

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**SÜSPANSİYON TASARIMINDA AMORTİSÖR BAĞLANTI
TAKOZLARININ OPTİMİZASYONU VE İYİLEŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KÜRŞAT DEMİRCAN

BALIKESİR, HAZİRAN - 2012

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**SÜSPANSİYON TASARIMINDA AMORTİSÖR BAĞLANTI
TAKOZLARININ OPTİMİZASYONU VE İYİLEŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KÜRŞAT DEMİRCAN

BALIKESİR, HAZİRAN - 2012

KABUL VE ONAY SAYFASI

Kürşat Demircan tarafından hazırlanan “**SÜSPANSİYON TASARIMINDA AMORTİSÖR BAĞLANTI TAKOZLARININ OPTİMİZASYONU VE İYİLEŞTİRİLMESİ**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 29.06.2012 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman

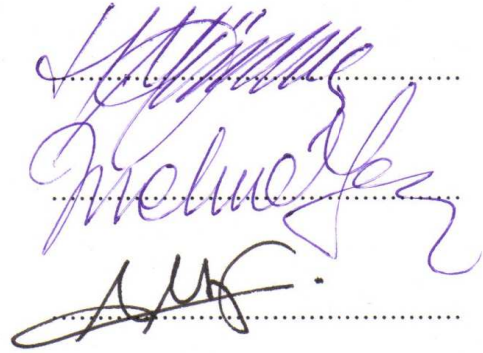
Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YÜKSEL

Üye

Yrd. Doç. Dr. Mehmet İREN

Üye

Yrd. Doç. Dr. Altuğ YAVAŞ



Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez BAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Hilmi NAMLI

.....

ÖZET

**SÜSPANSİYON TASARIMINDA AMORTİSÖR BAĞLANTI
TAKOZLARININ OPTİMİZASYONU VE İYİLEŞTİRİLMESİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
KÜRŞAT DEMİRCAN
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

(TEZ DANIŞMANI: YRD. DOÇ. DR. HAYRETTİN YÜKSEL)

BALIKESİR, HAZİRAN - 2012

Bu çalışmanın amacı süspansiyon sistemi elemanı olan amortisör bağlantı takozlarının fabrika ortamında çalışma şartlarına uygun fiziksel, kimyasal ve mekanik testlerinin yapılması ve çıkan test sonuçlarına göre gerek fiziksel gerekse kimyasal özelliklerinde yapılabilecek optimizasyon ve iyileştirmeleri belirleyerek kaliteyi arttırmayı hedeflemektedir. Süspansiyon elemanının malzemesi doğal kauçuktur (Nr). Çalışma şartlarına göre, ağır veya hafif araçlarda kullanımına göre, içine bazı kimyasallar katılarak istenilen özelliklere getirilebilmektedir. Numune elemanın fiziksel ve kimyasal testleri yapılmış ve mevcut verilerle kıyaslanarak öneriler sunulmuştur.

ANAHTAR KELİMELEER: süspansiyon sistemi, titreşimler, amortisör bağlantı takozu

ABSTRACT

OPTIMIZING AND IMPROVING SHOCK ABSORBER RUBBER BUSHING IN THE DESIGN OF THE SUSPENSION

MSC THESIS

KURSAT DEMİRCAN

BALIKESİR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

MECHANICAL ENGINEERING

(SUPERVISOR: ASSIST. DOÇ.DR. HAYRETTİN YÜKSEL)

BALIKESİR, JUNE 2012

Aim of this work, to make physical, chemical, and mechanical tests of the shock absorber connection pads , that absorber is suspension system element, under fabrique work conditions. Moreover the work aims to improve quality by making improvement and optimization on both phsical and chemical properties of damper. Material of suspension element is rubber. According to work conditions and usage of damper in heavier or weaker vehicle, we can get desired properties by adding some chemicals. Sample element is tested both chemically and phsically. Also the element is compared with current datas and new proposal is presented.

KEYWORDS: suspension system, vibrations, rubber bush

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ	v
TABLO LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	ix
1. GİRİŞ	1
2. TİTREŞİMLERE GENEL BAKIŞ	3
2.1 Titreşimler	3
2.1.1 Periyodik Titreşimler	4
2.1.2 Aperiyojik Titreşimler	6
2.1.3 Rastlantısal Titreşimler	6
2.2 Serbest Titreşim Hareketi	7
2.2.1 Sönümsüz Serbest Titreşim Hareketi	7
2.2.2 Sönümlü Serbest Titreşim Hareketi	10
2.3 Zorlanmış Titreşim Hareketi	15
2.3.1 Sönümsüz Zorlanmış Titreşim Hareketi	15
2.3.2 Sönümlü Zorlanmış Titreşim Hareketi	18
2.4 Genel Anlamda Taşıtların Titreşimleri	21
2.5 Taşıtlardaki Şok Ve Titreşimlerin Nedenleri	21
2.5.1 Dış Kaynaklar	22
2.5.1.1 Yol Pürüzlülüğü	22
2.5.2 İç Kaynaklar.....	24
2.5.2.1 Motor Titreşimi	25
2.5.2.2 Güç İletim Sistemlerinden Kaynaklanan Titreşimler.....	25
2.5.2.3 Tekerlek-Lastik Tertibatı	25
3. SÜSPANSİYON SİSTEMİ VE AMORTİSÖRLER	26
3.1 Süspansiyon Sistemi.....	26
3.2 Süspansiyon Sisteminin Görevleri	26
3.3 Süspansiyon Sistemi Çeşitleri	29
3.3.1 Sabit (Askı) Süspansiyon Donanımı.....	29
3.3.1.1 Genel Yapısı ve Parçaları.....	30
3.3.2 Serbest (Askı) Süspansiyon Donanımı	34
3.3.3 Havalı Süspansiyon Sistemi.....	37
3.3.4 Aktif (Elektronik Kontrollü) Süspansiyon Sistemleri	39
3.4 Amortisörler	41
3.4.1 Amortisör Çeşitleri	44
3.4.1.1 Gazlı Amortisörler	44
3.4.1.2 Hidrolik amortisörler.....	47
3.4.2 Amortisör Arızaları ve Belirtileri	48
4. AMORTİSÖR TAKOZLARI	49
4.1 Amortisör Bağlantı Elemanı Kauçuk yaylar	49
5. KAUÇUK YAYLARIN FİZİKSEL , KİMYASAL VE MEKANİK ÖZELLİKLERİ İLE İLGİLİ DENEYLERİ	53

5.1	Kauçuk Yay Malzemesi, Doğal Kauçuk (NR).....	53
5.2	Kauçuk Yayların Sönümlenme Elemanı Olarak Kullanılması.....	54
5.3	Burçlu Lastiğin Üretiminden Sonra Üzerinde Yapılan Mekanik, Fiziksel Ve Kimyasal Testler:.....	55
	Bir firmaya üretilen burçlu lastiğe uyguladığımız testler:	56
	Bir firmaya yaptırılmış olan ürün üzerindeki testler:.....	60
6.	SONUÇ VE ÖNERİLER	68
7.	KAYNAKLAR.....	69

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Süspansiyon Sistemi.....	2
Şekil 2.1: Faz Farkı Gösterimi.....	4
Şekil 2.2: Harmonik, Sinüzoidal Titreşim Hareketi	5
Şekil 2.3: Deplasman , hız ve ivme dalgaları	6
Şekil 2.4: Rastlantısal Titreşim sinyalleri.....	7
Şekil 2.5: Sönümsüz Serbest Titreşim	8
Şekil 2.6: Sönümsüz Serbest Titreşim Hareketi	10
Şekil 2.7: Sönümlü Serbest Titreşim Sistemi	10
Şekil 2.8: Sönümlü Serbest Titreşim Hareketi (I. Olasılık).....	13
Şekil 2.9:Sönümlü Serbest Titreşim Hareketi (II. Olasılık) [7].....	13
Şekil 2.10: Sönümlü Serbest Titreşim Hareketi (III. Hal)[7]	14
Şekil 2.11: Sönümsüz Zorlanmış Titreşim Hareketi.....	15
Şekil 2.12: Sönümsüz Zorlanmış Titreşimde İletkenlik Eğrisi.....	17
Şekil 2.13: Sönümlü Zorlanmış Titreşim Hareketi [5]	18
Şekil 2.14: Sönümlü Zorlanmış Bir Titreşim Sisteminde İletkenlik Eğrileri ...	20
Şekil 2.15: Yol Pürüzlülüğünün Spektrum Yoğunluğu	23
Şekil 3.1: Süspansiyon Sisteminin Gerekliği [9].....	26
Şekil 3.2: Araç Üzerinde Süspansiyon Sistemi	27
Şekil 3.3: Araçta Meydana Gelen Salınımlar	28
Şekil 3.4: Süspansiyon Sisteminde Kontrol Edilebilen Hareketler[9]	29
Şekil 3.5: Sabit Süspansiyon Sistemi	30
Şekil 3.6: Sabit Süspansiyon Sisteminin Parçaları	31
Şekil 3.7: Helezon Yaylı Sabit Askı Sistemi	31
Şekil 3.8: Yaprak Yaylı Sabit Süspansiyon Sistemi	32
Şekil 3.9: Dört Bağlantılı Süspansiyon Sistemi.....	33
Şekil 3.10: Serbest Süspansiyon Sistemi	34
Şekil 3.11: Serbest Süspansiyon Sistemi Çeşitleri	35
Şekil 3.12: Mc Pherson Sisteminin Yapısı	36
Şekil 3.13: Serbest Süspansiyon Sisteminin Mc Pherson Destekli Ön Dingil .	36
Şekil 3.14: Havalı Süspansiyon Sistemi	37
Şekil 3.15: Havalı Süspansiyon Devre Şeması.....	38
Şekil 3.16: Hidro-Pnömatik Aktif Süspansiyon Sistemi	40
Şekil 3.17: Süspansiyonlu ve Süspansiyonsuz Araçlar Arasındaki Fark	42
Şekil 3.18: Amortisörlü ve Amortisörsüz Araçlarda Gövde ile Akslarda Oluşan Titreşimler.....	43
Şekil 3.19: Lastik Takoz, Yay ve Amortisörün Bağlantı Elemanları İle Görünüşü [9]	43
Şekil 3.20: Köpüklenme[13].....	44
Şekil 3.21: Yüksek Gaz Basıncılı Tek Borulu Amortisörün Çalışması.....	45
Şekil 3.22:Çift Borulu Düşük Basıncılı Gazlı Amortisör	46
Şekil 3.23: Çift Borulu Hidrolik Amortisör[13]	47
Şekil 4.1: Kuvvet-Yol Diyagramı.....	49
Şekil 4.2: Yay Karakteristik Eğrileri	50
Şekil 4.3: Kauçuk Yayın Yükleme ve Boşalma Durumundaki Kuvvet-Uzama Eğrisi.....	50

Şekil 4.4: Kauçuk Yayların Elastisite Ve Kayma Modülleri.....	52
Şekil 4.5: Kauçuk Yay Montaj Şekilleri, Oluşan Zorlama Gerilmeleri ve Şekil Değiştirme Miktarları[15]	52
Şekil 5.1: Burçlu Lastik	54
Şekil 5.2: Dayanıklılık Test Cihazı.....	56
Şekil 5.3: Test Sonrası -n1 ve n2	57
Şekil 5.4: a) Radyal Test, b) Eksenel Test.....	58
Şekil 5.5: Burulma Testi	58
Şekil 5.6: Bükme Testi	59
Şekil 5.7: Burçlu Lastik Teknik Resmi	60
Şekil 5.8: Test Grafiği.....	62
Şekil 5.9: Çekme Testi Cihazı	64
Şekil 5.10: Parçanın Cihaza Bağlanması	65
Şekil 5.11: 25 ve 150 mm/dak hızlar için test grafikleri.....	66
Şekil 5.12: 300 mm/dak hız için test grafiği.....	67

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 2.1: Yol Pürüzlülüğü Spektrum Yoğunluğu İçin Ortalama Değerler	23
Tablo 2.2: Yol Pürüzlülüğü Sınıflandırma Tasarısı	24
Tablo 5.1: Doğal Kauçuğun Teknik Özellikleri[16]	54
Tablo 5.2: Test Koşulları.....	56
Tablo 5.3: Test Şartları.....	57
Tablo 5.4 : Test Standartları.....	58
Tablo 5.5: Test sonuçları.....	59
Tablo 5.6: Ölçüm Sonuçları	61
Tablo 5.7: Malzeme Test Sonucu.....	62
Tablo 5.8: Test Sonuçları	65

SEMBOL LİSTESİ

ω_n	: Sistemın sönümsüz açısal doğal frekansı (rad/s),
k	: Yay sertliği veya yay katsayısı (N/m)
m	: Kütle(kg)
T	: Periyot
F	: Frekans
Φ	: Faz Açısı
R	: Genlik
W_s	: Sistemın sönümlü açısal doğal frekansı (rad/s)
ξ	: Sönümleme oranı
c_1	: Sönümlü periyodik titreşimin sönümleme katsayısı (Ns/m)
c_2	: Sönümlü periyodik titreşimin kritik sönümleme katsayısı(Ns/m)
W	: Dalgalılık faktörü
W_0	: Yay elastik enerjisi
W_1	: Yay yükleme enerjisi
W_2	: Yay boşalma enerjisi
Ψ	: Yayın sönümleme faktörü

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın hazırlanmasında ilk günden beri deneyim ve bilgilerini ve yardımlarını benden eksik etmeyen Sayın Danışmanım Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YÜKSEL' e , test, gözlem ve piyasa araştırmasında imkanlarıyla bana destek olan Maysan Makine ve Yedek Parça Sanayi ve Ticaret A.ř. , şem Lastik San. ve Ticaret A.ř. firmalarına teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca bu çalışma süresince benden maddi ve manevi desteklerini hiç esirgemeyen anneme, babama ve kardeşime ayrı ayrı teşekkür ederim.

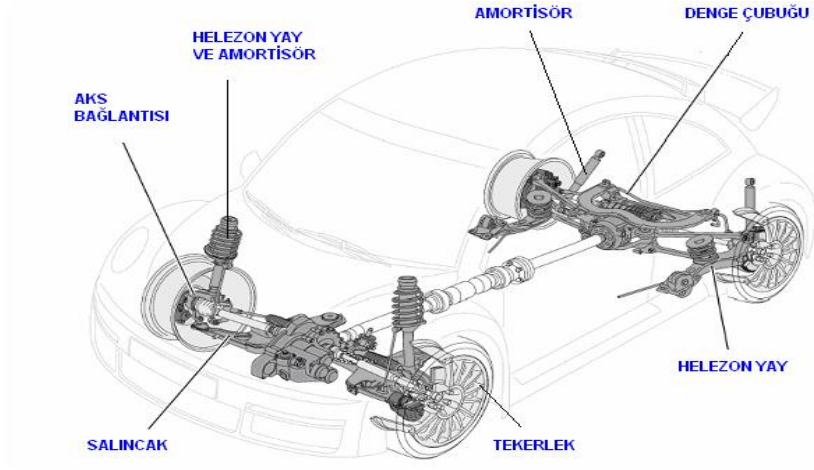
1. GİRİŞ

Günümüzde, uzun yol seyahatlerinde olsun şehiriçi ulaşımda olsun insanlar genelde karayolu taşıtlarını tercih etmektedirler. Motorlu taşıtlar adı altında toplayabileceğimiz, otobüs, kamyon, traktör, otomobil gibi nakil araçlarında seyahatlerini gerçekleştiren insanlar bazen oldukça uzun sürelerde bu taşıtların içinde kalmak zorundadırlar. Böyle durumlarda insanların rahatını ve emniyetini bir arada, optimum düzeyde sağlamakta mühendislik biliminin bir görevidir.

Taşıtta oluşan titreşimlerin iki ana kaynağından biri olan motor ve iletim organlarından gelen titreşimler, başarılı bir şekilde yol edilebilmektedir. Esas kaynak olan yol pürüzlülüğü ise çalışmaları; yoldan gelen uyarıların anlaşılıp sonra en uygun şekilde sönümlenmesine doğru kaydırmaktadır. [1]

Seyir halindeki taşıtlar esas olarak yoldan gelen uyarılarla titreşim yaparlar. Bu uyarılar teker, yay ve sönüm elemanları üzerinden gövde ve yolculara geçer. Taşıtların titreşimlerinin incelenmesinde en önemli kriterlerden biri yolcuların titreşimlerden duyduğu rahatsızlıktır.

Dinamik sistem olan taşıtların, titreşim analizi üzerinde bugüne kadar çok sayıda araştırma yapılmıştır. Buna rağmen taşıtların titreşim analizi; konforu ve seyir emniyeti açısından insanların duyarlılık ve beklentilerinin artması, artan taşıtların hızları gibi sebeplerle önemini korumaktadır. Süspansiyon sistemi tasarımında süspansiyon çalışma aralığı ve gövde titreşim seviyeleri önemli faktörlerdir. Bu faktörler süspansiyon performansını sınırlar. Taşıtların titreşimleri üzerindeki araştırmaların hedefi, titreşimlerin yolcu ve gövde elemanları üzerindeki zararlı etkilerini yok etmek veya azaltmanın yollarını aramaktır. [2]



Şekil 1.1: Süspansiyon Sistemi

2. TİTREŞİMLERE GENEL BAKIŞ

2.1 Titreşimler

Titreşim, bir mekanik sistemin hareket veya konumuna dair bir niceliğin (deplasman, hız veya ivme) zamana bağlı olarak düzenli veya düzensiz değişimi veya bir kütle için referans bir durum etrafında yapmış olduğu salınım hareketidir .

Günlük hayatta farklı titreşim hareketlerinin farklı etkilere ve sonuçlara neden olmasından dolayı titreşimleri genel olarak yararlı titreşimler ve yararlı titreşimler olarak iki kısımda düşünebiliriz;

Çalgı aletleri, beton sıkıştırıcıları, taş delme makineleri, masaj aletleri gibi araçların meydana getirdiği bilinçli olarak üretilen titreşimler, istenen ve yararlı titreşimlerdir.

İnsan sağlığına ve makine ömrüne negatif yönde etkileri olan titreşimler ise istenmeyen ve yararlı titreşimlerdir. Yararlı titreşimler boşuna enerji kayıplarına, rahatsız edici ses ve gürültülere neden olurlar. Pratikte bu titreşimlerden tamamen kurtulmak çok zordur. Uygulanan mühendislik çalışmaları titreşimin kaynağının belirlenip buradan gelecek uyarılara karşı optimum yalıtım sağlanarak titreşim etkisinin azaltılması yönündedir.

Titreşimin etkisini belirleyen faktörler, genliği, frekansı, etki süresi, zamana göre değişimi, titreşim yönü ve titreşimin etki noktasıdır [5]. Bu titreşim faktörleri;

Periyot (T): Titreşim hareketinde bir tam tekrarının gerçekleşmesi için geçen süredir ve birimi saniyedir.

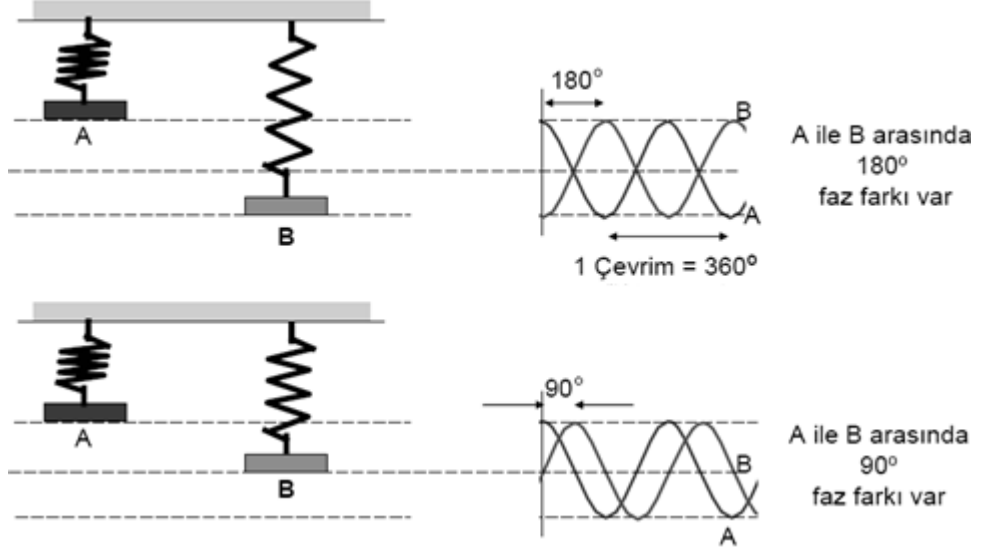
Frekans (f): Birim zamanda meydana gelen titreşim hareketine denir ve frekans ile periyot arasında $f=T^{-1}=1/T$ ilişkisi vardır. Kullanılan zaman dilimine frekans için kullanılan birimi ifadeleri farklıdır.

* Bir saniyede gerçekleşen titreşim hareketidir ve birimi hertz (Hz) 'dir

* Bir dakikada gerçekleşen titreşim hareketidir ve birimi RPM 'dir.

Faz Açısı (Φ): Şekil 2.1'de görüldüğü üzere referans konumunu dikkate alarak bağlı iki titreşim hareketinden birinin diğerine göre ne kadar önce veya sonra meydana geldiğinin

ölçüsü olarak kullanılır. İki farklı açı birimi de kullanılır; eğer birimimiz derece ise $0-360^\circ$ arasında, radyan ise de $0-\pi$ arasında değerlere sahip olabilir. Dönen cisimlerde faz açısı, referans noktasından itibaren dönme yönünün tersi pozitif yön olarak kabul edilir.



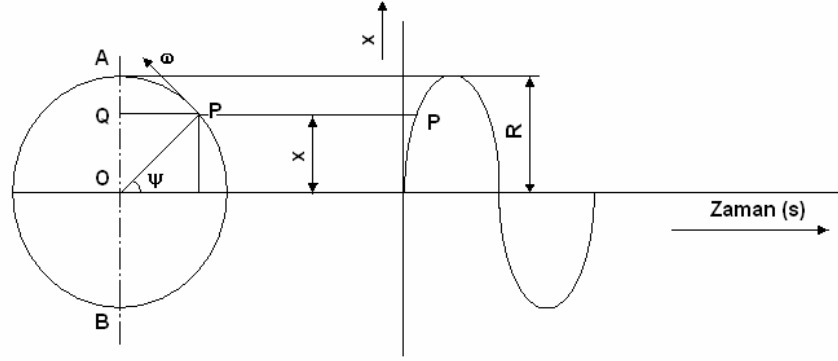
Şekil 2.1: Faz Farkı Gösterimi

Genlik (R): Titreşim şiddetini ifade eden terim olarak kullanılır. Titreşim hareket eğrilerinin tepe noktasıyla sıfır noktası arasında kalan mesafedir ve birimi uzunluk birimidir. Genlik için dört farklı ifade türü vardır; tepe değeri, tepeler arası değer, ortalama değer ve r.m.s. değeri.

2.1.1 Periyodik Titreşimler

Titreşimler en genel itibariyle periyodik ve aperiodyk titreşimler olarak iki kısımda düşünülebilir. Periyodik titreşimler zamanla tamamen veya kısmen tekrarlanan titreşim hareketi olarak tanımlanırlar. Tüm periyodik fonksiyonlar matematiksel olarak Fourier serileriyle tanımlanırlar.

