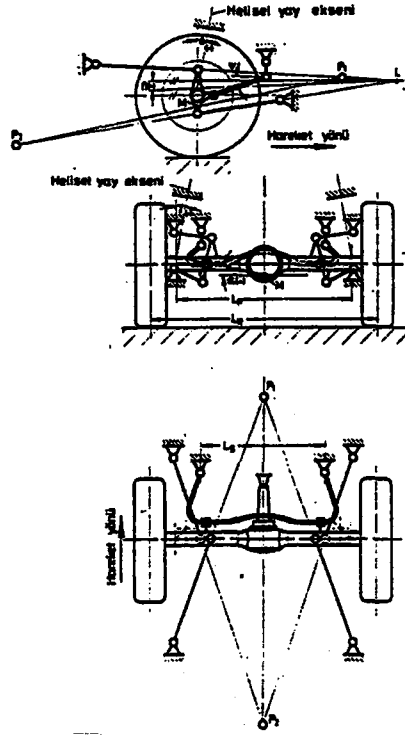
Özel durumlarda yön vericilerde yönlendirilen otomobillerin sabit akslarında panhard çubuğu yerine aks üzerinde bulunan ve bir kenarı dönebilir şekilde gövdede yataklanmış ve ucu bir küresel mafsal ile aksa bağlanmış olan üçgen yönverici kullanılmaktadır.



Şekil 4.3 Üç noktadan asılmış sabit aks

4.1.4 Dört noktadan asılmış sabit akslar

Aks borusunun kısmen üst ve kısmen alt kısmına dört yön verici yerleştirilmekte ve genel olarak bunlar enine veya boyuna yönlendirme için öngörülmemiş olup yalnızca tahrik, fren ve yön verme kuvvetlerinin aks gövdesinden karoseriye iletilmesinde kullanılır.



Şekil 4.4 Dört noktadan asılmış sabit aks.

4.2 Bağımsız Akslar

Tüm tekerlekler birbirinden tamamı ile bağımsızdırlar. Daha çok otomobillerde ve hafif araçlarda kullanılır. Tekerleklerden birine gelen dış etki diğerini etkilemez.

Bağımsız aks sisteminin özellikleri :

- 1- Az hacim gereksinimi yanında, hafif ve tek taraflı yaylanma esnasında tekerleklerin birbirine tesir etmemesi önemli bir özelliğidir.
- 2- Konstrüktif olarak yan ve boyuna yöndeki kuvvetler nedeni ile oldukça zorlanan yönvericiler stabil yapılmalı ve hassas bir şekilde yataklanmalıdır.
- 3- Tekerlekler virajda araç gövdesi ile birlikte yatmaktadır.
- 4- Viraj dışındaki, büyük bir yan kuvveti karşılaması gereken tekerlek pozitif kamber açısına geçmekte ve böylece lastik tekerleğin yan yönlendirme kabiliyeti azalmaktadır. Yuvarlanma eğiliminin getirdiği pozitif kamber açısını yaylanmanın yarattığı negatif kamber açısı ile denkleştirebilmek, tekerlek askı sisteminin geometrisi ile düzeltmek her zaman mümkün olmadığından aracın gövdesinin virajdaki yatma eğilimi tek tekerlek askı sistemlerinde, stabilazöterlerin kullanımı ile mümkün mertebe küçük tutulmaktadır.

Ön aks için en çok kullanılan askı sistemleri :

- 1- Çift enine yönvericili bağımsız aks.
- 2- Mc-Pherson tipi bağımsız aks.
- 3- Boyuna-Enine yönvericili bağımsız akslar.

Arkada ise mümkün mertebe büyük bir bagaj hacmi elde edebilmek için ise yassı ve enine büyüyen askı sistemleri tercih edilir.

Arka aks için en çok kullanılan askı sistemleri :

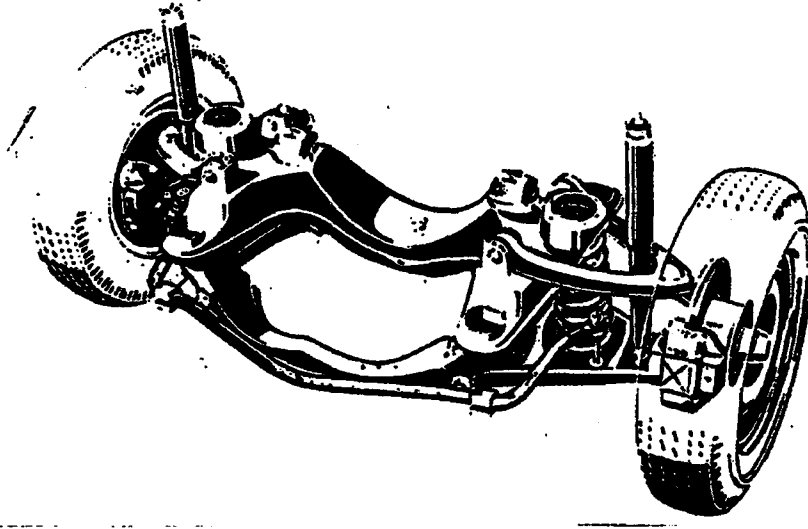
- 1- Boyuna yön vericili bağımsız aks.
- 2- Eğik yön vericili bağımsız aks.
- 3- Sarkaç aks.

4.2.1 Çift enine yön vericili bağımsız aks

Aks sistemi araç şasisine, çevresine veya gövdesine dönebilir şekilde yataklanmış olup dış uçları küresel mafsallar ile aks poryasına oynak olarak yataklanmış iki yön vericiden meydana gelmektedir. Çift enine yön vericinin en faydalı yönü, bir taraftaki yönvericilerinin birbirlerine olan durumları ile ani dönme merkezi arzu edilen her yüksekliğe getirilebilir (Demirsoy,1991).

Farklı uzunluklardaki yön vericiler tekerleklerin yaylanmasında bir kamber açısı değişimine sebep olmakta ve kısa üst yönvericide negatif olmakta ve araç gövdesinin yuvarlanma eğilimi nedeni ile viraj dışındaki tekerlekteki pozitif kamber açısı değişimine karşı gelecek şekilde tesir etmektedir.

Çift enine yön vericiler çok yönlü ve uyum kabiliyetleri olan tekerlek askı sistemleri olduklarından yarış arabalarında,otomobillerde hem ön hem de arka aksta kullanılmaktadırlar.

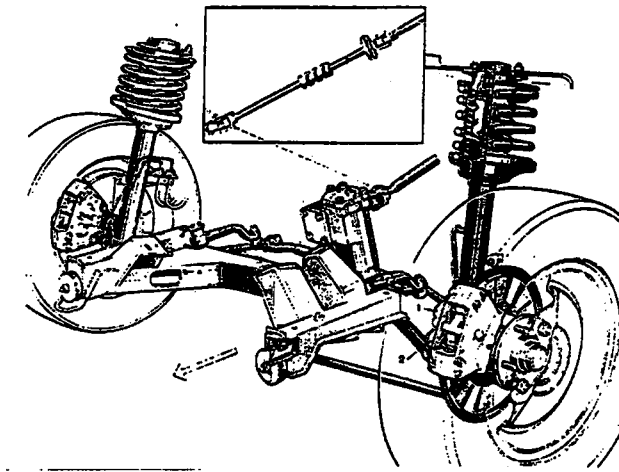


Şekil 4.5 Çift enine yön vericili aks sistemi

4.2.2 Mc-Pherson tipi bağımsız aks

Mc Pherson yaylı ve amortisörlü ayak, çift enine yön verici aksın basit bir değişmiş şekli olup bunda üst yön verici yoktur. Buna karşılık yukarıya doğru uzatılmış aks bacağı taşıyıcısı için çamurlukta bir oynak nokta bulunmakta ve bu, kuvvetlendirilerek eğilmeye karşı mukavim bir titreşim söndürücüsü olarak şekillendirilmiş ve piston çubuğu elastik bir yatak yardımıyla karoseriye civatalandırılmıştır.

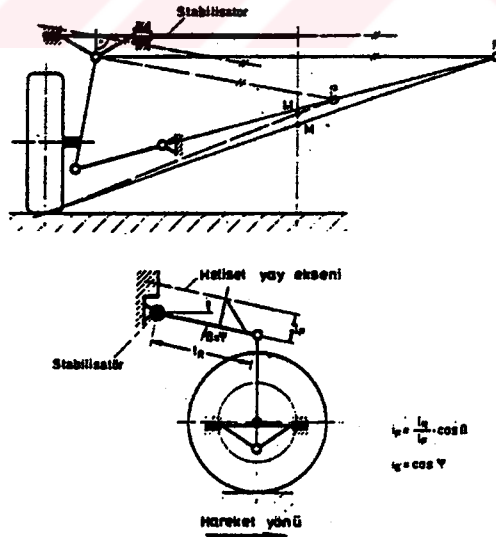
Bu askı sisteminin faydalı yönü iki iç yön verici yatağının tasarrufu sağlanması yanında, imalat hatalarının azalması ve normal olarak yapılan kamber açısı uyarısından vazgeçilebilmesidir. Ayrıca yer gereksinimide azalmaktadır. Dezavantajlı yanı ise kuvvetlerin çamurluğa iletilmesidir. Bu nedenle çamurluğun sağlam olması şarttır. Ani dönme merkezi artan yüklerle beraber alçalmaktadır.



Şekil 4.6 Mc Pherson yaylı ayağın ön aks sistemine bağlanması.

4.2.3 Boyuna-Enine yön vericili bağımsız akslar

Çift enine yönverici aksın değişik bir konstrüksiyonudur. Üst enine yön verici yerine oldukça mukavim bir ön duvara tesbit edilen üçgen boyuna yön verici kullanılır. Bunun üzerine bir yay sehpası yerleştirilmiş olup buna mukavim duvara yataklanmış olan helisel yay dayanmaktadır.

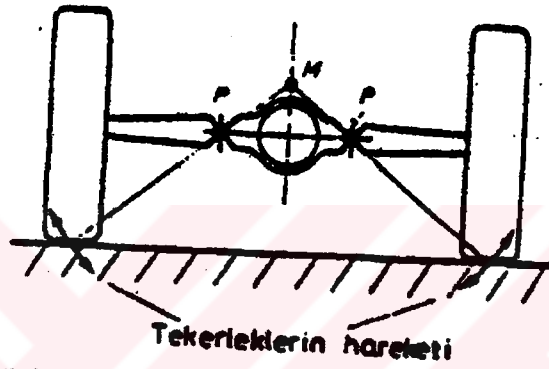


Şekil 4.7 Boyuna-enine yön verici tekerlek askı sistemi

4.2.4 Sarkaç akslar

İki mafsallı sarkaç aks aracın ortasına yakın bir yerde dönebilir şekilde yataklanmış olan enine yönverici kollardan meydana gelmektedir. Bu askı sisteminin avantajlı yönü gerek standart yapım şekilli otomobillerde ve gerekse arkadan motorlu araçlarda diferansiyelin her iki yanında kullanılarak uygun yön verme imkanı yaratabilmesidir.

Bugünkü araç tekniğinde arka aks ani dönme merkezinin takriben ön aksının yüksekliğinde ve hatta dahada altında olmasına çalışılır. Bu şart ise iki mafsallı sarkaç aks ile yerine getirilemez.



Şekil 4.8 Sarkaç aks sistemi.

4.2.5 Eğik yönvericili akslar

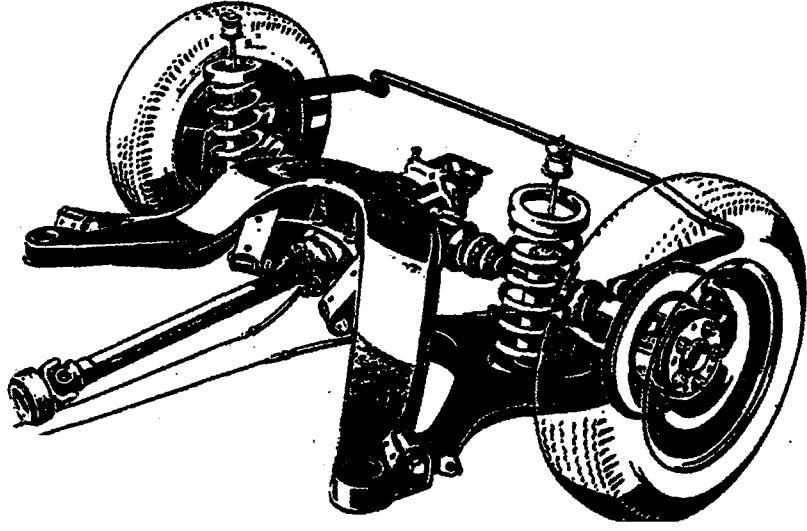
Aracın her iki tarafında düzenlenmiş olan üçgen yön vericiden meydana gelmekte ve bu bir kenarı ile aracın enine yerleştirilmiş bir kirişine dönebilir şekilde yataklanmış ve ucu ile aks muylusunu taşımaktadır.

Bu askı sistemi tekerleklerin bütün yönlerdeki yön verme kuvvetlerini karşılamakta ve yüksek derecede eğilme ve torsiyon ile zorlanmaktadır.

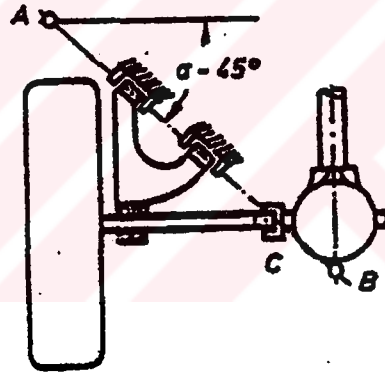
Eğik yön verici askı sistemi tahrik edilen ve edilemeyen arka akslara çok yönlü uyum kabiliyeti ile fevkalade hareket tekniği özellikleri vermektedir.

Yoldan tesir eden kuvvetler eğik yön verici tarafından uygun bir şekilde karşılanır, keskin virajlarda dış tekerleğin kalkmaya olan eğilimi daha azdır. Arkadan motorlu araçların aşırı

döner bir eğilim göstermesi tekerleklerin yaylanması esnasında uygun bir ön iz değişimi ile ortadan kaldırılır.



Şekil 4.9 Eğik yön vericiler ile donatılmış arka aks



Şekil 4.10 İç kısımda bulunan tahrik mili mafsalı C ve dönme eksenini A-B ile büyük bir eğik α açısı ve bunun neticesi olarak büyük bir ani dönme merkezi oluşur.

5. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN İNCELENMESİ

Taşıtlarda; lastikler, tekerlek askı sistemleri, doğrultu kontrol ve fren sistemleri, yay ve sönüm elemanları üstünde etkili olarak taşıtın seyir konforu ve seyir emniyetini değiştirmektedir.

Lastik, titreşimi ilk alan elastik eleman olarak, fren ve direksiyon donanımları da tekerleklerdeki ivme ve kuvvet dağılımı üzerindeki etkileri nedeniyle, tekerlek asılışlarında yay ve sönümleyicilerin çalışmasına sınırlar getirdikleri için ana süspansiyon elemanları üzerinde dolaylı yoldan etkili olurlar.

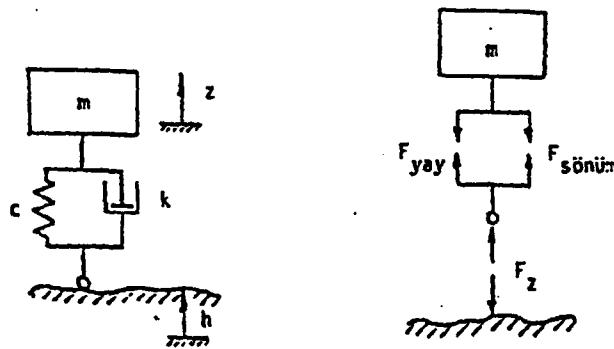
Bu bölümde taşıtlarda uygulanan süspansiyon sistemleri tanıtılacak; konfor, seyir emniyeti, maliyet gibi yönlerden ele alınarak karşılaştırmalar yapılacaktır.

Süspansiyon sistemlerini iki ana grup altında inceleyelim :

- 1- Pasif sistemler
- 2- Aktif sistemler

5.1 Pasif Sistemler

Günümüz otomobillerinde halen kullanılmakta olan konvansiyonel sistemlerdir. Pasif sistemlerde tüm tekerlek askı sistemlerinde sabit katsayılı yay ve sönüm elemanları kullanılmaktadır. Şekil 5.1 'de pasif sistemli bir taşıtın modeli gösterilmektedir.



Şekil 5.1 Pasif (Konvansiyonel) sistem

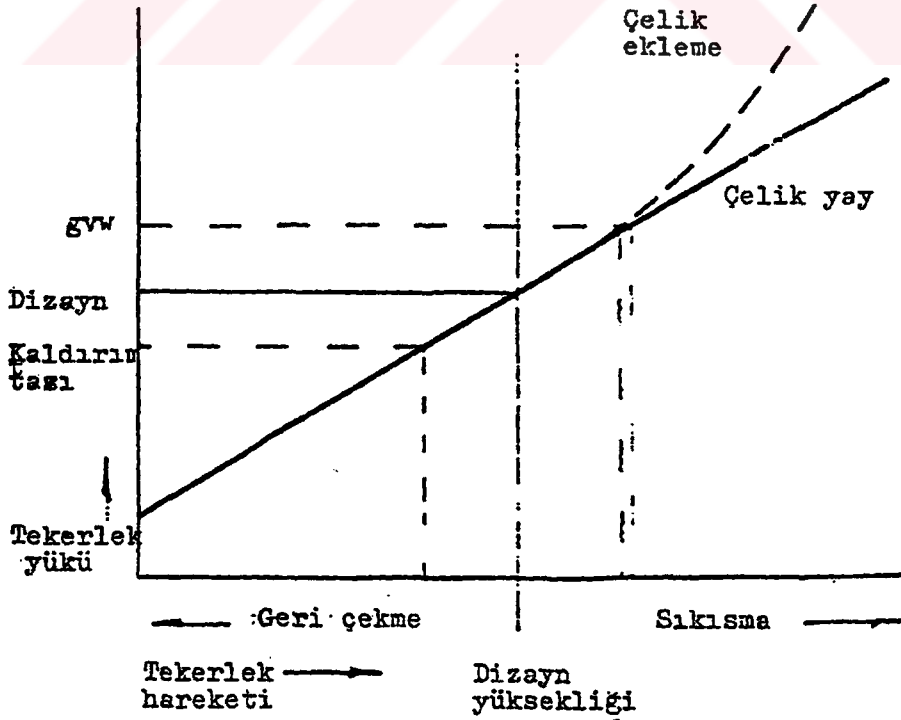
5.1.1 Yaylar

Yayların görevi arazideki dalgalanmaları sönümleyerek süspansiyon hareketine izin vermek ve şoför – araç, tekerlek – yer arasındaki yük değişimini dengelemektir. Sabit veya değişken hızlı olsunlar, konvensiyonel yaylar, iki sınır arasında sapma gösterirler ve sonuçta kısılma ve geriye yaylanmada süspansiyonda bir enerji kaybına neden olurlar. Ayrıca aracın öz frekansında da bir değişim görülür.

Yaylar enerji depolarlar. Yolun darbesinden doğan enerji çok kısa bir zaman birimi içerisinde yaya iletilir ve yay sıkışmak sureti ile bu enerjiyi alır; sonrada çok yavaş bir salınım hareketi ile enerjiyi bırakır. Böylece yoldan gelen darbeler yay üzerinde emilmiş olur. Aracın yükü yaylar üzerinden tekerleklere ve dolayısıyla yere ulaşır. Yük yayları basmaya çalışır ve yolun engebeleri bu basılma hareketini dahada fazlalaştırır. (Şekil 5.2)

5.1.1.1 Yaprak yaylar

Çoğunlukla ağır taşıtların arka askı donanımlarında kullanılan yaprak yaylar tek ve çok yapraklı olabilirler. Tek yapraklı yay, orta kısımlarda kalın ve uçlara yaklaştıkça incelen yapıda olan bir yaydır.

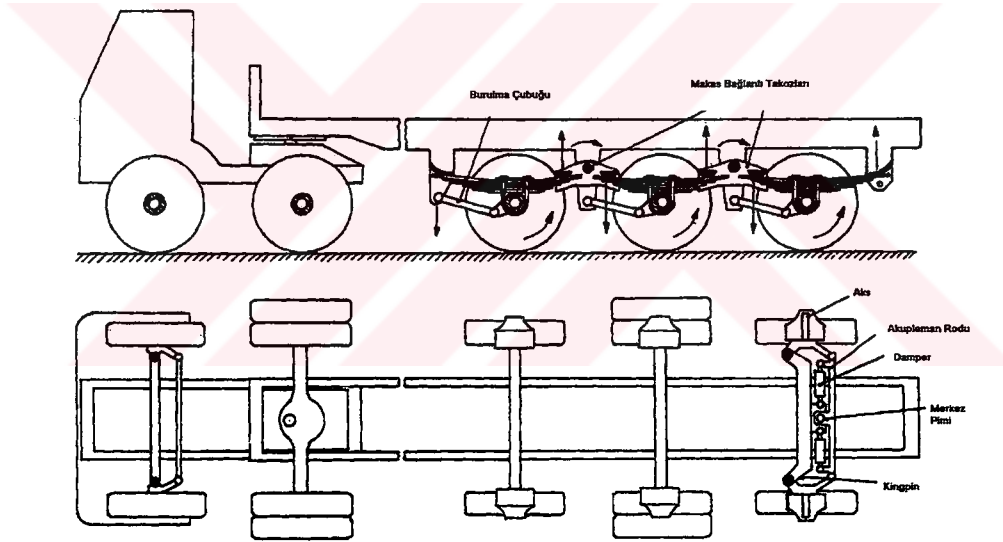


Şekil 5.2 Konvensiyonel yay karakteri

Tek yapraklı yay, eğer her yanı eşit kalınlıkta olan bir yay biçiminde yapılırsa ve ortasından bağlanarak uçlardan yüklenirse iki levye gibi çalışmaya başlar. Levye üzerindeki moment etkisinden dolayı yaprak üzerindeki gerilim sıfırdan başlayarak merkezde maksimuma erişir. Gerilim her yanda eşit olmayacağından böyle bir yay zayıf sayılır.

