

**ANKARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

DOKTORA TEZİ

**TARIM TRAKTÖRLERİ SÜRÜCÜ KOLTUKLARI TİTREŞİM SÖNÜMLEME
ELEMENLARI ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA**

Cengiz İsmail ÇAY

TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI

**ANKARA
2006**

Her hakkı saklıdır

Prof. Dr. Recai GÜRHAN danışmanlığında Cengiz İsmail ÇAY tarafından hazırlanan bu çalışma 26 / 06 / 2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Tarım Makinaları Anabilim Dalı'nda Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Rahmi KESKİN

Üye : Prof. Dr. Ahmet SARAL

Üye : Prof. Dr. Muammer NALBANT

Üye : Prof. Dr. Kazım ÇARMAN

Üye : Prof.. Dr. Recai GÜRHAN

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ülkü MEHMETOĞLU

Enstitü Müdürü

Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Tezin Adı: Tarım Traktörleri Sürücü Koltukları Titreşim Sönümleme Elemanları
Üzerine Bir Araştırma

ÖZET

Doktora Tezi

TARIM TRAKTÖRLERİ SÜRÜCÜ KOLTUKLARI TİTREŞİM SÖNÜMLEME ELEMENLARI ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA

Cengiz İsmail ÇAY

Ankara Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Tarım Makinaları Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Recai GÜRHAN

Bu çalışmada kategori A tarım traktörlerine takılan süspansiyonlu sürücü koltuklarının, standardize edilmiş deney yöntemlerine göre, statik ve dinamik karakteristikleri incelenmiştir. Bu amaçla büyük ölçüde 78/764/AT Tip Onayı Yönetmeliği'nden yararlanılmıştır. Öncelikle, araştırma materyalini oluşturan 18 adet sürücü koltuğu, süspansiyon sistemlerinin yapı elemanlarına göre sınıflandırılmıştır. Buna göre mekanik ve pnömatik olmak üzere iki ana grup oluşturulmuştur. Mekanik süspansiyon grubu içerisinde L tipi, düşey tip ve yatay tip olmak üzere üç sınıf belirlenmiştir. Pnömatik süspansiyonlu koltuklar ise, otomatik kütle ayarlı tip ve kütle ayarı elle yapılan tip olmak üzere iki grup altında incelenmiştir. Bütün koltukların boyutsal ölçümleri, süspansiyon ayar aralığı ve yanıl kararlılığı belirlenerek, statik koltuk karakteristikleri tespit edilmiştir. Daha sonra, koltukların titreşim ortamlarındaki performansları belirlenerek dinamik koltuk karakteristikleri ortaya konmuştur. Titreşim deneyleri, iki başlık altında toplanabilir. Birincisi, benzeştirilmiş giriş titreşim deneyi diğeri ise, sönümleme karakteristiklerinin belirlenmesi deneyidir. Benzeştirilmiş giriş titreşim deneyi için 78/764/AT Tip Onayı Yönetmeliği'nde tarım traktörleri için 3 titreşim sınıfı belirtilmiştir. 18 adet koltuk, bu 3 titreşim sınıfında ayrı ayrı deneylere tabi tutulmuştur. Sönümleme karakteristiklerinin belirlenmesi deneyinde ise; sönümleme etkinliği, rezonans frekansı ve sönümleme oranı değerleri belirlenmiştir. Yapılan deney ve değerlendirmeler neticesinde 18 adet koltuğun tamamı Sınıf 1 ve Sınıf 2 titreşim deneylerinden başarılı olarak çıkmış, yalnızca L tipi mekanik süspansiyona sahip iki koltuk Sınıf 3 deneylerinin ağır sürücü kademesinde başarısız olmuştur. Sönümleme etkinliği değerlerine bakıldığında ise, yatay tip mekanik süspansiyonlu bir adet koltuk 40 kg'lık sabit kütle deneyinde başarısız olmuştur. Deney verilerinden yararlanılarak yapılan istatistiksel analiz sonucunda, pnömatik süspansiyonlu koltuklarda koltuk kütleindeki artışın rezonans frekansı düşürdüğü, yatay tip mekanik ve pnömatik tip koltuklarda koltuk kütle ile sönümleme oranının azaldığı, süspansiyon yolunun artışı ile mekanik ve pnömatik koltuklarda rezonans frekansın azaldığı belirlenmiştir. Koltuk süspansiyon tip gruplarının Duncan yöntemi ile yapılan kıyaslamasında, sınıf 1 ve sınıf 2 için otomatik kütle ayarlı pnömatik süspansiyon grubu en iyi koltuk yalıtım sistemi tipi olmuştur. Sınıf 3'te ise, koltuk süspansiyon grupları arasında önemli bir farklılık belirlenememiştir.

2006, 214 sayfa

Anahtar Kelimeler: Tarım traktörü, sürücü koltuğu, titreşim, sönümleme, yalıtım

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

A SRUDY FOR VIBRATION DAMPING EQUIPMENTS OF OPERATOR’S SEAT OF AGRICULTURAL TRACTORS

Cengiz İsmail ÇAY

Ankara University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Agricultural Machinery

Supervisor: Prof. Dr. Recai GÜRHAN

In this study, static and dynamic characteristics of the driver’s seats which are fitted on the agricultural tractors were examined according to standardized testing methods. For this purpose, 78/764/EEC Type Approval Directive was used. Firstly, 18 driver’s seats that were investigation materials were classed according to structural elements of their suspension systems. Two suspension classes were set up: Mechanical and pneumatic. There are three subgroups in the mechanical suspension group: L type, vertical type, and horizontal type and in the pneumatic group there are two subgroup: Automatic mass adjustment type and manuel mass adjustment type. Dimension measurement, suspension adjustment range and lateral stability characteristics of all seats were determined. Thus the static seat characteristics were designated. After that the seats are tested under vibration conditions. Two vibration tests were performed: Simulated input vibration test and damping test. For simulated input vibration test, three vibration classes are specified for agricultural tractors in the type approval directive. All of seats which were used as materials were tested according to three vibration classes. In the damping tests damping efficiency, resonant frequency and damping ratio are determined. All of seats were evaluated as positive for the Class 1 and Class 2 vibration tests. Only two L type mechanical suspension seats failed for heavy driver in the Class 3 test. One horizontal type mechanical suspension seat was evaluated as negative for the damping test. After the tests a statistical analysis was done. After this analysis this results were founded: In the pneumatic suspension seats with increasing seat masses the resonant frequency was decreased; in the horizontal type mechanical and pneumatic suspension seats with increasing seat masses the damping ratio were decreased; with increasing suspension distance the resonant frequency was decreased in the mechanical suspension seats. Seat suspension type groups were compared by means of Duncan Analysis Method. In class 1 and class 2 vibrations tests; the best isolation system was determined. Automatic mass adjustment pneumatic suspension type is the best. In class 3 vibration test, there are no differences that is important according to statistical between the suspension systems.

2006, 214 pages

Key words: Agricultural tractor, driver’s seat, vibration, damping, isolation

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Günümüz tarım tekniğinde çok önemli bir yere sahip olan tarım traktörleri ergonomik açıdan incelendiğinde, traktör sürücüsünün sağlık ve iş verimi açısından önemli yüklenme ve gerilmelere maruz kaldığı görülür. İnsan sağlığını etkileyen bu gerilme ve yüklenmelerin en önemlilerinden birisi, traktör tekerlekleri ile, hareket edilen yüzey engebelerinden kaynaklanan düşük frekanslı titreşimdir. Düşük frekanslı titreşim, kısa vadede yorulma ve dikkat kaybına; uzun vadede ise, önemli sağlık risklerine sebep olmaktadır. Tarım traktörlerinde, karayolu taşıtlarında olduğu gibi, akslarda ve şaside titreşim yalıtım sistemi kullanmak, ekonomik nedenlerden ötürü yaygın olmadığından, mekanik titreşime karşı sürücüyü koruyacak tek yapı, sürücü koltuğu olmaktadır. Sürücü koltuğunun titreşim yalıtımındaki bu önemli nedeniyle, bu çalışma yapılmıştır. Deney materyali olarak, piyasada en çok satılan traktör koltuk tipleri kullanılmıştır. Bu koltukların deney ve değerlendirmeleri, uluslararası geçerliliği olan, standart test yöntemlerine göre yapılmış, bunun için de standart bir deney ünitesi kullanılmıştır. Bu araştırmanın, daha sonra bu konuda çalışacak araştırmacılara ve imalatçılara yararlı olmasını dilerim.

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde, çalışmanın her aşamasında yakın ilgi ve önerileriyle beni yönlendiren, danışmanım Prof. Dr. Recai GÜRHAN (Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi)'a, engin tecrübe ve bilgisinden yararlandığım hocam Prof. Dr. Ahmet SARAL (Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi)'a, deney sonuçlarının istatistiksel analizini yapmamda bana her türlü destek ve yardımı sağlayan Prof. Dr. Muammer NALBANT (Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi)'a, yaptığım deney ve değerlendirmeler için bana uygun bir ortam sağlayan Müdürüm Dr. Hamdi TAŞBAŞ, Müdür Yardımcılarım Hüseyin YAŞAR ve Aşır NADAR (T.C. Tarım ve Köyişleri Bakanlığı Tarım Alet ve Makinaları Test Merkezi Müdürlüğü)'a; mesai arkadaşlarım Bölüm Şefi Kerim EKMEKÇİ, Dr. Hasan H. SİLLELİ, Tayfun TAMER ve Ahmet Ş. AKYÜZ'e, beni akademik bir çalışmaya yönlendiren ve bu konuda her türlü maddi ve manevi desteği benden esirgemeyen babam Prof. Dr. Abdulhaluk Mehmet ÇAY ve annem Semiha ÇAY'a ve çalışmalarım esnasında, bana uygun çalışma ortamları sağlayarak, sabırla çalışmalarımı destekleyen eşim Tuba ÇAY'a teşekkürü bir borç bilirim.

Cengiz İsmail ÇAY

Ankara, Haziran 2006

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Genel.....	1
1.2 Titreşim Teorisi.....	3
1.2.1 Periyodik titreşimler.....	6
1.2.1.1 Periyodik serbest titreşim hareketi.....	8
1.2.1.2 Periyodik zorlanmış titreşim hareketi.....	16
1.2.2 Random titreşimler.....	23
1.2.3 Şok.....	24
1.3 Titreşimin İrdelenmesi.....	24
1.3.1 Titreşim nicelikleri.....	24
1.3.2 Titreşimin ölçülmesi.....	26
1.4 Titreşimin Etkileri.....	28
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	30
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	48
3.1 Materyal.....	48
3.1.1 Araştırmada kullanılan mekanik sürücü koltukları.....	49
3.1.1.1 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar.....	49
3.1.1.2 Düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklar.....	51
3.1.1.3 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar.....	52
3.1.2 Pnömatik süspansiyonlu koltuklar.....	52
3.2 Yöntem.....	74
3.2.1 Traktör sürücü koltuğu deney ünitesi.....	74
3.2.1.1 Deneylerde kullanılan ölçüm cihazları.....	75
3.2.2 Yapılan deneyler.....	77

3.2.2.1 Boyutsal ölçümler.....	78
3.2.2.2 Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlesine göre ayar aralığının belirlenmesi.....	82
3.2.2.3 Yanal kararlılığın belirlenmesi deneyi.....	84
3.2.2.4 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneyi.....	86
3.2.2.5 Sönümleme deneyleri.....	93
3.2.2.6 Deney sonuçlarının değerlendirilmesi.....	96
3.2.3 Deney sonuçlarının değerlendirilmesinde kullanılan istatistiksel yöntemler.....	97
3.2.3.1 KOK ivme değerinin belirlenmesi.....	97
3.2.3.2 Deney ünitesi platform hareketinin kontrolü.....	102
3.2.3.3 Koltuk kütlesinin deney sonuçlarına etkisinin kontrol edilmesi.....	104
3.2.3.4 Süspansiyon yolunun deney sonuçlarına etkisinin araştırılması.....	104
3.2.3.5 Rezonans frekansının deney sonuçlarına etkilerinin araştırılması.....	105
3.2.3.6 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneyi sonuçlarının karşılaştırılması.....	105
3.2.3.7 Sönümleme deneylerinden elde edilen sonuçların karşılaştırılması.....	106
4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	111
4.1 Boyutsal Ölçümler.....	111
4.2 Süspansiyon Karakteristiklerine ve Sürücü Kütlesine Göre Ayar Aralığının Belirlenmesi Deneyi.....	112
4.3 Yanal Kararlılığın Belirlenmesi Deneyi.....	112
4.4 Benzeştirilmiş Giriş Titreşim Deneyi.....	112
4.5 Sönümleme Deneyleri.....	118
4.5.1 Sönümleme karakteristiklerinin belirlenmesi deneyi.....	118
4.5.2 Sönümlü doğal frekans (rezonans frekansı)'ın ve sönümleme oranını (D)'nın belirlenmesi.....	119
4.6 İstatistiksel Analiz Sonuçları.....	121
4.6.1 Deney ünitesi platform hareketinin kontrol edilmesi.....	121
4.6.2 Koltuk kütlesinin deney sonuçlarına etkisinin araştırılması.....	124
4.6.3 Süspansiyon yolunun deney sonuçlarına etkisinin araştırılması.....	124
4.6.4 Rezonans frekansının deney sonuçlarına etkisi.....	140
4.6.5 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinden elde edilen sonuçlara göre süspansiyon tip gruplarının Duncan yöntemi kullanılarak kıyaslanması..	142
4.6.5.1 Sınıf 1 titreşim deneyleri.....	142

4.6.5.2 Sınıf 2 titreşim deneyleri.....	144
4.6.5.3 Sınıf 3 titreşim deneyleri.....	147
4.6.6 Sönümleme deneylerinden elde edilen sonuçlara göre süspansiyon tip gruplarının Duncan yöntemi kullanılarak karşılaştırılması.....	147
4.6.6.1 Sönümleme etkinliği değerlerine göre yapılan karşılaştırma.....	147
4.6.6.2 Sönümleme oranı değerlerine göre yapılan karşılaştırma.....	148
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	149
5.1 Tartışma.....	149
5.1.1 Boyutsal ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi.....	149
5.1.2 Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlelerine göre ayar aralığının belirlenmesi deney sonuçlarının değerlendirilmesi.....	151
5.1.3 Yanal kararlılığın belirlenmesi deney sonuçlarının değerlendirilmesi.....	153
5.1.4 Benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının değerlendirilmesi.....	153
5.1.5 Sönümleme deney sonuçlarının değerlendirilmesi.....	156
5.1.6 İstatistiksel analiz sonuçlarının değerlendirilmesi.....	159
5.1.6.1 Deney ünitesinin platform hareketinin uygunluk değerlendirmesi.....	159
5.1.6.2 Koltuk kütlelerinin deney sonuçlarına etkisinin değerlendirilmesi.....	159
5.1.6.3 Süspansiyon yolunun deney sonuçlarına etkisi.....	161
5.1.6.4 Rezonans frekansının deney sonuçlarına etkisi.....	162
5.1.6.5 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinden elde edilen ivme değerlerine göre Duncan yöntemi kullanılarak yapılan karşılaştırma sonuçlarının değerlendirilmesi.....	162
5.1.6.6 Sönümleme deneylerinden elde edilen sonuçların Duncan yöntemi kullanılarak yapılan kıyaslamasının değerlendirilmesi.....	163
5.2 Sonuç.....	164
KAYNAKLAR.....	170
EKLER.....	174
EK 1 Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlelerine göre ayar aralığının belirlenmesi deneylerinde elde edilen süspansiyon yolu-kuvvet eğrileri ve ayar aralığı.....	175
EK 2 Hafif ve ağır sürücü kademelerinde benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinin yürütüldüğü kütle ayar kademelerinde elde edilen süspansiyon yolu-kuvvet eğrileri.....	181
EK 3 Sönümleme deneylerinin yapıldığı kütle ayar kademelerinde belirlenen Süspansiyon yolu-kuvvet eğrileri.....	190
EK 4 Sönümleme deneylerinde belirlenen frekans-iletkenlik eğrileri.....	196
ÖZGEÇMİŞ.....	214

SİMGELER DİZİNİ

KOK	Kareler ortalamasının karekökü
TDD	Titreşim doz değeri
OS	Ortalama sapma
CV	Varyasyon katsayısı (Coefficient of variation)
SD	Serbestlik derecesi
KT	Kareler toplamı
KO	Kareler ortalaması
NS	Numune sayısı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1	Titreşim sistemi.....	4
Şekil 1.2	Titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterilmesi.....	5
Şekil 1.3	Sinüzoidal titreşim hareketi.....	6
Şekil 1.4	Yer değiştirme, hız ve ivme dalgaları.....	7
Şekil 1.5	Sönümsüz serbest titreşim sistemi.....	8
Şekil 1.6	Sönümsüz serbest titreşim hareketi.....	10
Şekil 1.7	Sönümlü serbest titreşim sistemi.....	11
Şekil 1.8	Sönümlü serbest titreşim hareketi (I. Olasılık).....	13
Şekil 1.9	Sönümlü serbest titreşim hareketi (II. Olasılık).....	14
Şekil 1.10	Sönümlü serbest titreşim hareketi (III. Olasılık).....	15
Şekil 1.11	Sönümsüz zorlanmış titreşim sistemi.....	16
Şekil 1.12	Sönümsüz zorlanmış titreşim sisteminde iletkenlik eğrisi.....	18
Şekil 1.13	Sönümlü zorlanmış titreşim sistemi.....	19
Şekil 1.14	Sönümlü zorlanmış bir titreşim sisteminde iletkenlik eğrileri.....	21
Şekil 1.15	Random titreşim sinyalleri.....	23
Şekil 1.16	Şok sinyali.....	24
Şekil 1.17	Titreşim niceliklerinin parametreleri.....	25
Şekil 1.18	Titreşim ölçüm zinciri.....	27
Şekil 1.19	Band geçiş filtresi.....	27
Şekil 2.1	İnsan vücudunun doğal frekansları.....	33
Şekil 2.2	Aktif süspansiyonlu John Deere Active Seat şeması.....	39
Şekil 2.3	El-kol ve bütün vücut titreşimi ölçüm koordinatları ile ölçümlerde kullanılan ivme algılayıcılar.....	40
Şekil 2.4	Standart deney pistleri.....	42
Şekil 2.5	Otobüslerde dümenleme simidinde ve koltukta titreşim ivmesi ölçümlerinde kullanılan ivme algılayıcıları.....	45
Şekil 3.1	Kodlama sistemi.....	48
Şekil 3.2	MLS01 traktör sürücü koltuğu.....	54
Şekil 3.3	MLS02 traktör sürücü koltuğu.....	55
Şekil 3.4	MLS03 traktör sürücü koltuğu.....	56

Şekil 3.5	MLS04 traktör sürücü koltuğu.....	57
Şekil 3.6	MLS05 traktör sürücü koltuğu.....	58
Şekil 3.7	MLS06 traktör sürücü koltuğu.....	59
Şekil 3.8	MLS07 traktör sürücü koltuğu.....	60
Şekil 3.9	MDS01 traktör sürücü koltuğu.....	61
Şekil 3.10	MDS02 traktör sürücü koltuğu.....	62
Şekil 3.11	MYS01 traktör sürücü koltuğu.....	63
Şekil 3.12	MYS02 traktör sürücü koltuğu.....	64
Şekil 3.13	MYS03 traktör sürücü koltuğu.....	65
Şekil 3.14	MYS04 traktör sürücü koltuğu.....	66
Şekil 3.15	POA01 traktör sürücü koltuğu.....	67
Şekil 3.16	POA02 traktör sürücü koltuğu.....	68
Şekil 3.17	POA03 traktör sürücü koltuğu.....	69
Şekil 3.18	POA04 traktör sürücü koltuğu.....	70
Şekil 3.19	PMA01 traktör sürücü koltuğu.....	71
Şekil 3.20	Traktör sürücü koltuğu deney ünitesi.....	74
Şekil 3.21	Test yazılımı ekran görüntüsü.....	75
Şekil 3.22	Koltuk referans noktası belirleme aparatı.....	79
Şekil 3.23	Koltuk referans noktası (S)'nın belirlenmesi.....	80
Şekil 3.24	Koltuk ölçüleri.....	81
Şekil 3.25	Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlesine göre ayar aralığının belirlenmesi deneyi.....	82
Şekil 3.26	Koltuk süspansiyon karakteristik eğrileri ve sürücü kütlesi ayar aralığı.....	83
Şekil 3.27	Yanal kararlılığın belirlenmesi deneyi.....	85
Şekil 3.28	Sınıf 1 traktörler için titreşim hareketi.....	87
Şekil 3.29	Sınıf 2 traktörler için titreşim hareketi.....	87
Şekil 3.30	Sınıf 3 traktörler için titreşim hareketi.....	88
Şekil 3.31	Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinde hafif ve ağır sürücü.....	89
Şekil 3.32	Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinde sürücünün duruş şekli.....	90
Şekil 3.33	Deney ünitesinde kullanılan ivme algılayıcıları.....	91
Şekil 3.34	İvme algılayıcılarının deney ünitesine yerleştirilmesi.....	92
Şekil 3.35	Sabit kütleler ve ivme algılayıcı yuvası.....	94
Şekil 3.36	Sönümlleme karakteristiklerinin belirlenmesi deneyi.....	95

Şekil 3.37	Frekans-iletkenlik eğrisi.....	96
Şekil 4.1	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, hafif sürücü kademesinde koltuk kütlelerinin titreşim ivmesine olan etkisi.....	125
Şekil 4.2	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, ağır sürücü kademesinde koltuk kütlelerinin titreşim ivmesine olan etkisi.....	126
Şekil 4.3	Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda, hafif sürücü kademesinde koltuk kütlelerinin titreşim ivmesine olan etkisi.....	127
Şekil 4.4	Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda, ağır sürücü kademesinde koltuk kütlelerinin titreşim ivmesine olan etkisi.....	128
Şekil 4.5	Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda, hafif sürücü kademesinde koltuk kütlelerinin titreşim ivmesine olan etkisi.....	129
Şekil 4.6	Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda, ağır sürücü kademesinde koltuk kütlelerinin titreşim ivmesine olan etkisi.....	130
Şekil 4.7	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda koltuk kütlelerinin rezonans frekansına olan etkisi.....	131
Şekil 4.8	Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda koltuk kütlelerinin rezonans frekansına olan etkisi.....	131
Şekil 4.9	Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda, koltuk kütlelerinin rezonans frekansına olan etkisi.....	132
Şekil 4.10	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, koltuk kütlelerinin sönümlleme oranına etkisi.....	132
Şekil 4.11	Yatay tip mekanik süspansiyonlu sürücü koltuklarında koltuk kütlelerinin sönümlleme oranına etkisi.....	133
Şekil 4.12	Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda, koltuk kütlelerinin sönümlleme oranına etkisi.....	133
Şekil 4.13	L tipi mekanik sürücü koltuklarında, hafif sürücü kademesinde süspansiyon yolunun titreşim ivmesine etkisi.....	134
Şekil 4.14	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, ağır sürücü kademesinde süspansiyon yolunun titreşim ivmesine etkisi.....	135
Şekil 4.15	Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda hafif sürücü kademesinde süspansiyon yolunun titreşim ivmesine etkisi.....	136
Şekil 4.16	Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda, ağır sürücü kademesinde süspansiyon yolunun titreşim ivmesine etkisi.....	137
Şekil 4.17	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda süspansiyon yolunun rezonans frekansa etkisi.....	138
Şekil 4.18	Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda süspansiyon yolunun rezonans frekansa etkisi.....	138
Şekil 4.19	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, süspansiyon yolunun sönümlleme oranına etkisi.....	139

Şekil 4.20	Yatay tip mekanik sürücü koltuklarında süspansiyon yolunun sönümleme oranına etkisi.....	139
Şekil 4.21	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, rezonans frekansının sönümleme katsayısına etkisi.....	140
Şekil 4.22	Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda rezonans frekansının sönümleme oranına etkisi.....	141
Şekil 4.23	Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda, rezonans frekansının sönümleme oranına etkisi.....	141

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1	John Deere Active Seat titreşim deneyi sonuçları.....	43
Çizelge 3.1	Çalışmada materyal olarak kullanılan sürücü koltuklarının sınıflandırılması.....	48
Çizelge 3.2	Koltuk süspansiyon tiplerinin sembolleri.....	49
Çizelge 3.3	Araştırmada kullanılan sürücü koltukları.....	50
Çizelge 3.4	Araştırmada kullanılan mekanik süspansiyonlu koltukların titreşim yalıtım sistemi elemanları.....	72
Çizelge 3.5	Araştırmada kullanılan pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının titreşim yalıtım sistemi elemanları.....	73
Çizelge 3.6	Traktör sürücü koltuğu deneylerinde kullanılan ölçüm cihazları.....	76
Çizelge 3.7	Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerine yardımcı olan kişilerin fiziksel özellikleri.....	88
Çizelge 3.8	Temel ve ilave ağırlıklandırma faktörleri.....	99
Çizelge 3.9	Frekans ağırlık faktörlerinin aktarım fonksiyonlarına ilişkin parametreler.....	99
Çizelge 3.10	78/764/AT Tip Onayı Yönetmeliği'nde belirtilen platform hareketlerinden hesaplanan ağırlıksız ve zaman ağırlıklı teorik ivme değerleri.....	102
Çizelge 3.11	Duncan Analizi için Sınıf 1 titreşim deneyleri için oluşturulan Şablon.....	107
Çizelge 3.12	Duncan Analizi için Sınıf 2 titreşim deneyleri için oluşturulan şablon.....	108
Çizelge 3.13	Duncan Analizi için Sınıf 3 titreşim deneyleri için oluşturulan şablon.....	109
Çizelge 3.14	Duncan Analizi için sönümleme etkinliği değerlerine göre oluşturulan şablon.....	110
Çizelge 3.15	Duncan Analizi için sönümleme oranı değerlerine göre oluşturulan şablon.....	110
Çizelge 4.1	Mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm değerleri.....	111
Çizelge 4.2	Pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm değerleri.....	112
Çizelge 4.3	Mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarında en hafif ve en ağır kütle ayar değerleri.....	113
Çizelge 4.4	Sürücü kütesine göre ayar aralığının belirlenmesi deneyinde elde edilen süspansiyon yolu mesafeleri.....	114