Fourier serileri birbirinden farklı katsayı ve frekansları olan harmonik terimlerden oluşur. Bu bakımdan harmonik hareket titreşimlerin esas yapı taşı teşkil eder ve harmonik harekete ait hareket diyagramı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir [5].



Şekil 2.2: Harmonik, Sinüzoidal Titreşim Hareketi

Şekil 2.3'e baktığımız zaman P noktası, R yarıçaplı dairesel bir yörüngede O merkezli dönme noktası etrafında sabit bir ω açısal frekansı ile dönme hareketi yapmaktadır. Q noktası, dairenin düşey konumundaki çapı(ekseni) üzerinde P noktasının izdüşümüdür. R yarıçapı ise sinüzoidal titreşim hareketinin tepe genliğidir. Q noktasının O noktasına olan uzaklığı x olup, t anındaki yer değiştirme miktarını vermektedir. Ψ açısı ise, zamanla değişir ve değeri; $\Psi = \omega t$ ile bulunur. Buna göre t anındaki yer değiştirme miktarı [7];

$x(t)$: Kütlenin “t” anındaki yer değiştirme miktarı (m),

$v(t)$: Kütlenin “t” anındaki hızı (m/s),

$a(t)$: Kütlenin “t” anındaki ivmesi (m/s^2) olmak üzere;

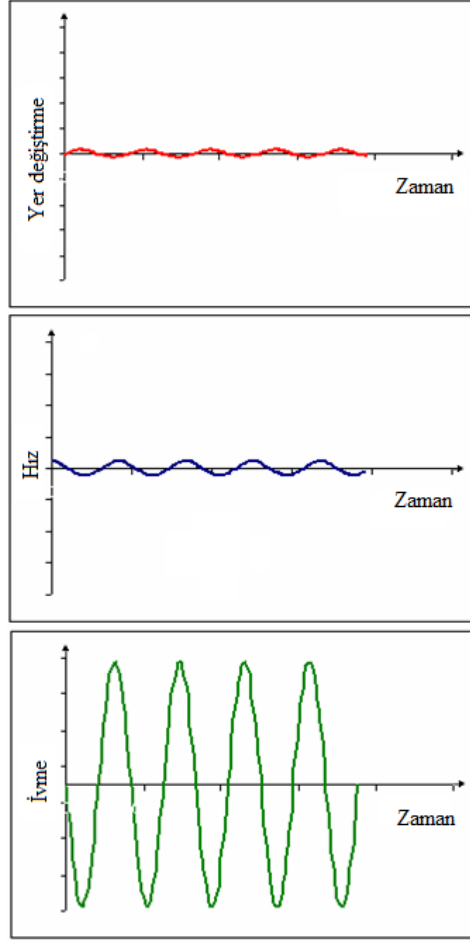
$$x(t) = R \sin \omega t \quad (2.1)$$

Hareket fonksiyonunun birinci ve ikinci türevi sırasıyla hız ve ivme fonksiyonunu verir;

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = \omega R \cos \omega t \quad (2.2)$$

$$a(t) = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 R \sin \omega t \quad (2.3)$$

Bu denklemlerden elde edilen yer değiştirme, hız ve ivme dalgaları Şekil 2.3'te gösterilmiştir.



şekil 2.3: Deplasman , hız ve ivme dalgaları

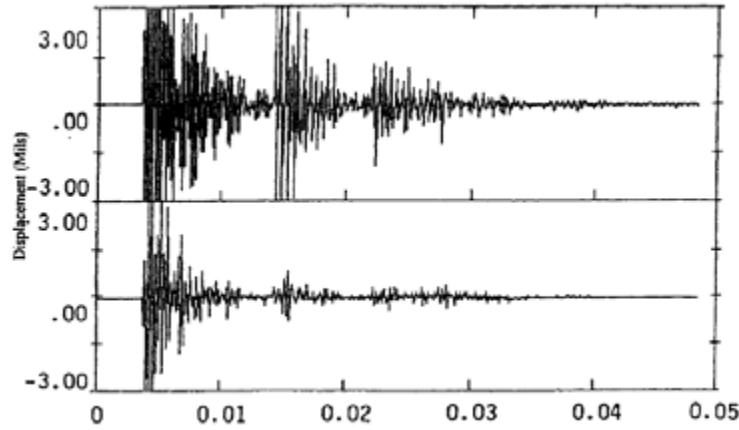
2.1.2 Aperiyyodik Titreşimler

Özelliklerinin değişimi zamana bağlı olmayan ve uygulamada en çok rastlanan titreşim çeşididir. Makine parçalarındaki dengesizlikten ortaya çıkan titreşim ile gök gürültüsü, patlama v.b. kısa veya uzun süreli enerji dönüşümü ile oluşan titreşim şeklidir.

2.1.3 Rastlantısal Titreşimler

Çalışan bir elektrik motorunda veya otomobilinizi çalıştırdığınızda hissettiğiniz titreşimler gelişgüzel titreşimlerdir. Gerçek hayatta, eğer özel olarak yaratılmıyorsa, düzgün salınımdı titreşimlere rastlamak mümkün değildir.

Gelişigüzel titreşimlerin harmonik salınımlar gibi belirli bir frekansı ve genliği yoktur. Dolayısıyla bu titreşimlere bakarak titreşime sebep olan kuvvet hakkında fikir yürütmek imkansızdır. Halbuki bizim titreşim analizi ile arızalan teşhis edebilmemiz için, bu titreşimlerin frekanslarını bilmemiz gerekir. İşte bu işlem için *Fourier Dönüşümü'nü* kullanıyoruz [10].



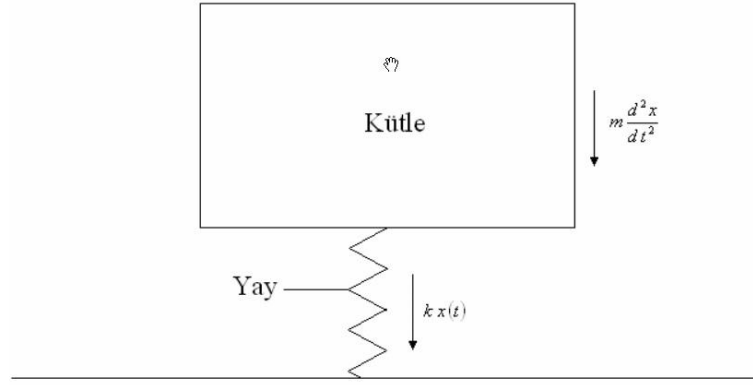
Şekil 2.4: Rastlantısal Titreşim sinyalleri

2.2 Serbest Titreşim Hareketi

2.2.1 Sönümsüz Serbest Titreşim Hareketi

Sistem titreşim hareketi yaparken sürtünme ya da diğer sebepler ile bir enerji kaybı oluşmuyorsa buna “sönümsüz titreşim hareketi” denir. En basit titreşim sistemi olan kütle-yay sistemini incelerken, sönümü hesaba katmaz ve kütleye hiçbir kuvvetin etki etmediğini farz edersek, sistemin kütlesi ve yay rijitliğini biliniyorsak, sisteme bir ilk hareket verildiğinde hangi frekansta titreyeceği bulabiliriz [5]

Gerçek hayatta sönümsüz serbest titreşim hareketi sadece teorik bir harekettir çünkü sistemde sönümleme elemanı olsun ya da olmasın bütün titreşim sistemleri az da olsa bir sönümleme kuvvetine maruz kalırlar. Sönümsüz kavramı teorik hesaplamalarda kolaylık sağladığı için kullanılmaktadır.



Şekil 2.5: Sönümsüz Serbest Titreşim

Şekil 2.5'deki kütle yay sistemine baktığımızda yaydan gelen $kx(t)$ ve mevcut kütleden gelen $m \frac{d^2x}{dt^2}$ kuvvetleri gözükmektedir. Bu iç kuvvetlerin etkisi ile sistem ω_n doğal frekansında titreşerek salınım hareketine başlar. Sistemin sahip olduğu doğal frekans yay katsayısına ve cismin kütlesine bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır [7]:

ω_n : Sistemin sönümsüz açısal doğal frekansı (rad/s),

k : Yay sertliği veya yay katsayısı (N/m)

m : Cismin kütlesi (kg) olmak üzere;

$$\omega_n = \sqrt{k/m} \quad (2.4)$$

Sistemin diferansiyel denklemi;

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx(t) = 0 \quad (2.5)$$

(2.5) denklemi ikinci dereceden bir diferansiyel denklemdir. Burada $\frac{dx}{dt}=b$ olmak üzere, ikinci dereceden diferansiyel denklemin karakteristik denklemi;

$$mb^2 + k = 0 \quad (2.6)$$

olarak elde edilir. Karakteristik denklemin çözüm kümesi ise;

$$\zeta = \left\{ \left(\sqrt{-\frac{k}{m}} \right), \left(-\sqrt{-\frac{k}{m}} \right) \right\} \quad (2.7)$$

olarak elde edilir. Burada :

$$i = \sqrt{-1} \text{ ve}$$

açısal doğal frekans $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ olmak üzere (2.5) denklemini genel çözümü;

$$x(t) = C_1 e^{\omega_n t} + C_2 e^{-\omega_n t} \quad (2.8)$$

bulunur. (2.7) eşitlik $e^{(a+ib)x} = e^{ax} e^{ibx} = e^{ax} (\cos bx + i \sin bx)$ açılımından :

$$x(t) = C_1 (\cos \omega_n t + i \sin \omega_n t) + C_2 (\cos \omega_n t - i \sin \omega_n t) \quad (2.9)$$

$$x(t) = (C_1 + C_2) \cos \omega_n t + (C_1 - C_2) i \sin \omega_n t \quad (2.10)$$

şeklinde düzenlenebilir. Burada C_1 ve C_2 bulunması gereken sabit sayılardır.

$$C_1 + C_2 = A \text{ ve } (C_1 - C_2) i = B \text{ olmak üzere,}$$

$$x(t) = A \cos \omega_n t + B \sin \omega_n t \quad (2.11)$$

elde edilir. Bu ifade iki açı toplamının sinüs fonksiyonudur. Buna göre;

$$x(t) = R \sin(\omega_n t + \Phi) \quad (2.12)$$

olarak ortaya çıkar. Burada;

A ve B : Bulunması gereken sabit sayılar,

R : Titreşim hareketinin tepe genliği (m),

Φ : Faz açısı(rad)'dir.

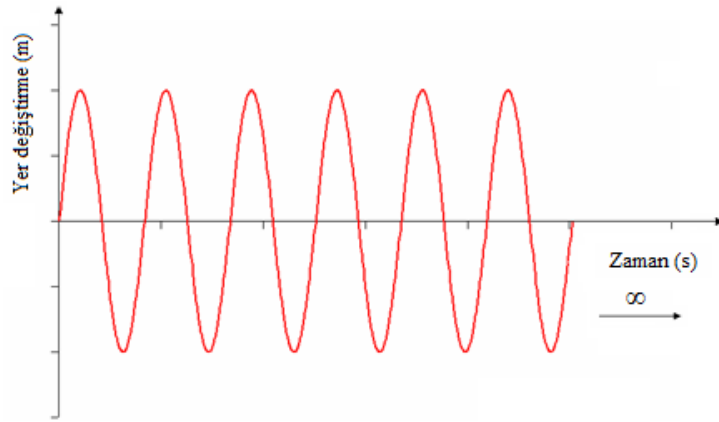
A, B ve R uzunlukları ile Φ açısı arasındaki bağıntıları yazarsak:

$$R = \sqrt{A^2 + B^2}$$

$$\tan \Phi = \frac{A}{B}$$

Şekil 2.6'da (2.12) numaralı denklem eşitliği ile elde edilen sönümsüz serbest titreşim hareketinin yer değiştirme-zaman grafiği görülmektedir. Bu grafikten, sisteme dışarıdan bir kuvvet uygulanmazsa serbest titreşim hareketinin sonsuza kadar devam edeceği

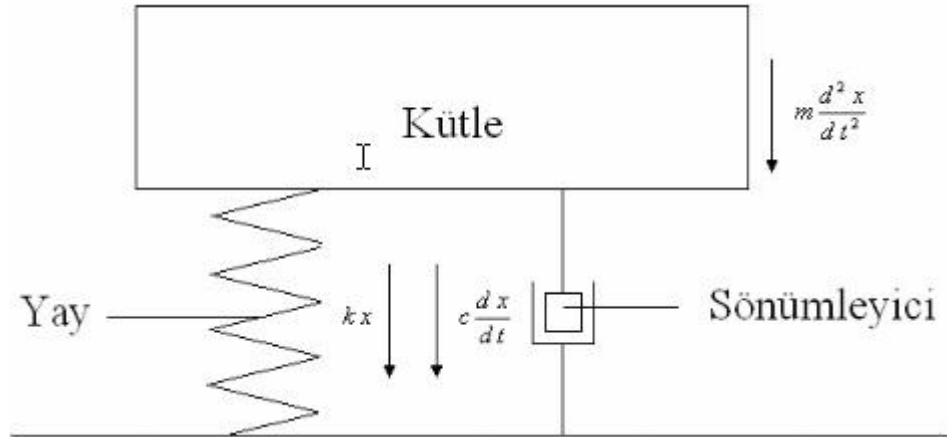
gözükmektedir. Bu sadece teorik olarak varsayılır, gerçek hayatta böyle bir hareketin oluşması imkânsızdır.



Şekil 2.6: Sönümsüz Serbest Titreşim Hareketi

2.2.2 Sönümlü Serbest Titreşim Hareketi

Sönümsüz serbest titreşim hareketi yapan bir sisteme söndürücü kuvvet ilave edersek sistem sönümlü serbest titreşim hareketi yapmaya başlar. Şekil 2.7’de sönümlü bir serbest titreşim hareketine örnek bir kütle-yay sistemi gözükmektedir.



Şekil 2.7: Sönümlü Serbest Titreşim Sistemi

Şekil 2.7’deki kütle-yay sistemine baktığımızda yaydan gelen $kx(t)$, sönüm elemanından gelen $c \frac{dx}{dt}$ ve mevcut kütleden gelen $m \frac{d^2x}{dt^2}$ kuvvetleri gözükmektedir.

Sistem bu kuvvetlerin etkisi ile sistem ω_s sönümlü doğal frekansında titreşerek salınım hareketine başlar. Sistemin sahip olduğu sönümlü doğal frekans; yay ve sönümleyici katsayısına ve cismin kütlesine bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

ω_s : Sistemin sönümlü açısal doğal frekansı (rad/s),

ξ : Sönümleme oranı (boyutsuz orantı) olmak üzere;

$$\omega_s = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2.13)$$

Burada ;

ω_s = Sönümlü açısal doğal frekans (rad)'dır,

ξ = Sönümleme oranı (boyutsuz)'dır.

Sönümleme oranı, sistemin sönümleme iyiliğinin bir göstergesidir. Sönümleme değeri, sistemin sönümleme katsayısı ile kritik sönümleme katsayısının oranıdır, hesaplaması aşağıdaki gibidir:

c: Sönümlü periyodik titreşim sisteminin sönümleme katsayısı (Ns/m),

c_0 : Sönümlü periyodik titreşim sisteminin kritik sönümleme katsayısı (Ns/m) olmak üzere;

$$\xi = \frac{c}{c_0} \quad (2.14)$$

Kritik sönümleme katsayısı hesabı, titreşim sistemindeki cismin kütlesi ve yay katsayısına bağlı olarak yapılır:

$$c_0 = 2\sqrt{km} \quad (2.15)$$

Şekil 2.7'deki sönümlü serbest titreşim hareketinin diferansiyel denklemi:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx(t) = 0 \quad (2.16)$$

Bu denklemin karakteristik denklemi;

$$mb^2 + cb + k = 0$$

şeklindedir. (2.16) numaralı denklemin çözümü;

$$\Delta = c^2 - 4mk = c^2 - c_0^2 \text{ 'dir.}$$

Buna göre (2.16) diferansiyel denklemin genel çözümü sönümlenme katsayılarının alacağı değere göre hesaplanır ve bunun için üç farklı durum söz konusudur:

I. Olasılık: $c < c_0$ veya $\xi < 1$ olma durumu. Bu durumda diskriminantın alacağı değer negatiftir. Yani karakteristik denklemin çözüm kümesinde reel kökten bahsedilemez. Karakteristik denklemin kökleri, tıpkı sönümsüz serbest titreşim hareketinde olduğu gibi, kompleks sayılarla ifade edilebilir: Buna göre;

$$b_1 = \frac{-c + \sqrt{(c_0^2 - c^2)i^2}}{2m} \text{ ve } b_2 = \frac{-c - \sqrt{(c_0^2 - c^2)i^2}}{2m} \text{ olarak elde edilir.}$$

$c = \xi c_0$ ve $c_0 = 2\sqrt{km}$ olmak üzere kökler;

$$b_1 = \frac{-c + i2\sqrt{km}\sqrt{(1-\xi^2)}}{2m} \text{ ve } b_2 = \frac{-c - i2\sqrt{km}\sqrt{(1-\xi^2)}}{2m} \text{ yazılabilir.}$$

$k = m\omega_n^2$ olduğundan b_1 ve b_2 kökleri;

$$b_1 = \frac{-c}{2m} + i\omega_n\sqrt{(1-\xi^2)} \text{ ve } b_2 = \frac{-c}{2m} - i\omega_n\sqrt{(1-\xi^2)} \text{ yazılabilir.}$$

$\omega_s = \omega_n\sqrt{(1-\xi^2)}$ olduğuna göre karakteristik denklemin çözüm kümesi;

$\zeta = \left\{ \left(\frac{-c}{2m} + \omega_s i \right), \left(\frac{-c}{2m} - \omega_s i \right) \right\}$ olarak elde edilir. Buna göre genel çözüm,

$$x(t) = C_1 e^{\frac{-ct}{2m}} e^{\omega_s t i} + C_2 e^{\frac{-ct}{2m}} e^{-\omega_s t i}$$

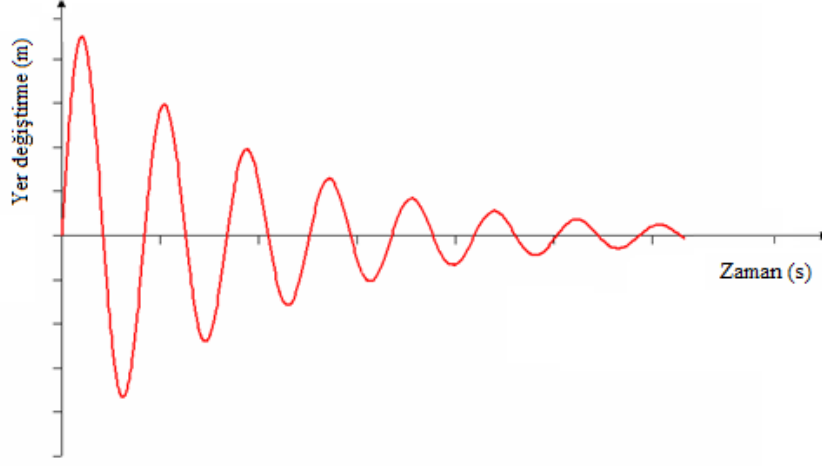
$$x(t) = C_1 e^{\frac{-ct}{2m}} (\cos \omega_s t + i \sin \omega_s t) + C_2 e^{\frac{-ct}{2m}} (\cos \omega_s t - i \sin \omega_s t)$$

$$x(t) = e^{\frac{-ct}{2m}} [(C_1 + C_2) \cos \omega_s t + (C_1 - C_2) i \sin \omega_s t]$$

$$x(t) = C_1 e^{\frac{-ct}{2m}} A \cos \omega_s t + B \sin \omega_s t$$

$$x(t) = e^{\frac{-ct}{2m}} R \sin(\omega_s t + \Phi) \quad (2.17)$$

(2.17) numaralı yer değiştirmenin zamana bağlı fonksiyon denkleminde elde edilen grafiği Şekil 2. 8'de gösterilmiştir.

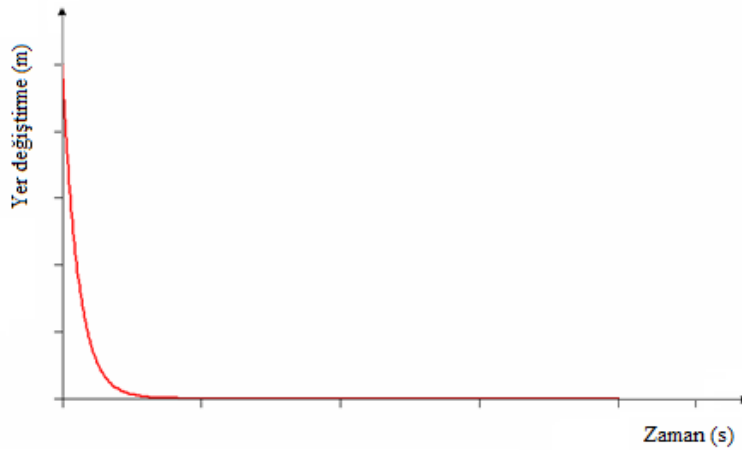


şekil 2.8: Sönümlü Serbest Titreşim Hareketi (I. Olasılık)

II. Olasılık: $c = c_0$ veya $\xi = 1$ olma durumu. Bu durumda karakteristik denklemin diskriminantının alacağı değer sıfıra eşit olur ve denklem sadece bir reel köke sahip olur. Çözüm kümesi, $\zeta = \left\{ \frac{-c}{2m} \right\}$ olarak bulunur. (2.17) numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü;

$$x(t) = e^{\frac{-ct}{2m}} (C_1 + C_2 t) \quad (2.18)$$

olarak elde edilir. (2.18) numaralı yer değiştirmenin zamana bağlı fonksiyon denkleminde elde edilen grafiği şekil 2.9'de gösterilmiştir [7].



şekil 2.9: Sönümlü Serbest Titreşim Hareketi (II. Olasılık) [7]

Bu grafik incelendiğinde, kütle nin salınım hareketi yapmadığı gözükme ktedir. Sistem serbest bırakıldığında, salınım hareketi yapmaya çalışmakta, ancak hareket sinüzoidal dalgalar

oluşturamadan sönümlenmektedir. Oluşan bu durum kritik sönümleme olarak tanımlanmaktadır [5].

