

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

**AMBULANS SEDYESİ TASARIMINDA TİTREŞİM  
KONFORSUZLUĞUNUN İYİLEŞTİRİLEBİLİRLİĞİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Veli Gökhan DEMİR**

**Balıkesir, Temmuz-2011**

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

AMBULANS SEDYESİ TASARIMINDA TİTREŞİM  
KONFORSUZLUĞUNUN İYİLEŞTİRİLEBİLİRLİĞİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Veli Gökhan DEMİR

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YÜKSEL

Sınav Tarihi: 21.07.2011

Jüri Üyeleri: Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YÜKSEL (Danışman) (BAÜ)

Yrd. Doç. Dr. Hüray CAN (BAÜ)

Yrd. Doç. Dr. Altuğ YAVAŞ (BAÜ)

Enstitü Yönetim Kurulunun ..... tarih ..... sayılı oturumunun .....  
nolu kararı ile ..... Mezun olmuştur.

Balıkesir, Temmuz-2011

## ÖZET

### AMBULANS SEDYESİ TASARIMINDA TİTREŞİM KONFORSUZLUĞUNUN İYİLEŞTİRİLEBİLİRLİĞİ

Veli Gökhan DEMİR  
Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

(Yüksek Lisans Tezi / Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YÜKSEL)

Balıkesir, Türkiye, 2011

İnsan vücudunun titreşimlere karşı hassas olduğu frekans değerleri, ambulans zemininde oluşan ve düşey doğrultudaki titreşim hareketlerinin baskın olduğu 0.1-80 Hz aralığındadır. Bu seviyedeki titreşimler ambulans ile taşınmakta olan hasta ve yaralı sağlık durumlarının daha da kötüye gitmesine neden olurlar. Yüksek standartlı ambulanslarda titreşimlerin bu zararlı etkilerinden korunmak için araç zemini ile sedye arasında süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır.

Bu çalışmanın birinci kısmında, yaklaşık kırk yıldır üzerinde araştırmaların yapıldığı ambulans sedyesi süspansiyon sistemlerinin literatür çalışması yapılmış ve bu sistemlerin çalışma mekanizmaları ile titreşim yalıtım performans analizleri incelenmiştir. Bu kapsamda literatürde yüzen sedye olarak geçen mekanik yaylı süspansiyon mekanizması ile 3 ila 20 Hz aralığındaki aşağı-yukarı titreşim ivmelerine karşı önemli ölçüde bir yalıtım sağlanmış olduğu ancak 3 Hz altındaki ivmelerde aynı performans elde edilemediği görülmüştür. Stammers ve Leyshon'un tasarladığı helezon yaylı süspansiyon sistemi için yapılan deneysel çalışmalarda, farklı hasta kütleleri için 0.75 Hz civarında "aşağı yukarı" ve "baş vurma" doğal frekansları ve yine aynı araştırmacıların tasarladığı mekanik yaylı bir diğer süspansiyon sisteminde, test sürüşleri sonucunda bu sistemin -7 ve -9 dB aralığındaki iletkenlik değerleri ele alınmıştır. J.K. Raine ve R.J. Henderson'ın tasarladıkları hava yaylı süspansiyon sisteminde farklı hız ve yollarda yapılmış test sürüşlerinden aşağı-yukarı doğrultulu r.m.s. ivme değerlerinde % 45 ila % 65 aralığında bir azalma olduğu tespit edilmiştir. T. Ono ve H. Inooka'nın geliştirdiği aktif kontrollü sedyede, gerçek zamanlı olarak sedye açısı kontrol edilerek 0 ila 1 Hz aralığındaki titreşim ivme değerlerinde baş-ayak doğrultuda % 65, yanal doğrultuda ise % 75 oranında azaltma sağlandığı, A.J.M. Raemaekers'in tasarladığı aktif süspansiyonlu sedye için yapılan teorik hesaplamalardan, hastaneye 5 km uzaklıkta meydana gelmiş bir trafik kazasında travma durumundaki hasta aktif süspansiyon sistemli ambulans ile ortalama 50 km/h hızla taşınıp hastaneye 6 dakikada taşınırken, konveksiyonel ambulans kullanılması halinde aynı durumda ve aynı hasta konforunun sağlanması için seyir hızının ortalama % 60 yavaşlatarak 20 km/h'e düşürülmesinin gerektiği ve hastaneye varış süresinin 15 dakikaya çıkacağı sonucu elde edilmiştir.

Çalışmanın ikinci kısmında Balıkesir merkez ilçede hizmet veren ambulanslardaki kullanılmakta olan sedye süspansiyon sistemleri ele alınmış ve mevcut sedye tasarımlarının titreşim yönünden konfor durumlarının iyileştirilebilirliği incelenmiştir.

**ANAHTAR SÖZCÜKLER:** Ambulans / Sedye Süspansiyonu / Titreşim Konforsuzluğu

## **ABSTRACT**

### **IMPROVABILITY of VIBRATION DISCOMFORT in AMBULANCE STRETCHER DESIGN**

**Veli Gökhan DEMİR**  
**Balıkesir University, Institute of Science,**  
**Department of Mechanical Engineering**

**(M.Sc. Thesis / Supervisor: Assist.Prof. Dr. Hayrettin YÜKSEL)**

**Balıkesir-Turkey, 2011**

The frequency values, to which a human body is sensitive, are in the range of 0.1-80 Hz where the vertical vibration movements emerging at the ambulance floor are dominant. Vibrations at this level lead to deterioration of the health conditions of patients and the injured at the ambulance. High-standard ambulances deploy suspension systems between the vehicle floor and stretcher, in order to prevent harmful effects of vibrations.

The first part of this study focused on the forty-year-long literature about ambulance stretcher suspension systems and reviewed operating mechanisms of these systems and analysis performance of vibration isolation. The mechanic spring suspension, named “floating stretcher” in the literature was reviewed ensured isolation to a significant extent from heave vibration acceleration in the frequency range 3-20 Hz. However, the same performance couldn't be achieved for acceleration spectra below 3 Hz. Experimental studies on the coil spring suspension system designed by Stammers and Leyshon, natural “heave” and “pitch” frequencies around 0.75 Hz for different patient mass figures. Following test drives for another mechanic spring suspension system, again developed by the same researchers, permeability values indicated the range between -7 and -9 dB. Test drives in different speeds and roads for air spring suspension system designed by J.K. Raine and R.J. Henderson observed a decrease in heave r.m.s. acceleration values in the range 45 %–65 %. In the active-controlled stretcher designed by T. Ono and H. Inooka, the stretcher angle was simultaneously controlled, a decrease of 65 % in front-to-back direction and 75 % in horizontal direction in vibration acceleration spectra between 0 and 1 Hz. Theoretical calculations for active suspension designed by A.J.M. Raemaekers showed that in case of an accident that occurred 5 km away from the hospital the patient in trauma can could be transferred to the hospital in 6 minutes with an ambulance utilizing an active-suspension system with an average speed of 50 km/h and that in the case of use of a conventional ambulance the speed needed to be decreased to 20 km/h, averagely 60 % to ensure the same patient comfort and the arrival time to the hospital would be increased up to 15 minutes.

In the second part of the study, the use of stretcher suspension systems in ambulances serving in central Balıkesir was handled and the improvability of discomfort in current stretcher designs was researched vibration-wise.

**KEY WORDS:** Ambulance / Stretcher Suspension / Vibration Discomfort

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa No</b>
<b>ÖZET</b>	i
<b>ABSTRACT</b>	ii
<b>İÇİNDEKİLER</b>	iii
<b>SEMBOLE ve KISALTIMA LİSTESİ</b>	vi
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b>	vii
<b>TABLO LİSTESİ</b>	xii
<b>ÖNSÖZ</b>	xii
<b>1. GİRİŞ</b>	1
<b>2. TİTREŞİMLER</b>	3
2.1 Periyodik Titreşimler	5
2.2 Aperiodyik Titreşimler	8
2.2.1 Random Titreşimler	8
2.2.2 Şok Darbe Etkili Titreşimler	9
2.2.3 Serbestlik Derecesine Göre Titreşimler	10
2.3 Serbest Titreşim Hareketi	10
2.3.1 Sönümsü Serbest Titreşim Hareketi	11
2.3.2 Sönümlü Serbest Titreşim Hareketi	14
2.4 Zorlanmış Titreşim Hareketi	20
2.4.1 Sönümsüz Zorlanmış Titreşim Hareketi	21
2.4.2 Sönümlü Zorlanmış Titreşim Hareketi	24
2.5 Taşıtlarda Oluşan Şok ve Titreşimler	28
2.5.1 Dış Kaynaklar	28
2.5.2 İç Kaynaklar	32
2.6 Titreşimlerin Ölçülmesi ve Değerlendirilmesi	33
2.6.1 Titreşimlerin Ölçümü	33
2.6.2 ISO Titreşim Standart Parametreleri ve Titreşim Seviyeleri	35
2.7 İnsan Vücuduna Etkiyen Titreşimler	38
2.7.1 İnsan Vücudunun Frekans Cevabı	39
2.7.2 Ağırlıklandırılmış Frekans	41

2.7.3 Vücut Frekans Ağırlık Eğrisi	42
2.8 Ambulanslarda Meydana Gelen Titreşimler ve Hastaya İletilmesi	43
<b>3. SEDYE SÜSPANSİYONU TASARIM SİSTEMLERİ</b>	<b>45</b>
3.1 Yüzen Sedyeler Sistemi	45
3.2 Stammers ve Leyshon'un Tasarladığı Ambulans Sedyeler Süspansiyon Sistemi-I	50
3.2.1 Süspansiyon Tasarımı	50
3.2.2 Aşağı-Yukarı Doğal Frekansı	52
3.2.3 Baş Vurma Doğal Frekansı	53
3.2.4 Sedyenin Yükseltilmesi ve Alçaltılması	54
3.2.5 Aşağı-Yukarı ve Baş Vurma Hareketleri	56
3.2.6 Teorik Çalışmalar ve Performans Değerlendirilmeleri	57
3.2.7 Deneysel Çalışmalar ve Performans Değerlendirilmeleri	61
3.3 Stammers ve Leyshon'un Tasarladığı Ambulans Sedyeler Süspansiyon Sistemi-II	65
3.3.1 Süspansiyon Tasarımı	65
3.3.2 Aşağı-Yukarı Doğal Frekansı	68
3.3.3 Baş Vurma Doğal Frekansı	69
3.3.4 Deneysel Çalışmalar ve Performans Değerlendirmeleri	70
3.4 Tek Serbestlik Dereceli Süspansiyon Sistemi	81
3.4.1 Süspansiyon Tasarımı	81
3.4.2 Deneysel Çalışmalar ve Performans Değerlendirmeleri	84
3.5 İki Serbestlik Dereceli Pnömatik Sedyeler Süspansiyonu Sistemi	84
3.5.1 Süspansiyon tasarımı	84
3.5.2 Aşağı-Yukarı ve Baş Vurma Doğal Frekansları	86
3.5.3 Yükseklik Kontrolü	90
3.5.4 Sönümleme	92
3.5.6 Deneysel Çalışmalar ve Performans Değerlendirmeleri	95
3.6 Aktif Kontrollü Sedyeler	98
3.6.1 Sedyeler Tasarımı	98
3.6.2 Deneysel Çalışmalar ve Performans Değerlendirilmeleri	104
3.6.3 Teorik Çalışmalar ve Performans Değerlendirmeleri	106
3.7 Aktif Titreşim İzolatörlü Sedyeler	109
3.7.1 Sistemin Tasarımı	110
3.7.2 Simülasyon Çalışmaları	112

3.7.3 Performans Değerlendirilmesi	117
<b>4. BALIKESİR HASTA AMBULANSLARINDA KULLANILMAKTA OLAN SEDYE SÜSPANSİYON SİSTEMİLERİ</b>	119
4.1 Ambulanların sınıflandırılması	119
4.2 Balıkesir Merkez’de hizmet yapan ambulansların incelenmesi	120
4.2.1 A Hastanesi	120
4.2.2 B Hastanesi	122
4.2.3 C Hastanesi	123
4.2.4 D Hastanesi	123
4.2.5 E Hastanesi	125
4.2.6 F Hastanesi	125
4.2.7 Balıkesir Üniversitesi Tıp Fakültesi	127
4.2.8 112 Acil Sağlık Hizmetleri	128
<b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER</b>	135
5.1 Sonuçlar	135
5.2 Öneriler	137
<b>KAYNAKLAR</b>	138

## SEMBOL ve KISALTMA LİSTESİ

<b><u>Sembol</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>	<b><u>Birimi</u></b>
$m_p$	Hastanın kütlesi	kg
$m_s$	Sedyenin kütlesi	kg
$J_p$	Hastanın kütleli atalet momenti	$\text{kgm}^2$
$J_s$	Sedyenin kütleli atalet momenti	$\text{kgm}^2$
F	Kuvvet	N
W	Güç	J/s
T	Periyot	s
f	Frekans	Hz
$\omega_n$	Doğal Frekans	rad/s
$\omega_r$	Zorlayıcı Frekans	rad/s
$\omega_h$	Aşağı-yukarı doğal frekansı	rad/s
$\omega_p$	Baş vurma doğal frekansı	rad/s
k	Yay Sabiti	N/m
c	Sönümleme Sabiti	Ns/m
$\xi$	Sönümleme Oranı	-
$\Phi_h(\Omega_0)$	Yol açısal frekansına bağlı yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu	$\text{cm}^3$
$\Omega$	Yol açısal frekansı	Hz

## **Kısaltma**      **Açıklama**

R.M.S.	Ortalama karelerin karekökü
ISO 2631	Uluslararası Standartlık Örgütünün belirlediği, insan vücudunun maruz kaldığı titreşimleri sağlık, algı, konfor tepkileri ile ilişkili olarak değerlendirilmesini içeren standartlardır.
AKS	Aktif kontrollü sedye
ATİS	Aktif titreşim izolatörlü sedye
PID	Orantılı İntegral Türetme



## ŞEKİL LİSTESİ

<u>Şekil No</u>	<u>Şekil Adı</u>	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1	Faz farkı gösterimi	4
Şekil 2.2	Titreşim hareket diyagramı ve frekans-konum grafiği	5
Şekil 2.3	Harmonik, sinüzoidal titreşim hareketi	6
Şekil 2.4	Deplasman, hız ve ivme dalgaları	7
Şekil 2.5	Titreşim hareketinin genlik-zaman grafiği	8
Şekil 2.6	Random titreşim sinyalleri	9
Şekil 2.7	Şok titreşim sinyali	10
Şekil 2.8	Sönümsüz serbest titreşim sistemi	11
Şekil 2.9	Sönümsüz serbest titreşim hareketi	14
Şekil 2.10	Sönümlü serbest titreşim hareketi	14
Şekil 2.11	Sönümlü serbest titreşim hareketi (I. Hal)	17
Şekil 2.12	Sönümlü serbest titreşim hareketi (II. Hal)	18
Şekil 2.13	Sönümlü serbest titreşim hareketi (III. Hal)	19
Şekil 2.14	Rezonans grafiği	20
Şekil 2.15	Sönümsüz zorlanmış titreşim hareketi	21
Şekil 2.16	Sönümsüz zorlanmış titreşim sisteminde iletkenlik eğrisi	23
Şekil 2.17	Sönümlü zorlanmış titreşim hareketi	24
Şekil 2.18	Sönümlü zorlanmış bir titreşim sisteminde iletkenlik eğrileri	26
Şekil 2.19	Yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu	30
Şekil 2.20	Titreşim ölçüm zinciri	34
Şekil 2.21	Band geçiş filtresi	34
Şekil 2.22	Sinüzoidal bir titreşim için konum değişimi, hız ve ivme arasındaki ilişki	36
Şekil 2.23	Farklı titreşim büyüklükleri	37
Şekil 2.24	İnsanı etkileyen titreşimlerin x, y ve z eksenleri	39
Şekil 2.25	İnsan vücudunun matematiksel modeli	40
Şekil 2.26	İnsan vücudu için ağırlıklandırılmış frekans eğrileri	41
Şekil 2.27	İnsan vücudu için frekans eğrisi ve referans koordinat takımı	42
Şekil 2.28	Taşıt zemininde oluşan titreşimler	43

Şekil 2.29 Sırt üstü yatan ve oturan-ayaktaki kişilerin titreşim dayanımlarının dayanımlarının karşılaştırılması	44
Şekil 3.1 Yüzen Sedye süspansiyonu genel çalışma prensibi	46
Şekil 3.2a Yüzen sedyenin kullanım modları	46
Şekil 3.2b Yüzen sedye mekanizması	47
Şekil 3.3 Yüzen sedyenin ambulans içindeki konumu	47
Şekil 3.4 Yüzen sedyeli ambulansın diğer taşıma araçlar ile karşılaştırılması	48
Şekil 3.5 Aynı koşullarda sedyenin yüzer ve sabit konumunun karşılaştırılması	49
Şekil 3.6 Süspansiyon mekanizması tasarım formu	51
Şekil 3.7 Süspansiyon tasarımı	52
Şekil 3.8 Süspansiyonun yükselme-alçalma geometrisi	55
Şekil 3.9 Başvurma ve aşağı-yukarı hareketi	56
Şekil 3.10 $\zeta=90^\circ$ açılı rampa kılavuzuyla elde edilen aşağı-yukarı doğal frekans	58
Şekil 3.11 $\zeta=70^\circ$ ve $\zeta=110^\circ$ açılı rampa kılavuzuyla elde edilen aşağı-yukarı doğal frekans	58
Şekil 3.12 Kaldırma karakteristikleri	59
Şekil 3.13 Kaldırma kolu uzunluğunun baş vurma frekansına etkisi	60
Şekil 3.14 Deney teçhizatı	61
Şekil 3.15 Yükün kaldırılması	62
Şekil 3.16 Ek sönümsüz süspansiyonun iletkenliği	63
Şekil 3.17 İlave sönümleyicilerin etkisi	64
Şekil 3.18 Sedye süspansiyonu	65
Şekil 3.19 Süspansiyon Tasarım Mekanizması (Bir ucu)	66
Şekil 3.20 Süspansiyon Sisteminin şematik gösterimi	67
Şekil 3.21 Sedye yatağının iletkenlik değeri	72
Şekil 3.22 Sedye yatağı ile sedye gövdesinin iletkenlik değerleri	72
Şekil 3.23 A yolu, araç zeminindeki aşağı-yukarı ve baş vurma ivme spektrum spektrum grafiği	74
Şekil 3.24 C yolu, araç zeminindeki aşağı-yukarı ve baş vurma ivme spektrum spektrum grafiği	74
Şekil 3.25 Sedyedeki dikey titreşimlerin MIRA Maruziyet eğrileriyle karşılaştırılması (sırt üstü yatan hastalar için)	77
Şekil 3.26 Süspansiyonun aşağı-yukarı yöndeki iletkenliği (A yolu 710 N hasta için)	78
Şekil 3.27 Süspansiyonun aşağı-yukarı yöndeki iletkenliği (C yolu 710 N hasta için)	79

Şekil 3.28 Süspansiyonun aşağı-yukarı yöndeki iletkenliği (Tüm yolların ortalaması yolu, 710 N hasta için)	79
Şekil 3.29 Süspansiyonun baş vurma yönündeki iletkenliği (A yolu 710 N hasta için)	80
Şekil 3.30 Süspansiyonun baş vurma yönündeki iletkenliği (C yolu 710 N hasta için)	80
Şekil 3.31 Makas mekanizmalı sedye süspansiyonunun şematik diyagramı	82
Şekil 3.32 Ambulansa kurulmuş tek serbestlik dereceli süspansiyon	83
Şekil 3.33 İki dereceli serbestlik süspansiyonunun genel görünümü	85
Şekil 3.34 Süspansiyon sisteminin kaldırma tertibatı	85
Şekil 3.35 Kütle ve mekanizma statik kuvvetleri	87
Şekil 3.36 Kütle ve mekanizma dinamik kuvvetler	88
Şekil 3.37 Süspansiyon doğal frekanslarındaki değişim	90
Şekil 3.38 Süspansiyon yükseklik ayarlama devresi	91
Şekil 3.39 İzolatör sönümlenme çalışma prensibi	92
Şekil 3.40 Orifis çapının izolasyon performansına etkisi (hasta=68kg)	94
Şekil 3.41 Zemin ve hastadaki r.m.s. ivme değerleri (68kg hasta kütlesi, 3mm orifis çapı)	94
Şekil 3.42 Ambulans zemini ve sedye için aşağı-yukarı ivme spektrum değerleri	97
Şekil 3.43 Aktif kontrollü sedye	98
Şekil 3.44 AKS tarafından yapılan postür kontrolü	99
Şekil 3.45 AKS'nin kontrol sistemi	100
Şekil 3.46 Referans açıları; (a)Referans baş vurma açısı (b)Referans yalpa açısı	101
Şekil 3.47 Tasarlana kontrol sistemlerinin adım referans komutlarına tepkileri $h=0.01745$ (rad)	103
Şekil 3.48 Denek A için deneysel sonuçları	105
Şekil 3.49 Japonya'daki ambulansların $a_x$ ve $a_y$ 'sinin bağıl frekans dağılımları	108
Şekil 3.50 Simülasyon tarafından belirlenen $a'_x$ ve $a'_y$ 'in bağıl frekans dağılımı tahminleri	108
Şekil 3.51 Üç boyutlu ambulans modeli	111
Şekil 3.52 İzolatör mekanizması	112
Şekil 3.53 Kasis profili	113
Şekil 3.54 Pürüzlü yol profili, kesik çizgili: pürüzlü yol, düz çizgi: düz yol	115
Şekil 3.55 Pürüzlü yüzeyin (üstteki) ve düz yüzeyin yol profilleri ve pürüzlülük klasmanları	115
Şekil 4.1 A Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans	121

Şekil 4.2 A Hastanesine ait mavi şeritli ambulans	121
Şekil 4.3 B Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans	122
Şekil 4.4 C Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans	123
Şekil 4.5 D Hastanesine ait mavi şeritli ambulans	124
Şekil 4.6 E Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans	125
Şekil 4.7 F Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans-1	126
Şekil 4.8 F Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans-2	127
Şekil 4.9 Balıkesir Üniversitesi Tıp Fakültesine ait kırmızı şeritli ambulans	128
Şekil 4.10 Merkez 1 nolu ASHİ'ye ait kırmızı şeritli ambulans	129
Şekil 4.11 Merkez 2 nolu ASHİ'ye ait kırmızı şeritli ambulans	130
Şekil 4.12 Hidrolik sedye platformu	130
Şekil 4.13 Merkez 3 nolu ASHİ'ye ait kırmızı şeritli ambulans	131
Şekil 4.14 Hidrolik sedye platformu	132
Şekil 4.15 Merkez 4 nolu ASHİ'ye ait kırmızı şeritli ambulans	132
Şekil 4.16 Komuta kontrol merkezine ait kırmızı şeritli ambulans-1	133
Şekil 4.17 Komuta kontrol merkezine ait kırmızı şeritli ambulans-2	134

## TABLO LİSTESİ

<b><u>Tablo No</u></b>	<b><u>Tablo Adı</u></b>	<b><u>Sayfa No</u></b>
Tablo 2.1	Yol Pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu için ortalama değerleri	30
Tablo 2.2	Yol pürüzlülüğü sınıflandırma tasarısı	31
Tablo 3.1	Dempster modeli	54
Tablo 3.2	A yolu için tolerans sınırları	76
Tablo 3.3	C yolu için tolerans sınırları	76
Tablo 3.4	Aşağı-yukarı pik ve ivme değerlerindeki azalma (0-12 Hz frekans frekans spektrumu)	96
Tablo 3.5	Performans Belirteçleri	103
Tablo 3.6	İvmelerdeki azalma oranları	106
Tablo 3.7	$a_x$ ve $a_y$ 'nin istatistiki verileri	108
Tablo 3.8	$a'_x$ ve $a'_y$ 'nin istatistiki verileri	109
Tablo 3.9	Beklenen ivme azalma oranı	109
Tablo 3.10	Üç boyutlu ambulans modelinin parametreleri	111
Tablo 3.11	ISO 2631'e göre dikey titreşimler için konforsuzluk sınıflandırılmaları	113
Tablo 3.12	25 km/h kasisli yolda yapılan yol simülasyonları	114
Tablo 3.13	40 km/h hız ile pürüzlü yolda yapılan yol simülasyonları	116

## **ÖNSÖZ**

Tez çalışmam sırasında bilgi ve tecrübeleri ile beni yönlendiren, yol gösteren ve her zaman destek olan, hem bilimsel hem de bireysel olarak örnek aldığım çok değerli danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Hayrettin YÜKSEL' e ve tezim ile ilgili değerli görüşlerinden yararlandığım hocam Yrd. Doç. Dr. Hüray CAN'a en derin minnet ve şükranlarımı sunarım.

Ayrıca çalışmalarım esnasında manevi olarak desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen anneme, babama ve özellikle kardeşim G. Bilge DEMİR'e ayrı ayrı teşekkür ederim.

**Balıkesir, 2011**

**Veli Gökhan DEMİR**

## 1. GİRİŞ

İnsan vücudu titreşimlerden zarar görebilecek hassas bir yapıya sahiptir. Özellikle II. Dünya Savaşından sonra kara ulaşımında yük taşıma, iş makinaları vb. araçlarda insanın maruz kaldığı titreşimlere karşı insan vücudunun fiziksel ve psikolojik tepkileri incelenmiş ve oluşacak zararın minimuma indirilmesi için optimum titreşim yalıtımı sağlanmaya çalışılmıştır.

Gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerde her geçen gün sağlık standartları yükseltilmekte ve insan ömrünü uzatmak için tıbbi ve teknolojik gelişmeler, yasa koyucunun isteğiyle veya özel sektördeki rekabet ile pratik hayatta uygulamaya sokulmaktadır. Spesifik bir çalışma alanı olan ambulans içindeki hastalar ve yaralıları etkileyen titreşimler, son 30 yıl içerisinde incelenmesine önem verilmiş ve günümüzde de halen bu çalışmalara devam edilmektedir.

Fransızca kökenli olan ambulans kelimesi seyyar, yürüyen anlamına gelmektedir. Günümüz modern ambulanslarının ilk örnekleri Napolyon döneminde yaralı askerlerin hızlı bir şekilde savaş alanından alınıp tıbbi müdahalenin yapılacağı yere taşınması için kullanılan atlı savaş taşıtlarına dayanmaktadır [1]. Motorlu taşıtların kullanılmasına başlandıktan sonra ambulanslar genellikle çeşitli modifikasyonların yapıldığı, içinde gerekli tıbbi ekipmanların yer aldığı ve sağlık personelinin rahat çalışabildiği iç hacmi geniş “van” tipi ticari şasili araçlardan seçilmektedir.

Ambulanslar karayolunda seyir halinde iken, iç ve dış kaynaklı titreşim ve şok hareketlerinin araç gövdesinden hasta ve yaralılara (özellikle durumu kritik olanlara) iletilmesiyle bu kişilerde yorgunluk, abdominal (karın) bölgede yoğunlaşan ağrılar, oksijen ihtiyacının artması, kalp ve akciğer fonksiyonlarının olumsuz etkilenmesi, vücut özellikle kafa içi kan basıncının artması; hatta ağır yaralanmalarda hasta durumunun tehlikeye girmesi gibi insan sağlığını kötüleştiren durumlara neden olduğu tespit edilmiştir [2,3].

Titreşime neden olan iç kaynakların birçoğunda; motorlu taşıtların güç kaynağı motorun, güç iletim elemanları; debriyaj, şanzıman, şaft, diferansiyel vb. titreşim yalıtımı önemli ölçüde arttırılmış ve araç içindeki kişilerin bu kaynaklardan dolayı duydukları titreşim konforsuzlukları önemli derecede minimize edilmiştir. Dış kaynakların en önemlisi olan yol pürüzlülüğü bir başka deyişle yol kalitesi günümüzde büyük oranda iyileştirilmiştir, ancak tali ve kırsal yerleşim birimlerinde bulunan yolların çoğunda yol kalitesinin iyi olduğu söylenemez. Konveksiyonel, yani araç zemini ile sedye arasında rijit temas bulunan ambulanslar bu yolları kullanırken taşınan hasta, yoldan gelen darbelerden rahatsız olmakta ve hasta taşıma konforu artan hız ile doğru orantılı olarak azalmaktadır. Ayrıca yol pürüzlülüğü dışında konveksiyonel ambulanslarda hastayı olumsuz etkileyen dış kaynaklı etkenler; köşe dönüşleri (virajlar), kasis geçişleri, ani hızlanma ve frenleme gibi hareketlerinde atalet kuvvetlerinin olduğu durumlarıdır. Yaşanan bu olumsuzlukların karşısında ambulans sürücüsünün seyir halinde araç hızını azaltmak zorunda kalması hasta veya yaralının hastaneye ulaştırılma zamanında istenilmeyen bir gecikmeye neden olmaktadır.

Ambulans içindeki hastaya iletilen titreşim ve atalet kuvvetlerinin yalıtımında ambulans zemini ile sedye arasında kullanılan “sedye süspansiyon sistemleri” gösterdiği yüksek performans ve özel üretim ambulanslara göre düşük maliyetiyle makul bir çözüm sunmaktadır. Sağlanan titreşim yalıtımı ile hem hasta konfor seviyesi arttırılmakta hem de ambulans optimum seyir hız değerinde artış sağlanmaktadır.

Ambulansla taşınan yaralı ve hastaların karşı karşıya kaldığı söz konusu mekanik titreşimler kaynaklı olumsuzluklardan etkilenmesinin asgari seviyeye düşürülmesi, hastaneye ulaşma zamanının kısaltılması ve de nakil yolunda yaşanan yaralı kayıplarının önlenmesi bakımından önem arz eden ambulans sedye süspansiyon tasarım sistemleri incelenmiştir.



## 2. TİTREŞİMLER

Titreşim, bir mekanik sistemin hareket veya konumuna dair bir niceliğin (deplasman, hız veya ivme) zamana bağlı olarak düzenli veya düzensiz değişimi veya bir kütlelin referans bir durum etrafında yapmış olduğu salınım hareketidir [4].

Günlük hayatta farklı titreşim hareketlerinin farklı etkilere ve sonuçlara neden olmasından dolayı titreşimleri genel olarak yararlı titreşimler ve yararsız 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 yararsız titreşimlerdir. Yararsız 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 [4]. Bu titreşim faktörleri;

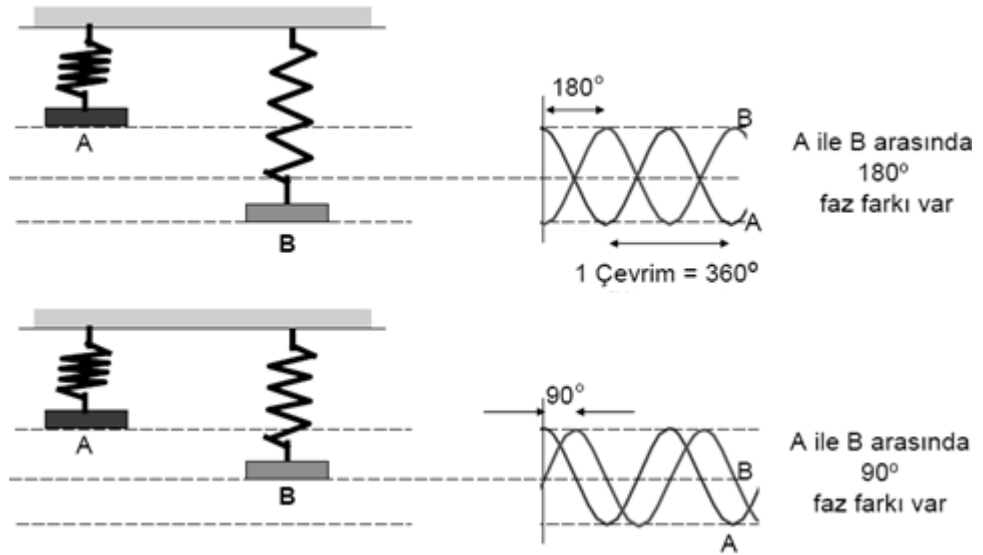
**Periyot (T):** Titreşim hareketinde bir tam tekrarının gerçekleşmesi için geçen süredir ve birimi saniyedir.

**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 birim ifadeleri birbirinden farklıdır:

- \* Bir saniyede gerçekleşen titreşim hareketidir ve birimi hertz (Hz) ‘dir
- \* Bir dakikada gerçekleşen titreşim hareketidir ve birimi RPM ‘dir.

**Faz Açısı ( $\phi$ ):** 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.

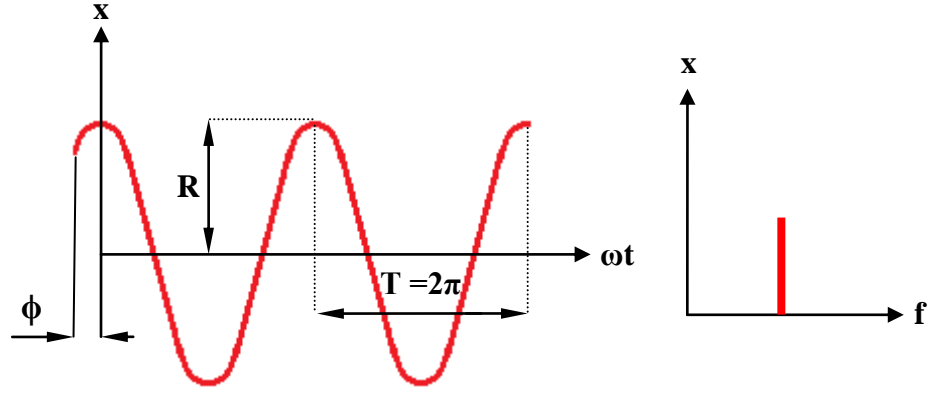
Faz, dengesiz bir rotora eklenmek istenen kütlenin konumu belirlenirken, titreşim analiziyle makinalarda arıza teşhisinde; dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik ve diğer makina arızalarının birbirlerinden ayırt edilmesinde büyük önem arz etmektedir [5].



Şekil 2.1 Faz farkı gösterimi [5]

**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.

Aşağıdaki diyagramlarda tanımlaması verilmiş olan titreşim hareketinin nicelikleri gösterilmiştir.

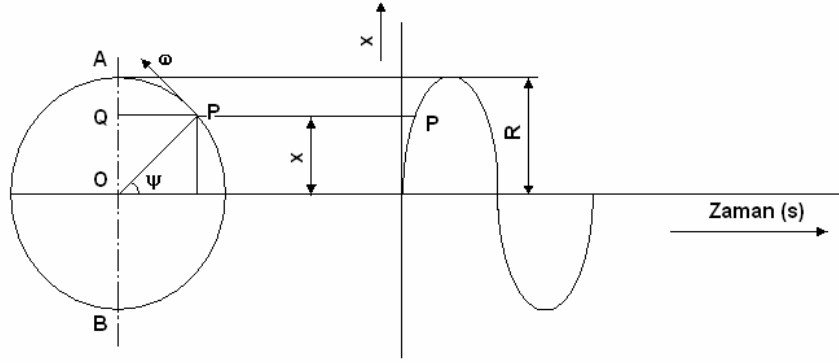


Şekil 2.2 Titreşim hareket diyagramı ve frekans-konum grafiği

## 2.1 Periyodik Titreşimler

Titreşimler en genel itibariyle periyodik ve aperiyojik titreşimler olarak iki kısımda düşünülebilir. Periyodik titreşimler zamanla tamamen veya kısmen tekrarlanan titreşim hareket 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 taşıdır ve harmonik harekete ait hareket diyagramı aşağıdaki şekilde gösterilmiştir [6, s. 2].



Şekil 2.3 Harmonik, sinüzoidal titreşim hareketi [7]

Şekil 2.3'e baktığımız zaman P noktası, R yarıçaplı dairesel bir yörüngede O merkezli dönme noktası etrafında sabit bir  $\omega$  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.  $\Psi$  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;

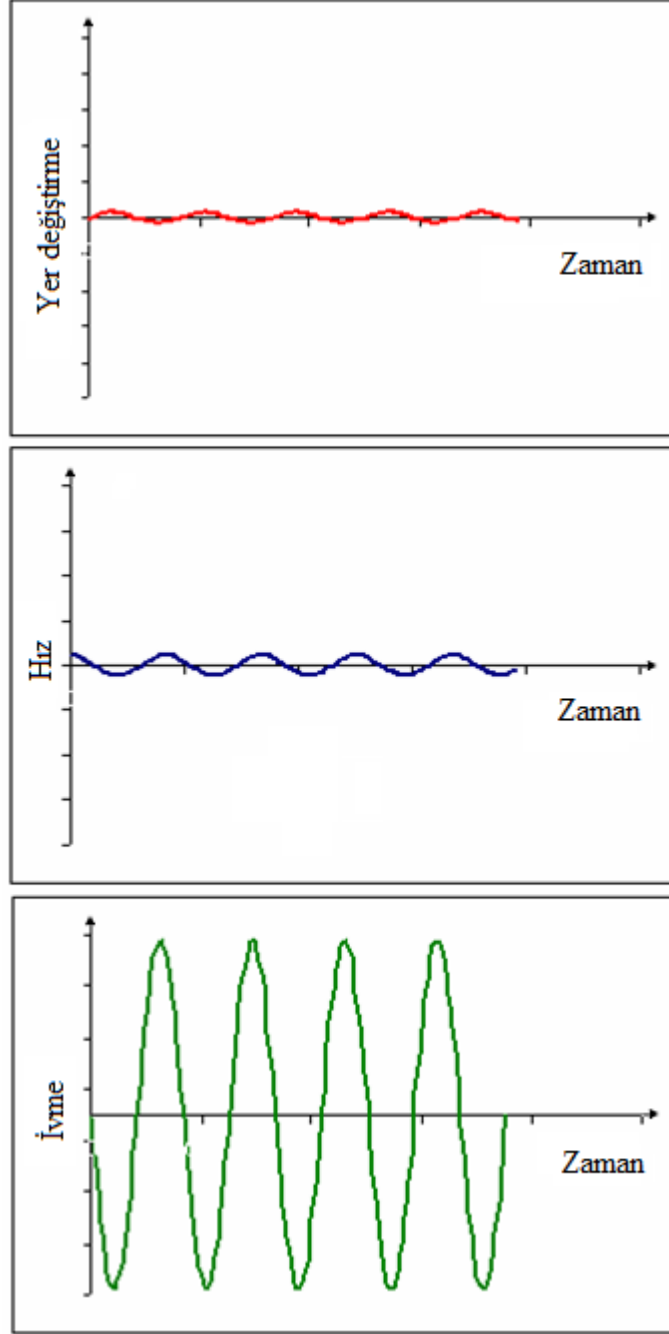
$$x(t) = R \sin \omega t \quad (2.1)$$

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

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

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

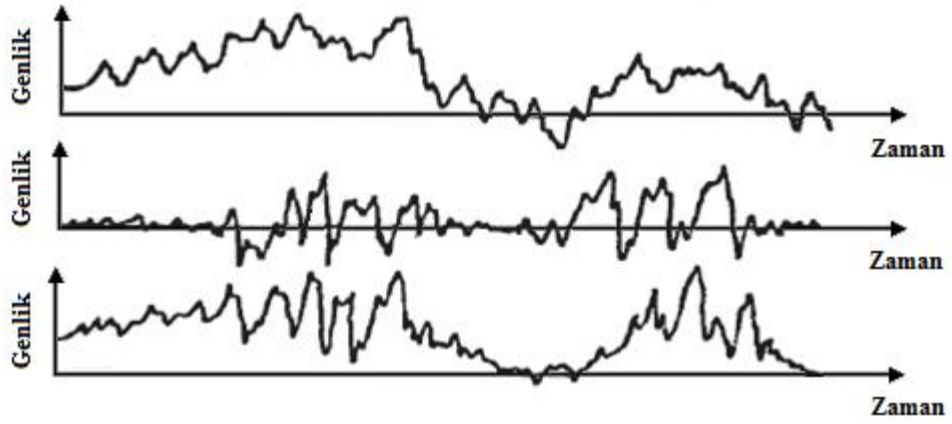
Bu denklemlerden elde edilen yer değiştirme, hız ve ivme dalgaları Şekil 2.4'te gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Deplasman, hız ve ivme dalgaları [7]

## 2.2 Aperiyyodik Titreşimler

Özelliklerinin değışimi 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. Aperiyyodik titreşimler sürekli ve geçici aperiyyodik titreşimler olarak sınıflandırılır.

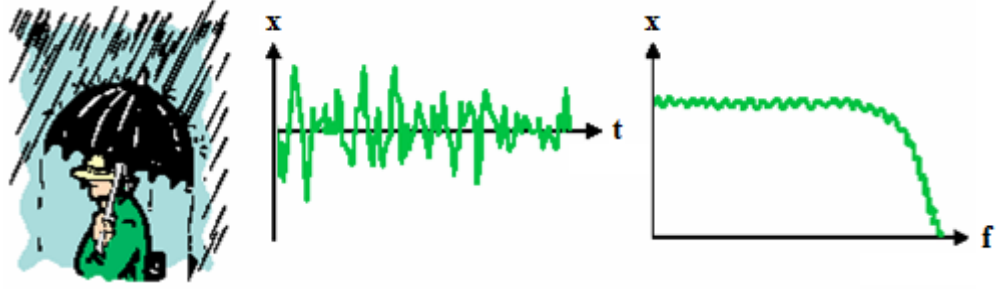


Şekil 2.5 Titreşim hareketinin genlik-zaman grafiği

### 2.2.1 Random Titreşimler

Maruz kalınan tüm frekanslarda genlik ve faz ilişkileri gelişigüzel bir dağılım sergileyen, zamana bağlı olarak özellikleri tekrarlanmayan titreşimler olarak bilinir. Random titreşimler önceden tahmin edilemeyen, anlık değerler şeklinde meydana gelen sinyaller şeklinde düşünülebilir.