Çizelge 4.5	Yanal kararlılığın belirlenmesi deneyi sırasında yük altında ölçülen açılma değerleri.....	114
Çizelge 4.6	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda benzeştirilmiş giriş titreşim testlerinin yapıldığı sürücü kütlesi ayar kademeleri.....	115
Çizelge 4.7	Düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda benzeştirilmiş giriş titreşim testlerinin yapıldığı sürücü kütlesi ayar kademeleri.....	116
Çizelge 4.8	Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda benzeştirilmiş giriş titreşim testlerinin yapıldığı sürücü kütlesi ayar kademeleri.....	116
Çizelge 4.9	Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinin yürütüldüğü hafif ve ağır sürücü için uygun ayar kademelerinde 1500 N yük altında ölçülen süspansiyon yolu.....	117
Çizelge 4.10	Mekanik koltuklarda yapılan benzeştirilmiş giriş titreşim deneyi sonuçları.....	117
Çizelge 4.11	Pnömatik koltuklarda yapılan benzeştirilmiş giriş titreşim deneyi sonuçları.....	118
Çizelge 4.12	Mekanik süspansiyonlu koltuklarda sönümleme deneylerinin yapıldığı kütle ayar kademeleri.....	119
Çizelge 4.13	Süspansiyon deneylerinin yapıldığı sabit kütlelerin karşılık geldiği 56 ve 112 kg'lık gerçek insan kütleleri için uygun ayar kademelerindeki süspansiyon yolu.....	120
Çizelge 4.14	Mekanik süspansiyonlu traktör koltuklarının 0,50...2,00 Hz frekans bandında ölçülen ivme ve sönümleme etkinliği (V) değerleri.....	120
Çizelge 4.15	Pnömatik süspansiyonlu traktör koltuklarının 0,50...2,00 Hz frekans bandında ölçülen ivme ve sönümleme etkinliği (V) değerleri.....	121
Çizelge 4.16	Mekanik süspansiyonlu traktör koltuklarından elde edilen sönümlü doğal frekans (rezonans frekansı) ve sönümleme oranı (D) değerleri..	122
Çizelge 4.17	Pnömatik süspansiyonlu traktör koltuklarından elde edilen sönümlü doğal frekans (rezonans frekansı) ve sönümleme oranı (D) değerleri..	123
Çizelge 4.18	Benzeştirilmiş giriş titreşim deneyleri sırasında, koltuk deney ünitesi platformunda ölçülen ağırlıklı KOK ivme değerleri.....	123
Çizelge 4.19	Koltuk deney ünitesi bağlantı platformundan ölçülen ağırlıklı KOK ivme değerlerinin aritmetik ortalama, ortalama sapma, standart sapma ve varyasyon katsayısı istatistikleri.....	124
Çizelge 5.1	L tipi mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi.....	149
Çizelge 5.2	Düşey tip mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi.....	150
Çizelge 5.3	Yatay tip mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi.....	150

Çizelge 5.4	Otomatik kütle ayarlı ve kütle ayarı elle yapılan tip pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi.....	150
Çizelge 5.5	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar için süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütleline göre ayar aralığının belirlenmesi deneylerinin değerlendirilmesi.....	151
Çizelge 5.6	Düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütleline göre ayar aralığının belirlenmesi deneylerinin değerlendirilmesi.....	152
Çizelge 5.7	Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütleline göre ayar aralığının belirlenmesi deneylerinin değerlendirilmesi.....	152
Çizelge 5.8	L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar için benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının değerlendirilmesi.....	154
Çizelge 5.9	Düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının değerlendirilmesi.....	154
Çizelge 5.10	Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının değerlendirilmesi.....	155
Çizelge 5.11	Otomatik kütle ayarlı ve kütle ayarı elle yapılan tip pnömatik süspansiyonlu koltuklar için benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının değerlendirilmesi.....	155
Çizelge 5.12	L tipi mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için sönümleme etkinliği (V) değerlerine göre yapılan değerlendirme.....	156
Çizelge 5.13	Düşey tip mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için sönümleme etkinliği (V) değerlerine göre yapılan değerlendirme.....	156
Çizelge 5.14	Yatay tip mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için sönümleme etkinliği (V) değerlerine göre yapılan değerlendirme.....	156
Çizelge 5.15	Pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için sönümleme etkinliği (V) değerlerine göre yapılan değerlendirme.....	156

1. GİRİŞ

1.1 Genel

Tarımsal üretimin daha nitelikli ve nicelikli yapılabilmesi için makineleşme gereklidir. Tarımsal mekanizasyonun en önemli unsuru tarım traktörüdür. Bu yüzden, tarımsal mekanizasyondaki gelişmeler tarım traktörlerindeki gelişmelerle paralel yürümüştür. Önceleri insan ve hayvan gücü ile yapılan tarımsal faaliyetler, XIX. yüzyılın ikinci yarısından itibaren makineleşmeye başlamış ve ilk demir tekerlekli traktörlerin 1920’li yıllarda tarlalara girmesiyle birlikte, tarım traktörleri tarımsal mekanizasyon için vazgeçilmez makineler olarak yerlerini almışlardır.

Tarımsal üretimde amaç, üretimin kalitesini ve miktarını artırmak olduğundan, tarımsal faaliyetler ile uğraşan ve bu makineleri kullanan insanın sağlık ve güvenliği uzun süre göz önüne alınmamıştır. Özellikle İkinci Dünya Savaşı’ndan sonra iş yeri güvenliği üzerine yapılan araştırmalar, makineli üretim sisteminde makineler ile birlikte bu sistemin bir parçası olan insanın da düşünülmesi gerektiğini ortaya koymuştur. Bu düşünceyle, makine kullanıcısının sağlığını koruyarak iş başarısını artırmayı amaçlayan ve çalışma koşulları ile insan özellikleri arasında optimum uyumu sağlamaya çalışan bir disiplin olan ergonomi ortaya çıkmıştır (Sabancı 1984).

Ergonomiye göre makineli üretim sistemi, insan-makine-ortam (çevre) olmak üzere üç unsurdan oluşur. İdeal bir üretim sisteminde bu üç unsurun uyum içinde olması sağlanmalıdır. Üretim sistemlerinde ergonomik yönden en önemli ortam ve makine özellikleri şunlardır (Çarman 2000):

- a.** Sıcaklık ve nem
- b.** Gürültü ve titreşim
- c.** Zehirli gazlar ve tozlar
- d.** Yerleşim

Bu özellikler göz önüne alındığında tarım traktörleri ile çalışan insanların, çalışma koşullarının ağırlığı nedeniyle, yüksek derecede gerilme ve yüklenmelere maruz kaldığı görülmektedir. Tarım traktörü üzerindeki sürücü,

- Motordan ve tahrik edilen makineden çevreye yayılan gürültünün,
- Bozuk zemin üzerindeki hareketten dolayı düşük frekanslı titreşimin,
- Çalışılan ortamdan kaynaklanan tozun,
- Alerjik hastalıklara sebep olabilecek bitki artıklarının,
- Egzoz gazının ve tarımsal savaş uygulamalarında zehirli damlacık ve zerrelerin etkisi altındadır.

Bunlar kısa vadede insanı yoran ve dikkat kaybına neden olan gerilme ve yüklenmelere, uzun vadede ise, ciddi sağlık problemlerine sebep olmaktadır (Sabancı 1981, Sabancı 1984, Kut 1984, Çarman 2000).

Devrilmeye karşı koruma bölgesi oluşturarak emniyetli çalışmayı sağlayan, insanın antropometrik özellikleri dikkate alınarak tasarlanmış ve imal edilmiş güvenlik kabinleri gürültü, toz ve çevre şartlarına karşı yalıtılmış ortamlar hazırlayarak, yukarıda ifade edilen olumsuz etkilerin bir kısmının azaltılmasını sağlar (Kut 1984). Ancak engebeli arazi üzerinde hareketten kaynaklanan düşük frekanslı titreşimlerin kontrol edilmesi zordur. Titreşimin etkilerinin en aza indirilmesi için daha fazla donanım ihtiyacı vardır.

Titreşim etkilerini azaltmak için, yay gibi elastik elemanlardan ve sönümleyicilerden oluşan yalıtım sistemleri kullanılır. Özellikle düşük frekanslı titreşimlerin yalıtılması zordur. Bu konuya tarım traktörleri açısından bakıldığında, olay daha karmaşık hale gelmektedir. Çünkü tarım traktörlerinde, diğer karayolu taşıtlarında olduğu gibi aks veya şaside yalıtım sistemi kullanmak, teknik ve ekonomik nedenlerden dolayı yaygın değildir. Bu yüzden titreşim yalıtımında sürücü koltukları ve güvenlik kabinleri beraber değerlendirilmelidir (Kut 1984). Kabinin traktör arka aksına ve şasisine bağlandığı yerlerde lastik takozlar kullanmak, hareket edilen engebeli yüzeyden kaynaklanan düşük frekanslı titreşimlerin yalıtımında az da olsa bir fayda sağlamaktadır. Ancak bu yöntem tek başına yeterli değildir. Ayrıca tarım traktörlerinin tamamı güvenlik kabinleri ile donatılmadıklarından, çok sayıda traktör bu ön sönümlemeden mahrum kalmaktadır. Bu

yüzden tarım traktörlerinde, düşük frekanslı titreşimlerin yalıtımı için tek alternatif sürücü koltuğu olmaktadır.

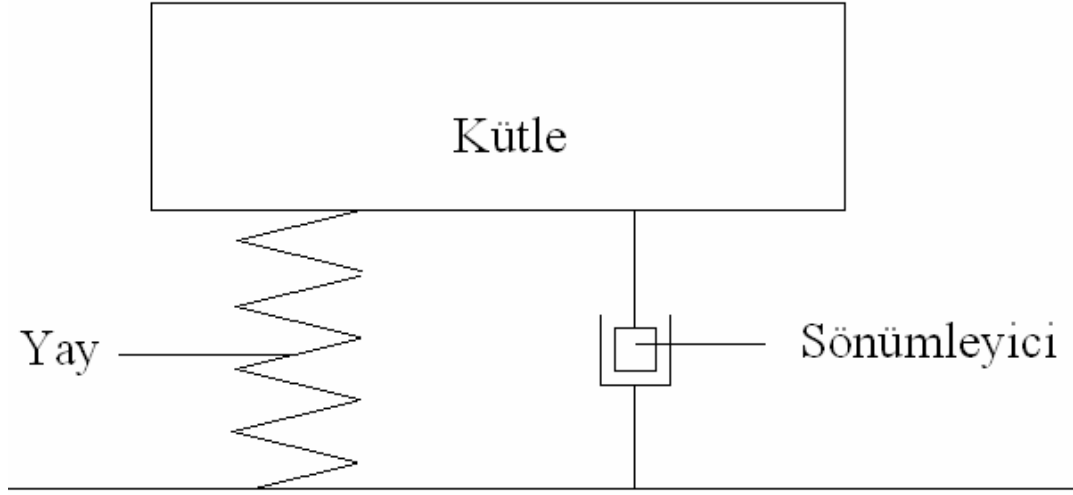
Uygun yalıtım sistemi ile donatılmış bir sürücü koltuğu, titreşim yalıtımı için çok önemlidir. Bir koltuğun tasarım ve imalatında asıl amaç titreşim etkilerini en aza indirmektir. Bunun yanında, koltuk konforu da göz önüne alınması gereken diğer bir konudur. Bu şekilde imal edilen koltuğun titreşim koşulları altındaki performansı standartlaştırılmış yöntemlere göre test edilmelidir. Bu yüzden Avrupa Birliği ülkelerinde ve Birliğe girme çalışmaları içerisinde olan Türkiye’de standartlara uygun olarak imal edilmiş ve test edilerek sertifikalandırılmış sürücü koltuklarının traktörlere takılması zorunlu hale getirilmiştir.

Konunun önemi nedeniyle bu çalışma yapılmıştır. Bu çalışmanın amacı, Türkiye’de imal edilen değişik tip sürücü koltuklarının titreşim yalıtım etkinliklerinin uluslararası standart ve yöntemlere göre test edilmesi, değişik koltuk tiplerinden elde edilen verilerin karşılaştırılması, ülkemizdeki mevcut durumun ortaya konulmasıdır.

1.2 Titreşim Teorisi

Titreşim bir kütlenin referans bir pozisyon etrafında yapmış olduğu salınım hareketidir (Anonymous 1982). Başka bir deyişle titreşim, bir kütlenin belirli bir merkez etrafında çevrimsel hareketi olarak da ifade edilebilir. Titreşim, bir kütlenin elastik bir eleman üzerinde salınım hareketi yapmasıyla oluşur. Kütle ve elastik elemandan oluşan bu sistem, titreşim sistemi olarak adlandırılır. Basit bir titreşim sistemi Şekil 1.1’de görülmektedir.

Şekil 1.1’de görülen titreşim sisteminde kütle kinetik enerjiyi, yay ise potansiyel enerjiyi depo eder. Titreşim, potansiyel enerji ve kinetik enerji arasında enerji dönüşümü ile oluşur. Salınım sırasında sistemden enerji alarak, hareketi yavaşlatan ve sonunda durduran elemana sönümleyici denir.



Şekil 1.1 Titreşim sistemi

Titreşim hareketi periyodik ve random (gelişigüzel) titreşim hareketi olarak iki sınıfa ayrılabilir. Periyodik titreşim hareketi, belirli bir sürede aynen veya kısmen tekrar etme özelliğine sahip bir harekettir. Random titreşim hareketi ise, zamanla tekrarlanabilme özelliğine sahip değildir.

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 açısal doğrultu (r_x , r_y ve r_z)’da ölçülür (Anonymous 1997).

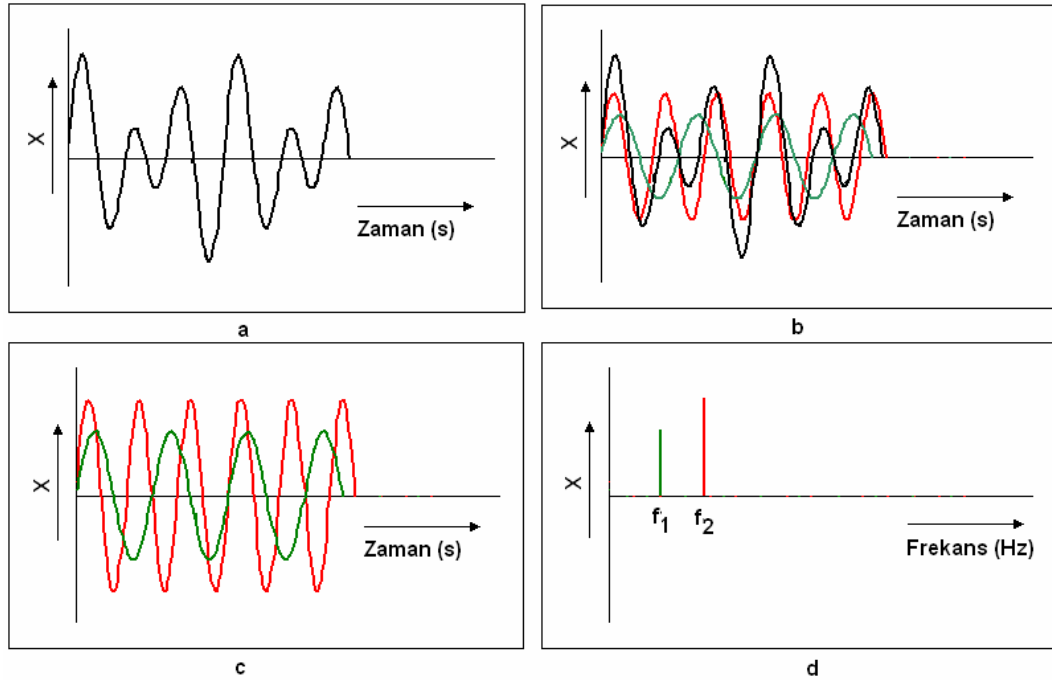
Periyodik titreşim hareketinde, hareketin tekrar süresine periyot (T), ve saniyede meydana gelen hareket sayısına frekans (f) adı verilir. Matematiksel tanım ile frekans periyodun tersidir ve aşağıdaki gibi hesaplanır (Hannah and Stephens 1956):

$$f = T^{-1} = \frac{1}{T} \dots\dots\dots 1.1$$

Periyodun birimi saniye (s), frekansın birimi Hertz (Hz)’dir.

Titreşim hareketi birçok doğrultu ve ekseninde meydana geldiği için, bir başka deyişle birden fazla bileşenden oluştuğu için, zaman düzleminde bir titreşim hareketini incelemek zordur. Bu yüzden titreşim ölçme ve değerlendirme uygulamalarında frekans

spektrumu kullanılır. Frekans spektrumu, bir titreşim hareketinin frekans ve titreşim niceliğine bağlı bir fonksiyon olarak gösterimidir (Sabancı 1981). Şekil 1.2’de bir titreşim hareketi zaman düzleminde ve frekans düzleminde gösterilmiştir. Şekil 1.2.a’da periyodik, fakat harmonik olmayan bir titreşim hareketi görülmektedir. Her ne kadar görünüşte harmonik olmasa da bu hareket, aslında frekansları ve genlikleri farklı iki adet harmonik bileşene sahiptir (Şekil 1.2.b ve Şekil 1.2.c). Bu bileşenlerin zaman düzleminde analiz edilmeleri oldukça zordur. Bu yüzden hareket frekans düzleminde incelenir (Şekil 1.2.d).



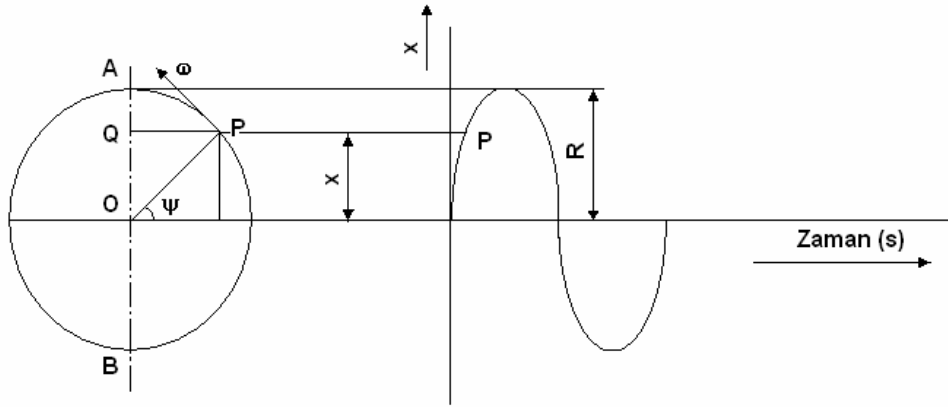
Şekil 1.2 Titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterilmesi

Uygulamada bir titreşim hareketi çok sayıda frekans içerir. Bunların teker teker incelenerek titreşim büyüklüğünün belirlenmesi mümkün değildir. Bu amaçla frekans spektrumu belirli frekans aralıklarına bölünür ve bu aralıklarda titreşim niceliği ölçülür. Frekans aralıkları aritmetik dizin yerine geometrik dizinden yararlanılarak belirlenir. Buna göre birbirini izleyen iki frekans değeri arasındaki oran sabit bir sayıdır. Geometrik dizinin birer terimi olan ardışık frekansların aralarındaki aralık oktav olarak adlandırılır (Sabancı 1981). Oktav, birbirini izleyen frekans değerlerinin arasındaki aralığın 2 tabanına göre logaritması olup, uygulamada sabit sayı olarak 2^1 , $2^{1/2}$ ve $2^{1/3}$

değerleri kullanılır. Bu değerlerin 2 tabanına göre logaritması alındığında oktav birimleri sırasıyla 1, 1/2 ve 1/3 olarak belirlenmiştir.

1.2.1 Periyodik titreşimler

Periyodik titreşim hareketi, yukarıdaki bölümde tanımlandığı gibi, zaman ile aynen veya kısmen tekrarlanabilme özelliğine sahip bir harekettir. Bir kütle ve yaydan oluşan bir titreşim sisteminin hareketi, zaman ile sinüzoidal olarak değişen basit harmonik hareket ile karakterize edilebilir. Sinüzoidal titreşim hareketi Şekil 1.3'te görülmektedir.



Şekil 1.3 Sinüzoidal titreşim hareketi

Şekil 1.3'te görülen P noktası, yarıçapı R olan dairesel bir yörüngede O noktası etrafında sabit bir ω açısal frekansı ile dönmektedir. Q noktası AB çapı üzerinde P noktasının izdüşümüdür. Hareket zaman düzleminde incelendiğinde R yarıçapı sinüzoidal titreşim hareketinin tepe genliğidir. Q noktasının O noktasına olan uzaklığı x olup, t anındaki yer değiştirme miktarını verir. ψ açısı ise, zamanla değişir ve değeri; $\psi = \omega t$ ile bulunur. Buna göre t anındaki yer değiştirme miktarı;

$$x(t) = R \sin \omega t \dots\dots\dots 1.2$$

ile hesaplanabilir. Sinüzoidal hareketin hız ve ivmesi 1.2 numaralı eşitliğin sırasıyla birinci ve ikinci türevidir.

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = \omega R \cos \omega t \dots\dots\dots 1.3$$

$$a(t) = \frac{d^2 x}{dt^2} = -\omega^2 R \sin \omega t \dots\dots\dots 1.4$$

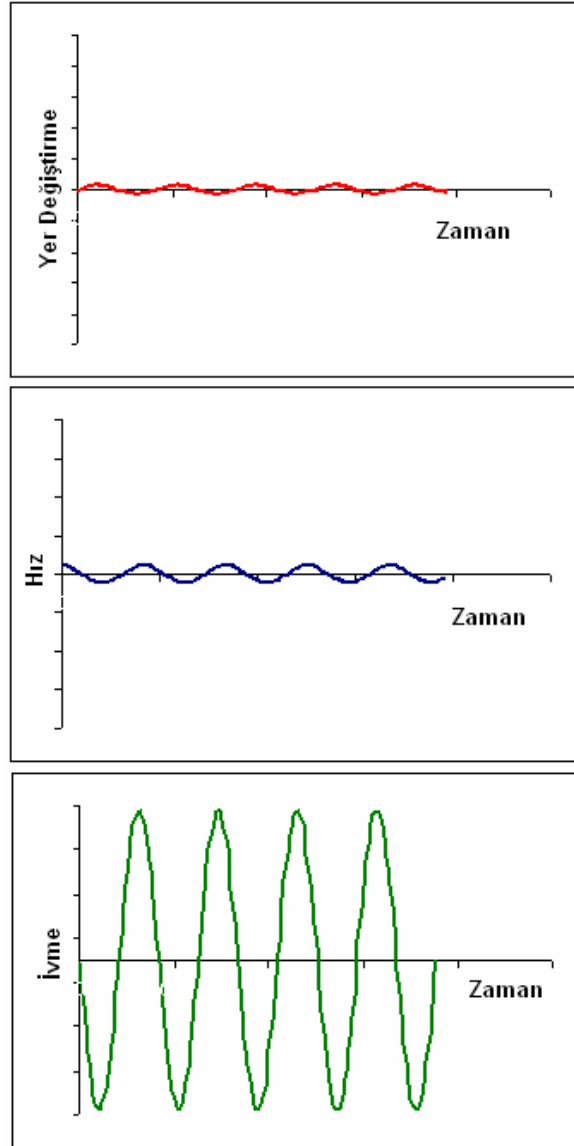
Bu eşitliklerde;

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

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

$a(t)$: Kütlenin “ t ” anındaki ivmesi (m/s²)’dir.

1.2, 1.3 ve 1.4 eşitlikleri yardımı ile elde edilen yer değıştirme, hız ve ivme dalgaları Şekil 1.4’te görölmektedir.