III. Olasılık: : $c > c_0$ veya $\xi > 1$ olma durumu. Bu durumda karakteristik denklemin diskriminantı sıfırdan büyük çıkar. Yani denklemin çözüm kümesi birbirinden farklı iki reel köke sahiptir:

$$b_1 = \frac{-c - \sqrt{(c^2 - c_0^2)}}{2m} \text{ ve } b_2 = \frac{-c + \sqrt{(c^2 - c_0^2)}}{2m}$$

$c = \xi c_0$ ve $c_0 = 2\sqrt{k m} = 2m\omega_n$ olmak üzere çözüm kümesi;

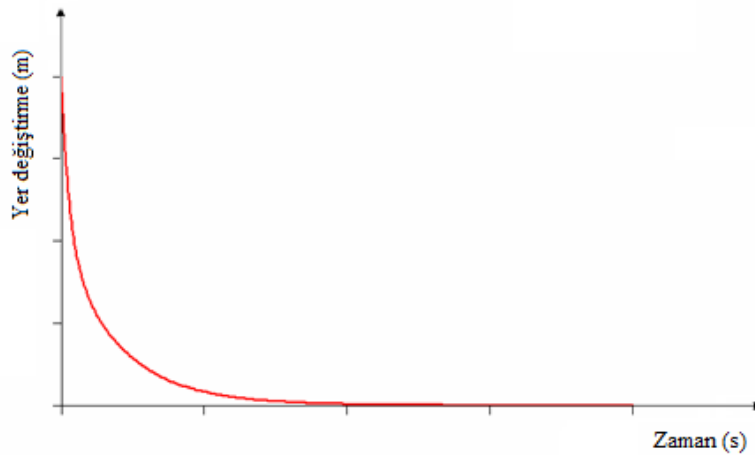
$$\zeta = \left\{ \left(\frac{-c}{2m} + \omega_n \sqrt{(\xi^2 - 1)} \right), \left(\frac{-c}{2m} - \omega_n \sqrt{(\xi^2 - 1)} \right) \right\} \text{ olarak elde edilir.}$$

Genel çözüm;

$$x(t) = C_1 e^{\frac{-ct}{2m}} e^{\omega_n \sqrt{(\xi^2 - 1)} t} + C_2 e^{\frac{-ct}{2m}} e^{-\omega_n \sqrt{(\xi^2 - 1)} t}$$

$$x(t) = e^{\frac{-ct}{2m}} \left(C_1 e^{\omega_n \sqrt{(\xi^2 - 1)} t} + C_2 e^{-\omega_n \sqrt{(\xi^2 - 1)} t} \right) \quad (2.19)$$

olarak elde edilir. (2.19) numaralı yer değiştirmenin zamana bağlı fonksiyon denkleminde elde edilen grafiği Şekil 2.10'da gösterilmiştir.

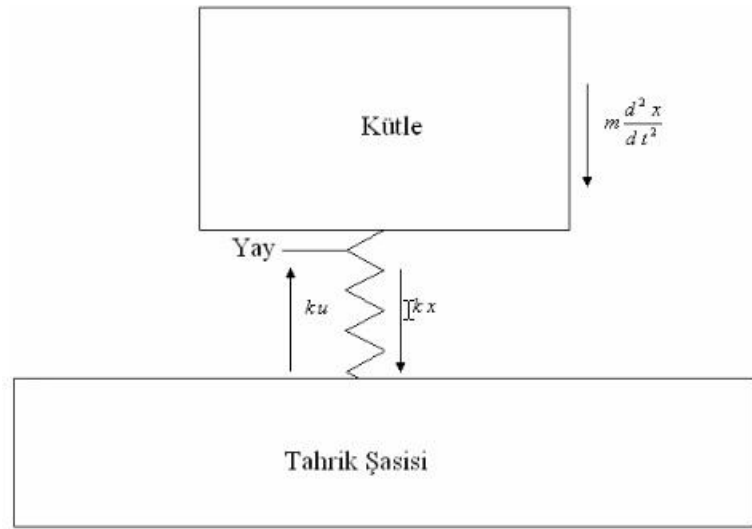


Şekil 2.10: Sönümlü Serbest Titreşim Hareketi (III. Hal)[7]

2.3 Zorlanmış Titreşim Hareketi

Bir titreşim sisteminde, kütle üzerine periyodik bir dağılım gösteren harici bir kütle etki ettirilerek sistem salınım hareketine başlatılırsa, bu hareket zorlanmış titreşim hareketi olarak tanımlanır. Zorlanmış titreşim hareketi de sistemde sönümlenme elemanının bulunup bulunmamasına göre, bir başka deyişle sönümsüz ve sönümlü titreşim sistemleri olarak incelenecektir [7].

2.3.1 Sönümsüz Zorlanmış Titreşim Hareketi



Şekil 2.11: Sönümsüz Zorlanmış Titreşim Hareketi

Şekil 2.11'den de görülebileceği gibi, tahrik şasisinin kütle-yay sistemini harekete zorlayan $u(t)$ zorlayıcı kuvveti ile buna karşın sistemin $m \frac{d^2 x}{dt^2}$ ve kx iç kuvvetleri ve dış kuvvetleridir.

Sistemin diferansiyel denklemini çıkarırsak:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx(t) = ku(t) \quad (2.20)$$

yazılabilir. Bu ikinci dereceden diferansiyel denklemin çözümü, tarafsız denklemin genel çözümüne bir özel çözüm ilave edilmesiyle sağlanır. Hareketler harmoniktir.

X_0 : Kütlenin yapmış olduğu titreşim hareketinin tepe genliği (m),

ω : Açısal tahrik frekansı (rad/s) olmak üzere özel çözüm:

$$x(t)_0 = X_0 \sin \omega t$$

şeklinde yazılır ve özel çözüm (2.15) numaralı denklemde yerine konulursa,

$$-mX_0 \sin \omega t + kX_0 \sin \omega t = kU_0 \sin \omega t$$

denklemini ortaya çıkar. Burada;

U_0 : Şasi hareketinin tepe genliği (m)'dir.

Elde edilen denklemi çarpanlarına ayırırsak;

$$X_0 \sin \omega t (k - m\omega^2) = kU_0 \sin \omega t$$

$$X_0 = \frac{U_0}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

Elde edilir ve özel çözüm buradan;

$$x_0 = \frac{U_0}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \sin \omega t$$

olarak bulunur. (2.20) numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü;

$$x_0 = X_0 \sin(\omega_n t + \phi) + \frac{U_0}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \sin \omega t \quad (2.21)$$

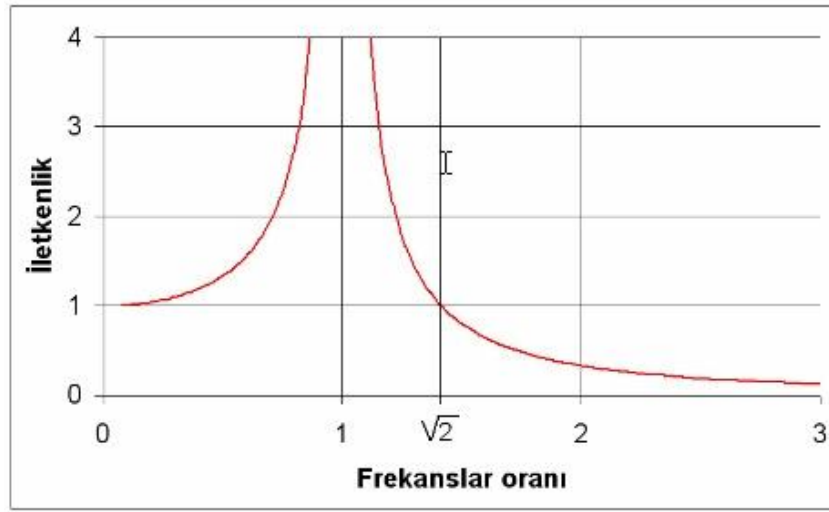
şeklindedir. Burada;

$$\frac{X_0}{U_0} = G_k = \left| \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right| \quad (2.22)$$

eşitliği iletkenlik değerini verir [7].

(2.22) numaralı eşitliğine baktığımız zaman iletkenlik, tahrik edilen sistemin titreşim niceliğinin, tahrik eden sistemin titreşim niceliğine oranı olduğu gözükmektedir. Sistemdeki

iletkenlik değeri, tahrik hareketinin frekansı ve sistemin sönümsüz doğal frekansına bağlıdır [7]. Şekil 2.12’de frekanslar oranına göre oluşturulmuş iletkenlik eğrisi çizilmiştir.



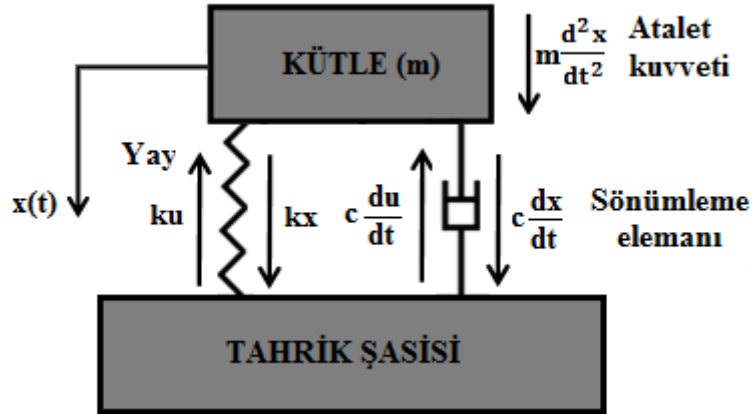
Şekil 2.12: Sönümsüz Zorlanmış Titreşimde İletkenlik Eğrisi

I. $\frac{\omega}{\omega_n} < 1$ bölgesi: Bu bölgede tahrik edilen sistemden ölçülen titreşim niceliği değeri, tahrik eden sistemden ölçülen değerden daha büyüktür. Yani iletkenlik değeri % 100’ün üzerindedir. Frekanslar oranı arttıkça, sisteme iletilen titreşim de artar.

II. $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ bölgesi: (2.22) numaralı denklemin paydasının değeri, doğal frekans ile zorlayıcı frekans birbirine eşit (rezonans) olduğu durumda sıfır olur. Bu durumda iletkenlik oranı sonsuz büyüklüklere ulaşır.

III. $\frac{\omega}{\omega_n} > \sqrt{2}$ bölgesi: Çalışılabilecek en uygun bölge III. bölgedir. Bu bölgede iletkenlik, frekanslar oranı arttıkça azalır.

2.3.2 Sönümlü Zorlanmış Titreşim Hareketi



Şekil 2.13: Sönümlü Zorlanmış Titreşim Hareketi [5]

Bu titreşim hareketinin diferansiyel denklemini:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = c \frac{du}{dt} + ku \quad (2.23)$$

olarak yazılır. Sisteme dışarıdan $u(t)$ yer değiştirme hareketi uygulandığında, sönümlenme elemanı ($c > 1$) sayesinde, sistemin doğal frekansındaki salınımlar sönümlenir ve zorlama frekansına uygun bir titreşim hareketi meydana gelir [7].

Zorlama hareketi basit harmonik hareket ile izah edilebilen sinüzoidal periyodik bir harekettir [7]. Buna göre tahrik şasisinin yer değiştirme denklemi;

$$u(t) = U_0 \sin \omega t$$

şeklinde yazılır. Dışarıdan uygulanan zorlama hareketi harmonik olduğu için titreşime zorlanan sistemin hareketi de harmonik olacaktır. Hareket denklemi:

$$x(t) = X_0 \sin \omega t$$

Bu hareket denklemini (2.18) numaralı denklemde yerlerine yazdığımızda;

$$-m X_0 \omega^2 \sin \omega t + c X_0 \omega \cos \omega t + k X_0 \sin \omega t = c U_0 \omega \cos \omega t + k U_0 \sin \omega t$$

$$X_0 [(k - m\omega^2) \sin \omega t + c\omega \cos \omega t] = U_0 (c\omega \cos \omega t + \sin \omega t k),$$

denklemini elde ederiz. Burada $k = m\omega_n^2$, $c = \xi c_0 = \xi 2\sqrt{km} = 2\xi\omega_n m$ olmak üzere;

$$X_0 [(\omega_n^2 - m\omega^2) \sin \omega t + 2\xi\omega_n m \cos \omega t] = U_0 (2\xi\omega_n m \omega \cos \omega t + \omega_n^2 m \sin \omega t)$$

$$X_0 m[(\omega_n^2 - \omega^2) \sin \omega t + 2\xi \omega_n \cos \omega t] = U_0 m(2\xi \omega_n \omega \cos \omega t + \omega_n^2 \sin \omega t)$$

$$X_0 = U_0 \frac{2\xi \omega_n \omega \cos \omega t + \omega_n^2 \sin \omega t}{(\omega_n^2 - \omega^2) \sin \omega t + 2\xi \omega_n \omega \cos \omega t}$$

Şeklinde yazılır. İki açının toplamının sinüs fonksiyonu yardımı ile ;

$$X_0 = U_0 \frac{\sqrt{4\xi^2 \omega^2 \omega_n^2 + \omega_n^4} \sin \omega t (\omega t + \phi)}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4\xi^2 \omega^2 \omega_n^2} \sin \omega t (\omega t + \phi)}$$

$$X_0 = U_0 \left[\frac{1 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right]^{1/2}$$

olarak yazılır. Elde ettiklerimizden (2.23) numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü;

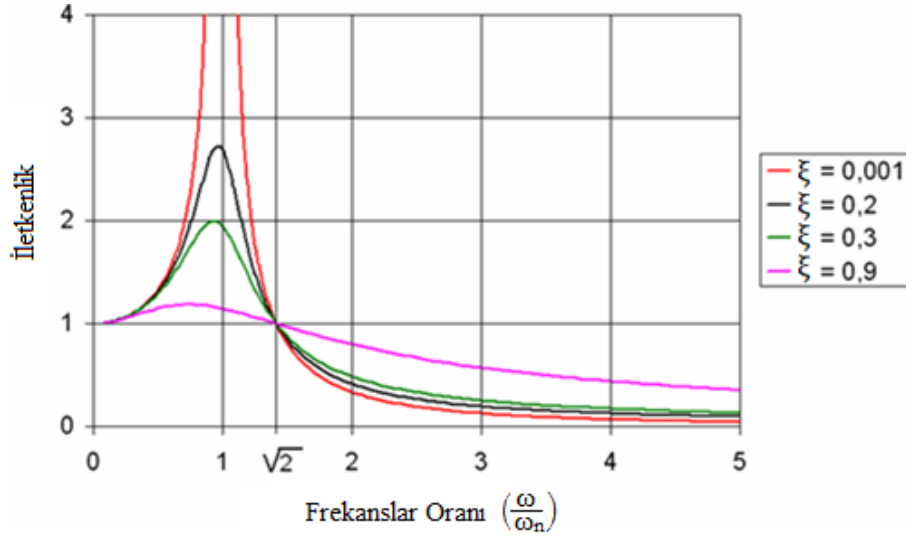
$$x(t) = U_0 \left[\frac{1 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right]^{1/2} \sin \omega t \quad (2.24)$$

olarak bulunur. İletkenlik oranı ise;

$$\frac{X_0}{D_0} = \left[\frac{1 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right]^{1/2} \quad (2.25)$$

formülü ile hesaplanır [7].

(2.25) numaralı denklemden (iletkenlik oranından), sönümlenme değeri ve frekanslar oranına bağlı olarak çizilen iletkenlik eğrileri çizilir.



Şekil 2.14: Sönümlü Zorlanmış Bir Titreşim Sisteminde İletkenlik Eğrileri [7]

Şekil 2.14’i üç bölgede analiz edilebilir:

I. $\frac{\omega}{\omega_n} < \sqrt{2}$ bölgesi: Eğrilerine baktığımızda iletkenlik değerleri % 100’den büyük olduğu gözükmemektedir bu durumda titreşim sisteminde sönümleme elemanı kullanmak gereklidir, $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ olduğu durumda ise iletkenlik oranı maksimum değere ulaşmakta yani rezonans bölgesindedir.

II. $\frac{\omega}{\omega_n} = \sqrt{2}$ bölgesi: Bu bölgede sistemde farklı sönümleme değerlerine sahip sistemlerin eğrileri bu noktada çakışmaktadır.

III. $\frac{\omega}{\omega_n} > \sqrt{2}$ bölgesi: Çalışılabilecek en uygun bölge III. bölgedir. Bu bölgede iletkenlik değeri frekanslar oranı arttıkça azalır.

Periyodik titreşimler, teorik olarak basit harmonik hareket ile ifade edilmelerine rağmen, uygulamalarda karşılaşılan titreşimlerin çoğu tam harmonik değildir. Aslında periyodik hareket, frekansları f_1 ve f_2 olan genlikleri farklı harmonik hareketlerin bileşkesidir. Bu tür periyodik hareketlerin zaman düzleminde analiz edilmeleri zordur. Bu nedenle Fourier Kuramı’na göre frekans analiz yöntemi kullanılır. Bu kurama göre periyodik bir hareket ne kadar karmaşık olursa olsun, frekansları harmonik olarak birbiriyle ilişkili çok sayıda hareketin bileşkesidir ve aşağıdaki eşitlik ile tanımlanır [7]:

$Y(t)$: Sinüzoidal olmayan periyodik hareketin yer değıştirme miktarı (m),

$X_0 \dots X_n$: Sinüzoidal bileşenlerin tepe genlikleri (m),

$\Phi_1 \dots \Phi_n$: Faz açıları (rad) olmak üzere;

$$Y(t) = X_0 + X_1 \sin(\omega t + \Phi_1) + X_2 \sin(2\omega t + \Phi_2) + \dots + X_n \sin(n\omega t + \Phi_n) \quad (2.26)$$

Bu şekilde meydana gelen periyodik bir hareket, frekans spektrumu ile gösterilir ve analiz edilir [7].

2.4 Genel Anlamda Taşıt Titreşimleri

Oldukça karmaşık dinamik bir sisteme sahip olan motorlu taşıtlar, sürücüsü ve içinde bulunan diğere yolcu ve taşınan eşyalar ile sürekli titreşim halindedir. Özellikle uzun süreli yapılan yolculuklarda ve bozuk yol şartlarında taşıt kullanma; seyir konforu ve emniyeti olaylarını ön plana çıkarmaktadır.[1]

Taşıt titreşimleri esas olarak yoldan gelen uyarılarla oluşur. Bu titreşimler genelde 0 Hz ile 25 Hz aralığında olmaktadır. Klasik sönümleyici elemanlarla, düzgün yollarda sürücüye gelen titreşimler absorbe edilebilse de, bozuk yol şartlarında kullanımlarda, sertliğini otomatik olarak ayarlayabilen yeni teknoloji ürünü amortisörlere ve plastik sönümleme elemanlarına ihtiyaç duyulmaktadır. [3]

2.5 Taşıtlardaki Şok Ve Titreşimlerin Nedenleri

Taşıtlardaki şok ve titreşimlerin iki ana kaynağı vardır. Birincisi iç kaynaklar, ikincisi de dış kaynaklardır. Taşıtta titreşime neden olan iç kaynaklar; motor, güç iletim sistemleri (vites mekanizması, debriyaj, diferansiyel) ve tekerlek-lastik tertibatıdır. [4] Kişileri rahatsız eden taşıt titreşimlerinin esas kaynağı dış kaynaklı olanlardır. Genelde yol pürüzlülüğünden kaynaklanan bu titreşimlerin iyileştirilmesi ana problemi oluşturmaktadır. Yoldan gelen uyarılar, tekerleklerden gövdeye, yay ve sönüm elemanları üzerinden geçerler. Tekerlekler, düşey hareketlere ilaveten, taşıt düz seyretse bile, tekerlekler asılış sistemlerine bağlı olarak, kamber açısı hareketleri yapıp, yan kuvvetler doğurabilir. [1]

2.5.1 Dış Kaynaklar

Şok ve titreşimlere en çok sebep olan dış kaynaklar, yol ve zeminin düzensizliğidir. Yol pürüzlülüğü ismi altında topladığımız bu zeminden kaynaklanan düzensizlikler, taşıtın hızının artması ile etkilerini daha fazla bir şekilde hissettirmektedirler. Taşıtlardaki şok ve titreşime sebebiyet veren diğer dış kaynaklı etkenler ise rüzgar, frenleme ve rampalardır.[4]

2.5.1.1 Yol Pürüzlülüğü

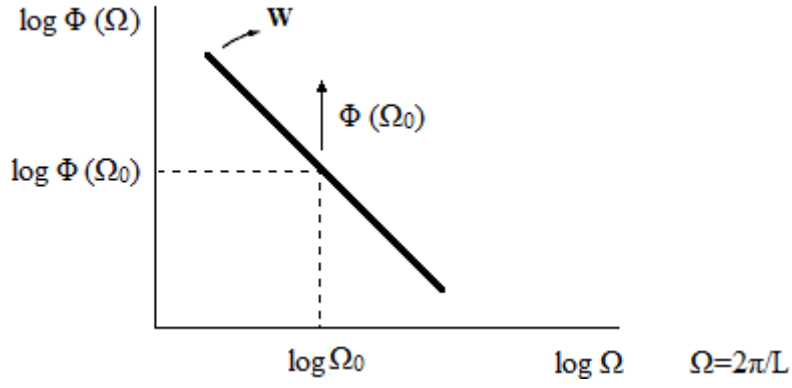
Taşıtlar için en önemli titreşim kaynağı, yoldan kaynaklanan titreşimlerdir. Taşıta seyir esnasında etki eden titreşim uyarısı yol pürüzlülüğünden kaynaklanmaktadır. Yol pürüzlülüğü kaynaklı titreşimler rastlantısal titreşimlerdir ve deterministik matematik fonksiyonlar ile tanımlanması mümkün değildir, bunun için rastlantısal titreşimler için istatistiksel kavramlar kullanılır. Yol pürüzlülüğünü tanımlamak için spektrum yoğunluğu kullanılmaktadır.

Yolun taşıtta yarattığı titreşimlerin modellerinde kullanılan ve gerçeğe en yakın uyarı fonksiyonları rastlantısal fonksiyonlardır. [5]

Rastlantısal Fonksiyon: Hareket halindeki bir taşıtta, titreşim uyarısı esas olarak yoldan gelir. Yol pürüzlülüğünden dolayı oluşan titreşimler rastlantısal titreşimlerdir. [6]

Yapılan çalışmalardan elde edilen verilere göre yol pürüzlülüğü alçak frekanslarda, yani büyük dalga boylarında büyük genlikler, yüksek frekanslarda ise küçük genlikler göstermekte ve bu özellik, yol pürüzlülük spektrum yoğunluğunun, çift logaritmik eksenler üzerine çizilmesi halinde, frekansla azalan doğrularla temsil edilebilmesine imkân sağlamaktadır. Bu doğru matematiksel olarak aşağıdaki denklemle ifade edilebilir.

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0)(\Omega/\Omega_0)^{-\omega} \quad (2.27)$$



Şekil 2.15: Yol Pürüzlülüğünün Spektrum Yoğunluğu

W dalgalılık faktörü olup, bu doğrunun temel frekans etrafındaki eğimini tayin eder. Ω_0 , temel frekans 1 m^{-1} alındığında $\Phi_h(\Omega_0)$ yaklaşık olarak, asfalt yollarda 1 cm^3 değerinden başlar ve daha kötü yollarda 500 cm^3 gibi çok yüksek değerlere kadar çıkabilir. W dalgalılık faktörü ise 2 değeri civarında değişip, asfaltta 2.2 ile, parke yolda 1.75 arasındadır [1]. Tablo 2.1’de $W=2$ için yol pürüzlülüğüne ait bir sınıflandırma tasarısı verilmiştir.