Random titreşime örnek olarak yağmur damlalarının şemsiye üzerinde oluşturduğu hareket gösterilebilir. Şekil 2.6'da bu hareket frekans ve zaman düzleminde gösterilmiştir [7].

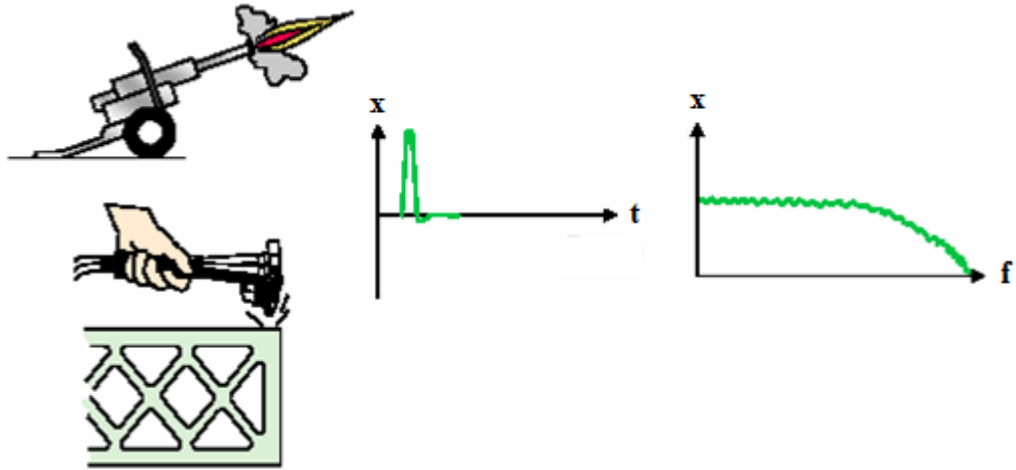


Şekil 2.6 Random titreşim sinyalleri [8]

Random titreşim sinyali, yağmur damlalarının şemsiye üzerine düşmesiyle meydana gelen çok sayıdaki anlık hareketin toplamıdır. Bu anlık değerlerin teorik olarak yani matematiksel hesaplamalar ile önceden hesaplanıp öngörülmesi mümkün değildir. Random titreşim hareketi sadece istatistiksel yöntemler kullanılarak tanımlanabilir. Şekil 2.6'daki frekans spektrumuna bakıldığında periyodik titreşimlerden farklı olduğu zaten görülmektedir. Frekans spektrumlarına baktığımızda periyodik titreşim hareketi frekans spektrumu kesikli bir yapı göstermekteyken, random titreşim hareketi, belirli frekanslarda uzun süre yoğunlaşmayan sürekli bir frekans spektrumuna sahiptir [8].

### 2.2.2 Şok Darbe Etkili Titreşimler

Mekanik şok; patlama, çarpışma sistemden kaynaklanmayan ani vuru ve darbe gibi dış etkiler nedeniyle oluşan ani enerji boşalmasıdır [8]. Şekil 2.7'de mekanik şok örnekleri gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Şok titreşim sinyali [8]

Şok sinyalleri birçok frekans içerir bu sinyaller sonsuza kadar devam eden bir hareket olsaydı random titreşim hareketinin spektrumu gibi kesiksiz, sürekli bir frekans spektrumuna sahip olması gerekirdi [8]. Ancak şok titreşimi anlık bir harekettir ve frekans spektrumu, belirli bir band genişliği ile sınırlıdır.

### 2.2.3 Serbestlik Derecesine Göre Titreşimler

Titreşim hareketinin meydana geldiği doğrultu veya eksen sayısı serbestlik derecesi olarak adlandırılır. Uygulamada bir titreşim hareketi pek çok doğrultu veya ekseninde meydana gelebilir. Bu yüzden titreşim hareketi üç doğrusal eksen ( $x$ ,  $y$  ve  $z$ ) ve üç açısız doğrultu ( $r_x$ ,  $r_y$  ve  $r_z$ )’da ölçülür. Aslında her cismin ideal serbestlik derecesi sonsuz sayıdadır ama teorik olarak titreşim hareketi incelenirken en önemli titreşim doğrultuları kullanılır [9].

### 2.3 Serbest Titreşim Hareketi

Sistemin statik denge konumundan uzaklaştırılıp bırakılmasıyla yaptığı periyodik harekete serbest titreşim denir. Uygulanan kuvvetler; yay kuvveti,

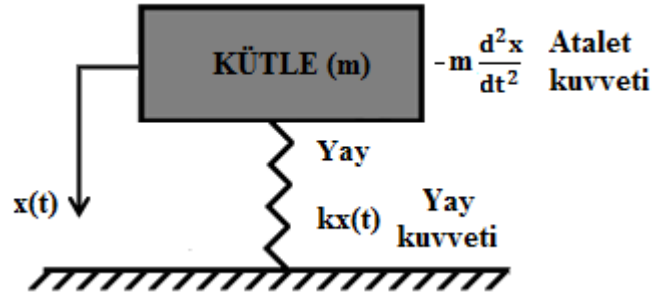


sürtünme kuvveti ve kütlelerin ağırlığıdır. Sürtünme olması halinde titreşim zamanla azalır. Buna serbest titreşim hareketi denir [10, s.2].

### 2.3.1 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 kütleyle hiçbir kuvvetin etki etmediğini farz edersek, sistemin kütlesi ve yay rijitliğini biliniyorsak, sisteme bir ilk hareket verildiğinde hangi frekansta titreyeceği bulabiliriz [8].

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



Şekil 2.8 Sönümsüz serbest titreşim sistemi

Şekil 2.8’deki kütle yay sistemine baktığımızda yaydan gelen  $kx(t)$  ve mevcut kütlede gelen  $m \frac{d^2x}{dt^2}$  kuvvetleri gözükmektedir. Bu iç kuvvetlerin etkisi ile sistem  $\omega_n$  doğal frekansında titreşerek salınım hareketine başlar. Sistemin sahip olduğu doğal frekans yay katsayısına ve cismin kütlesine bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır [7]:

$\omega_n$  : Sistemin sönümsüz açısal doğal frekansı (rad/s),

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

$m$  : Cismin kütlesi (kg) olmak üzere;

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

Sistemin diferansiyel denklemi;

$$m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (2.5)$$

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

$$mb^2 + k = 0$$

olarak elde edilir. Karakteristik denklemin çözüm kümesi ise;

$\zeta = \left\{ \left( \sqrt{-\frac{k}{m}} \right), \left( -\sqrt{-\frac{k}{m}} \right) \right\}$  şeklindedir. Burada  $i = -1$  ve açısal doğal frekans

$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$  olmak üzere (2.6) numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü;

$$x(t) = C_1 e^{\omega_n t} + C_2 e^{-\omega_n t} \quad (2.6)$$

olarak bulunur. (2.6) numaralı eşitlik  $e^{(a+ib)x} = e^{ax} e^{ibx} = e^{ax} (\cos bx + i \sin bx)$  açılımından yararlanılarak:

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

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

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

$(C_1 + C_2) = A$  ve  $(C_1 - C_2) = B$  olmak üzere,

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

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

$$x(t) = R \sin(\omega_n t + \phi) \quad (2.7)$$

olarak ortaya çıkar. Burada;

A ve B : Bulunması gereken sabit sayılar,

R : Titreşim hareketinin tepe genliği (m),

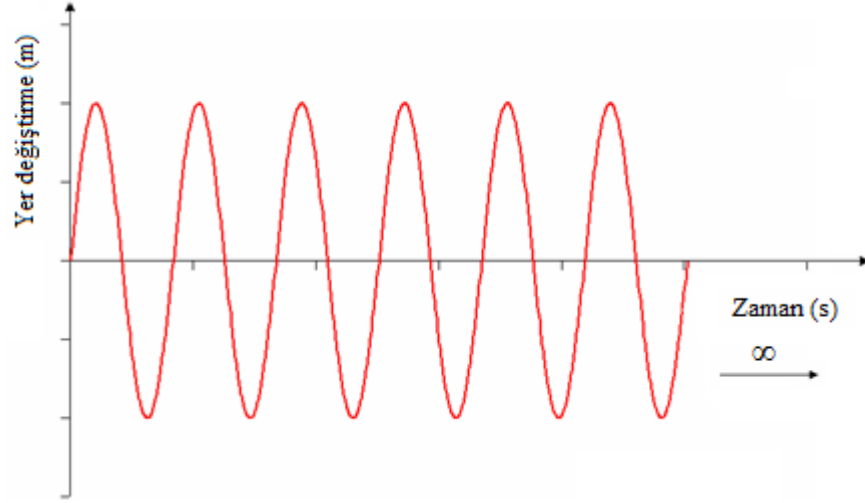
$\phi$  : Faz açısı (rad)'dır.

A, B ve R uzunlukları ile  $\phi$  açısı arasındaki bağıntıları yazarsak:

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

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

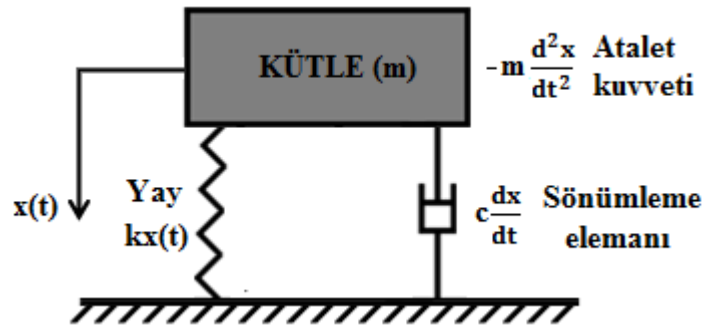
Şekil 2.9'da (2.7) numaralı denklem eşitliği ile elde edilen sönümsüz serbest titreşim hareketinin yer değiştirme-zaman grafiği görülmektedir. Bu grafikten, sisteme dışarıdan bir kuvvet uygulanmazsa serbest titreşim hareketinin sonsuza kadar devam edeceği gözükmektedir. Bu sadece teorik olarak varsayılır, gerçek hayatta böyle bir hareketin oluşması imkânsızdır.



şekil 2.9 Sönümsüz serbest titreşim hareketi [7]

### 2.3.2 Sönümlü Serbest Titreşim Hareketi

Sönümsüz serbest titreşim hareketi yapan bir sisteme söndürücü kuvvet ilave edersek sistem sönümlü serbest titreşim hareketi yapmaya başlar. şekil 2.10'da sönümlü bir serbest titreşim hareketine örnek bir kütle-yay sistemi gözükmektedir.



şekil 2.10 Sönümlü serbest titreşim hareketi

şekil 2.10'daki 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  $\omega_s$  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:

$\omega_s$ : Sistemin sönümlü açısız doğal frekansı (rad/s),

$\xi$  : Sönümleme oranı (boyutsuz orantı) olmak üzere;

$$\omega_s = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2.8)$$

Sönümleme oranı, sistemin sönümleme iyiliğinin bir göstergesidir. Sönümleme değeri, sistemin sönümleme katsayısı ile kritik sönümleme katsayısının oranıdır, hesaplaması aşağıdaki gibidir [12, s.14]:

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

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

$$\xi = \frac{c}{c_0} \quad (2.9)$$

Kritik sönümleme katsayısı hesabı, titreşim sistemindeki cismin kütlesi ve yay katsayısına bağlı olarak yapılır [12, s.14]:

$$c_0 = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n \quad (2.10)$$

Şekil 2.10'daki sönümlü serbest titreşim hareketinin diferansiyel denklemi:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx(t) = 0 \quad (2.11)$$

Bu denklemin karakteristik denklemi;

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

olarak elde edilir. (2.11) numaralı denklemin diskriminantı,

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

(2.11) numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü, sönümleme katsayılarının alacağı değere göre bulunur. Bu durumda üç farklı hal söz konusudur [7]:

**I. Hal:**  $c < c_0$  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;

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

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

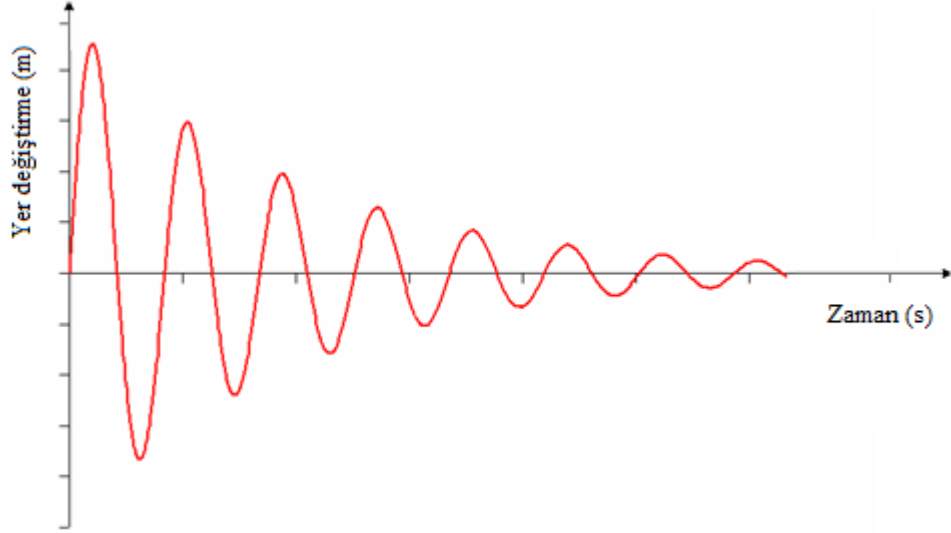
$$x(t)=C_1 e^{\frac{-ct}{2m}} (\cos\omega_s t + i\sin\omega_s t) + C_2 e^{\frac{-ct}{2m}} (\cos\omega_s t - i\sin\omega_s t)$$

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

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

$$x(t)=e^{\frac{-ct}{2m}} R\sin(\omega_s t+\phi) \quad (2.12)$$

(2.12) numaralı yer değiştirmenin zamana bağlı fonksiyon denkleminde elde edilen grafiği Şekil 2.11'de gösterilmiştir.



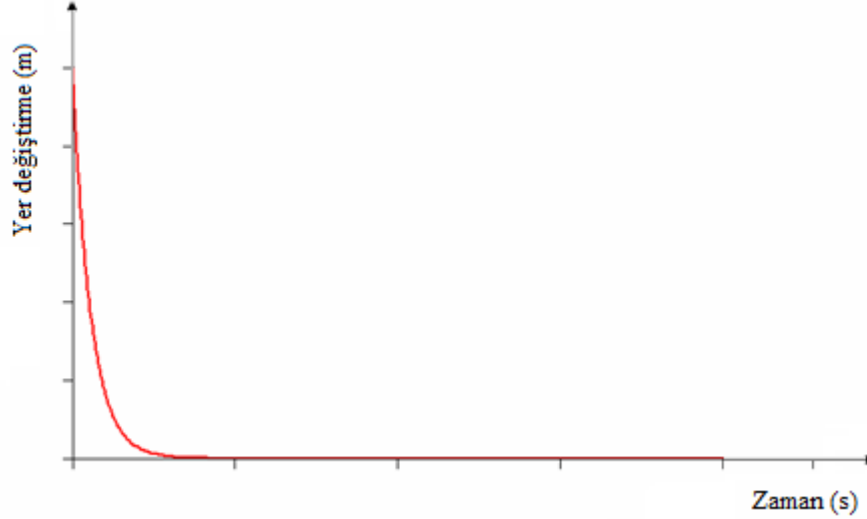
Şekil 2.11 Sönümlü serbest titreşim hareketi (I. Hal) [7]

Şekil 2.11'e baktığımıza hareketin genliği zaman ile azaldığını yani mevcut hareketin sönümlendiğini görmekteyiz. Bu durum zayıf sönüm olarak adlandırılır.

**II. Hal:**  $c = c_0$  veya  $\xi = 1$  olma durumu. Bu durumda karakteristik denklemin diskriminantının alacağı değer sifira eşit olur ve denklem sadece bir reel köke sahip olur. Czm kümesi,  $C = \left\{ \frac{-c}{2m} \right\}$  olarak bulunur. (2.12) numaralı diferansiyel denklemin genel czm;

$$x(t)=e^{\frac{-ct}{2m}}(C_1 + C_2t) \dots\dots\dots(2.13)$$

olarak elde edilir. (2.13) numaralı yer değiştirmenin zamana bağlı fonksiyon denkleminde elde edilen grafiği Şekil 2.11’de gösterilmiştir.



Şekil 2.12 Sönümlü serbest titreşim hareketi (II. Hal) [7]

Bu grafik incelendiğinde, kütlenin salınım hareketi yapmadığı gözükmektedir. Sistem serbest bırakıldığında, salınım hareketi yapmaya çalışmakta, ancak hareket sinüzoidal dalgalar oluşturamadan sönümlenmektedir. Oluşan bu durum kritik sönümleme olarak tanımlanmaktadır [13].

**III. Hal:**  $c > c_0$  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;



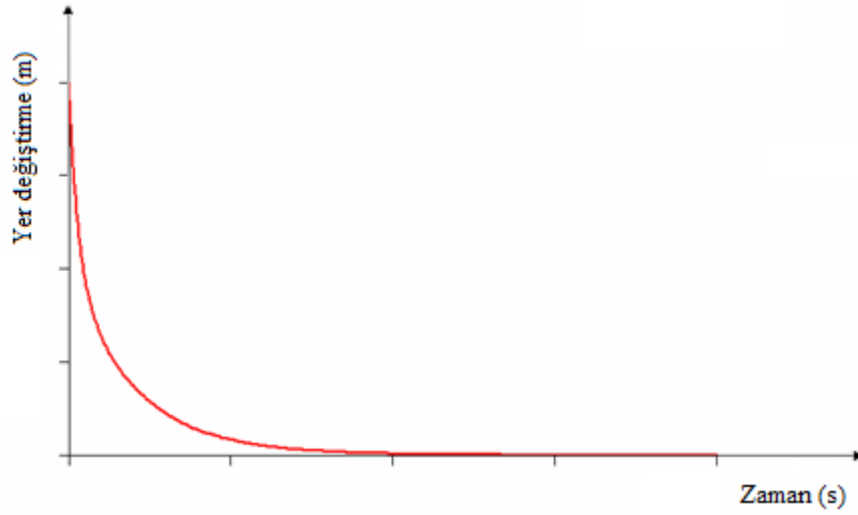
$\zeta = \left\{ \left( \frac{-c}{2m} + \omega_n \sqrt{(\xi^2 - 1)} \right), \left( \frac{-c}{2m} - \omega_n \sqrt{(\xi^2 - 1)} \right) \right\}$  olarak elde edilir.

Genel çözüm;

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

$$x(t) = e^{\frac{-ct}{2m}} \left( C_1 e^{\omega_n \sqrt{(\xi^2 - 1)}t} + C_2 e^{-\omega_n \sqrt{(\xi^2 - 1)}t} \right) \quad (2.14)$$

olarak elde edilir. (2.14) numaralı yer değiştirmenin zamana bağlı fonksiyon denkleminde elde edilen grafiği Şekil 2.13’de gsterilmiştir.



Şekil 2.13 Sönümlü serbest titreşim hareketi (III. Hal) [7]

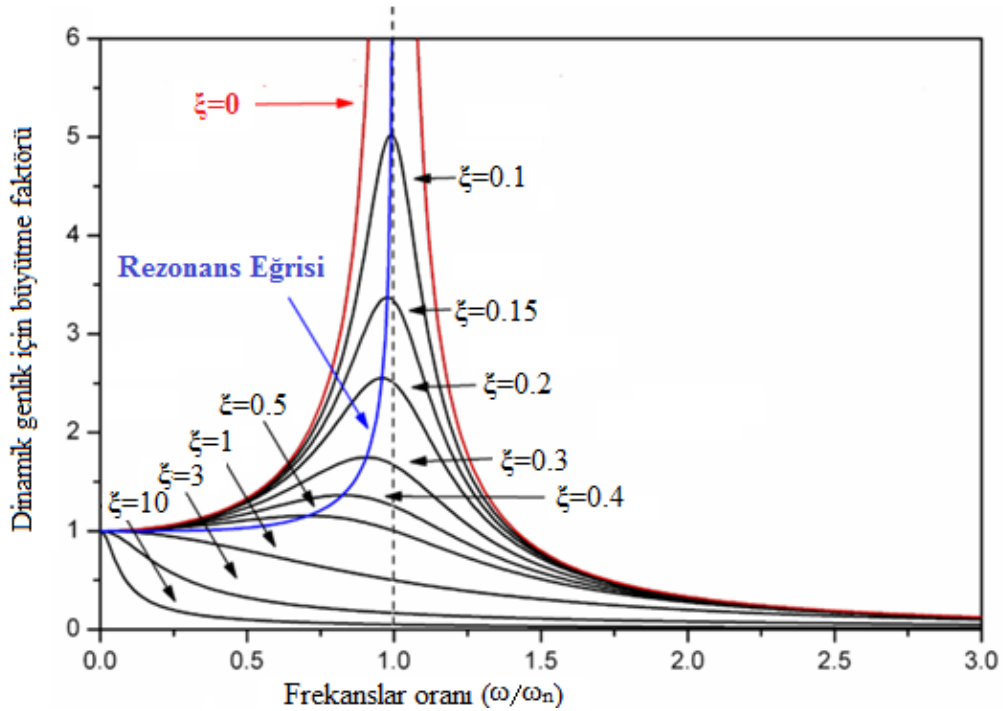
Şekil 2.13’den de görülebileceği üzere (2.14) numaralı eşitlik de salınımsız bir hareketi ifade etmektedir. Bu üçüncü hal ise kuvvetli sönümleme olarak tanımlanır [10].

## 2.4 Zorlanmış Titreşim Hareketi

Zorlanmış titreşim sisteme dışarıdan bir hareket veya bir kuvvetin etki ekmesiyle meydana gelen titreşim türüdür. Sönümsüz ve sönümlü zorlanmış titreşimler olarak iki gruba ayrılabiliriz.

Zorlanmış titreşimde titreşimin frekansı uygulanan zorlamanın veya hareketin frekansına, fakat titreşimin genliği ise sistemin mekanik davranışına bağlıdır [8]. Zeminden araca etkileyen yol titreşimleri veya elektrikli testereden, işçinin eline iletilen titreşimler zorlanmış titreşimlere örnek olarak verilebilir.

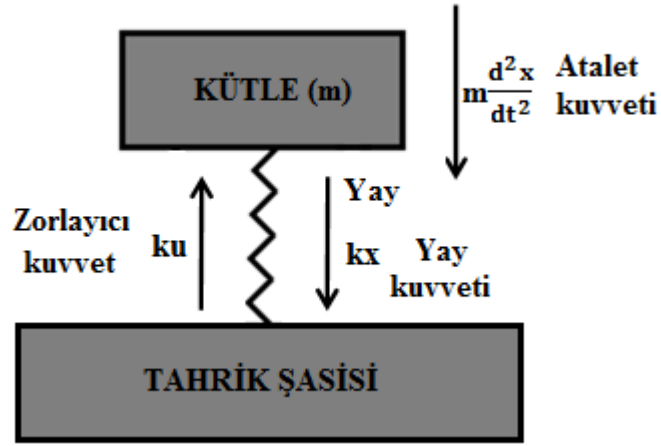
**Rezonans:** Her cismin doğal bir frekansı vardır. Dışarıdan cisme uygulanan kuvvetin frekansı cismin doğal frekansına eşit olduğu zaman, Şekil 2.14'te de gösterildiği gibi titreşimin salınımların genliği teorik olarak sonsuza gitme eğilimine girer. Sonuç olarak sistem, belli bir genlikten sonra bütünlüğünü veya bulunduğu durumu koruyamaz, dağılır veya bozunur, bu olay "rezonans" diye tanımlanır. Bunun için rezonansdan uzak durulması gerekir [11].



Şekil 2.14 Rezonans grafiği [11]

## 2.4.1 Sönümsüz Zorlanmış Titreşim Hareketi

Teorik bir hareket olan sönümsüz zorlanmış titreşim hareketindeki kuvvetler şekilde görüldüğü üzere; tahrik şasisinin kütle-yay sistemini harekete zorlayan  $u(t)$  zorlayıcı kuvveti ile buna karşın sistemin  $m\frac{d^2x}{dt^2}$  ve  $kx$  iç kuvvetleri ve dış  $ku$  kuvvetleridir.



Şekil 2.15 Sönümsüz zorlanmış titreşim hareketi

Sistemin diferansiyel denklemini çıkarırsak:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + kx(t) = ku(t) \quad (2.15)$$

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

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

$\omega$ : 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. (2.15) numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü;

$$x_0 = X_0 \sin(\omega_n t + \phi) + \frac{U_0}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \sin\omega t \quad (2.16)$$

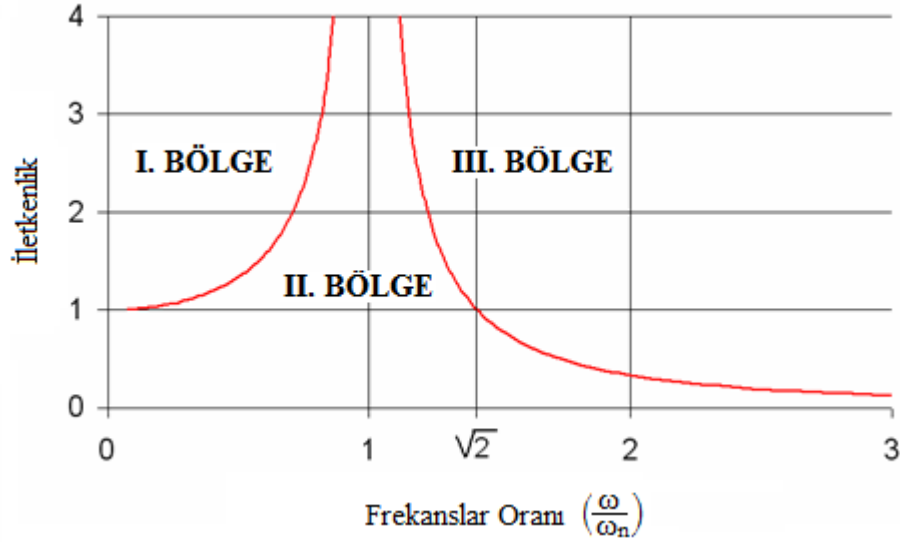
şeklindedir. Burada;

$$\frac{X_0}{U_0} = G_k = \left| \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right| \quad (2.17)$$

eşitliği iletkenlik değerini verir [14].

(2.17) 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 2.16'te frekanslar oranına göre oluşturulmuş iletkenlik eğrisi çizilmiştir.



Şekil 2.16 Sönümsüz zorlanmış titreşim sisteminde iletkenlik eğrisi [7]

İletkenlik grafiği üç bölümde incelenir:

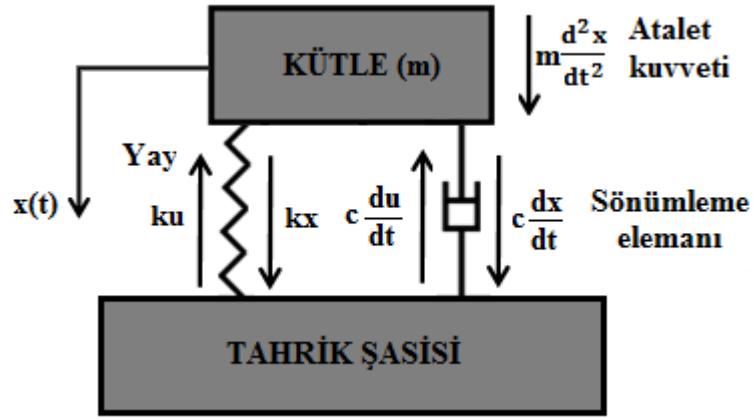
**I.  $\frac{\omega}{\omega_n} < 1$  bölgesi:** Bu bölgede tahrik edilen sistemden ölçülen titreşim niceliği değeri, tahrik eden sistemden ölçülen değerden daha büyüktür. Yani iletkenlik değeri % 100'ün üzerindedir. Frekanslar oranı arttıkça, sisteme iletilen titreşim de artar.

**II.  $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$  bölgesi:** (2.17) 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.

## 2.4.2 Sönümlü Zorlanmış Titreşim Hareketi

Teorik bir hareket olan sönümsüz zorlanmış titreşim hareketindeki kuvvetler şekilde görüldüğü üzere; tahrik şasisinin kütle-yay sistemini harekete zorlayan  $u(t)$  kuvveti ile buna karşın sistemin atalet, sönüm ve yay kuvveti değerleri olarak  $m\frac{d^2x}{dt^2}$ ,  $c\frac{dx}{dt}$  ve  $kx$  iç kuvvetleri ile dış  $c\frac{du}{dt}$  ve  $ku$  kuvvetleridir.



Şekil 2.17 Sönümlü zorlanmış titreşim hareketi

Bu titreşim hareketinin diferansiyel denklemini:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + c\frac{dx}{dt} + kx = c\frac{du}{dt} + ku \quad (2.18)$$

olarak yazılır. Sisteme dışarıdan  $u(t)$  yer değiştirme hareketi uygulandığında, sönümleme elemanı ( $c>1$ ) sayesinde, sistemin doğal frekansındaki salınımlar sönümlenir ve zorlama frekansına uygun bir titreşim hareketi meydana gelir [14].

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;

$$-m X_0\omega^2\sin\omega t + c X_0\omega\sin\omega t + k X_0\sin\omega t = cU_0\omega\cos\omega t + kU_0\sin\omega t$$

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

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 (2.18) numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü;

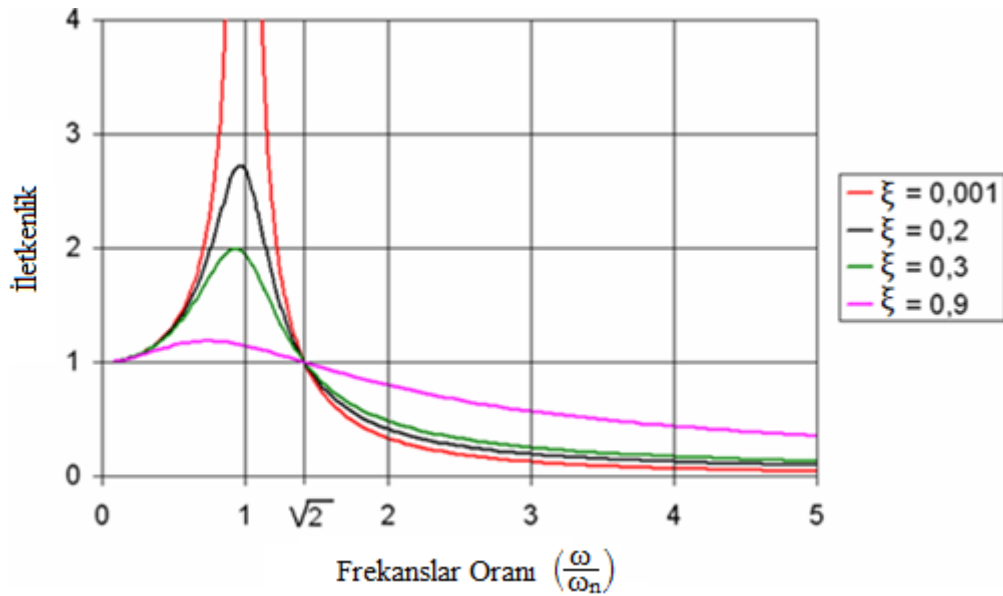
$$x(t)=U_0 \left[ \frac{1+(2\xi\frac{\omega}{\omega_n})^2}{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right]^{1/2} \sin\omega t \quad (2.19)$$

olarak bulunur. İletkenlik oranı ise;

$$\frac{X_0}{U_0} = \left[ \frac{1+(2\xi\frac{\omega}{\omega_n})^2}{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right]^{1/2} \quad (2.20)$$

formülü ile hesaplanır [11].

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



Şekil 2.18 Sönümlü zorlanmış bir titreşim sisteminde iletkenlik eğrileri [7]



Şekil 2.18'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 sönümlenme 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 sönümlenme 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 [14]:

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

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

$\phi_1 \dots \phi_n$  : Faz açıları (rad) olmak üzere;

$$Y(t) = X_0 + X_1 \sin(\omega t + \phi_1) + X_2 \sin(2\omega t + \phi_2) + \dots + X_n \sin(n\omega t + \phi_n) \quad (2.21)$$

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

## 2.5 Taşıtlarda Oluşan Şok ve Titreşimler

Taşıtlarda meydana gelen şok ve titreşimlerin temel iki kaynağı vardır. Bunlardan birincisi iç kaynaklar, ikincisi de dış kaynaklardır. İç kaynaklardan taşıt titreşimine etkisi en fazla olanlar; motor güç iletim sistemleri (şanzıman mekanizması, debriyaj sistemi, diferansiyel vd.) ve tekerlek-lastik tertibatıdır. Bahsedilen bu mekanik sistemlerin oluşturduğu titreşimler için uygulanan sönüm her geçen gün arttırılmış, günümüzde asgari düzeye getirilmiştir böylece bu titreşimlerin taşıt içindeki kişilere ve taşınan mallara etkisi neredeyse zararsız hale indirgenmiştir. Aslında kişileri rahatsız eden taşıt titreşimlerinin esas kaynağı dış kaynaklı olanlardır. Dış kaynaklı titreşimlerin oluşmasında en önemli etken de yol pürüzlülüğüdür dolayısıyla taşıtlardaki dış kaynaklı titreşimlerin iyileştirilmesi ana problemi burada aranmaktadır.

Araçtaki titreşimler, yoldan gelen uyarıların tekerleklerden gövdeye, gövdeden yay ve sönüm elemanlarına buradan da araç içerisindekilere tesiri şeklinde oluşur. Tekerlekler, düşey hareketlere ilaveten, taşıt düz seyretse bile asılış sistemlerine bağlı olarak, kamber açısı hareketleri yapıp, yan kuvvetler doğurabilirler. Bunun sonucunda taşıtların gövdeleri düşey, yatay, başvurma ve yalpa titreşimleri yaparlar [15].

### 2.5.1 Dış Kaynaklar

Taşıtlarda oluşan şok ve titreşimlere en büyük nedeni olan dış kaynaklar, yol ve zeminin düzensizliğidir. Yol pürüzlülüğü olarak nitelendirilen zeminden kaynaklanan bu düzensizlikler, taşıt hızının artması ile etkilerini daha fazla bir hissettirmektedirler. Taşıtlardaki şok ve titreşimlere neden olan diğer dış kaynaklı etkenler ise rüzgar, frenleme, virajlar ve rampalardır [16, s.520].

### 2.5.1.1 Yol Pürüzlülüğü

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.

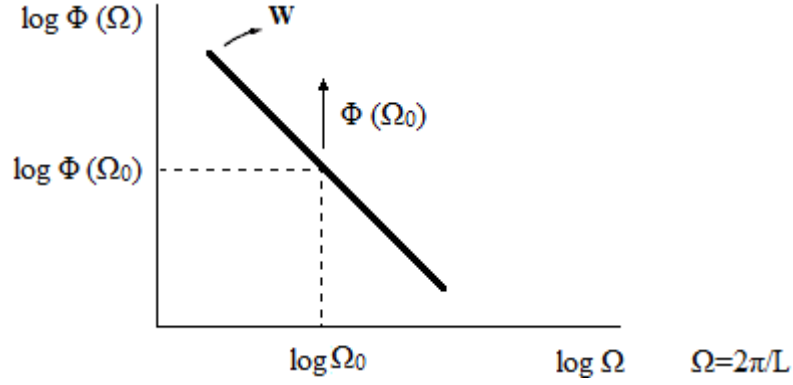
Yolun taşıta yarattığı titreşimlerin modellerinde kullanılan ve gerçeğe en yakın uyarı fonksiyonları rastlantısal fonksiyonlar.

**Rastlantısal Fonksiyon:** Rastlantısal titreşimlerin sadece istatistiksel kavramlarla tanımlanabileceğini bu sebepten yol pürüzlülüğünün spektrum yoğunluğu ile tarif edilebileceğinden bahsetmiştik.

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. Bahsedilen bu doğrular Şekil-2.19 gösterilmektedir. Şekildeki bu doğru, matematiksel olarak aşağıdaki denklem ile ifade edilir [15]:

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) (\Omega/\Omega_0)^{-\omega} \quad (2.22)$$

Burada,  $\Phi_h(\Omega_0)$ ,  $\Omega_0$  yol açılmal frekansına bağlı yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğudur ve yolun pürüzlülük derecesini gösterir.



Şekil 2.19 Yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu [15]

Dalgalılık faktörü  $W$  ile ifade edilmekte ve bu doğrunun temel frekans etrafındaki eğimini tayin eder.  $\Omega_0$ , temel frekans  $1 \text{ m}^{-1}$  alındığında,  $\Omega_h(\Omega_0)$  yaklaşık olarak, asfalt yollarda  $1 \text{ cm}^3$  değerinden başlar ve kötü yollarda  $500 \text{ cm}^3$  gibi yüksek değerlere çıkabilir.  $W$  dalgalılık faktörü ise genelde 2 değeri civarında değişip, asfaltta 2.2 ile, parke yolda 1.75 arasındadır. Tablo 2.1  $W$  dalgalılık faktörünün ve ona bağlı  $\Omega_h(\Omega_0)$  ifadesinin çeşitli yol şartları için aldığı değerleri göstermektedir [15]. Tablo-2.2’de ise  $W=2$  için yol pürüzlülüğüne ait bir sınıflandırma tasarısı verilmiştir.

Tablo 2.1 Yol Pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu için ortalama değerleri [15]

YOL CİNSİ	YOL DURUMU	W	$\Omega_h(\Omega_0)$ (cm <sup>3</sup> )
<b>Beton</b>	Çok iyi	2.29	0.6
	İyi	1.97	4.5
	Orta	1.97	8.7
	Kötü	1.72	56.0
<b>Asfalt</b>	Çok iyi	2.20	1.3
	İyi	2.18	6.0
	Orta	2.18	22.0
<b>Mıcar asfalt (Makadam)</b>	İyi	2.26	9.0
	Orta	2.26	21.0
	Kötü	2.15	43.0
	Çok kötü	2.15	158.0
<b>Parke</b>	İyi	1.75	14.0
	Orta	1.75	23.0
	Kötü	1.81	36.0
	Çok kötü	1.81	323.0
<b>Stabilize edilmemiş yol</b>	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 [15]

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

Hesaplarda, zamansal frekans  $\omega$ 'ya bağlı olan yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu olarak kullanılacağından, V hızı  $\Omega$  yol açılal frekansından  $\omega$ 'ya aşağıdaki ilişki ile geçilir.

$$\Omega_h(\omega) = \Omega_h(\Omega)/V \quad (2.23)$$

$$\omega = V\Omega$$

(2.23) nolu denklemlerle frekansa bağlı yol pürüzlülüğü spektrum yoğunluğu için aşağıdaki ifade bulunur.

$$\Omega_h(\omega) = V^{w-1} \Omega_h(\Omega_0) (\Omega_0/\omega)^w \quad (2.24)$$

(2.24) nolu denklemden görüldüğü üzere efektif değer artışı hızın artışıyla ilintilidir.

## **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 [16, s.520].

### **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

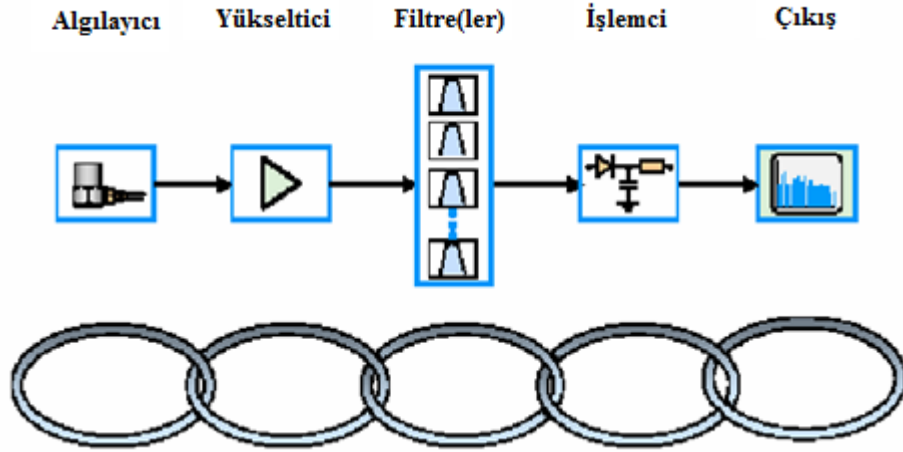
hareket ettiği kabul edilir. İlk kalkış ani gibi yüksek hızlanma veya frenleme gibi yavaşlama durumlarında, tork değişimlerinin etkisi ile aks, z yönü boyunca çepeçevre genişlemeye çalışacaktır. Bu dönme hareketlerinin kombinasyonları sonuçta, aks etrafında, özellikle de merkezinde ve merkeze yakın yerlerde, 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 [16].

## **2.6 Titreşimlerin Ölçülmesi ve Değerlendirilmesi**

### **2.6.1 Titreşimlerin Ölçümü**

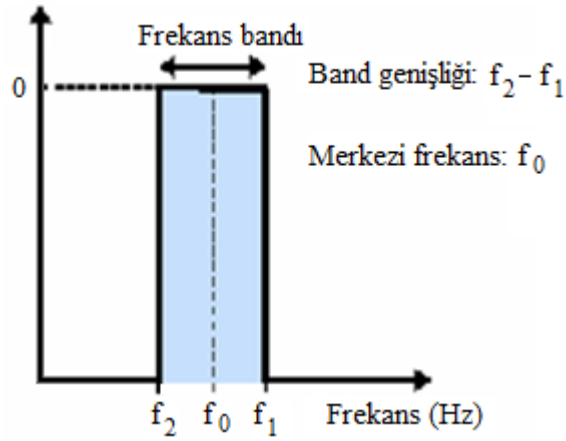
Şekil 2.20’de titreşim ölçüm zincir sistemi gösterilmiştir. Bu sistem; algılayıcı, yükseltici, filtre ve çıkış olarak tanımlanabilir. Sistemde kullanılan algılayıcılar; yer değiştirme, hız ve ivme algılayıcılarıdır. Rahatsız edici en büyük niceliğin ivme olmasından dolayı titreşim ölçümlerinde genellikle ivme ölçülmektedir [17].