Şekil 1.4 Yer değıştirme, hız ve ivme dalgaları

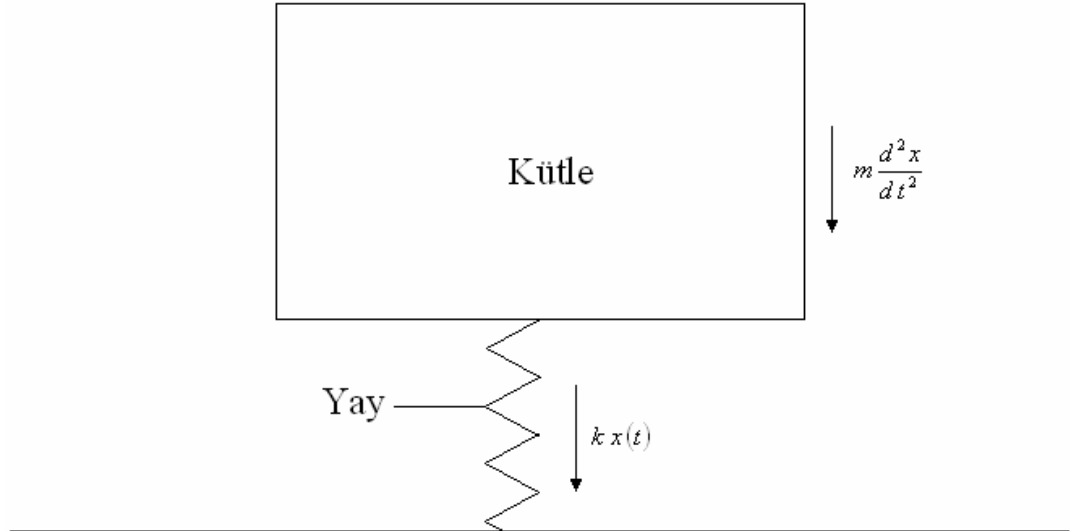
Bu çalışmada periyodik titreşim hareketi, serbest (doğal) ve zorlanmış titreşim hareketleri olarak incelenecektir.

1.2.1.1 Periyodik serbest titreşim hareketi

Serbest veya doğal titreşimler elastik bir sistem içerisine yerleştirilmiş kütlenin, sistemin sürekli yenilenen dahili kuvvetleri tarafından hareket ettirilmesiyle meydana gelir. Kütleye dahili veya harici sürtünme dirençleri etki ediyorsa, hareket sönümlü olarak adlandırılır (Hannah and Stephens 1956). Bu bölümde serbest titreşim hareketini sistemde sönümleyicinin bulunması ve bulunmaması durumlarına göre inceleyeceğiz.

a. Sönümsüz serbest titreşim hareketi

Sönümsüz serbest titreşim hareketi aslında teorik bir harekettir. Çünkü içinde ister sönümleme elemanı olsun, ister sönümleme elemanı bulunmasın, bütün titreşim sistemleri az da olsa bir sönümleme etkisine sahiptirler. Sönümsüzlük kavramı teorik hesaplamaların kolaylığı için varsayılan kuramsal bir kavramdır. Sönümsüz bir titreşim sistemi Şekil 1.5'te gösterilmiştir.



Şekil 1.5 Sönümsüz serbest titreşim sistemi

Şekil 1.5'ten de görülebileceği gibi sistem, $m \frac{d^2 x}{dt^2}$ ve $k x(t)$ dahili kuvvetlerinin etkisi

altındadır. Bu içsel kuvvetlerin etkisi ile titreşim sistemi ω_n doğal frekansında salınım hareketine başlar. Açısal doğal frekans yay katsayısına ve cismin kütlesine bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Arkun 1983):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \dots\dots\dots 1.5$$

Burada;

ω_n : Sönümsüz açısal doğal frekans (rad/s),

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

m : Cismin kütlesi (kg)'dir.

Şekil 1.5'te görülen sistemin diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir (Hannah and Stephens 1956):

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + k x(t) = 0 \dots\dots\dots 1.6$$

1.6 denklemi ikinci dereceden tarafsız 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, $\zeta = \left\{ \left(\sqrt{-\frac{k}{m}} \right), \left(-\sqrt{-\frac{k}{m}} \right) \right\}$

şeklindedir. Burada $i = \sqrt{-1}$ ve açısal doğal frekans $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ olmak üzere 1.6 numaralı

diferansiyel denklemin genel çözümü;

$$x(t) = C_1 e^{\omega_n t i} + C_2 e^{-\omega_n t i} \dots\dots\dots 1.7$$

bulunur. 1.7 numaralı eşitlik $e^{(a+ib)x} = e^{ax} e^{ibx} = e^{ax} (\cos bx + i \sin bx)$ açılımından yararlanılarak (Hacısalihoglu vd. 1989);

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

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

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

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

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

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

$$x(t) = R \sin(\omega_n t + \theta) \dots\dots\dots 1.8$$

sonucuna ulaşılır. Burada;

A ve B : Bulunması gereken sabit sayılar,

R : Titreşim hareketinin tepe genliği (m),

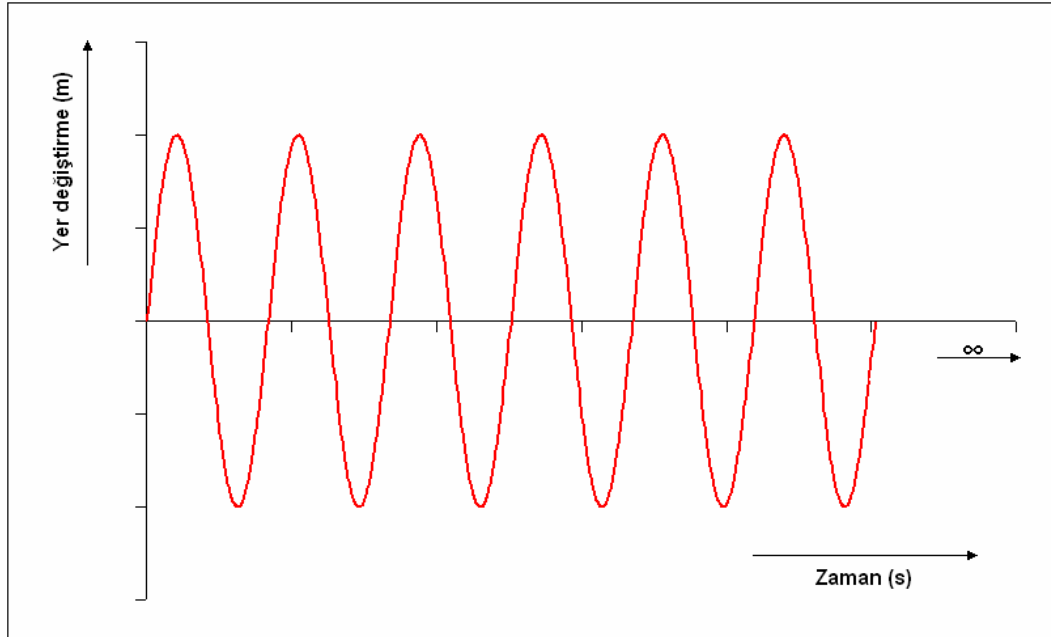
θ : Faz açısı (rad)'dır.

A, B ve R uzunlukları ile θ açısı arasında aşağıdaki ilişkiler söz konusudur (Sabancı 1984):

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

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

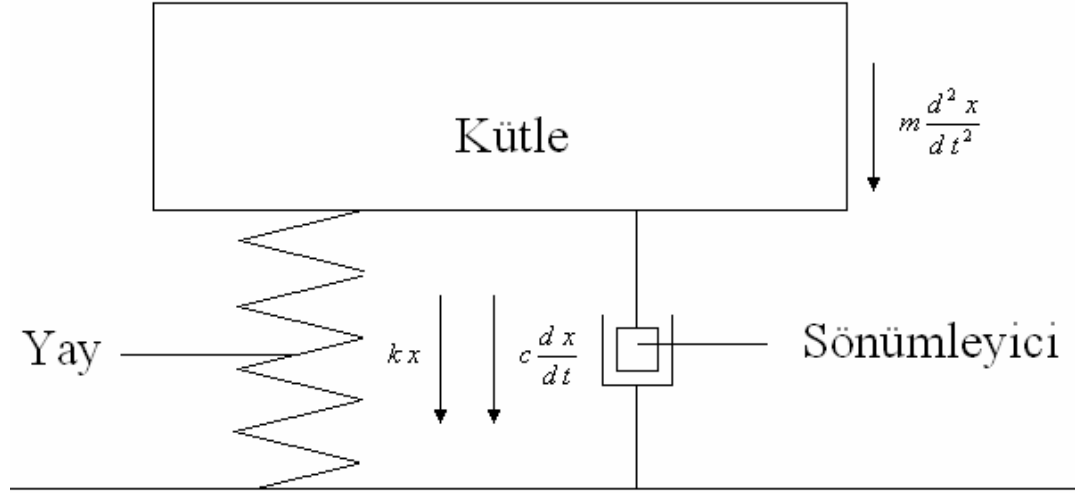
Şekil 1.6'da 1.8 numaralı eşitlik yardımı ile elde edilen sönümsüz serbest titreşim hareketinin yer değiştirme-zaman grafiği görülmektedir. Şekil 1.6 incelendiğinde, sönümsüz serbest titreşim hareketinin, dışarıdan bir müdahale olmaksızın sonsuza kadar devam eden teorik bir hareket olduğu görülür.



Şekil 1.6 Sönümsüz serbest titreşim hareketi

b. Sönümlü serbest titreşim hareketi

Sönümlü serbest titreşim hareketinde Şekil 1.5'te görülen serbest titreşim sistemine bir sönümleyici ilâve edilmiştir. Sönümlü serbest titreşim sistemi Şekil 1.7'de görülmektedir.



Şekil 1.7 Sönümlü serbest titreşim sistemi

Şekil 1.7'de görülen sistem, $m \frac{d^2 x}{dt^2}$, $c \frac{dx}{dt}$ ve son olarak $kx(t)$ dahili kuvvetlerinin etkisi altındadır. Bu içsel kuvvetlerin etkisi ile sistem sönümlü salınım hareketine başlar. Bu hareketin doğal frekansı aşağıdaki formülle hesaplanabilir (Sabancı 1984):

$$\omega_{nd} = \omega_n \sqrt{1 - D^2} \dots\dots\dots 1.9$$

Burada;

ω_{nd} : Sönümlü açısal doğal frekans (rad/s),

D : Sönümleme oranı (boyutsuz orantı)'dır.

Sönümleme oranı, sistemin sönümleme iyiliğinin bir göstergesidir. Tarım traktörlerinde kullanılan sürücü koltuklarının başarılı bir yalıtımı için bu değer 0,4...0,5 aralığında olmalıdır (Sabancı 1985). Sönümleme değeri, sistemin sönümleme katsayısı ile kritik sönümleme katsayısının oranıdır ve aşağıdaki gibi hesaplanır (Arkun 1983):

$$D = \frac{c}{c_0} \dots\dots\dots 1.10$$

Burada;

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

c_0 : Sönümlü periyodik titreşim sisteminin kritik sönümleme katsayısı (Ns/m)'dır.

Kritik sönümleme katsayısı, titreşim sistemindeki cismin kütlesi ve yay katsayısına bağlı olarak hesaplanır (Arkun 1983):

$$c_0 = 2\sqrt{k m} \dots\dots\dots 1.11$$

Şekil 1.7'deki sönümlü serbest titreşim hareketinin diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir (Hannah and Stephens 1956):

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx(t) = 0 \dots\dots\dots 1.12$$

Bu denklemin karakteristik denklemi;

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

şeklindedir. 1.12 numaralı denklemin diskriminantı,

$$\Delta = c^2 - 4mk = c^2 - c_0^2$$

olarak elde edilir. Buna göre 1.12 numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü sönümleme katsayılarının alacağı değere göre bulunur. Bu durumda üç olasılık söz konusudur:

I. Olasılık: $c < c_0$ veya $D < 1$ durumu. Bu durumda diskriminantın alacağı değer negatif sayıdır. Dolayısıyla karakteristik denklemin çözüm kümesinde reel kök yoktur. Karakteristik denklemin kökleri, tıpkı sönümsüz serbest titreşim hareketinde olduğu gibi, kompleks sayılarla ifade edilebilir: Buna göre;

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

$c_0 = 2\sqrt{k m}$ olmak üzere kökler;

$$b_1 = \frac{-c + i2\sqrt{k m}\sqrt{(1 - D^2)}}{2m} \quad \text{ve} \quad b_2 = \frac{-c - i2\sqrt{k m}\sqrt{(1 - D^2)}}{2m} \quad \text{yazılabilir.} \quad k = m\omega_n^2$$

olduğundan b_1 ve b_2 kökleri;

$$b_1 = \frac{-c}{2m} + i\omega_n \sqrt{1-D^2} \quad \text{ve} \quad b_2 = \frac{-c}{2m} - i\omega_n \sqrt{1-D^2} \quad \text{yazılabilir.} \quad \omega_{nd} = \omega_n \sqrt{1-D^2}$$

olduğuna göre karakteristik denklemin çözüm kümesi;

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

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

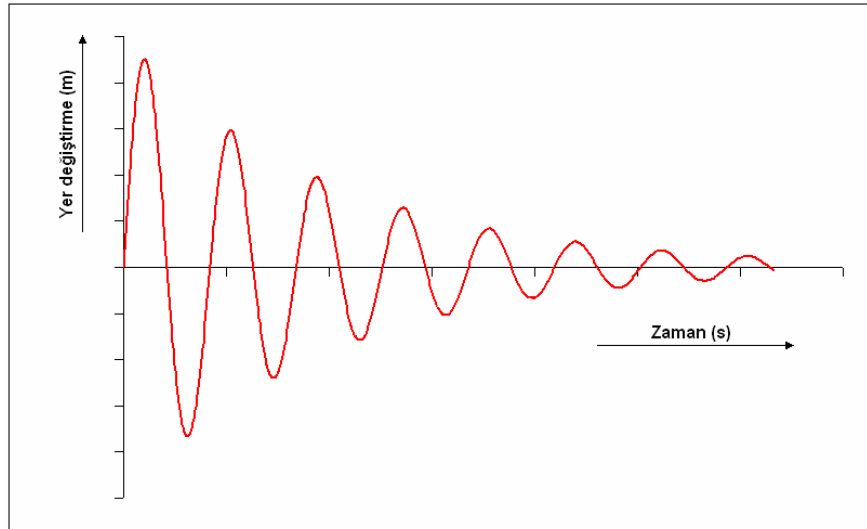
$$x(t) = C_1 e^{\frac{-ct}{2m}} (\cos \omega_{nd} t + i \sin \omega_{nd} t) + C_2 e^{\frac{-ct}{2m}} (\cos \omega_{nd} t - i \sin \omega_{nd} t)$$

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

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

$$x(t) = e^{\frac{-ct}{2m}} R \sin(\omega_{nd} t + \theta) \dots \dots \dots \mathbf{1.13}$$

olarak elde edilir. Buradaki C_1 , C_2 , A , B ve R sayıları ile θ açısı sönümsüz serbest titreşim bahsinde açıklanmıştı. 1.13 numaralı eşitlik yardımı ile elde edilen yer değiştirme-zaman grafiği Şekil 1.8’de görülmektedir.



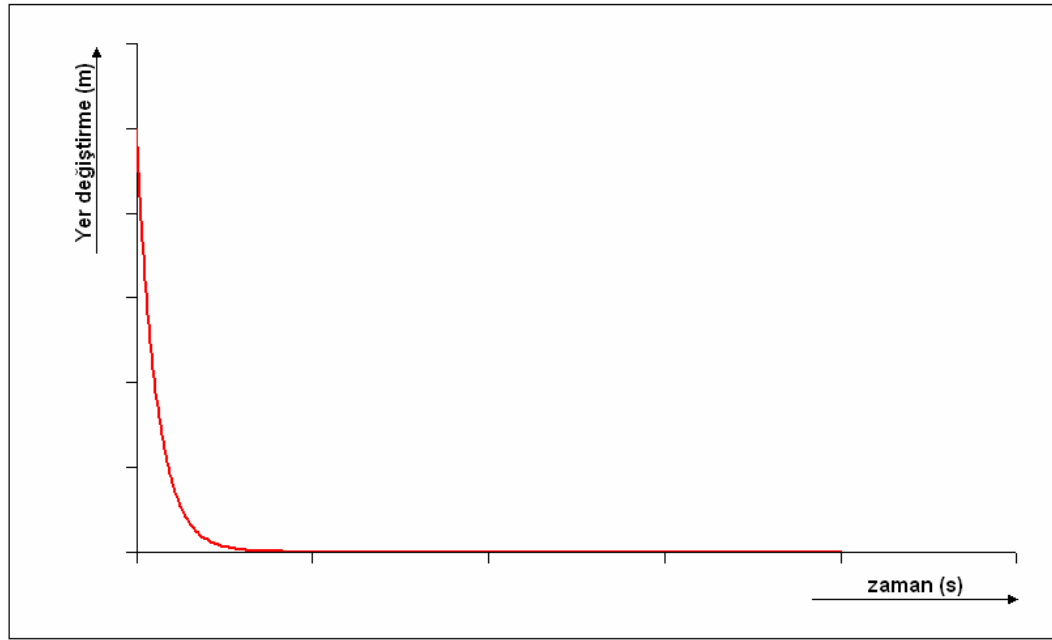
Şekil 1.8 Sönümlü serbest titreşim hareketi (I. Olasılık)

Şekil 1.8’den de görülebileceği gibi, hareketin genliği zaman ile eksponansiyel olarak azalmakta, bir başka deyişle hareket sönümlenmektedir. Bu durum zayıf sönüm olarak adlandırılır (Karabulut 1995).

II. Olasılık: $c = c_0$ veya $D = 1$ durumu. Bu durumda karakteristik denklemin diskriminantının alacağı değer sıfır olacağından denklemin bir reel kökü vardır. Buna göre çözüm kümesi, $\zeta = \left\{ \frac{-c}{2m} \right\}$ şeklindedir. 1.12 numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü ise;

$$x(t) = e^{\frac{-c t}{2m}} (C_1 + C_2 t) \dots\dots\dots 1.14$$

olarak elde edilir. 1.14 numaralı eşitlik yardımı ile çizilen yer değiştirme-zaman grafiği Şekil 1.9'da görülebilir.



Şekil 1.9 Sönümlü serbest titreşim hareketi (II. olasılık)

Şekil 1.9 incelendiğinde, kütlenin salınım hareketi yapmadığı görülmektedir. Sistem serbest bırakıldığında, salınım hareketi yapmaya çalışmakta, ancak hareket sinüzoidal dalgalar oluşturmada sönümlenmektedir. Bu durum kritik sönümleme olarak adlandırılır (Karabulut 1995).

III. Olasılık: $c > c_0$ veya $D > 1$ durumu. Bu durumda karakteristik denklemin diskriminantı sıfırdan büyüktür. Dolayısıyla denklemin çözüm kümesinde birbirinden farklı iki reel kök vardır.

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

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

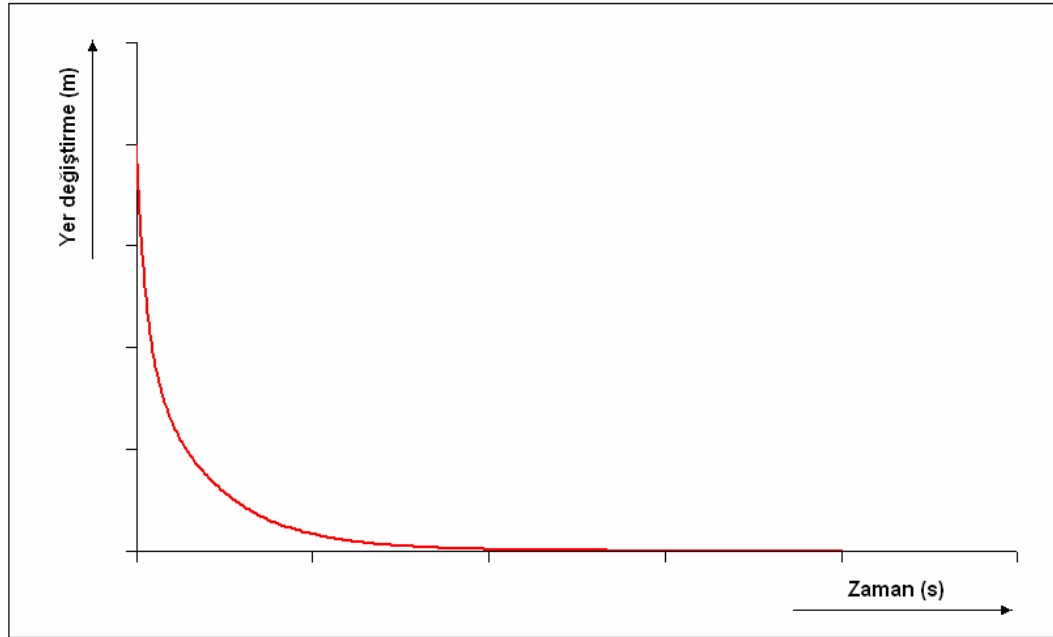
$$\zeta = \left\{ \left(\frac{-c}{2m} + \omega_n \sqrt{(D^2 - 1)} \right), \left(\frac{-c}{2m} - \omega_n \sqrt{(D^2 - 1)} \right) \right\} \text{ olarak bulunur. Buna göre genel}$$

çözüm;

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

$$x(t) = e^{\frac{-c t}{2m}} \left(C_1 e^{\omega_n \sqrt{(D^2 - 1)} t} + C_2 e^{-\omega_n \sqrt{(D^2 - 1)} t} \right) \dots\dots\dots 1.15$$

olarak elde edilir. 1.15 numaralı eşitlik yardımı ile çizilen yer değiştirme-zaman grafiği Şekil 1.10'da görülmektedir.



Şekil 1.10 Sönümlü serbest titreşim hareketi (III. olasılık)

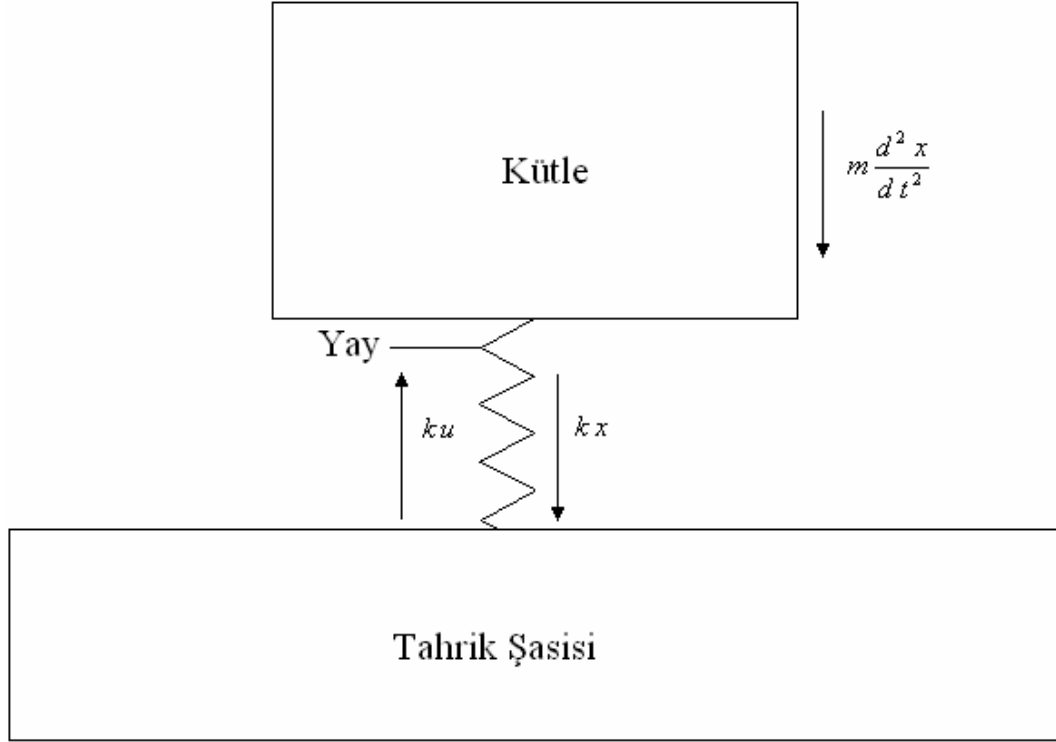
Şekil 1.10'dan da görülebileceği üzere 1.15 numaralı eşitlik de salınımsız bir hareketi göstermektedir. Bu üçüncü olasılık kuvvetli sönümleme olarak tanımlanır (Karabulut 1995).

1.2.1.2 Periyodik zorlanmış titreşim hareketi

Bir titreşim sisteminde, kütle üzerine periyodik bir dağılım gösteren harici bir kütle etki ettirilerek sistem salınım hareketine başlatılırsa, bu hareket zorlanmış titreşim hareketi olarak tanımlanır (Hannah and Stephens 1956). Zorlanmış titreşim hareketi de sistemde sönümleme elemanının bulunup bulunmamasına göre, bir başka deyişle sönümsüz ve sönümlü titreşim sistemleri olarak incelenecektir.

a. Sönümsüz zorlanmış titreşim hareketi

Sönümsüz zorlanmış titreşim sistemi Şekil 1.11’de görülmektedir.