Tablo 2.1: Yol Pürüzlülüğü Spektrum Yoğunluğu İçin Ortalama Değerler

YOL CİNSİ	YOL DURUMU	W	$\Omega_h(\Omega_0)$ (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
Mıncır asfalt (Makadam)	İyi	2.26	9.0
	Orta	2.26	21.0
	Kötü	2.15	43.0
	Çok kötü	2.15	158.0
Parke	İyi	1.75	14.0
	Orta	1.75	23.0
	Kötü	1.81	36.0
	Çok kötü	1.81	323.0
Stabilize edilmemiş yol	İyi	2.25	32.0
	Orta	2.25	155.0
	Kötü	2.14	602.0
	Çok kötü	2.14	16300.0

Tablo 2.2:Yol Pürüzlülüğü Sınıflandırma Tasarısı

Sınıf	Pürüzlülük	Alt sınır	Ortalama değer	Üst sınır
A				... 0.25 ... 0.5
B	Çok iyi	... 1 ... 2		... 0.25 ... 1 ... 2
C	İyi	2 ...	4	... 8
D	Orta	8 ...	16	... 32
E	Kötü	32 ...	64	... 128
F	Çok kötü	128		... 128... 256... 512
G				512 ... 1024 ... 2048
H				2048

Matematiksel hesaplarda zamansal frekans ω 'ya bağlı yol pürüzlülüğü, spectrum yoğunluğu olarak kullanılacağından, V hızı ve Ω yol açılal frekansından ω 'ya aşağıdaki bağlantı ile geçilir.

$$\Phi_h(\omega) = \Phi_h(\Phi)/V \quad (2.28)$$

(2.28) nolu denklemle frekansa bağlı yol pürüzlülüğü spectrum yoğunluğu için aşağıdaki ifade bulunur.

$$\Phi_h(\omega) = V^{w-1} \Phi_h(\Omega_0) \left(\frac{\Omega_0}{\omega}\right)^w \quad (2.29)$$

(2.29) nolu denklemden görüldüğü üzere efektif değer artışı hızın artışıyla ilişkilidir.

2.5.2 İç Kaynaklar

Taşıtın kendisinden kaynaklanan iç kaynaklı titreşimler; motor titreşimi, güç iletim sistemlerinin titreşimi, tekerlek asılış sistemlerinden gelen titreşimler vb. olarak kabul edilirler.

2.5.2.1 Motor Titreşimi

Taşıtın motorunun balans ayarı iyi yapılmamış ise, araç duruyorken yani motor düşük frekans üretiyorken arzu edilmeyen titreşimlere maruz kalınır, motor hızı arttıkça titreşimlerin frekansı artmaya ve bu titreşimler daha etkili olmaya başlar. Bundan dolayı motor balans ayarının çok iyi yapılması gerekmektedir.

2.5.2.2 Güç İletim Sistemlerinden Kaynaklanan Titreşimler

Güç iletim sistemlerindeki ayarsızlıklardan dolayı işletme milinde ufak yer değiştirme, silkinme hareketleri oluşur. Bunun neticesinde transmisyona oranına bağlı olarak motor hızının düzgün şekilde artması ile bu uyarımlar bir frekans halini alır. Giriş mili ile çıkış mili sabit hızda dönmesi gerekirken bazı tip kardan mafsalları ile bağlı döner millerde açı farkından dolayı bu mümkün olmaz. Miller arasındaki bu açı farkından dolayı fonksiyonel olarak çıkış milindeki hız farklılıkları gösterir. Bu hız farklılığı sonuçta hareket iletim sistemleri üzerinde transmisyona oranına bağlı olarak motor hızının artması ile iki kat daha fazla frekansa sahip, zorlanmış titreşimlere sebep olur.

2.5.2.3 Tekerlek-Lastik Tertibatı

Taşıtlarda tekerlek-lastik tertibatı titreşim analizinin tam olarak yapılması oldukça karmaşık bir işlemdir. Normal sürüş şartları için, tekerleklerin balans ayarı çok iyi yapılmışsa; lastik, tekerlek ve aksın (sıkıştırılmış kütleli) sadece düşey yönde hareket ettiği kabul edilir. İlk kalkış ani gibi yüksek hızlanma veya frenleme gibi yavaşlama durumlarında, tork değişimlerinin etkisi ile aks, z yönü boyunca çepeçevre genişlemeye çalışacaktır. Bu dönme hareketlerinin kombinasyonları sonuçta, aks etrafında, özellikle de merkezinde ve merkeze yakın yerlerde, baştan sona kadar bir titreşime ve de düşey yönde titreşime neden olacaktır. Bu titreşim hareketlerinin frekansı ve genliği; süspansiyon sisteminin karakteristik değerlerine, hızlanma oranlarının değerlerine, zemin şartlarına ve araç hızına bağlıdır. Hızlanma anında titreşim genliği biraz daha fazladır[4].

3. SÜSPANSİYON SİSTEMİ VE AMORTİSÖRLER

3.1 Süspansiyon Sistemi

Yol çıkıntıları ile tekerlekler arasındaki darbelerle ortaya çıkan enerji mümkün olduğu kadar az olmalıdır. Bu enerjinin bir kısmı amortisörler ve yaylar tarafından alınmaktadır. Geriye kalan enerjinin asılmış bulunan kısımlara ancak yolcular tarafından kolayca tahammül edebilecek bir frekansta iletilmesi gerekir. *'Süspansiyon'* terimi taşınan yolcular veya yük ile zemin arasında konmuş bulunan bütün organları ifade etmektedir. Bu terim, çok elastik olan yaylar, amortisörler, lastikler ve koltuklarla birlikte, yük ve darbe tesirleriyle şekil değiştiren tekerlekler ve şasiyi de içermektedir [8].

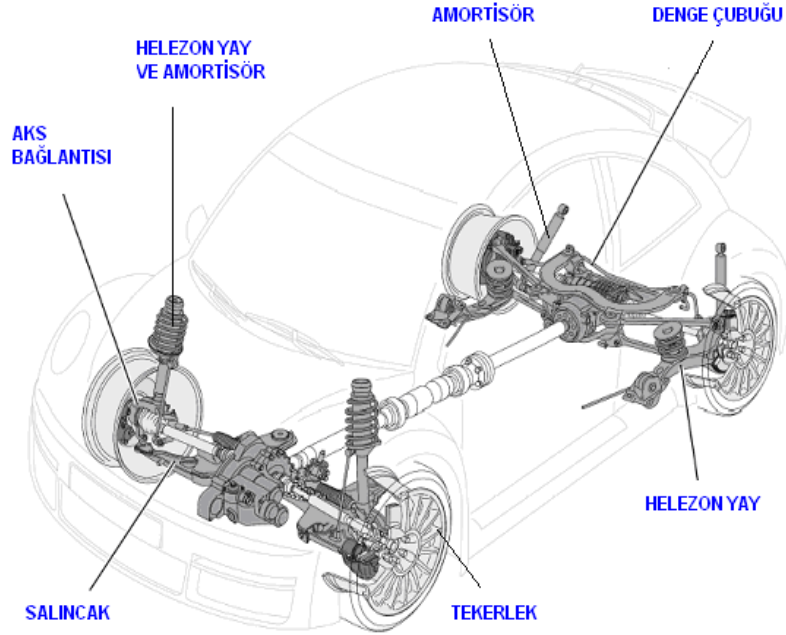
3.2 Süspansiyon Sisteminin Görevleri

Araç gövdesi ile tekerlekler arasına yerleştirilen süspansiyon sistemi, yolun yapısından kaynaklanan titreşimleri sönmölemek üzere tasarlanmıştır. Süspansiyon sistemi sürüş konforu ve güvenliği açısından ihtiyaç duyulan bir sistemdir. Şeki2.16'da görüldüğü gibi. Direksiyon sistemi, ön düzen geometrisi ve tekerleklerle bir bütünlük içerisinde çalışır.



Şekil 3.1: Süspansiyon Sisteminin Gerekliği [9]

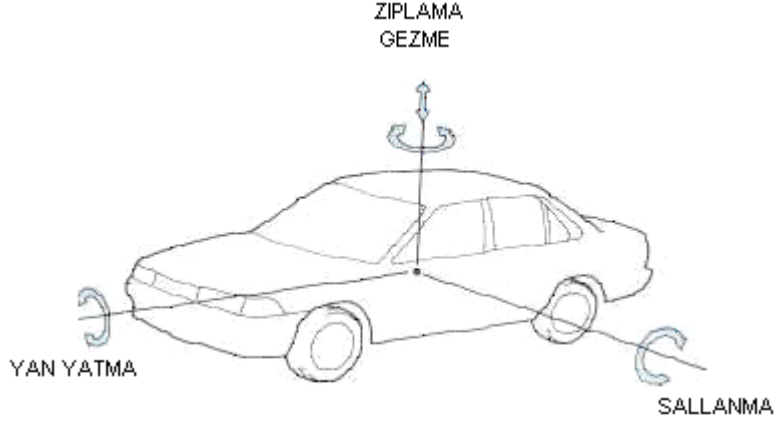
Otomobilin yol tutuş yetenekleri sürüş güvenliğinin sağlanmasındaki en önemli faktördür. Otomobilin yerle bağlantısı ve yol tutuşu birçok parçanın birlikte çalışmasıyla sağlanır. Yürüyen aksam, direksiyon sistemi, süspansiyon sistemi, fren sistemi ve tekerlekler belli bir düzen ile karosere bağlıdır. Süspansiyon sistemi otomobilin ağırlığını taşıdığı gibi lastiklerin yola tutunmasını da sağlamalıdır. Otomobilin yol tutuşu hayati önem taşır; çünkü aracın aktif güvenliği, dengesi ve konforu bu sistemin sağlıklı çalışmasına bağlıdır.



Şekil 3.2: Araç Üzerinde Süspansiyon Sistemi

Süspansiyon sisteminin görevleri şunlardır;

- Sürüş esnasında lastikler ile birlikte çalışarak yolcuları veya taşınan yükü korumak ve sürüş konforunu iyileştirmek amacıyla yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan titreşimleri, salınımları ve ani şokları sönmüleyerek yumuşatır. Aynı zamanda şasi ve kaportayı da korumuş olur.
- Yol yüzeyi ile tekerlekler arasındaki sürtünmeye bağlı olarak ortaya çıkan sürüş ve fren kuvvetlerini gövdeye aktarır.
- Akslar üzerinde gövdeyi taşır ve gövde ile tekerlekler arasındaki uygun geometrik ilişkiyi sağlar.
- Yol ile tekerlekler arasında teması kaybetmeden güvenli dönüş yapmayı sağlar.
- Seyir halindeki bir araca yoldan ve havadan bir çok kuvvet etki etmektedir işte bu kuvvetler Şekil 3.3 ve 3.4’de görüldüğü gibi araçta bazı salınımlara neden olur.



Şekil 3.3: Araçta Meydana Gelen Salınımlar

Sallantı

Aracın ağırlık merkezine göre ön ve arkasının aşağı yukarı hareket etmesidir. Bu sallantı özellikle, aracın pürüzlü ve kasisli, çok çukurlu stabilize yollarda kullanıldığı durumlarda meydana gelir.

Yan Yatma

Bozuk bir yolda araç döndüğünde veya hareket halinde iken aracın bir tarafındaki yay kısılırken diğeri uzamaya başlar. Bunu sonucunda aracın gövdesi bir taraftan diğere yan hareketler yapar.

Zıplama

Aracın tümüyle aşağı yukarı hareketidir. Düzgün olmayan yollarda yüksek hızlarda araç kullanıldığı zaman meydana gelir. Yaylar yumuşak olduğunda da zıplama da artar.

Gezme

Aracın ağırlık merkezine bağlı olarak aksel merkezden sağa ya da sola hareketidir [9].

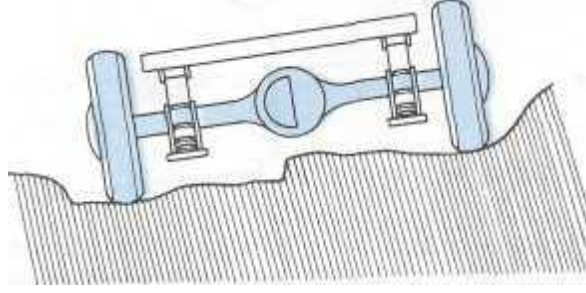


Şekil 3.4: Süspansiyon Sisteminde Kontrol Edilebilen Hareketler[9]

3.3 Süspansiyon Sistemi Çeşitleri

3.3.1 Sabit (Askı) Süspansiyon Donanımı

Sağ ve sol tekerlekler, aks ya da aks muhafazası ile bir bütün olarak birbirine bağlıdır. Bu sisteme rijit akslı süspansiyon sistemi de denilir. Sağ ve sol tekerlekler yaprak ya da helezon yay üzerinden gövde veya şasiye tutturulmuş tek bir aks ile birbirine bağlanırlar. Sabit süspansiyon sistemi otobüs, kamyon ve kamyonet gibi ağır hizmet tipi araçlarda ön ve arka dingilleri fark etmeksizin çok geniş kullanım alanı bulmuştur. Binek otomobillerinde ise konfor yönünden yetersiz olduğu için tercih edilmemektedir.



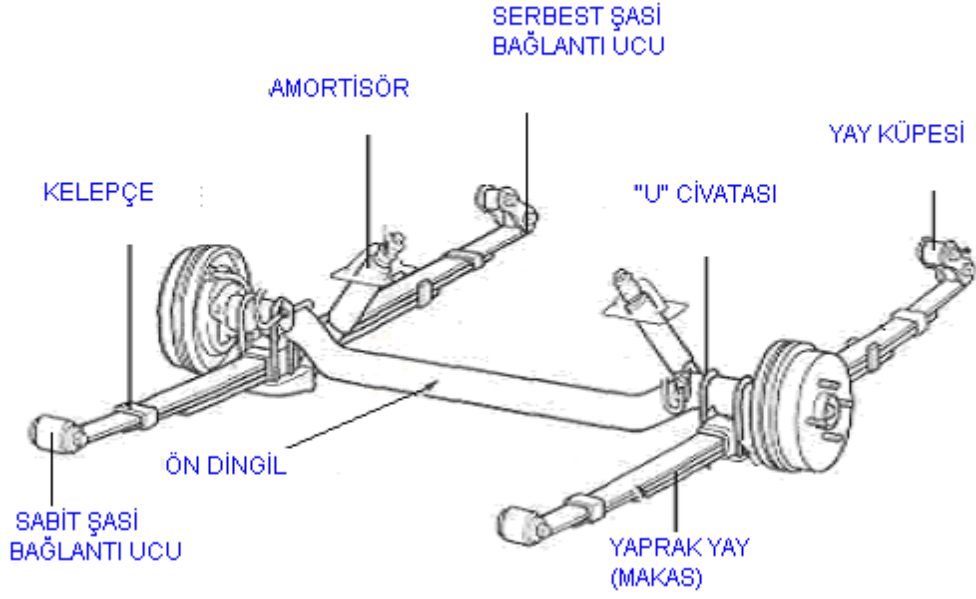
Şekil 3.5: Sabit Süspansiyon Sistemi

3.3.1.1 Genel Yapısı ve Parçaları

Günümüz sabit süspansiyon sistemlerinde yaprak yay, helezon yay ve burulma çubuklu yay kullanılabilir. Ağır yük altında çalışan ticari araçların ön ve arka süspansiyonlarında yaprak yaylar tercih edilirken binek otomobil, minibüs ve küçük çaplı kamyonetlerin ön askı donanımında helezon yaylar tercih edilmektedir.

Yaprak Yaylı Sabit Ön Askı Donanımı

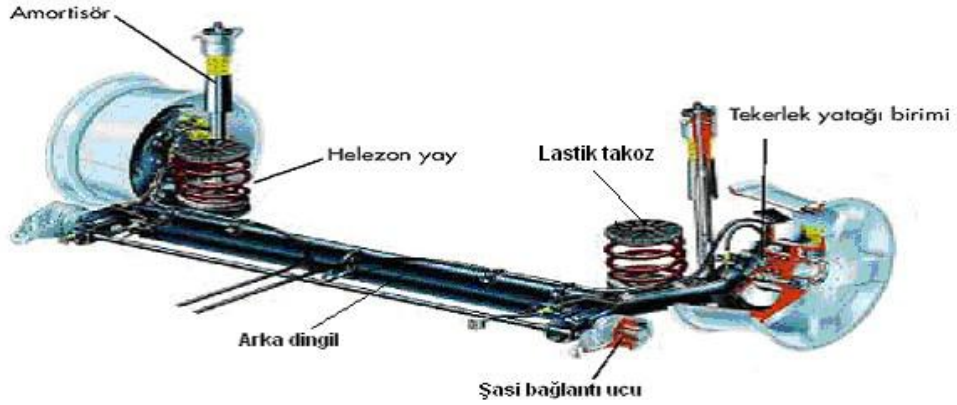
Şekil 3.6'da yaprak yayın sabit süspansiyon sistemindeki parçalar bağlantılarıyla görülmektedir. Yaprak yay ortasından "U" cıvatasıyla ön dingile, uçlarından ise şasiye bağlanmıştır. Tekerleklerden gelen darbeleri ilk karşılayan yaprak yaydır. Yay bu darbeyi küpe tarafından uzayarak sönmülemeye çalışır. Yaprakların birbiri üzerinde sürtünmesi ve lastik takozlar da bu sönmülemeye yardımcı olur. Sönmüleme süresini kısaltmak için amortisör devreye girerek salınım süresini kısaltır.



Şekil 3.6: Sabit Süspansiyon Sisteminin Parçaları

Helezon Yaylı Burulma Kirişli Sabit Arka Süspansiyon Sistemi

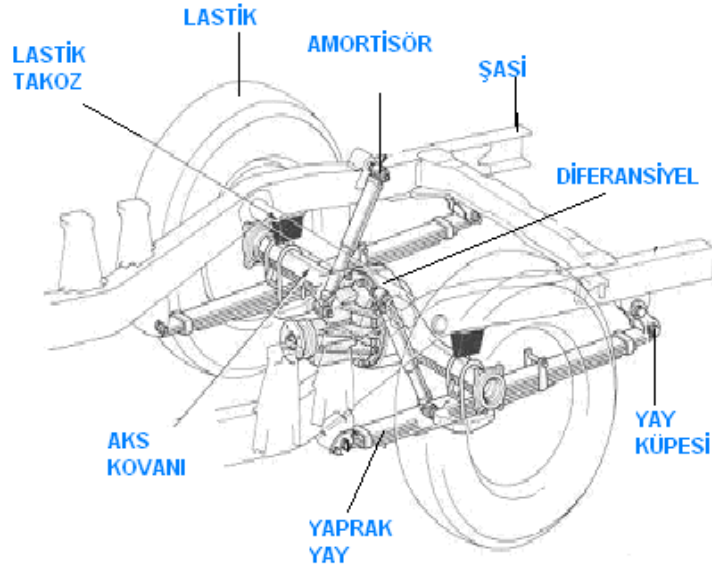
Önden çekişli araçların arka süspansiyonlarında kullanılır, yapısı kolay ve yekparedir. Şekil 3.7’de önden çekişli bir aracın, helezon yaylı sabit arka süspansiyonu görülmektedir. Yaylar ve amortisörün bir ucu arka dingile diğer uçları ise şasiye bağlanmıştır. Burada yol darbesini ilk karşılayan sırasıyla, arka dingil, helezon yaylar, lastik takozlar ve amortisörlerdir.



Şekil 3.7: Helezon Yaylı Sabit Askı Sistemi

Paralel Yaprak Yaylı Sabit Arka Süspansiyon Sistemi

Arka süspansiyon, ön tekerleklerin, direksiyon pozisyonlarından etkilenmeden hareket edebilmesi için, arka aksı olması gereken konumda tutacak şekilde tasarlanmıştır. Paralel yaprak makaslı askı donanımı genellikle ticari araçların arka süspansiyonunda kullanılır. Paralel yaprak makaslı süspansiyon ile birlikte kullanılan aks tipi, diferansiyel, aks milleri ve poryanın bir sabit ünite içinde toplandığı bir akstır.



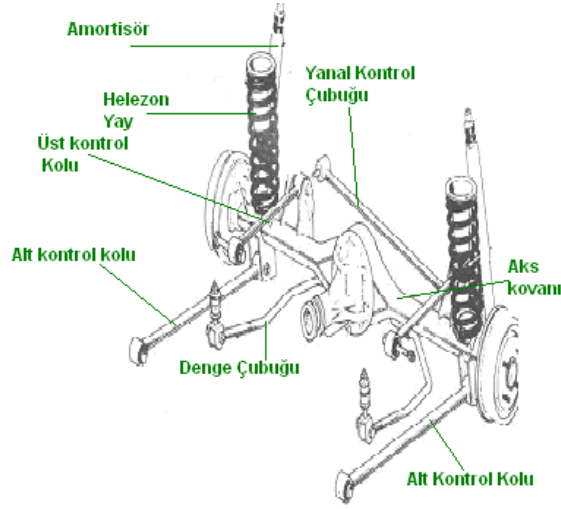
Şekil 3.8: Yaprak Yaylı Sabit Süspansiyon Sistemi

Frenlemeye, yüklere ve üzerine tesir eden tahrik kuvvetlerine dayanacak ve kendi yayları üzerinde aşağı yukarı hareket etmesine müsaade edecek tarzda sabit aks gövdeye tutturulmuş ve şafta bağlanmıştır.

Yaprak yay ile aks ayrı bir bağlantı gerektirmediğinden yapısı basit fakat kuvvetlidir. Aks yayların taşıyıcısı olduğundan yumuşak yay kullanılması zordur. Bu nedenle sürüş konforu iyi değildir. Ani hızlanma ve frenleme torku dairesel salınım ve titreşime neden olur. Bunu önlemek için amortisörler aksın biri önüne diğeri arkasına bağlanır. Dönüşlerde ise aracın ön kısmının dalmasına ve arkasının yükselmesine neden olur.

Dört Bağlantılı Helezon Yaylı Sabit Arka Süspansiyon Sistemi

Arkadan itişli hafif ticari araçlarda kullanılır.



Şekil 3.9: Dört Bağlantılı Süspansiyon Sistemi

Aks konumlaması iki alt kontrol kolu, iki üst kontrol kolu ve bir yanal kontrol çubuğu tarafından yapılır. Yük süspansiyonun ve yol şokunun sönmelenmesi için sadece yaylar kullanılır. Aracı boylamasına etkileyen tekerleklerin tahrik ve frenleme torqlarına ters tepki gösteren kuvvetler, alt ve üst kontrol kolları tarafından, yanal kuvvetler ise yanal kontrol çubuğu tarafından karşılanır.

Her kontrol kolunun veya yanal kontrol çubuğunun bir ucu gövde veya şasiye, diğer uçları ise arka aks kovanına lastik burçlar vasıtasıyla tutturulmuştur. Helezon yaylar alt kontrol kolları veya arka aks kovanı ile gövde arasına yerleştirilmiştir. Dört adet kol ile bağlandığından yumuşak yaylar kullanılabilir ve sabit askı sistemlerinde en iyi sürüş konforuna sahiptir. Bağlantı kolları ilerde olacağından bagaj alanı geniş olacaktır. Aynı zamanda üst bağlantı kolu alt koldan kısa olacağından aracın iç hacmi de büyük olacaktır.