Ölçülen genel titreşim ivmesinin ( $ms^{-2}$  veya g-yerçekimi ivmesi) birinci integrali ile titreşimin hızı, ikinci integrali ile de genliği elde edilir. Titreşim, titreyen parçada ölçülmüş ise “emisyon” büyüklüğü, insan bedeni üzerinde ölçülmüş ise “imisyon” büyüklüğü olarak adlandırılır [4].



Şekil 2.20 Titreşim ölçüm zinciri [18]

Filtre titreşim ölçüm zincirinde kullanılan önemli bir elemandır. Ölçüm sonuçlarının doğru çıkması için sistemde kullanılan filtrenin uygun seçilme gerekmektedir. Bu tür filtrelere band geçiş filtreleri adı verilir. Band geçiş filtresi, seçilen bir band genişliği içindeki sinyallerin geçmesine izin verir. Band genişliğinin dışında yer alan frekanslardaki sinyalleri ise sönmümler [7]. Bir band geçiş filtresi Şekil 2.21’de görülmektedir.



Şekil 2.21 Band geçiş filtresi [19]



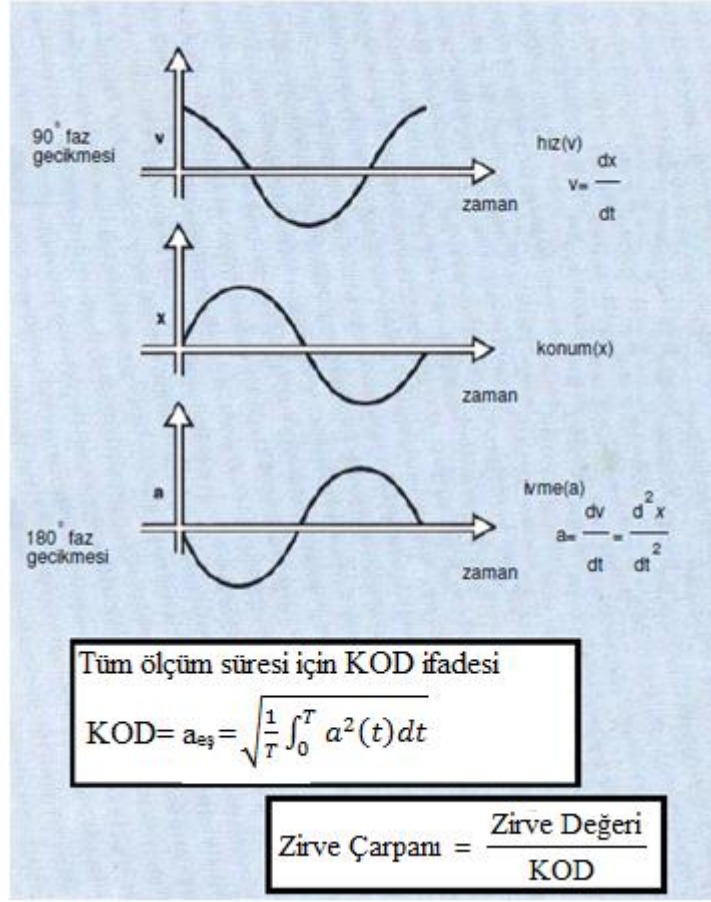
Elektriksel sinyalleri algılayıcı tarafından ölçülüp, yükselticiden ve filtreden geçerek işlemciye iletilir. İşlemci, titreşim ölçümü için tasarlanmış donanım ve yazılımdan oluşur. İşlemcide değerlendirilen veriler son olarak, bir titreşim ölçüm cihazının ekranına yansır veya bir yazıcı ile ölçekli kağıtlara yazdırılır. Böylece ölçülen titreşim değerleri, ergonomik ve konstrüktif gereksinimlere uygun olarak hazırlanmış uluslararası standart ve geçerliliği ispatlanmış yöntemler kullanılmak suretiyle değerlendirilmiş olur [7].

### **2.6.2 ISO Titreşim Standart Parametreleri ve Titreşim Seviyeleri**

Mekanik bir alete insan temas ettiğinde makinanın ürettiği titreşim ile temas ettiği noktanın konumunda sabit bir referansa değişim gözlenir. Bu konum değişikliği titreşimin şiddetinin bir ölçüsü olarak kullanılır. Titreşimler ayrıca hız ve ivme parametreleriyle de tanımlanabilirler.

ISO 2631-1 (1997) uluslararası standardı, periyodik, rastlantısal ve süreksiz titreşim hareketlerinin, insanların sağlık, algı, konfor tepkileri ile ilişkili olarak değerlendirilmesini kapsamaktadır. Standart, titreşim ölçüm yeri ve yönlerini, kullanılacak ekipmanları, ölçülerin süresi ve frekans ağırlıklandırmalarını, ölçümlerin ağırlıklandırılmış r.m.s. (Ortalama karelerin karekökü) ivme sonuçlarının değerlendirilmesini tanımlamaktadır [20].

Şekil 2.22'de, konum değişimi, hız ve ivme arasındaki ilişki sinüzoidal bir titreşim için gösterilmiştir.



Şekil 2.22 Sinüzoidal bir titreşim için konum değişimi, hız ve ivme arasındaki ilişki [20]

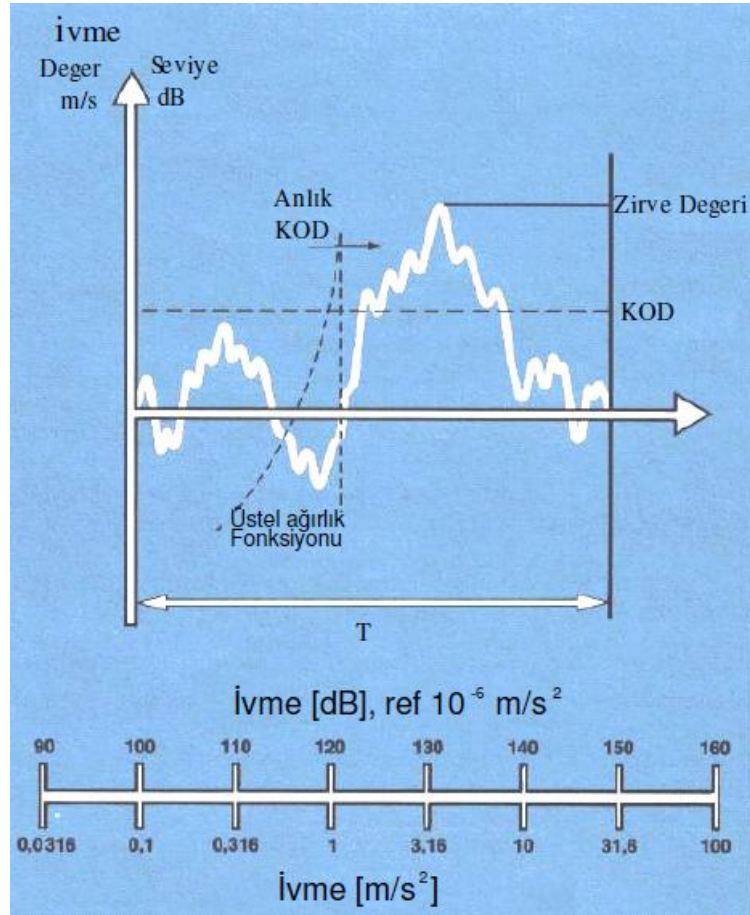
ISO standartlarında ivme değerleri titreşim mertebelerini belirleyici faktör olarak ölçülür. T ölçüm zamanı olmak üzere farklı büyüklük ifadeleri, titreşimi tanımlamak için kullanılabilir.

**Zirve Değeri:** İvmenin ölçüm zamanı T içindeki anlık maksimum değeri olarak ifade edilir. Özellikle ani şok şiddetlerinin tanımlanmasında iyi bir ayrıçtır olarak kullanılır.

**İvmenin Karesel Ortalama Değeri (KOD yada RMS):** Bu ifade, anlık ivme değerlerinin karelerinin ortalama değerinin kareköküne eşittir. R.m.s. nispeten uzun bir zaman aralığında hesaplanır ve titreşimin enerji içeriği ile ilintili bir ivme değeri verir. Bu yüzden çoğu zaman eşdeğer ivme değeri  $a_{eq}$  ( $m/s^2$ ) veya eşdeğer ivme seviyesi  $Leq$  (desibel) olarak adlandırılır.

**Anlık Karesel Ortalama:** Eğer r.m.s. ölçüm süresine göre düşük bir zaman aralığında hesaplanırsa buna Anlık Karesel Ortalama denir. Bu değeri hesaplanırken ivmeler üstel olarak ağırlıklandırılır. Yani bu ifade ile son ölçülen değerlere öncekilere göre daha fazla ağırlık verilmektedir.

**Zirve Çarpanı:** Zirve çarpanı, zirve değeri ile tüm ölçüm süresi içerisinde hesaplanan RMS arasındaki oranı temsil eder. Bir titreşim ne kadar ani gerçekleşmişse zirve çarpanı değeri o kadar yüksektir. Anlık titreşimler, anlık olmayan titreşimlere nazaran daha tehlikeli kabul edilirler ve zirve çarpanı değeri bu zararlı titreşim içeriklerinin belirlenmesinde iyi bir ayraçtır.



Şekil 2.23 Farklı titreşim büyüklükleri [20]

İvme değeri  $m/s^2$  -ki bu durumda a ile gösterelim- veya ivme seviyesi ( $L_d$  ile gösterelim), desibel (dB) olarak ölçülebilir burada a ivmesi aşağıdaki gibi bir  $L_d$  seviyesi olarak gösterilebilir [20];

$$L_d(\text{dB}) = 20\log_{10}[a/a_{\text{ref}}] \quad (2.25)$$

Burada,  $L_d$  = Desibel olarak titreşim seviyesi

$a = m/s^2$  cinsinden ölçülen ivme

$a_{\text{ref}}$  = referans seviyesi=  $10^{-6}m/s^2$  'dir.

## 2.7 İnsan Vücuduna Etkiyen Titreşimler

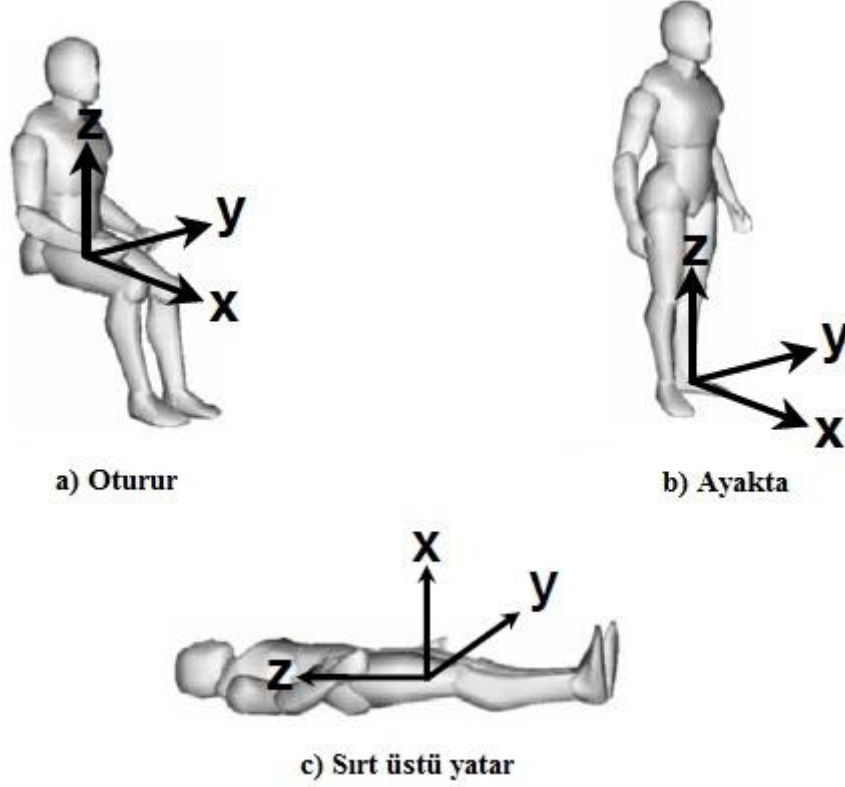
İnsanlar, anlık titreşim maruziyetlerinde konsantrasyon azalması, kan basıncının yükselmesi ve kalp atış sayısının yükselmesi gibi vakalarla, uzun süreli maruziyetlerinde ise sonradan ortaya çıkan refleks azalması, görme bozukluğu, omurga ve mide rahatsızlıkları gibi durumlarla karşı karşıya kalabilirler. Bu olumsuzlukları asgari düzeye çekebilmek için insan vücuduna etkiyen titreşimlerin nitelik ve niceliğinin bilinmesi üzerinde durulacaktır. İnsanın maruz kaldığı titreşimleri üç gruba ayırabiliriz. Bunlardan birincisi vücudun tümüne gelen titreşimler, ikincisi dokunma yüzeylerinden gelen titreşimler, üçüncüsü ise organlara gelen titreşimlerdir [4].

**1) Vücudun tümüne gelen titreşimler:** Bu tür titreşimler titreşen bir ortam içindeki insanı tümüyle etkilerler. Örnek olarak havada oluşan yüksek yoğunluktaki seslerin tümünün vücut tarafından algılanması gösterilebilir.

**2) Dokunma yüzeylerinden gelen titreşimler:** Özellikle taşıtlarda ve hareketli araçlarda rastlanan bu tip titreşimlerde vücut veya organların temas halinde bulunduğu taşıyıcı yüzeylerden titreşim iletilir. Ayakta duran insanda ayaklar ve oturan insanda omurganın temas ettiği yüzeylerden titreşim algılaması gibi.

**3) Organlara gelen titreşimler:** Bu tür titreşimler el-kol-ayak-bacak ya da baş gibi organlarla temas halinde bulunan cisimlerden iletilir. Örneğin darbeli el

matkabı, motorlu testere ve havalı çekiçler, tutulan el yolu ile bu aletlerin çalışması sırasında oluşan titreşimi vücuda yayarlar.



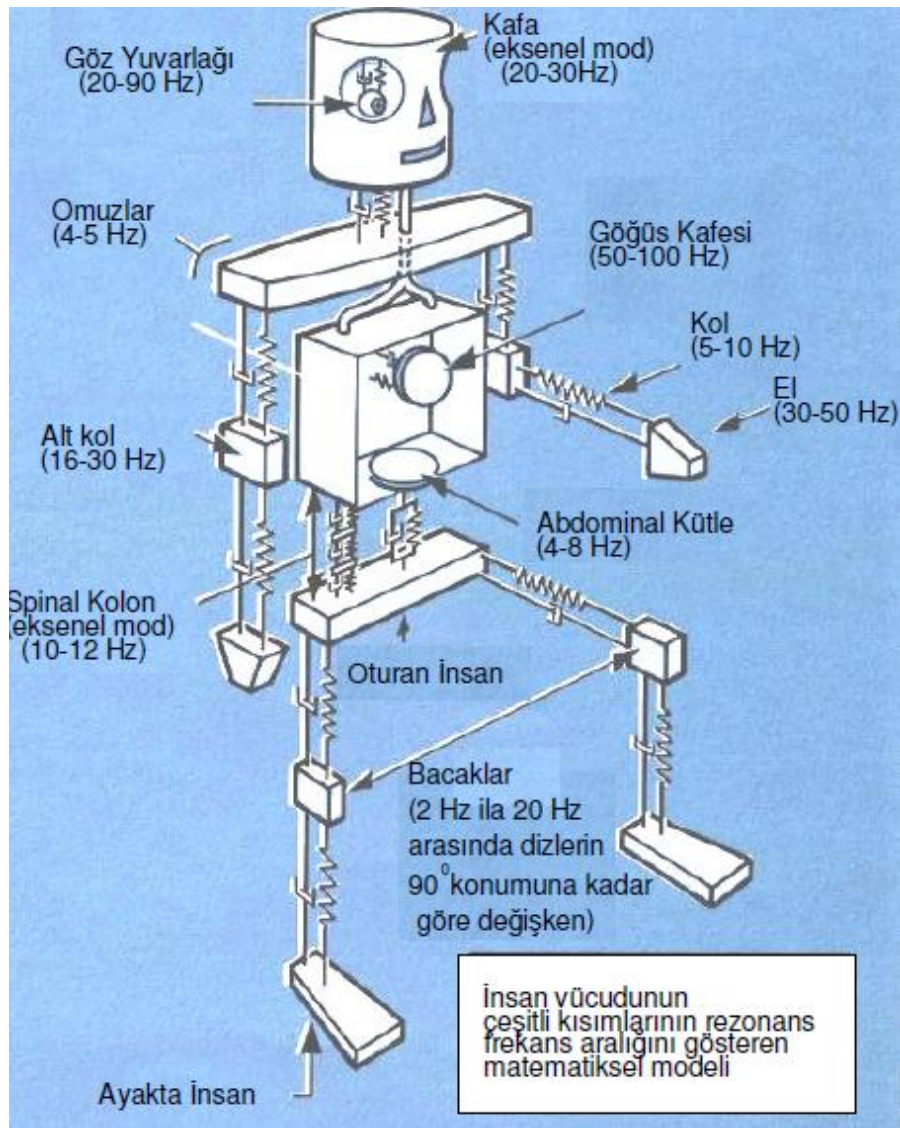
Şekil 2.24 İnsanı etkileyen titreşimlerin x, y ve z eksenleri [21]

### 2.7.1 İnsan Vücudunun Frekans Cevabı

Bir makinanın mekanik titreşimi, makinanın çalışan parçalarından kaynaklanır. Makinanın her parçasının hareketiyle ilişkili belli bir frekansı vardır ve insan vücuduna iletilen genel titreşim bunların bileşimidir. İnsan vücudu ise her frekanstaki titreşimlere eşit şekilde duyarlılık göstermediği için bu husus büyük önem arz etmektedir.

İnsanların niçin bazı frekanslara daha duyarlı olduğunu anlamak için insan vücudunu mekanik bir sistem gibi düşünebiliriz. Aynen bir mekanizma gibi insan vücudunuzda ayrı parçalarının ayrı frekanslara hassasiyeti vardır. Ayrıca insan vücudunun tümüyle simetrik olmaması işleri daha da karmaşıklaştırmaktadır ve şunu

da unutmamak gerekir ki aynı titreşime tamamen aynı tepkiyi gösteren iki insan yoktur. Buna rağmen insan vücudunun titreşim cevabını simüle edebilen ve vücudun çoğu kısmının rezonans frekanslarını tanımlayan bio-mekanik modeller geliştirilmiştir. Şekil 2.25'te oturan veya ayaktaki insan için büyük ölçüde basitleştirilmiş, her bölümün ayrı ayrı kütle ve yay-damper ikilileri ile temsil edildiği, dikey yönlü titreşimlere maruz kalan bir model gösterilmektedir. Burada özellikle bel, karın boşluğu bölgesinin (3-6 Hz) ve iç organların (4-8 Hz) rezonans frekanslarına dikkat edilmektedir.

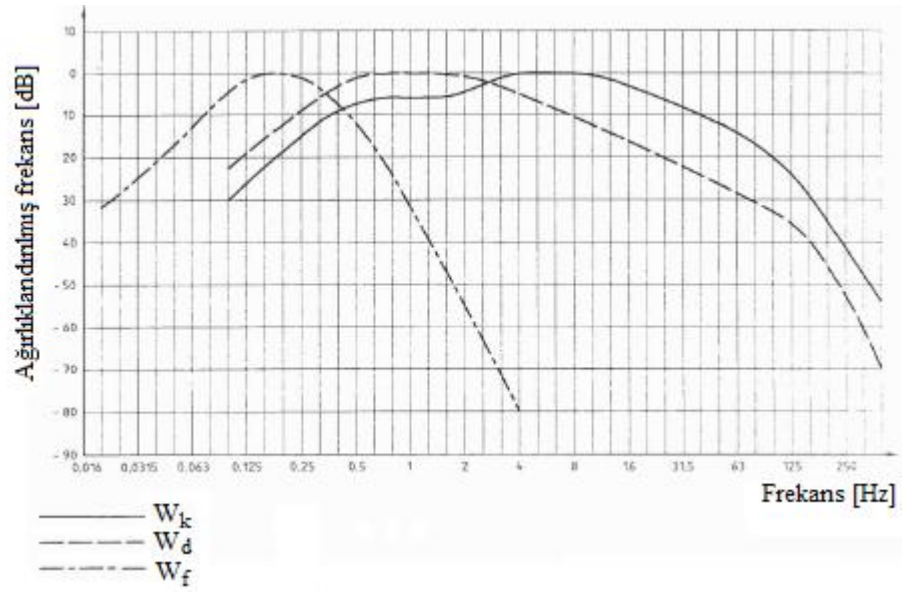


Şekil 2.25 İnsan vücudunun matematiksel modeli [20]



## 2.7.2 Ağırlıklandırılmış Frekans

İnsan vücudu farklı frekans ve yönlerden gelen mekanik titreşimlere farklı hassasiyet gösterir. Bir titreşimin zararlı etkilerini belirlerken bu faktörler dikkate alınmalıdır. ISO (International Standards Organizations) bu amaçla, insan vücudu mekanik modeline ve yapılan deneysel çalışmalara dayalı üç farklı ağırlıklandırılmış frekans-frekans eğrisi önermektedir.



Şekil 2.26 İnsan vücudu için ağırlıklandırılmış frekans eğrileri [22]

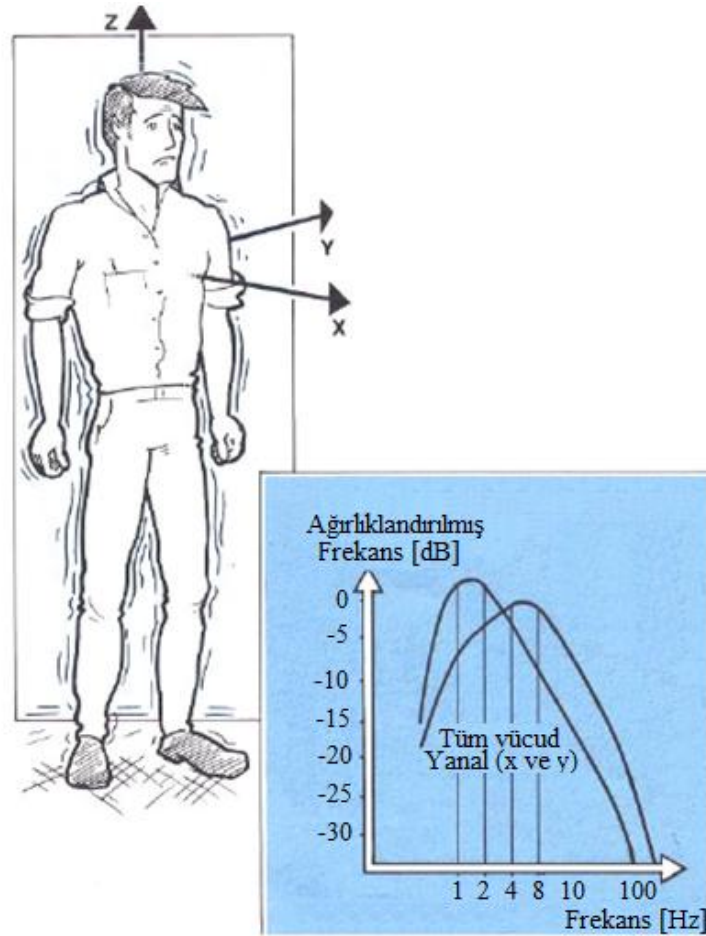
Şekilde W<sub>k</sub>=Dikey yöndeki ağırlıklandırılmış eğridir. Oturan ve ayakta duran kişiler için baş-ayakucu, sırt üstü yatan kişiler için de ön-arka doğrultularını temsil eder. W<sub>d</sub>=Yatay yöndeki ağırlıklandırılmış eğridir. Oturan ve ayakta duran kişiler için ön-arka ve yanal, sırt üstü yatan kişiler için de baş-ayakucu ve yanal doğrultuları temsil eder. W<sub>f</sub>= Bu ağırlıklandırılmış eğri ise yol tutması gibi genellikle 0.1-0.6 Hz civarındaki frekanslarla ilgili bir eğridir.

Böylece belli bir yöndeki titreşim, insanın duyarlılık frekansı aralığındaki tüm frekanslarda ölçülür ve insan vücudunun daha duyarlı olduğu frekanslara diğer frekanslara göre daha fazla önem (ağırlık) verilir. Bu ağırlıklandırılmayla ölçülen

titreşim seviyesi ile nesnel rahatsızlık ve darbe duygusu arasında iyi bir ilişki sağlanmış olur.

### 2.7.3 Vücut Frekans Ağırlık Eğrisi

Şekil 2.27’de gösterildiği üzere, insan vücudundaki titreşimler merkezi kalp olan dik bir eksen takımının tüm doğrultuları boyunca ölçülmektedir. Düşey yön Z ile belirtilen doğrultudur. İnsan bu doğrultuda en çok 4-8 Hz frekans aralığındaki titreşimlere duyarlıdır. X ve Y doğrultularındaki titreşimlere olan duyarlılıklar birbirlerinden pek farklı olmayıp, bu doğrultularda en çok 1-2 Hz arasındaki titreşimlere karşı hassastır.



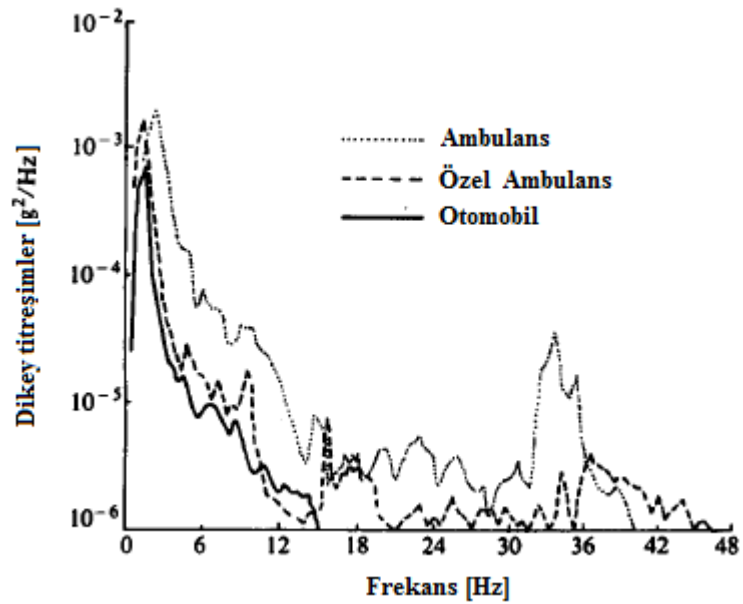
Şekil 2.27 İnsan vücudu için frekans eğrisi ve referans koordinat takımı [20]



0.1 Hz - 0.63 Hz frekans aralığı genelde, mide bulantısı, deniz veya araba tutması gibi insanların titreşimlere verdikleri cevapların yalnızca titreşimin kendisine bağlı değil, aynı zamanda görüş, kokular, yaş gibi faktörlere de bağlı yani subjektif durumların meydana geldiği bir titreşim bölgesidir. Bunun için bu aralıkta titreşimlere maruz kalan insan üzerindeki titreşim çalışmalarını çok zor olmaktadır.

## 2.8 Ambulanslarda Meydana Gelen Titreşimler ve Hastaya İletilmesi

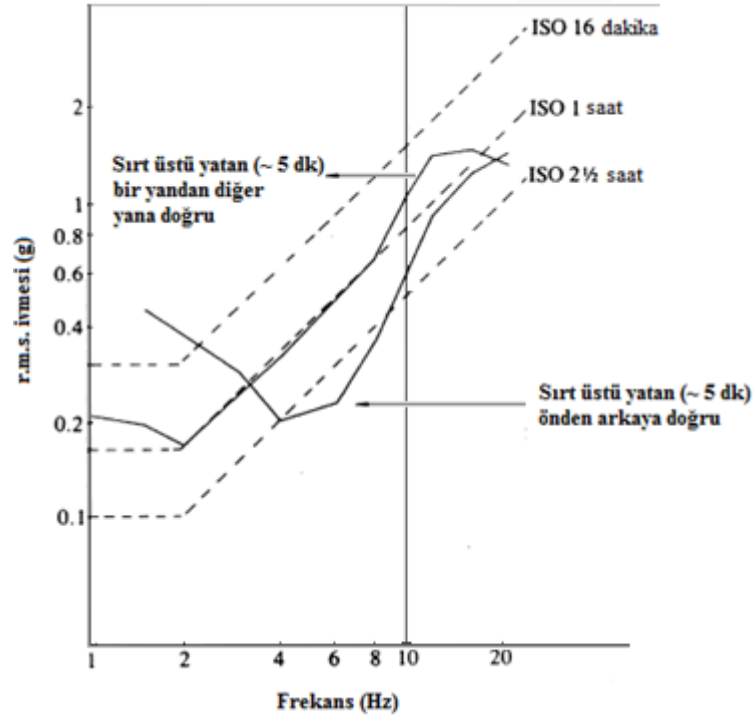
Karayolu ambulansları genellikle ticari araç şasili araçlardır ve sürüş karakteristikleri yeterli seviyede değildir. Şekil 2.28'de 3 çeşit karayolu aracının zemininde oluşan titreşim hareketleri gösterilmiştir. Bu şekilden de anlaşılacağı gibi ticari şasili ambulansın sürüş kalitesi özel ambulans ve otomobile göre daha kötüdür. Genel olarak ambulansların tespit edilen doğal frekansı ise 1.2-2 Hz aralığındadır.



Şekil 2.28 Taşıt zemininde oluşan titreşimler [23]

Karayolları taşıtlarında oluşan titreşim genellikle dikey yönde (sırt üstü yatan hastalar için ön-arka doğrultusunda) meydana gelir. Titreşim ivme pik değeri ise 1-2 Hz arasında oluşur ve 10-12 Hz aralığına kadar artan frekansla düşüş gösterir.

Sırt üstü yatan kişilerin titreşimlere (dikey) karşı hassasiyeti, oturan ve ayakta duran kişilere göre daha fazladır. Şekil 2.28'e baktığımız zaman; oturan ve ayakta duranlar için en hassas bölge olan 4-8 Hz frekans aralığında ön-arka doğrultusundaki titreşimlere dayanım süresi 2.5 saat iken, sırt üstü yatar pozisyonda bu süre 5 dakikaya kadar düşmektedir.



Şekil 2.29 Sırt üstü yatan ve oturan-ayaktaki kişilerin titreşim dayanımlarının karşılaştırılması [24]

Sırt üstü yatar pozisyonundaki hastanın dikey yöndeki titreşime hassasiyeti en fazla 4-6 Hz aralığında iken yanal titreşime hassasiyeti en fazla 2 Hz aralığındadır. Oluşan bu titreşimler, ambulansla taşınan hasta ve yaralılarda (özellikle durumu kritik olanlara); yorgunluk, özellikle karın bölgesinde oluşan ağrılar, oksijen ihtiyacının artması, kalp ve akciğer fonksiyonlarının bozulması, kan basıncının (özellikle kafa içi) artması, gebelerde prematüre doğum riskinin yükseltmesi, fetüs sağlığının olumsuz etkilenmesi, ağır yaralanmalarda hasta durumunun tehlikeye girmesi gibi mevcut sağlık durumunun daha da kötüye gitmesine neden olmaktadır [2,3].

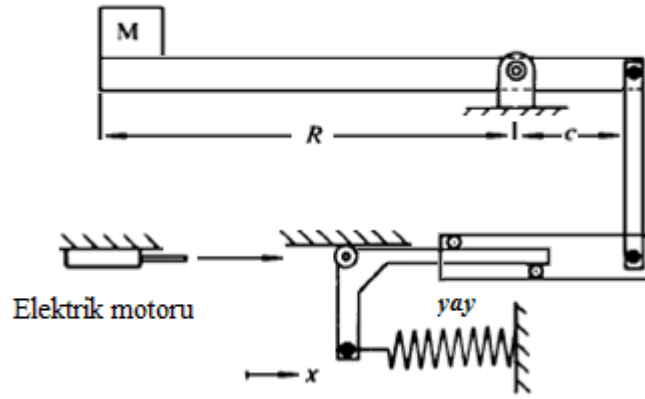
### 3. SEDYE SÜSPANSİYONU TASARIM SİSTEMLERİ

Ambulans sedye süspansiyon sistemlerinin kullanımı yeterince yaygın olmayışından bu konuda günümüze kadar yapılmış bilimsel çalışmalar çok fazla değildir.

Bu bölümde geçmişten günümüze üzerinde çalışılmış, en önemli ve özgün ambulans sedye süspansiyon tasarımları kronolojik sıraya göre bir araya getirilip çalışma mekanizmalarından bahsedilmiştir. Ayrıca bu tasarımlara sahip sistemlerin hastaya iletilen titreşim seviyeleri, ambulans zemininde oluşan titreşim seviyeleriyle yapılmış olan karşılaştırılmalarına incelenip titreşim izolasyon performansları üzerinde durulmuştur.

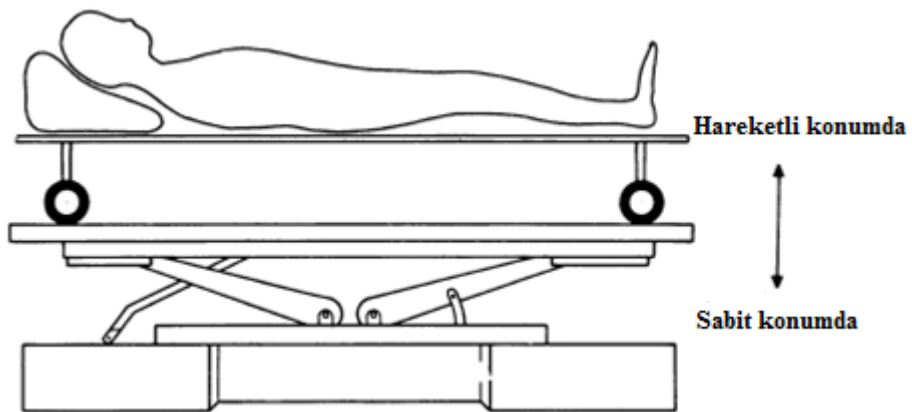
#### 3.1 Yüzen Sedye Sistemi

Delft Üniversitesince geliştirilen ve literatürde ismi “*yüzen sedye*” olarak geçen sedye süspansiyon tasarım sisteminin temel çalışma prensibi Şekil 1.1’de verilmiştir. Bu sistemde kaldıraç kolu, hareketli mil ve bu mil ile birleştirilmiş, ambulans zeminine yatay konumda bulunan bir mekanik yay kullanılmakta ve her iki uçta bulunan elektrik motorlarıyla hareketli mil ok yönünde ittirilip sedyenin zeminden yukarıya doğru kaldırılması sağlanmaktadır. Bu sistemle amaçlanan, milin pozisyonunu aktuatör ile ayarlayarak yükten bağımsız bir sürüş yüksekliğin elde edilmesi ve sedye süspansiyonunda değişken bir rijitlik sağlamaktır. Şekil 3.1’de R yükün, c aktuatör kuvvetinin moment kolunu, x ise yayın yer değiştirmesini ifade etmektedir [25].

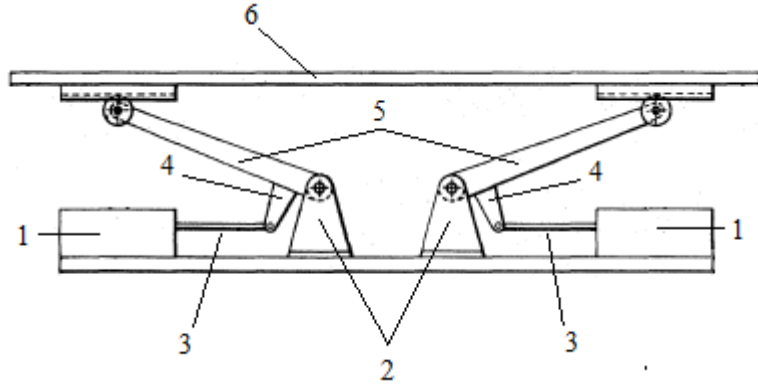


Şekil 3.1 Yüzen Sedyenin süspansiyonu genel çalışma prensibi [23]

Snook ve Pacifico, Delft Üniversitesinin geliştirdiği bu “yüzen sedye”yi incelemişler ve sistemin performansı hakkındaki değerlendirmeleri, standart ticari şasili van tipi araçta yapmış oldukları ölçüm datalarını; sedyenin gövdesine yerleştirilmiş ivmeölçerlerle (Şekil 3.3) dikey eksendeki titreşimlerin ölçülmesiyle elde etmişlerdir. Bu ölçümlerde karşılaştırma yapılacak olan durumlar için hız, yol yüzeyi ve araçtaki toplam ağırlık bakımından birebir aynı şartlar uygulanmıştır. Sonuçlar SE Laboratories Eight-Four enstrümantasyon kaydedici üzerine kaydedilerek “Ses ve Titreşim Araştırma Enstitüsü” bilgisayarlarında analiz edilmiştir [25].

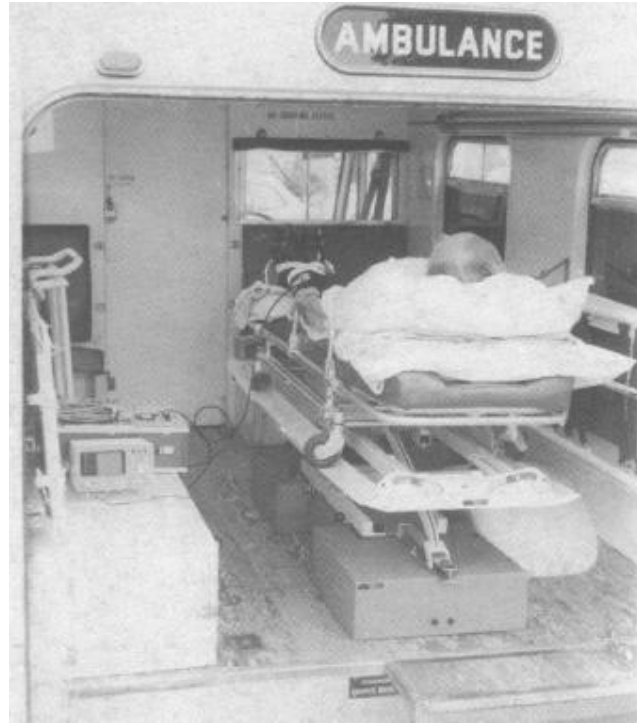


Şekil 3.2a Yüzen sedyenin kullanım modları [25]



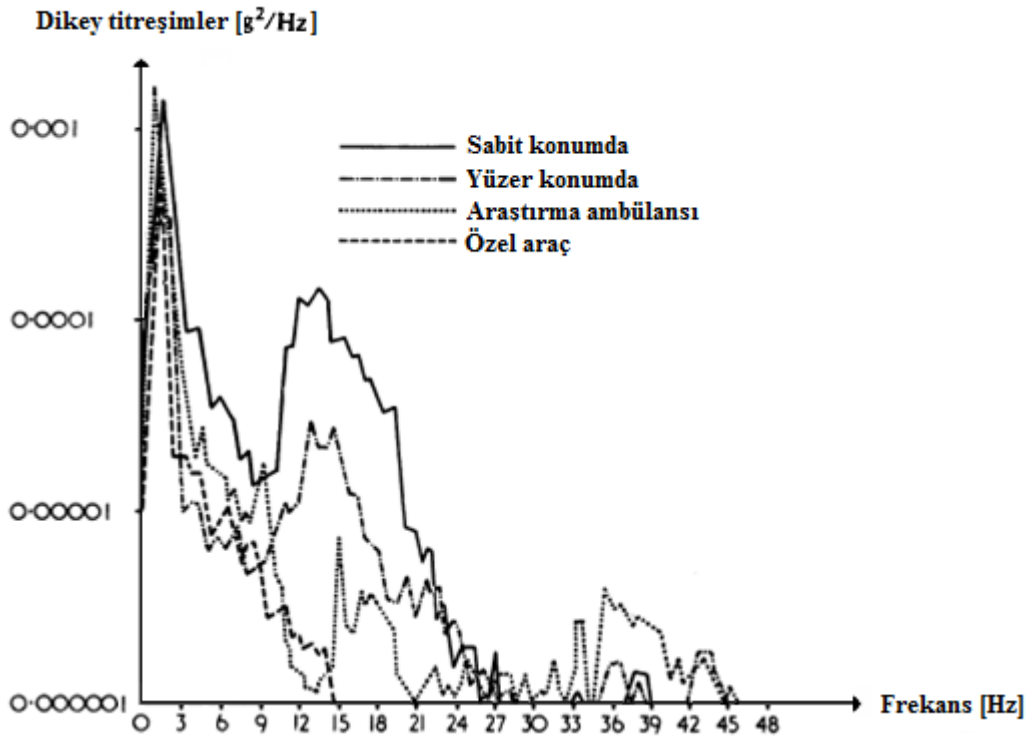
Şekil 3.2b Yüzen sedye mekanizması [26]

Şekil 3.2b’de yüzen sedye mekanizması gösterilmektedir. Bu şekilde; 1 nolu eleman her iki uçta bulunan elektrik motorunu, 2 nolu eleman yük moment kolunun bağlı olduğu taşıyıcı elemanı, 3 nolu eleman hareketli milini, 4 nolu eleman sistemin uyguladığı kuvvetin moment kolunu, 5 nolu eleman yükün uyguladığı kuvvetin moment kolunu, 6 ise sedyenin üzerine yerleştirildiği platformu temsil etmektedir.