Diğer taraftan farklı kalınlıklarda yaprakların üst üste konulmasından meydana getirilen yaprak yaylar bir dereceye kadar verimli olabilirler.

Yapraklar merkez civatası ile birbirlerine tesbit edildikten sonra ince yaylar, araç yükünün bütün yaya bindiği yönde salınım yapmaya çalışarak önceden gerilmiş olurlar. Kalın yaylar ise aynı anda zıt yönde salınım yaparlar, bu nedenle negatif yönde ön gerilim ile yüklenirler. Aracın yükü toplanmış bulunan çok yapraklı yaya binince, ince yaylar üzerindeki gerilim artar, kalın yaylar üzerindeki negatif gerilim azalır.



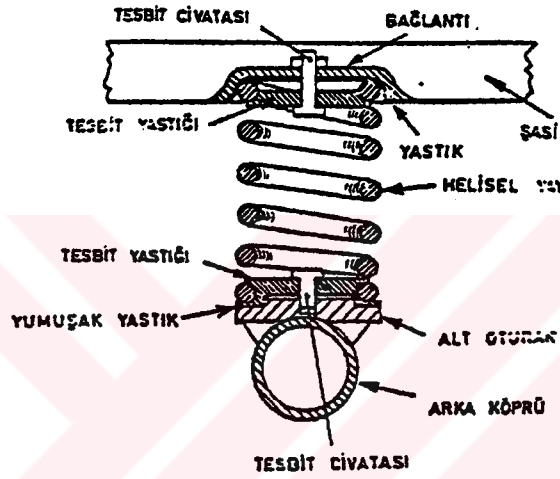
Şekil 5.3 Tipik bir yaprak yay ve şasiye bağlanma şekli (Heisler ve Arnold,1989).

Üst üste yerleştirilmiş yaprak yaylarda yaylanma esnasında yayın yaprakları arasında relatif hareketler meydana gelmekte olup, bunlar yaprak sonlarında en büyük değere ulaşırlar. Yeni ve iyi yağlanmış yaylarda sürtünme kuvveti, yay kuvvetinin % 2-5 'i kadardır. Bu ise işletme esnasında yay kuvvetinin % 20 'sine kadar yükselir (Millikon,1995).

Genel olarak yaprak yayların sürtünmesi, kat sayısının azaltılması ve sık bakım ile azaltılabilir. Yay sonlarına yerleştirilen kayıcı plastikler sürtünme kuvvetlerinin işletme esnasında aşırı şekilde yükselmelerine mani olurlar (Millikon,1995).

5.1.1.2 Helisel yaylar

Helisel yaylar daha çok taşıtların ön askı donanımlarında kullanılmaktadır. Ancak günümüz araçlarının pek çoğunda arka askı donanımında da kullanılmaktadırlar. Helisel yaylar özel yay çubuklarından ısıtılma altında bükülüp sarımlar haline getirilerek yapılırlar. Sonradan uygun gerilimin verilebilmesi için ısıtılma işlemlerinden geçirilirler. Genellikle yayın bir ucu şasi çerçevesine diğer ucu ise aksa yada askı tertibatına bağlanır. Titreşimlerin transferini engellemek amacı ile kauçuk takoz ve papuçlar kullanılır.



Şekil 5.4 Helisel yay

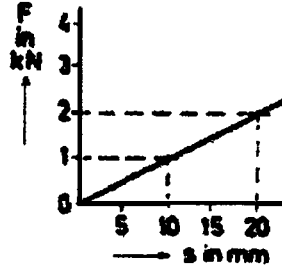
Helisel yay bir bakıma bir burulma çubuğu gibidir, daha doğrusu burulma çubuğu gibi uzun bir çelik çubuktan ibarettir. Çünkü çelik çubuğa benzer şekilde bükülmeye çalışarak sureti ile görevini yapar. Bükülme kuvvetinin kuvvet kolu, yayın kendi yarıçapıdır.

Genellikle bükülme, yayın en alt ve üst sarımları hariç olmak üzere bütün diğer sarımları üzerinde eşittir. Meydana gelen gerilme üniformdur. En alt ve üst sarımlara ölü sarım denilebilir.

Bir yay yüklendiğinde, yay boyu değişimi, dönmesi ve bükülmesi meydana gelir. Yay kuvvetinden ve yay yolundan kaynaklanan oran yaylanma yolu adını alır. Küçük bir yaylanma yolu olan bir yay, yumuşak bir yaydır. Yay kuvveti yay yoluna bağlı olarak bir diyagrama aktarıldığında yay hakkında bilgi sahibi olunabilecek karakteristik bir diyagram elde edilmiş olur. (Şekil 5.2) (Staudt,1995).

Doğrusal karakteristik :

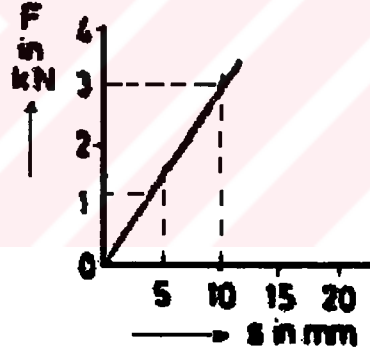
Az eğimli doğrusal karakteristik ;



Şekil 5.5 Az eğimli doğrusal karakteristikli yay

İnce telden ve (veya) büyük sarım çapında meydana gelir. Taşıtta az bir titreşim olur. Şiddetli yaylanma söz konusudur. Yüklenmemiş taşıt ile yüklenmiş taşıt arasında büyük seviye farkı vardır. Viraj hareketi esnasında tekerleklerin zemini kavramasında ve ayrıca virajlarda yana eğilme durumunda olumsuz olarak etkilenme vardır.

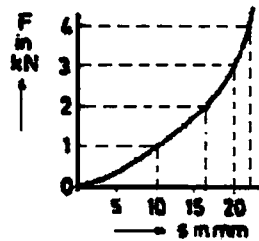
Dik yükselen doğrusal karakteristik :



Şekil 5.6 Dik yükselen doğrusal karakteristik

Kalın telde ve (veya) küçük sarım çapında meydana gelir. Taşıttın seyir emniyeti artar. Yay yolu küçüktür. Seyir konforu azalır, en küçük yol engesesi taşıta aktarılır.

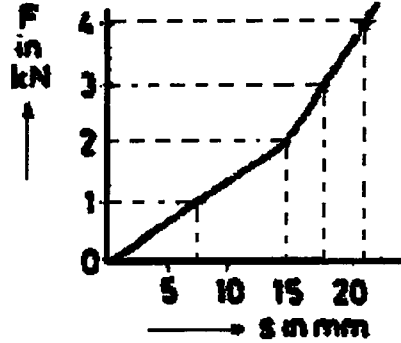
Bükümlü progresiv (geliştirilmiş) karakteristik :



Şekil 5.7 Bükümlü progresiv (geliştirilmiş) karakteristik

Yaylara özel biçim verilmesi ile (farklı sarım ve tel çapı) meydana gelir. Geliştirilmiş karakteristiği olan bir yay, yumuşak ve sert bir yay arasındaki kombinasyonu gösterir. İlk önce, yumuşak bir yay durumu alınarak küçük yol darbeleri çok iyi bir şekilde algılanır. Yüklemenin artması ile yay sertleşir ve bu şekilde yay vuruntusundan kaçınılır.

Kademeli progresiv (geliştirilmiş) karakteristik :



Şekil 5.8 Kademeli progresiv (geliştirilmiş) karakteristik

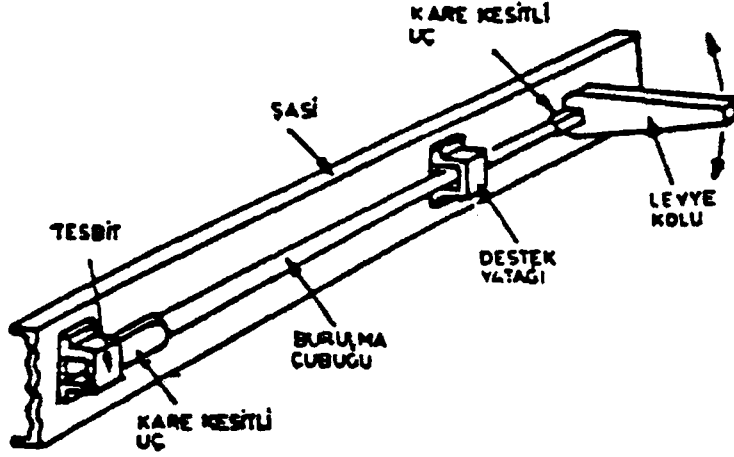
Belirli bir yükleme esnasında etkili olan birçok yay elemanlarının (yay paketi) kullanılması ile elde edilir. Bükümlü progresiv (geliştirilmiş) yay karakteristiği ile aynı özellikleri gösterir.

5.1.2 Burulma çubuğu

Burulma çubuğu uzun bir çelik çubuktan ibarettir. Otomobil ön askı sistemlerinde bunlar iki tanedir. Çubuğun bir ucu hareketsiz bir yere bağlanır, diğer ucu ise dönebilecek serbestliktedir. Burulma çubuklarının ön uçları, önde alt salıncak kollarına tesbit edilirler; arka uçları ise, şasinin çapraz kollarından birbirine bağlıdır. Aracın ön kısmında başlayacak salınım hareketi alt salıncak kolları üzerinden burulma çubuğunu burmaya, döndürmeye çalışır. Çubuğun burulmaya karşı göstereceği direnç bir yay etkisi bırakır ve böylece salınım yumuşatılmış olur. Aracın ağırlığı çubukların üzerinde bir başlangıç sıkışması oluşturur.

Aracın tümseklere girmesi çubuğu dahada burmaya çalışarak salınıma katılmasını sağlar. Çubuğun dönmeye karşı gösterdiği direnç oranında salınım yumuşatılmış olur. Burulma çubuğunun arka bağlantısı ayarlanabilecek şekilde yapılmıştır ve bir bakıma seviye ayarlama düzeni olarak adlandırılabilir.

Yükseklik ayar civatası döndürüldüğü zaman göbek ve tesbit elemanının dönmesine yol açar ve bu da çubuğun arka kısmının dönmesini sağlar ki buda aracın ön kısmının kaldırılıp alçalmasına imkan verir.

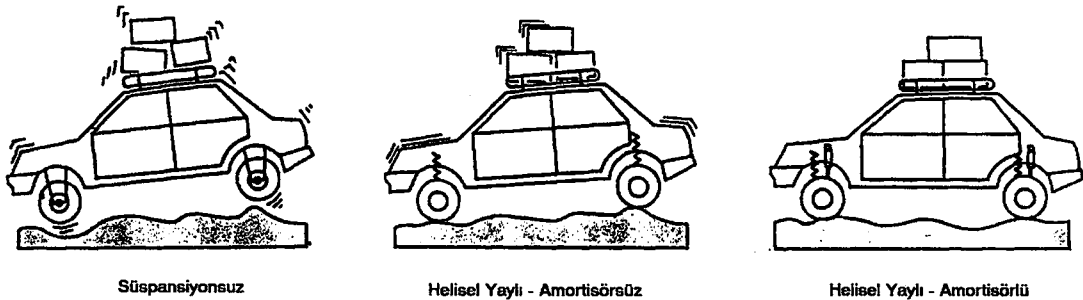


Şekil 5.9 Burulma çubuğu

Yay çeşitlerinden yaprak yaylar ve burulma çubuğu neredeyse tamamı ile kullanımdan kalkmıştır. Helisel yaylar günümüzün en çok kullanılan konvansiyonel elemanlarıdır.

5.1.3 Amortisörler (Sönümleyiciler)

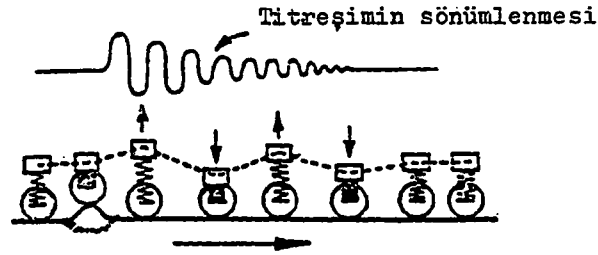
Taşıt seyir halinde iken tekerlekler bir tümseğe çarpınca kullanılan tipe bağlı olmaksızın yay çabucak sıkışır. Sıkıştırılmış yay bir enerji depolamış olduğundan açılma hareketi sırasında önceki konumunun ötesine kadar açılır. Aracın yükselmeye çalışmasında bu harekete yardım eder ve böylece yay normal açılma miktarının ötesine taşıyacak şekilde uzar.



Şekil 5.10 Süspansiyonlu ve süspansiyonsuz araç arasındaki fark

Taşıtın ağırlığı yayı aşağıya bastırır, fakat taşıt gövdesi aşağı inme hareketine geçtiğinden, meydana gelen enerji yayı normal yük altındaki boyutlarının altına kadar sıkıştırır. Bu, yayın

tekrar açılmaya çalışmasına yol açar. Kendiliğinden meydana gelen bu salınım (osilasyon), gövde denge halini buluncaya kadar tekrarlanır. (Şekil 5.11)

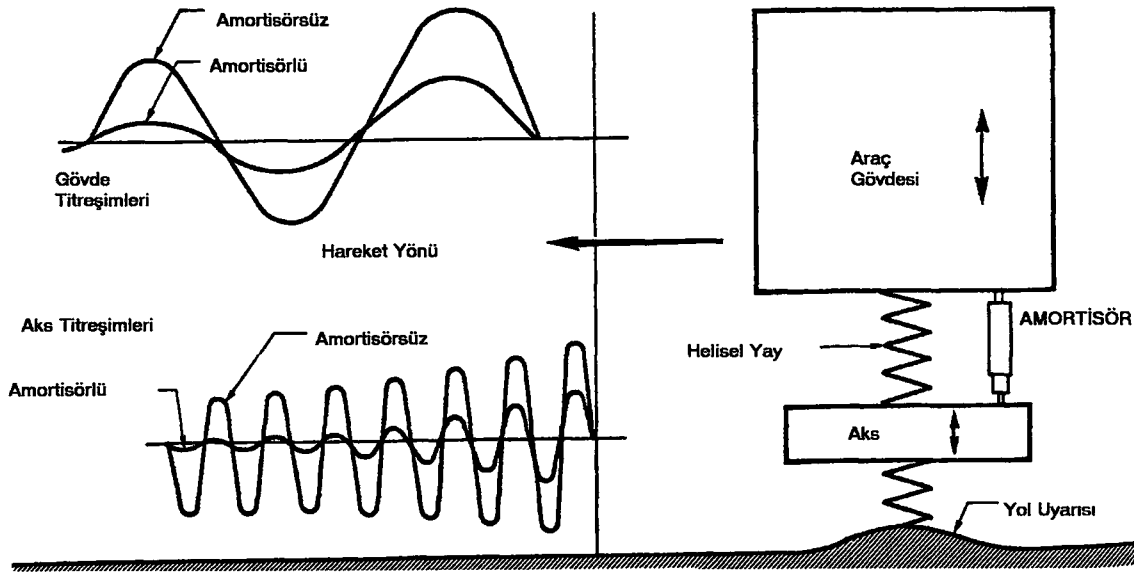


Şekil 5.11 Yayın salınımı.

Yayın bu kontrolsüz salınımı sadece sürtüşün düzensiz ve rahatsız edici olmasına neden olmaz, aracın kontrol altında tutulmasında tehlikeye sokabilir. Bu nedenlerle bu tür salınımları ve sarsıntılı çalışmaları ortadan kaldıracak yada etkilerini azaltabilecek bir mekanizmaya ihtiyaç vardır. Bunu sağlayabilecek ideal bir yay bulma olanağı yoktur. Yayların hem yeteri derecede sert hemde eğilebilir özellikte olmaları gereklidir. Böyle bir yayı bulmak oldukça güçtür. Bu nedenle, sarsıntılı ve darbeyi araca iletmeden yayın yavaşça gevşemesini ve sıkışmasını sağlayan, aşırı hareketleri frenleyen bir düzene gerek vardır. Bunu da amortisörler (sönümleme elemanları) sağlar.

İlk otomobil örneklerinde mekanik sürtünmeli sönümleyiciler kullanılmıştır. Günümüzde de kullanılan teleskobik hidrolik amortisörlerin temel prensipleri de 1930 ' lu yılların başlarında geliştirilmiştir. Amortisörlerin taşıt tekniği üzerindeki istekleri ve sınırları pek değişmemiş, konfor iyileştirilmesi ve tekerleğin yola kuvvet iletiminin sağlanması olarak kalmıştır (Monreo,1997)

Önceleri ek bir eleman olan amortisörler günümüzde entegre edilmiş bir eleman olarak karşımıza çıkar. Bu entegrasyon amortisöre; tekerleği aşırı titreşimlerden izole etmek , fren momentlerini ve yay kuvvetlerini güçlendirmek, darbe ve salınımları karşılamak gibi görevler getirmiştir.

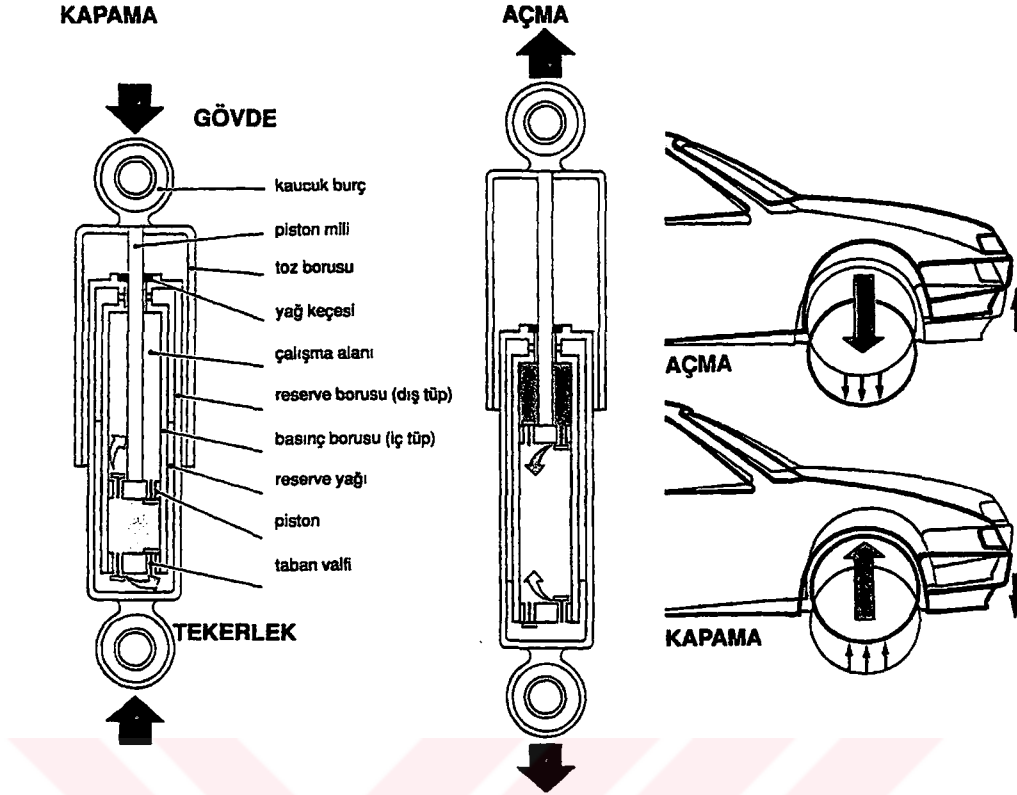


Şekil 5.12 Amortisörlü ve amortisörsüz taşıtta oluşan titreşimler (Schwaller,1989).

Amortisör olarak genellikle hidrolik teleskobik amortisör kullanılır. Bir silindir içinde hareket eden bir piston yağlı küçük delikler veya ventiller üzerinden sıkıştırarak geçirmektedir. Pistonun ileri geri hareketinde, yağın akış direncinin değiştirilmesiyle aracın özelliklerine uyum sağlamak mümkündür.