Şekil 1.11 Sönümsüz zorlanmış titreşim sistemi

Şekil 1.11’den de görülebileceği gibi, kütle, tahrik şasisinin $u(t)$ yer değiştirme hareketi ile salınıma zorlanmaktadır. Bu durumda sistem $m \frac{d^2 x}{dt^2}$ ve $kx(t)$ dahili kuvvetleri ile $ku(t)$ harici kuvvetinin etkisi altındadır. Buna göre sistemin diferansiyel denklemi;

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + k x(t) = k u(t) \dots\dots\dots \mathbf{1.16}$$

yazılabilir. Bu ikinci dereceden taraflı bir diferansiyel denklemdir. 1.16 numaralı denklemin çözümü, tarafsız denklemin genel çözümüne bir özel çözüm ilave edilmesiyle sağlanır. Buna göre şasinin tahrik hareketi harmonik olduğundan, sistemin buna karşı tepkisi de harmonik olur. Özel çözüm;

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

şeklinde yazılabilir. Burada;

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

ω : Açısal tahrik frekansı (rad/s)'dir.

Özel çözüm 1.16 numaralı denklemde yerine konulursa,

$$-m X_0 \sin \omega t + k X_0 \sin \omega t = k U_0 \sin \omega t$$

denklemini elde edilir. Burada;

U_0 : Şasi hareketinin tepe genliği (m)'dir. Yukarıdaki denklem çarpanlarına ayrıldığında;

$$X_0 \sin \omega t (k - m \omega^2) = k U_0 \sin \omega t$$

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

elde edilir. Buna göre özel çözüm;

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

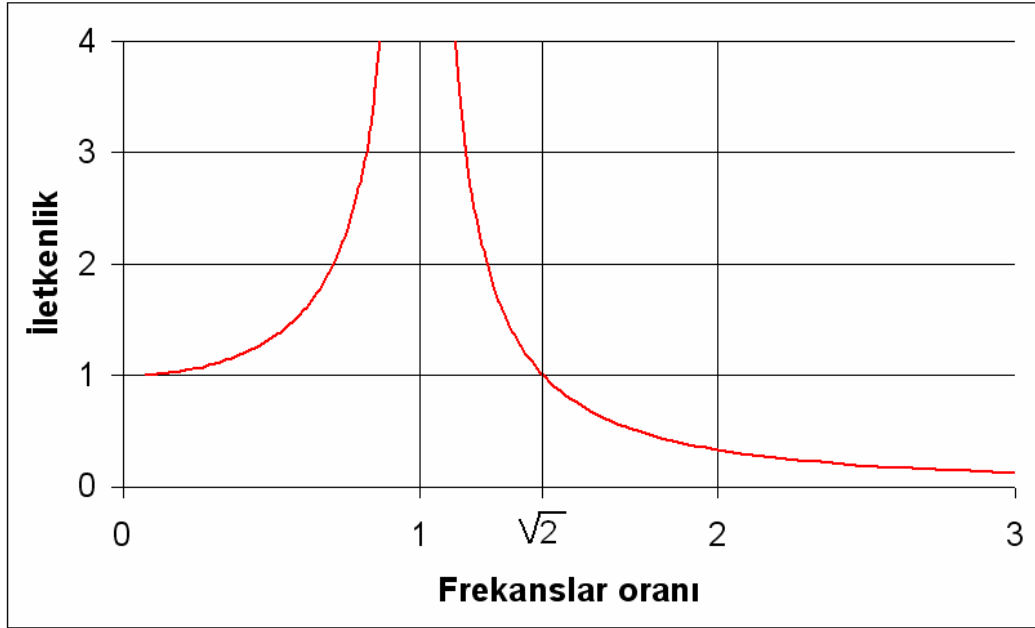
bulunur. 1.16 numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü;

$$x(t) = X_0 \sin (\omega_n t + \theta) + \frac{U_0}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \sin \omega t \dots\dots\dots \mathbf{1.17}$$

şeklindedir. Burada;

$$\frac{X_0}{U_0} = \left| \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right| \dots\dots\dots 1.18$$

eşitliği iletkenlik değerini verir (Sabancı 1984). 1.18 numaralı eşitlikten de anlaşılacağı gibi iletkenlik, tahrik edilen sistemin titreşim niceliğinin, tahrik eden sistemin titreşim niceliğine oranıdır. İletkenlik değeri tahrik hareketinin frekansı ve sistemin sönümsüz doğal frekansına bağlıdır. Buna göre frekanslar oranına göre çizilen iletkenlik eğrisi Şekil 1.12’de görülmektedir.



Şekil 1.12 Sönümsüz zorlanmış titreşim sisteminde iletkenlik eğrisi

Şekil 1.12’de görülen grafiği üç bölgede inceleyebiliriz.

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

II. $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ noktası: Frekanslar oranı 1 olunca, 1.18 numaralı eşitliğin paydası sıfır

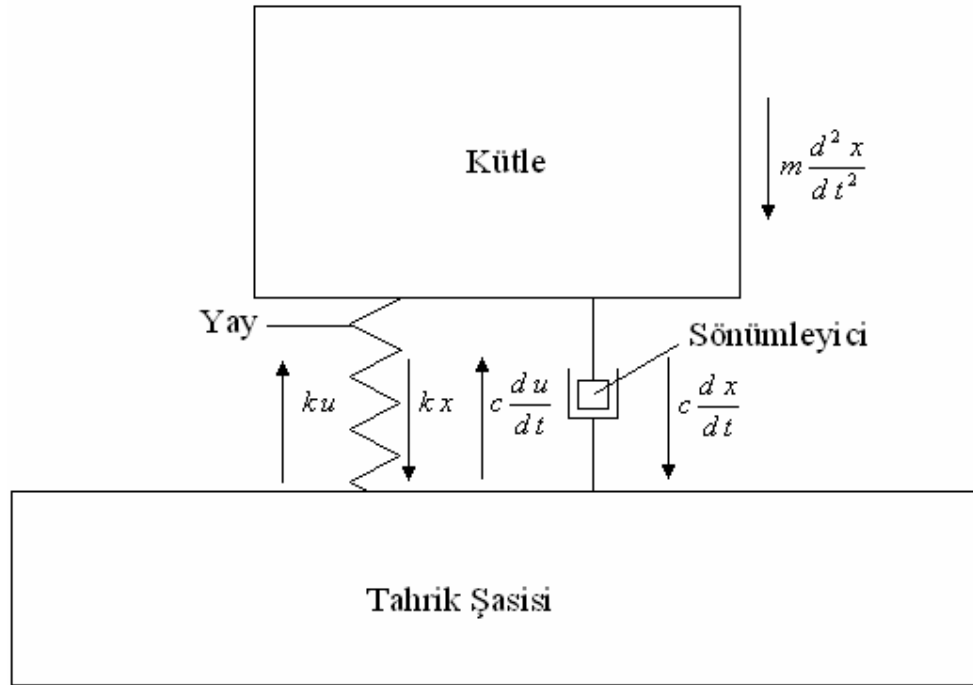
olacağından, iletkenlik oranı sonsuz büyüklüklere ulaşır. Bu nokta rezonans noktası olup, sistemin rezonans frekansı doğal frekansına eşittir.

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

bölge, titreşim sisteminin ideal çalışma bölgesidir.

b. Sönümlü zorlanmış titreşim hareketi

Sönümlü zorlanmış titreşim sistemi Şekil 1.13'te görülmektedir.



Şekil 1.13 Sönümlü zorlanmış titreşim sistemi

Şekil 1.13'te görülen sistem $u(t)$ yer değiştirme hareketiyle tahrik edildiğinde, $m \frac{d^2 x}{dt^2}$,

$c \frac{dx}{dt}$ ve kx dahili kuvvetleri ile, $c \frac{du}{dt}$ ve ku harici kuvvetlerinin etkisi altındadır. Bu

durumda sistemin diferansiyel eşitliği;

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = c \frac{du}{dt} + ku \dots\dots\dots 1.19$$

yazılabilir. Sistem u (t) yer değiştirme hareketi ile zorlandığında, sönüm katsayısı (c) sıfırdan büyük bir değerde ise, sistemin doğal frekansındaki salınımlar sönümlenir ve zorlama frekansına uygun bir titreşim hareketi meydana gelir (Sabancı 1984).

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

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

yazılabilir. Yukarıdaki denklem ile açıklanan zorlama hareketi harmonik olduğundan, titreşime zorlanan sistemin hareketi de harmoniktir. Hareketin denklemi;

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

olur. Bu değerler 1.19 numaralı denklemde yerlerine yazıldığında;

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

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

elde edilir. Burada $k = m \omega_n^2, c = D c_0 = D 2 \sqrt{k m} = 2 D \omega_n m$ olmak üzere;

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

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

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

elde edilir. İki açının toplamının sinüs fonksiyonu yardımı ile;

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

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

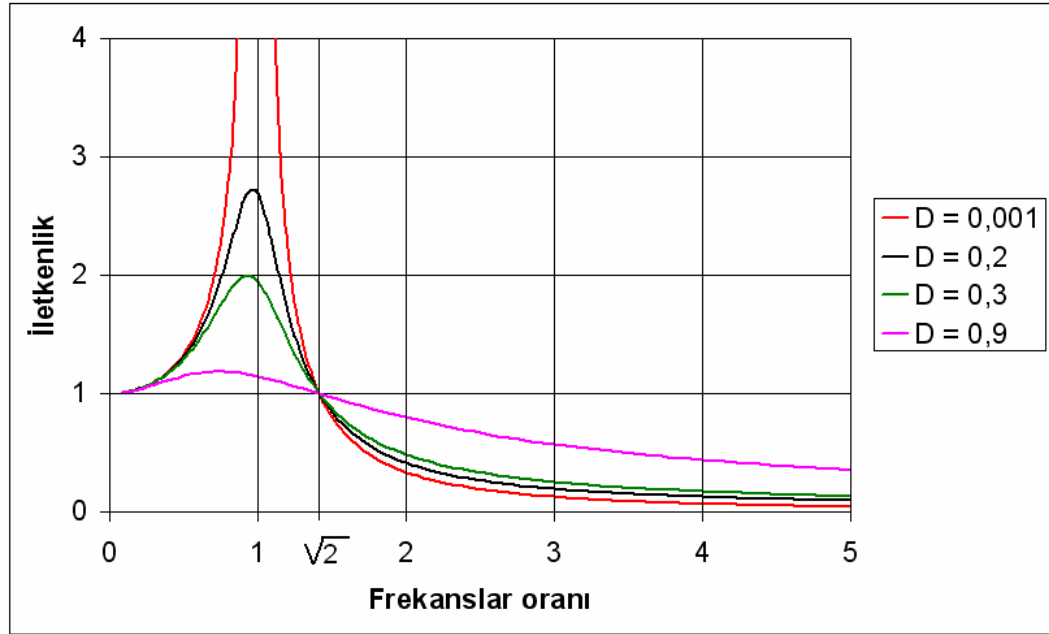
elde edilir. Buna göre 1.19 numaralı diferansiyel denklemin genel çözümü;

$$x(t) = U_0 \left[\frac{\left(2D \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 + 1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2} \right)^2 + \left(2D \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \sin \omega t \dots\dots\dots 1.20$$

olarak elde edilir. Burada iletkenlik oranı;

$$\frac{X_0}{U_0} = \left[\frac{\left(2D \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 + 1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2} \right)^2 + \left(2D \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots 1.21$$

formülü ile hesaplanır (Sabancı 1984). 1.21 numaralı eşitlikten yararlanılarak, sönümleme değeri ve frekanslar oranına bağlı olarak çizilen iletkenlik eğrileri Şekil 1.14'te görülmektedir.



Şekil 1.14 Sönümlü zorlanmış bir titreşim sisteminde iletkenlik eğrileri.

Şekil 1.14 üç bölgede incelenebilir:

I. $\frac{\omega}{\omega_n} < \sqrt{2}$ bölgesi: Bu bölgede titreşim sisteminde sönümleme elemanı kullanmak faydalıdır. Çünkü Şekil 1.14'den de görülebileceği üzere iletkenlik değerleri % 100'den

büyüktür. $\frac{\omega}{\omega_n}=1$ olduğunda, iletkenlik oranı maksimum değere ulaşmaktadır. Bu nokta rezonans noktasıdır.

II. $\frac{\omega}{\omega_n}=\sqrt{2}$ noktası: Bu noktanın özel bir önemi vardır. Şekil 1.14'den de görülebileceği gibi, farklı sönümleme değerlerine sahip sistemlerin eğrileri bu noktada kesişmektedir.

III. $\frac{\omega}{\omega_n}>\sqrt{2}$ bölgesi: Bu bölge titreşim sisteminin ideal çalışma bölgesidir. Çünkü bu bölgede frekanslar oranı arttıkça, iletkenlik değerlerinde gözle görülebilir bir azalma olmaktadır.

Periyodik titreşimler, teorik hesaplamalarda basit harmonik hareket ile karakterize edilmelerine rağmen, teknolojik uygulamalarda karşılaşılan titreşimlerin çoğu tam harmonik değildir. Şekil 1.2'den de görülebileceği gibi, 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 Fransız fizikçi Fourier tarafından formüle edilen frekans analiz yöntemi kullanılır. Fourier Kuramı'na göre, periyodik bir hareket ne kadar karmaşık olursa olsun, frekansları harmonik olarak birbiriyle ilişkili çok sayıda hareketin bileşkesidir ve aşağıdaki eşitlik ile tanımlanır (Sabancı 1984):

$$Y(t) = X_0 + X_1 \sin(\omega t + q_1) + X_2 \sin(2\omega t + q_2) + \dots + X_n \sin(n\omega t + q_n) \dots\dots\dots 1.22$$

Burada;

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

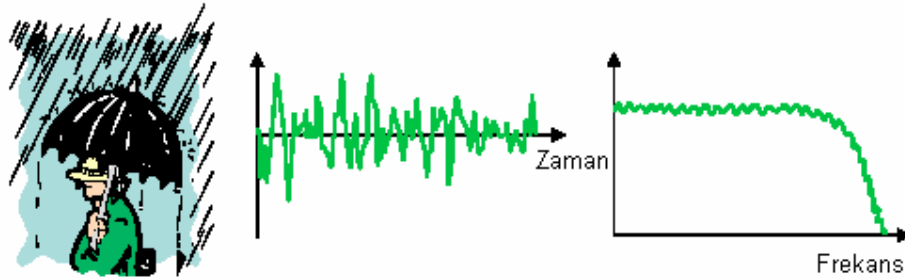
$X_0 \dots X_n$: Sinüzoidal bileşenlerin tepe genlikleri (m),

$q_1 \dots q_n$: Faz açıları (rad)'dır.

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

1.2.2 Random titreşimler

Random titreşimler, mevcut olan tüm frekanslarda genlik ve faz ilişkileri gelişigüzel bir dağılım gösteren, zamana bağlı olarak özellikleri tekrarlanmayan titreşimlerdir. Random sinyaller, önceden tahmin edilemeyen anlık değerler şeklinde meydana gelen sinyaller ile karakterize edilebilir. Random titreşime örnek olarak yağmur damlalarının şemsiye üzerinde oluşturduğu hareket gösterilebilir. şekil 1.15'te bu hareket frekans ve zaman düzleminde gösterilmiştir.



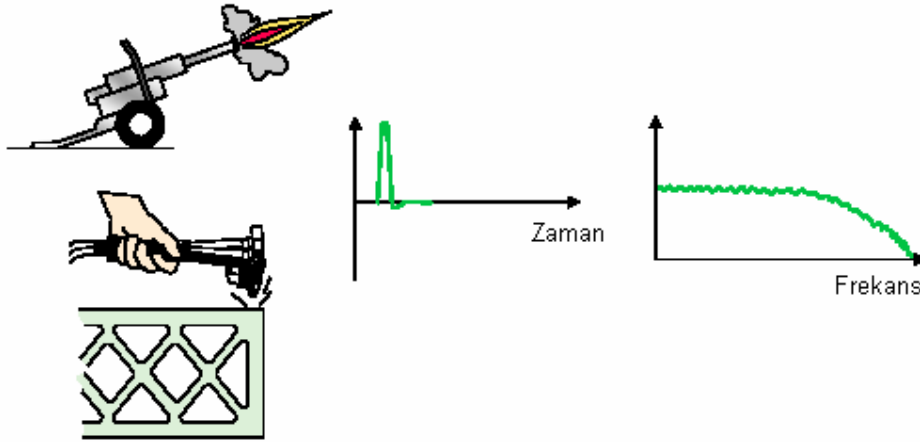
şekil 1.15 Random titreşim sinyalleri (Anonymous 1998a)

şekil 1.15'ten de görülebileceği üzere, random titreşim sinyali, yağmur damlalarının şemsiye yüzeyine vurmasıyla oluşan çok sayıda anlık hareketin toplamıdır. Bu anlık değerlerin matematiksel hesaplamalar yapılarak önceden tahmin edilmesi imkansızdır. Bununla beraber, random titreşim hareketi istatistiksel yöntemler kullanılarak tanımlanabilir.

şekil 1.15'deki frekans spektrumuna bakıldığında periyodik titreşimlerden farklı olduğu görülür. Periyodik titreşim hareketinin frekans spektrumu kesikli bir yapı gösterir iken, random titreşim hareketi, belirli frekanslarda uzun süre yoğunlaşmayan sürekli bir frekans spektrumuna sahiptir (Anonymous 1998a). Teknolojik uygulamalarda karşılaşılan titreşimlerin büyük çoğunluğu random karakterlidir.

1.2.3 Şok

Mekanik şok; patlama, çarpışma sistemden kaynaklanmayan ani vuru ve darbe gibi dış etkiler nedeniyle oluşan ani enerji boşalmasıdır (Anonymous 1998a). Çeşitli dış etkiler nedeniyle oluşan şok sinyali ve spektrumuna ait bazı örnekler Şekil 1.16'da görülebilmektedir.



Şekil 1.16 Şok sinyali (Anonymous 1998a)

Şekilden de görülebileceği gibi, şok sinyali birçok frekans içerir. Eğer şok sinyali sonsuza kadar devam eden bir hareket olsa idi, random titreşim hareketinin spektrumu gibi kesiksiz, sürekli bir frekans spektrumuna sahip olurdu (Anonymous 1998a). Ancak şok titreşimi anlık bir hareket olup, frekans spektrumu belirli bir band genişliği ile sınırlıdır.

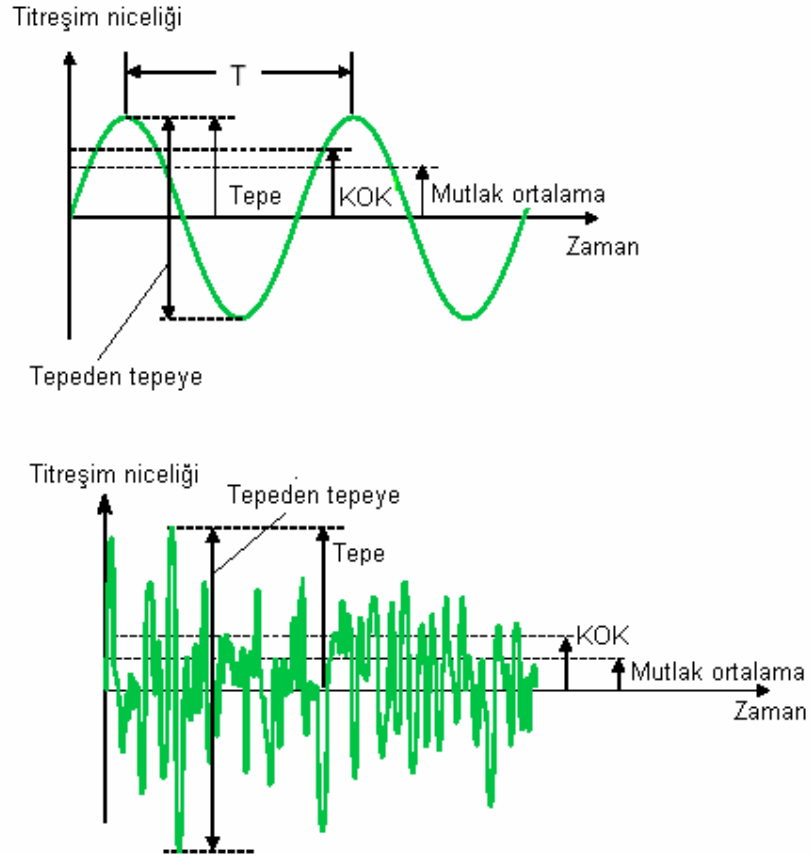
1.3 Titreşimin İrdelenmesi

1.3.1 Titreşim nicelikleri

Bir titreşim hareketinin nicelikleri; yer değiştirme (x), hız (v) ve ivme (a)'dır. Titreşim ölçümünde ve ölçümün değerlendirilmesinde bu niceliklerin aşağıda belirtilen parametreleri kullanılır (Anonymous 1982, Anonymous 1998a):

- a. Tepe değeri
- b. Tepeden tepeye değeri
- c. Mutlak ortalama değeri
- d. Kareler ortalamasının kare kökü değeri (KOK-RMS)
- e. Amplitüd (tepe) faktörü
- f. Periyot veya tekrarlanma oranı
- g. Süre

Bu parametreler sinüzoidal ve sinüzoidal olmayan bir hareket için Şekil 1.17’de gösterilmiştir.



Şekil 1.17 Titreşim niceliklerinin parametreleri (Anonymous 1998a)

Şekil 1.17’den de görülebileceği gibi, tepe değer, titreşim hareketinin denge düzleminden (sıfır noktası) olan sapmasıdır. Tepeden tepeye değer ise, hareketin pozitif ve negatif bölgelerindeki tepe değerleri arasındaki boyuttur. Mutlak ortalama ve kareler ortalamasının karekökü (KOK-RMS) parametreleri aşağıdaki şekilde hesaplanır (Anonymous 1998a)

$$x_{ORT.} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \dots\dots\dots 1.23$$

$$x_{KOK} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \dots\dots\dots 1.24$$

Burada;

$x_{ORT.}$: Titreşim niceliğinin mutlak ortalaması,

x_{KOK} : Titreşim niceliğinin kareler ortalamasının karekökü,

T : Numune alma süresi (s)’dir.

Amplitüd faktörü yada tepe faktörü ise, aşağıdaki formülle hesaplanır (Anonymous 1998a):

$$Amplitüd Faktörü = \frac{Tepe}{x_{KOK}} \dots\dots\dots 1.25$$

Sinüzoidal bir harekette ise, tepe değer ile KOK değeri arasında aşağıdaki ilişki vardır (Griffin 1997):

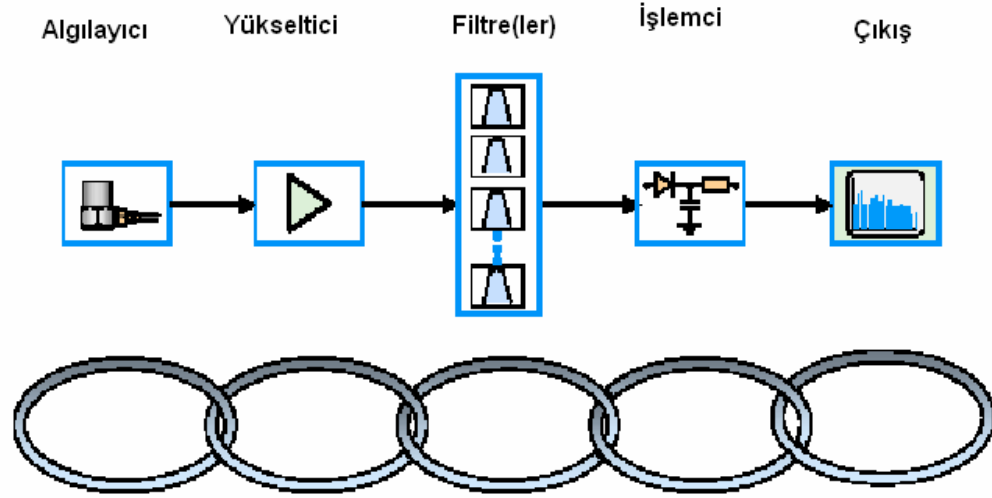
$$x_{KOK} = \frac{Tepe}{\sqrt{2}} \dots\dots\dots 1.26$$

Bu niceliklerden KOK değeri en geçerli ölçüm parametresidir. Çünkü doğrudan doğruya titreşim hareketinin enerji içeriğini verir ve bundan dolayı titreşimin zarar verme etkisi hakkında bilgi sahibi olunur (Anonymous 1982).

1.3.2 Titreşimin ölçülmesi

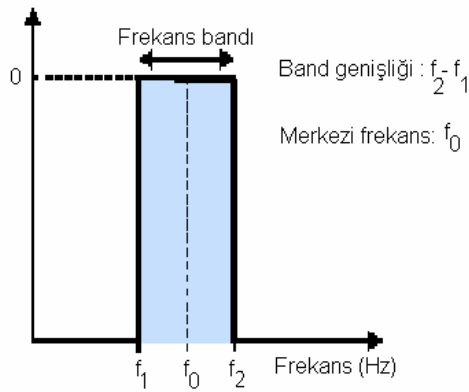
Titreşim ölçüm zinciri yada sistemi Şekil 1.18’de görülmektedir. Sistem; algılayıcı, yükseltici, filtre ve çıkış olarak tanımlanabilir. Sistemde kullanılan algılayıcılar; yer

değiştirme, hız ve ivme algılayıcılarıdır. Titreşim ölçümünde genellikle ivme ölçülür. Bunun nedeni rahatsız edici en büyük niceliğin ivme olmasıdır (Saral 1976).