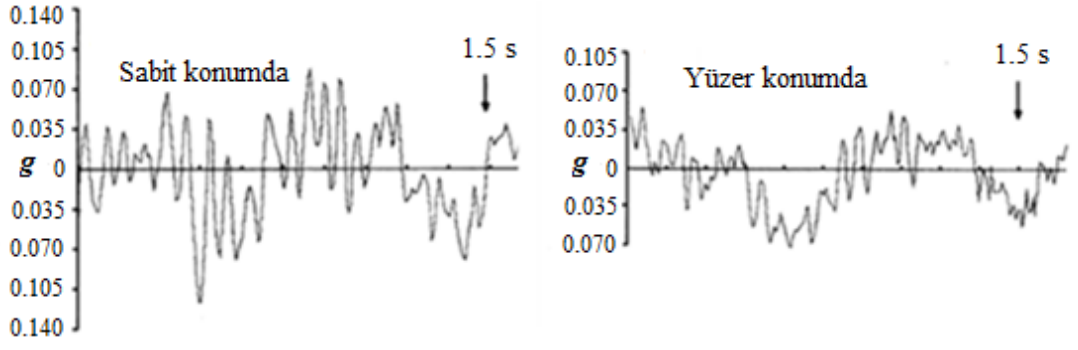
Şekil 3.3 Yüzen sedyenin ambulans içindeki konumu [25]

Çalışmalar sonucunda olarak yüzer konumdaki sedyenin gerek tüm ortalama (ortalama karekök - rms) değerlerinde, gerekse pik değerlerinde önemli bir azalma meydana geldiği gözlenmiştir. Elde edilen değerler (Bkz. Şekil 3.4) 3-10 Hz aralığında araştırma ambulansı ile karşılaştırıldığında araştırma ambulansından daha düşük seviyede ivme seviyeleri elde edilmiş, sadece 10-25 Hz aralığında bu durum tersine dönmüştür. 0-9 Hz arasında özel araçla hareketli sedye arasında büyük bir fark gözlenmemiş fakat 9 Hz'den sonra hareketli sedyenin performansı özel araca göre hızla azalmaya başlamıştır [25].



Şekil 3.4 Yüzen sedyeli ambulansın diğer taşıma araçlar ile karşılaştırılması [25]

Yüzen sedyenin sabit ve yüzer konumları arasındaki farklar Şekil 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Aynı koşullarda sedyenin yüzer ve sabit konumunun karşılaştırılması [25]

Genel olarak hareketli sedyenin 3 - 20 Hz aralığındaki aşağı-yukarı yönlü ivmelerde önemli ölçüde bir azalma sağladığı görülse de, 3 Hz altındaki ivmelerde bu çok belirgin değildir.

Öznel değerlendirme anket çalışmasında hasta nakli yolculuk mesafesi 2 kısma ayrılmıştır. Rastgele olarak seçilen hastaların (toplam 100 hasta) bir kısmı yolculuğun ilk bölümünü sedyenin sabit konumunda, ikinci bölümünü hareketli konumda, diğer hastalar ise tam tersi olarak ilk bölümü hareketli konumda, ikinci bölümü ise sabit konumda tamamlamıştır. Yolculuk sonrasında hastalara yaptıkları bu yolculuğun hangi kısmının daha konforlu geçtiği sorulmuş ve bu konforu 5 seçenekten birini seçerek: 1, çok iyi; 2, iyi; 3, orta; 4, çok kötü değil; 5, zayıf şeklinde numaralandırmaları istenmiştir. Öznel sürüş testleri sonucunda yaşları 4-95 arasında olan bu 100 hastanın (40 erkek, 60 bayan) 92 tanesi hareketli sedyeyi tercih etmiştir. Bunlardan sınıflandırma yapan 91 hastanın 47'si sürüşü çok iyi olarak nitelendirirken, 33'ü iyi, 7'si ortalama ve 4'ü de çok kötü olmadığını belirtmiştir. Böylece sedye süspansiyonu tasarımı hakkında, sürüşün yumuşaklığı hakkında genellikle olumlu geri dönüşler alınmıştır, bunun yanında katılımcının, sedyenin değişken hareketlerinden kötü şekilde etkilenmemiş olduğu sonucuna da varılmıştır [25,26].

Yüzen sedye süspansiyon tasarım sistemi konveksiyonel ambulansla hasta taşıma durumuna göre dikey titreşimlerde makul bir azalma sağlamıştır. Ancak bu sistem oldukça pahalı bir sistem olup maliyeti bakımından özel ambulans

süspansiyon sistemleriyle eşdeğerdir [25].

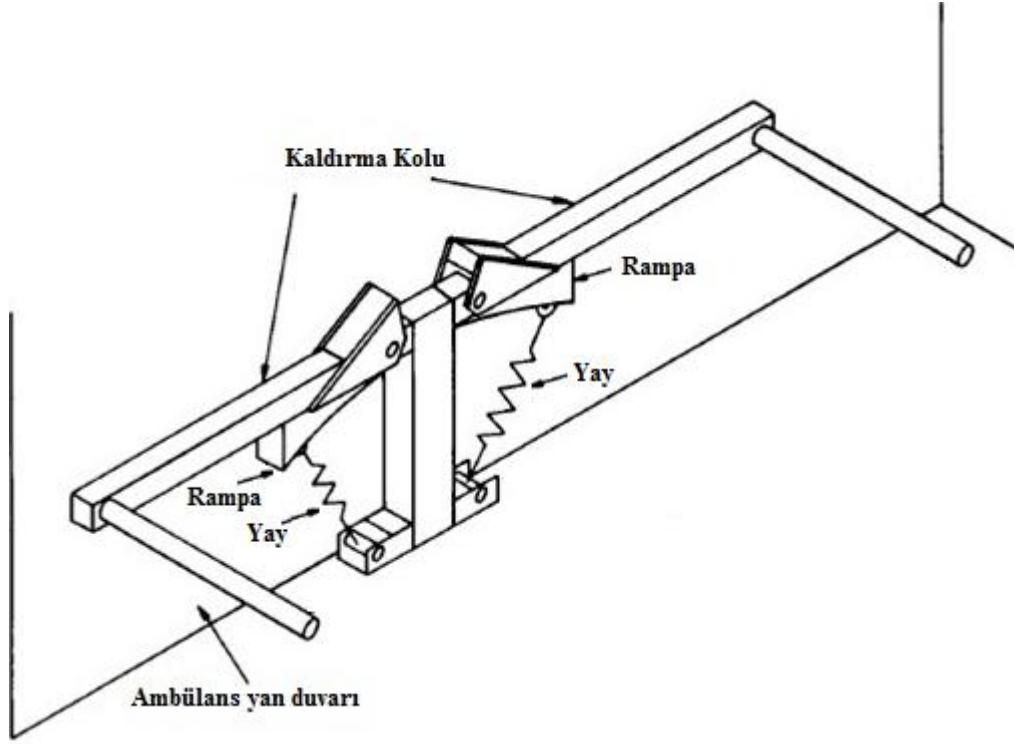
### **3.2 Stammers ve Leyshon'un Tasarladığı Ambulans Sedyeye Süspansiyon Sistemi - I**

Stammers ve Leyshon, sedye süspansiyon tasarımı temelinde; helezonik yaylar ve hareketli miller kullanılarak bir mekanik süspansiyon tasarımı yapmışlardır. Yapılan bu tasarımın süspansiyon mekanizması formu ve süspansiyon geometrisi aşağıda açıklanmıştır.

#### **3.2.1 Süspansiyon Tasarımı**

Stammers ve Leyshon'un çalışmada düşündükleri ambulans sedyesinin süspansiyon mekanizması tasarım formu Şekil 3.6'da verilmiştir. İki adet L şekilli kol, fork lift gibi yükü taşımakta olup bu kollar ortada bulunan merkez sütuna bağlı bulunmaktadır. Sütun ambulansın duvarına yaslanmış pozisyonda yerleştirilmiş ve boylamsal uzunluğu için herhangi bir kısıtlama getirilmemiştir. Normalde bu tasarıma göre ortada bulunan sütunda eğilme momenti oluşmakta ancak yapılan analizlerde bu durum göz önüne alınmamıştır. Burada dikkat edilmesi gereken husus; süspansiyonun yük altındaki pozisyonu olmaktadır. Rampa kılavuzunda hareket eden yayın üst ucu, yük kollarını sütuna bağlandıkları eksen etrafında dönme hareketi yapmaya zorlamaktadır [23].

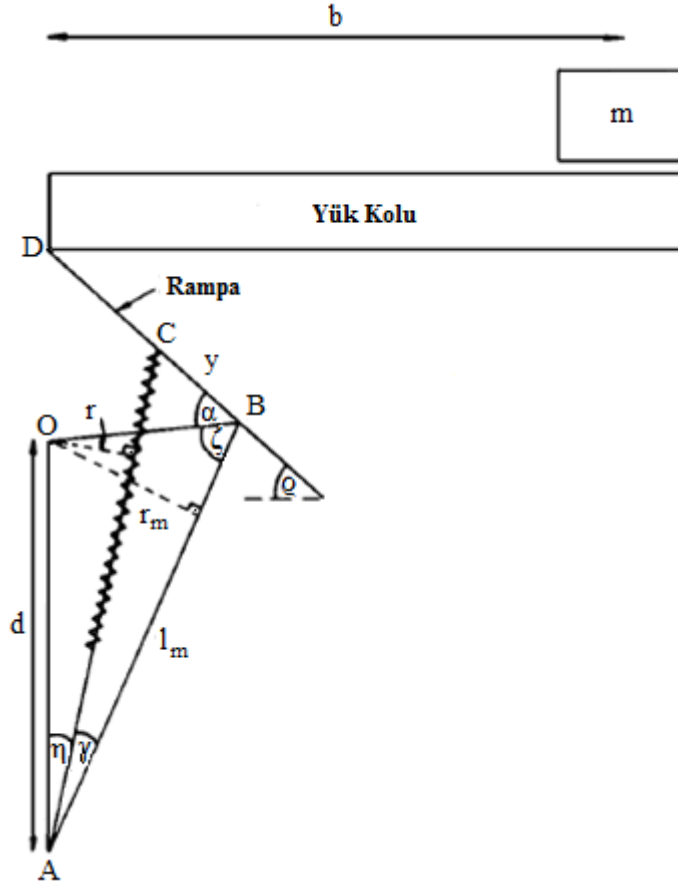




Şekil 3.6 Süspansiyon mekanizması tasarım formu [23]

Aşağı-yukarı harekette her iki kol da sedyeye göre küçük boylamsal rölatif hareketlerle aynı fazda yer değiştirmektedir. Kaldırma işlemi ise kaldırma kollarındaki tekerlekler yardımıyla gerçekleştirilmektedir.

Baş vurma hareketinde kollar aynı fazda çalışmamakta ve rölatif hareket oluşmamaktadır. Çok az miktardaki boyuna hareket hastaya iletilmekte, bunun nedeni hastanın ağırlık merkezinin etkin dönme merkezinin üstünde olmasıdır. Süspansiyon geometrisi Şekil 3.7’de gösterilmiştir. Yay, DB eğimli rampa yolu boyunca üst ucu C noktasından çekilmekte ve maksimum yük tatbik edildiğinde de yayın üst ucu B noktasına gelmektedir. Analizi kolaylaştırmak için noktası yayın alt ucu A, D ve O noktalarının aşağı hizasına yerleştirilmiştir. Yayın ve rampanın O merkezi etrafında dönmesinde hiçbir sınırlama olmamakta, destek kolu yatay olarak durmaya devam etmekte, bu da istenilen yönelime izin vermektedir. Rampa yük koluyla birlikte yekpare ve aynı hizada tutulmaktadır. AC için standart, kullanıma hazır bir yay kullanılmıştır [23].



Şekil 3.7 Süspansiyon tasarımı [23]

### 3.2.2 Aşağı-Yukarı Doğal Frekansı

$\alpha$  rampanın OB ile yaptığı açı,  $\eta$  yayın düşeyle yaptığı açı,  $\gamma$  CAB açısı,  $\zeta$  OAB açısı,  $q$  rampanın yatayla yaptığı açı,  $m$  mevcut kütlenin yarısı,  $b$  kaldırma kolunun uzunluğu,  $y$  yayın uç noktası olan C ile B arasındaki mesafe,  $r$  yayın moment kolu,  $r_m$  maksimum yükteki kol uzunluğu,  $l$  yay ile ara levhasının toplam uzunluğu,  $l_m$  maksimum yükteki yay ile ara levhası toplam uzunluğu ve  $d$  sabit ile hareketsiz eksenler arası mesafe olmak üzere [23]:

$$l^2 = l_m^2 + y^2 - 2yl_m \cos(\zeta + \alpha) \quad (3.1)$$

$$r = d \sin \eta \quad (3.2)$$

$$\eta = \sin^{-1}(r_m/d) - \gamma \quad (3.3)$$

$$y/\sin\gamma = l/\sin(\zeta + \alpha) \quad (3.4)$$

Yatay olarak desteklenen kütle şu şekilde verilir;

$$mgb = K(l_f - l_s - l)r \quad (3.5)$$

Aşağı-yukarı salınım doğal frekansı;

$$\omega_h^2 = Kr^2/mb^2 \quad (3.6)$$

$$\omega_h^2 = \frac{K}{m} \cdot \frac{r^2}{b^2} \quad (3.7)$$

Bu ifadelerden görüldüğü üzere  $\omega_h$ , m'nin bir fonksiyonudur

### 3.2.3 Baş Vurma Doğal Frekansı

Yayın moment kolu r (Şekil 3.7), sedye ve hastanın toplam kütleli atalet momenti  $J_p$  olmak üzere, baş vurma salınım doğal frekansı ;

$$\omega_p^2 = 2Kr^2/J_p \quad (3.8)$$

olarak hesaplanır [23].

Kütlesi  $m_s$  ve uzunluğu  $l_{st}$  olan sedye, üniform bir gövde olarak modellenmiştir. Sedyenin ağırlık merkezi süspansiyonun dönme merkezine yakındır.

İnsan vücudundaki bölümlerde oldukça önemli farklılıklara sahip datalar vardır. Çalışmalarda baş vurma hareketi için "Dempster"ın insan modeli dataları kullanılmıştır. Tüm nicelikler hasta boyunun (h) veya hasta kütlelerinin ( $m_p$ ) yüzdeleri şeklinde gösterilmiştir (Bkz.Tablo:3.1) [27].

Tablo 3.1 Dempster modeli [27]

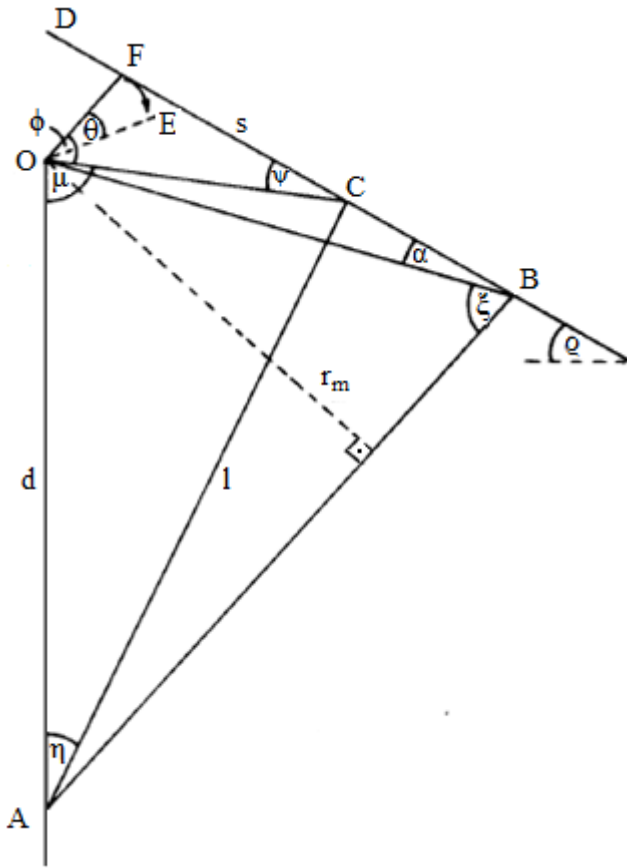
	% Kütle	% Boy/uzunluk	%Ağırlık merkezinin tepe noktasına olan uzaklığı
Baş, boyun, gövde	57.6	46	28
Kollar ve eller	10.0	43	40
Alt organlar	32.4	54	69
Omuzlar başın tepe noktasından %18 h			

Bu modeldeki datalara göre vücudun ağırlık merkezi, başın tepe noktasından h'ın %42,5 lik mesafe uzağında bulunmaktadır. Bütün elemanların davranışları uniform olarak kabul edilmiştir. Baş vurma hareketi dönme ekseninde;  $h_p$ =gövdenin orta kısmından aşağısı olmak üzere, hastanın orta noktaya göre kütleli atalet momenti [27,28]:

$$J_{pm} \approx 0,006m_p h^2 + m_p h_p^2 \quad (3.9)$$

### 3.2.4 Sedyenin Yükseltilmesi ve Alçaltılması

Sedyenin yukarıya kaldırılma işlemi, kollardaki yayın dışa doğru çekilmesi ve kolların O dönme merkezine göre dönmesiyle gerçekleşir. Burada önemli noktalardan bir tanesi yükseltme ve alçaltma işleminde sarsıntılı ve ani hareketlerin oluşmasının önlenmesidir. Bunun için de rampa parametrelerinin (örn. rampa eğimi, yüzey pürüzlülüğü) seçiminin önemi büyüktür. Sedyeye süspansiyon mekanizmasının yükselme-alçalma geometrisi Şekil 3.8' de verilmiştir [23].



Şekil 3.8 Süspansiyonun yükselme-alçalma geometrisi [23]

Yük kolu yataydayken yayın üst ucu C noktasındadır. Sedyenin alçaltılmasında; yayın üst kısmı C'den s mesafesi kadar yer değiştirip F'ye geldiğinde tüm montaj, yay, rampa ve yük kolu O etrafında döner. Bu dönme hareketi sonucu F noktası E'ye gelmiş olur [23].

Yayın üst kısmı C'den s mesafesi kadar yer değiştirmesiyle oluşan yeni yay uzunluğu;

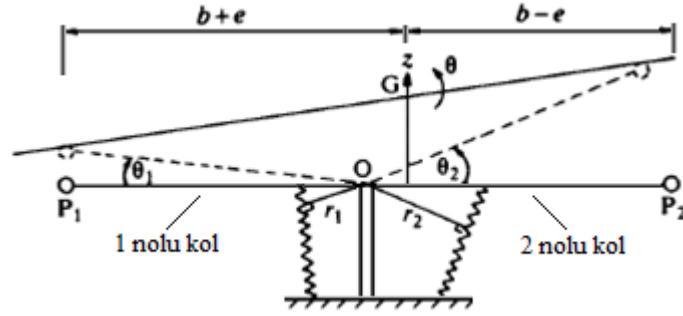
$$AE^2 = d^2 + OE^2 - 2dOE \cos(\mu + \phi - \theta) \quad (3.10)$$

şeklinde hesaplanır. Yükün yer değiştirmesi ise;

$$b \sin \theta \quad (3.11)$$

### 3.2.5 Aşağı-Yukarı ve Baş Vurma Hareketleri

İnsan vücudunun ağırlık merkezi tam ortada değil, baş tarafına biraz daha yakındır. Bundan dolayı hasta sedyeye tam simetrik olarak yerleştirilirse bazı aşağı-yukarı ve baş vurma hareketlerine maruz kalır.



Şekil 3.9 Başvurma ve aşağı-yukarı hareketi [23]

Şekil 3.9'daki 1 nolu kolla desteklenen kütle  $m_1$ , 2 nolu kolla desteklenen kütle  $m_2$  ve toplam kütle (hasta ve sedye)  $M$  olmak üzere,  $M=m_1+m_2$  hasta ve sedyenin toplam kütlesidir [23];

$G$  ağırlık merkezi noktasının yukarı kalkması  $Z$ , dönme açısı  $\theta$  kadar ise;

$$Z_1 = Z - (b+e)\theta \quad (3.12)$$

$$Z_2 = Z + (b-e)\theta \quad (3.13)$$

$J_G$  hastanın ve sedyenin  $G$ 'ye göre toplam atalet momenti ise;

$$J_G \ddot{\theta} = -(b+e)\Delta F_1 + (b-e)\Delta F_2 \quad (3.14)$$

Aşağı-yukarı doğal frekansı;

$$\omega_h^2 = K(r_1^2 + r_2^2) / Mb^2 \quad (3.15)$$

Baş vurma doğal frekansı;

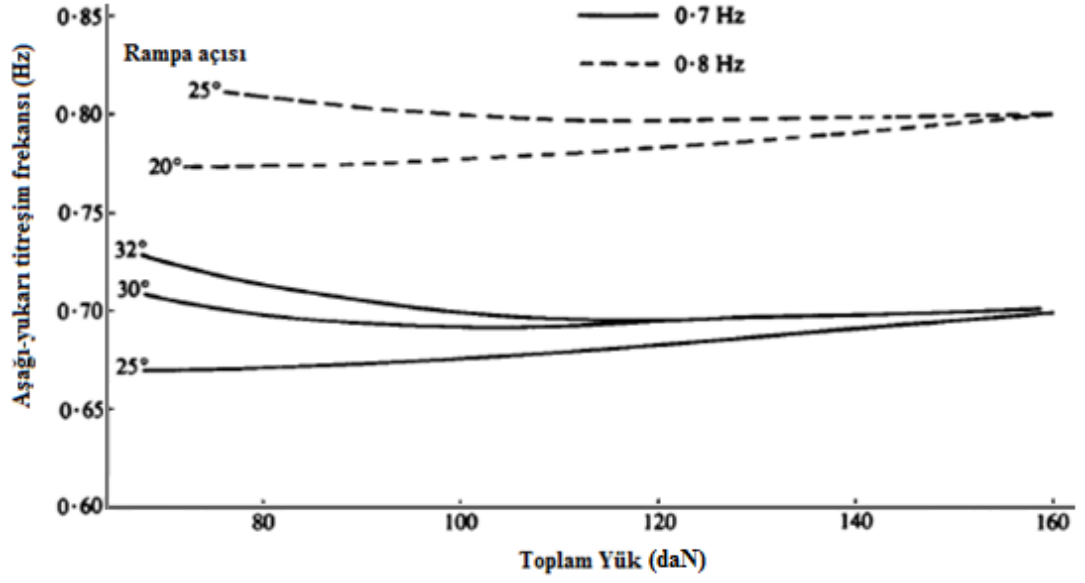
$$\omega_p^2 = K(r_1^2 + r_2^2) / J_G \quad (3.16)$$

### 3.2.6 Teorik Çalışmalar ve Performans Değerlendirilmeleri

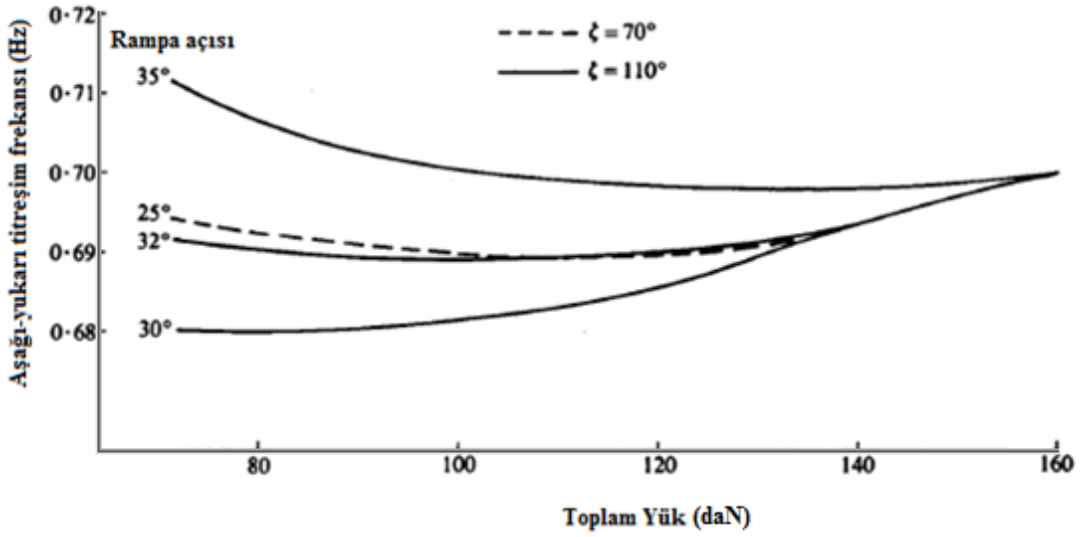
Yapılan teorik çalışmalarda; 0.406 m uzunluğunda, rijitliği 32.2 kN/m olan bir yay ve 0.73 m uzunluğunda bir kaldırma kolu kullanılmıştır. Yaklaşık 135 daN'luk bir hasta ve 25 daN'luk bir sedyeden oluşan toplam 160 daN'luk maksimum yük için 0.7 Hz değerinde dikey doğal frekans elde edilmeye çalışılmıştır [23].

Şekil 3.10'da görüldüğü üzere; 25°, 30° ve 32°'lik rampa açısına sahip rampalar için doğal frekanslar elde edilmiştir. 65-160 daN (hasta kütlesi 40-135 kg) yük ve 30°'lik rampa açısındaki doğal frekansta meydana gelen değişim oranı %1.4'ten daha küçük çıkmış, rampa açısının 32°'ye çıkarılması ile 100-160 daN yük aralığında hemen hemen sabit bir doğal frekans aralığı elde edildiği görülmüştür. 0.8 Hz'lik doğal frekans eldesinde oluşan değişkenlikler 0.7 Hz'de oluşan değişkenliklere göre daha düşük seviyede çıkmıştır [23].

Kütleyle birlikte doğal frekansta meydana gelen değişim ( $\zeta=70^\circ$  ve  $\zeta=110^\circ$ ) Şekil 3.11'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10  $\zeta=90^\circ$  açılı rampa kılavuzuyla elde edilen aşağı-yukarı doğal frekans [23]

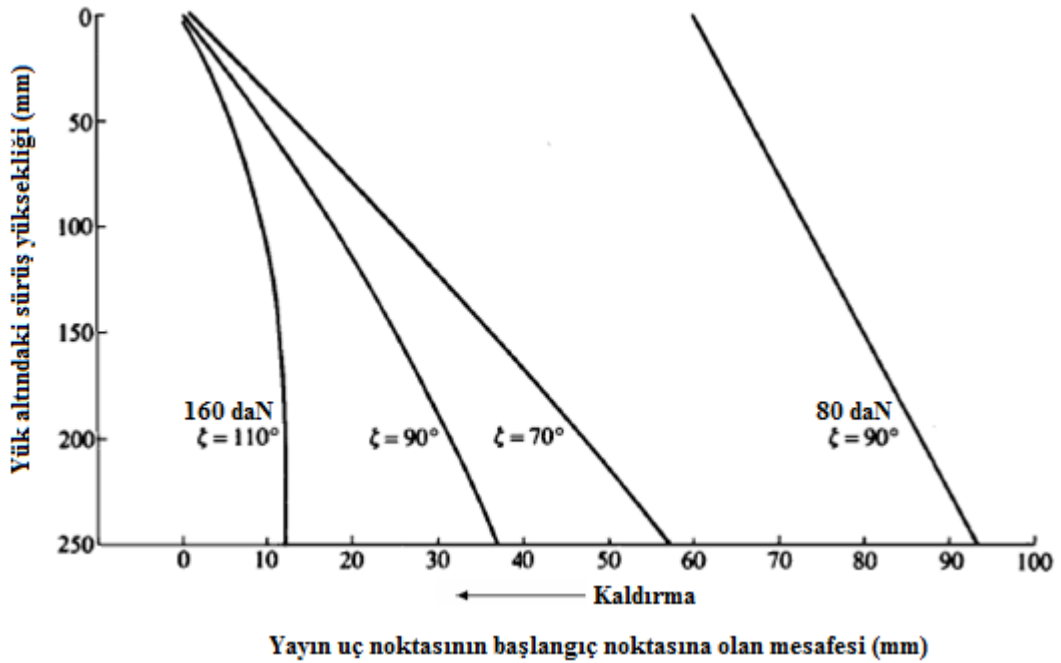


Şekil 3.11  $\zeta=70^\circ$  ve  $\zeta=110^\circ$  açılı rampa kılavuzuyla elde edilen aşağı-yukarı doğal frekans [23]



Elde edilen sonuçlara bakıldığında sabit bir doğal frekans elde etmenin birçok parametresi olduğu görülür. Çalışmalardan elde edilen sonuçlarla yükün sürüş yüksekliği,  $\zeta=70^\circ$ ,  $\zeta=90^\circ$ ,  $\zeta=110^\circ$  'deki yay ucu hareketinin bir fonksiyonu olarak Şekil 3.12'de gösterilmiştir.

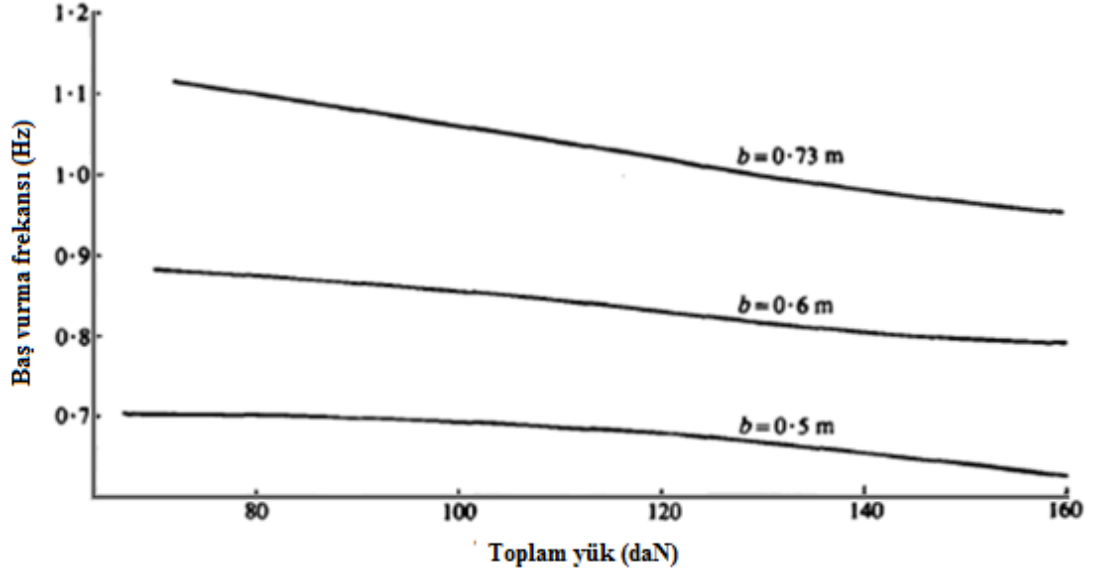
Şekil 3.12'de görüldüğü üzere yükün kaldırılması ile yay ucu hareketinin ilişkisinin lineer bir fonksiyon olduğu kabul edilebilir. Kaldırma işleminde  $\zeta=70^\circ$  ve kalkış yüksekliği 0.25 m kabul edilirse yay ucunda 57 mm'den büyük yer değiştirme gerçekleşmektedir. Bu yer değiştirme mesafesi  $\zeta=90^\circ$  için 37 mm'ye ve  $\zeta=100^\circ$  için 15 mm'ye düşmektedir. 80 daN yükte sadece  $\zeta=90^\circ$  değeri için yük altındaki kalkış yüksekliği gösterilmiştir. Kaldırma ile bu yük altındaki sürüş yüksekliği ilişkisinde aktuatör hızı 8 mm/s seçilmiştir [23].



Şekil 3.12 Kaldırma karakteristikleri [23]

Kaldırma karakteristik verilere göre baş vurma doğal frekansı üzerinde de çalışılması gerektiği anlaşılmıştır. Şekil 3.13'te baş vurma doğal frekansı, hemen hemen sabit bir aşağı-yukarı titreşim doğal frekans elde edilmesini sağlayan  $\zeta=90^\circ$ ,  $l_s=0.15$  m ve  $\alpha=30^\circ$  parametrelerine sahip bir yükün fonksiyonu olarak gösterilmiştir.

Kaldırma kolu uzunluğu daha önceden belirlendiği üzere  $b=0.73$  m alındığında başvurma frekans değeri 1 Hz civarında olmaktadır. Baş vurma doğal frekansını etkileyen parametreler kaldırma kolu uzunluğunun yanı sıra yük miktarıdır. Şekil 3.13'te yükün azalmasıyla başvurma frekansında bir artış meydana geldiği görülür [23].



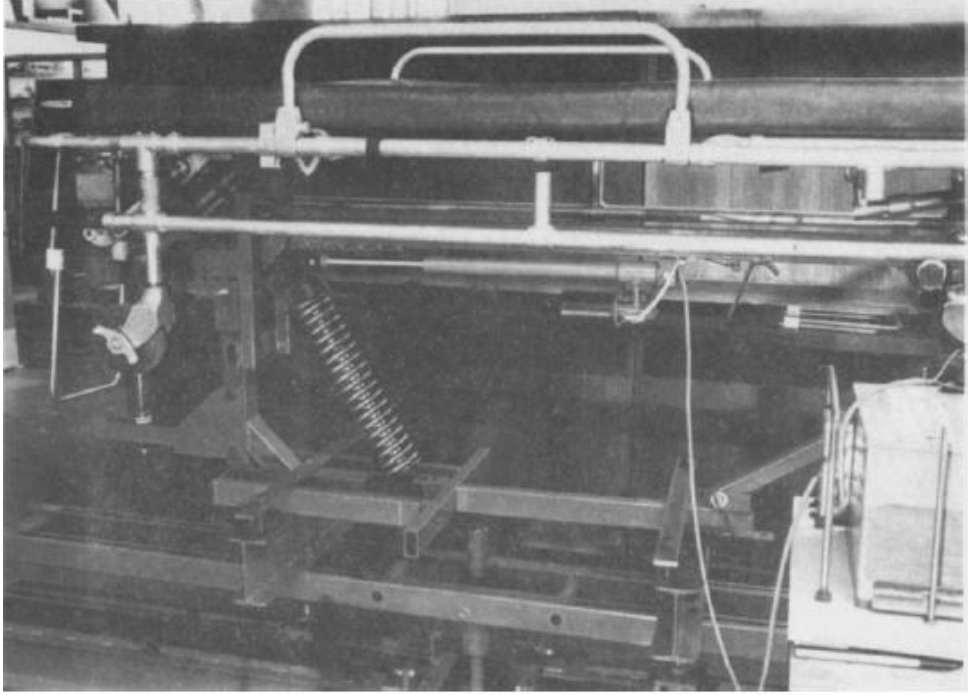
Şekil 3.13 Kaldırma kolu uzunluğunun başvurma frekansına etkisi [23]

### 3.2.6.1 Birleşik Aşağı yukarı - Baş Vurma Frekansları

Birleşik aşağı yukarı-baş vurma frekanslarının hesabında 25 kg'lık bir sedyeyle birlikte 68 kg'lık bir hasta için  $m_1=37$  kg,  $m_2=56$  kg,  $r_1=0.109$  m,  $r_2=0.134$  m değerlerinde, sedyenin her iki tarafında da 0.7 Hz'lik birleşik olmayan aşağı-yukarı titreşim hareketinin doğal frekansı tahmin edilmiştir. Kaldırma kolu  $b=0.73$  m alındığında birleşik olmayan baş vurma doğal frekansının ise 1.13 Hz olacağı öngörülmüştür. Hasta uzunluğunun %7.5'u olan  $e=0.13$  m için yapılan hesaplarda birleşik aşağı-yukarı ve baş vurma frekansları sırasıyla 0.7 Hz ve 1.27 Hz olarak bulunmuştur. Sonuç olarak birleşik frekanslarla birleşik olmayan frekansların değerlerinin birbirlerinden biraz farklı olduğu görülmüştür [23].

### 3.2.7 Deneysel Çalışmalar ve Performans Değerlendirilmeleri

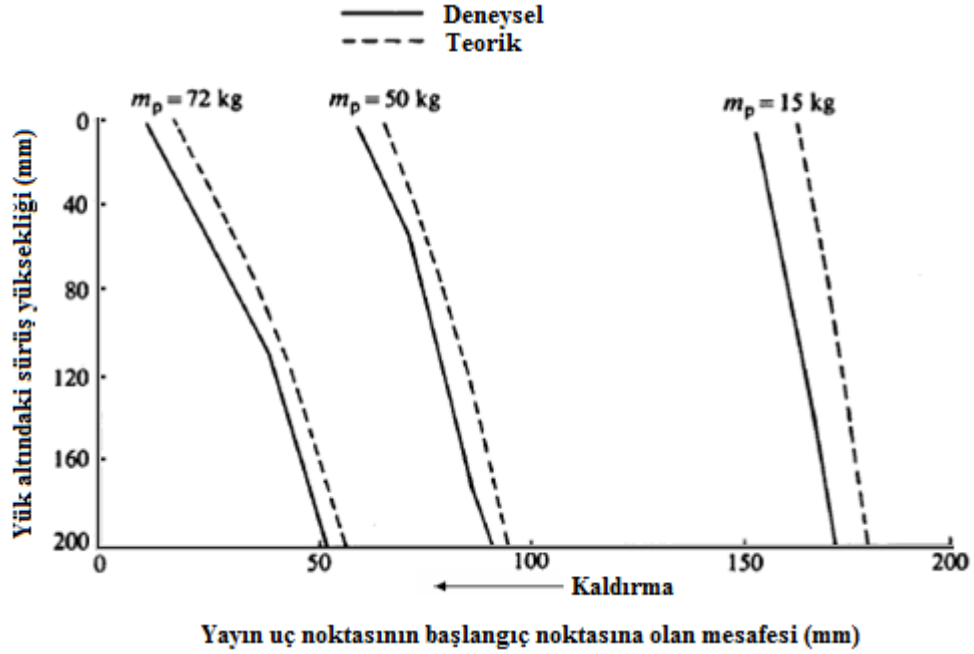
Tasarlanan konsepti incelemek için bir test süspansiyonu imal edilerek bu süspansiyon sisteminde basitlik ve düşük maliyet için tek bir kol kullanılmıştır. Şekil 3.14'de gösterilen süspansiyon, hidrolik güçlü sarsma masasının üzerine yerleştirilmiştir. Bu masa, ambulans zemininde ölçülmüş titreşim girdilerinin sağlayabilmektedir. Hasta kütlesi için içi su dolu bir varil kullanılmıştır. Nominal  $\omega_n = 0.7$  Hz değerinde bir doğal frekans seçilmiş ve bunun elde edilebilmesi için maksimum 135 kg'lık hasta kütlesi düşünülerek ve kaldırma kolunun eksene olan uzaklığı 1.2 m alınarak sistemin geometrik tasarımı yapılmıştır [23].



Şekil 3.14 Deney teçhizatı [23]

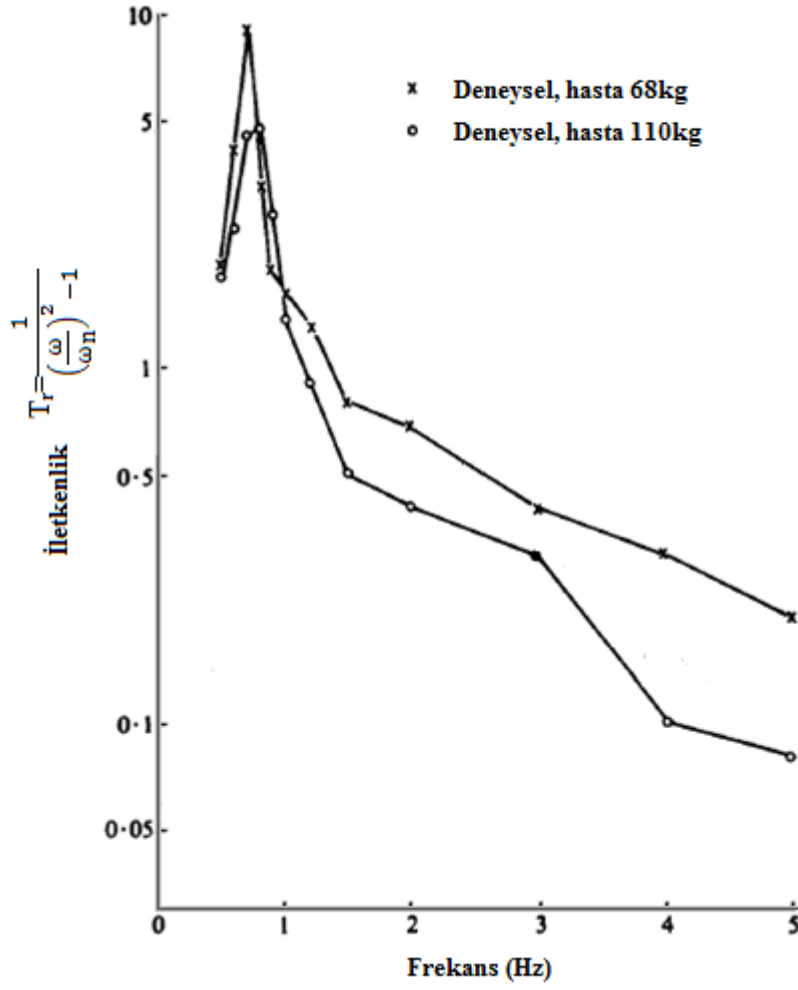
Kurulan deney teçhizatında bu sistemin kaldırma davranışıyla, teorik olarak hesaplanan kaldırma davranışının karşılaştırılması Şekil 3.15'te gösterilmiştir. Deneyde ve hesaplamalarda düşünülen üç ayrı hasta kütlesi  $m_p = 15$  kg, 50 kg, 72 kg için birbirlerine yakın ve olumlu sonuçlar alınmıştır. Kaldırma işlemi anlık yük

yüksekliğini elde etmek için ölçümler kesik kesik yapılmıştır bu durumu da eğrilerdeki bükümlü ve değişiklik gösteren yerleri açıklamaktadır. Kaldırma işlemi kesintisiz olduğu zaman ise düzgün bir yük yüksekliği işlemi gerçekleşmekte ve aktuatör hızı 8 mm/s seçildiğinde, yukarı kaldırma işlemi yaklaşık olarak 4 saniye sürmektedir [23].