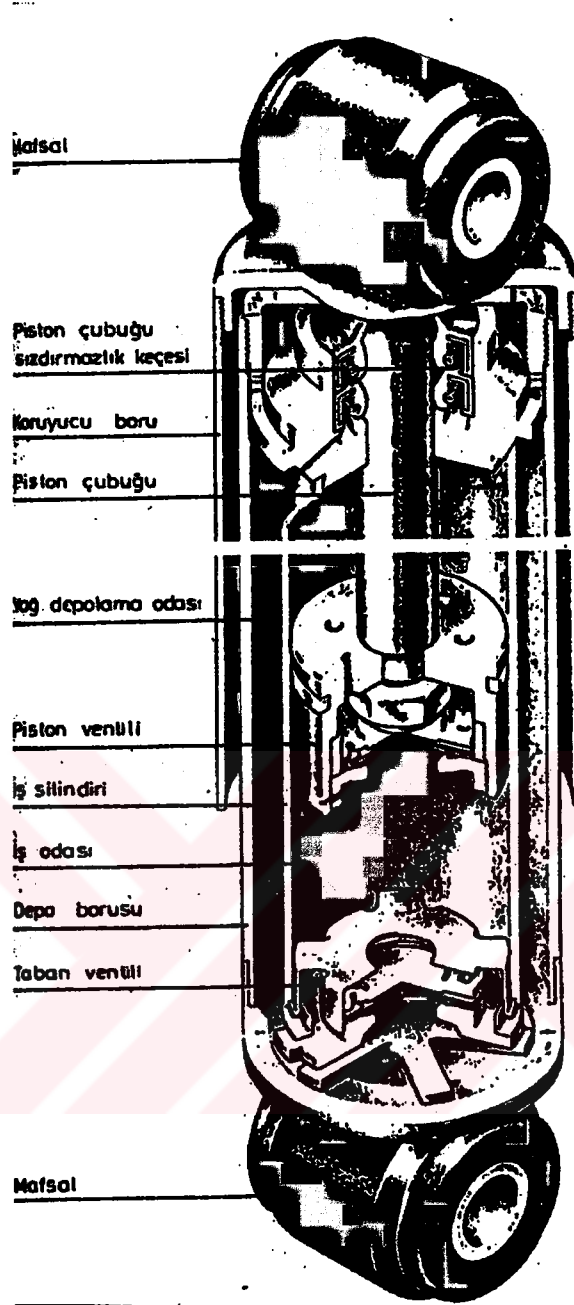
5.1.3.1 Çift borulu amortisör

Titreşimleri söndürebilmek için titreşim hareketini frenleyecek şekilde ters yönde tesir eden bir kuvvet gereklidir. Bu söndürme kuvveti, yağın dar olan geçitlerdeki akım dirençlerinden olmaktadır. Bu esada titreşim enerjisinin bir kısmı enerjiye dönüştüğünden amortisör ısınmaktadır (Demirsoy,1997)



Şekil 5.13 Çift borulu amortisörün çalışma prensibi

Bir piston alt ucunda taban valfi olan yağ doldurulmuş bir silindir içinde çalışır. Açma esnasında mil yukarıya çekilir, üst tarafta bulunan yağ sıkıştırılır, yağ pistonun ayarlanmış deliklerinden aşağıya geçerken direnç oluşturarak sönümlenme yapar. Bu esnada reserve borudan milin dışarıya çıkan hacmi kadar yağ, basınç borusu içine dirençsiz olarak geçer. Kapama esnasında mil içeriye girer, piston ile taban valfi arasındaki yağ sıkıştırılır. Yağ taban valfinin ayarlanmış deliklerinden aşağıya geçerken direnç oluşturarak sönümlenme yapar. Bu esnada milin içeriye giren hacmi kadar yağ basınç borusu içinden reserve borusu içine geçer. Açma ve kapama esnasında amortisör tarafından oluşturulan sönümlenme kuvveti helisel yayın sönümlenmesini sağlar.



Şekil 5.14 Çift borulu amortisörün kesit resmi

5.1.3.2 Tek borulu amortisör

Tek borulu amortisöre, gaz basınçlı amortisör de denilmektedir. Hacim denkleştirilmesi yağ odasından, yüzen bir piston ile ayrılmış olan gaz yastığı ile gerçekleşir. İş silindiri gaz ve yağ ile doldurulmuş olup takriben 20-30 bar statik basınç altında bulunmaktadır.

Gaz basınçlı amortisörün her iki yapım şeklinde, çekme ve basma söndürmesi için ventiller piston üzerinde bulunmaktadır.

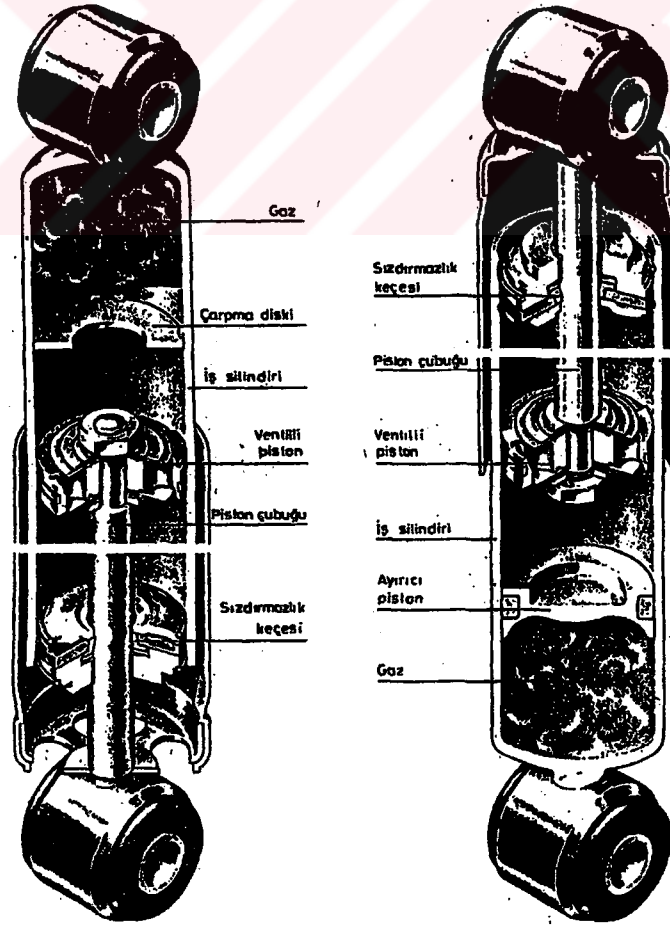
5.1.3.2.1 Çarpma diskli tek borulu amortisör

Bu yapım şeklinde yağ ile gaz odasının ayrılması çarpma diski ile gerçekleşmektedir. Bu disk daima yağ seviyesinin altında bulunacak şekilde yerleştirilmiştir. Pistondan gelen ve silindir duvarından yukarı püskürtülen yağ hüzmelerinin çarpma diski ile yönleri değiştirilir ve frenlenir. Yağ hüzmelerinin gaz odası geçişi ve yağ odasının köpük yapması engellenir.

5.1.3.2.2 Ayırıcı pistonlu tek borulu amortisör

Yağ ve gaz, ayırıcı piston ile birbirlerinden tamamı ile ayrılmıştır. Ayrıca piston hareketli olarak düzenlendiğinden yağın içine dalan piston tarafından sürülen yağ hacmi ile bir denge sağlanmıştır. Ayırıcı pistonun kullanılması ile yapım uzunluğu çeşitli olabilmektedir.

Gaz basınçlı amortisörde piston çubuğunun sızdırmazlığı büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle, basınç altında bulunan yağın hareket eden ve etmeyen piston çubuğunun sızdırmazlığının temini için özel bir konstrüksiyon şekline gerek vardır.



Şekil 5.15 Çarpma diskli ve ayırıcı pistonlu gaz basınçlı amortisör (Schwaller,1989).

Gaz basınçlı amortisörlerin avantajları :

- 1- Yüksek hızlarda amortisörün içindeki yağ, valflerden geçerken köpüklenir. Amortisör içine doldurulan basınçlı nitrojen (azot) gazı köpüklenmeyi engeller ve homojen bir performans sağlar (Monreo,1997).
- 2- Çaptan tam bir iş odası olarak faydalanılmakta ve böylece, büyük bir yağ hacmi, kullanılabilir duruma getirilmektedir.
- 3- Büyük bir piston ile söndürme esasında meydana gelen basınçlar azaltılmakta ve bu da ventillere uygun bir şekilde tesir etmektedir.
- 4- Büyük yağ hacimleri ile söndürme kuvvetleri için tam bir uyum imkanı elde edilmektedir.

Seviye Ayarlı Amortisörler :

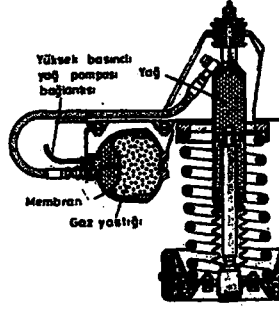
Otomobillerin yayları çoğu kez orta büyüklükteki yüklerde en iyi yol durumu verecek şekilde yapılmaktadır. Maksimum yükte aracın arkası oldukça çökmektedir. Aracın taban serbestliği ile yay yolu küçülmekte ve yoldaki hareket durumu kötüleşmektedir. Buna, kontrol edilemeyen yönlendirme ile yan rüzgara karşı müteessir olma durumu ve gece hareketlerinde karşı yönden gelen araçların,gözleri kamıştırması eklenebilir. Seviye ayarlı amortisörler ile izin verilen en yüksek yükte bile arka tarafın normal konumu sağlanabilir.

Hava Yaylı Amortisör :

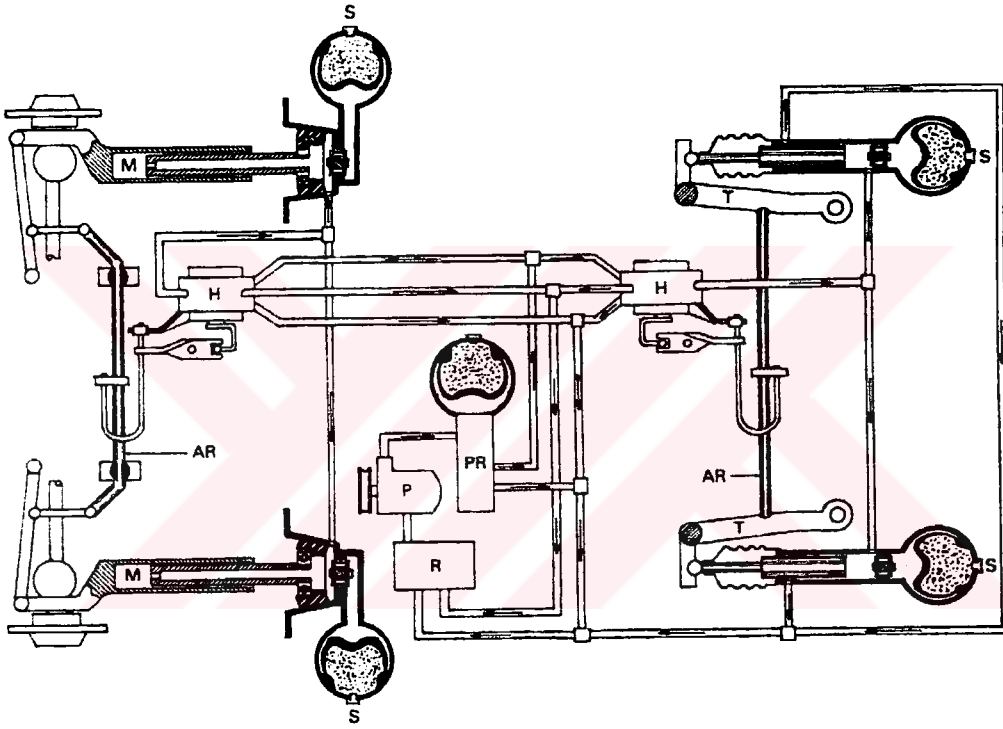
Normal amortisörün üzerine,aracın yayına paralel çalışan bir hava yayı yerleştirilmiş olup bunun yükü ayarlanan basınca uygun bir şekilde azaltılmaktadır. Basınç, küçük bir kompresör ile elde edilir ve bir basınç kontrol ölçeri ile yük durumuna göre ayarlanır. Otomatik bir seviye ayarı da mümkün olabilmektedir.

Hidroprömatik Yaylı Amortisör :

Seviye ayarı, söndürme pistonunun odasına yağın pompalanması ile gerçekleşir. Piston ve piston çubuğu pompalanan yağ miktarına uygun bir şekilde hareket ettirilerek aracın gövdesi kaldırılır. Bazı yapımlarında membran ile birbirinden ayrılmış olan gaz yastığı ile yağ deposu özel bir kap içinde amortisöre boru yardımı ile bağlanmıştır. Seviye ayar ventilleri arka aks stabilizatörüne bağlanmış olan bir manivela kolu ile çalıştırılmaktadır. Yüksek basınçlı yağ pompası krank mili tarafından bir V kayışı ile tahrik edilmektedir.

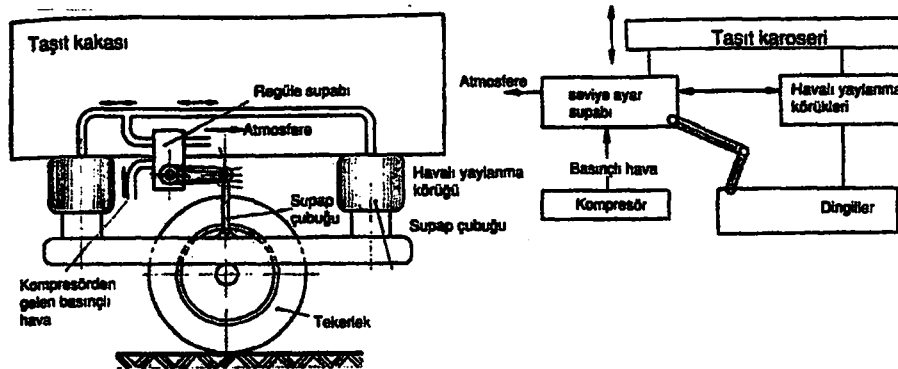


Şekil 5.16. Hidro-pnömatik yaylı amortisör.



Şekil 5.17 Hidro-pnömatik seviye kontrol sisteminin araçtaki uygulaması .

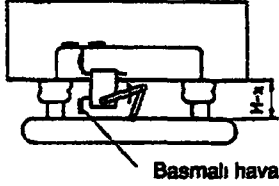
5.1.4 Hava yastıklı yaylanma



Şekil 5.18 Hava yastıklı süspansiyon sistemi (Staudt,1995).

Bir engelin üzerinden geçilmesi esnasında, yaylanma körüklerin içerisine doldurulmuş hava, pnömomatik yay gibi etki eder. Bunun yanında, kapatılan havanın sıkışma özelliğinden faydalanılır. Seviye ayar supabı önemli bir yapı ünitesidir. Taşıt yükünün değişmesi sırasında, aşağıda açıklanan değişimler oluşur.

Yüklenme;

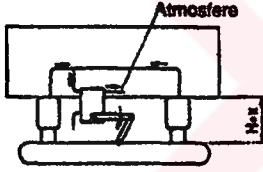


Şekil 5.19 Havalı yay yüklenme hali

Havalı yaylanma körükleri birlikte bastırılırlar. Bu suretle, taşıt yapısı ile aks (yay taşıyıcı) arasındaki ara mesafesi, supab çubuğu supab kolunu yukarıya doğru döndürecek şekilde azaltılır ($H-x$) ve supab çalıştırılır.

Bu durumda basınçlı hava kompresörden (ve/veya yedekleme deposundan) yaylanma körüklerine supab üzerinden, esas yükseklik H 'ye erişilinceye kadar dolar.

Yükünü boşaltma,



Şekil 5.20 Havalı yayın yükünü boşaltma hali.

Havalı yaylanma körükleri yüklerini boşaltırlar. Bu suret ile, taşıt gövdesi ile aks (yay taşıyıcı) arasındaki ara mesafesi, supab çubuğu supab kolunu aşağıya doğru döndürecek şekilde büyütülür ($H=x$), supab çalıştırılır.

Bu durumda hava yaylanma körüklerinden supab üzerinden atmosfere, esas yükseklik H 'ye erişilinceye kadar boşaltılır.

Kısa zamanlı salınımlarda, istenilmeyen regülasyonun gerçekleşmemesi için, bir sönümlenme elemanı, mutlak olarak geçen bir süreden sonra regülasyonun dahil edildiği arada genellikle alt bağlantısı yapılmıştır.

Bu süspansiyon sisteminde; taşıt seviyesi ayarlanabilmekte, yüklenme ve yükselme sabit, yay karakteristiği geliştirilmiştir.

Tercihen otobüslerde ve kamyonlarda kullanılmaktadır. Çünkü bu tip araçlar zaten basınçlı hava sistemine sahiptirler. Binek taşıtlardada nadiren de olsa uygulaması görülmektedir.

5.2 Aktif Süspansiyon Sistemleri

Seyir emniyetinden ödün vermeden konforun dahada arttırılabilme çalışmaları konvansiyonel elemanların yerine aktif sistem olarak nitelenen kontrol edilebilir sönüm ve yay elemanlarını gündeme getirmiştir.

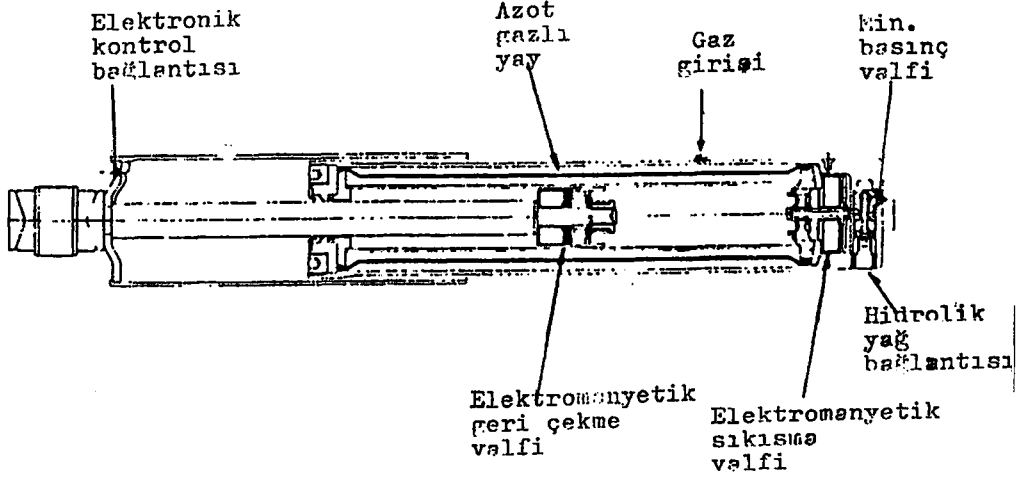
Elektronik ve otomatik kontrol teknolojisindeki hızlı gelişmeler taşıt tekniğine de yansımaktadır. Pasif sistemler olarak adlandırılan sabit katsayılı yay ve sönüm elemanları halen en çok kullanılan klasik elemanlar olmakla birlikte aktif sistem olarak tanımlanan değişken ve kontrol edilebilir yay ve sönüm elemanları bazı markaların bazı modellerinde uygulanmaya başlanmıştır.

5.2.1 Yay ve sönüm kontrolü

Optimum sürüş frekansını elde etmek üzere yay hızı yüke uydurulur. Sabit bir sürüş frekansı veren yay hızı ayrıca seviye kontrolü ve sürüş karakteristiklerini iyileştirir. Şekil 5.17 ve şekil 5.18'de bu kriterleri sağlayan iki değişik süspansiyon sistemi görülmektedir.

Hidro gaz cihazı her ne kadar bir aktüatör olarak düzenlenebilsede tümleşik bir azot gazı içermektedir. Hacim ve basınç gövde üzerinde önceden belirlenmiştir ve cihazın hidrolik girişindeki bir valfle minimum bir basınç sağlanmaktadır. Yağ girişi gazı sıkıştırmakta ve böylece yay hızı, taşıt tarafından taşınan yüke uyabilmek için ayarlanabilmektedir.(Şekil 5.21)

Pnömatik yaylı uyarlanabilir süspansiyon sisteminde elektrikle tahrik edilen bir pompanın sağladığı kuru hava kullanılmaktadır. Yuvarlanan bir diyafram, toz kalkanı ve sönümleyicinin dış gövdesi arasındaki boşluğu kapatmaktadır. Diyaframın kendi üzerine sürtmesini sağlamak için yaklaşık 0,1 Mpa'lık minimum bir basınç sağlanmalıdır. Boru hattındaki bir valf bunu yerine getirir. (Şekil 5.22)



Şekil 5.21 Hidrogaz yaylı uyarlanabilir süspansiyon ünitesi

Taşıtı harekete geçiren tekerleğin yer değişimi rastgele olduğundan ve tekerlekten tekerleğe değiştiğinden, yol yüzeyi bozukluklarının tamamen belirlenmesi bilgisayar kontrollü süspansiyon için sınırlı bir yarar sağlayacaktır. Uyarlanabilir süspansiyon kontrolü sağlamak için her olay ayrı olarak incelenmeli ve kontrol de buna çok çabuk ayak uydurabilmelidir. Bu yüzden çabuk reaksiyon vanalarının kullanılması kaçınılmazdır.

5.2.2 Aktif süspansiyon sisteminin sahip olduğu donanımlar

Süspansiyonun aktif kontrolü için salınım miktarı, taşıtın hızı ve yönü, frenleme kuvveti gibi bazı bilgilerin toparlanması ve değerlendirilmesi gerekmektedir.

Aktif bir süspansiyon sisteminin sahip olduğu elemanlar şunlardır :

- 1- Sensörler.
- 2- Kontrol ünitesi.
- 3- Kontrol edilebilir damperler.

5.2.2.1 Sensörler

İvmelenme Sensörü : Bu sensör pandül tipte olup, ivme değişimlerini boylamasına, yanlamasına ve dikine olmak üzere üç yönde hissederler. Bir kaynak ve dedektör arasındaki

ışık hüzmesi pandül hareketi belirler. Hüzme kırıldığında pandül duyarlılık,sınırlarından bir yada bir kaçını geçti demektir. Böylece kontrol ünitesine sinyal gitmiş olur.

Direksiyon Dönme Miktarı : Bir açısal hız hissedcisidir. Direksiyon simidi açısının değişim oranını ölçmeye yarar. Kumanda merkezi tarafından döndürülen disk, ayrı ayrı infrared hüzmesini keser. Açısal hız da ilk hüzme kesintisi ile ikincisi arasındaki zaman farkı tarafından belirlenir.

Süspansiyon Stroku Sensörü : Süspansiyon sistemi üstündedir. Strok ile ilgili elektriki çıkış sinyali verir.

Taşıt Hızı Sensörü : Transmisyon veya devir saati kablosundadır. Araç hızıyla orantılı frekansta sinyaller verir.

Gaz Kelebeği Sensörü : Gaz pedalı çalışma hızını belirlemeye yarar. Pedal basınç duyargası veya basit potansiyometrik hissedici şeklinde olabilir.

Hissedicinin doğru ve kararlı çalışabilmesi, düşük frekanslarda ve statik değerlerde hassas davranması, yüksek sinyal çıkışlarının bulunması, büyük değerlerde işlev görebilmesi, taşıtın 12 voltluk aküsünden beslenebilmesi ve ucuz olması gerekmektedir.