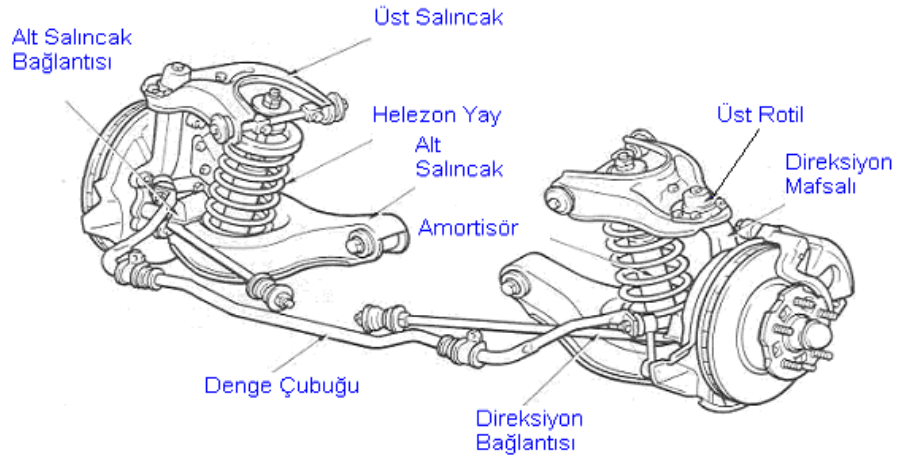
Sabit Süspansiyon Sistemlerinin Özellikleri

- Süspansiyonu meydana getiren parçaların sayısı azdır ve yapısı basittir.
- Dayanıklı olduğu için ağır hizmette araçlarında rahatlıkla kullanılabilir.
- Dönüşlerde gövdede bir miktar eğim oluşur.
- Tekerleklerde aşağı yukarı küçük hareketler olduğundan aşınımlar daha azdır.
- Yaysız kütlelerin büyük olmasından dolayı sürüş konforu zayıftır.
- Sağ ve sol tekerlekler birbirini etkilediğinden sallanma ve titreşim fazladır.

3.3.2 Serbest (Askı) Süspansiyon Donanımı

Serbest süspansiyon sistemi tekerleklerin yukarı aşağı, sağa sola birbirlerinden bağımsız olarak hareket etmesini sağlar. Gövdenin hareketlerini sınırlayarak yüksek yönlendirme kabiliyeti sağlar.

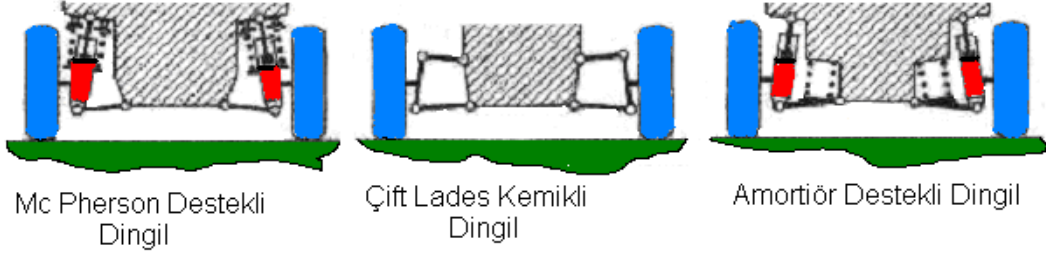
Ön süspansiyon sistemlerinde uygun geometri ile salıncaklı sistem bağlı olduğu tekerleğe uygun hareket imkanı vermektedir. Parçaların fazlalığı nedeniyle karmaşık ve maliyeti yüksektir.



Şekil 3.10: Serbest Süspansiyon Sistemi

Süspansiyon hareketiyle tekerlek izinin genişliği devamlı olarak değişmektedir. Tekerleklerde zamanından önce aşınmalara neden olan ovma hareketi meydana gelmektedir. Bu nedenle lastiklerin ömrünü uzatmak amacıyla üst ve alt salıncakların boyları ile geliş açıları farklı olarak yapılmaktadır. Genelde iki salıncak direksiyon kolunu destekleyecek şekilde üçgen bir yapı meydana getirmektedir. Bu tasarımla çok az miktarda pozitif direksiyon hakimiyeti sağlanabilmektedir. Üst salıncakın görevi aracın ön kısmının dalması veya kalkmasını önlemektir. Çift salıncaklı sistemler arka aks tasarımlarında da kullanılmakta ve sabit süspansiyon sistemlerine göre oldukça konforludur.

Aşağıda Serbest Süspansiyon Sistemlerine Ait Dingil Çeşitleri Görünmektedir.



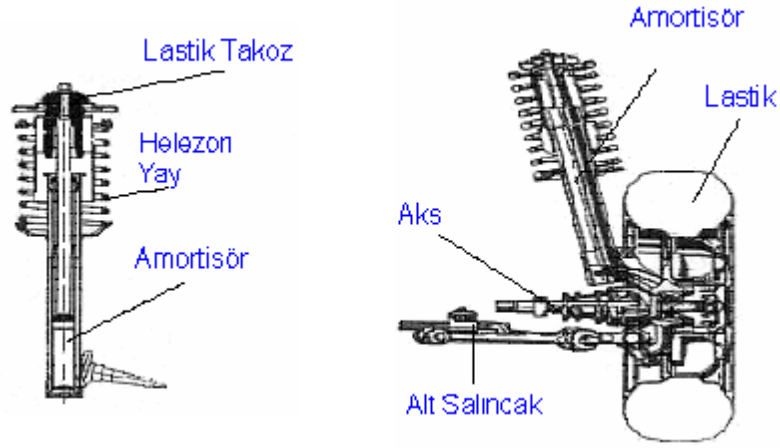
Şekil 3.11: Serbest Süspansiyon Sistemi Çeşitleri

Bağımsız Süspansiyon Sisteminin Özellikleri

- Yaysız kütleyi aşağıda tuttuğundan tekerleklerin yol tutuşları iyidir. Böylece sürüş hakimiyeti de iyidir.
- Bağımsız süspansiyonlarda yaylar yalnız gövdeyi taşır. Bu nedenle daha yumuşak yaylar kullanılabilir.
- Tekerlekleri aks bağlantısı basit olduğundan, döşeme ve motor bağlantı pozisyonu daha aşağıda olabilir.
- Tekerleklerin aşağı yukarı hareketiyle temas yüzeyi ve lastik ayarları değişebilir.

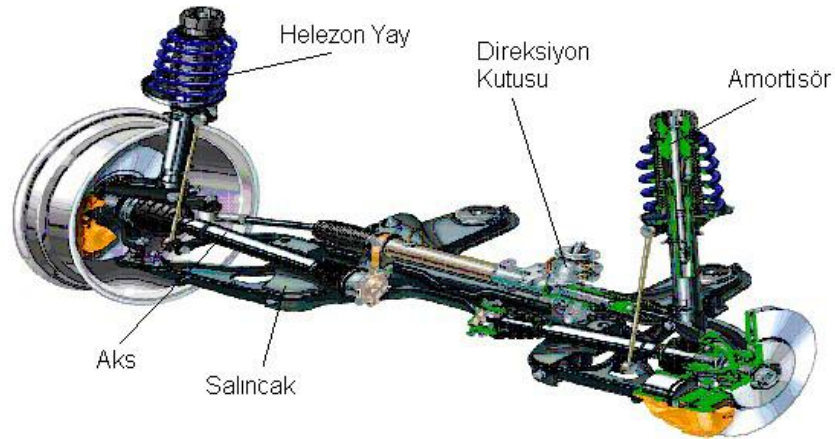
Mc-Pherson Tipi Serbest Süspansiyon Sistemi

Küçük ve orta büyüklükteki araçlarda en çok kullanılan serbest süspansiyon sistemidir. Helezon yay Mc Pherson tipi dingilde amortisör ile iç içe konumlandırılmıştır. Direksiyon mafsalı amortisörle aracılığı ile şasiye bağlanmıştır. Direksiyon kolunun alt ucu ise üçgen bir yapıya bağlı olup bu şekilde uzun bir yay kolu meydana getirilmektedir. Alt salıncak burçlar vasıtasıyla şasiye (gövdeye) uygun bir yerden bağlanmıştır. Aks alt salıncak ile amortisör arasından tekerleklere kolay bir şekilde hareket verebilmektedir. Amortisörler lastiklerden gelen dikey yüklere maruz kalır. Tekerlek ve amortisör dikey eksenleri paralel değildir. Bu durum amortisörün pistonun da sese neden olur. Bu olumsuzluk amortisör eksenini ile piston kolunun eksenlerinin farklı yapılmasıyla aşılmıştır.



Şekil 3.12: Mc Pherson Sisteminin Yapısı

Bağlantı noktalarının geniş bir alanda tutulabilmesi, yapı ve dayanma noktalarındaki yükü azaltmakta ve yumuşak yatak ekipmanlarının kullanımına izin vererek konfor sağlamaktadır. Bu tasarımda pozitif ve negatif kaster açısı vermek mümkündür.



Şekil 3.13: Serbest Süspansiyon Sisteminin Mc Pherson Destekli Ön Dingil

Mc Pherson Serbest süspansiyon sisteminin özellikleri:

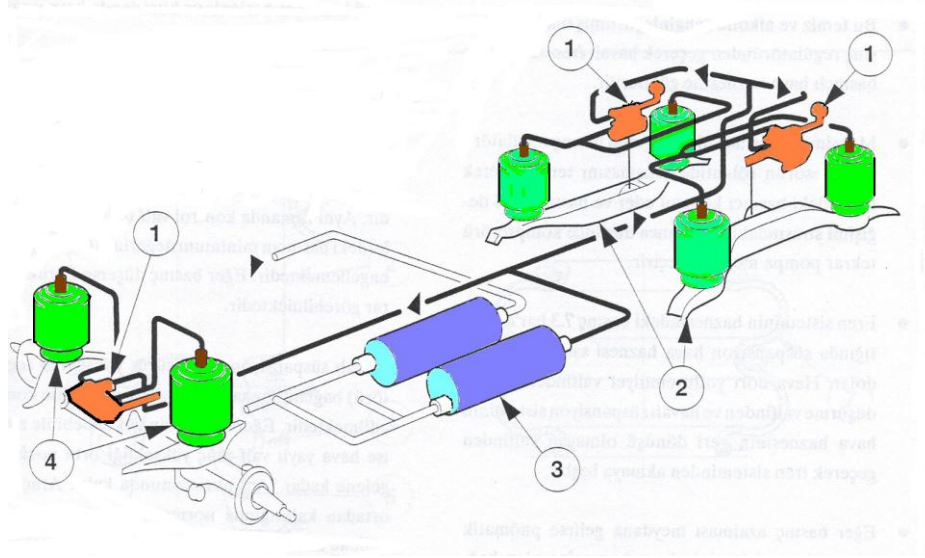
- Süspansiyonun yapısı basittir.
- Parçaların sayısı az olduğundan yaysız kütle azdır.
- Sistem az yer kaplar böylece motorun yerleştirilebileceği alan genişir.
- Süspansiyon bağlantı noktaları arasındaki mesafe fazla olduğundan ön düzen ayarı bozulmasına neden olabilecek imalat ve montaj hataları çok az etkilidir. Bu nedenle toe-in ayarı hariç başka bir ayara gerek yoktur.

3.3.3 Havalı Süspansiyon Sistemi

Havalı (pnömatik) süspansiyon sistemleri kamyon, otobüs ve lüks binek otomobillerinde kullanılmaktadır. Yay etkisi yaylı körüklere hava basılması ve havanın geri emilmesi ile sağlanmaktadır. Mekanik ya da elektronik olarak kontrolü olan seviye kontrol valfleri, körüklere havayı yüke bağlı olarak gönderir ya da boşaltır. Bu şekilde araç sürüş yüksekliği bütün şartlar altında sabit tutulmaktadır. Her bir aks için bir ya da iki adet kontrol valfi bulunur, ancak bir araçta bu valflerden en fazla üç adet bulunmaktadır. Bu ise bazı istenmeyen durumlarda aracın sadece iki karşılıklı çapraz yay körüğü üzerinde durmamasını temin etmektedir.

Havalı Süspansiyon Sisteminin Parçaları:

- 1-Havalı yay valfi
- 2-Aks desteği
- 3-Basınçlı hava haznesi
- 4-Körükler



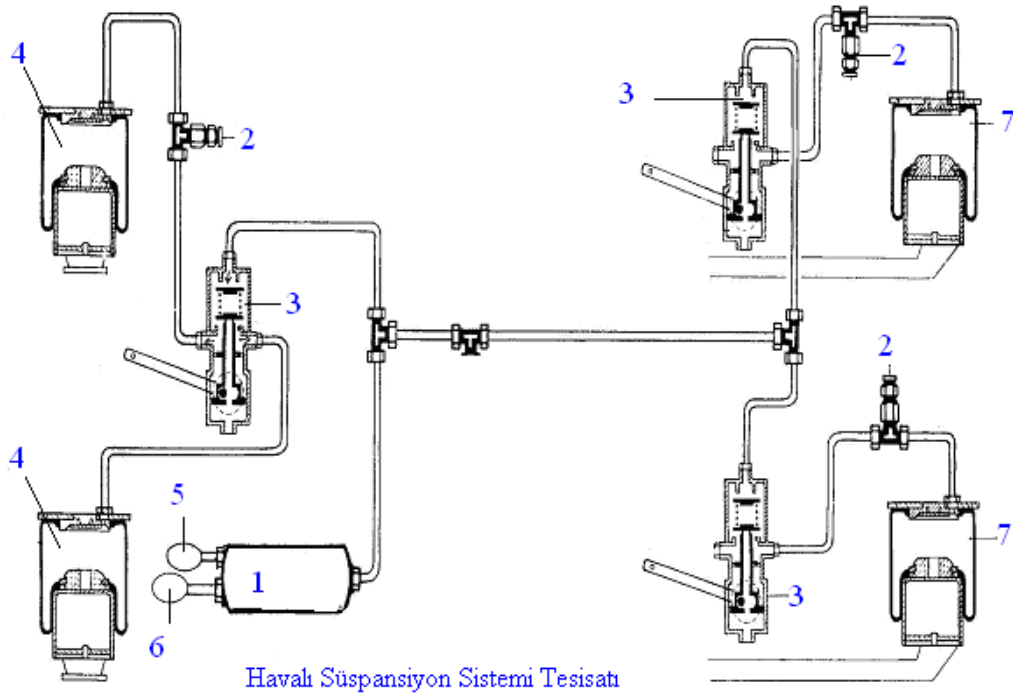
Şekil 3.14: Havalı Süspansiyon Sistemi

Havalı Süspansiyon Sisteminin Çalışması:

Motordan hareket alan bir kompresör havayı filtreden ve buz çözme ünitesinden geçirerek çeker. Bu temiz ve alkolle zenginleştirilmiş olan hava basınç regülatöründen havalı fren sisteminin basınçlı hava haznesine gönderilir. Maksimum basınca ulaşıldığında basınç regülatörü kompresörün rölantide çalışmasını temin ederek haznedeki basıncı kontrol eder ve basınç mod değişimi sırasındaki ilk basınca düşüncü kompresörü tekrar pompa konumuna geçirir.

Fren sisteminin haznesindeki basınç istenilen değere ulaştığında süspansiyon hava haznesi sadece hava ile dolar. Hava, dört yollu emniyet valfinden, basınç düşürme valfinden ve havalı süspansiyon sisteminin, hava haznesinin geri dönüşü olmayan valfinden geçerek fren sisteminden akmaya başlar.

Eğer basınç azalması meydana gelirse havalı (pnömatik) süspansiyon sisteminin hava ile olan bağlantısı kesilir ve kompresör sadece fren sistemi için çalışmaya devam eder.



- | | |
|--------------------------------|-------------------------|
| 1- Hava Deposu | 5- Dört Yollu Valf |
| 2- Basınçlı Hava Kontrol Valfi | 6- Boşaltma Valfi |
| 3- Hava Körüğü Valfi | 7- Arka Aks Hava Körüğü |
| 4- Ön Aks Hava Körüğü | |

Şekil 3.15: Havalı Süspansiyon Devre Şeması

Kontrol valf ünitesi havayı havalı yay valflerine gönderir. Hava yayları tarafından salınan hava kontrol valfi kanalıyla beslenir ve buradan da hava yayı valfine ulaşarak atmosfere salınır.

Kontrol valf ünitesinin bir kumanda kolu vardır. Bu kol dört kademeli olarak ayarlanabilmektedir. Kumanda, yükselme, düşürme ve durdurma; bu ise aracın yükselip alçalmasını sağlar. Aynı zamanda kontrol valfi ünitesi yaylı körüklerdeki basıncın minimum değerinin altına düşmesini engellemektir. Basınç düşerse körükler zarar görebilir. Havalı süspansiyon valfi (sürüş yüksekliği regülatörü) bağlantılar sayesinde süspansiyon ile kontrol edilmektedir. Eğer araç artan yük nedeni ile alçalır ise hava yaylı valf araç yüksekliği orta pozisyona gelene kadar “aç” konumunda kalır. Araç yükü ortadan kalktığında normal araç yüksekliği elde edilene kadar bağlantı boşalt konumunda çalışır.

Havalı Süspansiyon Sisteminin Özellikleri:

- Aracın yüksekliği, hava basınç ayarıyla yük değişse bile sabit tutulur.
- Yüklü ve yüksüz ağılıkta bile ideal sürüş konforu sağlar.
- Hava kompresörüne ihtiyacı olduğundan çoğunlukla otobüs ve kamyonlarda kullanılır.
- Havalı yaylar, kompresör ve kontrol mekanizması gibi elemanlar gerekli olduğundan sistem karışık ve maliyeti diğerlerine göre fazladır.

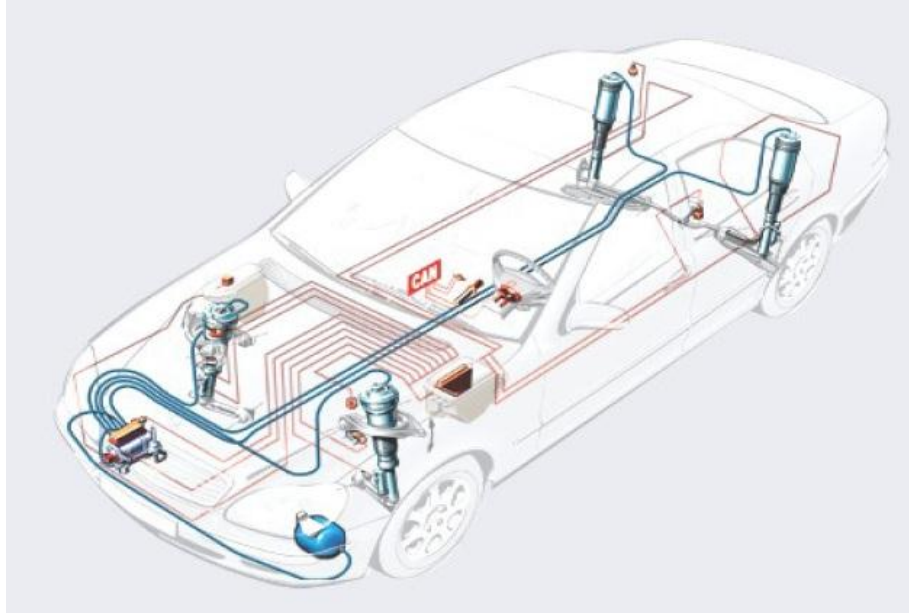
3.3.4 Aktif (Elektronik Kontrollü) Süspansiyon Sistemleri

Bilgisayar tarafından denetlenen bu sistem birkaç mili saniye içerisinde mevcut sürüş durumunun özelliklerine uyarlanabilmektedir. Bütün tekerleklerin amortisörlerinin farklı seviyelerle ayarlanabildiği sistemde, sensörler tekerleklerin ve aracın hızı, direksiyon açısı ve yük durumuna ilişkin bilgileri sağlamakla görevlidirler. Konfor veya sert sürüş arasında seçim yapan elektronik işlemcinin gönderdiği kontrol sinyalleri ile hidrolik sistemdeki selenoid supaplar amortisörleri en iyi duruma getirmekte ayrıca seviye kontrolü de yapmaktadır. Hız arttıkça, elektro-hidrolik sistem aracın alçalmasını sağlayarak dengeyi arttırmaktadır. Sistemin motordan 10-15 hp civarında güç çekmesi en önemli dezavantajıdır.

Yeni geliştirilen pompa motor aksamaları ile bu sorun da giderilmiştir. Ancak bu gelişmiş teknoloji pahalı olup şimdilik lüks araçlarda kullanılmaktadır.

Hidrolik pompa aktif süspansiyon sisteminin en önemli elamanıdır. Elektronik kontrol ünitesinin (ADS Modülü) görevi ise sensörlerden gelen bilgiler doğrultusunda sisteme direktifler vermektir. Her bir tekerlek ayrı bir hidrolik kumanda ile denetlenmektedir.

Hidrolik pompanın basınçlı olarak gönderdiği sıvı; hidrolik enerji olarak tekerlekleri denetleyen kumanda mekanizmasında kullanılmak üzere akümülatörlerde depolanmaktadır. Her bir kumanda mekanizmasındaki karmaşık supap sistemi sensörlerden gelen sinyallere uyarak hidrolik basıncı düzenlemektedir. Yağ içeriye dolduğunda kumanda mekanizmaları uzayarak tekerleği aşağıya doğru indirmektedir.



Şekil 3.16: Hidro-Pnömatik Aktif Süspansiyon Sistemi

ADS işlemcisi (mikro-bilgisayar) basıncın bırakılması doğrultusunda talimat gönderilmesi halinde ise, mekanizma sıkışarak tekerleğin yukarı doğru hareket etmesini sağlamaktadır. Bu sistemde kumanda mekanizmasını sıkıştırmakta hidrolik basınç yerine aracın ağırlığından yararlanılmaktadır. Yine bazı araçlarda hidrolik basınç tekerlekleri hem aşağı hem yukarı doğru hareket ettirmekte kullanılmaktadır.

Gövde üzerinde yer alan sensörler aracın yüksekliğine ve hızına ilişkin bilgileri süspansiyonun hareketlerini izleyerek kontrol ünitesine bilgi vermektedir. Bozuk yollarda ADS işlemcisi kumanda mekanizmalarına uygun sinyaller göndererek bir tekerleği yükseltirken diğerini indirebilmektedir. Bu işlemlerde sınırlamalar mevcuttur.

Aracın içine düştüğü çukur derin ise sistem pasif işleme geçmektedir. Tekerlek kumanda mekanizmalarına bağlı olan bir alt akümülatör sert bir darbe aldığı anda boşaltma

görevini üstlenerek yağın sönmölendirici supaptan gaz basınçlı rezarvuara akmasına izin vermektedir.

Aktif Süspansiyon Sisteminin Özellikleri:

- Mevcut süspansiyon sistemleri içerisinde en iyi sürüş konforu ve güvenliğine sahiptir.
- Hızlanma ve frenlemelerde oluşan öne yığılma ve arkaya yaslanma sorunları ortadan kalkmıştır.
- Dönüşlerde dış tekerleğin iç tekerleğe göre daha fazla yatması engellenmiştir.
- Artan hızda aracın ağılık merkezini zemine yaklaştırarak hava direncini azaltacağından bir miktar yakıt tasarrufu sağlar.
- Kötü yol şartlarında aracın yüksekliğinin artırılmasına imkân verir.
- Maliyeti yüksek ve oldukça karmaşık yapıya sahiptir.
- Aracın ağırlığını artırması ve motordan güç çekmesi nedeniyle motor performansında bir miktar düşme olur.