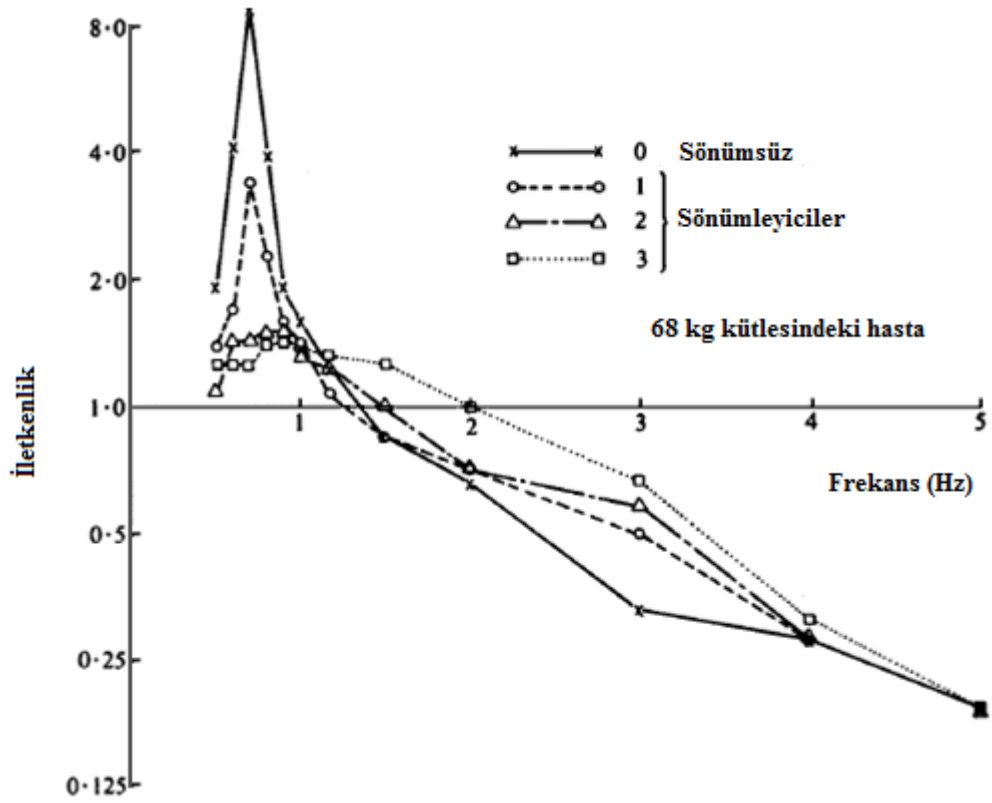
Şekil 3.15 Yükün kaldırılması [23]

Yapılan deneysel çalışmada ilave sönümleyicisiz süspansiyon sistemi, tipik bir ambulans zemini titreşim seviyesi olan 0.5-5 Hz aralığında sallanmıştır. Kaldırılan yükler için göğüs kısmındaki iletkenlik değerleri ölçülmüş, Şekil 3.16'da 110 kg ve 68 kg'lık hasta kütlelerine ait sonuçlar gösterilmiş ve iletkenlik değerinin, lineer bir kütle-yay-sönümleyici modelinin öngördüğü gibi yükselen frekansın hızında düşüş yaşamadığı anlaşılmıştır [23].



Şekil 3.16 Ek sönümsüz süspansiyonun iletkenliği [23]

Sönümleyici ilaveli süspansiyon sisteminde, sönümlemenin 3 seviyesi için iletkenlik eğrileri Şekil 3.17’de gösterilmiştir. Rezonanstaki tepkilere dayanarak ilk iki seviye sırasıyla 0.15 ve 0.35 aralığı sönümleme oranlarına tekabül etmektedir. Sönümün üçüncü seviyesi ile zayıf izolasyon sağlandığı görülmektedir. Zemin titreşim girdileri 2 Hz’in altına düştüğünde ise sedyenin titreşim seviyesinde makul seviyeye ulaşılmıştır. Zayıf sönümleme (0.15) ile iletkenlik pik nokta seviyesi azaltılmış ayrıca titreşim girdi aralığının hemen hemen hiç bir seviyesinde izolasyona zararlar verilmemiştir. Bu özelliklerinden dolayı uygulanacak ek zayıf sönümleme akılcı bir çözüm olacaktır. Sönümlemenin bu seviyesi bağlantı yeri, kılavuz yataklarda uygulanarak elde edilebilir [23].



Şekil 3.17 İlave sönümleyicilerin etkisi [23]

Bu tasarım basit ve nispeten ucuz bir sistem olarak, pratikteki hasta kütleleri için sabit sayılabilecek bir başvurma ve aşağı-yukarı doğal frekanslarının elde edilebilmesini sağlamaktadır. Sarsma testlerinde zayıf sönümlemeyle birlikte 0.75 Hz civarında doğal frekanslar elde edildiği ispatlanmıştır [23].

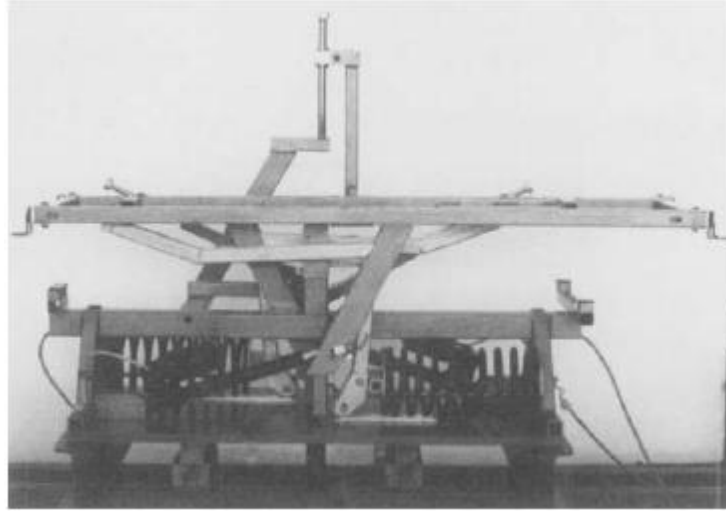
Sonuçlar iyimser olsa da referanslardaki görüşünde aynı şekilde olduğunu belirterek, pratikte titreşim izolasyonunun bu kadar basit olmayacağı ve hasta sedye süspansiyonu tasarımında iki kollu sistem kullanılması sonuçların daha gerçeğe yakın olmasını sağlayacağı aşikardır.

### 3.3 Stammers ve Leyshon'un Tasarladığı Ambulans Sedyesi Süspansiyon Sistemi - II

Stammers ve Leyshon bu tasarımlarında da helezonik yaylar ve hareketli miller kullanarak bir mekanik süspansiyon tasarımı yapmışlardır. Bu tasarımda amaçlanan diğerlerine nazaran daha etkin olan düşey titreşimleri azaltmak yönündedir.

#### 3.3.1 Süspansiyon Tasarımı

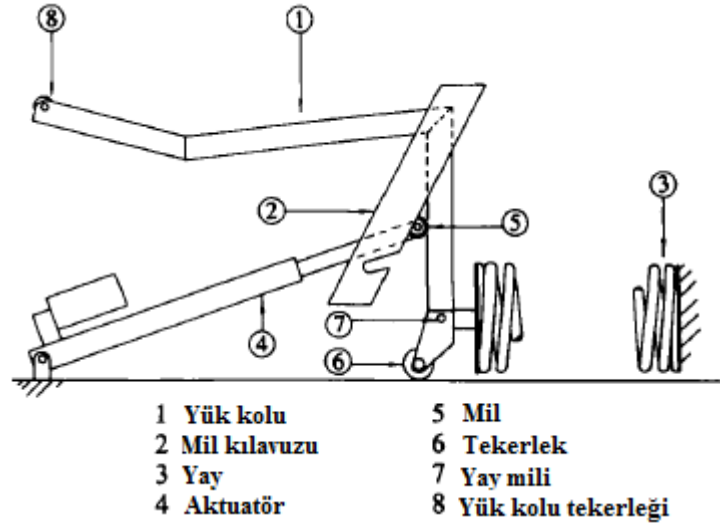
Tasarlanan hasta sedyesi; kütle merkezine yakın konumdaki mil yatağı civarında dönme hareketi yapan bir çerçeve üzerinde taşınmaktadır. Bundan dolayı ambulansın ivmelenmesinde oluşan baş vurma ve özellikle frenleme esnasında oluşan dalma hareketi engellenmektedir. Zemin ve sedye arasındaki izafi hareketi ayarlamak için bilyalı yataklar düşey şaft üzerinde çalışmakta, böylece araç zemindeki titreşimlere rağmen hasta sedyesi sabit tutulmaya çalışılmaktadır [24].



Şekil 3.18 Sedyesi süspansiyonu [24]

Sedyeyi taşıyan çerçeve bağımsız iki kol tarafından desteklenmektedir. Bu taşıyıcı kollarının hareketi yatay olarak yerleştirilmiş ve sedyenin boylamsal eksenine paralel olan yaylar tarafından kısıtlandırılarak sedye ve hastanın ağırlığı her bir kolun alt tarafında bulunan küçük tekerlekler üzerinde taşınır.

Süspansiyon tasarım mekanizması Şekil 3.19’da gösterilmiştir. Bu tasarımda yaya karşı uygulanan kuvvet, eğimli kılavuz boyunca çalışan mil tarafından aktarılmakta, bu milin pozisyonu ise 12 dc’lik bir elektrik aktuatörü tarafından belirlenmektedir. Başlangıçta aktuatör geri çekik, mil ise mil destekleme parçası içerisindeki çentiğe oturmuş ve yay neredeyse tamamen uzamış halde bulunmaktadır [24].



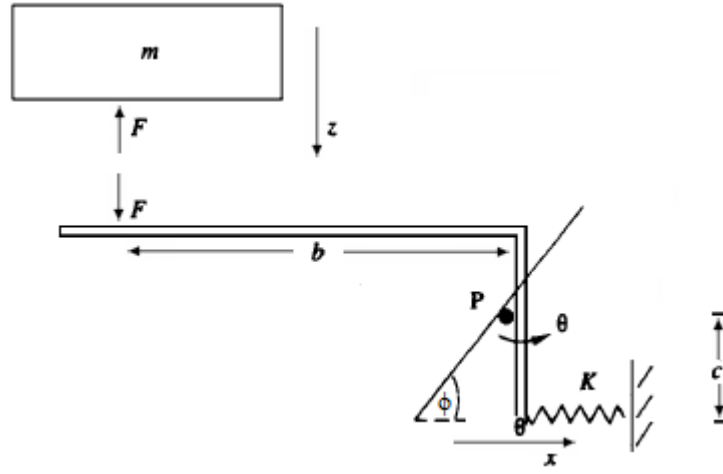
Şekil 3.19 Süspansiyon tasarım mekanizması (Bir ucu) [24]

Aktuatörün çalışmasıyla destek elemanındaki mile kuvvet uygulanır ve yay sıkıştırılır. Burada önemli olan yay tarafından uygulanan kuvvetin, yükün kaldırması için yeterli olmasıdır. Süspansiyon için yeterli yükseklik sağlandığı zaman aktuatör mili bir dayanak gibi tutar, sistem yüklüken aktuatör kapalı olsa da mil geriye dönmemektedir.

Süspansiyon sisteminde asıl amacı taşıyıcılık olan tabandaki tekerleklerin en önemli ikinci görevi de sönümleyicilik özelliği taşımalarıdır. Bu tekerlekler yüksek



mukavemetli polimer malzemeden yapılmış olup burç üzerinde küçük bir boşlukta hareket etmektedir. Tekerlek yatakları gres yağı ile doldurulur, gres yağ iki yüzeyi birbirinden ayırır ve viskoz sönümlenme oluşturur. Bunun için yatakta oluşan sönümlenme kuvveti çap genişlik ve boşlukla da bağlı olarak değişir. Çalışmada sönümlenme kuvveti deneme yanılma yoluyla elde edilmiştir, elde edilen bu kuvvet yetersiz olduğunda yatak çapı büyütülerek aradaki açıklık azaltılmıştır, yani sürtünme yüzeyini arttırılmıştır [24].



Şekil 3.20 Süspansiyon sisteminin şematik gösterimi [24]

Yukarıdaki şekilde süspansiyon sisteminin bir yarısı şematik olarak gösterilmiştir. Burada kolun kütlesi  $m_a$ , kolun merkezinden pime yatay olan mesafe  $\bar{r}$  ve pim etrafında dönme radüsü  $k_a$ 'dır. Eğer kol,  $m$  kütlesini statik pozisyonda yatay yük koluyla birlikte destekliyorsa [24];

$$mbg + m_a \bar{r} g = Kxc \quad (3.17)$$

$$c = x \tan \phi \quad (3.18)$$

eşitlikleri elde edilir.

### 3.3.2 Aşağı-Yukarı Doğal Frekansı

Sedye ve hasta için aşağı-yukarı hareket için doğal frekans:

$$\omega_h^2 = \frac{Kc^2}{m_a k_a^2 + mb^2} \quad (3.19)$$

olarak hesaplanır. Buradan görüleceği üzere  $\frac{c}{b}$  yeteri kadar küçük seçilirse doğal frekansta azalma sağlanır. Denklem (3.17) ve (3.18)'den de bu eşitlik:

$$\omega_h^2 = \frac{(mb + m_a \bar{r})g \tan \phi}{m_a k_a^2 + mb^2} \quad (3.20)$$

olarak daha açık bir şekilde ifade edilebilir [24].

Hesaplamalarda en küçük kütleli hasta taşınması durumunda dahi kol kütlelerini önemsiz görülüp hesaba katılmamıştır. Her kolun yaklaşık kütlesi 1.5 kg ve pime olan yatay uzunluğu 0.25 m'dir. 25-30 kg'lık bir sedyede, 25 kg'lık bir çocukta bile her bir  $b=0.5$  m'lik değerine sahip moment kolu üzerinde 25 kg'lık bir yük olur. Kolun  $m_a$  kütlesi ve ataleti ihmal edilirse yaklaşık doğal frekansı;

$$\omega_h^2 \approx \frac{g \tan \phi}{b} \quad (3.21)$$

Bu ifade verilen doğal frekans değerini etkileyen parametrelerden biri mil kılavuzunun eğim açısı  $\phi$ 'dir.

Yay, maksimum yarım-yük  $m_m$  değerinde boyutlandırılır. Yayın maksimum yükteki deplasmanı ( $x_m$ ) ve kolun kütlesi  $m_a$  ihmal edilirse (3.17) ve (3.18) nolu eşitlikten elde edilen ;

$$m_m bg = Kx_m^2 \tan \phi \quad (3.22)$$

İfadesi (3.19) nolu eşitlikteki  $\tan \phi$  yerine koyulduğunda;

$$K = \frac{m_m g^2}{X_m^2 \omega_n^2} \quad (3.23)$$

maksimum yükteki yay rijitlik katsayısı (K) bulunur [24].

### 3.3.3 Baş Vurma Doğal Frekansı

Yük kolunun kütlesi ve sönümlemenin ihmal edilmesiyle baş vurma salınımı kontrol eşitliği; hastanın atalet momenti ( $J_p$ ) ve sedyenin atalet momenti ( $J_s$ ) olmak üzere:

$$(J_p + J_s)\ddot{\theta} + 2Kc^2\theta = 0 \quad (3.24)$$

Bu ifadedeki  $Kc^2$  yay momenti (3.17) ve (3.18) nolu eşitliklerden;

$$Kc^2 = mbgtan\phi \quad (3.25)$$

İfadesine eşittir. Burada m toplam yükün yarı kütlesidir (hasta ve sedye toplamı kütlesi)  $m=(m_p+m_s)/2$ .

Yapılan hesaplarda kullanılan insan vücudu modeli verileri Dempster'in modelinden alınmıştır. Ağırlık merkezine göre, vücudun baş vurma atalet momenti;

$$J_p = 0.0056m_p h_p \equiv m_p k_p^2 \quad (3.26)$$

Sedyenin üniform bir gövde gibi davrandığını düşünerek vücudun ağırlık merkezine göre sedyenin atalet momenti ( $m_s$ =sedye kütlesi,  $l_s$ =sedye uzunluğu,  $h$ =hasta ve sedye ağırlık merkezleri arasındaki mesafe,  $k_s$ =sedyenin ağırlık merkezini etrafındaki radyan cinsinden dönme açısı,  $k_p$ =hastanın ağırlık merkezini etrafındaki radyan cinsinden dönme açısı);

$$J_s = \frac{m_s l_s^2}{12} + m_s h^2 \equiv m_s k_s^2 \quad (3.27)$$

Buradan baş vurma doğal frekansı;

$$J_p + J_s = m_p k_p^2 + m_s k_s^2 \quad (3.28)$$

$$\omega_p^2 = \frac{(m_p + m_s) b g \tan \phi}{m_p k_p^2 + m_s k_s^2} \quad (3.29)$$

olarak bulunur [24].

Yük kolu uzunluğu  $b$ 'nin azalmasıyla baş vurma doğal frekansında azalma yaşanırken bunun tersi olarak (3.21 nolu eşitliğe göre) aşağı-yukarı doğal frekansta artış gözlenir. (3.21) ve (3.29) nolu eşitlikler kullanılarak;

$$\frac{\omega_p^2}{\omega_h^2} = \frac{(m_p + m_s) b^2}{m_p k_p^2 + m_s k_s^2} \quad (3.30)$$

oranı sağlanır [24].

### 3.3.4 Deneysel Çalışmalar ve Performans Değerlendirmeleri

Tasarımı gerçekleştirilen hasta sedyesi süspansiyon sisteminin konseptini test etmek için iki farklı yöntem kullanılmaktadır;

I- Hidrolik kuvvetli sarsma masası kullanılarak yapılan laboratuvar testi

II- Ticari panelvan tipi araç şasisi ambulans kullanarak yapılan yol testi

Yapılan deneylerde yük olarak; insan vücudunun kütle dağılımını simüle etmek için sedye üzerine yerleştirilmiş çelik plaklar kullanılmıştır [24].

### 3.3.4.1 Sarsma Testi

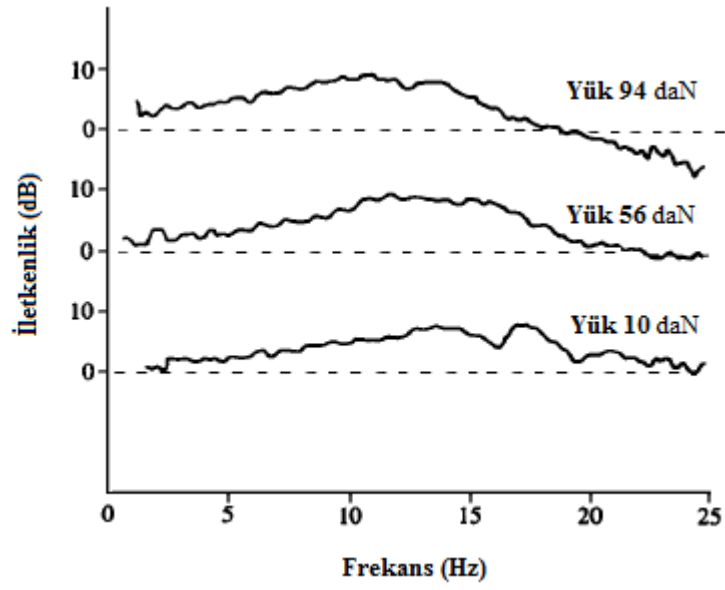
Sarsma masası testleri, sedye yatağının ve yatak artı sedyenin iletkenlik değerlerini elde etmek için kullanılmıştır. Masanın ürettiği titreşim girdileri, ambulans zemininde oluşan titreşim girdilerine benzetilip, seyir halindeki ambulans ortamı oluşturulmaya çalışılmıştır. Ölçümler için iki adet üçgen tipli ivmeölçer kullanılarak birincisi yükün ağırlık merkezine, diğeri ise birinci ivmeölçerin hizasında, titreşim masasının üstüne yerleştirilmiştir [24].

Titreşim girdilerinin oluşturulması için aktuatörler kullanılmıştır. İvmeölçerler ile toplanan veriler 10x Voltajlı yükseltici yoluyla spektrum analizlerinin A ve B kanallarına gitmekte, bu cihaz her iki kanaldaki spektrumları karşılaştırmasını yaparak x-y ekseninde transfer fonksiyonunu (iletkenlik eğrisini) ekran üzerinde kaydetmektedir.

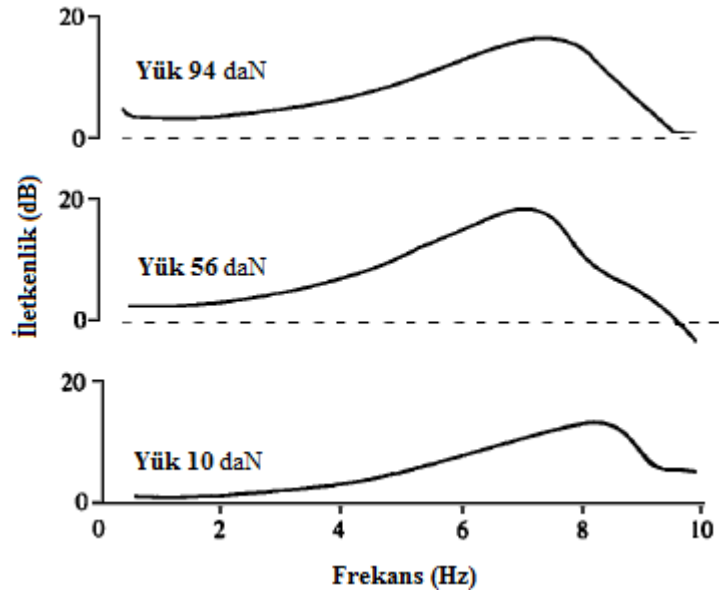
### Testten alınan sonuçlar

Çalışmalarda pratikte uygulanması muhtemel üç ayrı kütle seçilmiştir. Sedye yatağı ve sedye gövdesi artı yatağının iletkenlikleri sırasıyla Şekil 3.21 ve Şekil 3.22'de gösterilmiştir.

Şekil 3.21'den gözüktüğü üzere sedye yatağı, mekanik şoklara karşı bir miktar izolasyon sağlasa da ilgilenilen düşük frekans aralığında amplifikasyonlara sebep olmuştur. Ayrıca yatağın 20 Hz altındaki frekanslarda azaltıcı etkisi gözükmemektedir. Şekil 3.22'ye bakıldığında 56 daN ve 94 daN'luk yükler için amplifikasyonlar 1.5 Hz'de 3 dB ve 4 Hz'de 7 dB civarında ölçülmüştür. Üç farklı yükün kesiştikleri frekans değeri 10 Hz civarındadır ve grafikten sedye gövdesinin rezonans frekansı 8 Hz bölgesinde olduğu anlaşılmaktadır [24].



Şekil 3.21: Sedye yatağının iletkenlik değeri [24]



Şekil 3.22 Sedye yatağı ile sedye gövdesinin iletkenlik değerleri [24]

### 3.3.4.2 Yol Testleri

Yapılacak yol testlerinde dört adet ivmeölçer kullanılmakta, birincisi yükün ağırlık merkezine, ikincisi sedyenin baş kısmına (0.75 m mesafede) ve diğer ikisi de bu ivmeölçerlerin hizasındaki araç zeminin üzerine yerleştirilmektedir. İvme girdileri çok kanallı teyp tarafından kaydedilmekte ve sedyenin aşağı-yukarı ivmelenmesi, yükün ağırlık merkezindeki düşey ivmesi olarak algılanmaktadır. Baş vurma hareketinin ivmesini ölçmek için; sedye başındaki ölçülen ivme değeriyle, ağırlık merkezindeki ivme değerinin arasındaki fark dikkate alınır. Baş vurma açısal ivmesinin ( $\text{rad/s}^2$ ) hesabı ise; ivme değerleri arasındaki bu farkın ivmeölçerler arasındaki mesafeye (0.75 m) bölünmesiyle yapılır. Zemindeki aşağı-yukarı ve baş vurma ivme değerleri de aynı şekilde elde edilmektedir [24].

Yapılan testlerde kullanılacak yollar “Bath” bölgesinde 3 farklı karayolu ve bir arazi yolu olarak seçilmiştir.

**A Yolu:** Yumuşak virajlı ve düzgün yüzeyli ana yol ( $V=80$  km/h).

**B Yolu:** Yüzeyinde kasisler bulunan, çok sayıda tamirat görmüş şehir içi yol ( $V=50$  km/h)

**C Yolu:** Oldukça pürüzlü bir yüzeye sahip rampa çıkışlı ve virajlı taşra yolu ( $V=40-50$  km/h)

**Arazi Yolu:** Çok sayıda büyük çukura sahip pürüzlü yüzeyi olan köy-arazi yolu ( $V=5-10$  km/h).

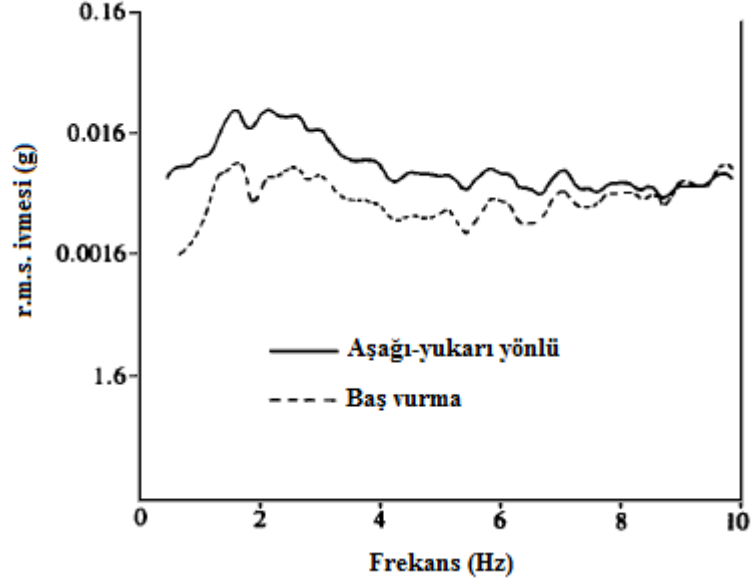
Yapılan ölçümlerde ivme değerleri yaklaşık ikişer dakikalık ölçümlerle elde edilmiştir [24].

#### Testten alınan sonuçlar

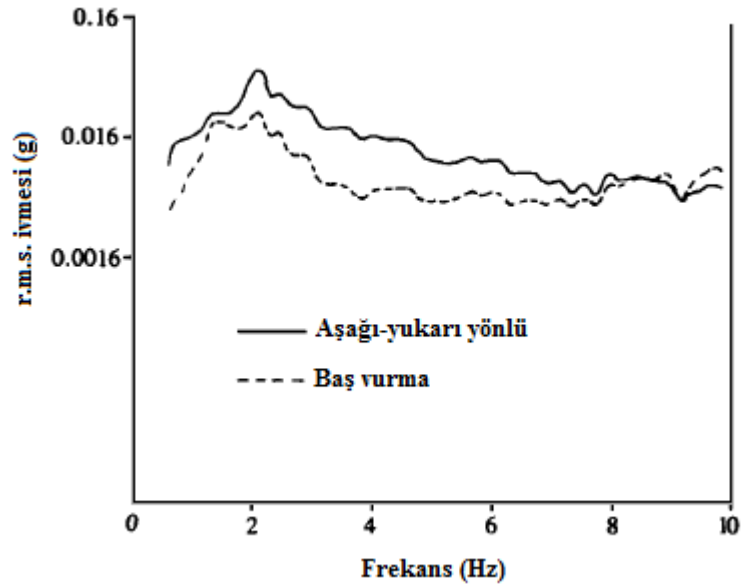
Ambulans tabanındaki aşağı-yukarı ve baş vurma ivmeleri A ve C yolları için en iyi ve en kötü sırasıyla Şekil 3.23 ve Şekil 3.24’ de gösterilmiştir.

Şekil 3.23’e bakıldığında A yolu için zeminde, hem aşağı-yukarı hareket hem de baş vurma ivme değerlerinin 2 Hz civarında çift pik değerlerine sahip olduğu

görülür. Bunun nedeni tam olarak anlaşılamamaktadır. Diğer üç yolda, örneğin C yolunda 2 Hz civarında tek bir pik noktası oluşmuştur [24].



Şekil 3.23 A yolu, araç zeminindeki aşağı-yukarı ve baş vurma ivme spektrum grafiği [24]



Şekil 3.24 C yolu, araç zeminindeki aşağı-yukarı ve baş vurma ivme spektrum grafiği [24]



Bu 4 farklı yol için ambulans zemindeki baş vurma ivmesi, aşağı-yukarı yöndeki ivmeyle 10 Hz civarında aynı değerlere karşılık gelmektedir. Daha düşük frekanslarda C ve D yüzeyleri hariç aşağı-yukarı yönlü ivme, baş vurma ivmesinden daha belirgindir. Çok pürüzlü yollarda ise 1 Hz civarında, baş vurma ivmesi aşağı-yukarı yöndeki ivmeye yaklaştığı ölçülmüştür [24].

Araştırmacılar, aşağı-yukarı yönlü ivmelenmeye karşı dayanım seviye değerleri için ISO 2631’de sırt üstü yatan kişilerin 5 dakikalık dikey titreşim dayanım seviyeleri verilerini kullanmışlardır. Baş vurma dayanım seviyelerinde ise Oliver, R.J. ve Gibson, P.D.G. MIRA raporlu K13010, 1978” çalışmalarında belirttikleri üzere ; 1.5 Hz - 6 Hz frekans aralığı boyunca  $2.5 \text{ rad/s}^2$  (açısal) civarında olan baş vurma salınımların dayanım seviye değerlerini kullanmışlardır. Bu frekans aralıklarında kişisel titreşim hassasiyet farklılıkları çok önemsiz değerdedir [24].

Belirlenmiş bu dayanım seviyeleri ve bilinen taban titreşim girdileri ile sedye süspansiyonundaki baş vurma ve aşağı-yukarı yönlü titreşim hareketleri için gerekli izolasyonlar yapılabilmektedir.

Her hangi bir frekanstaki 5 dakikalık r.m.s. ivme tolerans seviyesi  $a_t$ , bu frekanstaki zemin ivme r.m.s.’i de  $a$  olarak kabul ettiğimizde, tolerans sınırı  $a$  denklem (3.31)’deki gibi hesaplanır:

$$20 \log \frac{a_t}{a} \quad (3.31)$$

Hesaplanan daha düşük tolerans sınırlarında daha büyük titreşim izolasyonuna ihtiyaç duyulduğu, yumuşak virajlı ve düzgün yüzeyle ana yol ile oldukça kötü pürüzlü yüzeyle, rampa çıkışlı ve virajlı bir taşra yoluna ait araç zeminindeki aşağı-yukarı ve baş vurma ivme spektrum grafiklerinden (Şekil 3.23 ve 3.24) 1.5, 2, 2.5, 3, 4 Hz frekans değerleri için tolerans sınırları tablosu oluşturulmuştur (Bkz. Tablo 3.2 , Tablo 3.3).

Tablo 3.2 A yolu için tolerans sınırları [24]

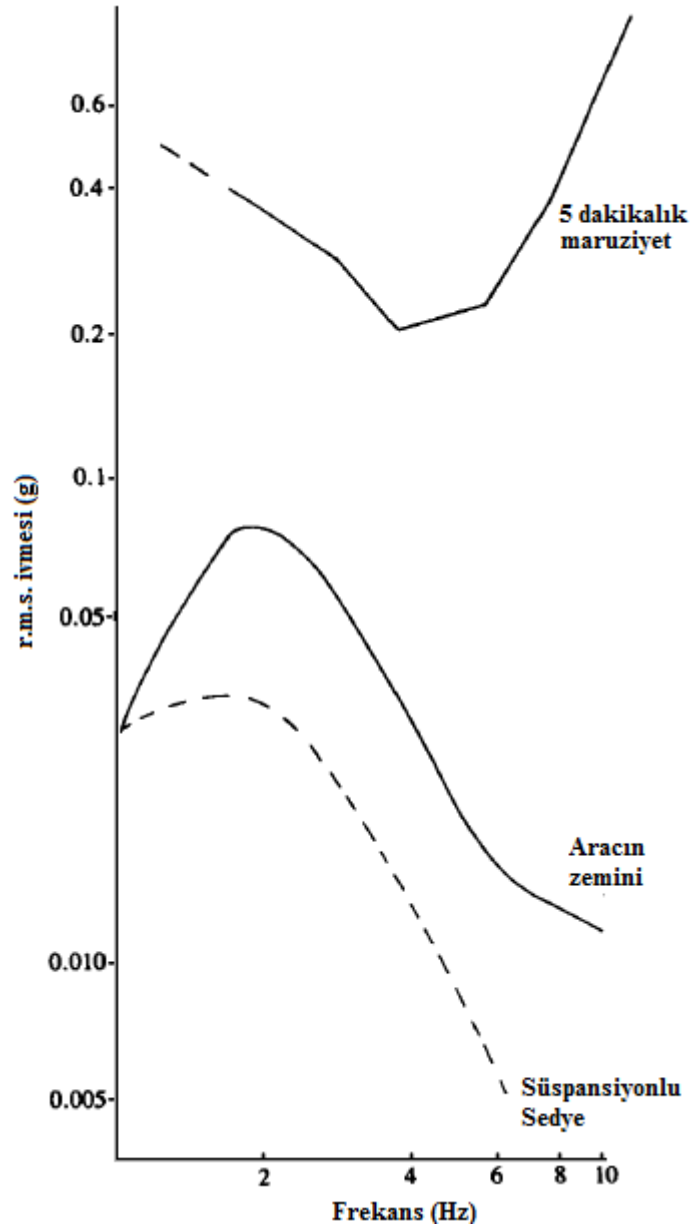
Frekans	1.5	2	2.5	3	4
Zemin için aşağı-yukarı yönlü (dB)	23	22	21	25	27
Zemin için baş vurma (dB)	26	29	27	28	33

Tablo 3.3 C yolu için tolerans sınırları [24]

Frekans	1.5	2	2.5	3	4
Zemin için aşağı-yukarı yönlü (dB)	24	15	21	24	25
Zemin için baş vurma (dB)	19	18	25	28	29

Tablolar yorumlandığında; A yolu boyunca ambulans zemininde oluşan aşağı-yukarı yönlü titreşim izolasyonu, baş vurmaya göre daha fazla olmalıdır. Çünkü kritik frekansta (2.5 Hz); baş vurmadaki tolerans sınırı, aşağı-yukarı yönlüye göre 6 dB daha fazladır.

C yolu boyunca aşağı-yukarı yönlü titreşim baş vurma titreşimine göre daha etkilidir ancak baş vurma titreşimi A yoluna göre daha etkilidir. Ancak kritik frekansta (2 Hz) ambulans zeminindeki baş vurmada tolerans sınırı, aşağı-yukarı yönlüye göre 3 dB daha fazladır. Bu yüzden bir sedye süspansiyonunda baş vurma titreşimlerini aşağı-yukarı yöndeki titreşimleri kadar azaltmak gerekmemektedir. 1.5 Hz frekansta sabit süspansiyonlu sedye üzerindeki hasta, baş vurma hareketinden aşağı-yukarı harekete göre daha çok etkilenmekte ancak kritik frekans 2 Hz'de, baş vurma hareketinin tolerans sınırı daha büyük olduğundan bu hareketten etkilenişi aşağı-yukarı yöndeki harekete göre daha azdır. Şekil 3.25'te sırt üstü yatan hastalar için süspansiyonlu sedyedeki düşey titreşimler, dört tip yolun ortalaması ile 5 dakikalık MIRA (Motor Industry Research Association) dayanıklılık eğrileri karşılaştırılmıştır [24].

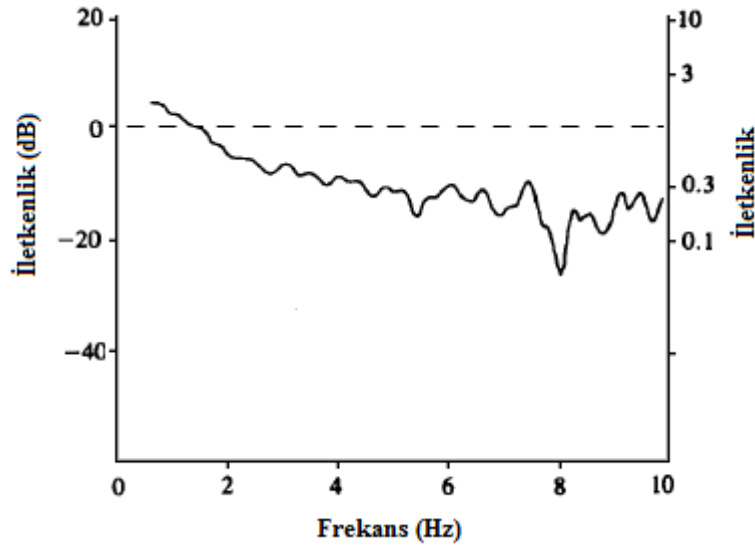


Şekil 3.25 Sedyedeki dikey titreşimlerin MIRA Maruziyet eğrileriyle karşılaştırılması (sırt üstü yatan hastalar için) [24]

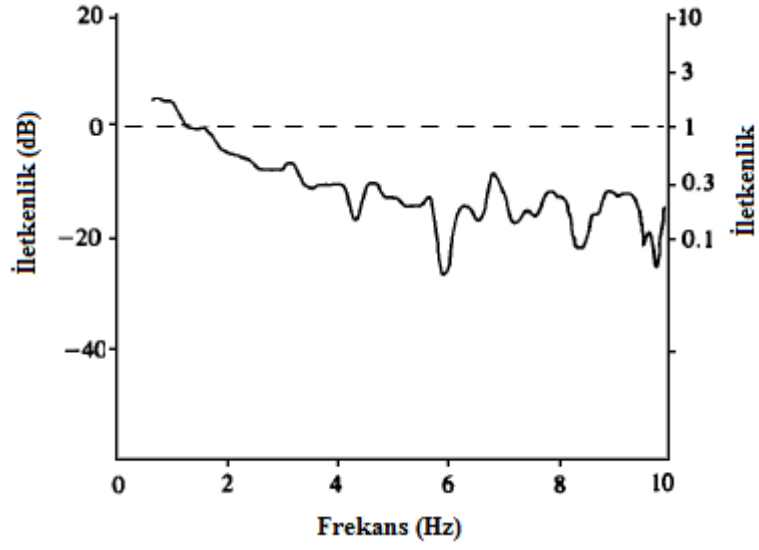
Yapılmış karşılaştırmalardan elde edilen sonuçlara göre; süspansiyonlu sedye ambulans zeminindeki titreşimde 1.5 Hz'de 7 dB, 4 Hz'de ise 9 dB azalma sağladığı ve bunun makul bir seviyede olduğu ancak Şekil 3.21'de daha önce görüldüğü üzere; sedye çerçevesi ve yatağı 1.5 Hz'de 3 dB, 4 Hz'de ise 7 dB'lik bir amplifikasyon meydana getirdiği, bu durum da göz önüne alındığında süspansiyon sistemi tek

başına ambulans zemin titreşimlerinde 1.5 Hz'de 10 dB ve 4 Hz'de 16 dB'lik bir kazanç sağladığı görülmüştür [24].

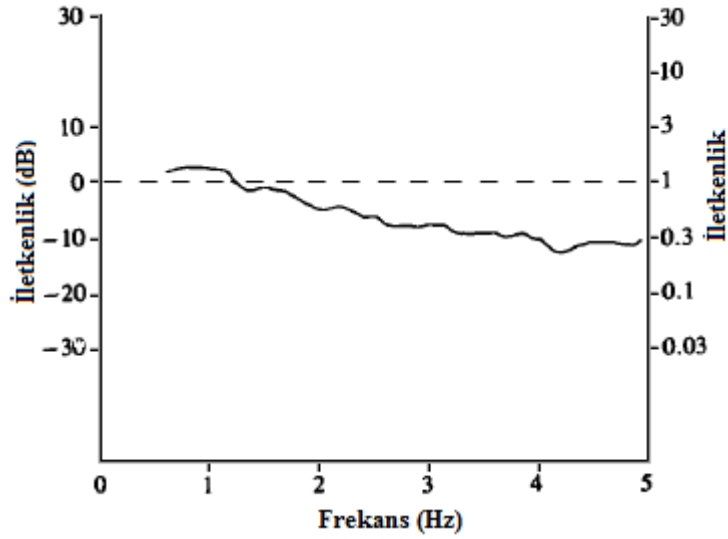
Aşağı-yukarı yöndeki iletkenlik değerleri A ve C yolları için sırasıyla Şekil 3.26 ve Şekil 3.27'de verilmiştir. A yolu için geçiş frekansı 1.5 Hz civarındır ve teorik olarak hesaplanan değerden daha yüksek çıkmıştır (ön görülen frekans değeri 0.9 Hz'di). C yolunda algılanan geçiş frekansı 1.27 Hz'e yakındır. Dört farklı yolun ortalama aşağı-yukarı yöndeki iletkenlik değerleri Şekil 3.28'te gösterilmiştir. Buradaki geçiş frekansı ise 1.28 Hz civarında olduğu ölçülmüştür [24].