5.2.2.2 Kontrol ünitesi

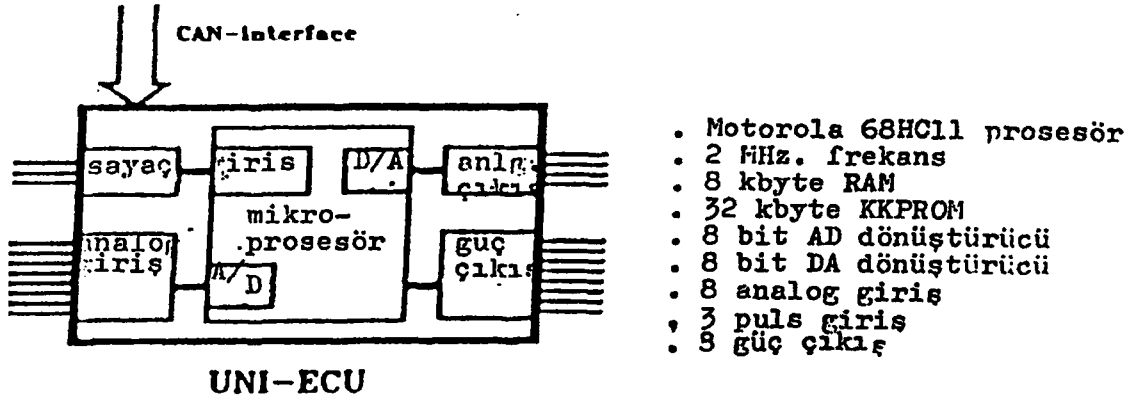
Sensörlerden gelen sinyalleri değerlendirerek taşıtın yapması gereken süspansiyon hareketini belirleyen ve sistemleri kontrol eden merkezdir.

Mikro işlemcilere bağlı olmak üzere çeşitli kontrol üniteleri tasarlanmıştır. Örnek olarak sınırlı bir kapasiteye sahip ve pek çok alanda kullanılan dijital kontrol cihazları, IBM uyumlu hızlı bilgisayarlar verilebilir.

UNI – ECU üniversal kontrol cihazı Volvo tarafından üretilip, aktif süspansiyon kontrolüne uyarlanan bir ünitedir.(Şekil 5.22)

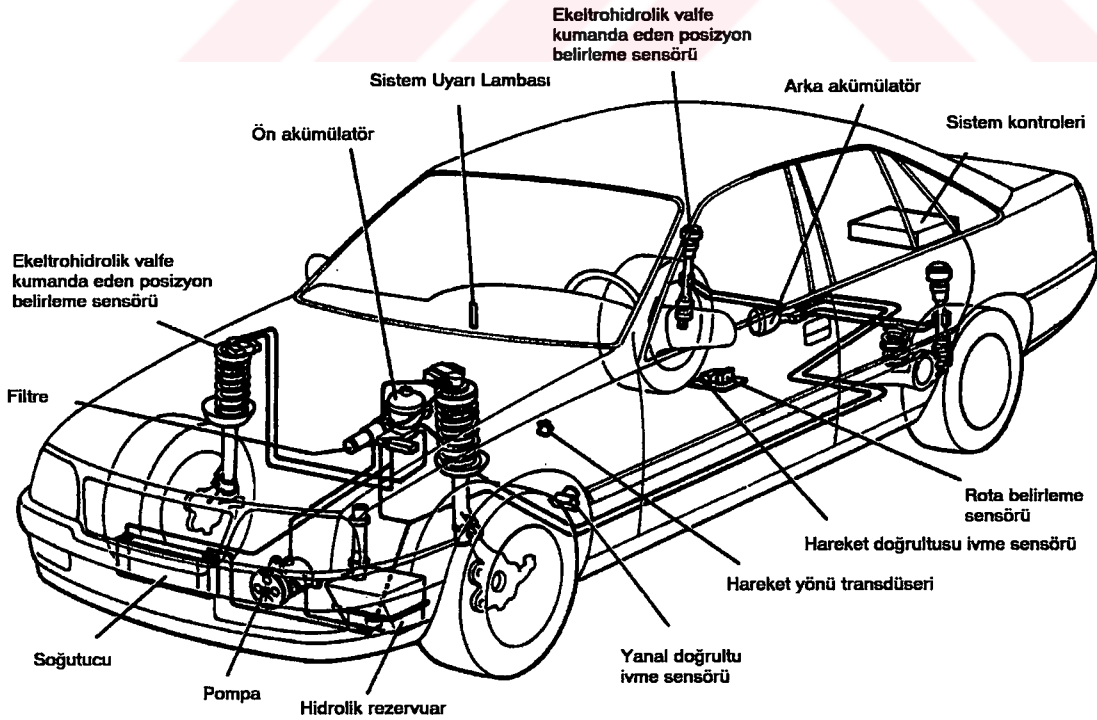
CAN (Control Area Network) yoluyla UNI – ECU, ortak yüzeyle birleştirilerek MS-DOS tipi kişisel bilgisayara bağlanmıştır. Özel yazılımlar için hazırlanmış bilgisayarlar, frekans

değiştirilerek kontrol yazılımına geri yüklemeye,parametreleri değiştirmede, değişkenleri, Çizelgeleri vs. Gözlemlemeye ve data kaydetmeye kullanılmaktadır.



Şekil 5.22 UNI- ECU sisteminin şeması

Şekil 5.23 'de gösterilen otomobile uygulanmış aktif süspansiyon sisteminde arka süspansiyon birimleri, sönümlemesi kontrol edilen hidro gaz cihazıdır. Öndeki elemanlar ise sadece kontrollü sönümlemeye sahiptirler.Arka yay kontrolü için yağ basıncı, ABS'li taşıtlarda da kullanılan elektrik tahrikli ve birleşik valfli bir pompa ile sağlanmaktadır. Süspansiyon hareket hissedicileri tüm birimlere bağlanmıştır. Mikrokomputer kontrol merkezi, bilinen makina kontrol üniteleri boyutundadır.



Şekil 5.23 Aktif süspansiyon sisteminin taşıt üstündeki uygulaması (Miller ve John,1993).

5.2.2.3 Kontrol edilebilir damperler (Şok emiciler)

Bu elemanlardan 5.2.1’de bahsedilmişti. Kontrol edilebilir damperlerden beklenen önemli özellikleri şöyle sıralayabiliriz :

- Her şart altında 10 milisaniyeden daha küçük bir reaksiyon süresine sahip olmalı.
- Belirlenmiş sönümlenme sınırları içinde çalışmalı.
- Standart bir taşıtta büyük revizyonlar gerektirmeden uygulanabilmeli.
- Gürültüsüz çalışmalı.
- Hidrolik işletmenin dijital servo valf ile tahrik edilmesi.
- Akümülatör ile hidrolik süspansiyon elemanı arasında bulunan bir sönümlenme valfi ile sönümlenmenin gerçekleştirilmesi.



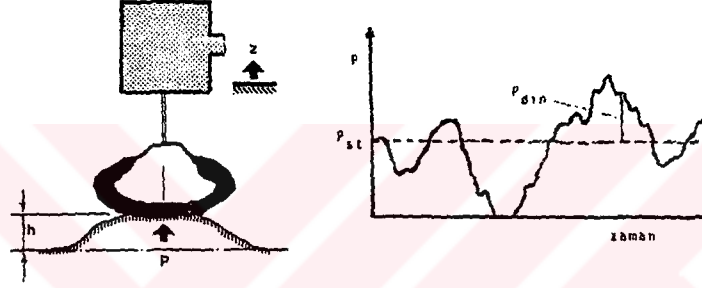
6. TAŞIT SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ İRDELEME KRİTERLERİ

6.1 Dinamik Tekerlek Yükü

Dinamik tekerlek yükü, tekerleklerin yere basma kuvvetinde ortaya çıkan kuvvet salınımlarıdır. Bu salınımlar taşıtın seyir emniyetini azalttığı gibi, yol kaplamasının ve taşıt parçalarının ömründe etkiler.

P tekerlek yükü salınımı, statik ve dinamik olmak üzere iki bileşenden meydana gelir.

$$P(t) = P_{statik}(t) + P_{dinamik}(t) \quad (6.1)$$



Şekil 6.1 Dinamik teker yükü

Tekerlek yükü salınımının standart sapması, ortalama değer statik tekerlek yüküne eşit olduğundan ($P_{ortalama} = P_{statik}$), dinamik tekerlek yükünün efektif değerine eşittir.

$$\sigma_P = P_{din,efektif} \quad (6.2)$$

3.bölümde yer alan (3.6) bağıntısını hatırlarsak eğer; dinamik teker yükünün efektif değeri aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$P_{din,efektif} = \left(\int_0^{\infty} |P_{din}(\omega) / h(\omega)|^2 \cdot \Phi_h(\omega) \cdot d\omega \right)^{1/2} \quad (6.3)$$

6.2 Seyir Emniyeti :

Dinamik teker yükü seyir esnasında pozitif ve negatif değerler alabilmektedir. $P_{\text{dinamik}} = - P_{\text{statik}}$ olması durumunda tekerlek yükü sıfır olmakta ve bu durumda çevresel ve yatay kuvvetler taşınmamaktadır. Bu durum aynı anda tüm tekerleklerde ortaya çıkarsa, taşıt kontrolden çıkar. Seyir emniyeti artan tekerlek yükü sınımları ile azalır. $\sigma_P / P_{\text{statik}}$ oranı seyir emniyetini gösterir. ($\sigma_P = P_{\text{din,efektif}}$)

$\sigma_P / P_{\text{statik}}$ oranı mümkün olduğunca küçük olmalıdır.

6.3 Yol Yıpranması

Yol yıpranması , “ dördüncü derece kuralı” denilen etkilenme sayısı ile ifade edilir.

$$V = (n_1 \cdot n_2 \cdot P_{\text{statik}})^4 \cdot (1 + (P_{\text{dinamik}} / P_{\text{statik}}))^4 \quad (6.4)$$

Buna göre yol kaplaması tekerlek yükünün dördüncü kuvveti ile etkilenmektedir. n_1 ve n_2 katsayıları tekerlek yükünün zemine iletme şeklini belirten katsayılardır. (İkiz tekerlek, lastik büyüklüğü, iç basınç gibi.)

En büyük etkilenme dinamik tekerlek yükünde meydana geleceğinden, en büyük değer olarak

$P_{\text{dinamik,max}} = 3 \cdot \sigma_P$ alınır.

$$V_{\text{max}} = (n_1 \cdot n_2 \cdot P_{\text{statik}})^4 \cdot (1 + (\sigma_P / P_{\text{statik}}))^4 \quad (6.5)$$

İfadelerde görüldüğü gibi yol yıpranması statik tekerlek yükünün yanında $\sigma_P / P_{\text{statik}}$ oranında bağlıdır. Bu oranın mümkün olduğu kadar küçük olması istenir.

6.4 Tekerlek Yükü Darbe Faktörü

Maksimum tekerlek yükü değeri, tekerleklerin ve rulmanların ömür hesapları için de önemlidir. Bu amaçla, en büyük tekerlek yükünün statik yüke oranı olan tekerlek yükü darbe faktörü (n) kullanılır.

$$n = P_{\text{max}} / P_{\text{statik}} = 1 + (P_{\text{dinamik}} / P_{\text{statik}}) \quad (6.6)$$

$$\Theta_{Z_{\text{statik}}} = \Theta_m \cdot g / c \quad (6.12)$$

$$\Theta_{Z_{\text{statik}}} = (\Theta_m / m_{\text{boş}}) \cdot (g / V_{\text{boş}}^2) \quad (6.13)$$

Gövde özgül frekansı, $V_{\text{boş}} / 2 \pi = 1 \dots \dots 1,4$ Hz alınabilir.

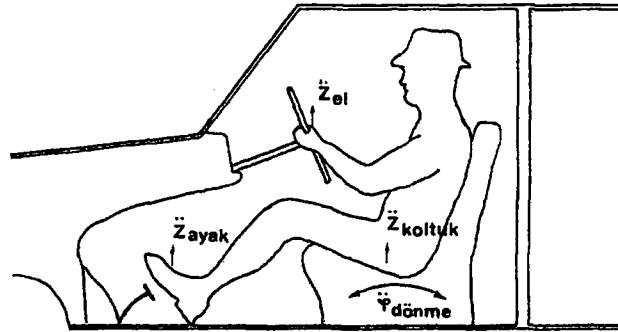
$\Theta_m / m_{\text{boş}} = 1$ alınırsa eğer, statik yay yolu için 25 12,5 cm değerleri bulunur.

Dinamik yay yolu için büyütme fonksiyonları ve yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu yardımıyla hesap edilir.

6.6 Konfor Sayısı :

En önemli irdeleme kriterlerinden biri, taşıtın içinde bulunan kişilerin bu titreşimlerden duyduğu rahatsızlığı gösteren titreşim konforudur.

Oturan kişiye titreşimler, oturduğu koltuk üzerinden, ayaklarından ve ellerinden etki ederler. Böylece insan vücudunun çeşitli kısımları değişik titreşimlere maruz kalırlar. Vücut kısmı koltuktan gelen titreşimlere, ayaklar ve bacakların alt kısımları taşıt gövdesi titreşimlerine, sürücünün elleri ve kolları ise direksiyon simidi titreşimlerine maruz kalırlar.



Şekil 6.3 Kişiye etki eden titreşim ivmeleri (Özlu,1994)

Bu titreşimler farklı olduğu gibi, insan vücudunun değişik kısımlarının titreşime duyarlılıkları da farklıdır. İnsana etkileyen titreşimlerin toplam tesiri, her bir vücut parçası için ayrı ayrı ele alınıp sonunda bir bütün halinde irdelenmelidir.

Taşıt titreşimlerinin konfora etkisinin inceleyen Güney, günümüzde en çok kullanılan konfor yönetmeliklerinin ISO 2631 standardı ve 1987 yılında yeniden düzenlenen ve son şeklini alan VDI 2057 yönetmeliği olduğunu bildirmiştir.

Belli bir frekanstaki titreşim konforu K , o frekanstaki titreşim genliği (z'') ile kişi duyarlılığının (B) çarpımı ile bulunur.

$$K(\omega) = B \cdot z''(\omega) \quad (6.14)$$

Konfor sayısının bulunması için bütün frekans alanı göz önüne alınmalıdır. Duyarlılığın karesi, ivme büyütme fonksiyonu ve uyarı spektrum yoğunluğu yardımıyla, konfor sayılarının kareleri aşağıdaki şekile bulunur :

$$K_{\text{koltuk}}^2 = \int_0^{\infty} B_{\text{koltuk}}^2 \cdot z''_{\text{koltuk}}{}^2 / h \cdot \Phi_h \cdot d\omega \quad (6.15)$$

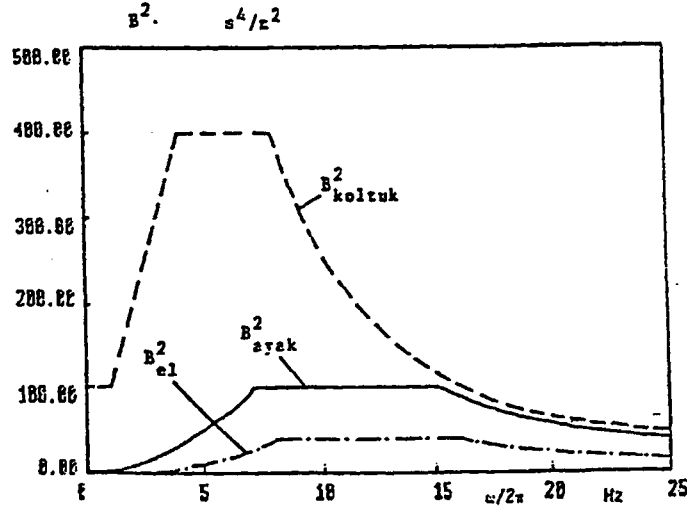
$$K_{\text{el}}^2 = \int_0^{\infty} B_{\text{el}}^2 \cdot z''_{\text{el}}{}^2 / h \cdot \Phi_h \cdot d\omega \quad (6.16)$$

$$K_{\text{ayak}}^2 = \int_0^{\infty} B_{\text{ayak}}^2 \cdot z''_{\text{ayak}}{}^2 / h \cdot \Phi_h \cdot d\omega \quad (6.17)$$

Toplam titreşim konforu sayısı ise bu sayıların karelerinin toplamının kare kökü ile bulunur.

$$K_{\text{Toplam}} = \sqrt{K_{\text{koltuk}}^2 + K_{\text{el}}^2 + K_{\text{ayak}}^2} \quad (6.18)$$

B titreşim duyarlılığı frekansa bağlı olarak el, ayak ve koltuk için grafikten okunarak hesaplara dahil edilir. Aşağıdaki grafikte Titreşim duyarlılığı kareleri gösterilmektedir.



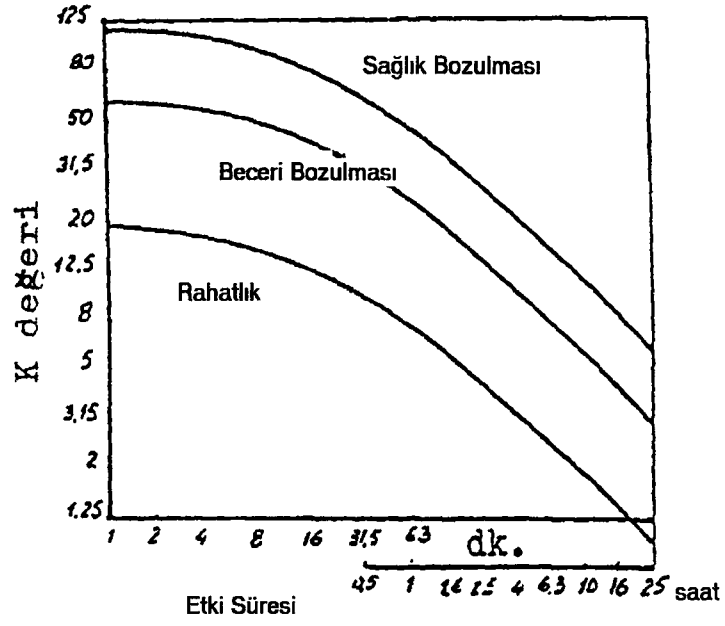
Şekil 6.4 Titreşim duyarlılığı karesel değerleri

Bu eğrilerin hesaplanmasında kullanılan frekansa bağlı değerler ise aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 6.1 Titreşim duyarlılığı değerleri.

	Frekans $\omega / 2\pi$	B^2
Koltuk, B^2_{koltuk}	0.....1 1.....4 4.....8 8.....	100 16. ω 400 (1000 / ω) ²
El ve Kol, B^2_{el}	0.....8 8.....16 16.....	(ω / B) ² 40 4.10 ⁵ / ω^2
Ayak, B^2_{ayak}	0.....7 7.....15 15.....	$\omega^2 / 20$ 100 9.10 ⁵ / ω^2

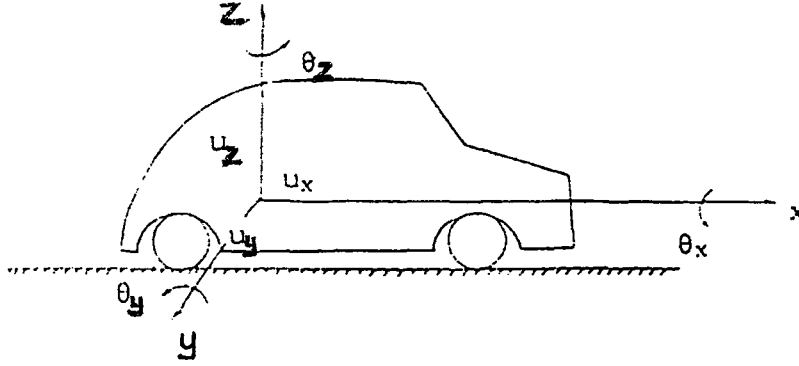
Etkilenme titreşime maruz kalma süresi ile değerlendirilir. Titreşime maruz kalma süresi arttıkça kişi titreşimden daha fazla etkilenir. Örneğin $K = 12,5$ olan bir konfor durumunda yaklaşık olarak 1 saat sonra beceri bozulması, 6,5 saat sonra ise artık sağlıkta bir etkilenme beklenir.



Şekil 6.5 Titreşimden etkilenme .

BÖLÜM 7. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİNİN MODELLENMESİ

Taşıtlar birbirine elastik olarak bağlanmış çeşitli kısımlardan oluşurlar. Bu kısımları tüm serbestlik dereceleri ile göz önüne alan bir model oluşturmak ve bu modelden yola çıkarak çözüme ulaşmak oldukça karmaşık ve zor işlemler gerektirir. Aşağıda hareket halindeki bir araçta, X-Y-Z eksenleri üstünde oluşan hareketler vektörel olarak gösterilmiştir.

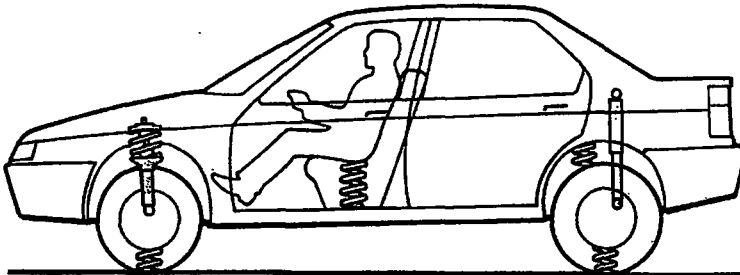


Şekil 7.1 Taşıtın kütle merkezine indirgenmiş yer değiştirme vektörleri.