3.4 Amortisörler

Bir kez tahrik edilen sönmösüz titreşim sonsuza kadar sürüp gitme eğilimindedir. Taşıtta bu tip salınımların engellenmesi gerekmektedir. Yol pürüzlülüğünden dolayı oluşan asılı gövde rahatsızlıklarının minimum düzeyde tutulup seyir emniyeti ve konforunun sağlanması amacıyla taşıt süspansiyon sisteminde amortisörlere ihtiyaç duyulmaktadır [12].

Araç yol yüzeyindeki darbelerle maruz kaldığında süspansiyon yayları uzayarak ya da kısalarak bu darbeleri karşılar. Darbeleri karşılamaları esnasında bir süre salınım hareketi yapar. Gerçekte bir yayın kısa bir salınımdan sonra durması beklenir. Aynı zamanda yayların hem yeter derecede sert hem de eğilebilir özellikte olmaları gerekmektedir. Bunun yanı sıra yayların sıkışması ve gevşemesi hallerinde araçta aşırı sarsıntılara yol açmaması emniyet ve konfor için zorunludur. Bu nedenle sarsıntı ve darbeyi şasiye iletmeyen yayın yavaşça

gevşemesi ve sıkışmasını sağlayan, kontrolsüz salınımı kısa sürede durduracak donanıma ihtiyaç vardır. Bu görevi amortisörler gerçekleştirir [9].

Amortisör, aracınızın kontrolsüz olarak salınmasını önleyici bir elemandır. Bozuk yollarda aracınızın tekerleklerine bağlı olan diğer aksamı yolu durumuna ve seyir hızına bağlı olarak değişen genlikte düşey bir salınım yaparlar. Amortisörlerin görevi bu salınımları emniyet ve konfora uygun bir biçimde absorbe etmektir [11].

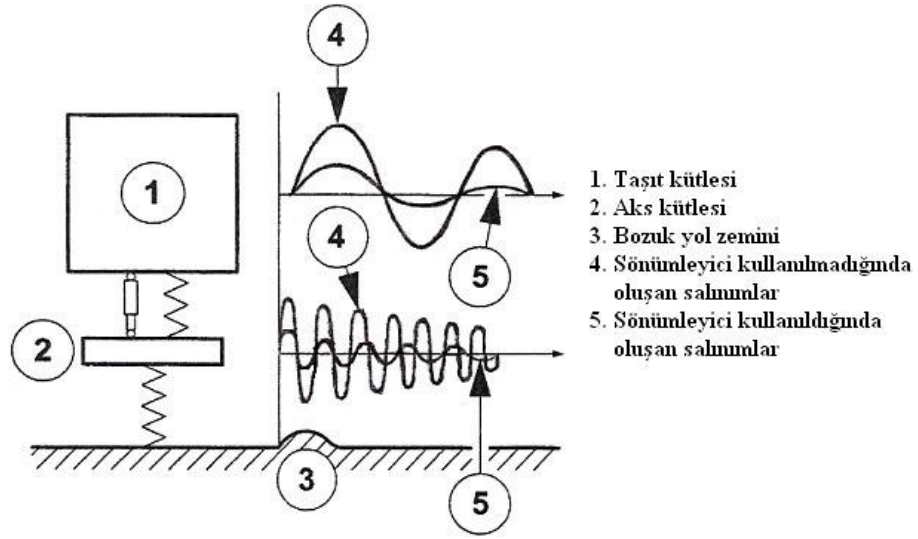
Taşıt seyir halinde iken tekerlekler bir tümseğe çarptığında kullanılan yay tipine bağlı olmaksızın yay çabucak sıkışır. Sıkışmış yay bir enerji depoladığından açılma hareketi esnasında önceki konumunun ötesine kadar açılır. Taşıtın ağırlığı yayı aşağı bastırıldığından aşağı inme hareketine geçilir. Fakat bu kez de yine yaydaki enerjiden dolayı normal yük altındaki boyutların altına kadar yay sıkıştırılır. Bu tip salınımlar gövde denge halini buluncaya kadar tekrarlanır. Bu salınımlar, seyir konforunu düşürdüğü gibi yol tekerlek etkileşimi kötüleşeceğinden seyir emniyetini de olumsuz yönde etkileyecektir. Şekil 3.17’de süspansiyonlu ve süspansiyonsuz araçlar arasındaki fark gösterilmiştir. Ayrıca amortisörlü ve amortisörsüz süspansiyonlu iki araç arasındaki farklar da açıkça görülebilmektedir [12].



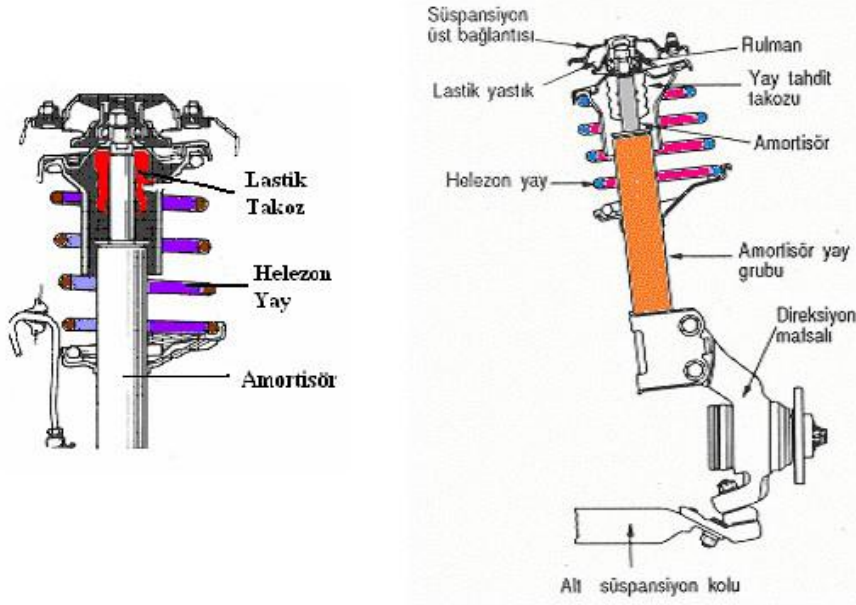
Şekil 3.17: Süspansiyonlu ve Süspansiyonsuz Araçlar Arasındaki Fark

Yayın bu kontrolsüz salınımlarını ve yol uyarılarından dolayı oluşan sarsıntıları ortadan kaldıracak ya da azaltabilecek bir elemana ihtiyaç vardır. Bu istekleri yayın karşılama olanağı yoktur. Amortisörler sarsıntı ve darbeyi araca iletmeden, yayın yavaşça gevşeyip sıkışmasını sağlayarak aşırı gövde hareketlerini engeller.

Ayrıca amortisörlerin diğer bir önemli görevi; taşıt tekerlekleri ile taşıt gövdesinin titreşim frekanslarının farklı olmasından dolayı bu her iki titreşimi de sönmüleyebilmektir. Şekil 3.18’de taşıt gövdesinde ve akslarında oluşan titreşimler hem amortisörlü hem de amortisörsüz taşıtlar için ayrı ayrı gösterilmiştir.



Şekil 3.18: Amortisörlü ve Amortisörsüz Araçlarda Gövde ile Akslarda Oluşan Titreşimler



Şekil 3.19: Lastik Takoz, Yay ve Amortisörün Bağlantı Elemanları İle Görünüşü [9]

3.4.1 Amortisör Çeşitleri

Çalışma Şekillerine Göre Amortisörler

Tek Tesirli Amortisörler

Çok Tesirli Amortisörler

Yapılarına Göre Amortisörler

Çift Borulu Amortisörler

Tek Borulu Amortisörler

İçindeki Akışkanın Cinsine Göre Amortisörler

Hidrolik Amortisörler

Gazlı Amortisörler [9]

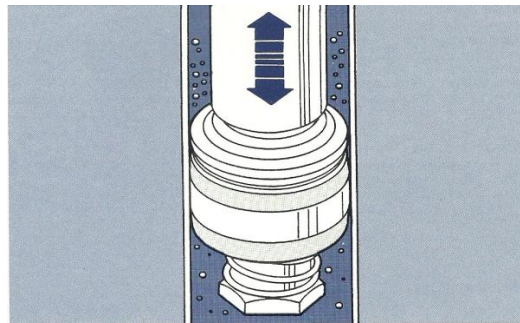
3.4.1.1 Gazlı Amortisörler

Köpüklenmenin Etkisi

Yüksek hızlarda amortisörün içindeki yağ valflerden geçerken köpürebilir. Amortisör içine doldurulan basınçlı nitrojen (azot) gazı köpüklenmeyi engeller ve homojen bir performans sağlar.

Gazlı amortisörler iki çeşittir:

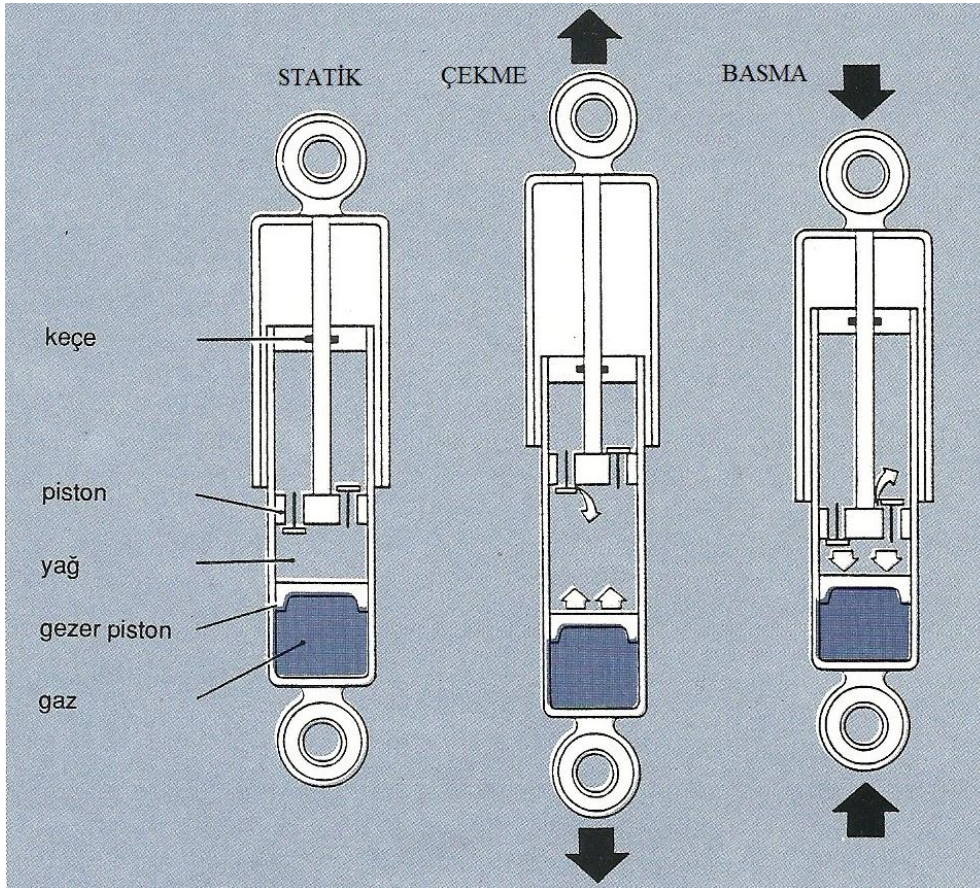
- Yüksek basınçlı (tek tüp)
- Düşük basınçlı (çift tüplü) [13]



Şekil 3.20: Köpüklenme[13]

Yüksek Basıncılı Tek Borulu Gazlı Amortisörler:

Tek parça borudan meydana gelmiş içteki silindirde, gaz-hazne odası ve yağ odası yüzer bir piston ile ayrılmıştır. Böylece aşağı ve yukarı serbestçe hareket edebilir. Bu amortisörler yüksek basınçta azot gazı ile doldurulmuştur. Buradaki gaz haznesi, hidrolik amortisörlerdeki rezerve borusunun görevini üstlenmiştir. Milin yağ içerisindeki değişen hacmini telafi ederek amortisörün verimini artırır.



Şekil 3.21: Yüksek Gaz Basıncılı Tek Borulu Amortisörün Çalışması

Basma: Sıkışma anında piston aşağıya doğru hareket ederek alt haznedeki yağın üst hazneye göre daha fazla sıkışmasına neden olur. Alt haznedeki yağ piston valfini zorlayarak üst hazneye geçmeye çalışır. İşte bu anda piston valfi yağın akışına gösterdiği direnç sönümleme gücünü oluşturur. Bu arada en alt bölümde sıkışmış olan gaz, yağın piston valfi üzerinden üst hazneye çabuk ve düzgün bir şekilde geçmesini sağlar. Böylece dengeli bir sönümleme gücü elde edilmiş olur. (Gaz basıncı: 20 – 30 bar)

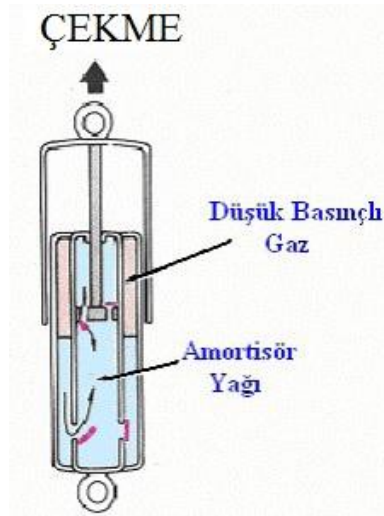
Çekme: Genişleme anında piston yukarı doğru hareket ederek üst haznedeki yağın alt hazneye göre daha fazla sıkışmasına neden olur. Piston valfi üzerinden alt hazneye geçmeye

alışan yağa piston valfi bir direnç gösterir, bu da sönümlleme gücünü oluşturur. Piston kolunun yukarı hareketiyle yer değiştiren yağın miktarı kolun kütlesi kadar az olur. Meydana gelebilecek boşluk yukarı doğru hareket eden piston tarafından durdurulur. Ayrıca piston yüksek basınçlı gaz tarafından sürekli itilmektedir.

Kavitasyon: Yağın amortisör içerisinde yüksek hızda yer değiştirmesi neticesinde bazı bölgelerde düşük basınç sonucunda hava boşlukları oluşur bu duruma kavitasyon denir. Bu hava boşlukları yüksek basınçlı bölgelere gittiklerinde sıkışma nedeniyle sönerler ve bu esnada sese, basınç değişimlerine ve amortisörün iç parçalarında hasara neden olurlar [13].

Düşük Basınçlı Çift Borulu Gazlı Amortisörler:

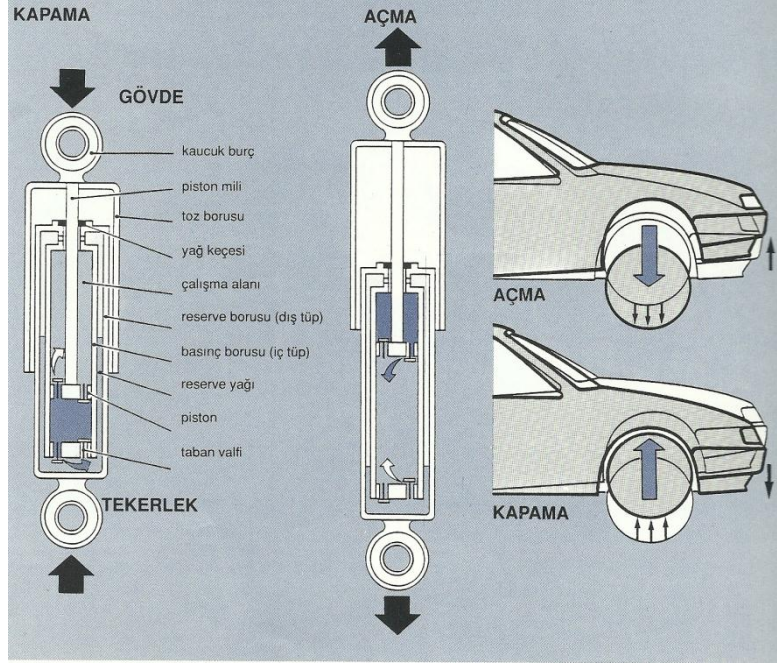
Bu tip amortisörler sadece yağ doldurulmuş amortisörlerdeki kavitasyon ve köpürmenin yarattığı olumsuzlukları ortadan kaldırmak için düşük basınçlı gaz ile doldurulmuştur. Köpürme havanın amortisör yağı ile karışmasıdır. Bunun sonucunda gürültü, basınç dalgalanmaları ve basınç düşmeleri meydana gelir. Kavitasyon ve köpürmenin en aza indirilmesi daha düzgün sönümlleme gücü, daha iyi direksiyon hakimiyeti ve sürüş konforu sağlayacaktır. Amortisörün yapısı ve çalışması çift borulu hidrolik amortisöre benzemektedir. Bu amortisörde gaz basıncı 10–15 bar'dır.



Şekil 3.22:Çift Borulu Düşük Basınçlı Gazlı Amortisör

3.4.1.2 Hidrolik amortisörler

Çift Borulu Hidrolik Amortisör:



Şekil 3.23: Çift Borulu Hidrolik Amortisör[13]

Dış borunun içinde bir basınç borusu vardır. Silindir içerisine aşağı yukarı hareket eden ve üzerinde supap (valf) bulunan bir piston vardır. Amortisör uzarken (çekme) piston üzerindeki valfi sönmüleme gücünü oluştururken, basma durumunda ise silindir içerisindeki valf sönmüleme gücünü oluşturur.

- Silindirin üçte biri yağ ile kalan kısmı da hava ile doludur ve atmosfere açıktır.
- Rezervuar yağın silindire girişi ve çıkışı için bir depo haznesi görevini yapar.

Basma:Mil içeriye girerken piston ile taban valfi arasındaki yağ sıkıştırılır.Yağ taban valfinin küçük deliklerinden aşağıya geçerken direnç oluşturarak sönmüleme yapar. Bu esnada milin içeriye giren hacmi kadar yağ basınç borusu içinden rezerve borusu içine geçer.

Çekme: Mil yukarı doğru hareket ederek pistonun üst tarafındaki yağ sıkıştırılır ve yağ küçük deliklerden aşağı geçerken direnç oluşturarak sönmüleme yapar. Bu esnada milin dışarıya çıkan hacmi kadar yağ rezerve borusundan basınç borusu içine geçer. Açma ve

kapama esnasında amortisör tarafından oluşturulan sönümleme kuvveti süspansiyon yayının yaylanmasını azaltır [9].

3.4.2 Amortisör Arızaları ve Belirtileri

Sürücüler, araçlarını amortisörlerin zaman içinde bozulmasına ve bunun getirdiği yol tutuş kaybına uyum sağlayarak kullanır. Genelde, kötü durumdaki amortisörlerle araç kullandıklarının farkına varmaz. Ani fren yapıldığında otomobilin ön tarafı her zamankine göre daha çok öne yığılıyorsa ve yan rüzgarlardan etkileniyorsa amortisörlerde problem var demektir.

Kötü durumdaki amortisörler, aracın helezon, direksiyon kutusu, şaft istavrozu, diferansiyel, lastikler, kauçuk burçlar, dişli kutusu, aks bilyaları, süspansiyon, rot gibi parçalardaki aşınmayı artırır. Gevşek amortisör bağlantıları ses yapar [9].

Bozuk Amortisörün Otomobil Üzerindeki Belirtileri

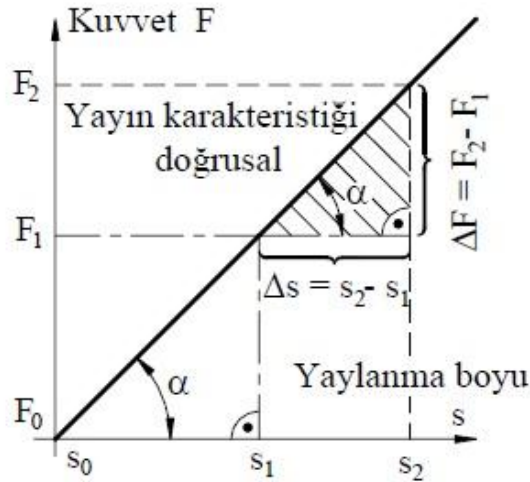
- Direksiyon sertleşir.
- Süspansiyon yumuşar.
- Yol tutuş zayıflar.
- Islak zeminde kayar.
- Direksiyon titrer.
- Gece görüşünde olumsuzluk olur.
- Lastikler aşınır.
- Kullanımı zorlaştırır.
- Frenler zayıflar.

4. AMORTİSÖR TAKOZLARI

4.1 Amortisör Bağlantı Elemanı Kauçuk yaylar

Yay karakteristiği

Yaylar bir kuvvet "F" ile zorlanır ve bu kuvvetin etkisiyle etkşlenen yer yay yolu "s" kadar kayar. Bu olay yaylanma olayıdır. Yay karakteristiği yayı etkileyen kuvvet ile yayın şekil değiştirmesi arasındaki bağıntıdır. Bu bağıntıyı Şekil 4 ile "*lineer karakteristik*" olarak görebiliriz. Burada kurulan bütün bağıntılar, eşitlikler ve değerler *sürtünme etkisi* olmadan kabul edilmelidir. Şekil 4.1 ile gösterilen kuvvet-yol diyagramından şu bağıntıları yazabiliriz;



Şekil 4.1: Kuvvet-Yol Diyagramı

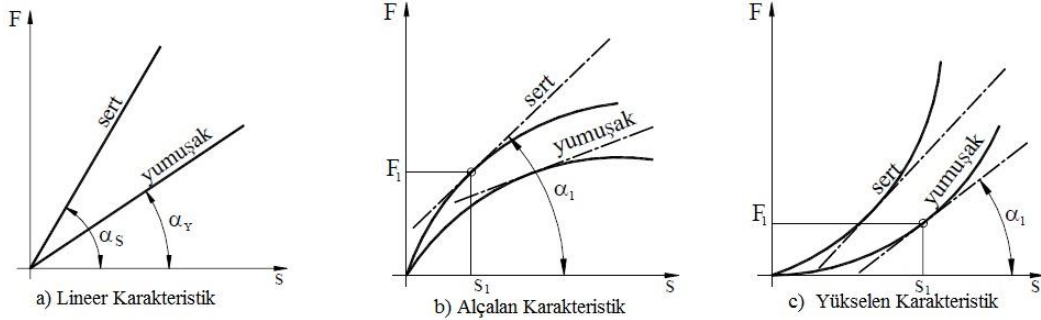
$$\tan \alpha = \frac{F_1}{s_1} = \frac{F_2}{s_2} = \frac{F_1 - F_2}{s_1 - s_2} \quad (4.1)$$

$$R = \tan \alpha = \frac{dF}{ds} \quad (4.2)$$

Şekil 4.1 ile gösterilen sabit orantı "R" harfi , ile gösterilir ve "*Yay rijitliği*" veya "*Yay sabitesi*" diye adlandırılır. Bu orantı "*Yay karakteristiği*" dir.