Şekil 3.26 Süspansiyonun aşağı-yukarı yöndeki iletkenliği (A yolu, 710 N hasta için) [24]

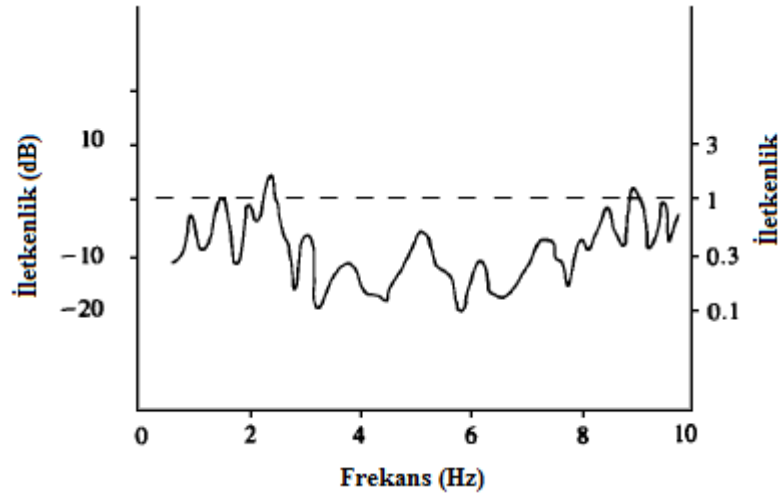


Şekil 3.27 Süspansiyonun aşağı-yukarı yöndeki iletkenliği (C yolu, 710 N hasta için) [24]



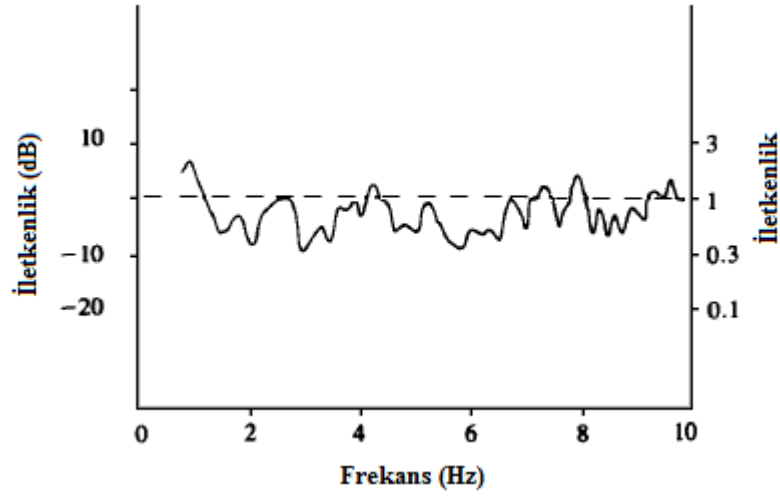
Şekil 3.28 Süspansiyonun aşağı-yukarı yöndeki iletkenliği (Tüm yolların ortalaması yolu, 710 N hasta için) [24]

Şekil 3.29'da A yolu boyunca sedye süspansiyonunun baş vurma iletkenlik grafiği 0-5 Hz aralığında sınırlandırılma yapılarak verilmiştir. Frekans ile değişim gösteren bu iletkenlik değerlerinin 3.5 Hz - 6 Hz'de -12 dB aralığında olduğu ve 2 Hz noktasında zayıflamalar başladığı görülmüştür.



Şekil 3.29 Süspansiyonun baş vurma yönündeki iletkenliği (A yolu, 710 N hasta için) [24]

C yolu için hasta sedyesi süspansiyonunun baş vurma hareketindeki iletkenliği Şekil 3.30'da gösterilmiştir.



Şekil 3.30 Süspansiyonun baş vurma yönündeki iletkenliği (C yolu, 710 N hasta için) [24]

Çalışmalarda, geliştirilen bu süspansiyon sistemi konseptin maliyetinin de önemli olduğu hususu da ayrıca belirtilmiştir. Bu sistemler için tüm verilerden elde

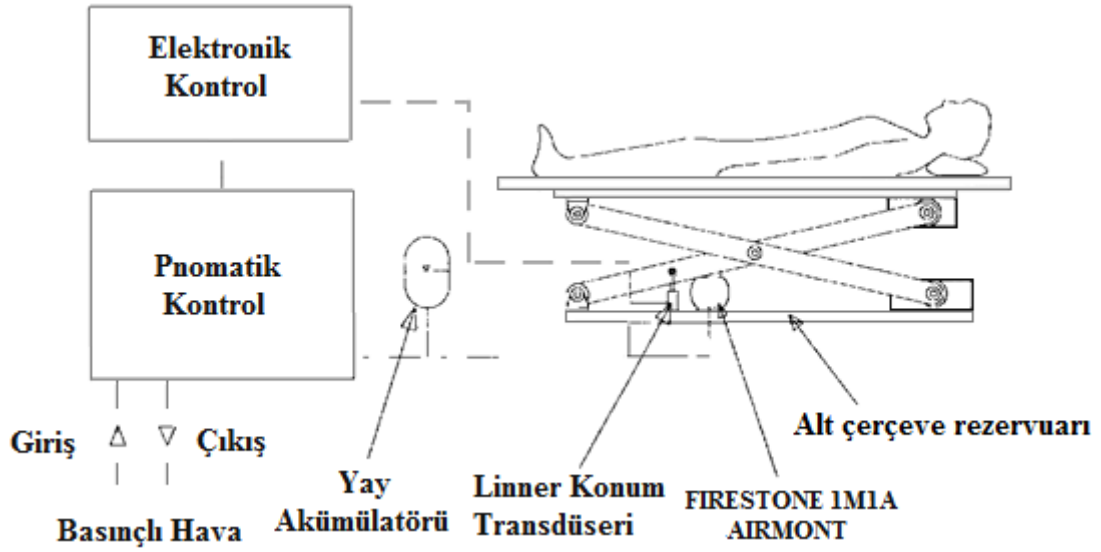
edilen sonuçlar; tasarlanan süspansiyonlu sedyenin sabit konumlu sedyelere göre daha makul seviyede bir fayda sağladığı ayrıca tablo 3.2 ve tablo 3.3'te de gösterildiği üzere baş vurma hareketlerinin aşağı-yukarı harekete nazaran daha küçük değerlerde olduğu ve titreşim yalıtım tekniği bakımından aşağı-yukarı yöndeki titreşim hareketi kadar önemli olmadığıdır [24]. Elde edilen verilerle sedye süspansiyonunun, sedye çerçevesinin ve sedye yatağının negatif yönde etkilerinin olmasına karşın, ortalama olarak düşey yöndeki ivme azaltıcı değerlerin 1.5 Hz'de 10 dB ve 4 Hz'de 16 dB olması kayda değer bulunmuştur.

### **3.4 Tek Serbestlik Dereceli Süspansiyon Sistemi**

Bu tek serbestlik dereceli süspansiyon sistemi Canterbury Üniversitesi tarafından geliştirilmiştir. Yapılan çalışmada bugüne kadar mekanik yaylı sistemlerle elde edilen tasarımlardan daha basit olan, makas mekanizmalı ve tek serbestlik derecesine sahip pnömatik süspansiyon tasarımı üzerine odaklanılmıştır. Bu bölümde Pettigrew'in tasarımı olan, tek serbestlik dereceli ve pnömatik yay sistemine sahip ambulans sedyesi süspansiyon mekanizması incelenecektir.

#### **3.4.1 Süspansiyon Tasarımı**

Pettigrew'in tasarımı, Şekil 3.31'de görülen alüminyum alaşımdan imal edilmiş makas mekanizmalı bu prototip, yay gibi işlev gören Firestone 1M1A Airmount yalıtıcılarının kullanımı temel alınarak yapılmıştır. Airmount yalıtıcıları, yeterince düşük bir doğal frekans elde etmek için, ek bir rezervuara bağlanmıştır [29].



Şekil 3.31 Makas mekanizmalı sedye süspansiyonun şematik diyagramı [29]

Yalıtıcı yay rijitliği, aşağıda görüldüğü gibi, hava hacmi ve basıncına bağlıdır. Yay rijitliği  $k$ , doğrusal olmayan köşeli parantez içindeki küçük değerli terim göz ardı edilerek verilmiştir [30]:

$$k = \frac{\gamma(P_0 + P_{at})A_c^2}{V_t + V_{c0}} \left[ \frac{1}{1 + \frac{A_c \delta}{(V_t + V_{c0})}} \right]^{\gamma+1} \quad (3.32)$$

$$k = \frac{\gamma(P_0 + P_{at})A_c^2}{V_t + V_{c0}} \quad (3.33)$$

Yaydaki hava kütlesi ayarlandığında, statik kalkış yüksekliği süspansiyona uygulanan kütleyle bakılmaksızın sabit olur ve doğal frekans süspansiyona uygulanan kütlede büyük ölçüde bağımsızdır. Yay rijitliği mutlak hava basıncıyla değişmekte, ancak yük taşıma kapasitesi gösterge basıncıyla değiştiğinden, doğal frekans artan hasta kütlesi ile hafif şekilde düşme eğiliminde olur.

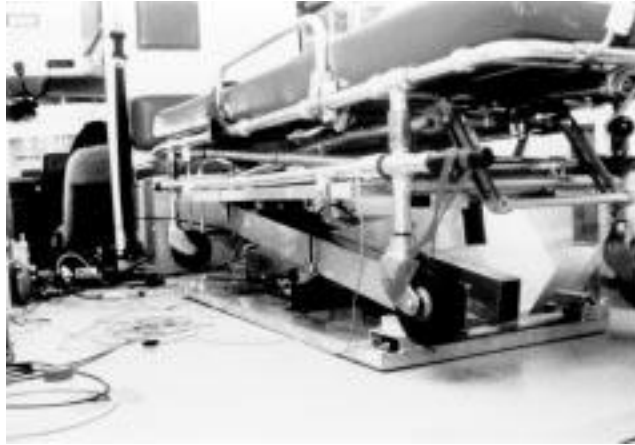


Hava yayı sisteminin uygulanması pnömatik bileşenler ve basit bir elektronik kontrol devresi içermektedir. Pettigrew tarafından açıklanan pnömatik devre, 12 Voltluk küçük ve taşınabilir bir kompresörden sağlanan 6 bar'a kadar sıkıştırılmış hava ile beslenmekte, devre için hava alt çerçevede içi boş ve ikisinin toplamı 1.98 litre olan gerekli hacme sahip depo tarafından sağlanmış olmaktadır [29].

Pettigrew'un pnömatik devresinin özelliklere aşağıda verilmiştir [29]:

- a-** Kontrol edilebilir oranda süspansiyonu yükseltip alçaltma;
- b-** Kalp masajı ve suni teneffüs için Airmount'ların daha sert bir yatak sağlayabilmesi,
- c-** Elle değiştirilebilen sönümlenme sınırlayıcısı olarak kullanılabilmesi.

Elektronik kontrol devresi ile mantık elemanları, sistemin durumuna ve hasta yüküne bağlı olarak davranabilmesi için birleştirilmiştir. Yükseklik konumunun geri beslemesi, alt çerçeveye eklenen lineer deplasman transdüseri yoluyla sağlanmakta elektronik kontrolleri ile birlikte bütün sistem kütlesi 20 kg'den daha hafif olup Prototip Sistemin ambulansa montajlanmış hali Şekil 3.32'de görülmektedir [29].



Şekil 3.32 Ambulansa kurulmuş tek serbestlik dereceli süspansiyon [29]

### **3.4.2 Deneysel Çalışmalar ve Performans Değerlendirmeleri**

Makaslı kaldırma süspansiyonun yol testleri Raine ve Henderson tarafından, laboratuvar testleri de Pettigrew tarafından yapılmıştır. Yapılan tüm bu çalışmalar göstermiştir ki, istenen seviyenin üstünde, 2 Hz civarında bir doğal frekans elde edilmiştir.

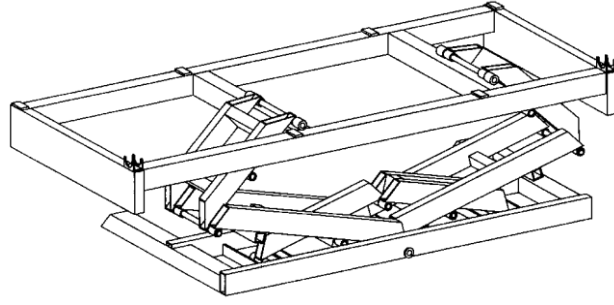
Her ne kadar bu sistemin 2 Hz'lik doğal frekansı, ambulans zemin ivmeleri spektrumunun pik derecesine yakın olup ve nicel faydası düşük olsa da, performansa yönelik öznel izlenimler iyi çıkmıştır. Süspansiyonlu sedyeyi kullanan hastalar, sedyenin doğrudan zemin üzerine yatırıldığı duruma kıyasla sürüşün çok daha konforlu olduğunu ve büyük ölçekli darbelerin sarsıcı etkisinin ortadan kaldırıldığını belirtmişlerdir [29,31].

### **3.5 İki Serbestlik Dereceli Pnömatik Sedy Süspansiyonu Sistemi**

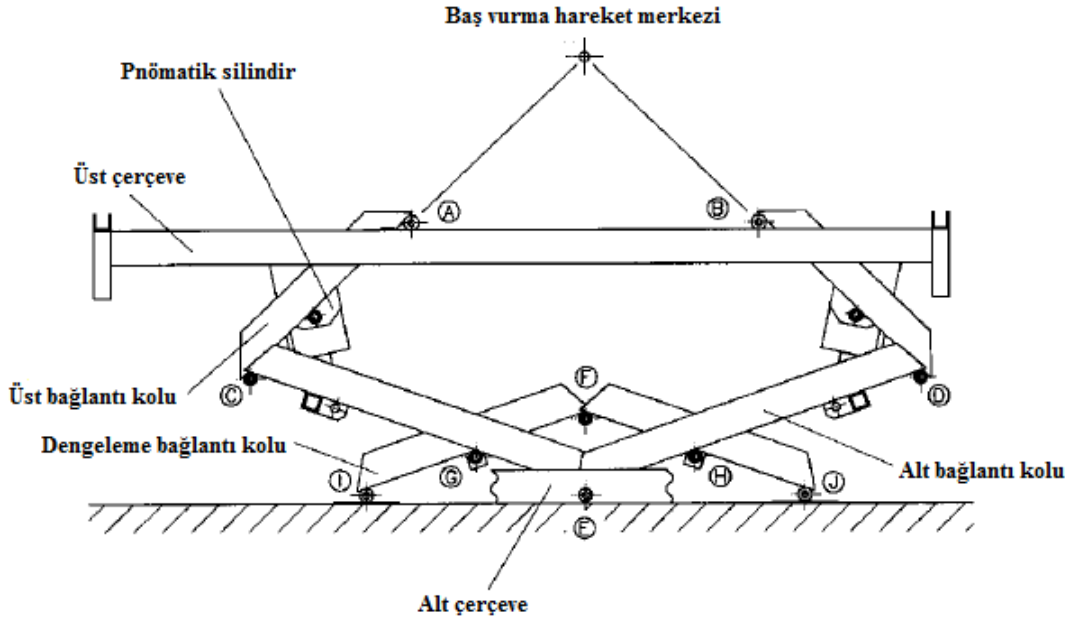
J. K. Raine ve R. J. Henderson, bir önceki bölümde bahsedilmiş olan tek serbestlik dereceli pnömatik sedye süspansiyonunu geliştirerek temel çalışma prensipleri benzeyen daha üstün bir sistem tasarlamışlardır [31]. Bu bölümde geliştirilen bu ambulans süspansiyon sistemi incelenecektir.

#### **3.5.1 Süspansiyon tasarımı**

Tasarlanmış ambulans sedye süspansiyonunun mekanizması Şekil 3.33 ve 3.34'te gösterilmiştir. Bu mekanizmanın baş vurma dönme merkezi, AC ve BD bağlantılarının hayali kesişiminde bulunmaktadır (Şekil 3.34) ve Şekil 3.35'de görüleceği üzere kütlelerin yük merkeziyle çakışmaktadır. Baş vurma hareketi üstteki AC ve BD (Bkz. Şekil 3.36); aşağı-yukarı hareket ise çoğunlukla alttaki CE ve DE bağlantı kolları tarafından yapılmaktadır. Dengeyi sağlayan FI ve FJ bağlantıları, I ve J'deki tekerleklere oturtulmuş ve alt kollarının (CE ve DE) ambulans zeminine aynı miktarda açı yapmalarını sağlamaktadır [31].



Şekil 3.33 İki dereceli serbestlik süspansiyonunun genel görünümü [31]



Şekil 3.34 Süspansiyon sisteminin kaldırma tertibatı [31]

A'dan H'ye kadar tüm eklem noktalarında paslanmaz çelik akslar ve Nylatron GSM burçlar kullanılmıştır. Şekil 3.34'te gösterilen I ve J noktalarında yataklanmış tekerlekler alt (ana) şasi çerçevesi içindeki yatay düzlemde çalışırlar. Yaylanma 2.4 bar ile 8.3 bar aralığında değişen basınca sahip hava ile beslenen iki adet Firestone 2M1A Airmount izolator tarafından sağlanmaktadır. Mekanizma, ambulans zeminine cıvatalanmış olan hafif alt çerçevenin üstüne monte edilmekte, şasi ve mekanizma ile otomatik bir sürüş-yükseklik ayarlayıcı sistemi birleştirilmiştir.

Basıncılı hava elde etmek için ya 12 Voltluk basınçlı hava pompasından ya da 200 bar basınçlı 6 litrelik mobil hava deposu haznesinden yararlanılır. İkinci seçenekteki süspansiyon birimi tamamen kendi kendine yeter ve bir ambulandan diğerine kolaylıkla aktarılabilir niteliktedir [31].

### 3.5.2 Aşağı-Yukarı ve Baş Vurma Doğal Frekansları

Çalışmalarda Şekil 3.33 ve 3.34'te görülen mekanizma, eşit ve 0.5 Hz'i değerini geçmeyen baş vurma ve aşağı-yukarı doğal frekanslarını sağlamak amacıyla tasarlanmıştır. Bağlantı kolları uzunlukları, mekanizmadaki baş vurma hareketi sonucu oluşan boylamsal ya da aşağı-yukarı yöndeki ivmeler ile aşağı-yukarı hareketle oluşan baş vurma dönme merkezi pozisyonundaki değişimi asgari düzeye çekmeyi sağlayacak şekilde belirlenmiştir.

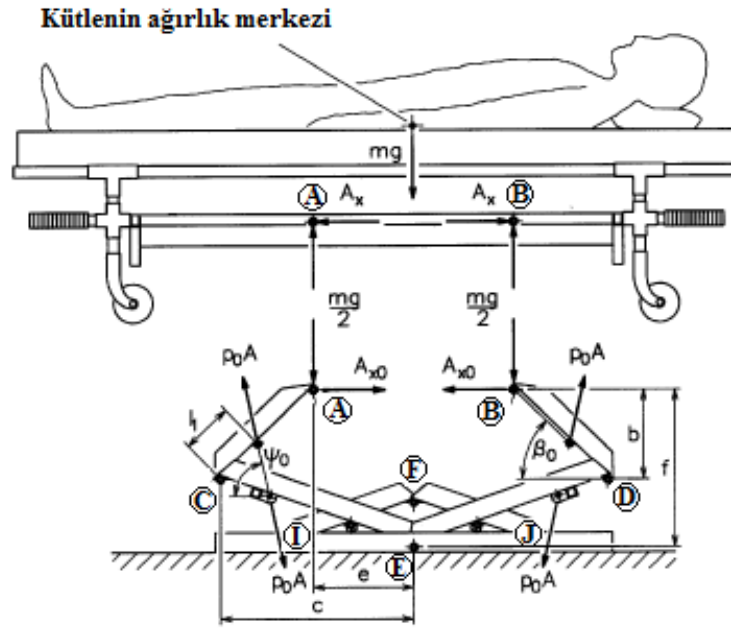
Süspansiyon sisteminde oluşan yer değiştirmeler için doğal frekans ifadeleri sistemin dinamik denklemleri lineerleştirilerek doğal frekans ifadelerinin yazılmalarını sağlamışlardır. Şekil 3.35 ve 3.36'da süspansiyon sisteminin serbest cisim diyagramları ve bu diyagramlardan 7 bilinmeyenli ( $A_y$ ,  $B_y$ ,  $A_x$ ,  $B_x$ ,  $\ddot{x}$ ,  $\ddot{y}$ ,  $\ddot{\theta}$ ) denklemin elde edilişi gösterilmiştir. Süspansiyon sisteminin sönümsüz serbest titreşim analizinde kullanılan bu denklemler, sistemin doğal frekanslarının ( $\omega_h$ =Aşağı-yukarı,  $\omega_p$ =Baş vurma) aşağıdaki ifadelerini sağlaması için eş zamanlı olarak çözümlenerek doğal frekanslar [31]:

$$\omega_h = \sqrt{\left\{ 2 \frac{k}{m} \left( \frac{f}{l_0} \right)^2 \left( \frac{l_1}{L_1} \right)^2 \left( \frac{l_2}{L_2} \right)^2 - \frac{g}{f} \left[ 1 - \left( \frac{f}{l_0} \right)^2 \left( \frac{l_1}{L_1} \right) \left( \frac{l_2}{L_2} \right) \right] \right\}} \quad (3.34)$$

$$\omega_p = \sqrt{\left\{ 2 \frac{k}{I} \left( \frac{e}{c-e} \right)^2 \left[ \left( \frac{l_1}{L_1} \right) \left( \frac{l_2}{L_2} \right) \frac{cb+a(c-e)}{l_0} \right]^2 - \frac{mge [cb+a(c-e)]}{I(a+b)(c-e)^2} \left[ b - e \left( \frac{l_1}{L_1} \right) \left( \frac{l_2}{L_2} \right) \frac{cb+a(c-e)}{l_0^2} \right] \right\}} \quad (3.35)$$

Pnömatik ambulans sedye süspansiyonu sisteminin statik ve dinamik davranışları için durum ve hareket denklemleri verilmiş, verilen ifadeler için:  $a=173$  mm,  $b=230$  mm,  $e=257$  mm,  $l_1=l_2=132.5$  mm,  $L_1=331.5$  mm değerleri kullanılmıştır. Hasta ve sedye kütlelerine nazaran alüminyum alaşımli bağlantı kolları çok hafif olduğundan kolların kütlesi hesaba katılmamıştır [31].

**Statik durum için:**



Şekil 3.35 Kütle ve mekanizma statik kuvvetleri [31]

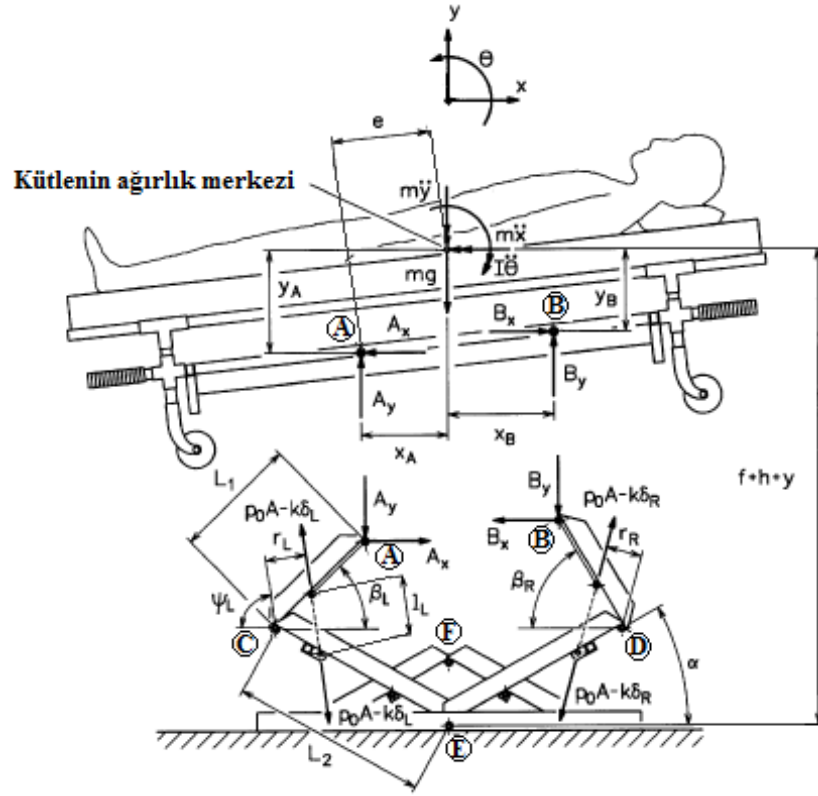
$$\frac{mg(c-e)}{2} + A_{x0}b = P_0A_c l_1 \sin(\psi_0 + \beta_0) \quad (3.36)$$

$$\frac{mg}{2}e = A_{x0}f \quad (3.37)$$

İzolator kuvveti:

$$P_0A_c = \frac{(mg/2)(c-e+eb/f)}{l_1 \sin(\psi_0 + \beta_0)} \quad (3.38)$$

Kinematik durum için:



Şekil 3.36 Kütle ve mekanizma dinamik kuvvetler [31]

Dikeyde toplam uzunluk:

$$L_2 \sin \alpha + L_1 \sin \beta_L + e \sin \theta + h \cos \theta = f + h + y \quad (3.39)$$

Dikey olarak mekanizmanın üst kısmı:

$$L_1 \sin \beta_L + 2e \sin \theta = L_1 \sin \beta_R \quad (3.40)$$

Yatay olarak uzunluk:

$$L_1 \cos \beta_L + 2e \cos \theta + L_1 \cos \beta_R = 2 L_2 \cos \alpha \quad (3.41)$$

$$\sum F_y = 0: A_y + B_y = mg + m \ddot{y} \quad (3.42)$$

$$\sum F_x = 0: A_x + m\ddot{x} = B_x \quad (3.43)$$

$$I\ddot{\theta} = B_y x_B + B_x y_B - A_y x_A - A_x y_A \quad (3.44)$$

C noktasına göre moment:

$$(P_0 A - k\delta_L) r_L = A_y L_1 \cos\beta_L + A_x L_1 \sin\beta_L \quad (3.45)$$

D noktasına göre moment:

$$(P_0 A - k\delta_R) r_R = B_y L_1 \cos\beta_R + B_x L_1 \sin\beta_R \quad (3.46)$$

E noktasına göre moment:

$$\begin{aligned} & A_y(L_2 \cos\alpha - L_1 \cos\beta_L) + B_y(L_2 \cos\alpha - L_1 \cos\beta_R) \\ & - A_x(L_2 \sin\alpha + L_1 \sin\beta_L) - B_x(L_2 \sin\alpha + L_1 \sin\beta_R) = 0 \end{aligned} \quad (3.47)$$

Son eşitlik  $\ddot{x}$ ,  $\ddot{y}$ ,  $\ddot{\theta}$  ile ilişkilidir ve denklem (3.39), (3.40) ve (3.41)'den elde edilmiştir [31]:

$$\begin{aligned} \ddot{x} = & \ddot{\alpha} L_2 \sin\alpha + \dot{\alpha}^2 L_2 \cos\alpha - \ddot{\beta}_L L_1 \sin\beta_L - \dot{\beta}_L^2 L_1 \cos\beta_L - \ddot{\theta} (e \sin\theta + h \cos\theta) - \\ & \dot{\theta}^2 (e \cos\theta - h \sin\theta) \end{aligned} \quad (3.48)$$

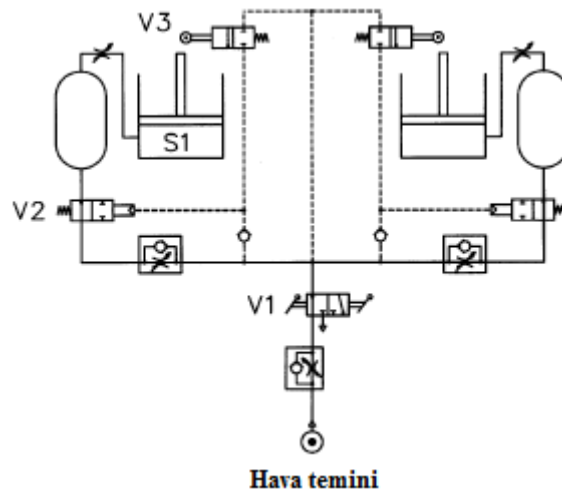
Yukarıdaki denklemde yer alan  $\dot{\alpha}, \ddot{\alpha}, \dot{\beta}_L, \ddot{\beta}_L$  değerleri  $\dot{y}, \ddot{y}, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ 'nin fonksiyonlarıdır.

Aşağı-yukarı ( $\omega_h$ ) ve baş vurma ( $\omega_p$ ) doğal frekanslarının her ikisine ait denklemlerde  $k$  ve  $g$  terimleri bulunur. Denklem (3.32)'de tanımlanan  $k$ , sistemdeki kütle değiştiğinde sabit statik sürüş yüksekliğinin sağlanması için mutlak basıncın duruma göre uyarlanması gerekir.





Pnömatik süspansiyonlar için yüksekliğin ayarlanması için mekanik seviye valfli veya Pettigrew tarafından geliştirilen elektronik kontrollü, lineer yer değiştirme çevirici ve selenoid valfli sistemler kullanılabilir. Sedye süspansiyonuyla taşınan statik yük, yükleme tamamlandıktan sonra değişmeyeceği için sürekli yükseklik ayarlaması gerekmemektedir. İki serbestlik dereceli tasarım prototipi, her iki yaya gerekli miktarda hava girişini sağlamak için basit bir pnömatik devre kullanır (Bkz. Şekil 3.38) [29,31].

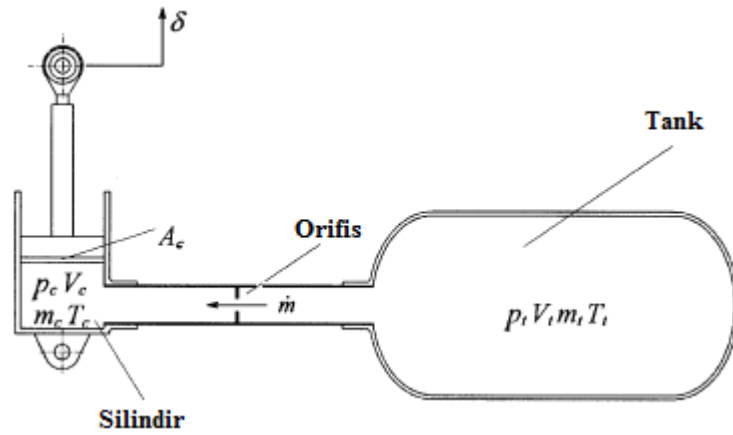


Şekil 3.38 Süspansiyon yükseklik ayarlama devresi [31]

Çift devrelerin çalışmasında, anahtar (yukarı/aşağı) düğmesi ile çalışan V1 iki-konumlu valfi, yükseltme/alçaltmayı başlatmak için kullanılır. ‘Yukarı’ konumundayken, hava bu valftan S1 yayı içine girer. Süspansiyon mekanizması gerekli yüksekliğe çıktığında yani V3 valfine değdiğinde, V2’yi kapatmak için pilot hat boyunca hava girişi gerçekleşir ve yaya daha fazla havanın girmesi engellenir. Yolculuğun sonunda, V1 “aşağı” konuma getirilir, pilot hattı boşaltılır, V2 açılır ve sistemdeki hava dışarıya atılır. Her ne kadar yükseltme/alçaltma amaçlı olarak tek bir düğme kullanılsa da, her bir yaya giden veya yaydan gelen hava akımı diğerinden bağımsızdır. Kalp masajı ve suni teneffüsün gerçekleştirilebilmesi için sedye alçaltılarak kullanılır [31].

### 3.5.4 Sönümlenme

Süspansiyonun sönümlenmesi, süspansiyonun doğal frekansındaki titreşim cevabını kısıtlamak için gereklidir, ancak bu yüksek frekanslarda yalıtıma zarar verici niteliktedir. Sönümlenme pnömatik devre şeklindedir; pnömatik yay ve basınç dengeleme tankı (ya da rezervuarı) arasında hava bir orifisten geçirilip akışı sınırlandırılarak sönümlenme gerçekleştirilir. Orifisin çapı daraldıkça izolatörün sertliğinde artış meydana gelir. Sınırlandırıcı orifisin çapı önemlidir; eğer istenenden küçük olursa izolatörün sertliğindeki fazla artış konforu düşürmekte, büyük olursa da istenen sönümlenme sağlanamamaktadır. Bunun için optimum orifis çapı belirlenir [31].



Şekil 3.39 İzolatör sönümlenme çalışma prensibi [31]

$$A_{or} = \frac{\pi}{4} d_{or}^2 \quad (3.49)$$

Orifisten geçen havayla ( iki yönlü) dengeleme tankındaki basınç değişimi:

$P_t \geq P_c$  durumu için:

$$\dot{P}_t = \frac{-\gamma R T_t}{V_t} C_d A_{or} P_t \sqrt{\left[ \frac{\gamma}{R T_t} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{[(\gamma+1)/(\gamma-1)]} \right]} \quad (3.50)$$

$P_t < P_c$  durumu için:

$$\dot{P}_t = \frac{\gamma RT_t}{V_t} C_d A_{or} P_c \sqrt{\left[ \frac{\gamma}{RT_c} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{[(\gamma+1)/(\gamma-1)]} \right]} \quad (3.51)$$

Silindirdeki basınç değişimi:

$$\dot{P}_c = \frac{-\gamma P_c}{V_c} \dot{V}_c - \frac{V_t T_c}{V_c T_t} \dot{P}_t \quad (3.52)$$

Silindir Hacmi ve Silindir Hacmindeki Değişim:

$$V_c = V_{c0} + A_c \delta \quad (3.53)$$

$$\dot{V}_c = A_c \dot{\delta} \quad (3.54)$$

Silindir ve Tanktaki Hava Kütlesi ve Kütle Akış Oranı:

$$m_t = m_{t0} - \int \dot{m} dt \quad (3.55)$$

$$m_{t0} = \frac{P_{t0} V_t}{RT_{t0}} \quad (3.56)$$

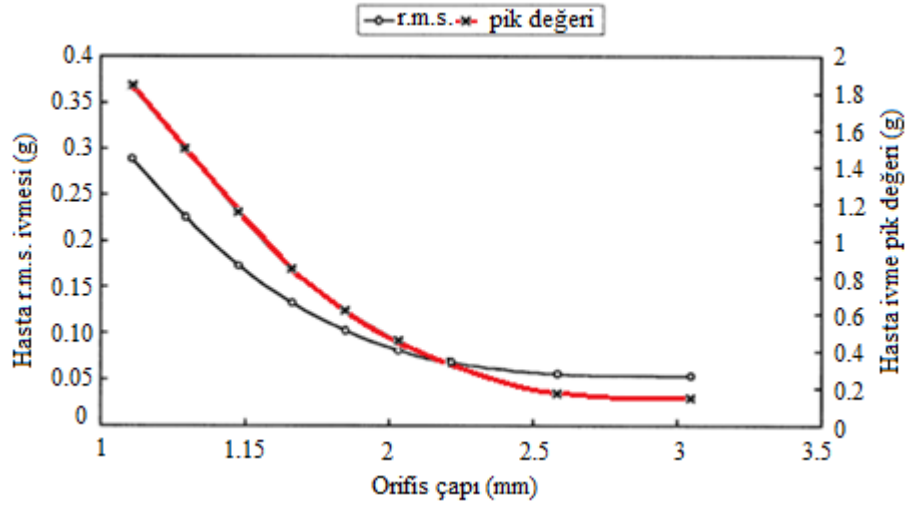
$$m_c = m_{c0} + \int \dot{m} dt \quad (3.57)$$

$$m_{c0} = \frac{P_{c0} V_{c0}}{RT_{c0}} \quad (3.59)$$

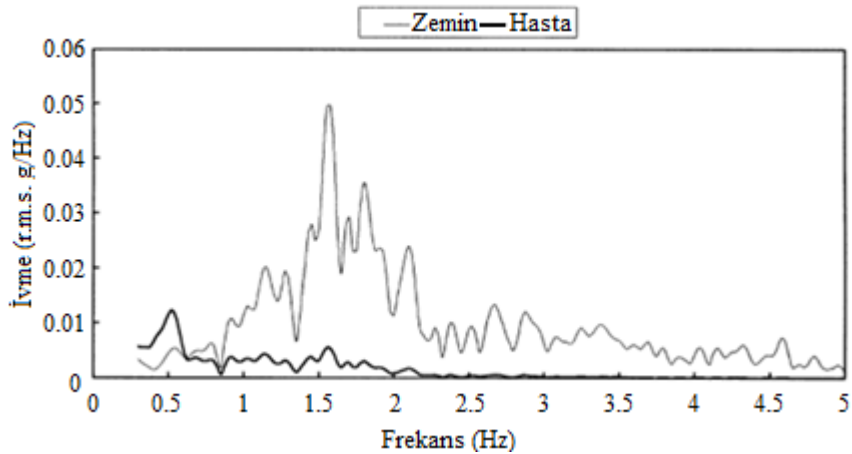
$$\dot{m} = \frac{-V_t}{\gamma RT_t} \dot{P}_t \quad (3.60)$$

Yapılmış çalışmalarda sadece aşağı-yukarı hareket göz önünde bulundurularak, 15 m/s (54 km/h) hızda kısa bir yolda (600 m) seyreden çeyrek-araç ambulansta kullanılan süspansiyonun aşağı-yukarı hareket cevabının simülasyonunu

gerçekleştirilmiştir. MATLAB programı kullanılarak yapılan analizlerde 3mm çapındaki bir orifisin, düşünülen simülasyonlar için en iyi performansı verdiği görülmüştür. Sistem 1 Hz üzerindeki frekanslarda titreşim izolasyonunda etkili olurken, süspansiyonun doğal frekansı bölgesinde tam tersi bir etki gösterdiği ayrıca kullanılan orifisle birlikte, hasta kütlesi varyasyonlarının sönümlemede pek fazla bir değişime sebep olmadığı gözlemlenmiştir [31].



Şekil 3.40 Orifis çapının izolasyon performansına etkisi (hasta=68kg) [33]



Şekil 3.41 Zemin ve hastadaki r.m.s. ivme değerleri (68kg hasta kütlesi, 3mm orifis çapı) [33]

### 3.5.6 Deneysel Çalışmalar ve Performans Değerlendirmeleri

Sedye süspansiyonu çalışma alanda; baş vurma hareketi için yatayla  $\pm 9.5^\circ$  ve aşağı-yukarı hareket için düşeyde  $\pm 160$  mm yer değiştirme kabiliyeti sağlanmıştır. Bu değerlerin hem laboratuvar, hem de yol testlerinde bunun, keskin yol tümsekleri, kasisler ya da derin çukurlarda oluşabilecek sert ivmeler altında süspansiyonun fazla alçalıp, tabana değmesinin önüne geçmek için yeterli olduğu ortaya çıkmıştır [29,31].

Yol testleri yaprak yaylı Chevrolet şasili ambulanda gerçekleştirilmiştir. Testlerde hasta kütlesi için insan vücuduyla orantılı olarak sedye üzerine dağıtılan ve toplam kütlesi 68 kg olan çelik malzemeler kullanılmıştır. Öznel değerlendirmeler için ise araştırmacılar kendi algılamalarını belirtmişlerdir [34].

Yol testlerinde A, D ve E yolları şehrin varoş kısımlarındaki yollar olmak üzere toplamda 6 farklı yol; A, B, C, D, E, F üzerinde ölçümler yapılmıştır. B ve C yolları kırsal yollar olup, B yolu çukurlar ve bir demiryolu geçişi bulunan kötü yüzeyli bir yoldur. F yolu ise düzgün yüzeyli bir anayoldur. A yolu, ambulans yaylı kütlesinin doğal frekansına yakın uyarımlarına neden olan kısa dalga boyu uzunluklarına sahip önemli ölçüde çukurlar içeren bir yoldur. Tüm A, B, C, D ve E yolları sıcak asfalt kaplamalı F yoluna göre kısa dalga boyu uzunluğuna sahip pürüzlü yüzeylere sahiptir [34].

#### 3.5.6.1 Aşağı-Yukarı titreşim testleri

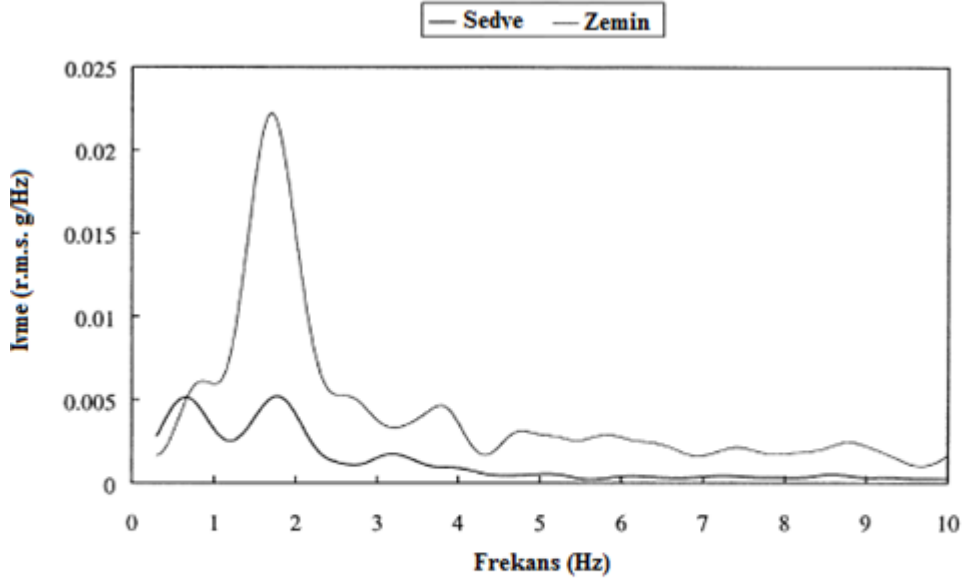
Tablo 3.4'te 0-12 Hz spektrum aralığında düşey yöndeki pik ve r.m.s. ivme değerlerindeki azalmalar verilmiştir. Hastaların düşük frekanslarda hassasiyetleri fazla olduğundan yüksek frekanslar incelenmemiştir.