U_x	= İleri-geri hareket	θ_x	= Yalpa hareketi
U_z	= Aşağı-yukarı hareket	θ_z	= Sağlama-sollama hareketi
U_y	= Savrulma hareketi	θ_y	= Baş vurma hareketi

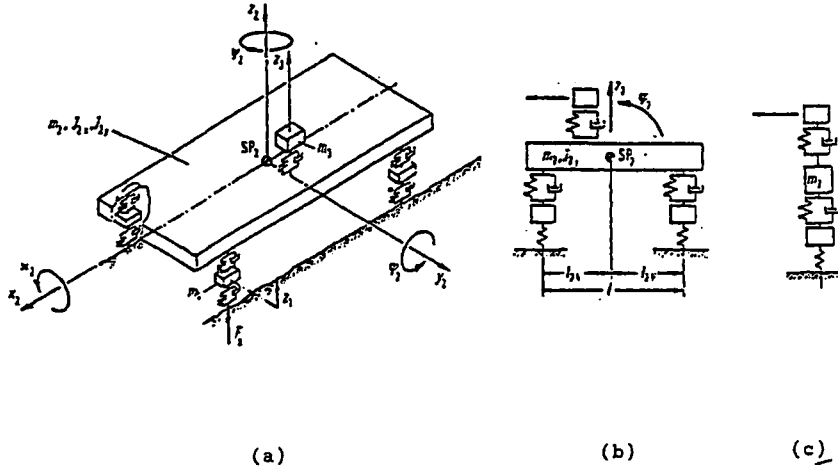
Uzaysal bir taşıt titreşim modelinde 11 serbestlik derecesi vardır. Gövdenin düşey-yatay ve ileri geri hareketinden 3, üç yöndeki dönme hareketinden 3, tekerleklerden 4, kişinin hareketinden ise 1 serbestlik derecesi gelir. Gerçekte ise taşıt titreşim sistemi çok daha karmaşıktır.

Çok serbestlik dereceli karmaşık bir titreşim sisteminin çözümü ve bulunan sonuçların yorumlanması oldukça güçtür. Bu nedenle önce tek izli basit bir model kurup ardından aşama aşama daha karmaşık bir modele gidilmelidir.



Şekil 7.2 Bir taşıttaki yay ve sönüm elemanları

Yukarıdaki şekilde bir taşıtta bulunan yay ve sönüm elemanları gösterilmektedir. Bu şekli dahada geliştirmek mümkündür. Örneğin lastik sönümü, koltuk sönümü, şasi burulma yay ve sönümü gibi ilaveler yapılabilir. Ancak bu oluşturulacak modeli daha karmaşık hale sokar ve sonuçların yorumunu zorlaştırır.

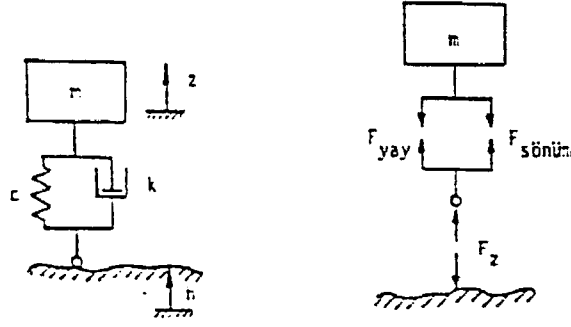


Şekil 7.3 Taşıt titreşim modeli.

- a-) Uzaysal model (Tek izli)
- b-) İki boyutlu model (Tek akslı)
- c-) Tek boyutlu model (Üç kütleli sistem)

İlk olarak taşıt, boyuna ekseni etrafında simetrik kabul edilerek iki boyutlu hale getirilir. Bu modelde, ön ve arka tekerlekler belli bir zaman farkı ile aynı noktadan geçtiklerinden, bu modele tek izli taşıt modeli denir. Burada taşıtın yalpa hareketleri incelenmemektedir. Yalpayı inceleyebilmek için tek akslı model kullanılabilir. Taşıtın en basit modeli tek boyutlu modeldir. Taşıt titreşimleri en basit ve açık şekilde bu modelde görüleceği için, taşıt titreşimlerinin genel özellikleri bu modelde ele alınarak irdelenecektir.

Titreşim hareket denklemlerini çıkarmak için en basit tek boyutlu titreşim modeli olan tek kütleli sistemi göz önüne alalım. (Şekil 7.4)



Şekil 7.4 Tek kütleli titreşim modeli.

Şekil 7.4'deki modelde m kütlesi, yoldan gelen h uyarısıyla, z yönünde titreşim yapmaktadır. m kütlelerinin hareket denklemleri şöyle yazılır :

$$m \cdot z'' = - F_{yay} - F_{sönüm} \quad (7.1)$$

Dinamik yay kuvveti;

$$F_{yay} = c \cdot (z - h) \quad (7.2)$$

Sönüm kuvveti;

$$F_{sönüm} = k \cdot (z' - h') \quad (7.3)$$

c, yay katsayısı ve k sönüm katsayısı olarak nitelendirilir. Bu katsayılar sabit kabul edildiklerinden yay ve sönüm kuvvetleri lineerdir. Kuvvet ifadelerinin (7.1) denkleminde yerine konulması ile sistemin lineer diferansiyel denklemi ortaya çıkar :

$$m \cdot z'' + k \cdot z' + c \cdot z = k \cdot h' + c \cdot h \quad (7.4)$$

Denklemin sağ tarafında görülen zamana bağlı h fonksiyonu, sistemi salınıma zorladığından uyarı fonksiyonu diye adlandırılır. Taşıt titreşimleri için uyarı fonksiyonu yol pürüzlülüğüdür.

Yukarıdaki 7.4 denkleminin homojen ve özel olmak üzere iki ayrı çözümü vardır. Sağ tarafın sıfıra eşitlenmesi ile bulunan çözüm homojen çözüm, sağ tarafın sıfır olmadığı halde bulunan çözüm ise özel çözümdür. Toplam çözüm ise bu iki çözümün toplamına eşittir.

$$z = z_{hom} + z_{özel} \quad (7.5)$$

Homojen çözüm için denklemini m kütlelerine bölersek eğer;

$$z'' + (k/m) \cdot z' + (c/m) \cdot z = 0 \quad (7.6)$$

$\sigma = k/2m$ ve $V^2 = c/m$ diye tanımlarsak eğer;

$$z'' + 2 \cdot \sigma \cdot z' + V^2 \cdot z = 0 \quad (7.7)$$

(7.7) ifadesinin homojen çözümü şöyle olsun :

$$z_{\text{hom}} = z \cdot e^{\delta \cdot t} \quad (7.8)$$

Çözümü yerine koyabilmek için 1. ve 2. derece türevlerini alalım;

$$z'_{\text{hom}} = z \cdot \delta \cdot e^{\delta \cdot t} \quad \text{ve} \quad z''_{\text{hom}} = z \cdot \delta^2 \cdot e^{\delta \cdot t}$$

$$(\delta^2 + 2 \cdot \sigma \cdot \delta + V^2) \cdot z \cdot e^{\delta \cdot t} = 0 \quad (7.9)$$

Parantez içerisindeki ifadeyi sıfıra eşitleyip homojen denklemin çözümünü arayalım;

$$\delta^2 + 2 \cdot \sigma \cdot \delta + V^2 = 0 \quad (7.10)$$

$$\delta_{1,2} = -\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 - V^2} \quad (7.11)$$

$$z_{\text{hom}} = z_1 \cdot e^{\delta_{1,t}} + z_2 \cdot e^{\delta_{2,t}} \quad (7.12)$$

$$V_d = \sqrt{\sigma^2 - V^2} \text{ ise;} \quad (7.13)$$

$$\delta_{1,2} = -\sigma \pm j \cdot V_d$$

Denklemin konjuge kompleks genliklerine yine konjuge kompleks genlikler karşı gelmektedir.

$$z_{1,2} = 0,5 \cdot (B \pm j \cdot C)$$

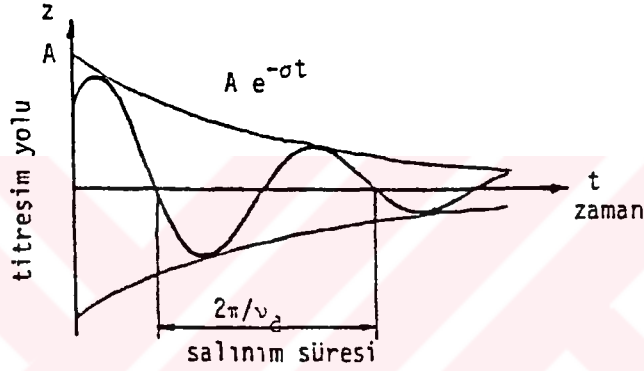
(7.12) denklemi kompleks ifade ile aşağıdaki şekilde ifade edilebilir :

$$z_{\text{hom}} = 0,5 \cdot (B + J.C) \cdot e^{(-\sigma + j \cdot V_d)t} + 0,5 \cdot (B - J.C) \cdot e^{(-\sigma - j \cdot V_d)t}$$

Euler denklemi yardımıyla homojen denklemin çözümü :

$$Z_{\text{hom}} = e^{-\sigma t} \cdot (B \cdot \cos V_d t - C \cdot \sin V_d t) \quad (7.14)$$

Bu hareket, şekil 7.5'e göre, genliği $e^{-\sigma t}$ fonksiyonu ile azalan, V_d dairesel frekanslı, dolayısıyla $2\pi / V_d$ salınım süreli bir titreşim olup aşağıdaki şekilde ifade edilebilir :



Şekil 7.5 Tek kütleli sistemin sönümlü özgül titreşimlerinin karakteristik değerleri

Genlik $A = \sqrt{(B^2 + C^2)} \quad (7.15)$

Faz açısı $\tan \alpha = B / C \quad (7.16)$

$$z_{\text{hom}} = A \cdot e^{-\sigma t} \cdot \sin (V_d t + \alpha) \quad (7.17)$$

Titreşim genliğinin zamana bağlı olarak azalması σ sönümleme katsayısı ile olmaktadır.

$$\sigma = k/2m \quad (7.18)$$

Sönümlü titreşimin özgül dairesel frekansı;

$$V_d = \sqrt{(\sigma^2 - V^2)} \quad (7.19)$$

$\sigma = 0$ olduğunda titreşim yok olmaz. Bu durumda sistem sönümsüzdür. Bu durumda sönümsüz özgül dairesel frekans ;

$$V = \sqrt{c / m} \quad (7.20)$$

Boyutsuz sönüm oranında önemli bir büyüklüktür:

$$D = \sigma / V \quad (7.21)$$

Gerekli düzenlemeler yapıldığında ;

$$V_d = V \cdot \sqrt{1 - D^2} \quad (7.22)$$

İfadesi elde edilir. Taşıtlarda elde edilen sönüm oranları genellikle 0,25 civarında olduğundan $V_d = V$ alınabilir.

Özel çözüm, h uyarı fonksiyonu uzun süre etkili olduğu zaman önemlidir. Z_{hom} zamanla sıfıra gider, belli bir süre sonra sistemin hareketini $Z_{özel}$ belirler.

Taşıtlara etkiyen uyarı fonksiyonları harmoniktirler :

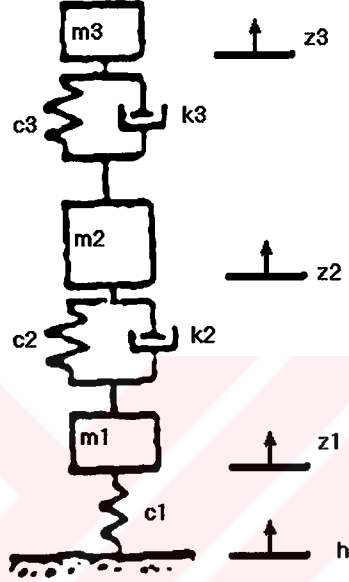
$$h = h_0 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varepsilon) \quad (7.23)$$

Burada h_0 uyarı genliği, ω uyarı dairesel frekansı ve ε faz açısıdır.

8. MATEMATİKSEL MODELİN OLUŞTURULMASI VE ÇÖZÜMLERİN ELDE EDİLMESİ

Bölüm 7’de bahsedildiği gibi, burada tek izli taşıt modeli kurulacaktır. Taşıt titreşimleri en basit ve açık şekilde bu modelde görüleceği için, taşıt titreşimlerinin genel özellikleri bu modelde ele alınarak irdelenecektir.

İrdelemesini yapacağımız taşıt modeli aşağıdaki gibidir.



Şekil 8.1 Taşıt titreşim modeli

Koltuğun düşey yöndeki hareket denklemi :

$$m_3 \cdot z''_3 + k_3 \cdot (z'_3 - z'_2) + c_3 \cdot (z_3 - z_2) = 0 \quad (8.1)$$

$$z_{3rel} = z_3 - z_2 \quad (8.2)$$

$$z'_{3rel} = z'_3 - z'_2 \quad (8.3)$$

gerekli düzenlemeler yapılırsa eğer ;

$$z''_3 = - (k_3 / m_3) \cdot z'_{3rel} - (c_3 / m_3) \cdot z_{3rel} \quad (8.4)$$

Taşıt gövdesinin düşey yöndeki hareket denklemi :

$$m_2 \cdot z''_2 + k_2 \cdot (z'_2 - z'_1) + c_2 \cdot (z_2 - z_1) = 0 \quad (8.5)$$

$$z_{2rel} = z_2 - z_1 \quad (8.6)$$

$$z'_{2rel} = z'_2 - z'_1 \quad (8.7)$$

gerekli düzenlemeler yapılırsa eğer ;

$$z''_2 = - (k_2 / m_2) \cdot z'_{2rel} - (c_2 / m_2) \cdot z_{2rel} \quad (8.8)$$

Aksın düşey doğrultudaki hareket denklemi :

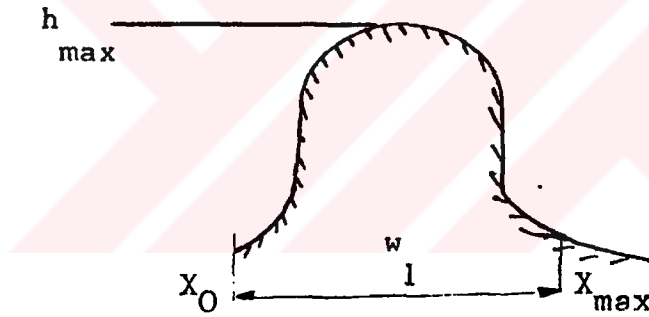
$$m_1 \cdot z''_1 + m_2 \cdot z''_2 + c_1 \cdot (z_1 - h) = 0 \quad (8.9)$$

$$z_{1rel} = z_1 - h \quad (8.10)$$

gerekli düzenlemeler yapılırsa eğer ;

$$z''_1 = - (c_1 / m_1) \cdot z_{1rel} - (m_2 / m_1) \cdot z''_2 \quad (8.11)$$

Yol uyarısı olarak ise Şekil 8.2'de görülen bir sinüs uyarısına yol açan engel düşünülmüştür.



Şekil 8.2 Yol pürüzlülüğü

Bu engelin yol açtığı uyarıyı aşağıdaki şekilde ifade edebiliriz.

$$h = h_{max} / 2 \cdot [1 - \cos (2\pi \cdot V \cdot t / \omega_1)] \quad (8.12)$$

Modelde Kullanılan Taşıt Verileri :

1- Koltuk ve sürücü kütlesi	m_3	= 80 kg
2- Taşıt gövde kütlesi (Toplam taşıt kütesinin ¼'ü)	m_2	= 250 kg
3-Aks kütlesi (Bir tekere düşen aks kütlesi)	m_1	= 34 kg
4-Koltuk yay katsayısı	c_3	= 13.000 N/m
5-Koltuk sönüm katsayısı	k_3	= 300 N.s / m
6-Süspansiyon yay katsayısı	c_2	= 20.000 N/m
7-Süspansiyon sönüm katsayısı	k_2	= 1.400 N.s/m
8-Lastik yay katsayısı	c_1	= 145.000 N/m
9-Taşıt hızı	V	= 20 km/h

Kullanılan Diğer Veriler :

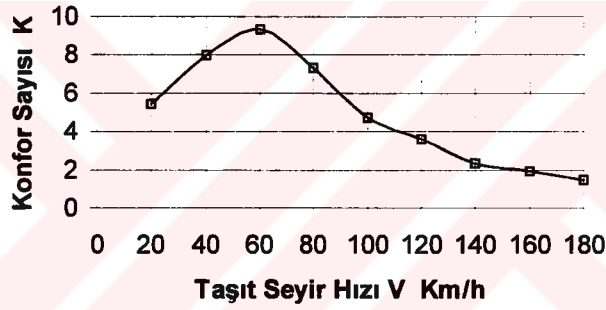
1-Yer çekimi ivmesi	g	= 9,8067 m/s ²
2-Yol dalgalılık faktörü	W	= 2
3-Yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu	$\text{PHI} = \Phi_h(\Omega)$	= 0,000004 m ³
4-Aks tabii frekansı	$f_1 = 1/2\pi \cdot (c_1+c_2 / m_1)^{1/2}$	= 11,09 Hz
5-Gövde tabii frekansı	$f_2 = 1/2\pi \cdot (c_2 / m_2)^{1/2}$	= 1,42 Hz
6-Yaylanmamış kütenin yaylanmış kütleyle oranı	m_1 / m_2	= 0,136
7-Statik tekerlek yükü	P_{statik}	= 364 kg

8.1 GRAFİKLERİN İRDELENMESİ VE BULUNAN SONUÇLAR

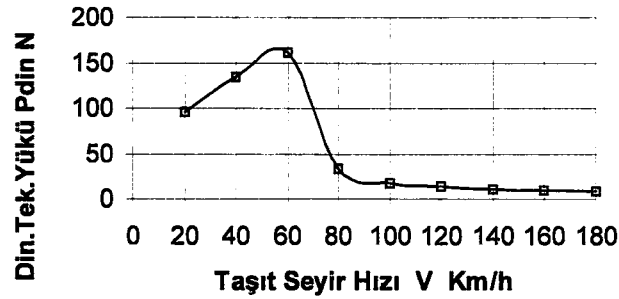
8.1.1 Taşıt Hızının Konfor Sayısı ve Dinamik Teker Yükü Üstündeki Etkisi

Tablo 8.1 Taşıt hızına bağlı olarak elde edilen konfor sayısı ve dinamik teker yükü değerleri

Taşıt Hızı Km / h	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yükü P_{din} N
20	5,4244	95,3756
40	7,9491	134,878
60	9,3205	161,5849
80	7,295	33,0231
100	4,7424	17,55
120	3,6203	14,4394
140	2,3376	10,3359
160	1,9233	9,6128
180	1,4621	8,4705



Şekil 8.3 Konfor sayısı ile taşıt hızı arasındaki bağıntı.



Şekil 8.4 Dinamik teker yükü ile taşıt hızı arasındaki bağıntı.

Yapılan çalışmada taşıt hızı 20 km/h ile 180 km/h arasında değiştirilerek konfor sayısı ve dinamik teker yükü hesaplanmış ve bulunan sonuçlar grafik şekline sokulmuştur.

İncelemenin yapıldığı aralıkta, 20 km/h ile 60 km/h'lik taşıt hızı aralığında bulunan sonuçlara göre, artan taşıt hızı ile konfor sayısı artmakta, yani araç kullanım konforu bozulmaktadır. Örnekteki incelemeye göre 20 km/h'lik bir hızla seyreden aracın sürücüsü için konforlu araç kullanım süresi yaklaşık 1 saat iken, taşıt hızı 60 km/h'e çıktığında konforlu araç kullanım süresi yaklaşık olarak yarım saate düşmektedir.

Yine artan taşıt hızı ile, incelemenin yapıldığı aralıkta, 20 km/h ile 60 km/h'lik taşıt hızları arasında, dinamik teker yükünde bir artışın olduğu ortaya konulmuştur. Bilindiği gibi dinamik teker yüklerindeki değişim, toplam teker yükündeki değişimi arttırmakta, buda seyir emniyetini azaltmaktadır. Seyir emniyetinin yüksek olabilmesi için dinamik teker yüklerinin küçük olması gerekmektedir.

Grafiklerde görüldüğü üzere, 60 km/h'lik taşıt hızının üstündeki hızlarda, kurulan örnek taşıt modeli için, konfor sayısının ve dinamik teker yüklerinin azaldığı görülmektedir.

Artan taşıt hızıyla dinamik teker yükündeki artış, toplam teker yükündeki değişimleri arttırmakta, bunun sonucunda artan taşıt titreşimleri ile konforlu araç kullanımı bozulmaktadır.

Seyir hızının etkisi, direkt olarak yol spektrum yoğunluklarında, dolayısıyla konfor sayısı ve dinamik teker yüklerinin efektif değerlerinde görülmektedir. Dikey uyarılarda, dalgalıklık faktörünün 2 civarında değiştiği göz önüne alınırsa, yol spektrum yoğunluğu hızla orantılı olmaktadır.

$$\emptyset_h (w) = f(V)$$

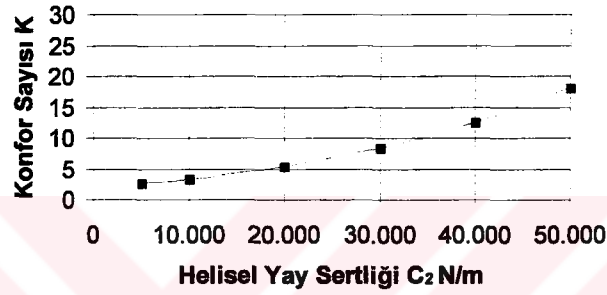
Dikey uyarıların sebep oldukları efektif değerler hızın karakökü ile artmaktadır. Artan taşıt hızı ile dinamik tekerlek yükü ve gövde ivmesi efektif değerleri artmaktadır.

Taşıt hızı 20 km/h'ten 60 km/h 'e çıkartıldığında konfor sayısındaki artma yönündeki toplam değişim % 71.82, dinamik teker yükünde ise artma yönündeki toplam değişim % 69.41 olmaktadır. Görüldüğü gibi hızın etkisi ile oluşan değişim önemli mertebelere ulaşmaktadır.

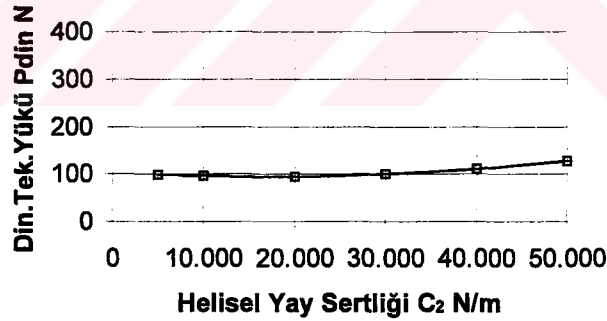
8.1.2 Helisel Yay Sertliğinin Etkisi

Tablo 8.2 Helisel yay sertliğine bağlı olarak elde edilen değerler.