Şekil 1.18 Titreşim ölçüm zinciri (Silleli vd. 2003)

Titreşim ölçüm zincirinde filtre çok önemli bir elemandır. Eğer sistemde filtre kullanılmamışsa, veya uygun filtre seçilmemişse, ölçüm sonuçları hatalı olur. Bu amaçla kullanılan 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 sönmüler. Bir band geçiş filtresi Şekil 1.19'da görülmektedir.



Şekil 1.19 Band geçiş filtresi (Anonymous 1998b)

Algılayıcı tarafından alınan elektriksel sinyaller 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.

Bu şekilde ölçülen titreşim değerleri, ergonomik ve konstrüktif gereksinimlere uygun olarak hazırlanmış uluslararası standart ve geçerliliği ispatlanmış yöntemler kullanılmak suretiyle değerlendirmeye tabi tutulur.

1.4 Titreşimin Etkileri

Ergonomik olarak titreşim, bütün vücut titreşimi ve el-kol titreşimi olmak üzere iki başlık altında incelenebilir (Griffin 1997). Vücudun tamamı titreşen bir yüzey ile temas halinde ise, hareket bütün vücut titreşimidir. Bütün vücut titreşimine ulaşım araçlarının tamamında, iş makinelerinde, kendi yürür tarım makinelerinde, zeminde sarsıntı meydana getirerek çalışan makinelerin yakınlarında rastlanılır. Titreşim hareketi sadece vücudun el ve kol uzuvları tarafından alınıyorsa, bu tür hareket el-kol titreşimidir. El-kol titreşimine motorlu el makinelerinin kullanımında ve kendi yürür makinelerin dümenleme ve kumanda levyelerinde rastlanılır.

Titreşimin insan üzerinde meydana getirdiği etkiler halen araştırma konusudur. Bütün vücut titreşiminin olası etkileri sağlık, rahatlık-algılama ve hareket hastalığı (araç tutması) başlıkları altında incelenmektedir (Anonymous 1997, Griffin 1997). Uzun süreli ve yüksek yoğunluklu bütün vücut titreşimine maruz kalan bir insan önemli sağlık riskleri altındadır. Bütün vücut titreşiminin vücudun bel ve omurga bölgesinde; sindirim, boşaltım ve üreme sistemlerinde rahatsızlıklar meydana getirebileceği veya var olan rahatsızlıkları daha da ilerletebileceği düşünülmektedir (Anonymous 1997). Etkiler, özellikle oturarak çalışma durumunda daha da artmaktadır (Bölükoğlu ve Kunst 1989, Marks 2003).

Bütün vücut titreşimi rahatlık-algılama faaliyetleri üzerinde de etkilidir. Özellikle yol dışı makinelerin sürücülerinde görüşün bozulması, dikkatin dağılması, kumanda

organlarına erişimin zorlaşması ve dümenleme faaliyetlerinde zorlanma gibi etkilere sebep olabilir. Bu etkiler yorulmaya sebep olur ve iş kalitesini azaltır (Saral 1976). Karayolu taşıtlarında ise, bütün vücut titreşimi okuma, yazma, yemek yeme yada bir şeyi içme gibi sıradan faaliyetleri engeller ve rahatlığı bozar (Anonymous 1997, Griffin 1997).

Özellikle deniz taşıtlarında frekansı 1 Hz'den küçük salınım hareketleri hareket hastalığına sebep olmaktadır. Hareket hastalığı, harekete adapte olamamış bireylerde mide bulantısı ve kusmaya sebep olur (Anonymous 1997).

El-kol titreşiminin etkileri ise, el ve kolda dolaşım bozuklukları, kemik ve eklem rahatsızlıkları şeklinde ortaya çıkar (Griffin 1997). Bu etkilerden en önemlisi, özellikle soğuk bölgelerde motorlu el makineleri ile çalışan kişilerde görülen beyaz parmak adı verilen dolaşım bozukluğudur (Griffin 1997, Çarman 2000, Neitzel and Yost 2003).

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Hannah and Stephens (1956) yılında, mekanik titreşim konusunda örneklerin yer aldığı eserlerini yayınlamışlardır. Çalışmada titreşim teorisi, serbest ve zorlanmış titreşim sistemlerinde, sönümlülük ve sönümsüzlük koşulları için incelenmiştir.

Saral (1976) yılında, Yerli Yapı Traktörlerde Oturma Yerlerinin Sürücüye Olan Etkileri adlı doktora tezinde, düşey traktör titreşimlerinde lastik basıncının ve bazı oturak özelliklerinin etkilerini araştırmıştır. Çalışma neticesinde deneye alınan oturakların titreşim özelliklerinin kabul edilebilir sınırların çok üzerinde olduğu, titreşim boyutlarının lastik basıncı ve ilerleme hızına bağlı olarak değiştiği belirlenmiştir.

(1978) yılında, Avrupa Ekonomik Topluluğu tarafından tekerlekli tarım veya orman traktörlerinin sürücü koltuğu ile ilgili tip onayı yönetmeliği (78/764/EEC) yayınlanmıştır. Yönetmelik 1982, 1983, 1987, 1988, 1997 ve 1999 yıllarında çeşitli revizyonlara uğrayarak güncellenmiştir. İlgili yönetmelik T. C. Sanayi ve Ticaret Bakanlığı tarafından uyumlaştırılarak, 30 Kasım 2000 tarihinde 24246 sayılı Resmî Gazete’de yayımlanmış ve akabinde Türkiye’de yürürlüğe girmiştir.

Sabancı (1981) yılında, yayınlanan eserinde tarım traktörlerinin ergonomik nitelikleri arasında mekanik titreşimleri de incelemiştir. Araştırma sonucunda, araştırma materyalini oluşturan traktör oturaklarının titreşim yalıtımlarının genelde yeterli olmadığı, sürücüye gelen 2...5 Hz frekans aralığında yanal, yatay ve düşey doğrultudaki titreşimlerin en büyük etkiye sahip olduğu, sürücüyü üç doğrultuda etkileyen titreşim boyutları arasında en büyük değerlerin düşey doğrultuda ölçüldüğü ve ölçülen titreşim boyutlarının sadece yorgunluk değil, sağlık açısından da tehlikeli boyutlarda olduğu saptanmıştır.

(1982) yılında, akustik ölçüm cihazları üreten Bruel & Kjaer firması titreşim ölçümü ile ilgili bir broşür yayınlamıştır. Broşürde, temel titreşim teorisi, titreşim ölçüm cihazları ve titreşim ölçümlerinin değerlendirilmesi hakkında bilgiler verilmektedir. 1998 yılında

bu eğitim broşürü güncellenerek, şok ve titreşime giriş ile titreşim ölçüm ve analizi adları ile yayınlanmıştır.

Arkun (1983) yılında, yayınlanan çalışmasında, titreşimli makinelerin çalıştığı yapıların 5...10 Hz arasındaki titreşimlere duyarlı olduğunu, işitilebilir sese dönüşün veya dönüşmesin sanayi yapılarında oluşan titreşimlerin, belirli seviyelere ulaştıklarında, insanları tedirgin etmeye başladıklarını belirtmiştir. Yazar, titreşimli makine temelinin projelendirilmesinde göz önüne alınması gereken en önemli ögenin sönüm olduğunu vurgulamakta, ikinci önemli ögenin ise, kütle olduğunu belirtmektedir.

Kut (1984) yılında, yayınlanan eserinde traktörlerde sürücü kabinlerinin konstrüksiyon esaslarını ele almıştır. Eserinde kabinlerin konstrüksiyonunda mekanik titreşimlerin önemli bir unsur olduğunu belirterek, traktörlerde titreşim yalıtımı için kabinlerin pasif yada aktif yalıtım sistemleri ile donatılması gerektiğini bildirmiştir.

Sabancı (1984) yılında, yayınlanan eserinde tarım traktörlerinde titreşim sorunları ve sürücü koltuklarının yalıtım özelliklerini incelemiştir. Araştırma kapsamında Adana Sosyal Sigortalar Hastanesi'ne omurga ağrısı şikayeti ile gelen hastaların meslekleriyle ilgili bir anket çalışması yürütülmüş ve laboratuvar ortamında traktör, koltuk ve sürücü titreşim özellikleri incelenmiştir. Yapılan bu çalışmalar neticesinde, omurga rahatsızlığı çeken kişiler içerisinde traktör sürücülerinin önemli bir oranı oluşturduğu belirlenmiş, bunun nedeni olarak koltuk doğal frekansları ile sürücü doğal frekanslarının birbirlerine çok yakın bulunmasından dolayı, sık sık rezonans olayının meydana gelmesi gösterilmiş ve araştırma materyali traktörlerde doğal frekansın 2,5...5 Hz; koltuklarda 1,5...8 Hz ve sürücülerde ise, 4,0...4,5 Hz arasında değiştiği sonuçlarına ulaşılmıştır.

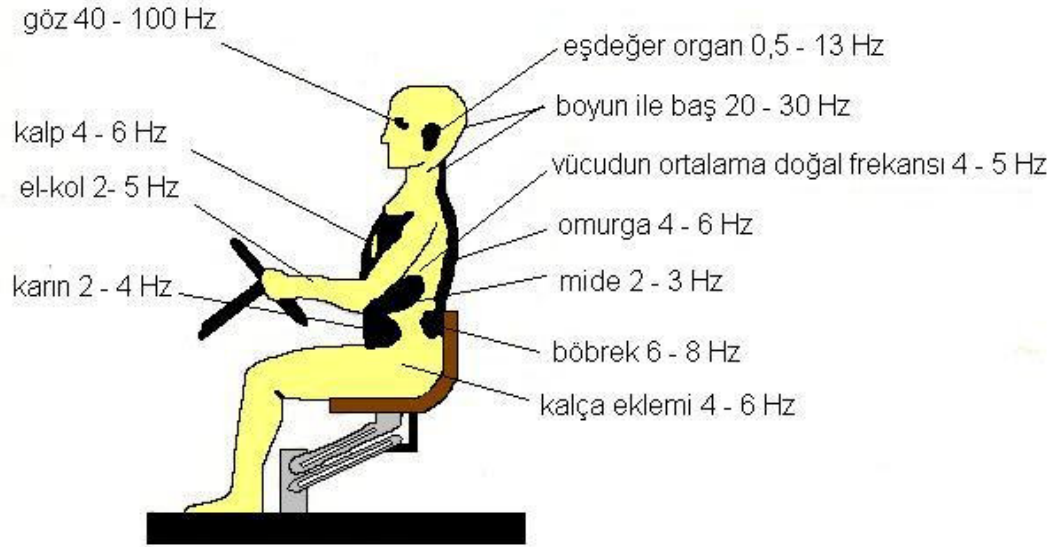
Saral (1984) yılında, yayınlanan Tarım Traktörleri adlı ders kitabında sürücülere gelen titreşimlere de değinmiştir. Kitapta, paralelogram askı sistemine sahip ve hidrolik amortisörlü koltukların sağlık yönünden büyük yararlar sağladığı belirtilmektedir. Sürücülerin titreşimden korunması için en etkin önlemin aktif yalıtım sistemine sahip koltukların traktörlerde kullanılması olduğu vurgulanmıştır. Ancak bu sistemlerin pahalı oluşları nedeni ile uygulamada pek yer almadıkları belirtilmektedir. Yazar, esneme yolu

8...12 cm ve minder kalınlığı en az 4 cm olan paralelogram askılı ve pasif yaylanma sistemine sahip koltukların titreşimlere karşı yeterli korumayı sağladıklarını belirtmiştir.

Sabancı (1985) yılında, yayınlanan çalışmasında traktör koltuklarında titreşim yalıtım olanaklarını incelemiştir. Buna göre koltuğun optimum yalıtımı için doğal frekans 1...1,5 Hz ve sönümleme oranı 0,40...0,50 arasında olmalı, salınım serbestliği en çok 100...150 mm'lik sınırlar arasında bulunmalı ve koltuk hafif ve yumuşak malzemelerden yapılmış bir minder ile kaplanmalıdır.

Yılmaz (1988) yılında, yayınlanan çalışmasında traktörlerde ön aks amortisör sistemini incelemiştir. Çalışmada, tahrikli olmayan ön akslara çeşitli yapılarda amortisör sisteminin takılabileceği belirtilmiştir. Traktörlerde ön akslarda yalıtım sistemi kullanmanın, titreşimleri sönümleyerek, traktör ve sürücüsünün olumsuz yönde etkilenmesini engelleyeceği vurgulanmıştır. Ancak bu faydaların yanı sıra yalıtım sistemindeki amortisörlerin ani hareket değişikliklerinde üzerlerindeki kütlenin ağırlığını geçici olarak sönümledikleri için, patinajın meydana gelmesi ve çeki kuvvetinin olumsuz yönde etkilenmesi hususları vurgulanmıştır. Bu olumsuzlukların giderilebilmesi için yapılacak ek tedbirlerin traktörün yapısını biraz daha hassas hale getirebileceği ve üretim masraflarında bir artışın olacağı belirtilmiştir.

Bölükoğlu ve Kunst (1989) yılında, yayınlanan çalışmalarında traktör koltuklarının tasarımında titreşimin önemine değinmişlerdir. Yazarlar, değişik tip titreşim yoğunluğu ve aralığının oluşturduğu etkilere ilişkin birçok araştırma raporunun yayınlandığını belirterek, bunların titreşimlerin fizyolojik açıdan birçok etkilerinin olduğu hatta sağlık yönünden olumsuzluklara neden olabileceğini vurguladığını ileri sürmüşlerdir. Çalışmada, insan omurları üzerindeki yükün, oturma pozisyonunda, ayakta dikilme pozisyonundan daha fazla olduğu belirtilmiştir. İnsan vücudunun hiçbir zaman rijit bir kütle olarak düşünülemeyeceği, bu özelliği ile vücudun oldukça karmaşık, farklı kütlelerin oluşturduğu yaylanma etkisi, sönümleme etkisi ve doğal frekansları farklı olan elastik bir sistem olarak değerlendirilmesi gerektiği vurgulanmıştır. Çalışmada insan vücudunun doğal frekansları şematik olarak gösterilmiştir. Bu resim Şekil 2.1'de görülmektedir.



Şekil 2.1 İnsan vücudunun doğal frekansları (Bölükoğlu ve Kunst 1989)

Adı geçen çalışmada, araştırma materyalini biri yaprak yaylı basit bir oturak ile diğeri ağırlık ayarlı sönümleyicili ve döşemeli gelişmiş bir oturak oluşturmuştur. Rezonans koşullarında yaprak yaylı koltuktan alınan ivme değerlerinin kabul seviyesinin çok üzerinde olduğu, diğeri gelişmiş koltuktan alınan ivme değerinin ise, kabul edilebilir olduğu sonuçlarına ulaşılmıştır.

Güney (1989) yılında, yayınlanan çalışmasında taşıt titreşimlerinde frekansa bağlı optimum sönüm karakteri tasarımı üzerinde durmuştur. Araştırmacı, çalışmasında alçak frekanslarda yüksek sönüm veren, belli bir frekanstan sonra sönümleme görevini yapmayan ve tekrar yaklaşık 9 Hz civarında devreye giren bir sönümleme elemanı kullanıldığında, taşıtların hem seyir emniyeti, hem de titreşim konforu açısından yaklaşık % 20 daha iyi bir duruma getirilebileceği sonucuna ulaşmıştır.

Orak (1989) yılında, tamamladığı doktora tezinde hafif, orta ve ağır traktör sürücülerinin traktörden iletilen titreşimlerden farklı şekillerde etkilendiğini belirtmektedir. Çalışmada, pasif, yarı aktif ve aktif yalıtım sistemlerine değinilmiştir. Buna göre, uygulamada en çok kullanılan yalıtım sistemi pasif yalıtım sistemidir. Bu sistem yüksek frekanslı titreşimlerde iyi bir yalıtım performansı gösterir. Düşük frekanslarda ise, sürücü koltuğunun doğal frekansının düşük tutulması şartıyla

kullanılabilir. Yarı aktif yalıtım sisteminde sönümleme elemanının sönümleme oranı bir sinyal ile değiştirilebilir. Koltuk üzerine yerleştirilmiş bir hız alıcısı ile sönümleme elemanı gerekiyorsa devreye sokulur veya devreden çıkarılır. Aktif yalıtım sisteminde ise, yer değiştirme, hız ve ivme alıcıları bulunmakta, bu alıcılardan alınan veriler kontrol ünitesinde değerlendirilerek, bir servo valf vasıtasıyla hidrolik piston meydana gelen titreşimin zıt yönünde bir hareket yaparak titreşimi sönümlemeye çalışmaktadır. Yazar, düşük frekanslı titreşimlerin yalıtımlarında en iyi neticeyi aktif süspansiyonlu koltukların verdiğini belirtmiştir. Ayrıca bu çalışmada, sürücüye iletilen titreşimleri kontrol altına almak için, bazı konstrüktif yöntemler geliştirilmiştir. Yay, hidrolik eleman ve mesnet arası uzaklığın ayarlanabileceği bir pasif yalıtım sistemi modellenmiş, titreşim masasında farklı frekanslar ve kütlelerle titreşim iletkenlikleri araştırılmıştır.

(1992) yılında, Uluslararası standardizasyon örgütü (ISO) tarafından taşıtlardaki koltuk titreşiminin laboratuvarlarda değerlendirilmesi hakkında ISO 10326 standardı yayınlanmıştır. Bu standart iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde genel özellikler ele alınmış, ikinci bölümde demiryolu taşıtlarına uygulama anlatılmıştır.

Karabulut (1995) yılında, yayınlanan doktora tezinde traktör sürücü koltuklarının yalıtım sistemlerini incelemiştir. Bu amaçla mekanik bir titreşim üretecinde testler yapılmıştır. Çalışma materyalini oluşturan koltukların sönümlü doğal frekanslarının yüksek olduğu, sönümleme oranlarının yeterli oranlarda olmadığı ve sürücü koltuğunun traktör üzerine bağlı plakası ile hareketli kısım arasındaki düşey harekette ortaya çıkan kuru sürtünmenin önlenmesi gerektiği sonuçlarına ulaşmıştır.

(1997) yılında, Uluslararası Standardizasyon Örgütü (ISO) tarafından, insanların maruz kaldığı bütün vücut titreşiminin değerlendirme yöntemlerinin açıklandığı ISO 2631 standardı yayınlanmıştır. Standart iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde genel özellikler, ikinci bölümde ise, binalarda devamlı ve şoka neden olan titreşimler ele alınmıştır. Bu standart, titreşim ölçüm ve değerlendirmesi ile ilgili bütün standartların atıf yaptığı temel standarttır. Standartta, titreşim ölçümünde aksi belirtilmedikçe, frekans ağırlıklı KOK ivme değerinin belirlenmesi gerektiği vurgulanmaktadır. Bu

amaçla, titreşimin sağlık, algılama ve konfor ile hareket hastalığı üzerindeki etkileri için değişik çalışma ve duruş pozisyonlarında frekans ağırlık faktörleri tanımlanmış ve matematiksel eşitlikler verilmiştir. Standart sadece bütün vücut titreşimini kapsamaktadır.

Griffin (1997) yılında, titreşim ve hareket konulu çalışmasını yayınlamıştır. Çalışmasında titreşimi bütün vücut titreşimi ve el-kol titreşimi olarak sınıflandırmıştır. Yazar, bütün vücut titreşiminin sağlık, rahatlık-algılama ve hareket hastalığı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Buna göre titreşim, önemli sağlık problemlerine yol açabilmekte, rahatsızlık meydana getirebilmekte, insanı yorarak dikkat kaybına sebep olabilmekte ve araç tutmasına neden olmaktadır. Titreşim ölçümlerinin değerlendirilmesinde titreşim doz değerinin (TDD) kullanılması önerilmektedir. El-kol titreşimlerinin de el-kol titreşim sendromuna neden olduğu vurgulanmaktadır.

Scutter *et al.* (1999) yılında, traktör kullanımı ve bel ağrıları üzerinde bir araştırma projesi yayınlamışlardır. Araştırmada, şişirilebilir bir minderin büro koltuklarında bel ve sırt ağrılarını önemli oranda azalttığı belirtilerek, benzer etkinin traktör koltuklarında görülüp görülemeyeceği incelenmiştir. Ayrıca araştırmada, traktör sürücülerinin, traktörün arkasına takılı durumdaki ekipmanı izlemek için çalışma süresince sık sık geriye dönmek mecburiyetinde olduğundan dolayı, var olan bel ağrısı riskinin arttığı belirtilerek, dönebilen koltukların traktörlerde kullanımı incelenmiştir. Bu amaçla öncelikli olarak bir anket çalışması yapılmıştır. Güney Avustralya’da yaşayan 250 çiftçiye anket formları gönderilmiş, bunların 138’i ankete cevap vermişlerdir. Ankete cevap veren çiftçilerden 102’si son bir yıl içerisinde bir veya daha çok gün bel ağrısı çektiklerini belirtmişler, bel ağrısı şikâyetini 2 günden fazla çeken çiftçilerin oranı % 40, en az 8 gün çeken çiftçilerin oranı ise % 17 olarak tespit edilmiştir. Bel ağrısına neden olan ana faktörler ise; koyunculuk faaliyetleri, traktör kullanmak ve ağır işçilik olarak belirlenmiştir. Daha sonra laboratuvar ve arazi denemeleri yapılmıştır. Laboratuvar ortamında 11 çiftçi ile deneyler yapılmış; deneylerde sabit koltuk ve şişirilebilir minder, döner koltuk ve şişirilebilir minder, sabit koltuk şişirilemez minder ve döner koltuk şişirilemez minder kombinasyonlarında testler yapılmıştır. Testlerde, geriye dönüş anındaki bel ve omurga basınçları ölçülmüştür. Netice olarak sabit

koltuklarda şişirilebilir minder kullanmanın ve traktörde döner koltuk kullanmanın bel ağrısı oranını azaltabileceği sonuçlarına varılmıştır. Arazi deneylerinde ise, 15 çiftçi şişirilebilir bir minder üzerinde çalışmışlardır. 69 gün süren deneylerde, çiftçiler traktörlerle normal faaliyetlerini yürütmüşler ve çiftçilerin sırt ve omurgalarından basınç verileri alınmıştır. Şişirilebilir koltuğun, bu çalışmada da çiftçilerin konforunu ve dolayısıyla çalışma sürelerini arttırdığı belirlenmiştir.

Wasserman and Wasserman (1999) yılında, mesleki titreşimle ilgili kısa bir bilgilendirme broşürü yayınlamışlardır. Bu yayında yalnızca Amerika Birleşik Devletleri'nde titreşime maruz kalarak çalışan 8-10 milyon civarında işçi olduğu belirtilmiştir. Titreşim bütün vücut titreşimi ve el-kol titreşimi olmak üzere iki gruba ayrılarak incelenmiştir. El-kol titreşiminin en önemli sağlık etkisi El-Kol Titreşim Sendromu (HAVS5) olarak belirtilerek, bu hastalığın tanısının ilk olarak Amerika Birleşik Devletleri'nde Dr. Alice Hamilton tarafından 1918 yılında konduğu; hastalığın Raynaud Etkisi, Titreşim Beyaz Parmak yada Ölü El olarak da isimlendirildiği açıklanmıştır. Bütün vücut titreşimine maruz kalınma nedeniyle meydana gelen rahatsızlıklar; bel ağrıları, vücutta sıvı kaybı, bel omurlarında esneme ve burulma gibi vücut bozulmaları olarak belirtilmiştir. Bütün vücut titreşimine maruz kalan bazı işçilerin böbrek ağrısından da şikayet ettikleri vurgulanmıştır. Ayrıca, bütün vücut titreşimine maruz kalınma nedeniyle bayanlarda düşük yapma ve diğer jinekolojik rahatsızlıkların da gözlenebileceği uyarısı yapılmıştır.

İbrahim (1999) yılında, yayınlanan doktora tezinde traktör kabininde ergonomi ve tasarım ilişkilerini incelemiştir. Buna göre, koltuk tasarımında; koltuk ölçüleri, ağırlık ayarlama mekanizması, koltuk döşemesi ve kaplaması, koltuk donanımının emniyet özellikleri ve yalıtım sistemi göz önüne alınacak konulardır. Çalışmada, koltuk yalıtım sisteminin % 30...% 60 oranlarında titreşimi yalıtılabildiği vurgulanmıştır. Araştırmacı, doğal frekansı 2 Hz'in altında olan koltukların, doğal frekanslarının daha çok sönümlendiğini belirtmiştir.

Çarman (2000) yılında, Ergonomi adlı ders kitabını yayınlamıştır. Eserde, üretim sistemlerinde ergonomik yönden en önemli ortam ve makine özellikleri; sıcaklık ve

nem, titreşim, gürültü, zehirli gazlar ve tozlar ile yerleşim olarak belirtilmiştir. Bu özelliklerden titreşim hareketlerinin, insanı rahatsız ettiği, yorduğu veya sağlığını bozduğu belirtilmiştir. Titreşim etkilerinden korunmak için, titreşimin kaynaktan kesilmesi, sürücü koltuklarının doğal frekansının 2 Hz'den aşağıda tutulması ve titreşimli ortamda çalışan personelin sık sık değiştirilerek çalıştırılması gibi önlemler tavsiye edilmektedir.