Yay malzemesi Hook kanunları çerçevesinde çalışıyorsa yay karakteristiği lineerdir. Eğer yay karakteristiği lineer ise, yani doğru ise burada çalışma geometrik şekli içkendir. Dik üçgen bağıntılarından bütün değerlerin bir birine oranı ve büyüklükleri kolaylıkla bulunur.

Doğrunun eğimi büyüdükçe yayın sertliği de büyür.



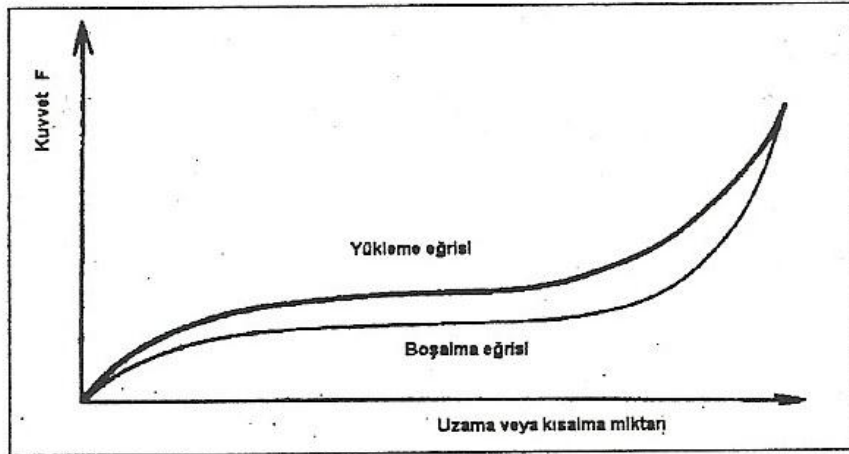
Şekil 4.2: Yay Karakteristik Eğrileri

Lineer karakteristikli yaylar; Çubuk yaylar, yaprak yaylar, kangal yaylar (spiral silindirik), disk yaylar, helisel yaylar.

Alçalan karakteristikli yaylar; Disk yaylar, çekiye çalışan lastik yaylar.

Yükselen karakteristikli yaylar; Belirli sayıda disk yaylar bataryası, özel yaprak yaylar, lastik yaylar [14].

Yayların Enerji Biriktirme Ve Sönümlenme Özellikleri



Şekil 4.3: Kauçuk Yayın Yükleme ve Boşalma Durumundaki Kuvvet-Uzama Eğrisi

Yayın biriktirdiği elastik enerji:

$$W_0 = \int F. d\delta$$

Burulma yayı ise:

$$W_0 = \int M_b. d\theta$$

Doğrusal karakteristiğe sahip bir yay ise :

$$W_0 = \frac{F \cdot \delta}{2}$$

$$W_0 = \frac{M_{b,\theta}}{2}$$

$W_s = W_1 - W_2$ olur. Bu bağlantıda;

$W_1 = \text{Yükleme enerjisi}$

$W_2 = \text{Boşalma enerjisi}$

Yükleme enerjisi ile boşalma enerjisi arasındaki fark, yayın sönümleme özelliğini belirtir. Yayın sönümleme faktörü:

$$\Psi = \frac{W_s}{W_1} 100 = \frac{W_1 - W_2}{W_1} 100$$

Çelikten yapılmış yaylar için: $\Psi = \%0.3 - 0.6$

Kauçuktan yapılmış yaylar için: $\Psi = \%6 - 30$

Bilezik yaylarda: $\Psi = \%40 - 50$

Kauçuk Yaylar

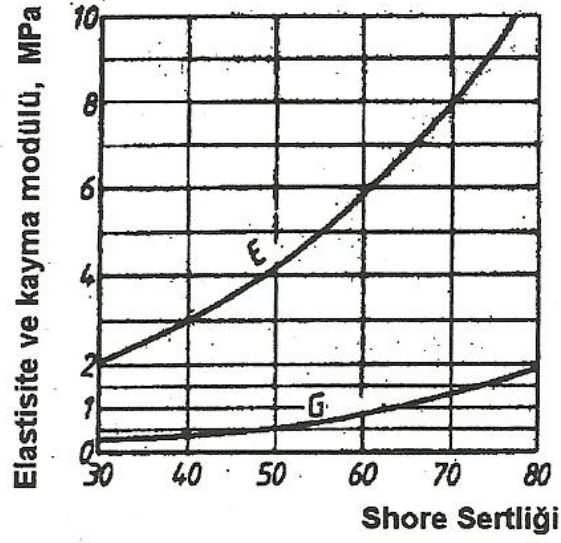
Bilindiği gibi kauçuk yayların sönümleme faktörleri büyüktür. Bundan dolayı kauçuk yaylar titreşimleri absorbe etmek için kullanılırlar [15].

Kauçuk yayların mekanik özellikleri:

Statik zorlamada müsaade edilen kayma gerilmesi: $R_{müsed} = 1,5 - 2 \text{ MPa}$ Statik zorlamada müsaade edilen bası gerilmesi: $R_{müsed} = 3 \text{ MPa}$

Değişken zorlamada müsaade edilen kayma gerilmesi: $R_{müsed} = 0,4 - 0,7 \text{ MPa}$

Değişken zorlamada müsaade edilen bası gerilmesi: $R_{müsed} = 1 \text{ MPa}$



Şekil 4.4: Kauçuk Yayların Elastisite Ve Kayma Modülleri

Kauçuk yay montajı	Oluşan gerilme	Çökme miktarı
	$\sigma_b = \frac{F}{a \cdot b}$	$\delta = \frac{F \cdot h}{a \cdot b \cdot E}$
	$\tau_k = \frac{F}{a \cdot b}$	$\delta = \frac{F \cdot h}{a \cdot b \cdot G}$
	$\tau_{max} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot h}$	$\delta = \frac{F \cdot \ln \frac{b}{d}}{2\pi h G}$
	$\tau = \frac{F}{\pi d h_1}$	$\delta = \frac{(b-d)F}{2\pi b h_1 G}$

Şekil 4.5: Kauçuk Yay Montaj Şekilleri, Oluşan Zorlama Gerilmeleri ve Şekil Değişirme Miktarları[15]

5. KAUCUK YAYLARIN FİZİKSEL , KİMYASAL VE MEKANİK ÖZELLİKLERİ İLE İLGİLİ DENEYLERİ

5.1 Kauçuk Yay Malzemesi, Doğal Kauçuk (NR)

Doğal kauçuk, Hevea Brasiliensis ağacının lateksinden elde edilir.

Kullanma sıcaklığı aralığı -60°C ile 90°C 'dir. Yüksek esneklik ve mekanik özellikler gerektiren yerlerde kullanılır. Doğal kauçuğun camsı geçiş sıcaklığının (Tg) -75°C civarında olması, düşük sıcaklık özelliklerinin çok iyi olmasını sağlamaktadır.

Doğal kauçuğun çok iyi çiğ mukavemeti ve tekstile iyi yapışma özelliği vardır. Bu iki özelliği ile doğal kauçuk, lastik endüstrisinde yeri doldurulamaz bir konuma sahiptir.

Doğal kauçuğun çok iyi çekme dayanımı, yırtılma dayanımı ve yorulma özelliği vardır. Bu özellikleri sayesinde, dinamik uygulamalarda çok sık (motor takozları, köprü takozları, lastik karkasları gibi) kullanılmaktadır. Fakat doğal kauçuğun özellikle ısı ve ozon yaşlanma dayanımı, yağlara ve solventlere dayanımı kötüdür. Yaşlanma özelliği uygun vulkanizasyon seçimi ve koruyucular ile iyileştirilebilir. Organik solventlerle kullanılmamasına karşın, polar sıvılara dayanıklıdır.

Tabii kauçuğun 2/3'ü otomobil lastiği üretiminde, kalan kısmı mekanik parçalar, ayakkabı tabanı (özellikle yüksek kalitede spor ayakkabıları), hortum, konveyör bant, yer döşemesi, sünger ve yapıştırıcı imalatında kullanılmaktadır [16].

Tablo 5.1: Doğal Kauçuğun Teknik Özellikleri[16]

Isı Dayanımı (°C)	105	Alkol Dayanımı (20 °C)	İYİ	Metal Yapışması	MÜKEMMEL
Düşük Sıcaklık Dayanımı (°C)	-60	Keton Dayanımı (20 °C)	ORTA	Gaz Geçirgenliği	YETERSİZ
Ozon Dayanımı	ZAYIF	Asit Dayanımı	ORTA	Dielektrik Direnci	İYİ
Yırtılma Dayanımı	ÇOK İYİ	Baz Dayanımı	İYİ	Yanma Direnci	ZAYIF
Aşınma Dayanımı	MÜKEMMEL	Yağ Direnci (Astm3, 100 °C)	YETERSİZ	Su Dayanımı	ÇOK İYİ
Fiziksel Özellikler	MÜKEMMEL	Yakıt Direnci Astm Fuel B, 40°C	YETERSİZ		

5.2 Kauçuk Yayların Sönümlenme Elemanı Olarak Kullanılması

Kauçuk yaylar otomotiv endüstrisinde genellikle sönümlenme elemanı olarak kullanılırlar. Ancak sönümlenme elemanı olarak tek başlarına kullanılmazlar montajının kolay ve ömürlerinin uzun olması açısından çoğunlukla bir metal burç ya da metal yüzük ile montaj yapılarak kullanılırlar.



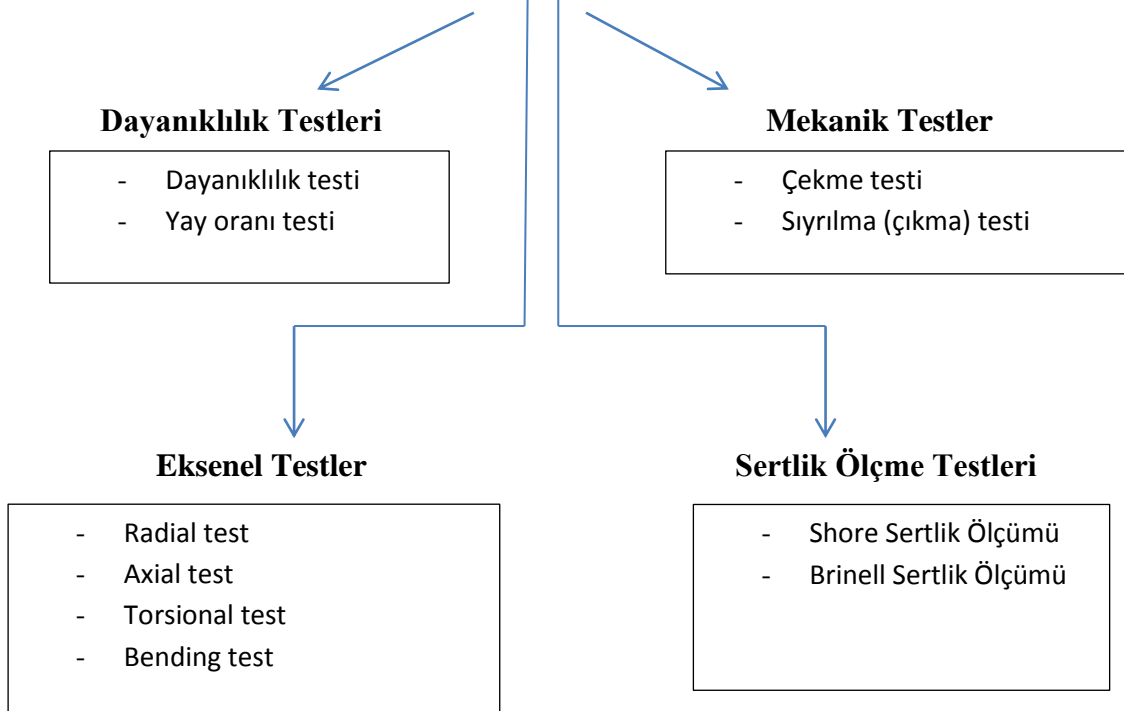
Şekil 5.1: Burçlu Lastik

5.3 Burçlu Lastiğin Üretiminden Sonra Üzerinde Yapılan Mekanik, Fiziksel Ve Kimyasal Testler:

Tezimin konusu gereği bu alanda faaliyet gösteren Maysan Mando firmasıyla iletişime geçtim ve kısıtlı da olsa bana yardımcı olmaya çalıştılar. Şimdi tezin bu bölümünde firmayla birlikte yaptığımız çalışmaları aktaracağım:

Yaptığım araştırmaya göre bu alanda çalışan firmalar yurt içi piyasaya ürün sunmanın yanında çoğunlukla yurt dışı piyasaya ürün sunmaktadırlar. Bu sebeptir ki ürünlerin test aşamalarında firma müşterilerinden gelen talepler doğrultusunda testler yapmakta böylelikle her firma için farklı testler farklı uygulamalar yapılmaktadır.

Genellikle Piyasada Burçlu Lastik Üzerine Uygulanan Testler:



Bir firmaya üretilen burçlu lastiğe uyguladığımız testler:

- Dayanıklılık Testi

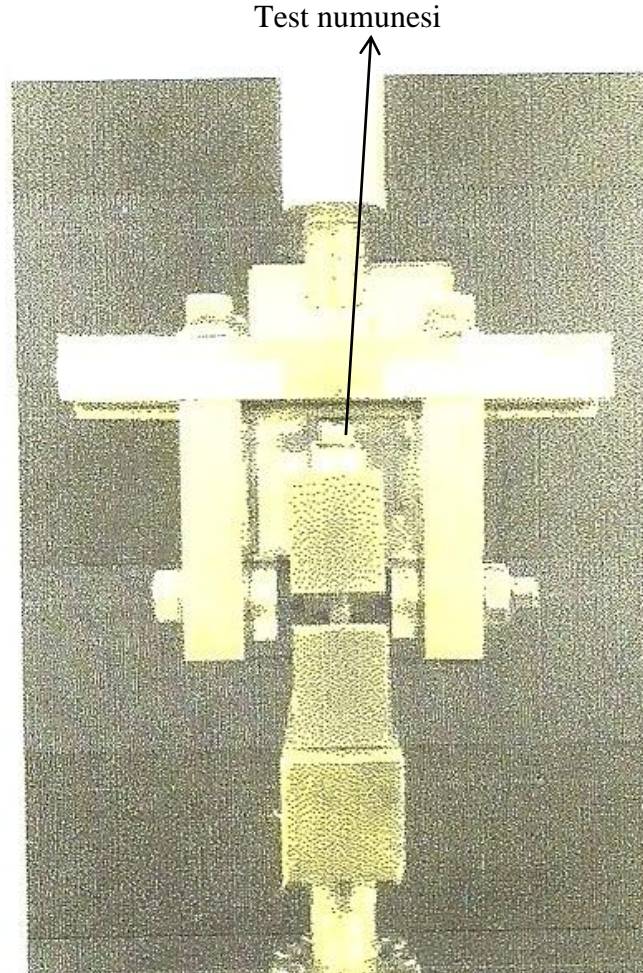
Tablo 5.2: Test Koşulları

	Test Yüğü	Hız	Döngü	Sıcaklık
Radyal Dayanıklılık Testi	$\pm 3100N$	3.3 Hz.	1.000.000	Oda sıcaklığı

Test Sonuçlarını Değerlendirme Standardı:

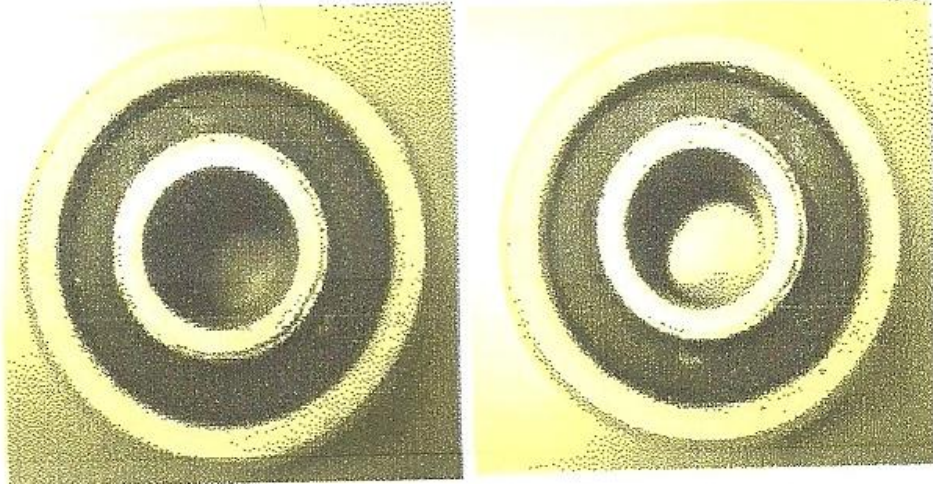
- Beklenmeyen aşınma ve çatlak oluşumu olmaması

Test Sonuçları:



Şekil 5.2: Dayanıklılık Test Cihazı

Bir parti yapılan üretimde proses kontrolü için aynı özelliğe sahip farklı iki numune alınarak üzerinde uygun koşullarda testleri yapılmıştır. Aşağıdaki şekilde test sonucu iki numunenin yüzeylerinde herhangi bir aşınma ya da çatlak oluşumu gözlenmemektedir.



Şekil 5.3: Test Sonrası -n1 ve n2

- Yay Oranı Testi:

Bu test ürünün çalışma koşullarındaki sönümlenme kabiliyetiyle ilgili yapılan testlerdir.

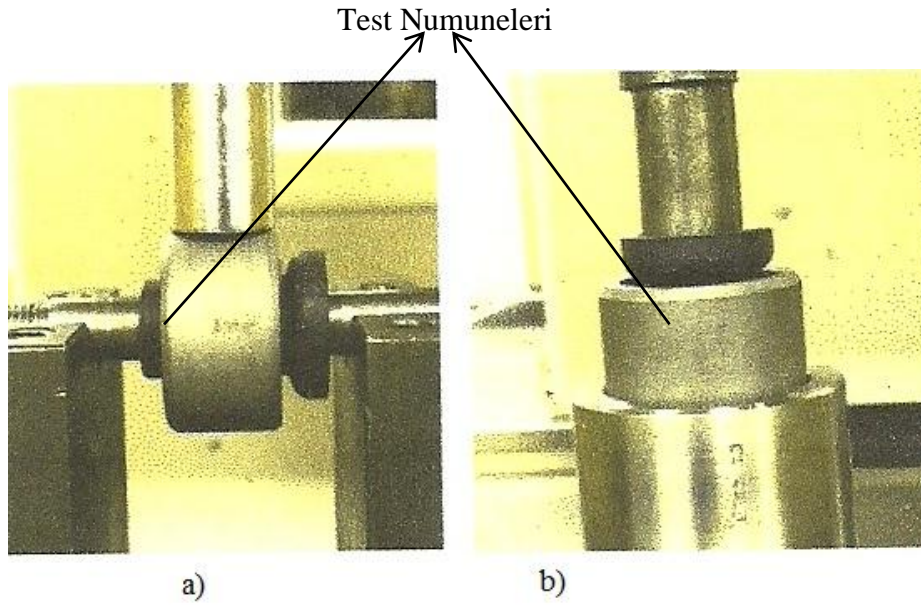
Tablo 5.3: Test Şartları

	Test Stroğu	Ölçüm Aralığı	Hız	Ön çevrim	Sıcaklık
Radyal	0~2.0 mm	0.5~1.5mm	5mm/min	2 kez	Oda Sıcaklığı
Eksenel					
Burulma	±5.0 derece	±5.0 derece	0.1 Hz		
Bükme	±3.0 derece	±3.0 derece			

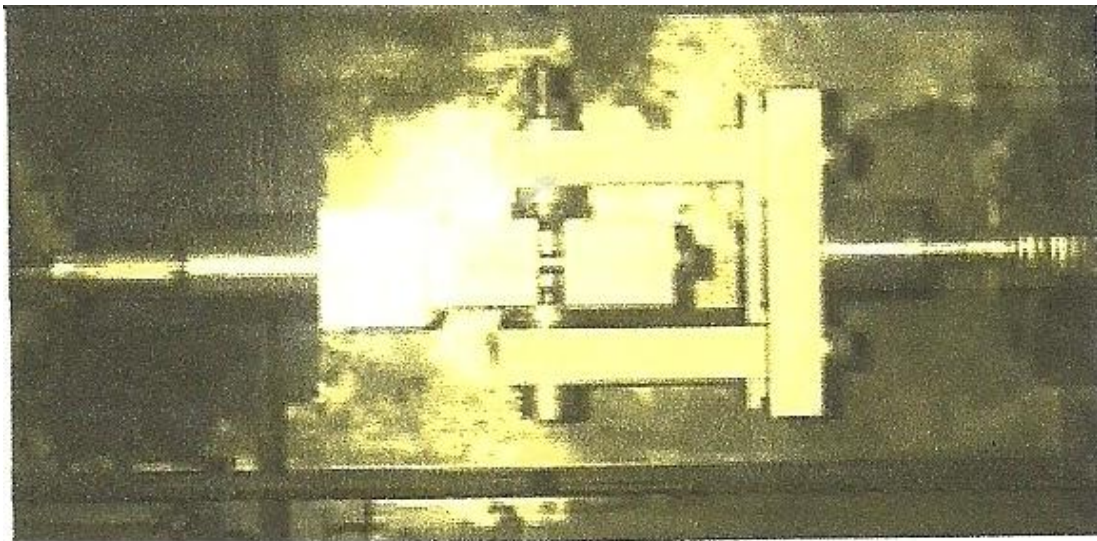
Test Sonuçlarını Değerlendirme Standardı:

Tablo 5.4 : Test Standartları

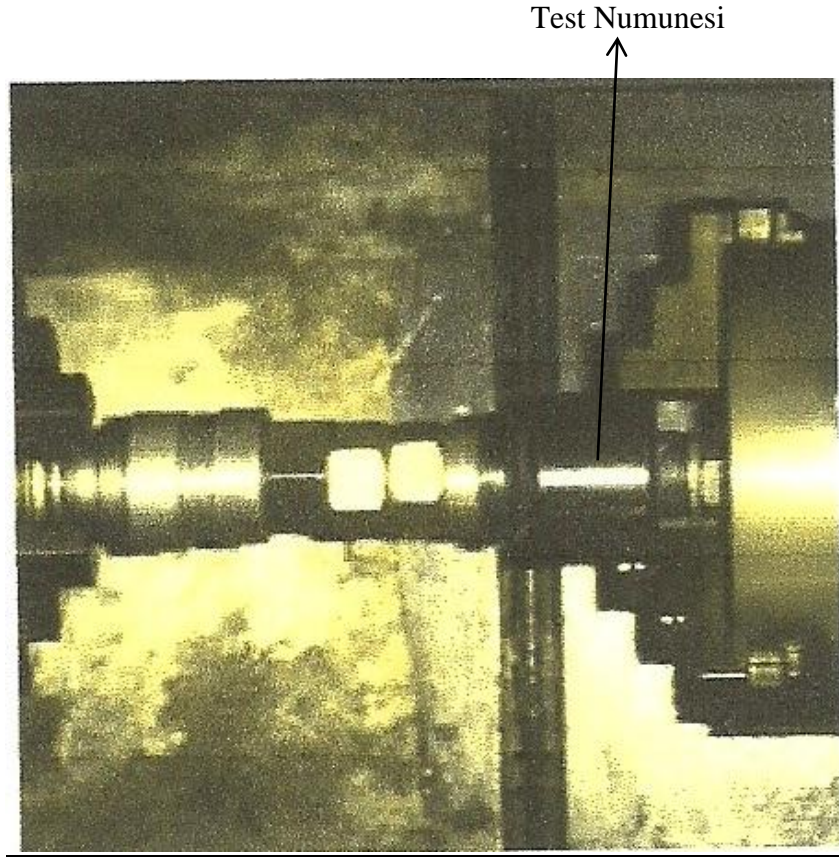
Yön	Değer Aralığı
Radyal	2400±300 N/mm
Eksenel	270 N/mm
Burulma	700N.mm/derece
Bükme	1600N.mm/derece