Helisel Yay Sertliği C_2 N/m	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yüğü P_{din} N
5.000	2,749	97,5459
10.000	3,3529	95,4881
20.000	5,4244	95,3756
30.000	8,4005	101,1135
40.000	12,535	110,5955
50.000	18,1282	127,9461



Şekil 8.5 Konfor sayısı ile helisel yay sertliği arasındaki bağıntı.



Şekil 8.6 Dinamik teker yükü ile helisel yay sertliği arasındaki bağıntı.

Örnek taşıt datalarında, helisel yay sertliği 5.000 N/m ile 50.000 N/m arasında değiştirilerek, değişik konfor sayısı ve dinamik teker yükü değerleri elde edilmiştir.

İncelemenin yapıldığı bu değerler arasında konfor sayısının helisel yay sertliği ile birlikte arttığı, yani taşıt konforunun azaldığı ortaya çıkmıştır. Bu nedenle konforlu araç kullanımı için, helisel yay sertliği küçük (yumuşak yay) seçilmelidir. Minimum değer, en konforlu gözükmesine karşın kullanılabilir yayın sertliği taşıtın tasarımı ile orantılı olup izin verilebilecek en küçük değer seçilmelidir.

Helisel yay sertliği dinamik teker yükü üstünde etkili olmaktadır. Ancak incelemenin yapıldığı aralık içerinde bu değişimin çok fazla olmadığı görülmüştür. Helisel yayın sert olması, aracın viraja girmesi anında yana doğru yatmasını engellemekte ve emniyetli seyiri sağlamaktadır.

Bu nedenle tasarım yapılırken seyir emniyeti veya konfor sayısı göz önünde tutulmalı ve helisel yay sertliği ona göre seçilmelidir.

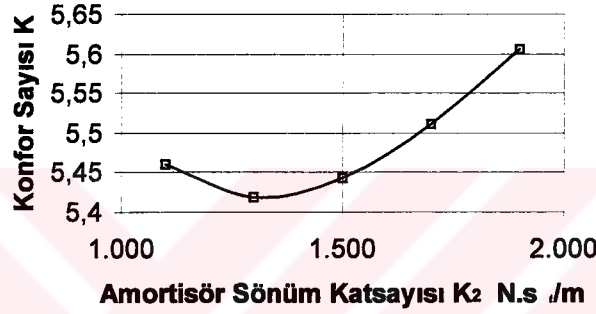
rnek taşıt için helisel yay sertliği 20.000 N/m alınmıştır. Bu yayı tam iki kat sertleştirdiğimizde, konfor sayısı % 131 artmakta, dinamik teker yükü ise % 15 oranında artmaktadır. Görüldüğü gibi seçilen aralık içerisinde bulunan sonuçlara göre helisel yay sertliğinin konfor üstündeki etkisi, dinamik teker yükleri üstündeki etkisine göre daha fazla olmaktadır.



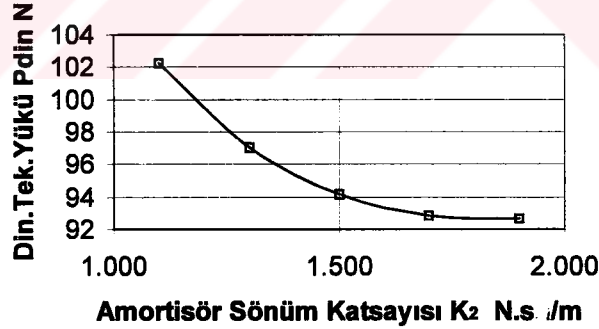
8.1.3 Amortisör Sönüm Katsayısının Etkisi

Çizelge 8.3 Amortisör sönüm katsayısına bağlı olarak elde edilen değerler.

Amortisör Sönüm Katsayısı K_2 N.s/m	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yüğü P_{din} N
1.100	5,4602	102,2862
1.300	5,4185	97,0616
1.500	5,4437	94,17981
1.700	5,5106	92,8579
1.900	5,6054	92,6377



Şekil 8.7 Konfor sayısı ile amortisör sönüm katsayısı arasındaki bağıntı.



Şekil 8.8 Dinamik teker yüğü ile amortisör sönüm katsayısı arasındaki bağıntı.

Örnek taşıt dadasında amortisör sönüm katsayısı 1.400 N.s/m alınmış, çalışma içerisinde bu değer 1.100 N.s/m ile 1900 N.s/m arasında değiştirilerek amortisör sönüm katsayısının konfor ve seyir emniyeti üstündeki etkisi ortaya konulmaya çalışılmıştır.

İncelemesini yaptığımız aralıkta, sönüm katsayısı arttıkça (amortisör sertleştikçe) konforun azaldığı görülmektedir.

Seçilen amortisör sönüm katsayısı değerleri arasında, sönüm katsayısı artışına bağlı olarak,

dinamik teker yükünün azaldığı görülmektedir. Dinamik teker yükünün azalması, toplam teker yüklerindeki değişimlerin azalmasını, dolayısıyla seyir emniyetinin artmasını sonuçlamaktadır.

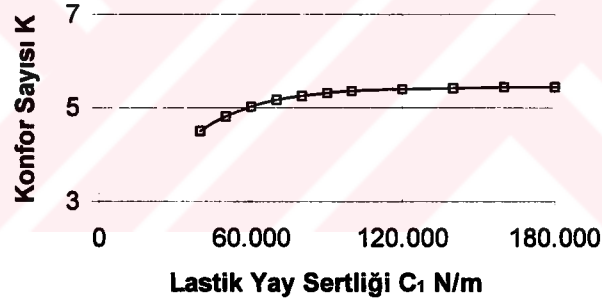
Bu nedenle yarış arabalarında, seyir emniyeti konforlu araç kullanımından çok daha önemli olduğundan sert amortisör kullanılır. Ayrıca günümüz otomobillerinde yer alan sistemlerde, konfor ve spor olmak üzere iki değişik seçenek bulunmaktadır. Spor sürüş düğmesine basıldığında, amortisör sönüm katsayısı artmaktadır.

Araştırmanın yapıldığı aralık içerisinde amortisör sönüm katsayısı 1300 N.s/m'den 1900 N.s/m'ye çıkartıldığında, yani daha sert bir amortisör seçildiğinde konfor sayısında (0,1869 değerinde bir artış) % 3,44 oranında bir artış olmaktadır. Bunun yanında ise dinamik teker yüklerinde (4,4239 N değerinde bir azalma) % 4,55'lik bir azalma olmaktadır. Görüldüğü gibi seyir emniyetinde bir artış olurken, konforda ise bir azalma söz konusu olmaktadır.

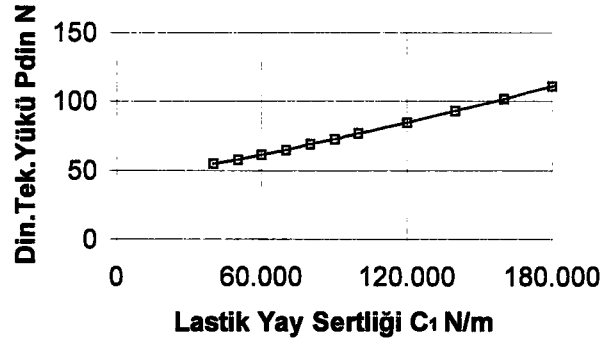
8.1.4 Lastik Yay Sertliğinin Etkisi

Tablo 8.4 Lastik yay sertliğine bağlı olarak elde edilen değerler.

Lastik Yay Sertliği C_1 N/m	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yüğü P_{din} N
40.000	4,4993	54,6346
50.000	4,8222	57,8789
60.000	5,0275	61,3817
70.000	5,1586	65,0415
80.000	5,2439	68,8439
90.000	5,3035	72,7011
100.000	5,3446	76,6567
120.000	5,3954	84,7803
140.000	5,4198	93,2594
160.000	5,4335	101,8179
180.000	5,4386	110,5967
200.000	5,442	119,3807



Şekil 8.9 Konfor sayısı ile lastik yay sertliği arasındaki bağıntı.



Şekil 8.10 Dinamik teker yükü ile lastik yay sertliği arasındaki bağıntı.

İncelemesini yaptığımız aralık içerisinde bulunan değerlere göre, lastik yay sertliği arttıkça, yani lastik sertleştikçe, konforun azaldığı, dinamik teker yükünün ise arttığı görülmüştür.

Lastiğin yumuşak olması konforlu araç kullanımı bakımından önemlidir. Bilindiği gibi telerleklerdeki hava basıncı yüksek olan bir aracın konforu, normal şartlardaki lastik sertliğinde elde edilen konfora göre daha düşüktür.

Lastik sertliği arttıkça dinamik teker yüküde artmaktadır. Dinamik teker yükünün artması toplam teker yükü salınımlarını arttırmakta, buda seyir emniyetini azaltmaktadır.

Hem seyir emniyeti, hemde konfor açısından bakıldığında lastiğin yumuşak seçilmesi gerektiği görülmektedir. Ancak diğer faktörleride seçim yaparken göz ardı etmemek gerekir. Lastiğin yumuşak seçilmesi beraberinde bazı olumsuzluklarıda ortaya çıkartır. Örneğin yumuşak lastik, yuvarlanma direncini arttırır, buna bağlı olarak yakıt sarfiyatı yükselir. Seyir esnasında lastikteki şekil değişimi artar. Buna bağlı olarak katlar arasındaki kayma ve ısınma artar. lastik ömrü daha çok kısılır. Seyir emniyeti yönünden bakıldığında ise; araç özellikle viraja girdiğinde kayma açısı artmakta ve aracın kontrolden çıkma eğilimi artmaktadır. Bu nedenle seçim esnasında tüm kriterler göz önünde tutulmalıdır.

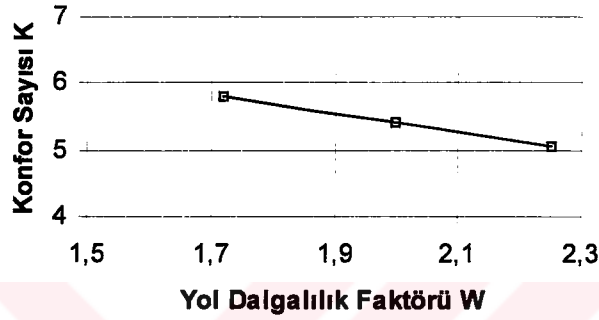
Lastik yay sertliği 40.000 N/m ile 90.000 N/m arasında seçildiğinde, konfor sayısındaki değişim daha fazla olmaktadır. Yay sertliğinin 40.000 N/m'den 80.000 N/m'ye çıkartılması durumunda konfor sayısı (0,7446 değerinde bir artış) % 16,4 oranında artarken, dinamik teker yükü (14,2093 N değerinde bir artış) % 26 oranında artmaktadır.

Bu çalışmada ortaya çıkan sonuçlara göre; lastik yay sertliğinde artış yönündeki değişim ile, dinamik teker yüklerindeki artış, konfor sayısındaki artışa göre daha fazla etkilemektedir.

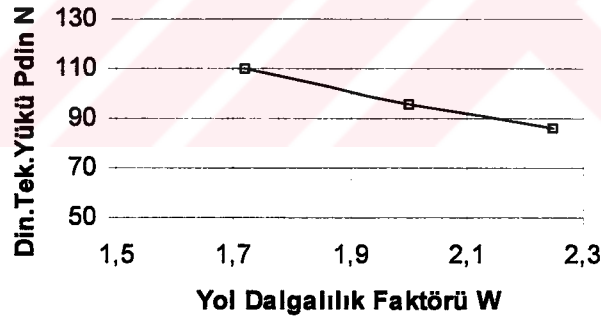
8.1.5 Yol Dalgallık Faktörünün Etkisi

Tablo 8.5 Yol dalgallık faktörüne bağılı olarak elde edilen değerler.

Yol Dalgallık Faktörü W	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yüğü P _{din} N
1,72	5,7982	110,3132
2	5,4244	95,3756
2,25	5,0471	85,877



Şekil 8.11 Konfor sayısı ile yol dalgallık faktörü arasındaki bağıntı.



Şekil 8.12 Dinamik teker yüğü ile yol dalgallık faktörü arasındaki bağıntı.

W dalgallık faktörü, yolun pürüzlerinin uzun veya kısa dalga boylu olmasını gösterir. Yolun cinsine ve kalitesine göre değişik değerler alır. Yapılan çalışmada 1,72 , 2 ve 2,25 değerleri için konfor sayısı ve dinamik teker yükünün değişimi hesaplanmıştır.

W = 1,72	Beton Yol	Kötü durumda
W = 2	Beton Yol	İyi durumda
W = 2,25	Beton Yol	Çok iyi durumda

Görüldüğü gibi yol dalgallık faktörü arttıkça konfor iyileşmekte ve dinamik teker yüğü azaldığı için seyir emniyeti artmaktadır. Yapılan incelemede yol dalgallık faktörü 1,72'den

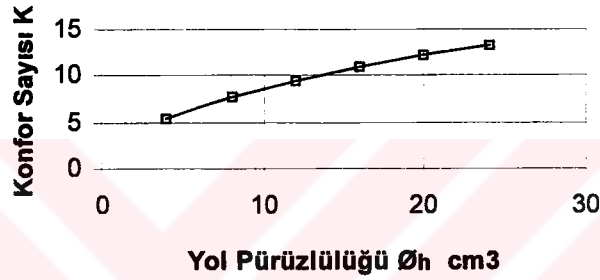
2'ye çıkartıldığında konfor sayısı (0,3738 değerinde azalma) % 6,44 oranında azalmakta, dinamik teker yükü ise (14,9364 N değerinde azalma) % 13,54 oranında azalmaktadır.



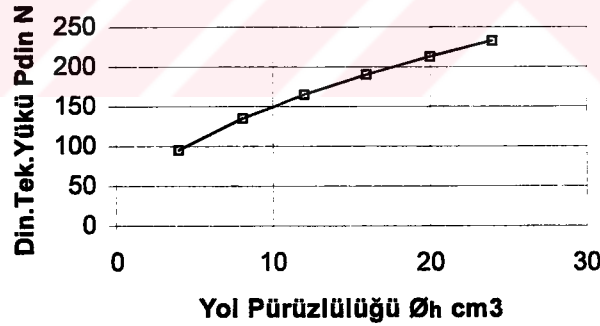
8.1.6 Yol Pürüzlülüğünün Etkisi

Tablo 8.6 Yol dalgalılık faktörüne bağlı olarak elde edilen değerler.

Yol Pürüzlülüğü $\phi_h (\Omega_0) \text{ cm}^3$	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yüğü $P_{\text{din}} \text{ N}$
4	5,4244	95,3756
8	7,6712	134,8816
12	9,3953	165,1956
16	10,8488	190,7514
20	12,1293	213,2665
24	13,287	233,62



Şekil 8.13 Konfor sayısı ile yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu arasındaki bağıntı.



Şekil 8.14 Dinamik teker yüğü ile yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu arasındaki bağıntı.

Yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu daha önceki bölümlerde açıklanmıştı. $\phi_h (\Omega_0)$ yol pürüzlülüğünün bir derecesidir ve yolun iyi veya kötü olduğunu gösterir. Yapılan çalışmada yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu 4, 8, 12, 16 ve 20 cm^3 olarak alınmış ve elde edilen sonuçlar grafikler haline getirilmiştir.

Spektrum yoğunluğu arttıkça, yani yollar kötüleştiğinde bağıl yay yolu mesafesi artar. Buna bağlı olarak konfor sayısı artar. Bir başka deyişle konfor azalır.

Yine spektrum yoğunluğu arttıkça, yani yol kötüleştikçe, dinamik teker yüklerindeki değişimde artmaktadır. Böylece toplam teker yükü değişimi arttığı için seyir emniyeti azalmaktadır.

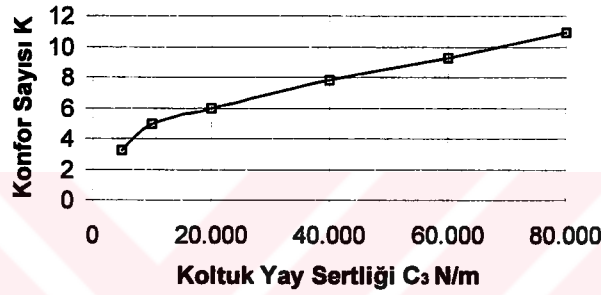
Yapılan incelemede, yol uyarısı spektrum yoğunluğu 4 cm^3 'ten 12 cm^3 'e çıkartıldığında, konfor sayısı (3,9709 değerinde bir artış) % 73,20 oranında artmakta, dinamik teker yükleri ise (69,82 değerinde bir artış) % 73,20 oranında artmaktadır. Bulunan sonuçlara göre yol uyarısı spektrum yoğunluğu aynı oranda konfor sayısı ve dinamik teker yükleri üstünde etkili olmaktadır.



8.1.7 Koltuk Yay Sertliğinin Etkisi

Tablo 8.7 Koltuk yay sertliğine bağlı olarak elde edilen değerler.

Koltuk Yay Sertliği C_3 N/m	Konfor Sayısı K
5.000	3,2349
10.000	4,9305
20.000	5,9985
40.000	7,7851
60.000	9,2917
80.000	10,8896



Şekil 8.15 Konfor sayısı ile koltuk yay sertliği arasındaki bağıntı.

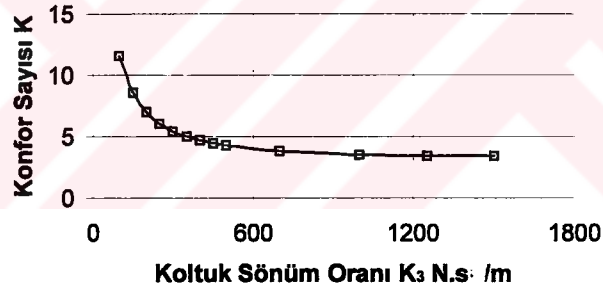
Koltuk yay sertliği 5000 N/m ile 80.000 N/m arasında değiştirilerek birbirinden farklı konfor sayıları elde edilmiştir.

Elde edilen bu sonuçlara göre koltuk yay sertliğinin artması (koltuğun sertleşmesi), konforlu araç kullanımını olumsuz yönde etkilemektedir. Konfor açısından koltuğun yumuşak olması gerekmektedir. Ancak koltuğun aşırı yumuşak olması ergonomik açıdan bakıldığında olumsuz bir etki oluşturmaktadır. Oturulan koltuğun insan vücudunun profiline uygun olması gerekmektedir. Aksi takdirde rahatsızlık yaratmaktadır. Sürücünün koltuğa gömülmesi araç kullanımını güçleştireceği için, koltuğun bir miktar sert olması gerekmektedir.

8.1.8 Koltuk Sönüm Katsayısının Etkisi

Çizelge 8.8 Koltuk sönüm katsayısına bağlı olarak elde edilen değerler.

Koltuk Sönüm Oranı K_3 N.s/m	Konfor Sayısı K
100	11,5628
150	8,5651
200	6,9719
250	6,031
300	5,4244
350	5,0021
400	4,6923
450	4,456
500	4,2674
700	3,7894
1.000	3,4821
1.250	3,3966
1.500	3,3855



Şekil 8.16 Konfor sayısı ile koltuk sönüm katsayısı arasındaki bağıntı.

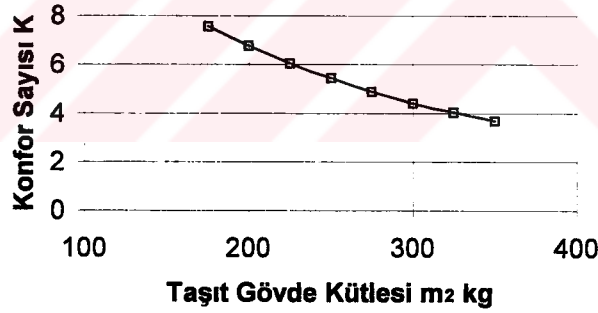
Koltuk sönüm katsayısı 100 N.s/m ile 1.500 N.s/m arasında değiştirilerek değişik konfor sayıları elde edilmiştir. İncelemenin yapıldığı bu aralıkta bulunan sonuçlara göre, koltuk sönüm katsayısı arttıkça, yani koltuğun sönümleme etkisi arttıkça, konfor artmaktadır. 100 N.s/m ile 600 N.s/m arasında konfordaki artışın daha fazla olduğu, bu noktadan sonra ise değişimin fazla olmadığı görülmektedir. Sönüm katsayısını dahada arttırsak eğer, bu sefer konfor sayısı tekrar yükselecek ve konfor düşecektir. Örnek taşıtta seçilen sönümleme katsayısı 300 N.s/m'dir.

8.1.9 Kütlenin Etkisi

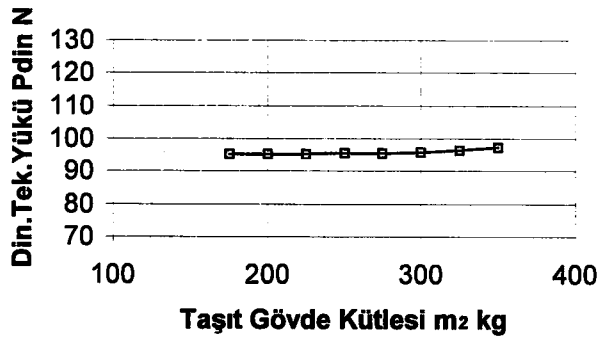
Aks kütlesi sabit tutularak, taşıt gövde kütlesi değiştirilmiş ve aşağıdaki değerler elde edilmiştir. Helisel yay sertliği ve amortisör sönüm katsayısı sabit tutulmuştur. Sadece taşıt gövde kütlesi artırılarak inceleme yapılmıştır.

Tablo 8.9 Taşıt kütlesine bağlı olarak elde edilen değerler.