(2000) yılında, Uluslararası Standardizasyon Örgütü (ISO) tarafından, inşaat ve kazı makinelerinin sürücü koltuklarının laboratuvar değerlendirmesi hakkındaki ISO 7096 standardının üçüncü baskısı yayınlanmıştır. Standartta, Sınıf 6 iş makineleri için verilen titreşim girdi değerlerinin, aynı zamanda Sınıf 1 tarım traktörleri için de kullanılabileceği belirtilmektedir.

Güney Afrika'da faaliyet gösteren Ergonomics Technologies adlı kuruluşun internet sitesinde, 2000 yılından itibaren titreşimle ilgili temel bilgilerin yer aldığı, makaleler yayınlanmaya başlanmıştır. Bunlardan bütün vücut titreşimi ile ilgili olan yayında bütün vücut titreşiminin iş makinesi operatörünü etkileyen iki kuvvet tipi tarafından meydana geldiği belirtilerek, bu kuvvet tipleri; bozuk yüzeyli arazide hareket eden aracın şasisinde oluşan düşük frekanslı titreşim kuvvetleri ile aracın yol üzerindeki bir çukura düşmesi veya bir engele çarpması neticesinde anlık olarak meydana gelen şok yüklenmeleri olduğu açıklanmıştır. Yayında, yol dışı araçları kullanan kişilerin 0,5...80 Hz aralığındaki bir frekans bandında titreşime maruz kaldıkları belirtilmektedir. İnsan vücudunun titreşim ortamında rijit bir kütle gibi davranmadığı, vücudu oluşturan değişik doku ve organların doğal frekanslarının farklı olduğu vurgulanmıştır. 2,5...5 Hz arasındaki frekanslarda boyun ve bel bölgesindeki omurların rezonansa girdiği, böylece titreşim genliğinin % 240 civarında artış gösterdiği; 4...6 Hz arasındaki frekanslarda gövdenin rezonansa girdiği, titreşim genliğinin % 200 dolaylarında artış gösterdiği ve son olarak 20...30 Hz arasındaki frekanslarda omuzlar ve başın rezonansa girdiği, bu durumda genliğin % 350 dolaylarında artış gösterdiği belirtilmiştir. Titreşim ölçümünün frekans ağırlık faktörleri kullanılarak, ortogonal 3 eksen (x, y ve z eksenleri) ölçülmesi gerektiği vurgulanmıştır. Bütün vücut titreşimi

ölçülürken, ölçüm sonuçlarının mekanik, biyolojik ve fizyolojik faktörler göz önüne alınarak değerlendirilmesi gerektiği ileri sürülmüştür.

Gunston *et al.* (2001) yılında, yayınlanan çalışmalarında süspansiyonlu koltukların dinamik tepkilerini simüle eden iki yöntemi karşılaştırmıştır. Bunun için, Institute of Sound and Vibration Research ve Institut National de Recherche et de Sécurité tarafından geliştirilen iki süspansiyonlu koltuk modelinden elde edilen tahminî performans değerleri ile, bir adet yatay tip mekanik süspansiyonlu kazı ve inşaat makinesi koltuğu ve bir adet dişey tip mekanik süspansiyonlu forklift koltuğundan elde edilen gerçek performans değerleri karşılaştırılmıştır. Bu amaçla, bu tip yol dışı makinelerin çalışma koşullarından elde edilen 2,1 Hz, 2,35 Hz ve 3,25 Hz'lik frekanslarda bir titreşim hareketi simüle edilmiş ve koltuklar 58 kg'lık sabit kütleler ile yüklenerek titreşim deneyine tabi tutulmuştur. Kurulan modellerde koltuk süspansiyon parametreleri; helezon yaylar, hidrolik amortisör, yatay tip mekanik süspansiyon tipinde kullanılan alt durdurma takozu, dişey tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda kullanılan üst durdurma takozu, koltuk üzerindeki sabit kütle ile süspansiyon sisteminin hareket ettirdiğı koltuk parçasının kütlesinden oluşan hareket eden toplam kütle ve koltuk minderinin sertliğı olarak belirlenmiştir. Parametrelerin k ve c katsayıları gerçek uygulama deneyleri ile belirlenmiş, iç ve dış sürtünme kuvvetleri teorik olarak hesaplanmış ve simülasyon hareketi ile koltuk üzerinde oluşabilecek ivme değeri ve bu değerlerden hesaplanan TDD tahmin edilmeye çalışılmıştır. Sonuçlar gerçek deneylerden elde edilen değerler ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, her ne kadar gerçek değerlerden elde edilen değerler tam olarak tahmin edilememişse de, bazı hâllerde, özellikle düşük frekanslı ve alçak genlikli titreşim ortamında, modellerden gerçeğe yakın değerler hesaplandığı belirtilerek, koltuk süspansiyon tasarımında modellemenin iyi neticeler verebileceğı belirtilmiştir.

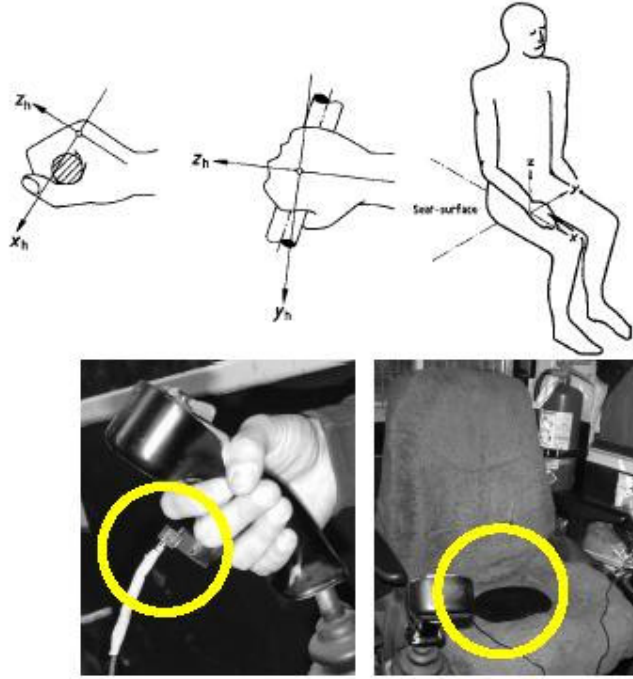
Dufner and Schick (2002) yılında, Budapeşte'de yapılan Ziraat Mühendisliğı Kongresi'nde John Deere firması tarafından geliştirilen John Deere Active Seat ticari unvanıyla piyasaya sürülmüş aktif süspansiyonlu bir traktör sürücü koltuğunun tanıtımını yapmışlardır. Tasarlanan ve imalatı gerçekleştirilen aktif süspansiyonlu koltuk ve koltuğun süspansiyon sistemi Şekil 2.2'de görölmektedir.



Şekil 2.2 Aktif süspansiyonlu John Deere Active Seat şeması (Dufner and Schick 2002)

Şekil 2.2’de görülen aktif süspansiyon sistemi, koltuğun hareketini kontrol etmek için bir elektro-hidrolik kontrol sisteminden faydalanır. Koltuğun pozisyon kontrolü elektro-hidrolik kontrol valfine bağlı durumdaki hidrolik bir silindir ile yapılır. Dijital bir kontrol cihazı ivme algılayıcısı ve pozisyon sensöründen gelen girdi değerlerini işler. Sistem operatöre gelen hareketi minimize etmek için hidrolik silindire gerekli yağ akışını düzenler. Burada aktivatörün görevi, traktör hidrolik sisteminden hidrolik yağ alarak bunu silindire iletmektir. Aktif süspansiyonlu koltuk % 90 oranında izolasyon imkânı sağlamaktadır. Bu değer piyasadaki hiçbir koltuğun erişebildiği bir değer değildir. ISO normlarına göre yapılan karşılaştırma deneyinde, traktör platformunda belirlenen frekans ağırlıklı KOK ivme değeri $1,30 \text{ m/s}^2$, karşılaştırma amacıyla kullanılan pnömatik süspansiyonlu pasif bir koltuk üzerindeki ivme değeri $1,05 \text{ m/s}^2$ ve aktif süspansiyonlu koltukta ise, $0,35 \text{ m/s}^2$ olarak belirlenmiştir. Buna göre aktif süspansiyonlu koltuk, pnömatik süspansiyonlu koltuğa göre % 66 ve traktör platformuna göre % 75 oranında izolasyon imkanına sahiptir. Bunun sonucu olarak traktör sürücüsünün konforu daha da artmış, daha uzun süre çalışma imkanı sağlanmış ve iş verimi artmıştır.

(2002) yılında, Pasific Northwest Agricultural Safety and Health Center tarafından Washington Üniversitesi'ne yaptırılan Ormancılık Titreşimi ve Gürültüye Maruz Kalınma Projesi adlı çalışma yayınlanmıştır. Proje Washington Üniversitesi Çevre Sağlığı Bölümü'nden Neitzel and Yost tarafından yürütülmüştür. Proje kapsamında Washington, Alaska ve Idaho'da faaliyet gösteren 8 kereste şirketinin faaliyet yaptığı 15 bölgede 58 orman işçisinin maruz kalınma sınırları değerlendirilmiştir. Bu amaçla 57 işçinin gürültüye maruz kalma seviyeleri ölçülmüş, bunların 26'sının yani % 46'sının aşırı dozda gürültüye maruz kaldıkları belirlenmiştir. 49 işçide ise, 259 el-kol ve 115 bütün vücut titreşim ölçümleri yapılmıştır. Titreşim ölçümlerinin yapıldığı koordinat eksenleri ve kullanılan ivme algılayıcıları Şekil 2.3'te verilmiştir.



Şekil 2.3 El-kol ve bütün vücut titreşimi ölçüm koordinatları ile ölçümlerde kullanılan ivme algılayıcılar (Neitzel and Yost 2002)

El-kol titreşim ölçümü yapılan işçilerin % 57'sinin; bütün vücut titreşim ölçümü yapılan işçilerin ise, % 75'inin tavsiye edilen 8 saatlik çalışma limitinden uzun bir süre çalıştıkları ve yüksek yoğunluklu titreşim hareketine maruz kaldıkları belirlenmiştir. İşçilerin kullandıkları ekipmanlar içerisinde en yüksek gürültü kaynağı, zincirli testereler, yol greyderleri ile ön ve arka yükleyiciler olarak tespit edilmiştir. Aynı şekilde en yüksek titreşim kaynakları, el-kol titreşimi için zincirli testereler ile ön ve

arka yükleyiciler; bütün vücut titreşimi için ise, tomruk taşıma makineleri olarak belirlenmiştir. Aşırı gürültü ve titreşime maruz kalan işçi oranlarının yüksekliği nedeniyle, şirket yetkilileri tarafından alınacak mühendislik ve idari tedbirlerle gürültü ve titreşim kontrol programlarının azami çaba ile yürütülmesi tavsiye edilmiştir.

Scarlett *et al.* (2002) yılında, yayınlanan araştırmalarında standart test yöntemleri kullanarak, çağdaş tarım traktörlerinden kaynaklanan, bütün vücut titreşimini incelemişlerdir. Titreşim deneyleri ISO 5008 (2002)'de öngörülen 100 m'lik standart tarla yolu pistinde ve 35 m'lik standart engebeli arazi pistinde yapılmıştır. Standart deney pistleri Şekil 2.4'de görülmektedir. Araştırmada 5 adet traktör kullanılmıştır. Traktörlerden üçü, koltuk haricinde herhangi bir titreşim yalıtım sistemine sahip değildir. Bir traktörün kabini, titreşime karşı tamamen yalıtılmış olup, diğer traktör hem ön aksta hem de kabinin arka tarafında bir süspansiyon sistemine sahiptir. Traktörler 100 m'lik pistte 10, 12, 13, 14, 15, 16, 18, 20 ve 30 km/h'lik hızlarla ve 35 m'lik pistte 4, 5, 6, ve 7 km/h'lik hızlarda test edilmiştir. Deneyler sırasında, traktör platformundan ve sürücü koltuğundan titreşim ivmesi değerleri ölçülmüş, bu değerlerin frekans ağırlıklı KOK ivme seviyeleri deney sonucunu oluşturmuştur. Sonuçlar, ISO 2631 (1997)'de belirtilen 1,4'lük çarpım faktörüyle çarpılarak değerlendirilmeler yapılmıştır. Yapılan deneylerde, traktör platformundan ölçülen ivme değerini etkileyen faktörler, traktörün üzerinden gittiği yüzey, ilerleme hızı, traktör kütlesi, lastik boyutları ve buna bağlı olarak basınçları ve kullanılan süspansiyon elemanları olarak belirlenmiştir. Koltuk üzerinden ölçülen ivme değerine ise, koltuk süspansiyon tipinin karakteristikleri etkilidir. Deneylerde, ilerleme hızı ve üzerinde hareket edilen pistteki engebeler ile titreşim büyüklüğünün arttığı belirlenmiştir. Aynı şekilde, hafif traktörlerin platformunda, ağır traktörlere göre daha büyük ivme değerleri ölçülmüştür. Ancak, ağır traktörlerin her ikisi de koltuk haricinde süspansiyon elemanlarıyla donatılmıştır. Koltuktan ölçülen maksimum ivme değerleri $0,8...1,5 \text{ m/s}^2$ aralığında belirlenmiştir. Bu değerler, 1,4 çarpım faktörünün uygulanması ile, $1,2...2,00 \text{ m/s}^2$ aralığına yükselmiştir. The EU Physical Agents (Vibration) Directive'in, 8 saatlik çalışma periyodu için maruz kalınması gereken ivme seviyesini $1,15 \text{ m/s}^2$ olarak belirlediği belirtilerek, tüm traktörlerin belirgin bir risk altında olduğu vurgulanmıştır. Ancak, daha kesin hükümler

verilebilmesi için, gerçek tarımsal faaliyetlerden alınacak verileri inceleyecek yeni araştırmaların yapılması gerektiği vurgulanmıştır.



100 m'lik standart tarla yolu pisti



35 m'lik standart engebeli deney pisti

Şekil 2.4 Standart deney pistleri (Scarlett *et al.* 2002)

(2003) yılında, Türk Standartları Enstitüsü tarafından tekerlekli tarım traktörlerinin sürücü koltuklarına iletilen titreşimin laboratuvarda ölçülmesi hakkındaki standart olan TS ISO 5007 yayınlanmıştır.

(2003) yılında, Madrid’de yapılan OECD 12. Test Mühendisleri Konferansı’nda John Deere firması tarafından katılımcılara aktif yalıtım sistemi ile donatılmış traktör ve sürücü koltuğunun deney sonuçlarının yer aldığı bir yayın dağıtılmıştır. İlgili yayında, deneylerin standart tarla yolu pistinde 12,5 km/h ve 20,0 km/h ilerleme hızlarında yapıldığı belirtilmiştir. Deney sonuçları incelendiğinde, aktif yalıtım sistemi ile donatılmış ekipmandan alınan verilerin, sınır değerlerin çok altında olduğu ve düşük frekanslarda en uygun yalıtım sisteminin aktif yalıtım sistemi olduğu görülmektedir. Yapılan bu deneyin sonuçları Çizelge 2.1’de verilmiştir.

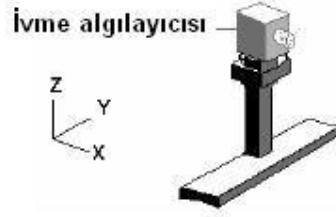
Çizelge 2.1 John Deere Active Seat titreşim deneyi sonuçları (Anonymous 2003b)

12,5 km/h İlerleme Hızı			20,0 km/h İlerleme Hızı		
Frekans (Hz)	İvme (gidiş) (m/s ²)	İvme (dönüş) (m/s ²)	Frekans (Hz)	İvme (gidiş) (m/s ²)	İvme (dönüş) (m/s ²)
1,00	0,04920	0,03508	1,00	0,07362	0,04864
1,25	0,08590	0,06554	1,25	0,08943	0,02838
1,60	0,06209	0,07789	1,60	0,15329	0,09397
2,00	0,17519	0,17002	2,00	0,19454	0,23469
2,50	0,09920	0,11535	2,50	0,11790	0,07244
3,15	0,06060	0,05585	3,15	0,09290	0,05662
4,00	0,10221	0,06808	4,00	0,08610	0,12488
5,00	0,07525	0,07603	5,00	0,11079	0,10902
6,30	0,12289	0,15631	6,30	0,10990	0,14109
8,00	0,10580	0,11885	8,00	0,13836	0,10641
10,00	0,08204	0,09397	10,00	0,09683	0,06273
12,50	0,05260	0,04842	12,50	0,05070	0,03585
16,00	0,03673	0,03614	16,00	0,04472	0,03864
20,00	0,03240	0,02894	20,00	0,04451	0,03733
25,00	0,01540	0,01089	25,00	0,01916	0,00846
31,50	0,01462	0,01294	31,50	0,01528	0,01474
40,00	0,00945	0,00839	40,00	0,01023	0,01023
50,00	0,00159	0,00257	50,00	0,00334	0,00266
63,00	0,00733	0,00729	63,00	0,00846	0,00731
80,00	0,00381	0,00375	80,00	0,00404	0,00410

T. C. Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı (2003) yılında, titreşim yönetmeliğini yayınlamıştır. Bu yönetmelik, 23 Aralık 2003 tarih ve 24325 sayılı Resmi Gazete’de yayınlanarak yürürlüğe girmiştir. Yönetmelikte, işçilerin mekanik titreşime maruz kalmaları sonucu ortaya çıkabilecek sağlık ve güvenlik risklerinden korunmalarını sağlamak için gerekli önlemler belirtilmektedir.

Dhingara *et al.* (2003) yılında, yayımlanan makalelerinde traktörlerde sürücü konforunun koltuk sisteminin statik ve dinamik karakteristiklerinden etkilendiğini belirtmişlerdir. Çalışmada geniş bir temas yüzeyinde, yumuşak bir koltuk üzerindeki insan-koltuk ara yüzeyindeki basıncın, sert koltuklardan daha düzgün olarak yayıldığı belirtilmiştir. Sert bir koltuktaki insan-koltuk ara yüzeyindeki basınç dağılımının, koltuk yüksekliği, duruş, minder tipi ve frekans ile titreşimden etkilendiği vurgulanmıştır. Ara yüzeydeki dinamik basınç, 1-10 Hz frekans aralığında, sinüzoidal olarak kabul edilebilecek bir titreşim hareketi olarak tarif edilmiş, titreşim tahriki altında, 4,5-5 Hz rezonans frekansı dolaylarında, genliğin artmasının maksimum oturma yeri basıncının ve maksimum efektif temas yüzeyinin artmasına neden olacağı belirtilmiştir. Duruş baskısı, bütün vücut titreşimi ve şokların bel ağrılarına neden olan önemli faktörler olarak göz önüne alınması gereken parametreler olarak açıklanmıştır. Bununla beraber, uygun bir bel desteği ve yan destekler ile uygun minder tipi kullanmanın bu etkileri azaltabileceği belirtilmiştir.

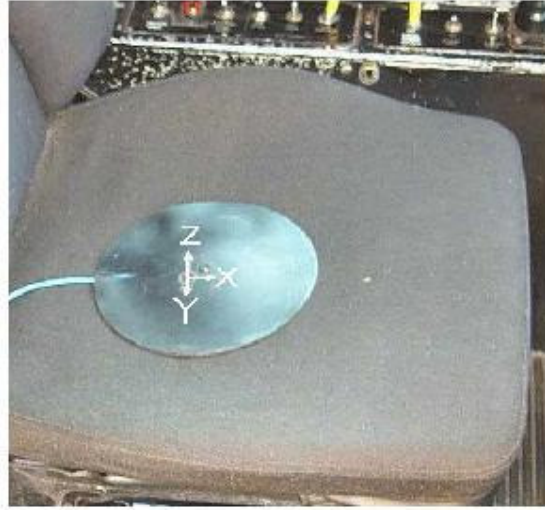
Eaton (2003) yılında, Otobüs Sürücüleri ve İnsan Titreşimi konulu araştırma raporunu yayınlamıştır. Çalışmada bir otobüs filosundan seçilen otobüsler kullanılmıştır. Otobüsler tipik kullanım koşullarında sürülerek deneyler yapılmıştır. Araştırmada, dümenleme simidi üzerinden el-kol titreşim ölçümleri ve koltuk üzerinden bütün vücut titreşimi ölçümleri yapılmış ve değerlendirilmiştir. Ölçümler üç eksenli ivme algılayıcıları ve titreşim analiz cihazı ile yapılmıştır. El-kol titreşim ölçümünde kullanılan ivme algılayıcısı ve bu amaçla geliştirilmiş el adaptörü ile bütün vücut titreşim ölçümleri için kullanılan ivme algılayıcısı Şekil 2.5’de görülmektedir.



a. El-kol titreşim ölçümlerinde kullanılan ivme algılayıcısı ve el adaptörü



b. Dümenleme simidinde el-kol titreşim ivmesinin ölçülmesi



c. Bütün vücut titreşim ölçümleri için ivme algılayıcısının sürücü koltuğuna yerleştirilmesi

Şekil 2.5 Otobüslerde dümenleme simidinde ve koltukta titreşim ivmesi ölçümlerinde kullanılan ivme algılayıcıları (Eaton 2003)

Araştırmacı farklı frekanslardaki titreşimlere karşı insan vücudunun duyarlılığının ölçüm zincirine eklenen frekans ağırlıkları vasıtasıyla belirlendiğini belirterek, el-kol titreşim ölçümlerinde W_h ; bütün vücut titreşim ölçümlerinde x ve y eksenleri için W_d , z eksenini için W_k frekans ağırlıklarını kullanmıştır. Şehir içi ve şehirler arası yollarda yapılan ölçümler neticesinde el-kol titreşimi için x ekseninin, bütün vücut titreşimi için z ekseninin dominant olduğu belirlenmiştir. El-kol titreşim ölçümlerinde en iyi sonuçlar şehirler arası otobüsler ile körüklü otobüslerden elde edilmiş, bütün vücut titreşim

ölçümlelerinde ise, yine şehirler arası otobüsler iyi netice vermiştir. Yoldaki engebelerin ve ilerleme hızının titreşim ivme değerlerini yükseltici bir unsur oldukları vurgulanarak, ölçüm sonuçlarının, American Conference of Government Hygienists ve ISO 2631-1 (1997)'de belirtilen riskli bölgelerin çok altında bulunduğu belirtilmiş ve araştırma kapsamında yer alan otobüsleri kullanan sürücüler için herhangi bir sağlık riskinin bulunmadığı sonucuna varılmıştır.

Nadine Marks (2003) yılında, inşaat ve kazı faaliyetlerinde kullanılan ağır ekipmanların operatörleri için sağlık risklerini içeren bir rapor yayınlamıştır. Raporda ağır makine operatörlerinin uzun süre oturarak çalışma, bütün vücut titreşimi ve kontrol kumandalarının tekrarlamalı işletimi yüzünden kas rahatsızlıkları çektikleri belirtilmektedir. İnşaat ortamında çalışan mühendis ve işçilerin en çok omuz problemleri, bel ağrısı, sindirim rahatsızlıkları ve genel yorgunluktan şikayet ettikleri vurgulanarak, bunlara sebep olarak çalışma ortamı, bütün vücut titreşimi, kısmi titreşim, görsel iş, hava durumu, dizel yakıt egzozu ve gürültü gibi çevre faktörleri ile psikolojik baskı gösterilmiştir. Bunlar arasında yer alan bütün vücut titreşiminin sırt ve bel rahatsızlıklarına, omurgada deformasyonlara ve üreme ve sindirim sistemlerinde problemlere neden olabileceği belirtilerek, titreşimin ayrıca kalp atış hızı ve kan basıncını da değiştirebileceği vurgulanmıştır. Bütün vücut titreşiminin etkilerini azaltmak için ise, taşıtın iyi bir süspansiyon sistemi ile donatılması veya en uygun lastik basınç değerlerinin seçilmesi, süspansiyon sistemli koltuk kullanma (özellikle pnömatik süspansiyonlu bir koltuğun kullanılması), engebeli arazi üzerinde çalışırken azami derecede dikkat gösterme ve ilerleme hızını yavaşlatma, koltuğun eğim açısını 30 dakikada bir değiştirerek, titreşimin vücuda giriş doğrultularını değiştirme ile çalışırken bir veya iki saatte bir beş dakikalık molalar verilmesi önerilmektedir. Raporda kısmi titreşim başlığı altında el-kol titreşimi tanımlanmıştır. El-kol titreşiminin neden olduğu en önemli rahatsızlığın Raynaud Sendromu da denilen beyaz parmak hastalığı olduğu belirtilerek, özellikle soğuk havalarda çalışmada ellerin sıcak tutulması için eldiven giyilmesi, belirli periyotlarda molalar verilerek parmakların ve ellerin hareket ettirilmesi ve el tutamaklarının absorpsiyon materyali ile kaplanması önerilmektedir.