Tablo 3.4 Aşağı-yukarı pik ve ivme değerlerindeki azalma (0-12 Hz frekans spektrumu) [34]

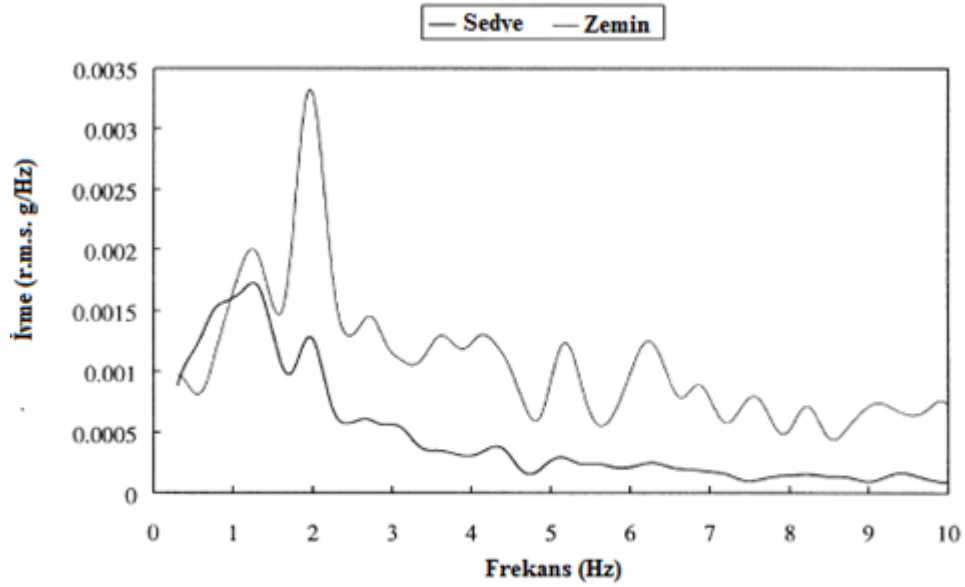
Yol	Hız (km/h)	Zemin ivme pik değeri (g)	Sedyeki ivme pik değeri (g)	Pik değeri ivmedeki azalma (%)	Zemindeki r.m.s. ivme (g)	Sedyedeki r.m.s. ivme değeri (g)	r.m.s. ivme değerindeki azalma (%)
A	50	0.478	0.170	64	0.131	0.046	65
B	53	0.381	0.117	69	0.077	0.033	57
C	95	0.525	0.089	83	0.060	0.028	54
D	70	0.237	0.081	66	0.050	0.025	50
E	50	0.191	0.080	58	0.038	0.021	45
F	50	0.250	0.055	78	0.037	0.018	52

Yüzeyi en bozuk olan A yolunda; pik değerinde %64, r.m.s. değerinde %65, düzgün yüzeyli E yolunda ise pik değerinde %58, r.m.s. değerinde %50 azalma sağlandığı gözlemlenmiştir. Pik değerindeki en yüksek azalış C yolunda %83 olmuştur. Tablodan, pürüzlü yollarda elde edilen zemin r.m.s. değerindeki azalış düzgün yollara göre daha fazla olduğu anlaşılmıştır. Frekans aralığı 0-50 Hz tutulmuş olması halinde A ve E yollarındaki r.m.s. değerlerindeki azalma sırasıyla %75 ve %73 değerlerine çıkmaktadır. Blok'un mekanik süspansiyonlu sistemi 0-60 Hz aralığında r.m.s. değerindeki düşüşü ise %42 olmaktadır [31,34].

Şekil 3.42'de, A yolundaki (daha pürüzlü) ve E yolundaki (daha pürüzsüz) yapılan yolculularda ölçülmüş aşağı-yukarı frekansları ve r.m.s. ivme değerleri gösterilmiştir.



(a) Çok pürüzlü yol (A) için Frekans - İvme değişimi



(b) Pürüzsüz, düzgün yol (E) için Frekans - İvme değişimi

Şekil 3.42 Ambulans zemini ve sedye için aşağı-yukarı ivme spektrum değerleri [34]

### 3.6 Aktif Kontrollü Sedyeler

Hasta veya yaralı nakil sırasında ambulans ani olarak yavaşlarken, hızlanırken veya viraj dönerken eylemsizlik ivmelerine maruz kaldığı gibi ayrıca kan basıncının yükselmesi veya vücudunun sarsılmasıyla fiziksel gerilimlere de maruz kalır. Bu gibi hususlar göz önüne alınarak araştırmacılar, sırtüstü pozisyonda yatan kişinin ayakta başa doğru ve yanal yöndeki ivmesini azaltmak amacıyla gerçek zamanlı olarak sedyenin pozisyonunu kontrol altında tutan Aktif Kontrollü Sedyeler (AKS) geliştirmişlerdir. Aktif kontrollü sedyeler kan basıncının yükselmesine ve yana doğru vücudun sarsılmasına neden olan fren ve viraj dönmesi gibi durumlarda eylemsiz ivmesi etkisinin azatlamasında önemli rol oynarlar. Sistemin sedye açısını gerçek zamanlı olarak kontrol altına almasıyla, ambulansı yavaşlatmaya gerek kalmadan 0 ile 1 Hz arasındaki frekanslarda boyuna ve yanal ivmenin hasta üzerindeki etkisi etkin bir biçimde azaltılabilmektedir [35,36].

#### 3.6.1 Sedye Tasarımı

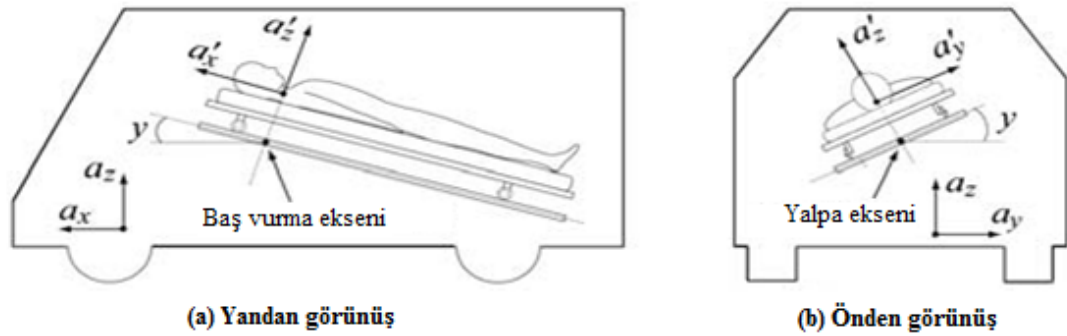
2004 yılında Japonya’da ambulans üretiminde sedyelerin yükselme ve yatış açısını kontrol eden 2 serbestlik derecesine sahip AKS geliştirmiştir (Bkz. Şekil 4.43).



Şekil 3. 43: Aktif kontrollü sedye [35]



İncelenecek olan AKS yaklaşık 2.0 m uzunluğunda, 0.8 m genişliğinde ve 0.6 m yüksekliğindedir. Havalı veya manyetik süspansiyona sahip geleneksel sedye destek sistemlerinden biraz daha büyüktür. Şekil 3.44'te de görüleceği gibi sedye, AKS'nin üst çerçevesine paralel olarak yerleştirilmektedir. AKS'nin, hasta boynunun 20 cm altında yer alan iki dönüş eksenidir. Bu eksenler etrafında sedye iki motoru sayesinde eğerek ve döndürerek yerçekimi ivmesinden kaynaklanan ve hastayı etkileyen boylamsal ve yanal ivme engellenir. Örneğin; ambulans yavaşladığında sistem sedyeyi aşağıya doğru eğerek, ambulans bir virajdan geçerken ya da bir köşeyi dönerken de döndürür. Fakat ambulans içerisinde tıbbi müdahalenin rahat bir şekilde yapılabilmesini sağlayacak boş alanı korumak amacıyla, yatağın hareket alanı donanımsal olarak kısıtlanmıştır. Örneğin başvurma açısı 2 derece yukarı ve 12 derece aşağı aralığında, yalpa açısı ise bir yandan diğer yana 12 derece döndürme aralığında çalışmaktadır. Bu durumda baş-ayak doğrultusundaki ivme engellenememektedir. Hastayı, yoldan kaynaklanan dikey titreşim ve şoklardan koruyabilmek için sedye altına havalı süspansiyon monte edilmiştir. Şekil 3.44'te gösterildiği üzere, aracın ivmesi  $a_x$ ,  $a_y$  ve  $a_z$  ile, sırtüstü yatan kişiyi etkileyen ivme ise  $a'_x$ ,  $a'_y$  ve  $a'_z$  ile gösterilmiştir [35].

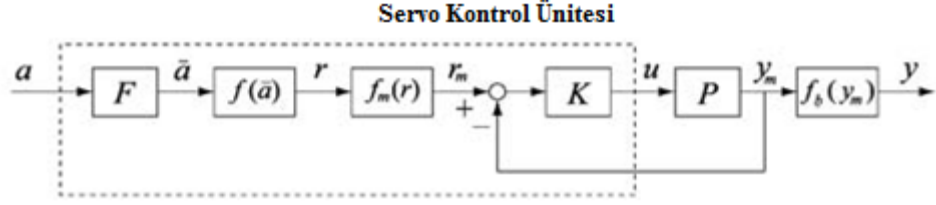


Şekil 3.44 AKS tarafından yapılan postür kontrolü [35]

### 3.6.1.1 Kontrol Sistemi

Aktif Kontrollü Sedye'nin kontrol sistemi, baş vurma ve yalpa açısı için iki ayrı servo sisteminden oluşmaktadır; yani, yatağın baş vurma ve yalpa açıları ayrı

ayrı kontrol edilmektedir [35]. Ancak her iki kontrol sistemi de, Şekil 3.45'te gösterildiği gibi aynı yapıya sahiptir.



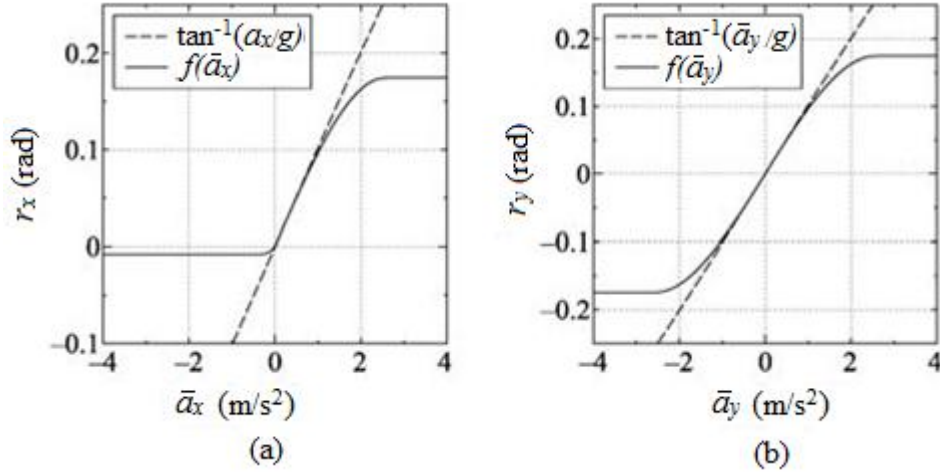
Şekil 3. 45: AKS'nin kontrol sistemi [35]

İvme ( $a$ ) ivmeölçerle ölçülmektedir. Ölçülen ivme sinyali, motor titreşimi ve yoldan kaynaklı şoklar sebebiyle oluşan yüksek frekanslı parazitleri de içermektedir. Sistemin bu tarz titreşimlere tepki vermemesi için  $a$  ivmesi alçak iletimli bir filtre  $F$  ile yumuşatılmaktadır.

Yatağın referans açısı, referans fonksiyonu tarafından belirlenmektedir;  $r=f(\bar{a})$ . Eğer  $a$  sabitse, hastayı etkileyen boylamsal veya yanal ivmeler sedyenin aşağıdaki açıda döndürülmesi ya da kaldırılması ile tamamen engellenebilir [35]:

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{\bar{a}}{g}\right) \quad (3.61)$$

Fakat donanım limitleri yatağın hareket aralığını etkilediğinden, referans açısı Şekil 3.46'da gösterilen fonksiyon tarafından belirlenir. Bu şekilde, kesik çizgiler hesaplanan referans açısını, sürekli çizgi ise esas referans açısıdır. Bu nedenle, sadece  $2 \text{ m/s}^2$ ' den düşük olan ivmeler engellenebilmektedir [35].



Şekil 3. 46: Referans açıları; (a)Referans baş vurma açısı (b)Referans yalpa açısı [35]

Servo düzenleyici K, servo yükselticiye girdi voltajı vermektedir, bu girdiler istenen motor döndürme hızıyla orantılıdır. Servo yükseltici motor hızını kontrol eden orantılı-integral (OI) düzenleyicisi gibi çalışmaktadır.

#### a) Kontrol Sistemine Destek Mekanizması

Motor üzerindeki yük, kişinin vücut ağırlığına bağlıdır; bu nedenle her kişiye göre yatağın postür açısını ayarlamak için AKS'lerde tam anlamıyla kontrolün sağlanması gereklidir. Genellikle aktuatör olarak düşük güçlü motorlar, az güç harcadığı için tercih edilmektedir. Fakat vücut ağırlığı düşük olan insanlarla bile, yatağı sadece 200 W güçlü motor ile kaldırmak neredeyse imkânsızdır. 200 W'luk motoru daha güçlüsü ile değiştirmeden eğim kontrolünü yapabilmek için, hastanın vücut ağırlığını desteklemek üzere AKS'nin alt ve üst çerçeveleri arasına özel bir havalı yay yerleştirilmiştir. Yayın hava basıncı, motor torkuna göre otomatik olarak ayarlanmaktadır: motor torku önceden belirlenmiş sınırları aşarsa süspansiyona hava basılır ya da süspansiyondaki hava dışarı atılır. Sonuç olarak, motor üzerindeki fazla yük engellenebilir ve birçok farklı insan için atalet yüklerinde küçük değişiklikler yeterli olmuş olur [35].

## b) K Servo Düzenleyici

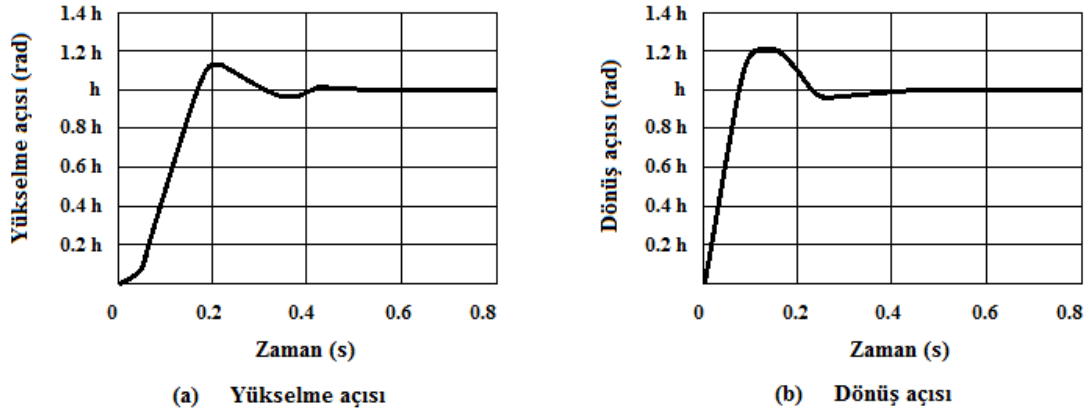
Servo düzenleyicisinin görevi, motorların aşırı yüklenmesinden kaynaklanabilecek sistem sorunlarında, işlev bozukluklarında, yatağın postür açısını kontrol etmeye etkin bir biçimde devam edilmesini sağlamaktır. Eğer bu görev yerine getirilmezse, ivme gerektiği kadar engellenemez ve sonuç olarak hasta iyi hissetmesi gerekirken kendini kötü hisseder. Bu nedenle K, eşleştirme prensibi ile birlikte çalışan kritik sistem tasarımı çerçevesinde tasarlanmıştır. Bu çerçevede, K Servo Düzenleyici tasarımı, eşitsizlikler tarafından belirlenen kabul edilebilirlik problemi ile formüle edilmiştir [35].

$$\hat{e} = \sup\{|e(t,r)| : t \in R^+, r \in \mathcal{P}\} \leq \varepsilon_e \quad (3.62)$$

$$\hat{\tau} = \sup\{|\tau(t,r)| : t \in R^+, r \in \mathcal{P}\} \leq \varepsilon_\tau \quad (3.63)$$

Burada  $e = r - y$  yatağın izleme hatası,  $\tau$  motor torku,  $\varepsilon_e$  kabul edilebilir hata,  $\varepsilon_\tau$  motorun nominal torku ve  $\mathcal{P}$  olması muhtemel hallerdir. İlk eşitsizlik, kontrolün doğruluğu ile ilgili iken, ikinci eşitsizlik ise motorun üzerindeki aşırı yüke bağlı sistem hatalarını önleyen tork sınırlamasıdır.

Bu prensiplere göre tasarlanan düzenleyicinin kontrol performansı incelenmiştir. Şekil 3.47,  $y$ 'nin bir adım referans komutuna göre zaman serilerini göstermektedir. Tipik performans belirteçleri de ayrıca tablo 3.5'te listelenmiştir. Diğer yandan, Japonya'daki ambulanslarda ölçülen ivmeye göre,  $a_x$  ve  $a_y$  frekans bantlarının en üst seviyesi yaklaşık 1.5 Hz'dir. Eğer ani fren ve ani hızlanma durumları hariç tutulursa, en fazla 1.0 Hz olacakları tahmin edilmektedir. Sistemin  $r$ 'den  $y$ 'ye olan servo bant genişliğinin en üst seviyesi yükselme kontrolü için 3.9 Hz, dönüş kontrolü için ise 5.5 Hz olarak ölçülmüştür. Böylece, servo düzenleyici servo bant genişliğinin ivmelere tepki verecek kadar geniş olmasını garantilemiştir [35].



Şekil 3.47 Tasarlanan kontrol sistemlerinin adım referans komutlarına tepkileri  
 $h = 0.01745$  (rad) [35]

Tablo 3.5 Performans Belirteçleri [35]

Performans	Baş vurma Kontrolü	Yalpa Kontrolü
Hedefi aşma (%)	10.0	22.4
Gecikme süresi (s)	0.09	0.05
Artış süresi (s)	0.09	0.05
Düzenlenme süresi (s)	0.26	0.31

### c) Alçak geçişli filtre (F) tasarımı

Araştırmacıların tasarladığı servo düzenleyici, yeterli derecede geniş bir servo bant genişliği sağlamaktadır ancak bu aynı zamanda, sistemin, referans komutlarına aşırı derecede hassas olduğunu da göstermektedir. Eğer  $r$  doğrudan  $a$ 'dan üretilirse, AKS referans açısı  $r$ 'ye titreşimler şeklinde tepki verebilmekte böylece bir titreşim hareketi oluşmaktadır. Oluşan titreşim hareketi hastaya daha fazla acı ve rahatsızlık vereceğinden istenmeyen bir durumdur. Bunu önlemek için, alçak iletimli bir filtre olan  $F$ , sistemin ivmeye olan hassasiyetini ayarlama da kullanılmaktadır. Fakat ani fren ya da ani hızlanma durumunda, bu filtre sebebiyle başvurma ve yalpa kontrolü az da olsa gecikmektedir [35].

#### d) Ani Düşüşlerde Yatağın Sıçramasını Engelleme

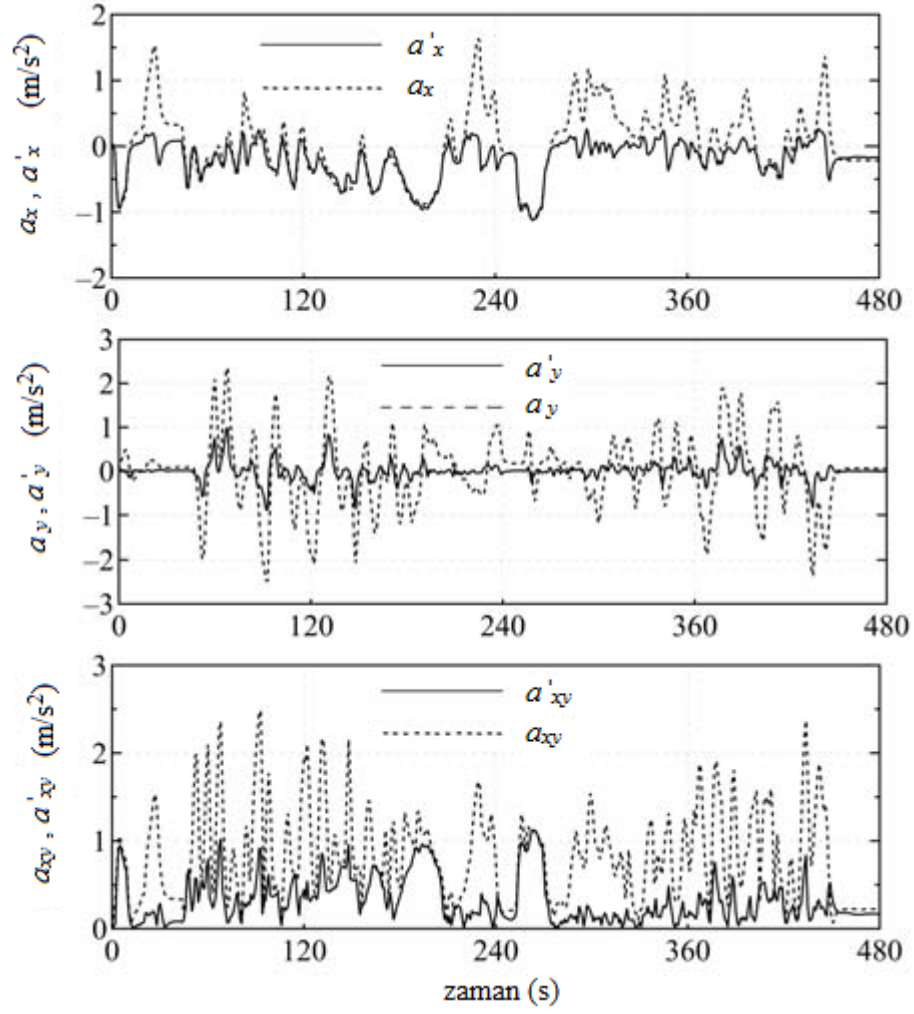
Eğer bir aracın ani bir frenle hızı azaltılırsa, ani bir düşüş yaşanır ve  $a_x$  sert bir şekilde pozitif bir değerden negatif bir değere düşer, ya da tam tersi yaşanır. Eğer x ekseninde araç ivmesi  $a_x$ 'de yaşanan bu ani ve büyük değişime AKS tepki verdiğiğinde, yatak yukarı doğru sıçrar. Bu sıçrama, özellikle de ağır yaralı hastalar için son derece tehlikelidir. AKS bu sıçramayı engelleyebilmek için, ani fren tespit edildiği anda sedyenin referans açısı  $r$  ne olursa olsun, sedyeyi yavaşça kaldırmaktadır.

#### 3.6.2 Deneysel Çalışmalar ve Performans Değerlendirilmeleri

Tasarlanmış bu sistemde ivme azaltma performansı sürüş deneyleri aracılığıyla incelenmiştir. Deneyde kullanılan panelvan tipi araç, Japonya'da kullanılan bir ambulanstır. Deneyler, altı denek üzerinde yapılmıştır. Kolaylık için bu denekler, A'dan F'ye adlandırılmıştır. Deney sırasında denek, sedye üzerinde gözleri kapalı ve sakin bir biçimde sırt üstü yatırılmıştır. Test aracı, tüm deneklerle virajlı bir yolda 60 km/h'ı geçmeyecek şekilde hızlanma-yavaşlama testine tabi tutulmuştur. Fakat sürüş modeli her denek için farklı farklı seçilmiştir. Şekil 3.48, A deneği için ölçülen ivmenin zaman dizilerini göstermektedir; x-y ekseninde araç ivmesi ile sırtüstü yatırılmış deneği etkileyen ivmenin 0-480 saniye zaman diliminde değişimleri ile bileşke ivme değerleri Şekil 3.48'de verilmiştir. Araç ve denek için bileşke ivme değerleri aşağıda tanımlanmıştır [35]:

$$\alpha_{xy} = \sqrt{\alpha_x^2 + \alpha_y^2}, \quad \alpha'_{xy} = \sqrt{\alpha'_x{}^2 + \alpha'_y{}^2} \quad (3.63)$$

Formülü tarafından tanımlanan yatay ivmeler gösterilmiştir.



Şekil 3.48 Denek A için deneysel sonuçları [35]

Yapılan testlerde, bu ivme değişimlerinde beyin konjesyonuna neden olan ve beyindeki basıncı çok fazla arttıran ayak-baş yönündeki ivme önemli ölçüde engellenebilmektedir. Yanal ivme  $a'_y$  değeri ise,  $2 \text{ m/s}^2$ 'ye kadar olan ivmelerde mükemmel yakın bir performans göstermiştir. Ancak vücudun iki yana şiddetli sallanmalarında ivme yeterli derecede engellenememektedir. Denekler üzerindeki ivmenin azaltılma oranını değerlendirmek amacıyla aşağıdaki denklemden  $\eta_x$  ve  $\eta_y$  değerleri bulunmuştur [35]:

$$\eta_x = \frac{\int_0^T |a'_x(t)| H(a_x(t)) dt}{\int_0^T a_x(t) H(a_x(t)) dt} \quad (3.64)$$

$$\eta_y = \frac{\int_0^T |a'_y(t)| dt}{\int_0^T |a_y(t)| dt} \quad (3.65)$$

Bu denklemlerde; T veri uzunluğunu, H (.) ise Heaviside fonksiyonudur. Eğer denek üzerindeki ivme AKS tarafından azaltılmış ise, bu belirteçler 1.0'dan daha azdır. Fakat  $\eta_x$ 'in sadece araç hızının azaltılması sırasındaki ivmeyi değerlendirdiği göz önünde bulundurulmalıdır. Değerlendirme sonuçları tablo 3.6'te gösterilmiştir. Tablodan ivmelerdeki azalma oranları ile birlikte AKS'nin denek üzerindeki hız azaltma etkilerini ve yanal ivmeyi yeterli derecede azalttığı kabul edilmiştir [35].

Tablo 3.6 İvmelerdeki azalma oranları [35]

ENDEKS							ORTALAMA
	A	B	C	D	E	F	
$\eta_x$	0.22	0.26	0.27	0.29	0.46	0.46	0.32
$\eta_y$	0.21	0.24	0.22	0.23	0.26	0.26	0.24

Tablo 3.6'da de görüldüğü gibi,  $\eta_x$ 'te oldukça geniş bir varyasyon bulunmaktadır. Temel olarak, sürücüler aynı aracı aynı yolda sürseler bile, ivme azaltma etkisi sürücünün kabiliyetine ve trafik şartlarına bağlıdır. Bunun nedeni de, sedye-postür açısının kontrol aralığının  $f(\bar{\alpha})$  ile sınırlandırılmış olmasıdır, bu nedenle  $2 \text{ m/s}^2$ 'den yüksek olan ivmeler tam anlamıyla engellenememektedir.

### 3.6.3 Teorik Çalışmalar ve Performans Değerlendirmeleri

Araştırmalarda ambulansla nakil sırasındaki ivme azaltıcı etkiyi tahmin etmek için, ambulansın ivme verilerine dayanarak kontrol edilen bir donanım simülasyonu kullanılmıştır. Bu simülasyonda AKS'nin servo kontrol ünitesine, daha önceden 29 farklı ambulansla nakil işlemi sırasında ölçülmüş  $a_x$  ve  $a_y$  ivme girdileri

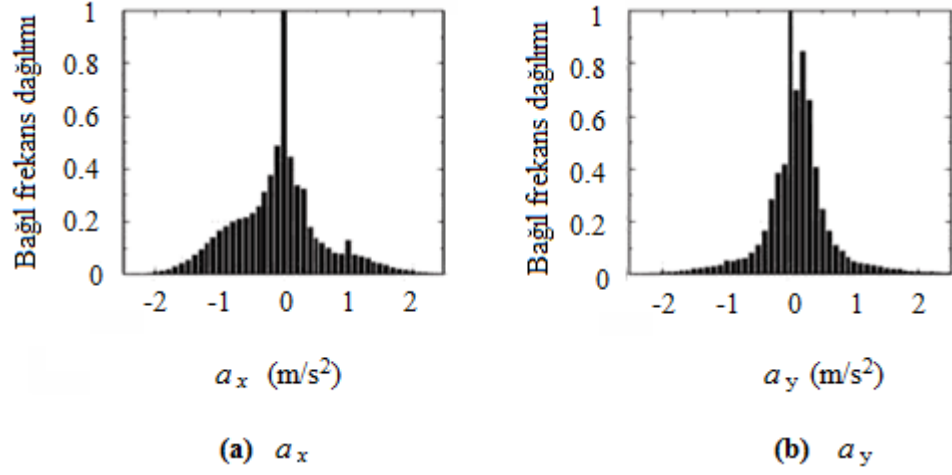


uygulanmıştır. Veri uzunluğu 255 dakikadır. Simülasyon sırasında denek, park edilmiş test aracındaki sedyede sakin bir biçimde sırtüstü yatmaktadır. Deneğin vücut ağırlığı 67.5 daN'dır. Denek üzerindeki ivme aşağıdaki formülle hesaplanmıştır [35]:

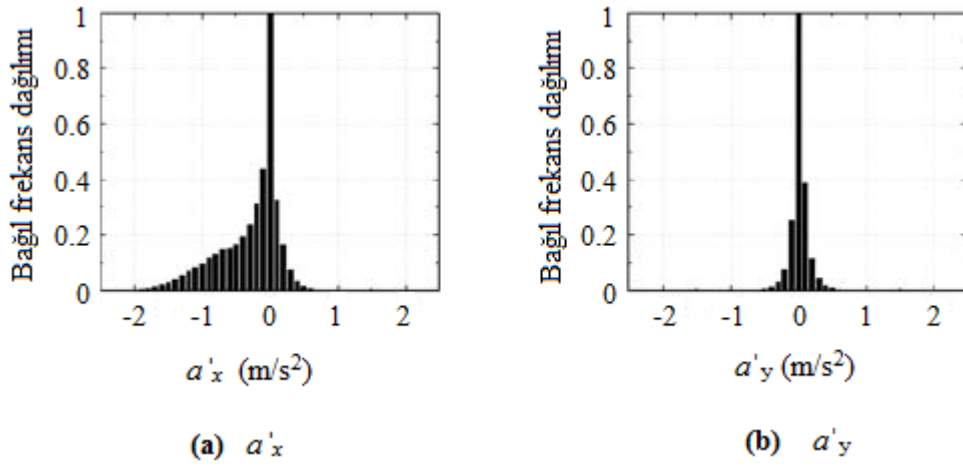
$$a'_x = a_x \cos y_x - g \sin y_x \quad (3.66)$$

$$a'_y = a_y \cos y_y - g \sin y_y \quad (3.67)$$

Burada  $y_x$  ve  $y_y$  sırasıyla yatağın başurma ve yalpa açılarını belirtmektedir. Şekil 3.49'da, simülasyonda kullanılan  $a_x$  ve  $a_y$ 'nin bağıl frekans dağılımı, Şekil 3.50'de ise yukarıdaki formüllerden tahmin edilen  $a'_x$  ve  $a'_y$ 'in bağıl frekans dağılımını gösterilmiştir. Tablo 3.7, Şekil 3.49'den alınan  $a_x$  ve  $a_y$ 'nin istatistikî verileri tablo 3.8'de ise Şekil 9'dan alınan  $a'_x$  ve  $a'_y$ 'nin istatistikî verileri gösterilmiştir. Bu tablolarda "+" ve "-" sırasıyla ivmelerdeki pozitif ve negatif yönleri göstermektedir. Pik noktası değeri ve %99 - değerler, her bir taraftaki bağıl frekans dağılımından elde edilmiştir. Şekil 3.49-3.50'ye göre, hasta üzerindeki ayaktan-başa ve yanal ivmelerin  $1 \text{ m/s}^2$ 'den daha az bir şekilde tutulacağı anlaşılmıştır. Tablo 3.9, azaltma oranlarının formülünden belirlenen değerleri göstermektedir. Ortalama olarak, sırtüstü yatan bir kişi üzerindeki ayak-baş doğrultusundaki ivme yaklaşık %65, yanal doğrultudaki ivme ise %75 oranında azaltılabilmektedir. Dolayısıyla AKS'nin, ambulansla nakil sırasında hasta üzerindeki ivme etkisini yeterli derecede azaltacağı düşünülmektedir [35].



Şekil 3.49 Japonya'daki ambulansların  $a_x$  ve  $a_y$ 'sinin bağıl frekans dağılımları [35]



Şekil 3.50 Simülasyon tarafından belirlenen  $a'_x$  ve  $a'_y$ 'in bağıl frekans dağılımı tahminleri [35]

Tablo 3.7  $a_x$  ve  $a_y$ 'nin istatistiki verileri [35]

	$a_x$		$a_y$	
	+	-	+	-
<b>Pik değeri (m/s<sup>2</sup>)</b>	2.69	-2.37	3.21	-3.09
<b>%99'luk değeri (m/s<sup>2</sup>)</b>	1.96	-1.75	1.93	-1.95

Tablo 3.8  $a'_x$  ve  $a'_y$ 'nin istatistiki verileri [35]

	$a'_x$		$a'_y$	
	+	-	+	-
<b>En üst değer (m/s<sup>2</sup>)</b>	1.84	-2.34	1.48	-1.30
<b>%99 değer (m/s<sup>2</sup>)</b>	0.62	-1.68	0.53	-0.53

Tablo 3.9 Beklenen ivme azalma oranı [35]

	<b>Ortalama</b>	<b>Minimum</b>	<b>Maksimum</b>	<b>Standart</b>
$\eta_x$	0.35	0.13	0.51	0.08
$\eta_y$	0.25	0.10	0.33	0.06

Yapılan deney ve simülasyon sonuçlarına göre, hasta üzerindeki baş-ayak doğrultusundaki ivme yaklaşık %65, yanal doğrultudaki ivme ise %75 oranında azaltılması beklenmektedir. Böylece AKS, özellikle ani frenler sırasında beyindeki basıncın aşırı derecede artmasını ve virajlı yollarda sürüş yapılırken vücudun yanlara doğru sallanmasını önlemede etkili olmaktadır.

### 3.7 Aktif Titreşim İzolatörlü Sedyeler

Bu bölümde A.J.M. Raemaekers'in 2009 yılında "Active vibration isolator design for ambulance patients" adlı yaptığı çalışma ele alınacaktır.

Bu çalışmada, ambulans zeminiyle hastayı taşıyan sedye arasındaki aktif titreşim izolatör sistemi ve 6 serbestlik dereceli tam ambulans modelini tasarlayıp analizi yapılmış ve bu sistem konveksiyonel ambulans sistemleri ve pasif sistemlerle karşılaştırması yapılmıştır. Bundan sonra sistemin kısaltılmış ismi ATİS olarak kullanılacaktır [26].

### 3.7.1 Sistemin Tasarımı

Yapılan tasarıma göre sistemin uyguladığı ve farklı görevlerde kullanılan iki kuvvet bulunuyor;

1)Pnömatik kuvvet

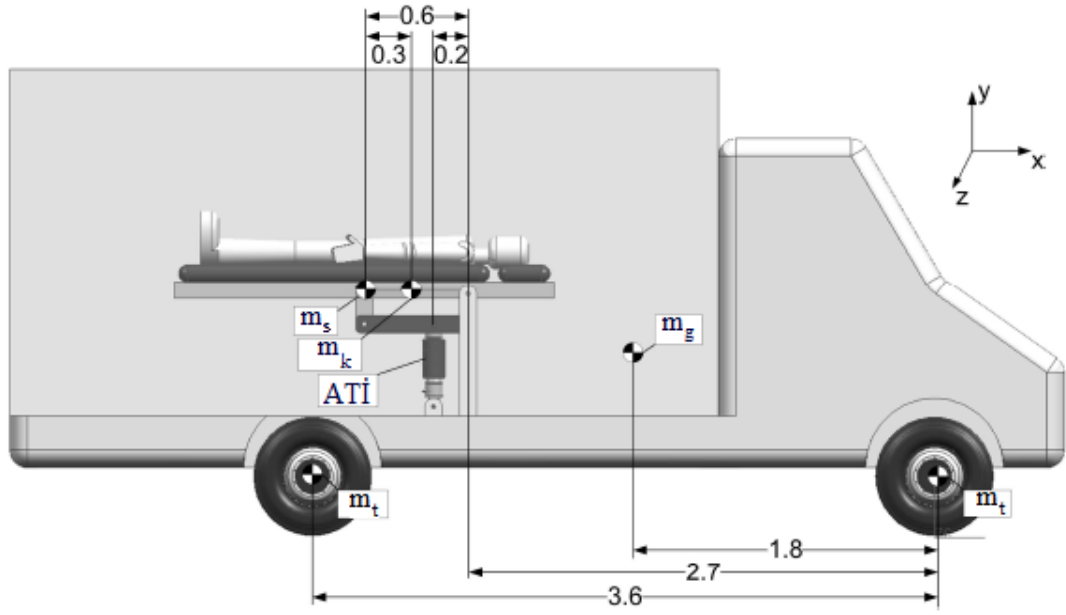
2)Elektromanyetik kuvvet.

Sistemde pnömatik kuvvet sedye hasta ve medikal ekipmanların kütlelerinin karşılanmasında, elektromanyetik kuvvet ise aktif olarak hastanın ambulans zemininden gelen titreşimlerden izole edilmesinde kullanılmaktadır [26].

Tasarlanan mekanizmanın bünyesinde PID (Orantılı İntegral Türetme) kontrol sistemi bulundurmaktadır. Bu kontrol sistemi ATİS'in hareketlerini ayarlamaktadır ayrıca ATİS'in çalışması için gerekli çalışma alanının sağlanması, titreşim izolasyonu yapılırken sedyenin kaldırılacak konumunun belirlenmesi ve sistemin enerji tüketimi azaltmak için sedyeyi yine doğal, ilk pozisyona geri getirilmesi gibi hareketleri kontrol eder. Bu kontrol sistemi için, ATİS' in pozisyonunun, mutlak sedye hızının ve hasta kütlelerinin sensörler tarafından ölçülmesi bu ölçüm datalarının kontrol sistemine iletilmesi gerekir [26].

### Tam Ambulans Modeli

Tasarımda gerçeğe en uygun sonuçlara ulaşmak için 6 serbestlik dereceli tam ambulans modeli Matlab programının Sim Mechanics toolbaxı kullanılarak oluşturulmuştur. Şekil 3.51'de 3 boyutlu ambulans modeli, tablo 3.10'da da bu modele ait parametreler gösterilmiştir [26]. Gösterilen parametreler ve boyutlardaki ölçüler "Volkswagen T5 Tyche" ambulans modelinden alınmıştır.



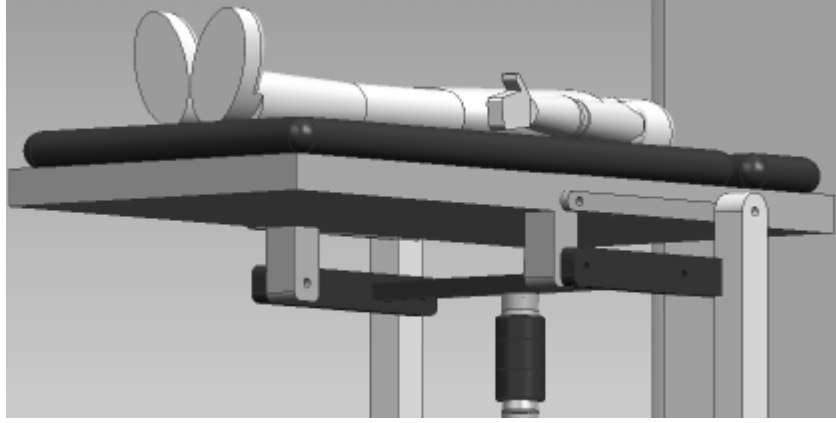
Şekil 3.51 Üç boyutlu ambulans modeli [26]

Tablo 3.10 Üç boyutlu ambulans modelinin parametreleri [26]

Tanım	Parametre	Değer
Tekerlek kütlesi	$m_t$	67 kg
Tekerlek yaylanma katsayısı	$k_t$	400 kN/m
Gövde kütlesi	$m_g$	3600 kg
Süspansiyon yaylanma katsayısı	$k_s$	80 kN/m
Süspansiyon sönümlenme katsayısı	$c_s$	6000 Ns/m
Sedye kütlesi	$m_s$	100 kg
Hava yayı yay katsayısı	$k_h$	4000 N/m
Hava yayı sönümlenme katsayısı	$c_h$	10 Ns/m
Kaldırma kolu uzunluğu	$l_r$	0.6 m
Kaldırma kolu kütlesi	$m_k$	6 kh

Şekil 3.52'deki mekanizma ile sedye kütlesi, bir paralel kenar cisme bağlı olarak hareket eder. Bu paralelkenar da sedyenin sadece ambulans

zeminine dikey yönde hareket etmesine izin verir. Paralel kenarın birleşim yerlerindeki sürtünmeler ihmal edilmiştir.