Araç Gövde Kütlesi m_2 kg	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yüğü P_{din} N	Aks Kütlesi m_1 kg
175	7,5437	95,3055	34
200	6,7506	95,1638	
225	6,0473	95,2287	
250	5,4244	95,3756	
275	4,8785	95,5981	
300	4,413	95,9366	
325	4,0205	96,4805	
350	3,695	97,3119	



Şekil 8.17 Konfor sayısı ile taşıt kütlesi arasındaki bağıntı.



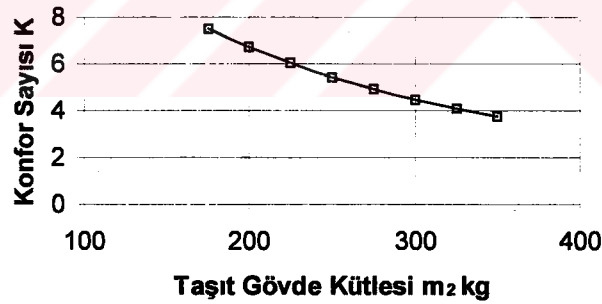
Şekil 8.18 Dinamik teker yükü ile taşıt kütlesi arasındaki bağıntı.

Aks kütlesinin değişmediği varsayımı ile, taşıt gövde kütlesi arttırıldığında, konfor sayısı azalmaktadır. Yani araç kullanım konforu artmaktadır. Dinamik teker yüklerinde ise çok fazla bir değişimin olmadığı görülmektedir.

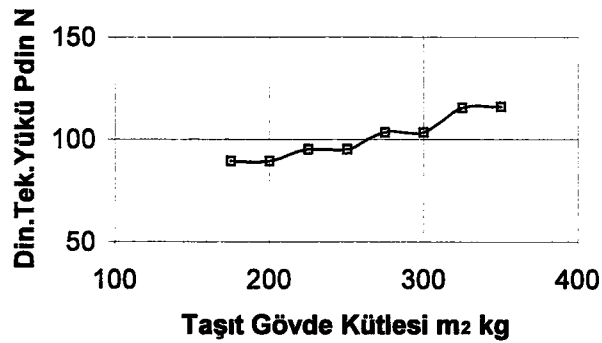
Aks kütlesi ve taşıt gövde kütlesi değiştirilmiş ve aşağıdaki değerler elde edilmiştir. Helisel yay sertliği ve amortisör sönüm katsayısı sabit tutulmuştur. Artan taşıt kütlesi ile beraber aks kütlesinin, çok değişmeyeceği düşüncesi ile, aks kütlesi belli oranda arttırılmıştır.

Tablo 8.10 Taşıt kütlesine bağlı olarak elde edilen değerler.

Araç Gövde Kütlesi m_2 kg	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yükü P_{din} N	Aks Kütlesi m_1 kg
175	7,505	89,5179	30
200	6,7186	89,4847	
225	6,0473	95,2287	
250	5,4244	95,3756	34
275	4,9092	103,1278	40
300	4,44	103,4053	
325	4,0859	115,1485	
350	3,7542	115,8387	50



Şekil 8.19 Konfor sayısı ile taşıt kütlesi arasındaki bağıntı.



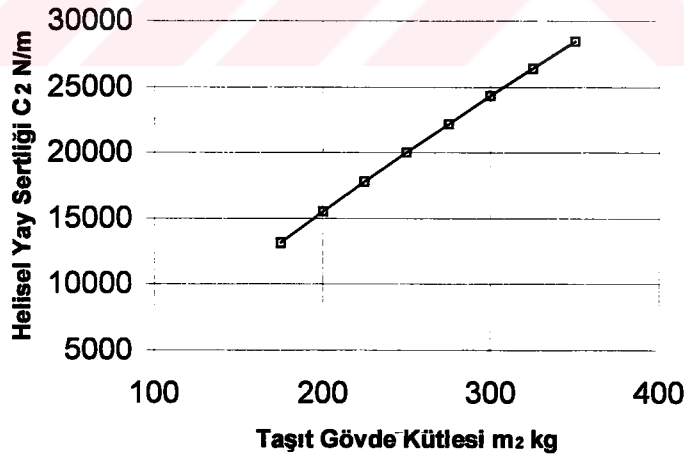
Şekil 8.20 Dinamik teker yükü ile taşıt kütlesi arasındaki bağıntı.

Görüldüğü gibi aks kütlesi artışına bağlı olarak dinamik teker yükleride artmaktadır. Buda bize dinamik teker yüklerinin taşıt gövde kütlesinden çok, aks kütlesine bağlı olduğunu göstermektedir.

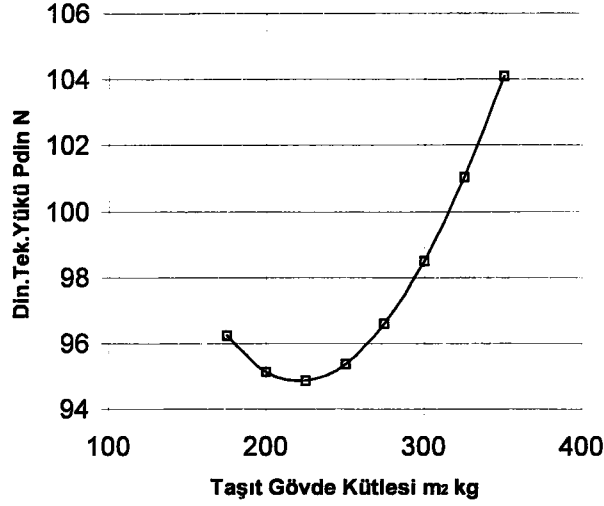
Burada aks kütlesi sabit tutularak, araç gövde kütlesi arttırılmış ve aynı konfor sayısını elde edebilmek için, helisel yay sertliğinin alması gereken değerleri saptanmıştır. Yine aks kütlesi sabit tutulmuştur.

Tablo 8.11 Taşıt kütlesine ve konfor sayısına bağlı olarak elde edilen değerler.

Araç Gövde Kütlesi m_2 kg	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yükü P_{din} N	Helisel Yay Sertliği C_2 N/m	Aks Kütlesi m_1 kg
175	5,42	96,2356	13.150	34
200	5,42	95,1389	15.500	
225	5,42	94,8701	17.780	34
250	5,42	95,3756	20.000	
275	5,42	96,5872	22.150	34
300	5,42	98,5064	24.300	
325	5,42	101,0246	26.380	34
350	5,42	104,0982	28.450	



Şekil 8.21 Aynı konfor sayısını elde edebilmek için, taşıt gövde kütlesinin artışına bağlı olarak helisel yay sertliğinin alması gereken değerleri.



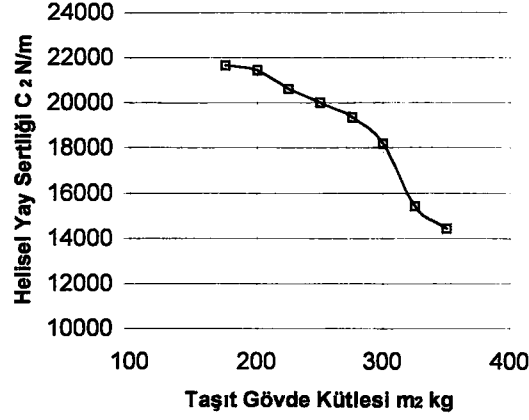
Şekil 8.22 Taşıt gövde kütlesi ve ona bağlı olarak helisel yay sertliği değiştirildiğinde elde edilen dinamik teker yüklerinin değişimi.

Şekil 8.21 'de görüldüğü gibi taşıt gövde kütlesi arttıkça, örnek taşıt için elde edilen konfor sayısını koruyabilmek için, helisel yay sertliğini arttırmak gerekmektedir. Bu esnada aynı zamanda dinamik teker yükleri artmaktadır.

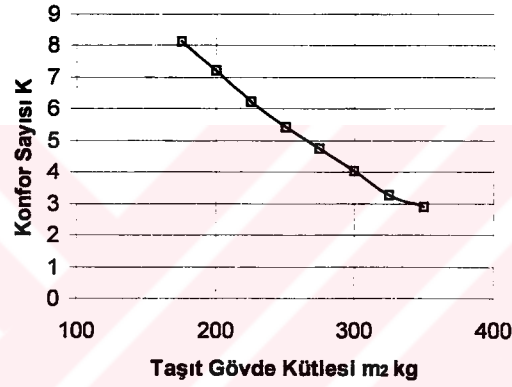
Burada aks kütlesi sabit tutularak, araç gövde kütlesi artırılmış ve aynı dinamik teker yükünü elde edebilmek için, helisel yay sertliğinin alması gereken değerleri saptanmıştır. Ayrıca bu esnadaki konfor sayısı değerleri belirlenmiştir. Burada yine aks kütlesinin değişmediği varsayılmıştır.

Tablo 8.12 Taşıt kütlesine ve dinamik teker yüküne bağlı olarak elde edilen değerler.

Araç Gövde Kütlesi m_2 kg	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yükü P_{din} N	Helisel Yay Sertliği C_2 N/m	Aks Kütlesi m_1 kg
175	8,136	95,3756	21.650	34
200	7,2209	95,3756	21.450	
225	6,2246	95,3756	20.600	34
250	5,42	95,3756	20.000	
275	4,7327	95,3756	19.380	34
300	4,0317	95,3756	18.180	
325	3,2793	95,3756	15.400	34
350	2,9055	95,3756	14.400	



Şekil 8.23 Aynı dinamik teker yükünü elde edebilmek için, taşıt gövde kütlesinin artmasına bağlı olarak helisel yay sertliğinin alması gereken değerleri.



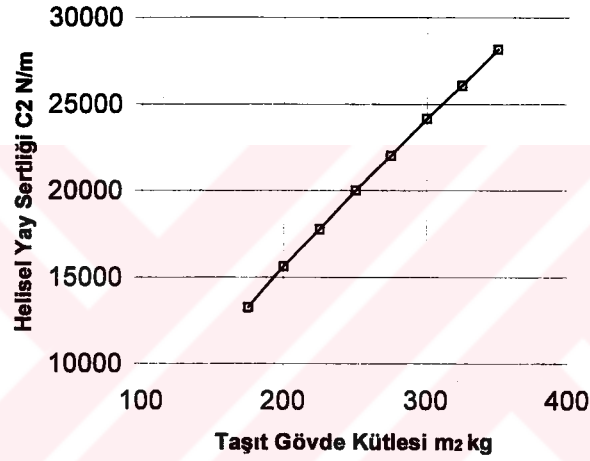
Şekil 8.24 Taşıt gövde kütlesi ve ona bağlı olarak helisel yay sertliği değiştirildiğinde elde konfor sayısı değerlerinin değişimi.

Şekil 8.23’de görüldüğü gibi aynı dinamik teker yükünü sağlayabilmek için, helisel yay sertliğini azaltmak gerekmektedir.

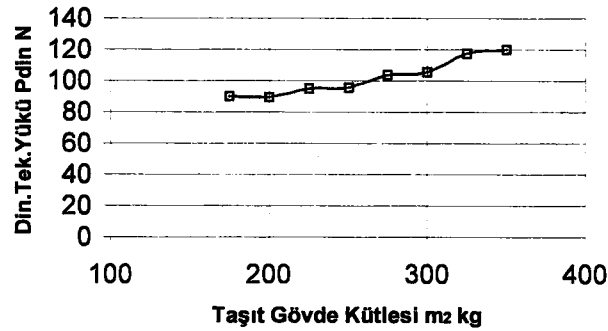
Burada aks kütlesi ve araç gövde kütlesi artırılmış ve aynı konfor sayısını elde edebilmek için, helisel yay sertliğinin alması gereken değerleri saptanmıştır. Ayrıca bu esnadaki dinamik teker yükünün aldığı değerler hesaplanmıştır.

Tablo 8.13 Taşıt kütlesine ve konfor sayısına bağlı olarak elde edilen değerler.

Araç Gövde Kütlesi m_2 kg	Konfor Sayısı K	Dinamik Teker Yüğü P_{din} N	Helisel Yay Sertliği C_2 N/m	Aks Kütlesi m_1 kg
175	5,42	89,9319	13.250	30
200	5,42	89,11	15.600	
225	5,42	94,8701	17.780	34
250	5,42	95,3756	20.000	
275	5,42	103,85	22.050	40
300	5,42	105,4088	24.170	
325	5,42	117,6214	26.070	50
350	5,42	119,8299	28.125	



Şekil 8.25 Aynı konfor sayısını elde edebilmek için, taşıt gövde kütlesinin artışına bağlı olarak helisel yay sertliğinin alması gereken değerleri.



Şekil 8.26 Taşıt gövde kütlesi ve ona bağlı olarak helisel yay sertliği değiştirildiğinde elde edilen dinamik tekerlek yüğü değerlerinin değişimi.

KAYNAKLAR

Barak, P., (1997), ‘‘Effect of Suspension Design Factors on Ride and Handling in The Design Cycle of Passenger Cars and Light Trucks’’, Conferences Ingenieurs de l’ Automobile No 713, France.

Cole, J. D., Cebon, D., Besigner, H. F., (1994), ‘Optimisation of Passive Vehicle Suspensions’, SAE Papers No 942309, Cambridge University.

Çağlı, H. İ., (1997), Taşıtların Seyir Konforu, İstanbul Teknik Üniversitesi Doktora Tezi, İstanbul.

Demirsoy, M., (1991), Motorlu Araçlar Cilt II, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Demirsoy, M., (1997), Motorlu Araçlar Cilt III, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Gerigk, B., Göbert, K., (1990), Kraftfahrzeugtechnik Fachbildung Arbeitsblätter 2, Westermann.

Güney, İ. A., (1986), Tekerlek Asılış Sistemlerinin Taşıt Titreşimlerine Etkisi, İstanbul Teknik Üniversitesi Doktora Tezi, İstanbul.

Gürsoy, Z., (1995), Aktif Süspansiyon Sistemleri, İstanbul Teknik Üniversitesi Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

Heisler, H., Arnold, E., (1989), Advanced Vehicle Technology, Stoughton Ltd, London.

Kaya, F., (1991), Titreşim Mühendisliği, Yıldız Teknik Üniversitesi, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul.

Miller, K., John, B. C., (1993), Vehicle Suspension and Steering Systems, USA.

Millikon, F. W., (1995), Race Car Vehicle Dynamics, Cambridge.

Monroe Turkey., (1997), Amortisörler Hakkında Herşey, Turkey.

Özlu, F., (1994), Taşıtların Titreşim Analizi, İstanbul Teknik Üniversitesi Doktora Tezi, İstanbul.

SAE SP-92/909 Papers., (1992), Vehicle Dynamics and Rollover Propensity Research, Global Mobility Database, USA.

Schwaller, E. A., (1989), Automotive Technology, USA.

Staudt, W., Çeviri, MEB, (1995), Motorlu Taşıtların Tekniği, Ajans Türk Matbaacılık, Ankara.

Yüksek, İ., (1995), Taşıtların Titreşimlerinin Optimizasyonu, Yıldız Teknik Üniversitesi Doktora Tezi, İstanbul,

Yüksek, İ., Yağız, N., Kepçeler, T., (1999), ‘Sliding Modes of Vehicle Suspension Systems’, Yıldız Teknik Üniversitesi Araştırma Makalesi, İstanbul.

EKLER**EK.1 BASIC PROGLAMLAMA DİLİNDE YAZILAN BİLGİSAYAR PROGRAMI**

```

DECLARE SUB EKSEN (XXMIN, XXMAX, X0, NX, YMIN, Ymax, YO, NY, X1, Y1, Z1, WW1)
DECLARE FUNCTION Zoo! (Z1!, Zoo2!, C1!, Hh!, M1!, M2!)
DECLARE FUNCTION Besch! (Z2!, Z1!, Zo2!, Zo1!, C2!, Af!, Bf!, KK2!, Ad!, Bd!, Kz!, Kd!, M2!, Sgnd!, Gkn!)
DECLARE FUNCTION Besc! (Z3!, Z2!, Zo3!, Zo2!, C3!, KK3!, M3!)

```

***** NONLINEER TİTREŞİM SİSTEMİ ÇÖZÜMÜ *****

```

DIM MAT(1000, 13), Max(13), Min(13), Ymax(8), YMIN(8), ISIM$(13)
DIM GR(51, 15)

```

```

ISIM$(1) = "FREKANS"
ISIM$(2) = "Z' ' 2/h"
ISIM$(3) = "Pdin/h"
ISIM$(4) = "B2"
ISIM$(5) = "SPEKTRUM"
ISIM$(6) = "Z3h"
ISIM$(7) = "K"
ISIM$(8) = "K2"
ISIM$(9) = "Pdin"
ISIM$(10) = ""
ISIM$(11) = ""
ISIM$(12) = ""
ISIM$(13) = ""

```

```

N1 = 1
Gg = 9.8067
M2 = 350
M1 = 90
M3 = 100
C1 = 27000
C2 = 35000
C3 = 25000

```

```

KK2 = 3400 / 2
KK3 = 300
V = 20
Dt = .0025 * 2
Tmax = 1.25 * 4
Ha = 2

```

***** YOL DATALARI *****

```

W = 2
PHI = .000004
FAKTOR = V ^ (W - 1) * PHI

```

```
'+++++
```

```
WMAX = 25 : WSTEP = ..5: WN = WMAX / WSTEP
```

```
FOR WWW = .5 TO WMAX STEP WSTEP
```

```

N1 = 1
W1 = V / WWW
Hmax = 10
XMAX = 120
PI = 3.14159
N2 = Tmax / Dt

```

```

FOR NNN = 1 TO N2: FOR MMM = 1 TO 9
MAT (NNN, MMM) = 0
NEXT MMM: NEXT NNN
T = 0: T1 = 0: Z20 = 0: Zoo1 = 0: Zo20 = 0: Z21 = 0: Zo21 = 0: Z11 = 0:
Zo11 = 0: Zoo2 = 0: Zo22 = 0: Zo12 = 0: Z23 = 0: Zo23 = 0: Z13 = 0:

```

Zo13 = 0: Z10 = 0: Zo10 = 0: Z30 = 0: Zoo3 = 0: Zo30 = 0: Z31 = 0: Zo31 = 0:

Lb41: N1 = N1 + 1

T = T + Dt
T1 = T + Dt / 2

IF T > XMAX / V THEN Hh1 = Hh
IF T > XMAX / V THEN GOTO Lb00

IF Ha = 2 THEN GOTO Lb5

Hh = V * T
Hh1 = V * T1
GOTO Lb00

Lb5: Hh = H max * (1 - COS (2 * PI * V * T / W1)) / 2
Hh1 = H max * (1 - COS (2 * PI * V * T1 / W1)) / 2
GOTO Lb00

***** RUNGE KUTTA *****

Lb00: K1 = Zoo2 * Dt ^ 2 / 2
L1 = Zoo1 * Dt ^ 2 / 2
S1 = Zoo3 * Dt ^ 2 / 2

Z31 = Z30 + Zo30 * Dt / 2 + S1 / 4
Zo31 = Zo30 + S1 / Dt
Z21 = Z20 + Zo20 * Dt / 2 + K1 / 4
Zo21 = Zo20 + K1 / Dt
Z11 = Z10 + Zo10 * Dt / 2 + L1 / 4
Zo11 = Zo10 + L1 / Dt

Zoo3 = Besc (Z31, Z21, Zo31, Zo21, C3, KK3, M3)
Zoo2 = Besch (Z21, Z11, Zo21, Zo11, C2, Af, Bf, KK2, Ad, Bd, Kz, Kd, M2, Sgnd, , Gkn)
Zoo1 = Zoo (Z11, Zoo2, C1, Hh1, M1, M2)

S2 = Zoo3 * Dt ^ 2 / 2
K2 = Zoo2 * Dt ^ 2 / 2
L2 = Zoo1 * Dt ^ 2 / 2

Zo32 = Zo30 + S2 / Dt
Zo22 = Zo20 + K2 / Dt
Zo12 = Zo10 + L2 / Dt

Zoo3 = Besc(Z31, Z21, Zo32, Zo22, C3, KK3, M3)
Zoo2 = Besch(Z21, Z11, Zo22, Zo12, C2, Af, Bf, KK2, Ad, Bd, Kz, Kd, M2, Sgnd, , Gkn)
Zoo1 = Zoo(Z11, Zoo2, C1, Hh1, M1, M2)
S3 = Zoo3 * Dt ^ 2 / 2
K3 = Zoo2 * Dt ^ 2 / 2
L3 = Zoo1 * Dt ^ 2 / 2

Z33 = Z30 + Zo30 * Dt + S3
Zo33 = Zo30 + 2 * S3 / Dt
Z23 = Z20 + Zo20 * Dt + K3
Zo23 = Zo20 + 2 * K3 / Dt
Z13 = Z10 + Zo10 * Dt + L3
Zo13 = Zo10 + 2 * L3 / Dt

Zoo3 = Besc(Z33, Z23, Zo33, Zo23, C3, KK3, M3)
Zoo2 = Besch(Z23, Z13, Zo23, Zo13, C2, Af, Bf, KK2, Ad, Bd, Kz, Kd, M2, Sgnd, , Gkn)
Zoo1 = Zoo(Z13, Zoo2, C1, Hh1, M1, M2)

S4 = Zoo3 * Dt ^ 2 / 2
K4 = Zoo2 * Dt ^ 2 / 2
L4 = Zoo1 * Dt ^ 2 / 2

Z30 = Z30 + Zo30 * Dt + (S1 + S2 + S3) / 3
Zo30 = Zo30 + (S1 + 2 * S2 + 2 * S3 + S4) / (3 * Dt)
Z20 = Z20 + Zo20 * Dt + (K1 + K2 + K3) / 3
Zo20 = Zo20 + (K1 + 2 * K2 + 2 * K3 + K4) / (3 * Dt)

$Z10 = Z10 + Zo10 * Dt + (L1 + L2 + L3) / 3$
 $Zo10 = Zo10 + (L1 + 2 * L2 + 2 * L3 + L4) / (3 * Dt)$