Şekil 5.4: a) Radyal Test, b) Eksenel Test



Şekil 5.5: Burulma Testi



Şekil 5.6: Bükme Testi

Sonuçlar:

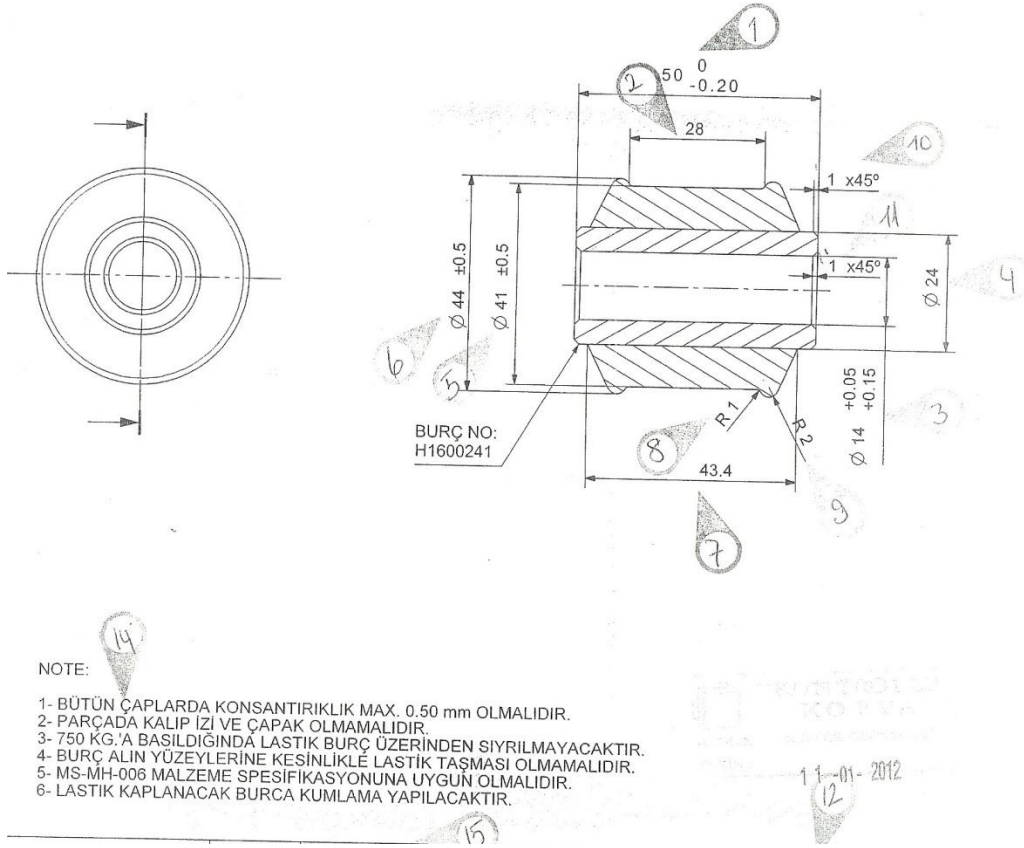
Tablo 5.5: Test sonuçları

	n1	n2	n3	n4	n5	Ortalama Değer	Birim
Radyal	2348,7	2441,0	2465,0	2333,9	2398,7	2397,5	N/mm
Eksenel	264,1	268,9	255,5	262,4	263,8	262,9	N/mm
Burulma	744	688	688	616	616	670	N.mm/derece
Bükme	1382	1363	1316	1444	1102	1321	N.mm/derece

Yapılacak olan testler için aynı özelliğe sahip farklı beş numune alınmıştır. Testler yapılarak sonuçlar ölçülmüştür ve sonuçların istenilen değer aralığında olup olmadığı karşılaştırılmıştır..

Test sonuçları test içinde verilen test standartlarının ölçüm aralığında olduğu için parça üzerinde yapılan test sonuçları uygun olarak kabul edilmiştir.

Bir firmaya yaptırılmış olan ürün üzerindeki testler:



Şekil 5.7: Burçlu Lastik Teknik Resmi

Yukarıdaki şekilde kesit görünüşü verilen parçanın açıklaması aşağıda tabloda detaylı olarak verilmiştir. Bu tabloda parçanın teknik ölçüleri, kullanım şartları, sertlik ölçümleri, yüzey kontrolleri, parçaların malzeme özellikleri detaylı bir şekilde verilmiştir.

Tablo 5.6: Ölçüm Sonuçları

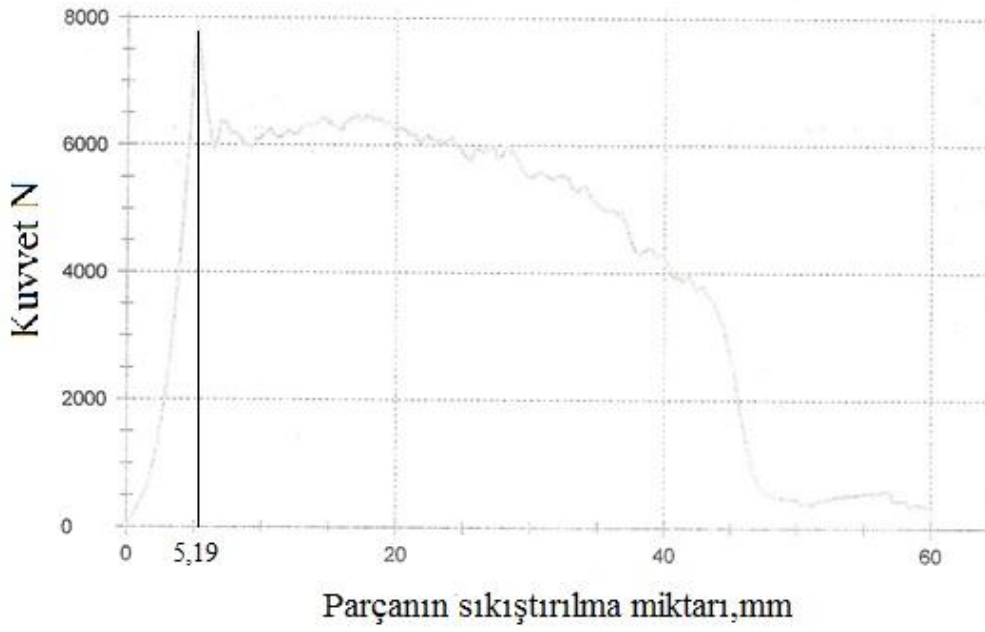
RESİM ÖLÇÜLERİ		ÖLÇÜM SONUÇLARI					
		örnek 1	örnek 2	örnek 3	örnek 4	örnek 5	Kontrol Aracı
1	50,0±0,0/-0,20	49,95	49,92	49,96	49,94	49,95	Kumpas
2	28,0±1,0	27,95	27,93	27,96	27,98	27,94	P. Projeksiyon
3	Ø14,0+0,05/+0,15	14,10	14,11	14,12	14,15	14,13	İç Çap Mikrometre
4	Ø24,0±0,15	24,02	24,07	24,05	24,03	24,07	Kumpas
5	Ø41,0±0,50	40,72	40,68	40,74	40,73	40,69	Kumpas
6	Ø44,0±0,50	43,53	43,52	43,50	43,46	43,54	Kumpas
7	43,40±1,30	43,62	43,58	43,64	43,60	43,65	Kumpas
8	R 1	R 1	R 1	R 1	R 1	R 1	P. Projeksiyon
9	R 2	R 2	R 2	R 2	R 2	R 2	P. Projeksiyon
10	1x45 ⁰	1x45 ⁰	1x45 ⁰	1x45 ⁰	1x45 ⁰	1x45 ⁰	Görsel
11	1x45 ⁰	1x45 ⁰	1x45 ⁰	1x45 ⁰	1x45 ⁰	1x45 ⁰	Görsel
12	Fosfat Kaplama	-	-	-	-	-	-
13	Sertlik=60±5 Shore	61	62	61	62	61	Shorometre
14.1	NOT:1	0,15	0,15	0,17	0,13	0,12	Kumpas
14.2	NOT:2	OK	OK	OK	OK	OK	Görsel
14.3	NOT:3 (7500 N)	7990 N					Zwick
14.4	NOT:4	OK	OK	OK	OK	OK	Görsel
14.5	NOT:6	OK	OK	OK	OK	OK	----
15.1	Lastik: Tabii Kauçuk						
15.2	Burç: ST 37-2						
16	Burç Sertliği	87hrb	88hrb				Sertlik Ölç. Cihazı

Çekme Testi Cihazı Test Raporu:

Ön Yük : 10 N

Ön Yük Hızı : 20 mm/dak

Test Hızı : 50 mm/dak



Şekil 5.8: Test Grafiği

Tablo 5.7: Malzeme Test Sonucu

Nr	Kuvvet, N	ϵ Fmax. mm
1	-	-
2	7998,7	5,19

Binek otomobiller için üretilen bir amortisör takozunun amortisör ile montajı yapıldıktan sonraki test aşaması:

Test Adı: Çekme Testi

Testin Amacı: Alt burcun çıkarma kuvvetini değerlendirmek

Test Cihazı: Çekme testi cihazı (Mekanik tip 100 kN yük kapasiteli)

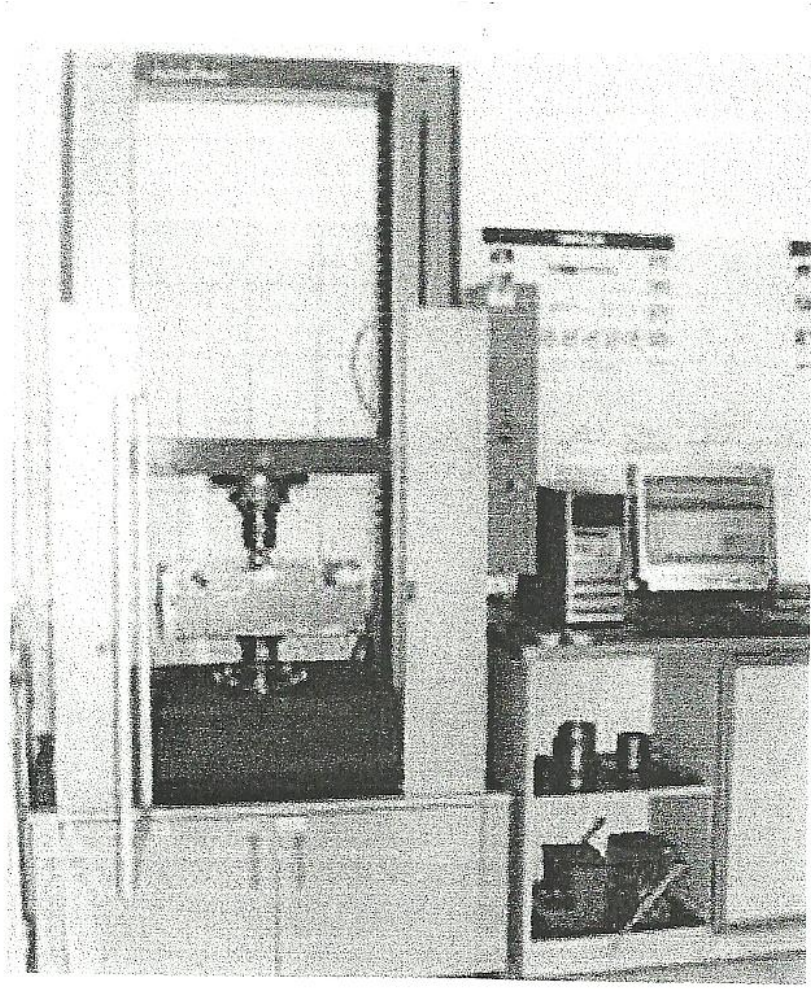
TEST KOŞULLARI:

Ön yük : 10 N

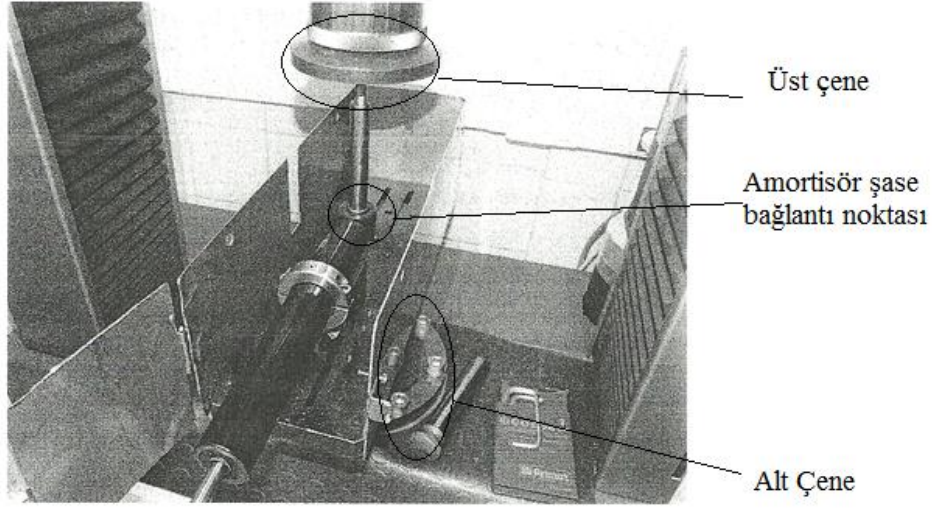
Ön yük hızı : 50mm/dak

Test hızları : 25-150-300 mm/dak

Sıcaklık : Oda Sıcaklığı



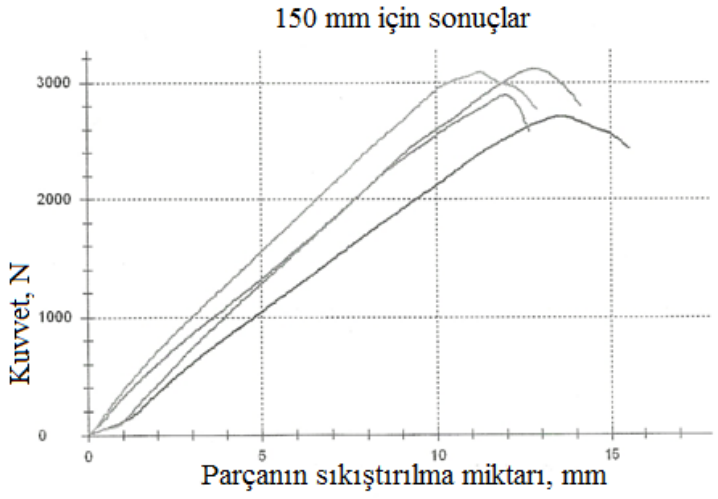
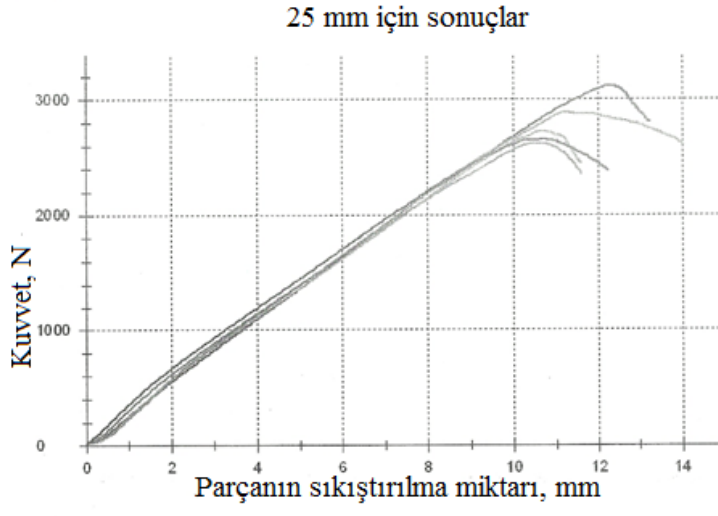
Şekil 5.9: Çekme Testi Cihazı



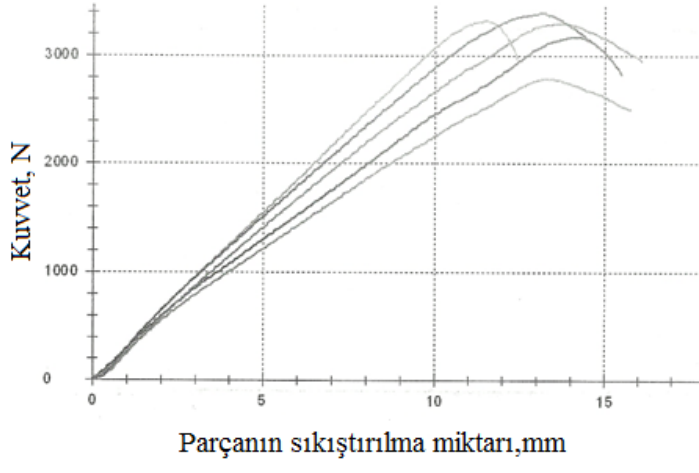
Şekil 5.10: Parçanın Cihaza Bağlanması

Test hızı(mm/dak)	Örnek No	Maksimum Kuvvet (N)
25	1	3116
	2	2896
	3	2623
	4	2722
150	1	2709
	2	2884
	3	3118
	4	3082
300	1	3175
	2	2780
	3	3298
	4	3320

Tablo 5.8: Test Sonuçları



Şekil 5.11: 25 ve 150 mm/dak hızlar için test grafikleri



Şekil 5.12: 300 mm/dak hız için test grafiği

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Amortisör bağlantı takozları piyasa adıyla burçlu lastikler yol şartlarında aracın değişik hızlarda yoldaki pürüzlülüğün kaynaklanan titreşimleri sönmölemek amacıyla kullanılmaktadır. Bu da yol şartlarında sürüş anında meydana gelen frekans değişimlerine (aracın aniden çukura girmesi gibi) karşı esnek olabilmesi demektir. Bu yol şartları ürün tasarım aşamasında belirlenerek üretim aşamasından sonra pratikte ya da teorikte uygulanarak üretilen parçanın dayanımı ölçülmektedir.

Parça üzerinde yapılan testler genellikle ya çok yüksek ya da çok düşük frekans aralığında yapılmaktadır. Çünkü parçanın taşıt seyir halindeyken anlık frekans değişimine karşı sönmöleme dayanımı istenmektedir. Bunun da düşük ya da yüksek olmasını çalışma koşulları belirlemektedir.

Burçlu lastik dediğimiz parça doğal kauçuk (NR)'tan üretilmektedir ve bunun dayanımı da yapılan testler ile belirlenebilmektedir. Ancak yaptığımız deneylerin sonuçlarına göre müşterinin istediği çalışma koşullarının zorluğu ya da kolaylığına göre NBR ya da HNBR malzeme karışımlarından üretilen kauçuk kullanılmaktadır. Bunun da sebebi şudur ki; karışım yapılarak kauçuk sertleştirilebilmekte veya daha da yumuşak hale getirilebilmektedir. Çünkü yüksek sertlikteki kauçuk kullanıldığı zaman titreşimler fazla sönmölenememekte ve konfor düşmekte, fazla yumuşak kauçuk kullanıldığı zaman ise kauçuğun ömrü kısalmaktadır.

Sonuç olarak parçanın kullanılacağı çalışma şartları gerçeğe en yakın şekilde belirlendiği zaman; kauçuğun istenilen şartlara göre istenilen sertlikte olması daha kolay olacağı gibi parçanın ömrü de o kadar uzun olacaktır.

7. KAYNAKLAR

- [1] Er, Ü. , ‘Motorlu taşıtlardaki titreşimlerin teorik analizi ve bir bilgisayar modellemesi’ , Yüksek Lisans Tezi, *Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makina Mühendisliği ABD, Eskişehir, (1996).
- [2] Alarçin, F. , ‘Yüksek, İ, Farklı Aks Modellerinin Taşıt Titreşimlerine Etkisi’, *Yıldız Teknik Üniversitesi Dergisi*, (2001).
- [3] Güney, A., ‘Taşıt titreşimleri ve irdelenmesi’, *Yıldız Teknik Üniversitesi Seminer Notları*, 1989(a).
- [4] Engelhardt,E. R., Mills, D.K and Schneider,K, ‘*Shock and Vibration handbook (Shock and Vibration in road and rail vehicles)*’, Mc-Grow hill Book, Company Inc., 1961.
- [5] Demir, G.V., ‘Ambulans sedyesi tasarımında titreşim konforsuzluğunun iyileştirilebilirliği’, Yüksek Lisans Tezi, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği ABD, Temmuz, 2011.
- [6] Güney, A, ‘Taşıt titreşimlerinde frekansa bağlı optimum sönüm karakteri tasarımı’, *İstanbul Teknik Üniversitesi Seminer Notları*, 1989(b).
- [7] Çay, C.İ. , ‘Tarım traktörleri sürücü koltukları titreşim sönümlenme elemanları üzerine bir araştırma’, Doktora Tezi, *Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Tarım Makinaları ABD, Ankara, (2006).
- [8] Çetinkaya, S, ‘*Taşıt Mekaniği Kitabı*’, Nobel Yayın Dağıtım, Ekim 2005.
- [9] Motorlu araçlar teknolojisi-Süspansiyon sistemleri, Mesleki Eğitim ve Öğretim Sistemini Güçlendirme Projesi (MEGEP), http://www.obitet.gazi.edu.tr/MEGEP_files/SUSPANSIYON%20SISTEMLERI.pdf, (Son erişim 18.04.2012).

- [10] Random (gelişigüzel) titreşimler,
http://www.yildiz.edu.tr/~cdemir/SERBEST%20CISIM%20DIYAGRAMI_sinyal_1.pdf, (Son erişim 20.04.2012).
- [11] 'Amortisör', http://www.bmc.com.tr/index.php?l=1&sayfa_id=101&g_id=2705&id=13005, (Son erişim 22.05.2012).
- [12] Ergin, T., 'Otomotiv amortisörlerinin etkinlik ve sönümleme kabiliyetlerinin incelenmesi', Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eylül, 2006.
- [13] 'Amortisörler Hakkında Herşey', Monroe El Kitabı.
- [14] Kutay, M. Güven, Elastik Yaylar http://www.guven-kutay.ch/ozet-konular/10a_yaylar.pdf, (Son erişim 28.05.2012).
- [15] Can, A.Ç., *Makine Elemanları Tasarımı*, Birsen Yayınevi, 2006.
- [16] 'Doğal kauçuk', <http://www.burcsan.com.tr/?page=teknik> (Son erişim 29.05.2012).