Şekil 3.52 İzolatör mekanizması [26]

### 3.7.2 Simülasyon Çalışmaları

Aktif süspansiyon sistemi, pasif süspansiyon sistemi ve konveksiyonel ambulanslarla (sedye, ambulans zeminine rijit olarak birleştirilir) karşılaştırılmıştır. Pasif süspansiyonlu sistemde hava yayı tam sedye kütlelerinin ağırlık merkezinin altına yerleştirilmiştir. Bu hava yayına ilave bir sönümleyici ile titreşimleri sönümlemesi için sönümleme oranı  $\xi=0.35$  olacak şekilde ayarlanmıştır. Diğer tüm parametreler üç ambulans modeli için de aynı tutulmuştur [26].

Sedye kütlesi ivmeleri ve ISO 2631'in ivme ağırlıklandırma fonksiyonlarıyla hesaplanmış konfor oranlarıyla karşılaştırılmıştır. ISO 2631 konfor oranları tablo 3.11 de verilmiştir [22].

Tablo 3.11 ISO 2631'e göre dikey titreşimler için konforsuzluk sınıflandırılmaları [22]

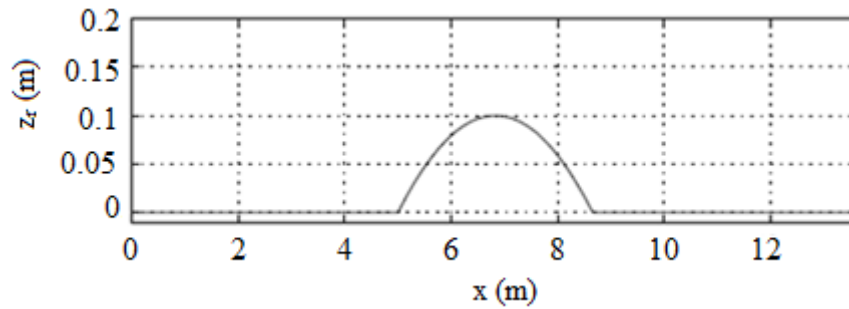
İvme [ $m/s^2$ ]	Konforsuzluk Ölçüsü (ISO 2631 tarafından verilen)
<0.315	Konforlu
0.315 - 0.63	Biraz konforsuz
0.5 - 1	Konforsuza yakın
0.8 - 1.6	Konforsuz
1.25 - 2.5	Çok Konforsuz
>2	Aşırı Konforsuz

### Simülasyonda Kullanılan Yol Modelleri

İki ayrı yol modelinde simülasyonlar yapılmıştır; birincisi kasisli bir yol ikincisi ise yüzeyi bozuk bir yoldur.

#### a- Kasisli Yol Simülasyonu

Bu simülasyon için 100 mm yüksekliğinde Watts profilli kasis kullanılmıştır. Hız 25 km/h seçilmiştir. Kasisin profili Şekil 3.53'te gösterilmektedir [26]:



Şekil 3.53 Kasis profili [26]

Tablo 3.12’de kasisli yol testi için üç farklı sistemin sonuçları gösterilmiştir. Tablodaki ivme r.m.s. değerlerinin ISO 2631’e göre değerlendirilmesi yapılmıştır [22,26].

Tablo 3.12 25 km/h kasisli yolda yapılan yol simülasyonları [26]

<b>Sistem</b>	<b>Rijit</b>	<b>Pasif</b>	<b>Aktif</b>	
$\ddot{z}_s$ (rms)	1.45	0.66	0.07	m/s <sup>2</sup>
konfor indeksi	1.10	0.34	0.03	m/s <sup>2</sup>
taşıt tutma indeksi	0.03	0.05	0.02	m/s <sup>2</sup>
$\ddot{z}_s$ (pik)	7.6	3.2	0.3	m/s <sup>2</sup>
strok (pik)	-	80	27	mm
F <sub>LM</sub> (pik)	-	-	79	N

Görüldüğü üzere rijit durum için sedye ivme değerleri diğer durumlara göre oldukça yüksek çıkmıştır. ISO 2631’e göre 1.10’luk konfor indeks’lik değeri ile rijit sedye sistemi “konforsuz” kategorisine girmektedir [22,26].

Araştırmacıların yaptığı hesaplarda bu seviyenin “konforlu” kategorisine girmesi için ambulans hızının 10 km/h’e düşürülmesi gerektiği ortaya çıkmıştır.

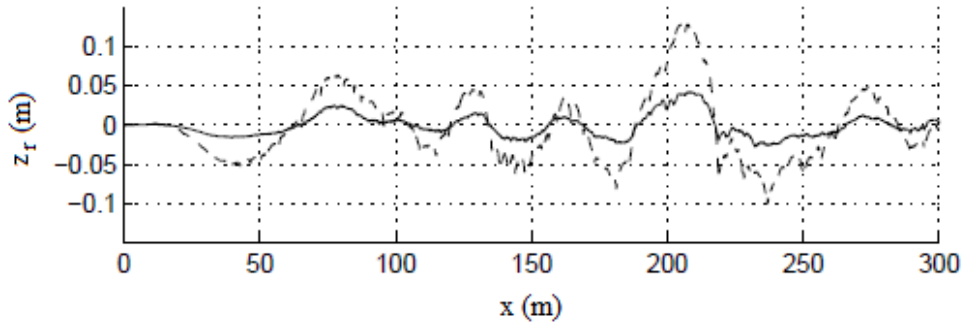
Pasif süspansiyon sisteminin konfor indeksi ise “biraz konforsuz” değerini göstermektedir. Ancak dikey sedye ivme pik değeri 3.2 m/s<sup>2</sup> olmaktadır.

Aktif süspansiyon sistemli sedye ile kasis testi 50 km/h hızda dahi “konforlu” kategorisine giren sonuç ortaya çıkmıştır. Pik ivmesi ise 0.5 m/s<sup>2</sup> bulunmuştur [26].

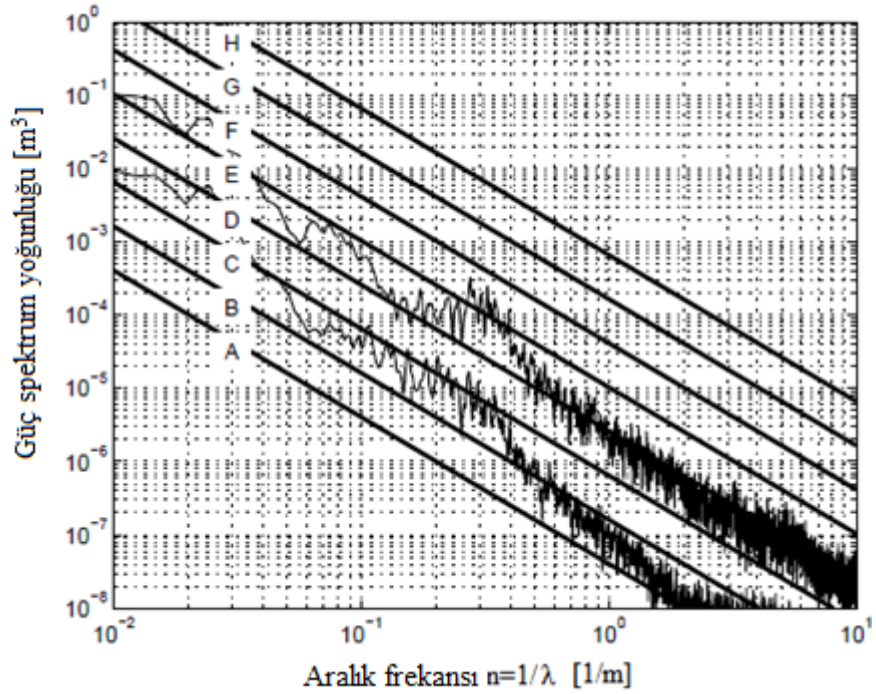


## b- Bozuk Yüzeyle Yol Simülasyonu

Bu simülasyonlar için 2 yol tipi kullanıldı (Şekil 3.54). Bu yol profilleri, gerçek yol pürüzlüklerinin orantılı olarak ölçülmesi ile hazırlanmıştır. Güç spektrum analizinde gösterildiği gibi yollar pürüzlük değerlerine göre A(çok iyi), B(iyi), C(ortalama), D(kötü), E(çok kötü) kategorize edilmiştir.



Şekil 3.54 Pürüzlü yol profili, kesik çizgili: pürüzlü yol, düz çizgili: düz yol [26]



Şekil 3.55 Pürüzlü yüzeyin (üstteki) ve düz yüzeyin (alttaki) yol profilleri ve pürüzlülük klasmanları [26]

Pürüzlü yol simülasyonları kötü ve çok kötü yollardaki ortalama hız değerinde (40 km/h) yapılmıştır ve tablo 3.13'te gösterilmiştir.

Tablo 3.13 40 km/h hız ile pürüzlü yolda yapılan yol simülasyonları [26]

<b>Sistem</b>	<b>Rijit</b>	<b>Pasif</b>	<b>Aktif</b>	
$\ddot{z}_s$ (rms)	1.73	0.40	0.12	m/s <sup>2</sup>
konfor indeksi	1.68	0.25	0.03	m/s <sup>2</sup>
taşıt tutma indeksi	0.07	0.08	0.09	m/s <sup>2</sup>
$\ddot{z}_s$ (pik)	11.3	2.4	0.5	m/s <sup>2</sup>
strok (pik)	-	72	87	mm
F <sub>LM</sub> (pik)	-	-	205	N

Tablodaki değerlere bakıldığında rijit ambulans konfor indeksi “konforsuz” kategorisinden “çok konforsuz” kategorisine düşmüştür. Pasif ve aktif sistemler ise “konforlu” indeksindedirler. Pasif süspansiyon sistemi bu kategori içerisinde en fazla 40 km/h hıza ulaşabilirken, aktif süspansiyon sistemi 80 km/h'e çıkabilmiştir. Daha yüksek hızlar güvenli olmadığı için incelenmemiştir. Rijit sistem ise mevcut hızını 10 km/h'e düşürdüğünde ivmesi yaklaşık olarak 0.315 m/s<sup>2</sup>'e düşeceği yani “konforlu” kategorisine gireceği hesaplanmıştır.

Ortalama, iyi ve çok iyi sınıflandırma frekans aralığındaki düz yol, 80 km/h ile seyahat edilen ortalama bir yol olarak düşünüldü. Bu hızla aktif ve pasif ambulans sistemleri, rijit ambulans modelinin konfor indeksi yüksekken (konforsuz kategorisindeyken) daha iyi bir titreşim izolasyonu sağlarlar.

Rijit ambulans sisteminin konforlu seviyesinde olabilmesi için hızını 20 km/h'e düşürmesi gerekmektedir. Pasif sistem bu yolda konfor indeksi 0.315 m/s<sup>2</sup>

aşmadan max. 90 km/h yapabilirken, aktif sistem çok iyi bir konfor indeksinde 120 km/h'e çıkabilmektedir [26].

### 3.7.3 Performans Değerlendirilmesi

Rijit sistemlerde, ambulans içindeki hastanın yüksek konforunun korunması için kasis ve bozuk yollarda araç hızının düşürülmesi gerekir. Yani hastanın maruz kaldığı titreşimler ISO 2631'deki "konforlu" kriterinin altında bir seviye olması için ambulans hızı düşürülmelidir. Yapılan hesaplamalarda bu azalma oldukça büyük seviyelerdedir; yaklaşık 15 km/h'den 60 km/h'e ya da nominal hızı %60'tan %70'e denk gelmektedir. Buradan anlaşıldığı gibi ambulans hızında zorunlu düşüşler meydana gelmekte ve özellikle travma durumundaki hastaların hastaneye yetiştirme sürelerini arttırmaktadır [22,26].

Pasif sistem rijit sisteme göre daha iyi konfor oranı sağlamaktadır. Nominal hızda yollardan ve ya kasislerden geçtiği çoğu durumda maruz kaldığı titreşim kategorisi "konforlu" seviyesine düşmektedir. Ancak pasif sistemlerde pik titreşim seviyeleri yüksek çıkmıştır.

Aktif sistemde bozuk yollarda konfor indeksini "konforlu" kategorisi için tutmayı başarmaktadır. Bu kriter yükselen hızlarda ( $V > 80$  km/h) da elde edilmiştir. Böylece pasif ve rijit sistemine göre ambulans daha hızlı sürülebilir, hastanın hastaneye yetiştirilme süresi kısaltılır.

Örneğin hastaneye 5 km uzaklıkta meydana gelmiş bir kaza için aktif süspansiyon sistemli ambulansla hasta travma durumunda iken ortalama 50 km/h hızla gidilebilmektedir. Bu hızla hastaneye varış süresi 6 dakika sürmektedir. Eğer aynı durum için aktif süspansiyon sisteme sahip olmayan bir ambulans kullanılsaydı ortalama hız %60 yavaşlatıp 20 km/h'e düşürülmesi gerekecekti ve bu hızla hastaneye varış süresi 15 dakikaya çıkacaktı. Çıkarılan sonuçlardan, aktif süspansiyon sisteminin hastaneye varış süresini nasıl azalttığı açıkça görülebilmektedir [26].

Ancak burada bazı dikkat edilmesi gereken hususlar vardır. Simülasyonda sensör dinamikleri, kılavuz sistemdeki sürtünmeler gibi bazı durumlar ihmal edilmiş ve hesaba katılmamıştır. Bunlar aktif süspansiyon sisteminin davranışında biraz düşüş gerçekleştirir. Aynı şekilde pasif süspansiyon sistem modelinde de kılavuz sistemindeki sürtünmeler ihmal edilip, ideal koşullarda simüle edilmiştir.

Ayrıca konfor indeksinde; kişi tarafından algılanan konfor sadece dikey ivmeler değil aynı zamanda kişinin beklentilerine ve fiziksel özelliklerine de (vücut yapısı) bağlıdır. Tahmin edileceği üzere yaralıların ve ya travma geçiren kişilerin titreşimlere karşı hassasiyeti sağlıklı insanlara göre daha fazla olacaktır. Ancak hiçbir data veya araştırma travma şiddeti ile titreşimlere karşı olan hassasiyet arasındaki bağlantıyı gösterecek bir özelliğe sahip değildir.

Yapılan bu çalışmaların yanında önemli bir husus da günlük hayatta ambulans personelinin hasta konforu ve hastaneye hızlı yetiştirilme gereksinimi aralarındaki dengeyi sağlaması gerekliliğidir [26].

#### 4. BALIKESİR HASTA AMBULANSLARINDA KULLANILMAKTA OLAN SEDYE SÜSPANSİYON SİSTEMİLERİ

Çalışmamın bu bölümünün birinci kısmı kara ulaşım ambulanslarının “ambulanslar ve acil sağlık araçları ile ambulans hizmetleri” yönetmeliğine göre sınıflandırılması, ikinci kısmın da Balıkesir Merkez’deki özel-kamuya ait hastanelerin, 112 acil sağlık merkezinin ve Balıkesir Üniversitesi Tıp Fakültesinin sahip oldukları ambulansların, sedye süspansiyon sistemi kullanımının araştırılması yönünde olmuştur. Yapılan araştırma dâhilinde il merkezindeki 17 ambulans incelenmiştir.

##### 4.1 Ambulansların sınıflandırılması

Kara ulaşım ambulansları beyaz renkte olur, bunlardan acil yardım ambulanslarını, kırmızı renkli ve fosforlu bir şerit çevreler, hasta nakil ambulanslarında bu şerit, lacivert renkli ve fosforlu özelliindedir. Yoğun bakım ve yenidoğan ambulanslarında ise biri kırmızı diğeri mavi renkli ve fosforlu özelliikte olan iki şerit ambulansı çevrelemektedir [37].

Kara ulaşım ambulansları kullanım amaçlarına göre acil yardım ambulansı, hasta nakil ambulansı ve özel donanımlı ambulans olarak üç grupta sınıflandırılırlar.

**a- Acil yardım ambulansı (Kırmızı şeritli):** Her türlü acil durumda, olay yerinde ve ambulans içerisinde hasta ve yaralılara gerekli acil tıbbi müdahaleyi yapabilecek ekibe ve “ambulanslar ve acil sağlık araçları ile ambulans hizmetleri” yönetmeliğinde yer alan personel ekibine, teknik ve tıbbi donanıma sahip kara aracıdır. Acil yardım ambulansları gerektiğinde hasta nakli için de kullanılabilir [37].

**b- Hasta nakil ambulansı (Mavi şeritli):** Acil tıbbi müdahale gerektirmeyen hasta veya yaralıların nakli amacıyla kullanılan ve “ambulanslar ve acil sağlık

araçları ile ambulans hizmetleri” yönetmeliğinde belirtilen personel ekibine, teknik ve tıbbi donanıma sahip kara aracıdır. Nakil ambulansları durumu stabilize edilmemiş acil hastaların/yaralıların taşınmasında kullanılamaz [37].

**c- Özel donanımlı ambulanslar (Kırmızı ve mavi şeritli):** Hasta veya yaralıların yaş, fiziksel ve tıbbi durumları ile ambulansların görev yaptığı bölgenin coğrafi özelliğine göre özel olarak tasarlanmış ve buna göre ekip ve ekipmanla donatılmış araçlardır. Yoğun bakım ambulansları “ambulanslar ve acil sağlık araçları ile ambulans hizmetleri” yönetmeliğinde yer alan personel ekibine, teknik ve tıbbi donanıma sahip olmalıdırlar [37].

## **4.2 Balıkesir Merkez’de hizmet yapan ambulansların incelenmesi**

Balıkesir Merkez ilçesinde bulunan özel hastanelere, kamu hastanelerine ve Balıkesir Üniversitesi Tıp Fakültesine bağlı, faal olarak çalışan toplam on bir, 112 Sağlık Hizmetlerine bağlı çalışan ise altı ambulans incelenmiştir. Çalışmada hastaneler yatak kapasitesi uzman hekim sayısı, pratisyen hekim sayıcı, kullanılmakta olan aktif ambulans sayısı vb. durumlar bakımından A,B,C,D,E ve F hastanesi olarak adlandırılmıştır.

### **4.2.1 A Hastanesi**

20’si yoğun bakım yatağı olmak üzere toplam 62 yatak kapasiteli A hastanesinde uzman ve pratisyen toplam 34 adet hekim görev yapmakta ve hastaneye ait bir adet mavi şeritli, bir adet te kırmızı şeritli ambulans bulunmaktadır.

A Hastanesinin 2006 model kırmızı şeritli acil yardım ambulansında (Mercedes Sprinter 213 CDI) özel bir sedye süspansiyon sistemi kullanılmamakta, sedye ile zemin arasında rijit bir temas bulunmaktadır.



Şekil 4.1 A Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans



Şekil 4.2 A Hastanesine ait mavi şeritli ambulans

Aynı hastanenin stabil hastaların taşınmasında kullandığı mavi şeritli hasta nakil ambulansında da (Renault Master Van) herhangi bir sedye süspansiyon sistemi kullanılmakta, sedye ile zemin arasında rijit bir temas oluşmaktadır.

#### 4.2.2 B Hastanesi

2'si yoğun bakım, olmak üzere toplam 23 yatak kapasiteli B hastanesinde uzman ve pratisyen toplam 12 hekim görev yapmakta ve hastane bünyesinde bir adet kırmızı şeritli acil durum ambulansı bulunmaktadır.



Şekil 4.3 B Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans

B Hastanesine ait 2008 model kırmızı şeritli ambulansa (Ford Transit 350L Van TCDI) özel bir sedye süspansiyon sistemi kullanılmamakta, sedye ile zemin arasında rijit temas bulunmaktadır.



### 4.2.3 C Hastanesi

10'u yoğun bakım olmak üzere toplam 42 yatak kapasiteli ve 22 adet hekimin (uzman ve pratisyen toplam) görev yaptığı C hastanesinin bünyesinde bir adet kırmızı şeritli ambulans bulunmaktadır.



Şekil 4.4 C Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans

Hastanenin acil yardım ve hasta nakil işlemlerinde kullandığı 2005 model kırmızı şeritli ambulansında (Mercedes Sprinter 213 CDI) özel bir sedye süspansiyon sistemi kullanılmamakta, sedye ile zemin arasında rijit bir temas bulunmaktadır.

### 4.2.4 D Hastanesi

10 yataklı koroner, 10 yataklı da genel yoğun bakım ünitesi bulunduran ve toplamda 521 yatak kapasiteli D hastanesinde uzman ve pratisyen toplam 123 adet

hekim görev yapmakta ve hastane bünyesinde; 98 model Ford Transit LCY, 2000 model Ford Transit TN1L, 2001 model Ford Transit LCY olmak üzere toplam üç adet mavi şeritli hasta nakil ambulansı bulunmaktadır.

Ayrıca 112 Acil Sağlık Hizmetleri Şube Müdürlüğüne bağlı bir ASHİ (Acil Sağlık Hizmetleri İstasyonu) bu hastanenin ek hizmet binasında içinde bulunmakta ve bu istasyonda bir adet acil yardım ambulansı görev yapmaktadır.



Şekil 4.5 D Hastanesine ait mavi şeritli ambulans

Hastanenin sahip olduğu üç ambulansa da, resimde görüldüğü üzere sedye süspansiyon sistemi bulunmamakta, zemin ile sedye rijit olarak birbirlerine temas etmektedirler. Ambulanların model farkı dışında kullandığı sistemler ve ekipmanlar birebir aynı olduğu için sadece bir adet ambulans resminin konulması yeterli görülmüştür.

#### 4.2.5 E Hastanesi

Toplam 136 yatak kapasitene sahip olan ve 16 hekimin (uzman ve pratisyen toplam) görev yaptığı E hastanesinde, aktif olarak kullanılan bir adet ambulans bulunmaktadır.



Şekil 4.6 E Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans

E hastanesinin bünyesindeki 2006 model kırmızı şeritli ambulanda (Ford Transit 350L Van) sedye süspansiyon sistemi bulunmamaktadır. Sedye ile ambulans zemini arasında rijit temas oluşmaktadır.

#### 4.2.6 F Hastanesi

408 yatak kapasiteli ve 117 hekimin (uzman ve pratisyen toplam) görev yaptığı F hastanesinin bünyesinde aktif olarak kullanılan dört adet ambulans bulunmaktadır. İlaveten, hastanenin ek hizmet binasının sınırları içinde 112 Acil

Sağlık Hizmetleri Şube M¼d¼rl¼ę¼ne bağlı bir ASHİ bulunmakta ve burada bir adet acil yardım ambulansı g¼rev yapmaktadır.

Hastaneye bağlı ambulanslardan iki tanesi (ikiz) 2007 model kırmızı Şeritli Mercedes Sprinter 213 CDI, diğer ikisi de (ikiz) yine kırmızı Şeritli 2000 model Ford Transit 2.5'dir.



Şekil 4.7 F Hastanesine ait kırmızı Şeritli ambulans-1





Şekil 4.8 F Hastanesine ait kırmızı şeritli ambulans-2

F Hastanesine ait toplam dört ambulanda herhangi bir sedye süspansiyon sistemi bulunmamakta, zemin ile sedye arasında rijit temas gerçekleşmektedir.

#### 4.2.7 Balıkesir Üniversitesi Tıp Fakültesi

Kuruluşu tamamlanmamış, gelişmekte olan ve hâlihazırda toplamda 50 akademik personelinin görev yaptığı Balıkesir Üniversitesi Tıp Fakültesi'nin bünyesinde bir adet kırmızı şeritli ambulans bulunmaktadır.

Fakülteye ait, 2011 model Ford Transit (Özel amaçlı ambulans - FAC6) kırmızı şeritli ambulansın zemini ile sedye arasında iki yön hareketli sedye platformu kullanılmakta olup bu platformun titreşim yalıtım özelliği bulunmamaktadır. Amortisörlü sedye rampasına sahip bu sistemin asıl görevi; sedyeyi aracın boylamsal eksenine göre sağa ve sola hareket ettirmektir, böylelikle araç içindeki sağlık personeli, hastaya uygulayacağı tıbbi müdahale gereği sedyeyi yönlendirmekte ve gereken işlemi gerçekleştirebilmektedir. Platformun diğer görevi

ise rampa ekipmanı sayesinde sedyenin olay yerinden ambulansa daha kolay yerleştirilmesini sağlamaktır.



Şekil 4.9 Balıkesir Üniversitesi Tıp Fakültesine ait kırmızı şeritli ambulans

#### 4.2.8 112 Acil Sağlık Hizmetleri

Balıkesir merkezde, 112 Acil Sağlık Hizmetleri Şube Müdürlüğüne bağlı komuta kontrol merkezi ve bu merkez koordinesinde çalışan dört adet ASHİ (Acil Sağlık Hizmetleri İstasyonu) bulunmaktadır. Şehirdeki tüm yerleşim mahallerine en hızlı şekilde ulaşabilecek şekilde konumlandırılan bu istasyonlarda bulunan personeller; 1 doktor, 1 yardımcı sağlık personeli ve 1 şoför olmak üzere, nöbet usulü 24 saat görev yapmaktadırlar.

Yapılan incelemeler, komuta kontrol merkezine ve merkez ilçedeki ASHİ'lere (toplam 4 istasyon) ait, toplam altı ambulansa (komuta kontrol merkezine ait 1 yedek ve 1 de kazalı ambulans hariç) yapılmıştır. Merkez 1 nolu ASHİ'ye ait

2010 model kırmızı şeritli ambulans (Mercedes Sprinter 315 CDI), sedyeyle zemin arasında 2 yönlü bir platform bulunmakta, titreşim ve şok yalıtımı için özel bir sedye süspansiyon sistemi bulunmamaktadır.



Şekil 4.10 Merkez 1 nolu ASHİ'ye ait kırmızı şeritli ambulans

F hastanesi sınırları içinde bulunan merkez 2 nolu ASHİ'ye bağlı ambulans 2009 model (Volkswagen Crafter 2.5 TDI) olup, kırmızı şeritlidir.

Bu ambulansda sedye süspansiyon sistemi olarak şok emicili, hidrolik sedye platformu kullanılmaktadır. Alt pozisyondan 18 cm yukarı kalkabilen bu mevcut mekanizmada üst ve ara pozisyonlarda yükü tanıyabilen şok emici sistemi mevcuttur. Trendelenburg-ters trendelenburg hareket özelliğiyle birlikte sedyenin olay yerinden ambulansa yerleştirilmesi kolaylaştırılır ayrıca hastanın-yaralının baş kısmının nakil veya acil müdahale esnasında, üst yada alt kısımda tutulması sağlanır. Sağa ve sola hareket edebilme özelliği de olan platformun baş kısmı motorsuz olarak aşağıya inebilmektedir.





Şekil 4.11 Merkez 2 nolu ASHİ'ye ait kırmızı şeritli ambulans



Şekil 4.12 Hidrolik sedye platformu



D hastanesinin ek hizmet binasında bulunan 3 nolu ASHİ'ye bağlı ambulans, 2009 model (Volkswagen Crafter 2.5 TDI) ve kırmızı şeritlidir. Ambulansta kullanılan hidrolik sedye süspansiyon sistemi, 2 nolu ASHİ'ye bağlı ambulanstaki sedye süspansiyon sisteminin aynısıdır.



Şekil 4.13 Merkez 3 nolu ASHİ'ye ait kırmızı şeritli ambulans

112'ye bağlı 2009 model kırmızı şeritli ambulanda (Volkswagen Crafter 2.5 TDI) hidrolik bir sedye süspansiyon sistemi kullanılmaktadır.



Şekil 4.14 Hidrolik sedye platformu



Şekil 4.15 Merkez 4 nolu ASHİ'ye ait kırmızı şeritli ambulans

Merkez 4 nolu ASHİ'ye ait 2011 model kırmızı şeritli ambulans (Ford Transit - FAC6), sedyeyle ambulans zemini arasında 2 yönlü bir platform bulunmakta, titreşim ve şok yalıtımı için özel bir sedye süspansiyon sistemi bulunmamaktadır.

Komuta kontrol merkezi başhekimliğine ait 2011 model kırmızı şeritli ambulans (Mercedes Sprinter - 906 KA35), sedyeyle ambulans zemini arasında 2 yönlü bir platform bulunmakta olup titreşim ve şok yalıtımı için özel bir sedye süspansiyon sistemi bulunmamaktadır.

Komuta kontrol merkezine ait 2011 model kırmızı şeritli acil yardım ambulansında (Mitsubishi Pajero) özel bir sedye süspansiyon sistemi kullanılmamakta, sedye ile zemin arasında rijit bir temas bulunmaktadır.



Şekil 4.16 Komuta kontrol merkezine ait kırmızı şeritli ambulans-1





Şekil 4.17 Komuta kontrol merkezine ait kırmızı şeritli ambulans-2

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

### 5.1 Sonuçlar

Ambulans ile taşınan hasta ve yaralıların sağlık durumunu olumsuz etkileyen mekanik titreşim hareketi ve atalet kuvvetlerinin minimize edilmesini sağlayan, araç zemini ile sedye arasında konumlandırılan süspansiyon sistemleri başlıca iki grupta değerlendirilebilir. Birinci grup, hastayı yola bağlı titreşim ve şoklardan yalıtın süspansiyon sistemleridir. Bu süspansiyon sistemleri özellikle sırtüstü yatan hastaların maruz kaldığı dikey doğrultuda oluşan titreşim ivmelerini azaltmakta etkilidirler. Bu konuda çoğu araştırmacının esas aldığı, genel anlamda kabul görmüş ve literatürde “yüzen sedye” olarak bilinen mekanik yaylı süspansiyon mekanizması için test sürüşlerinin yapıldığı deneysel çalışmalarda; 3-20 Hz frekans aralığındaki aşağı-yukarı titreşim ivmelerinde önemli ölçüde yalıtım sağlandığı ancak aynı başarının 3 Hz altındaki frekanslarda yakalanamadığı tespit edilmiştir. Ayrıca 40'ı erkek, 60'ı kadın olmak üzere toplam 100 deneğin katıldığı öznel değerlendirme çalışmasında, deneklerin 92'si yüzen sedye ile yapılan yolculuğu konveksiyonel ambulans ile yapılan yolculuğa göre daha konforlu bulmuştur. Stammers ve Leyshon'un tasarladığı L şekilli kollar ile sedye ve hasta kütlelerini taşıyan helezon yaylı süspansiyon sistemi için yapılan deneysel çalışmalarda değişken hasta kütlelerinde zayıf sönümlenmeyle birlikte 0.75 Hz frekans değeri civarında aşağı-yukarı ve baş vurma doğal frekansların sabit sayılabilecek değerlerde olduğu görülmüştür. Araştırmalarda tasarlanan bu mekanik yaylı süspansiyon sisteminde, 1.5-4 Hz frekans aralığındaki titreşim girdilerinin olduğu değişik yüzey kalitelerine sahip 4 farklı yolda yapılan test sürüşlerinde, -7 ve -9 dB aralığında iletkenlik değerleri elde edilmiştir. J. K. Raine ve R. J. Henderson'ın tasarladıkları hava yaylı süspansiyon sisteminde, 50 km/h ila 95 km/h hız aralığında ve 6 farklı yolda yapılan test sürüşlerinde; sedyede ölçülen aşağı-yukarı r.m.s. ivme değerlerinde %45 ila %65 aralığında bir azalma sağladığı görülmüştür.

Sedye süspansiyonlarının ikinci grup kategorisinde düşünebileceğimiz Takahiko Ono ve Hikaru Inooka'nın geliştirdiği aktif kontrollü sedye tasarımında;

ambulansın ivmelenmesi, frenlemesi ya da virajlı yollardan geçmesi gibi durumlarda hastaya etkiyen atalet kuvvetlerinin şiddeti azaltılmaktadır. Bu sistemle gerçek zamanlı olarak sedye açısı kontrol altına alınmakta ve ambulans seyir hızını yavaşlatmaya gerek kalmadan 0 ile 1 Hz frekans aralığındaki titreşim ivmeleri baş-ayak yönünde %65, yanal yönde %75 oranında azaltılmaktadır. A. J. M. Raemaekers'in tasarladığı aktif kontrollü sedyede, sistemin uyguladığı pnömatik kuvvet, sedye ve hasta kütlelerinin karşılanmasında; elektromanyetik kuvvet ise aktif olarak hastanın ambulans zemininden gelen titreşimlerin izole edilmesinde kullanılmıştır. PID kontrol mekanizması kullanılan bu sistem için yapılan teorik analizlerde ISO 2631 titreşim standartlarına göre; 5 km uzaklıkta, travma durumundaki bir hasta ortalama 50 km/h hızla hastaneye ulaştırılabildiği ve bu seyir hızıyla hastaneye varış süresinin 6 dakika olacağı hesaplanmıştır. Aynı durum için özel bir süspansiyon sisteminin kullanılmadığı; hasta sedyesinin araç zeminiyle rijit temasta olduğu konveksiyonel bir ambulans kullanıldığında, yol koşullarından dolayı ortalama hız % 60 yavaşlatılıp 20 km/h'e düşürülmesi gerekmekte ve bu durumda hastaneye varış süresi 9 dakika uzamaktadır.

Yapılan tüm bu araştırmalar gösteriyor ki, sağlık durumuna olumsuz etki yapan; yol pürüzlülüğü, hız kesici kasisler, virajlı yollar vb.'nin neden olduğu dış kaynaklı kuvvetler yalıtıldığında; aktif veya pasif süspansiyon sistemleri ile donatılmış ambulanslarla hasta ve yaralıların taşınması, konveksiyonel ambulanslarla taşınmasından daha konforlu hale gelmektedir.

Balıkesir merkez ilçede kullanılan ambulanslar üzerine yapılan nicel ve nitel tespit çalışmasında, toplam on yedi ambulansın ikisinde sedye süspansiyon sistemi kullanıldığı, gözlemlenmiştir. Ayrıca süspansiyon sistemli ambulanslarda görev yapan sağlık personeliyle yapılan görüşmelerde; bazen sistemde hidrolik sıvı kaçaqlarının yaşandığı, hasta taşınması sırasında çukur-tümsek yol kasislerinden ve virajlardan zaman zaman sedye postür konumunun kontrol dışında değiştiği ve sistemin arızalanması halinde, Balıkesir'de teknik servisin bulunmaması nedeniyle zaman kaybı yaşandığı şeklinde kişisel şikâyetler söz konusudur.

## 5.2 Öneriler

Ülkemizde sağlık standartlarının yükseltilmesi ve ortalama insan ömrünün uzatılması için tıbbi ve teknolojik gelişmeler paralelinde, gerekli yasal düzenlemeler yapılarak sağlık sektöründe (kamu ve/veya özel) kullanılmakta olan ambulansların mutlaka sedye süspansiyon sistemli olması sağlanmalıdır. Böylece hasta ve yaralıların sağlık durumlarının kötüye gitmeden yapacakları güvenli yolculuk, taşınma konforu ve hastaneye varış süresi arasındaki uyumsuzluklar azaltılmış olacaktır.

Mevcut süspansiyon sisteminde zaman zaman karşılaşılan kontrol dışı sedye postür konumunun değişmesi ve hidrolik sıvı kaçaklarının oluşması gibi sorunların önlenmesine yönelik ar-ge çalışmalarının projelendirilip desteklenmesi, üniversitelerin eğitim-öğretim planlarında “ilk ve acil yardım” gibi hasta bakımına yönelik programların yanında ayrıca ambulans bakım hizmetleri için teknik elemanların yetiştirilmesine yönelik programlara da önem verilmesi gerekmektedir. Sistemde karşılaşılan arıza durumlarında yaşanan zaman kaybının önüne geçilebilmesi için il ve ilçe merkezlerinde teknik servisler kurularak arızaların süratle giderilmesi sağlanmalıdır.

## KAYNAKLAR

- [1] <http://www.osmsaglik.gov.tr/acil/servis.htm> (Son Erişim 20.06.2011).
- [2] İşsever, H., Sabuncu, H.H., “El kol vibrasyonlarına mesleksi maruziyetlerde vücut üzerindeki etkilerinin araştırılması”, *Göztepe Tıp Dergisi*, **13/2**, (1998).
- [3] Yıldırım, G.Ö., Alanda kritik hasta transportu, IV. Paramedik Sempozyumu, Ankara, (2008).
- [4] Melemez K. ve Tunay, M., “Ormancılıkta traktör titreşiminin ergonomik değerlendirmesi”, *Süleyman Demirel Üniversitesi Orman Fakültesi Dergisi*, ISSN: 1302-7085, (2010) 96.
- [5] Karahan, M.M.F., Titreşim analizi ile makinalarda arıza teşhisi, Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD, Manisa, (2005).
- [6] Pasin,F., Mekanik titreşimler, ISSN: 975-511-264-2, Birsen Yayınevi, İstanbul, (2000), s. 2.
- [7] Çay, C.İ., Tarım traktörleri sürücü koltukları titreşim sönümleme elemanları üzerine bir araştırma, Doktora Tezi, Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tarım Makinaları ABD, Ankara, (2006).
- [8] Anonymous, “Introduction to shock & vibration”, *Brüel & Kjør Sound and Vibration Measurement A/S*, (1998) 36.
- [9] Anonymous, International Organization for Standardisation ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock–evaluation of human exposure to whole body vibration, Geneva -Switzerland, (1997) 31.
- [10] Seto, W., Mekanik titreşimler, Toprak T., ISBN:975-511-174-3, Birsen Yayınevi, İstanbul, (2002), s.2.
- [11] Durak Ş., Gemilerde ortaya çıkan yerel titreşim problemlerinin deneysel analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD, Gebze, (2009).
- [12] Arkun, E., Makine mühendisliği el kitabı cilt 4, MMO, Ankara, (1983), s. 1-144.



- [13] Karabulut, A., Traktör sürücü oturakları yalıtım sistemi üzerinde bir araştırma, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Eğitimi, Ankara, (1995).
- [14] Sabancı, A., “Tarım traktörlerinde titreşim sorunları ve sürücü oturaklarının yalıtım özellikleri üzerinde bir araştırma”, *Türkiye Ziraat Donatım Kurumu Mesleki Yayınları*, **35**, (1984) 188.
- [15] Er, Ü., Motorlu taşıtlardaki titreşimlerin teorik analizi ve bir bilgisayar modellemesi, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği ABD, Eskişehir, (1996).
- [16] Engelhardt, E.R., Mills, D.K. and Scheider K., Shock and vibration handbook (shock and vibration in road and rail vehicles), Singapore, Mc-Graw Hill Book Company Inc, (1961), p.520.
- [17] Saral, A., Yerli yapı traktörlerinde oturma yerlerinin sürücüye olan etkileri, Doktora Tezi, Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ziraat Makinaları Bölümü ABD, Ankara, (1976).
- [18] Silleli H.H., Tasbas H., Aygül A.ve Çay C., Tekerlekli tarım veya orman traktörlerinin sürücü koltuğu test yöntemi, Tarımsal Mekanizasyon 21. Ulusal Kongresi, Konya, (2003) 147.
- [19] Anonymous, Vibration measurement and analysis, *Brüel & Kjaer Sound and Vibration Measurement A/S*, (1998) 28.
- [20] Çakır, Ç., Pasif ve yarı-aktif kamyon kabini süspansiyon sistemleri tasarımı ve optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD, İstanbul, (2006).
- [21] Mansfield, N.J., Literature review on low frequency vibration comfort, Loughborough University CIRCIS (Collaboration in Research and Development of New Curriculum in Sound and Vibration), Loughborough, (2006) 20.
- [22] International Organization for Standardization, Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration, ISO 2631-1 (1997), ISO 2631-4 (2001).
- [23] Stammers, C.W. and Leyshon, D.R., “Ambulance stretcher suspensions”, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, **199/D2**, (1985) 151.
- [24] Leyshon, D.R. and Stammers C.W., “The development and performance of an ambulance stretcher suspension”, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, **200/D4**, (1986) 249.

- [25] Snook R., Pacifico R., “Ambulance ride: fixed or floating stretcher?”, *British Medical journal*, **2**, (1976) 405.
- [26] Raemaekers A.J.M., Active vibration isolator design for ambulance patients, M. Sc. Thesis, Eindhoven University of Technology, Department Mechanical Engineering Dynamics and Control Group, Eindhoven, (2009).
- [27] Dempster, W., Space requirements of the seated operator, WADC Technical Report, Project No:7214, (1955) 55.
- [28] Williams, M. and Lissner, H.R., Biomechanics of human motion, W.B. Saunders, Philadelphia, (1962) 129.
- [29] Pettigrew, K.B., Vibration isolation of patients in ambulances, Project report 68, University of Canterbury Department of Mechanical Engineering, (1991).
- [30] Cavanaugh, R.D., “Air suspension and servo-controlled isolation systems”, In *Shock and Vibration Handbook*, New York, (1961) ch. 33.
- [31] Raine, J.K. and Henderson, R.J., Vibration isolating ambulance stretcher suspension in proceedings of IPENZ, Annual Conference, Hamilton, (1993), 221.
- [32] Raine, J.K. and Henderson, R.J., “A two-degree-of-freedom ambulance stretcher suspension part 1: system overview”, *Proc Instn Mech Engrs*, **212/D**, (1998) 93.
- [33] Raine, J.K. and Henderson, R.J., “A two-degree-of-freedom ambulance stretcher suspension part 2: simulation of system performance with capillary and orifice pneumatic damping”, *Proc Instn Mech Engrs*, **212/D**, (1998) 227.
- [34] Raine, J.K. and Henderson, R.J., “A two-degree-of-freedom ambulance stretcher suspension part 3: laboratory and road test performance”, *Proc Instn Mech Engrs*, **212/D**, (1998) 401.
- [35] Ono T., Inooka H., “Actively-controlled beds for ambulances”, *International Journal of Automation and Computing*, (2009) 1.
- [36] V. Zakian, “Critical Systems and Tolerable Inputs”, *International Journal of Control*, **49/4**, (1989) 1285.
- [37] Sağlık Bakanlığı, ambulanslar ve acil sağlık araçları ile ambulans hizmetleri yönetmeliği, Resmi Gazete, Sayı: 26369, (2006).