Rosen and Arcan (2003) yılında, yayınladıkları makalelerinde, bir titreşim ortamındaki insan vücudu-koltuk sisteminin modellenmesi üzerinde çalışmışlardır. Yayında, titreşim ortamlarının insanların yoğun bir şekilde maruz kaldıkları suni ortamlar olduğu belirtilerek, titreşim ortamında bir koltukta oturan kişinin modelinin kurulması için genel insan dinamikleri ile koltuk minderi, süspansiyon sistemi ve koltuk yüzey geometrisi gibi faktörlerin birlikte değerlendirilmesi gerektiği belirtilmiştir. Genel insan dinamikleri, vücudun koltuk üzerine gelen kütlesi, vücut duruşu, arkalık desteği, ayak destekleri, çalışma ve oturma durumlarında ortaya çıkan kas gerginlikleri ile titreşim eksenleri olarak belirlenmiştir.

Silleli vd. (2003), yılında yayınlanan çalışmalarında tekerlekli tarım veya orman traktörlerinin sürücü koltuğu test yöntemlerine değinmişler, bu amaçla kullanılan test teçhizatı hakkında bilgi vermişlerdir.

(2005) yılında, Türk Standartları Enstitüsü (TSE) tarafından titreşime karşı insan tepkisi ve ölçme düzenekleri hakkındaki TSE ENV 28041 numaralı standart taslağı yayınlanmıştır. Standart, frekans ağırlıkları, değerlendirme yöntemleri ve zaman ağırlıklandırma kavramlarını çizelgeler, abaklar ve matematiksel formüller yardımıyla açıklamaktadır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

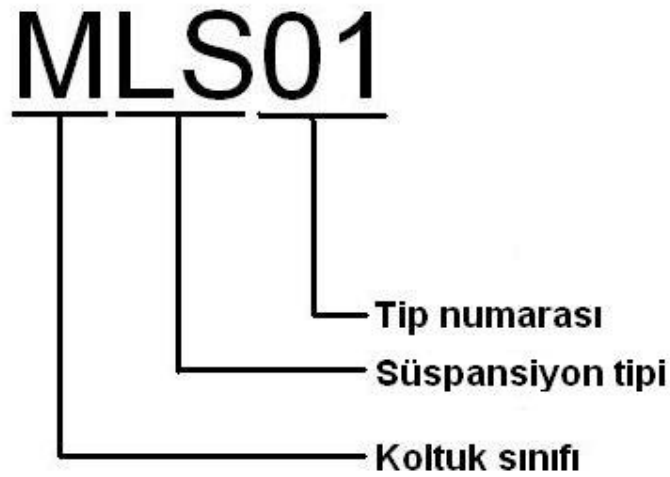
3.1 Materyal

Bu çalışmada, Kategori A tarım traktörlerine takılan sürücü koltuklarının titreşim yalıtım sistemleri incelenmiştir. Çalışma materyalini oluşturan koltukların tamamı Türkiye’de imal edilmiş olup, pasif yalıtım sistemine sahiptir. Koltuklar, titreşim yalıtım sisteminde kullanılan elemanların özelliklerine göre, mekanik ve pnömatik koltuklar olmak üzere iki grup altında sınıflandırılmıştır. Her bir sınıf Çizelge 3.1’de görülen değişik tip gruplarına ayrılmıştır.

Çizelge 3.1 Çalışmada materyal olarak kullanılan sürücü koltuklarının sınıflandırılması

Mekanik Sürücü Koltukları	Pnömatik Sürücü Koltukları
- L tipi süspansiyon - Düşey tip süspansiyon - Yatay tip süspansiyon	- Otomatik kütle ayarlı tip süspansiyon - Kütle ayarı elle yapılan tip süspansiyon

Bu araştırmada kullanılan sürücü koltukları özel bir kodlama sistemine göre tanımlanmışlardır. Bu kodlama sistemi Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1 Kodlama sistemi

Koltuk sınıfı sembolü, deneylerde kullanılan koltuğun hangi sınıfa ait olduğunu gösterir. Koltuk mekanik ise, M; pnömatik ise P sembolü kullanılmıştır. Koltuk sınıf sembolünden sonra gelen LS sembolü, koltuğun süspansiyon tipini gösterir. Kodlama sisteminde koltuk süspansiyon tiplerini ifade etmek için kullanılan sembollerin açıklaması Çizelge 3.2’de verilmiştir.

Çizelge 3.2 Koltuk süspansiyon tiplerinin sembolleri

Sembol	Açıklama
LS	L tipi süspansiyon
DS	Düşey tip süspansiyon
YS	Yatay tip süspansiyon
OA	Otomatik kütle ayarlı tip süspansiyon
MA	Kütle ayarı elle yapılan tip süspansiyon

Koltuk sınıfı ve koltuk süspansiyon tipi sembollerinden sonra gelen sayı ise, koltuk tip numarasını ifade etmektedir. Çizelge 3.3’de bu araştırmada kullanılan sürücü koltukları görülmektedir.

3.1.1 Araştırmada kullanılan mekanik sürücü koltukları

3.1.1.1 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar

L tipi süspansiyonlu koltuklara, koltuğun yerleşim şekli L harfine benzediği için bu ad verilmiştir. Bunlar, bu araştırmada kullanılan en basit koltuk tipini temsil ederler. Koltuk, çatıya yataklandırılmış makaslar üzerinde askıda durmaktadır. Makaslar, Ø 16 mm’lik boru malzemeden bükülerek imal edilmiş iki parçadan oluşur. Makas parçaları, ön tarafta koltuk çatısındaki yuvadan ve arka tarafta yükseklik ayar vidasının altındaki lamadan geçen miller ile birbirine bağlanmıştır. Makaslar koltuğa salınım hareketi yapabilmesi için elastik bir ortam sağlar. Arka makas yatağından geçen mile amortisörün alt tarafı yataklandırılmıştır. Amortisörün üst tarafı ise, helezon yayların arasında bulunan yuvaya bağlanmıştır. L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, titreşim yalıtım sistemi koltuk arkalığının arkasına yerleştirilmiş olup, iki adet helezon yay ve bir adet hidrolik amortisörden oluşmaktadır.

Çizelge 3.3 Araştırmada kullanılan sürücü koltukları

Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları			
Koltuk Kodu	Tasarım Amacı		Durumu
	Traktör	Titreşim Sınıfı	
MLS01	Kategori A, standart tip	1 ve 2	Yeni
MLS02	Kategori A, dar izli tip	1 ve 2	Traktörden çıkma
MLS03	Kategori A, dar izli tip	1 ve 2	Traktörden çıkma
MLS04	Kategori A, standart tip	1 ve 2	Yeni
MLS05	Kategori A, standart tip	1 ve 2	Traktörden çıkma
MLS06	Kategori A, standart tip	1 ve 2	Traktörden çıkma
MLS07	Kategori A, standart tip	1 ve 2	Traktörden çıkma
MDS01	Kategori A, standart tip	1 ve 2	Yeni
MDS02	Kategori A, standart tip	1 ve 2	Traktörden çıkma
MYS01	Kategori A, standart tip	1 ve 2	Yeni
MYS02	Kategori A, dar izli tip	1 ve 2	Yeni
MYS03	Kategori A, standart tip	2 ve 3	Yeni
MYS04	Kategori A, standart tip	2 ve 3	Yeni
Pnömatik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları			
Koltuk Kodu	Tasarım Amacı		Durumu
	Traktör	Titreşim Sınıfı	
POA01	Kategori A, standart tip	2 ve 3	Yeni
POA02	Kategori A, standart tip	2 ve 3	Yeni
POA03	Kategori A, standart tip	2 ve 3	Yeni
POA04	Kategori A, standart tip	1 ve 2	Yeni
PMA01	Kategori A, dar izli tip	1 ve 2	Yeni

Helezon yaylar, alt tarafta koltuk çatısı üzerine kaynakla bağlanmış şekillendirilmiş sac malzemeden yapılan rijit parçalara ve üst tarafta ise ortasından kütle ayar vidası geçen gerdirme sacına takılmaktadır. Kütle ayar vidası çevrilmek suretiyle, helezon yayların sertliği ayarlanır. Böylece makaslar üzerinde meydana gelen salınım hareketi koltuk üzerindeki sürücünün kütesine uygun hale getirilir. Kütle ayarından amaç, koltuk üzerindeki kütlenin serbest titreşim yolunun orta konumunda kalmasını sağlamaktır. Böylece titreşim ortamında koltuk tablasının ve yalıtım sisteminin alt ve üst parçalara çarpması engellenir. Helezon yaylar ayrıca, sistemden enerji alarak, hareketin şiddetini sönmölemeye çalışır. Ancak helezon yayların sönmöleme etkinlikleri yetersizdir. Bu nedenle yalıtım sistemine bir de hidrolik amortisör yerleştirilmiştir.

Makas parçalarının arka bağlantısına yataklanan amortisör, koltuğun salınım hareketiyle çalışır. Özellikle rezonans koşullarında ve şok titreşimlerin meydana gelmesi

durumunda oluşabilecek büyük genlikli titreşimi sönümlemek, amortisörün görevidir. Amortisör, titreşim sisteminden enerji alarak, titreşim hareketini sönümlemeye çalışır.

3.1.1.2 Düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklar

Düşey süspansiyonlu mekanik koltukların şekli, L tipi süspansiyonlu mekanik koltuklara benzemektedir. Ancak, düşey süspansiyonlu mekanik koltuklarda, elastik eleman olarak makas kullanılmamıştır. Sistemin salınım hareketi, koltuğun arkasına düşey olarak yerleştirilen kızaklar vasıtasıyla gerçekleşir. Koltuk, arkasında bulunan kızakların içerisine yerleştirilmiş makaraların düşey yönde yapmış olduğu hareket vasıtasıyla salınım hareketi yapar. Koltuk çatısı, bu kızak mekanizmasına kaynakla bağlanmıştır.

Yalıtım sistemi, L tipi süspansiyonlu koltuklarda olduğu gibi iki adet helezon yay ve bir adet amortisörden oluşmaktadır. Helezon yaylar, üst tarafta makaraların göbeğinden geçen bir mile ve alt tarafta gerdirmelamasına yataklandırılmıştır. Koltuğun sürücü kütlesine göre ayarı, koltuk oturma yüzeyinin altında bulunan makaranın çevrilmesiyle yapılır. Bu makaranın ortasından bir vida geçmektedir. Makara çevrilerek bu vida sıkılır yada gevşetilir. Vidanın diğer ucu, üzerinde iki adet çelik halat bağlı bulunan bir lamadan geçmektedir. Çelik halatlar, koltuk çatısının altında bulunan plastik yataklar üzerinden geçerek, helezon yay gerdirmelamasına bağlıdır. Böylece, helezon yaylar gevşetilerek yada sertleştirilerek, kızaklarda bulunan makaraların sürücü kütlesine uygun bir şekilde hareket yapmaları sağlanır.

Sistemde helezon yaylar, koltuğa hem elastik bir ortam hazırlamakta, hem de titreşim sönümlemesine yardımcı olmaktadır. Düşey süspansiyonlu koltuklarda da asıl sönümleyici hidrolik amortisördür. Hidrolik amortisör, yalıtım sisteminin üst tarafında helezon yaylar ile birlikte makaraların göbeğinden geçen mile; alt tarafta ise, koltuk çatısına yataklandırılmıştır.

3.1.1.3 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar

Yatay süspansiyonlu mekanik koltuklarda, titreşim yalıtım sistemi koltuk oturma yüzeyinin altına yatay olarak yerleştirilmiştir. Yalıtım sistemi, diğer tiplerde olduğu gibi helezon yaylar ve amortisörden oluşmaktadır. Koltuk, makaslar üzerinde askıda durmaktadır. Titreşim ortamında, bu makaslar üzerinde salınım hareketi başlar.

Helezon yaylar, makaslar arasına yatay olarak yerleştirilmiş olup, arka tarafta makaslara bağlı bulunan bir lama üzerindeki yuvalara; ön tarafta ise, helezon yay gerdirme lamasına bağlanmıştır. Helezon yay gerdirme lamasının ortasından sürücü kütlesi ayar vidası geçmektedir. Koltuk üzerindeki sürücü, vidanın ucuna bağlı bulunan bir kolu çevirmek suretiyle helezon yayları gerdirir yada gevşetir. Böylece makasların salınım hareketi koltuk üzerindeki sürücünün kütlesine uygun hale getirilir. Helezon yaylar, aynı zamanda sistemden enerji alarak sönümleme işlevini de yerine getirirler.

Şok titreşimlerde ve rezonans koşullarında oluşabilecek yüksek genlikli titreşim hareketini sönümlemede helezon yaylar yetersiz kalmaktadır. Bu amaçla sisteme bir hidrolik amortisör eklenmiştir. Amortisör, ön ve arka tarafta makasları birleştiren millere yataklandırılmış olup, helezon yayların arasına yerleştirilmiştir. Amortisör, makasların salınım hareketiyle çalışır. Amortisörün vazifesi, titreşim sisteminden enerji alarak, hareketi sönümlemektir.

Yatay süspansiyonlu koltuklar, L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar ve dişey süspansiyonlu mekanik koltuklardan sonraki ileri bir aşamayı göstermektedir. Bu koltukların yapısı diğerlerinden daha karmaşıktır. Dolayısıyla maliyetleri de yüksektir.

3.1.2 Pnömatik süspansiyonlu koltuklar

Pnömatik süspansiyonlu koltuklar, temel olarak yatay süspansiyonlu mekanik koltuklara benzemektedirler. Ancak, bu koltuklarda titreşim yalıtım sisteminde helezon yay yerine hava rezervuarı kullanılmıştır. Hava rezervuarı, makasların arasına yerleştirilmiş olup, rezervuara hava basılarak yada rezervuardan hava alınarak makasların salınım hareketi

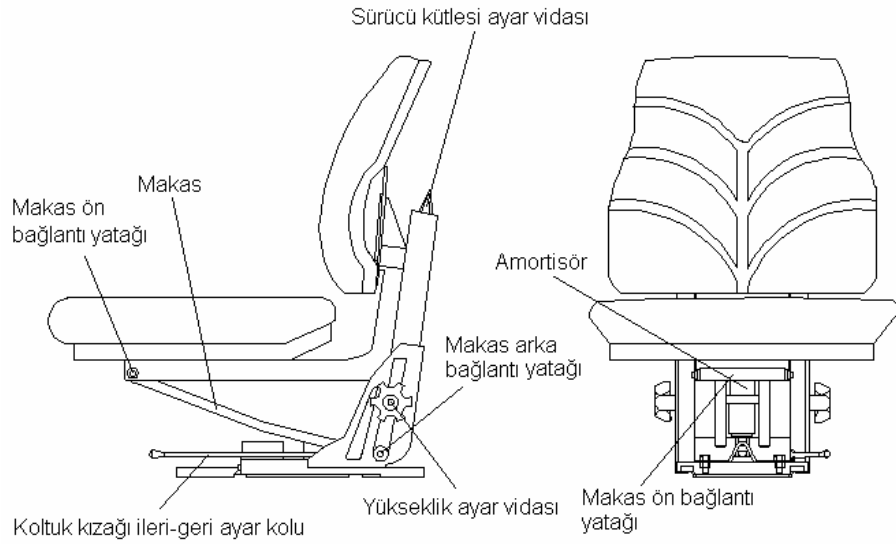
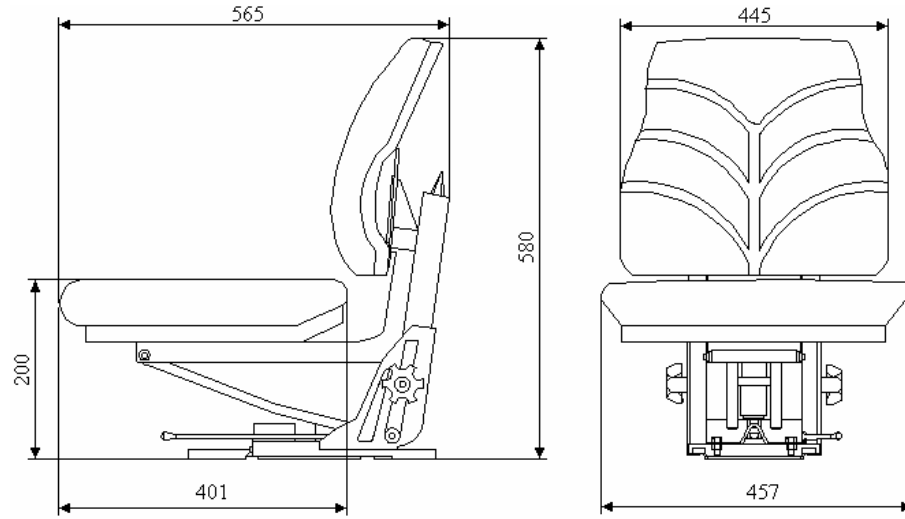
koltuk üzerindeki sürücünün kütlesine uygun hale getirilmeye çalışılır. Hava rezervuarı aynı zamanda sönümleyici işlevini de yerine getirmektedir. Şok titreşimlerde ve rezonans koşullarında oluşabilecek yüksek genlikli titreşimlerin sönümlenmesi için, yalıtım sistemine bir de hidrolik amortisör eklenmiştir.

Bu çalışmada materyal olarak kullanılan pnömatik süspansiyonlu koltuklar, otomatik sürücü kütle ayarlı koltuklar ve kütle ayarı elle yapılan koltuklar olmak üzere iki sınıf altında incelenmiştir. Otomatik sürücü kütle ayarlı koltuklarda, koltuk sürücü ile yüklü durumda iken, sürücü kütlesi ayar şalterine basılarak kompresör çalıştırılır. Kompresör, makaslardan birine bağlı durumdaki bir devre kesici milin hareketine uygun olarak rezervuara hava basar. Bu sırada makaslar yükselir. Koltuk üzerindeki kütle için uygun makas sertliği sağlandığında, devre kesici mil devreye girerek elektrik akımını keser ve kompresörü durdurur.

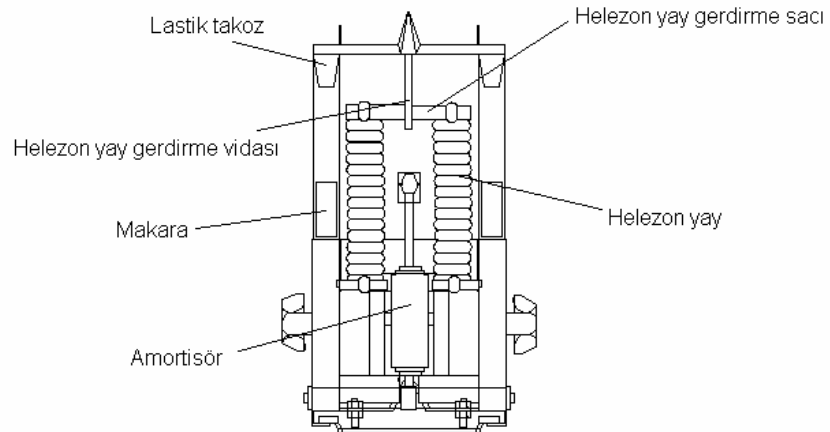
Sürücü kütle ayarı elle yapılan tip pnömatik koltuklarda ise, devre kesici mil bulunmamaktadır. Bu yüzden sürücü kütle ayarı, makaslardan birine bağlı durumdaki bir göstereye göre yapılır. Gösterge, iki renkten oluşmaktadır. Beyaz renk, koltuğun üzerindeki sürücü için uygun kütle ayar konumunda olmadığını gösterir. Bu durumda iken sürücü kütle ayar şalterine basarak kompresörü çalıştırır. Gösterge mavi renge dönene kadar, elini şalter üzerinde basılı tutarak, rezervuara hava basar. Gösterge mavi renge döndüğünde, sürücü kütlesine uygun makas yüksekliği ve sertliği sağlanmış olduğundan, elini şalterden çekerek kompresörü durdurur.

Pnömatik süspansiyonlu koltuklar, pasif titreşim yalıtım sistemleri içerisinde en gelişmiş tipi temsil etmektedirler. Yapıları karmaşık olup, imalat maliyetleri yüksektir. Bu da bu koltukların fiyatlarını artırıcı bir unsur olarak ortaya çıkar.

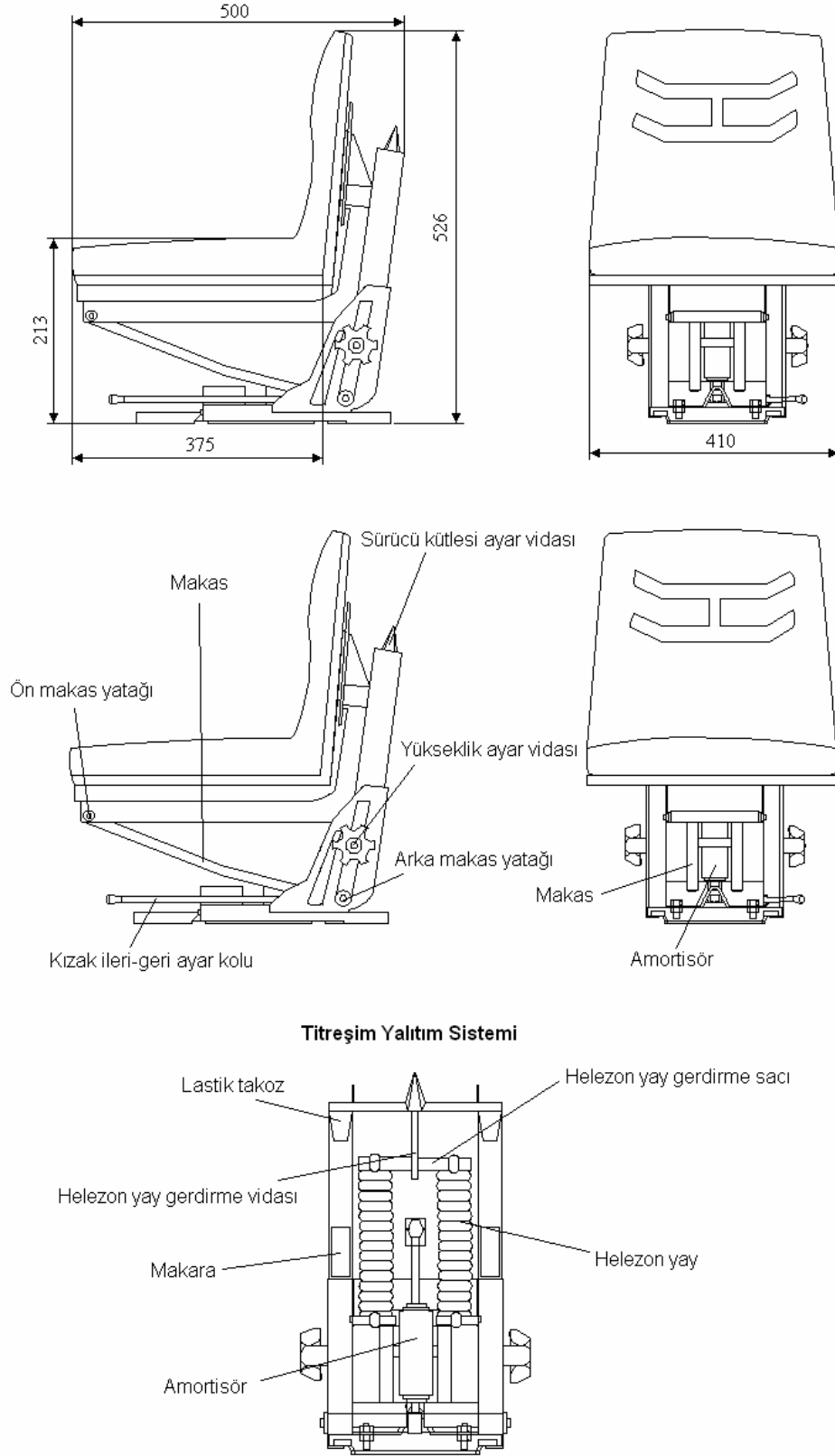
Bu çalışmada araştırma materyalini teşkil eden koltuklar ve bunların titreşim yalıtım sistemleri Şekil 3.2'den Şekil 3.19'a kadar görülebilmektedir. Çizelge 3.4'de bu çalışmada kullanılan mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları ve Çizelge 3.5'de pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının titreşim yalıtım sistemlerinde kullanılan elemanların özellikleri verilmiştir.