$Pdyn = C1 * (Hh - Z10) / Hmax * 2$

$Zoo3 = Besc(Z30, Z20, Zo30, Zo20, C3, KK3, M3)$
 $Zoo2 = Besch(Z20, Z10, Zo20, Zo10, C2, Af, Bf, KK2, Ad, Bd, Kz, Kd, M2, Sgnd, . Gkn)$
 $Zoo1 = Zoo(Z10, Zoo2, C1, Hh1, M1, M2)$

$MAT(N1, 1) = Hh / Hmax * 2$
 $MAT(N1, 2) = Z10 / Hmax * 2$
 $MAT(N1, 3) = Z20 / Hmax * 2$
 $MAT(N1, 4) = (Z20 - Z10) / Hmax * 2$
 $MAT(N1, 5) = (Zo20 - Zo10)$
 $MAT(N1, 6) = Zoo1 / Hmax * 2$
 $MAT(N1, 7) = Zoo3 / Hmax * 2$
 $MAT(N1, 8) = Pdyn$
 $MAT(N1, 9) = T$
 $MAT(N1, 10) = Z30 / Hmax * 2$
 $MAT(N1, 11) = (Z30 - Z20) / Hmax * 2$
 $MAT(N1, 12) = (Zo30 - Zo20)$
 $MAT(N1, 13) = Zoo3 / Hmax * 2$

FOR Ik = 1 TO I3
 IF N1 < N2 / 3 THEN GOTO 511
 IF MAT(N1, Ik) > Max(Ik) THEN Max(Ik) = MAT(N1, Ik)
 IF MAT(N1, Ik) < Min(Ik) THEN Min(Ik) = MAT(N1, Ik)
 511 NEXT Ik
 IF N1 >= N2 THEN GOTO Lb20
 GOTO Lb41

Lb20:

ZMAX = 0
 PMAX = 0
 ZMIN = 0
 PMIN = 0
 FOR I = 1 TO N2
 IF I < N2 / 3 THEN GOTO 512
 IF MAT(I, 7) > ZMAX THEN ZMAX = MAT(I, 7)
 IF MAT(I, 8) > PMAX THEN PMAX = MAT(I, 8)
 IF MAT(I, 7) < ZMIN THEN ZMIN = MAT(I, 7)
 IF MAT(I, 8) < PMIN THEN PMIN = MAT(I, 8)
 512 NEXT I
 $ZM = (ZMAX - ZMIN) / 2$
 $PM = (PMAX - PMIN) / 2$
 WADIM = WADIM + 1

***** KONFOR HASSASİYET KARAKTERİSTİĞİ*****

$B2 = (1000 / (WWW * 2 * PI)) ^ 2$
 IF WWW < 8 THEN B2 = 400
 IF WWW < 4 THEN B2 = 16 * WWW * 2 * PI
 IF WWW < 1 THEN B2 = 100

***** KONFOR SAYISI HESABI *****

$SPEKTRUM = (WWW * 2 * PI) ^ (-W) * FAKTOR$
 $Z3h = ZM ^ 2 * SPEKTRUM$
 $KS2 = Z3h * B2$
 $Pdh = PM ^ 2 * SPEKTRUM$

PRINT WWW, ZM, PM / 1000

GR(WADIM, 2) = ZM
 GR(WADIM, 3) = PM / 1000
 GR(WADIM, 1) = WWW

```

GR(WADIM, 4) = B2
GR(WADIM, 5) = SPEKTRUM
GR(WADIM, 6) = Z3h
GR(WADIM, 7) = SQR(KS2)
GR(WADIM, 8) = KS2
GR(WADIM, 9) = Pdh

```

***** Efektif değerler (Integral) *****

```

KSE2 = KSE2 + KS2 * WSTEP
Pdin = Pdin + Pdh * WSTEP

```

```

NEXT WWW
PRINT "KONFOR = "; SQR(KSE2);
PRINT "Pdin = "; SQR(Pdin);

```

```

PRINT " "
INPUT "GRAFİK(E / H)"; GRF$
IF GRF$ = "H" OR GRF$ = "h" THEN END

```

100 ***** CIZIM

```

SCREEN 12: VIEW: CLS
PRINT TAB(15); " GZ "; TAB(35); "GRAFİK"
PRINT TAB(15); "-----"
FOR I = 1 TO 13
PRINT TAB(15); I; TAB(35); ISIM$(I)
NEXT I
LOCATE 20, 15
INPUT " BİR GRAFİK SECİNİZ "; GZ

```

```

AMAX = GR(1, GZ)
FOR I = 1 TO WN
IF AMAX < GR(I, GZ) THEN AMAX = GR(I, GZ)
NEXT I
LOCATE 21, 15
PRINT ISIM$(GZ); " max = "; AMAX
LOCATE 22, 15
XMIN = 0: XXMAX = WMAX: X0 = 0: NX = 4
Y0 = 0
INPUT "YMAX,NY"; Ymax, NY
MIN = 0
IF NY = 0 THEN NY = 4
CLS

```

```

X1 = 40: Y1 = 4: Z1 = 600: WW1 = 360: VIEW DATALARI
CALL EKSEN (XMIN, XXMAX, X0, NX, YMIN, Ymax, Y0, NY, X1, Y1, Z1, WW1)

```

```

FOR S = 1 TO WN
IF GR(S, GZ) > Ymax THEN GOTO 10
CIRCLE (GR(S, 1), GR(S, GZ)), .03
10 NEXT S
LOCATE INT(Y1 / 14 + 1), INT(X1 / 9 + 7): PRINT ISIM$(GZ)
LOCATE 24, 50

```

```

INPUT "BASKA GRAFİK (E/H)?"; GR$
IF GR$ = "H" OR GR$ = "h" THEN END
GOTO 100
STOP
END
FUNCTION Besc (Z3, Z2, Zo3, Zo2, C3, KK3, M3)

```

```

Zrel3 = Z3 - Z2
Zorel3 = Zo3 - Zo2

```

Pf3 = C3 * Zrel3
Pd3 = KK3 * Zorel3

Zoo3 = (-Pd3 / M3) + (-Pf3 / M3)

Besc = Zoo3

END FUNCTION

FUNCTION Besch (Z2, Z1, Zo2, Zo1, C2, Af, Bf, KK2, Ad, Bd, Kz, Kd, M2, Sgnd, , Gkn)

Zrel2 = Z2 - Z1
Zorel2 = Zo2 - Zo1
Zrel22 = Zrel2 ^ 2
Zorel22 = Zorel2 ^ 2
IF Sgnf = 0 THEN GOTO Lb11
Zrel22 = Zorel22 * Zrel2 / SQR(Zrel22)
Lb11: IF Sgnd = 0 THEN GOTO Lb12
Zorel22 = Zorel22 * Zorel2 / SQR(Zorel22)
Lb12: Pf2 = C2 * Zrel2 + Af * C2 * Zrel22 + Bf * C2 * Zrel ^ 3

Pd2 = KK2 * Zorel2

GOTO Lb14

Lb14: Zoo2 = -Pd2 / M2 - Pf2 / M2

Besch = Zoo2

END FUNCTION

SUB EKSEN (XMIN, XMAX, X0, NX, YMIN, Ymax, Y0, NY, X1, Y1, Z1, WW1)

SCREEN 12

VIEW (100, Y1)-(Z1, WW1)

DX = XMAX - XMIN
DY = Ymax - YMIN
D1 = DX / 10
D2 = DY / 10
XL = (Z1 - X1) / (DX + 2 * D1) / 8
YL = (WW1 - Y1) / (DY + 2 * D2) / 16

WINDOW (XMIN, YMIN - D2)-(XMAX + D1, Ymax + D2)

LINE (XMIN, YMIN)-(XMAX, YMIN)
LINE (XMIN, YMIN)-(XMIN, Ymax)
LINE (XMAX, YMIN)-(XMAX, Ymax)

LINE (XMAX, Ymax)-(XMIN, Ymax)
LINE (XMIN, Y0)-(XMAX, Y0)
LINE (X0, YMIN)-(X0, Ymax)

FOR XTIK = XMIN TO XMAX STEP DX / NX
PSET (XTIK, (Y0 - DY / 70))
PSET (XTIK, (Ymax + DY / 100))
LOCATE INT((WW1) / 16 - (D2 * YL) + 2), INT((D1 - XMIN + XTIK) * XL + X1 / 8)
PRINT XTIK

NEXT XTIK

FOR XTIK = XMIN TO XMAX STEP DX / NX / 3
PSET (XTIK, (Y0 - DY / 90))
NEXT XTIK

FOR XTIK = XMIN TO XMAX STEP DX / NX / 6
PSET (XTIK, (Y0 - DY / 200))

NEXT YTIK

FOR YTIK = YMIN TO Ymax STEP DY / NY

PSET (X0 - DX / 150, YTIK)

PSET (XMAX + DX / 150, YTIK)

NEXT YTIK

FOR YS = YMIN TO Ymax STEP DY / NY

LOCATE INT((WW1) / 16 + 1 - ((D2 - YMIN + YS) * YL)), INT(D1 * XL + X1 / 8 - 6)

PRINT USING "####.##"; YS;

NEXT YS

END SUB

FUNCTION Zoo (Z1, Zoo2, C1, Hh, M1, M2)

Zoo1 = -C1 * (Z1 - Hh) / M1 - Zoo2 * M2 / M1

Zoo = Zoo1

END FUNCTION



EK 2. TEZDE KULLANILAN MATEMATİKSEL İFADELER

$$h = \hat{h} \cdot \sin \omega.t \quad (2.1)$$

$$x = V.t \quad (2.2)$$

$$\omega = V \cdot \Omega \quad (2.3)$$

$$\Omega = 2\pi / L \text{ ve,} \quad (2.4)$$

$$\omega = 2\pi \cdot V / L \text{ ifadeleri elde edilir.} \quad (2.5)$$

$$h = \hat{h} \cdot \sin \Omega.x \quad (2.6)$$

$$h(x) = h_0 + h_1 \cdot \sin(\Omega.x + \varepsilon_1) + \dots \dots \dots h_n \cdot \sin(n \cdot \Omega.x + \varepsilon_n) \quad (2.7)$$

$$h(x) = \sum_{i=1}^n \hat{h}_i \cdot e^{j.i.\Omega.x} \quad (2.8)$$

$$h(t) = \sum_{i=1}^n \hat{h}_i \cdot e^{j.i.\omega.t} \quad (2.9)$$

$$h(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(\omega) \cdot e^{j \cdot \omega.t} \cdot d\omega \quad (2.10)$$

$$h(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(\Omega) \cdot e^{j \cdot \Omega.t} \cdot d\Omega \quad (2.11)$$

$$\hat{h}(\omega) = 1/v \cdot \hat{h}(\Omega) \quad (2.12)$$

$$\hat{h}(\omega) \cdot d\omega = 1/v \cdot \hat{h}(\Omega) \cdot d\Omega \quad (2.13)$$

$$z(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \check{z}(\omega) \cdot e^{j \cdot \omega.t} \cdot d\omega = \int_{-\infty}^{+\infty} (\check{z}(\omega) / \hat{h}(\omega)) \cdot \hat{h}(\omega) \cdot e^{j \cdot \omega.t} \cdot d\omega \quad (2.14)$$

$$\check{z}(\omega) = V(\omega) \cdot \hat{h}(\omega) \quad (2.15)$$

$$\check{z}^2 = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} (4\pi / T) \check{z}(\omega)^2 \cdot d\omega \quad (2.16)$$

$$\phi_z(\omega) = \lim_{T \rightarrow \infty} (4\pi / T) \check{z}(\omega)^2 \quad (2.17)$$

$$\phi_h(\omega) = \int_0^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} (4\pi \cdot \hat{h}(\omega)^2 / T) \quad (2.18)$$

$$\phi_h(\Omega) = \phi_h(\Omega_0) (\Omega / \Omega_0)^{-w} \quad (2.19)$$

$$\Omega = 2\pi / L \quad \Omega = \text{Yol açışsal dairesel frekansı} \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned} L &= \text{Dalga boyu} \\ \omega &= V \cdot \Omega \quad \omega = \text{Zamansal açışsal frekans} \quad (2.21) \\ V &= \text{Seyir hızı} \\ \Omega &= \text{Yol açışsal frekansı} \end{aligned}$$

$$\phi_h(\omega) = 1/V \cdot \phi_h(\Omega) \quad (2.22)$$

$$\phi_h(\omega) = V^{\omega-1} \cdot \phi_h(\Omega_0) \cdot (\Omega_0 / \Omega)^\omega \quad (2.23)$$

$$\phi_\kappa(\omega) = V^{\omega\kappa-1} \cdot \phi_\kappa(\Omega_0) \cdot (\Omega_0 / \Omega)^{\omega\kappa} \quad (2.24)$$

$$\gamma_h(\Omega) = | \phi_{hl,hr}(\Omega) | / \phi_h(\Omega) \quad (2.25)$$

$$h_\Sigma = (h_l + h_r) / 2 \quad \text{Dikey öteleme uyarısı} \quad (2.26)$$

$$h_\Delta = (h_l - h_r) / 2 \quad \text{Yalpa uyarısı} \quad (2.27)$$

$$\kappa_\Sigma = (\kappa_l - \kappa_r) / 2 \quad \text{Simetrik kamber uyarısı} \quad (2.28)$$

$$\kappa_\Delta = (\kappa_l + \kappa_r) / 2 \quad \text{Antimetrik kamber uyarısı} \quad (2.29)$$

$$\phi_{h\Sigma} = \phi_h(1 + \gamma_h) / 2 \quad (2.30)$$

$$\phi_{h\Delta} = \phi_h(1 - \gamma_h) / 2 \quad (2.31)$$

$$\phi_{\kappa\Sigma} = \phi_\kappa / 2 \quad (2.32)$$

$$\phi_{\kappa\Delta} = \phi_\kappa / 2 \quad (2.33)$$

$$h_\delta = h_a \cdot e^{i\alpha} \quad (2.34)$$

$$h_{\Sigma\delta} = h_\Sigma \cdot e^{i\alpha} \quad (2.35)$$

$$h_{\Delta\delta} = h_\Delta \cdot e^{i\alpha} \quad (2.36)$$

$$P_{din} = C_1(z_1 - h) + K_1(z'_1 - h') \quad (3.1)$$

$$P_{din} = C_1(z_1 - h) \quad (3.2)$$

$$P_{din} = \sqrt{1/T} \int_0^T P_{din}^2 \cdot dt \quad (3.3)$$

$$\Phi_{P_{din}}(\omega) = | P_{din}(\omega) / h(\omega) | \Phi_h(\omega) \quad (3.4)$$

$$P_{din}^2 = \int_0^\infty \Phi_{P_{din}}(\omega) \cdot d\omega \quad (3.5)$$

$$P_{din} = \left(\int_0^\infty | P_{din}(\omega) / h(\omega) |^2 \cdot \Phi_h(\omega) \cdot d\omega \right)^{1/2} \quad (3.6)$$

$$\overline{P}_{din} = (P_{din,h\Sigma}^2 + P_{din,k\Sigma}^2 + P_{din,h\Delta}^2 + P_{din,k\Delta}^2)^{1/2} \quad (3.7)$$

$$S = G. \Psi_1 + S_j + S_k \quad (3.8)$$

$$S = G. \Psi_1 + S_j + \chi.(\kappa - \Psi_1) \quad (3.9)$$

$$P(t) = P_{statik}(t) + P_{dinamik}(t) \quad (6.1)$$

$$\overline{\sigma}_P = P_{din,efektif} \quad (6.2)$$

$$P_{din,efektif} = \left(\int_0^{\infty} |P_{din}(\omega) / h(\omega)|^2 \cdot \Phi_h(\omega) \cdot d\omega \right)^{1/2} \quad (6.3)$$

$$V = (n_1 \cdot n_2 \cdot P_{statik})^4 \cdot (1 + (P_{dinamik} / P_{statik}))^4 \quad (6.4)$$

$$V_{max} = (n_1 \cdot n_2 \cdot P_{statik})^4 \cdot (1 + (\sigma_P / P_{statik}))^4 \quad (6.5)$$

$$n = P_{max} / P_{statik} = 1 + (P_{dinamik} / P_{statik}) \quad (6.6)$$

$$n = 1 + (3 \cdot \sigma_P / P_{statik}) \quad (6.7)$$

$$\Theta_{Z_{max}} = \Theta_{Z_{statik,dolu}} - \Theta_{Z_{statik,boş}} + 3 \cdot \sigma_{\Theta_{Z,dolu}} + 3 \cdot \sigma_{\Theta_{Z,boş}} \quad (6.8)$$

$$\Theta_{Z_{statik}} = \Theta_{Z_{statik,dolu}} - \Theta_{Z_{statik,boş}} \quad (6.9)$$

$$m_{dolu} = m_{boş} + \Theta_m \quad (6.10)$$

$$\Theta_{Z_{statik}} = (m_{dolu} \cdot g / c) - (m_{boş} \cdot g / c) \quad (6.11)$$

$$\Theta_{Z_{statik}} = \Theta_m \cdot g / c \quad (6.12)$$

$$\Theta_{Z_{statik}} = (\Theta_m / m_{boş}) \cdot (g / V^2_{boş}) \quad (6.13)$$

$$K(\omega) = B \cdot z''(\omega) \quad (6.14)$$

$$K^2_{koltuk} = \int_0^{\infty} B^2_{koltuk} \cdot z''_{koltuk}{}^2 / h \cdot \Phi_h \cdot d\omega \quad (6.15)$$

$$K^2_{el} = \int_0^{\infty} B^2_{el} \cdot z''_{el}{}^2 / h \cdot \Phi_h \cdot d\omega \quad (6.16)$$

$$K^2_{ayak} = \int_0^{\infty} B^2_{ayak} \cdot z''_{ayak}{}^2 / h \cdot \Phi_h \cdot d\omega \quad (6.17)$$

$$K_{Toplam} = \sqrt{K^2_{koltuk} + K^2_{el} + K^2_{ayak}} \quad (6.18)$$

$$m \cdot z'' = -F_{yay} - F_{sönüm} \quad (7.1)$$

$$F_{yay} = c \cdot (z - h) \quad (7.2)$$

$$F_{sönüm} = k \cdot (z' - h') \quad (7.3)$$

$$m.z'' + k.z' + c.z = k.h' + c.h \quad (7.4)$$

$$z = z_{\text{hom}} + z_{\text{özel}} \quad (7.5)$$

$$z'' + (k/m).z' + (c/m).z = 0 \quad (7.6)$$

$$z'' + 2.\sigma.z' + V^2.z = 0 \quad (7.7)$$

$$z_{\text{hom}} = z . e^{\delta.t} \quad (7.8)$$

$$(\delta^2 + 2.\sigma.\delta + V^2).z . e^{\delta.t} = 0 \quad (7.9)$$

$$\delta^2 + 2.\sigma.\delta + V^2 = 0 \quad (7.10)$$

$$\delta_{1,2} = -\sigma \pm \sqrt{(\sigma^2 - V^2)} \quad (7.11)$$

$$z_{\text{hom}} = z_1 . e^{\delta_{1,t}} + z_2 . e^{\delta_{2,t}} \quad (7.12)$$

$$V_d = \sqrt{(\sigma^2 - V^2)} \text{ ise;} \quad (7.13)$$

$$z_{\text{hom}} = e^{-\sigma.t} . (B.\cos V_d.t - C.\sin V_d.t) \quad (7.14)$$

$$\text{Genlik} \quad A = \sqrt{(B^2 + C^2)} \quad (7.15)$$

$$\text{Faz açısı} \quad \tan \alpha = B / C \quad (7.16)$$

$$z_{\text{hom}} = A . e^{-\sigma.t} . \sin (V_d.t + \alpha) \quad (7.17)$$

$$\sigma = k/2m \quad (7.18)$$

$$V_d = \sqrt{(\sigma^2 - V^2)} \quad (7.19)$$

$$V = \sqrt{c/m} \quad (7.20)$$

$$D = \sigma / V \quad (7.21)$$

$$V_d = V.\sqrt{(1 - D^2)} \quad (7.22)$$

$$h = h_0 . \sin (\omega .t + \varepsilon) \quad (7.23)$$

$$m_3 . z''_3 + k_3 . (z'_3 - z'_2) + c_3 . (z_3 - z_2) = 0 \quad (8.1)$$

$$z_{3\text{rel}} = z_3 - z_2 \quad (8.2)$$

$$z'_{3\text{rel}} = z'_3 - z'_2 \quad (8.3)$$

$$z''_3 = -(k_3 / m_3) . z'_{3\text{rel}} - (c_3 / m_3) . z_{3\text{rel}} \quad (8.4)$$

$$m_2 . z''_2 + k_2 . (z'_2 - z'_1) + c_2 . (z_2 - z_1) = 0 \quad (8.5)$$

$$z_{2rel} = z_2 - z_1 \quad (8.6)$$

$$z'_{2rel} = z'_2 - z'_1 \quad (8.7)$$

$$z''_2 = -(k_2 / m_2) \cdot z'_{2rel} - (c_2 / m_2) \cdot z_{2rel} \quad (8.8)$$

$$m_1 \cdot z''_1 + m_2 \cdot z''_2 + c_1 \cdot (z_1 - h) = 0 \quad (8.9)$$

$$z_{1rel} = z_1 - h \quad (8.10)$$

$$z''_1 = -(c_1 / m_1) \cdot z_{1rel} - (m_2 / m_1) \cdot z''_2 \quad (8.11)$$

$$h = h_{max} / 2 \cdot [1 - \cos (2\pi \cdot V \cdot t / \omega_1)] \quad (8.12)$$



ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	07.07.1976	
Doğum Yeri	İstanbul	
Lise	1990 – 1993	İstanbul Şehremini Lisesi
Lisans	1993- 1997	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü – Enerji
Yüksek Lisans	1998 – 2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği – Enerji

Çalıştığı kurumlar

1997 – 1999	Aymaksan Ayla Makina San.ve Tic. AŞ.
1999 – Devam ediyor,	Hidroser Hidrolik Pnömatik Ekip.San.ve Tic.AŞ.