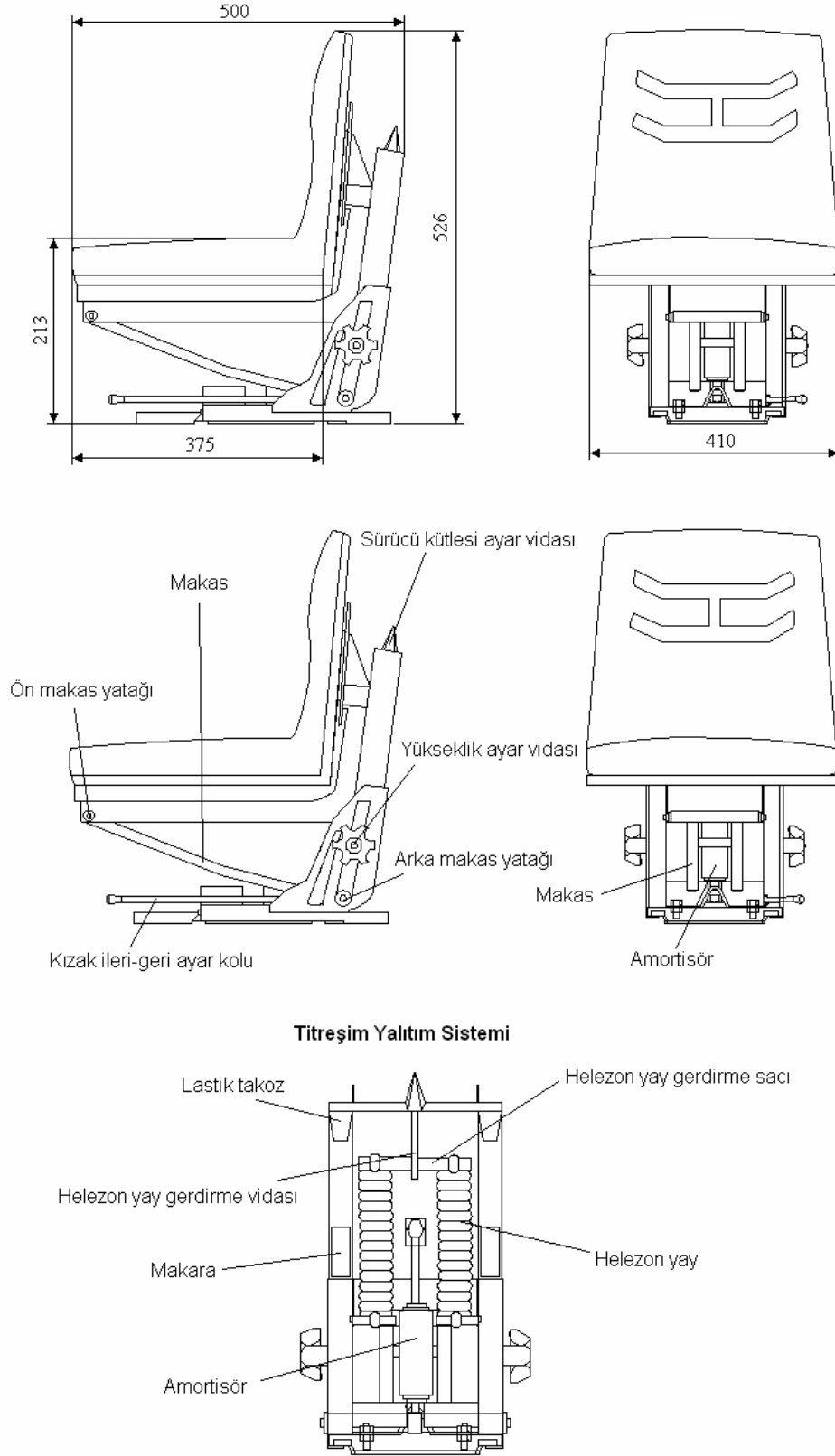
Titreşim Yalıtım Sistemi



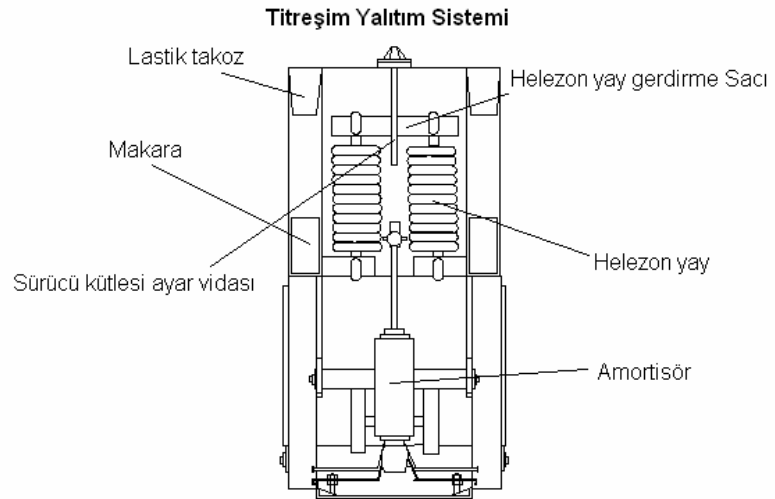
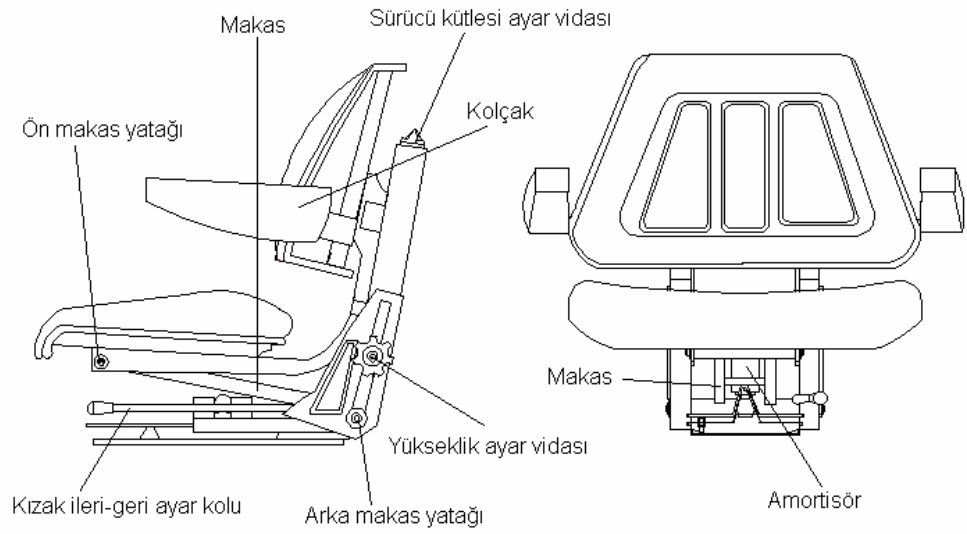
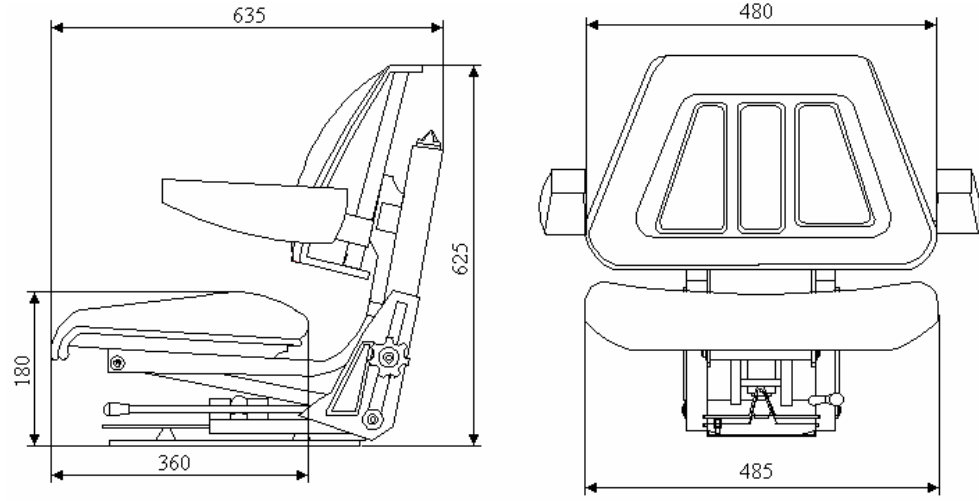
Şekil 3.2 MLS01 traktör sürücü koltuğu



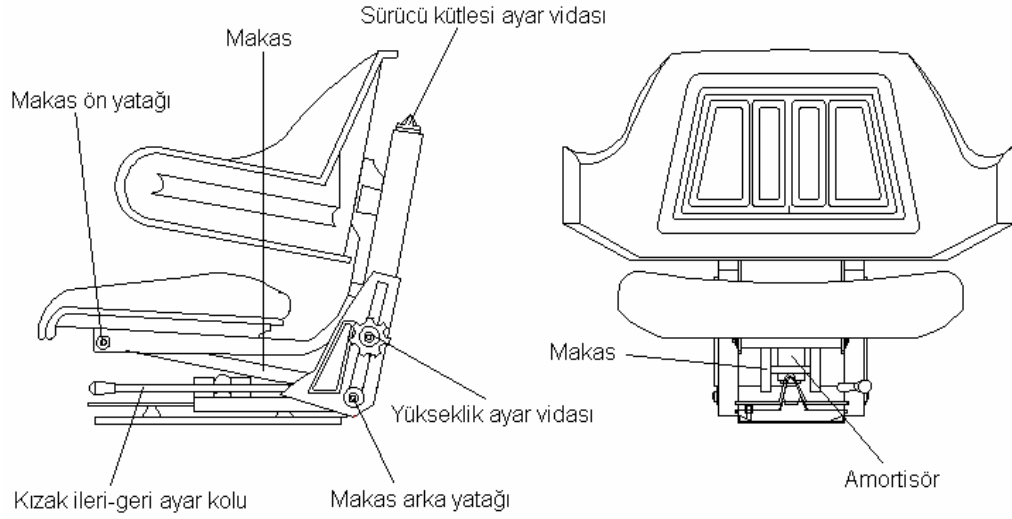
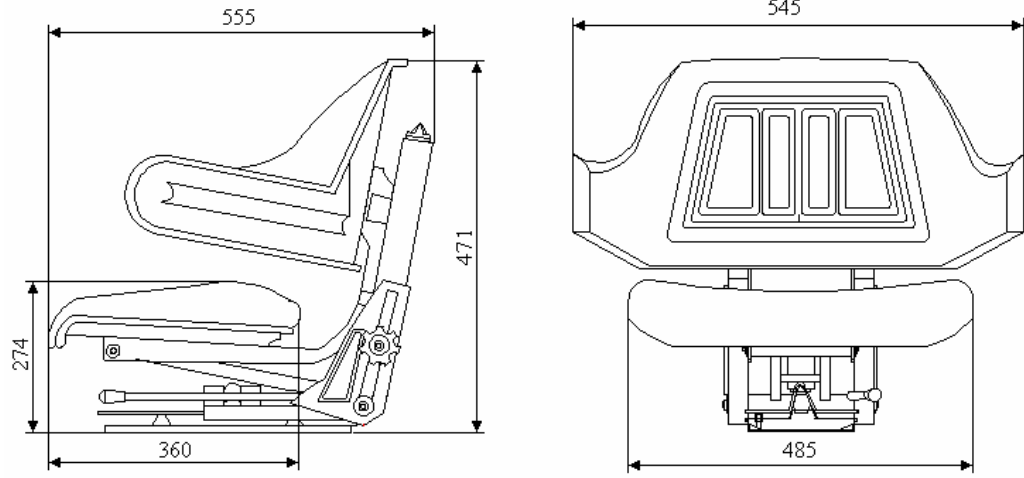
Şekil 3.3 MLS02 traktör sürücü koltuğu



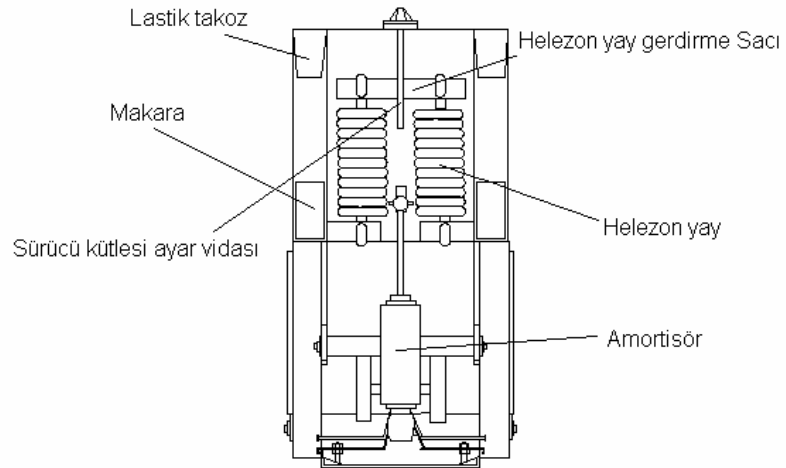
Şekil 3.4 MLS03 traktör sürücü koltuğu



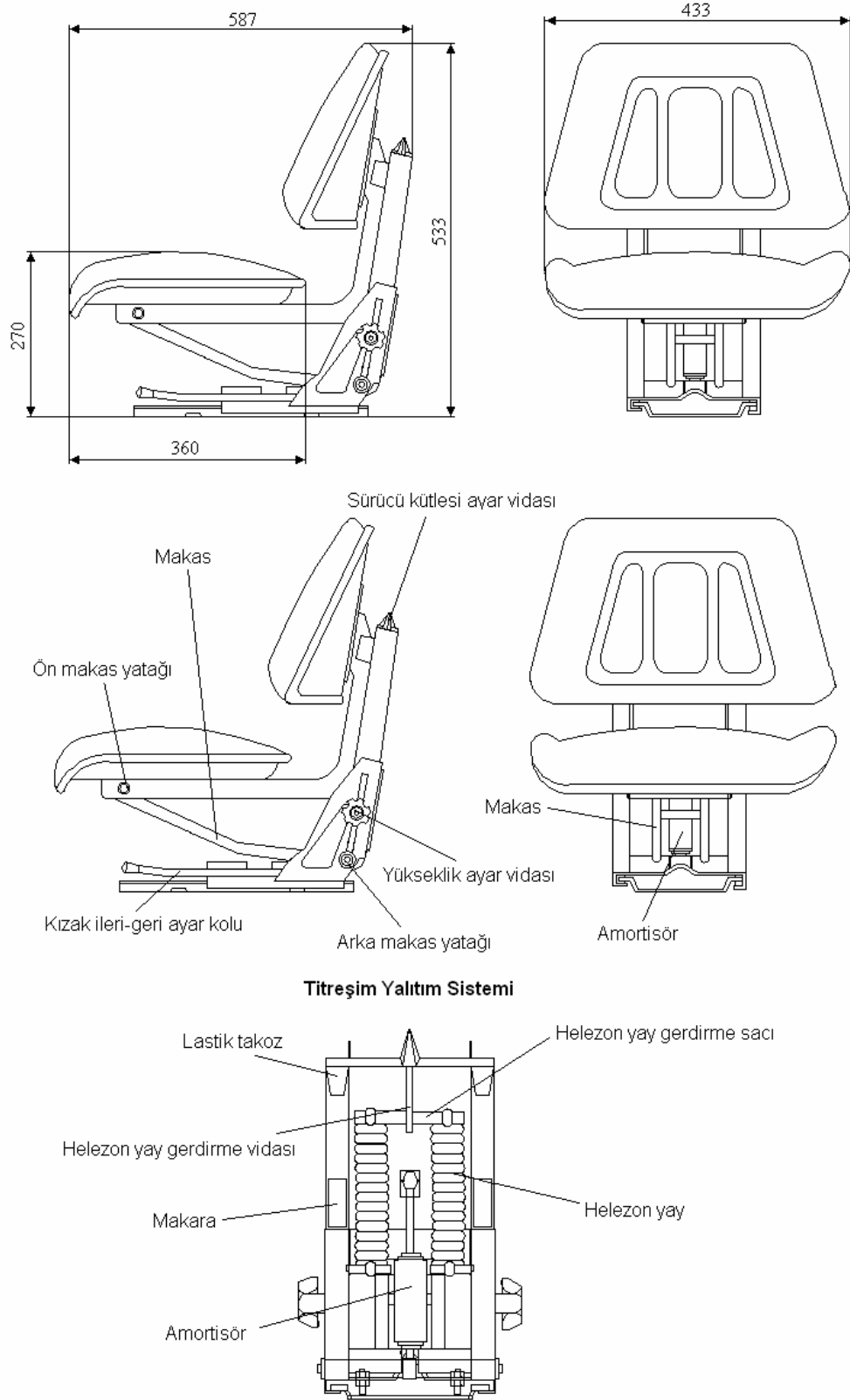
Şekil 3.5 MLS04 traktör sürücü koltuğu



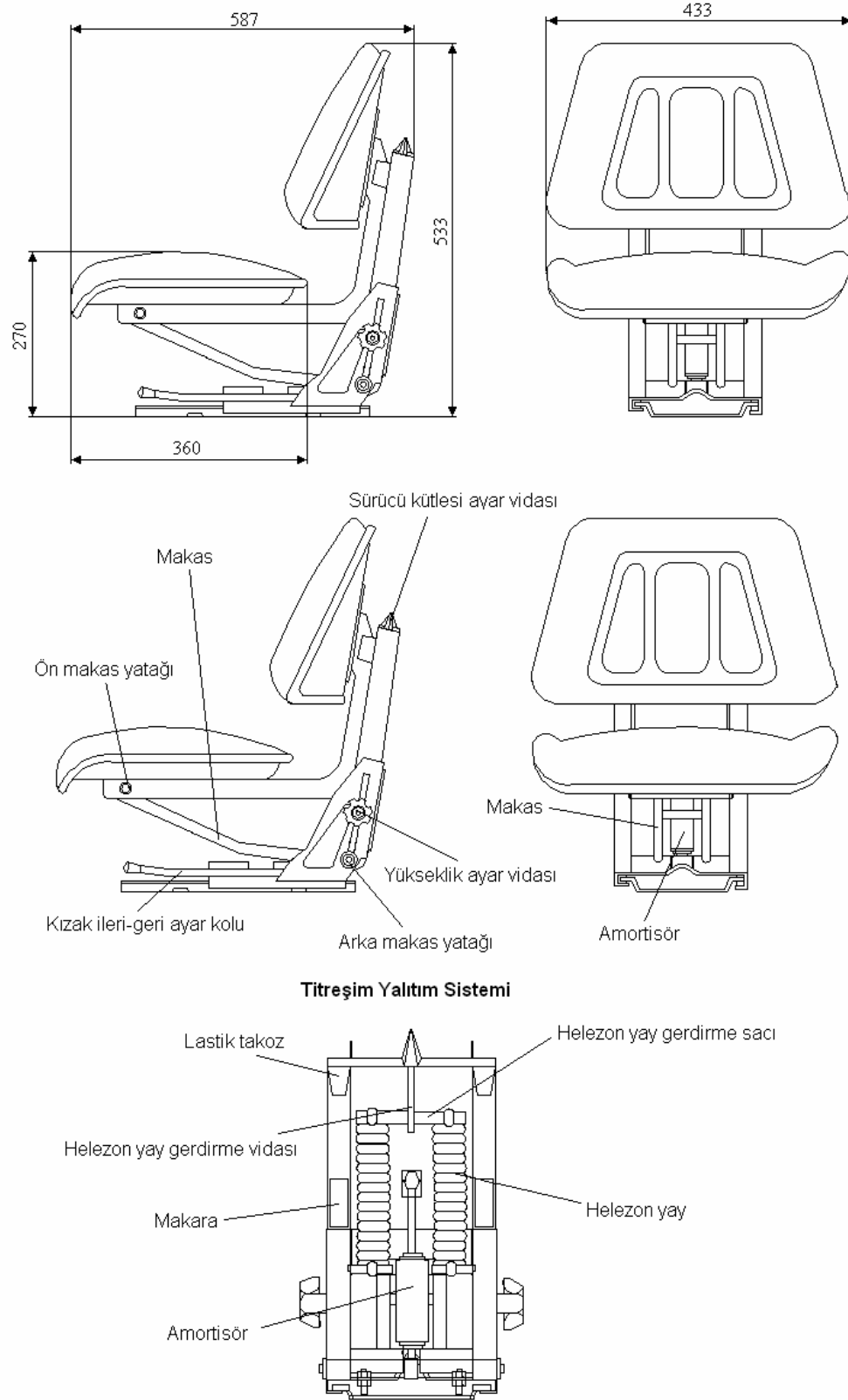
Titreşim Yalıtım Sistemi



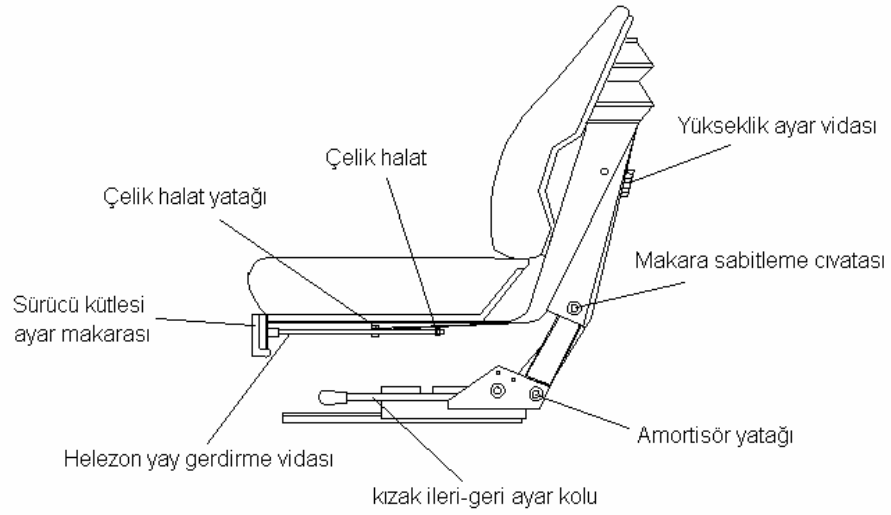
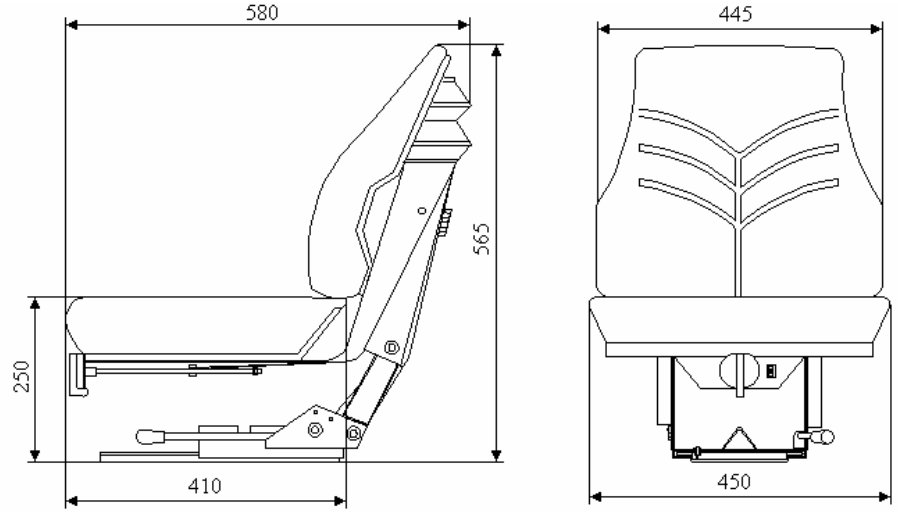
Şekil 3.6 MLS05 traktör sürücü koltuğu



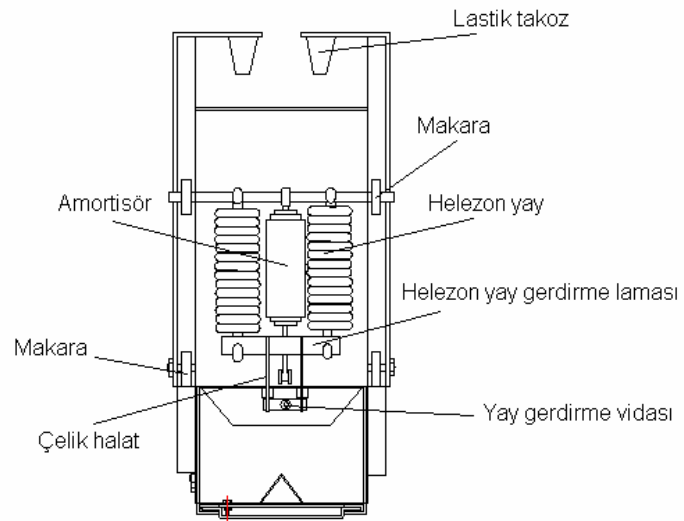
Şekil 3.7 MLS06 traktör sürücü koltuğu



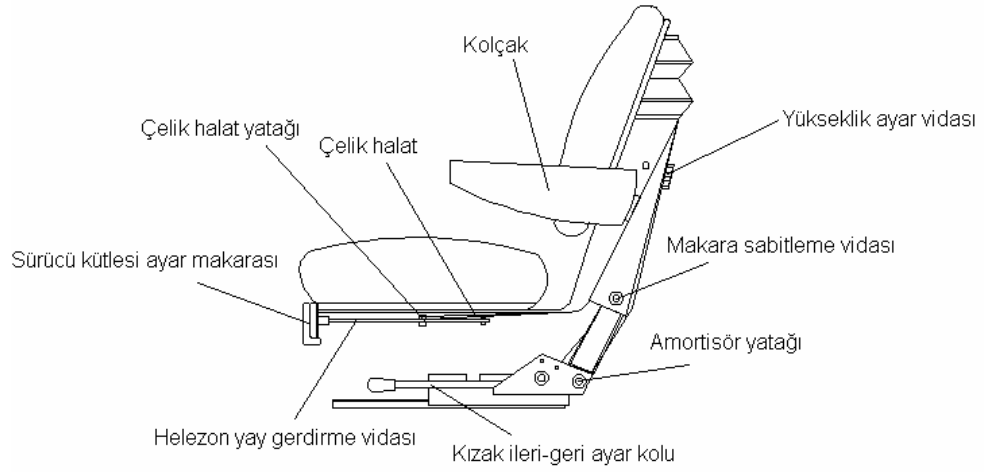
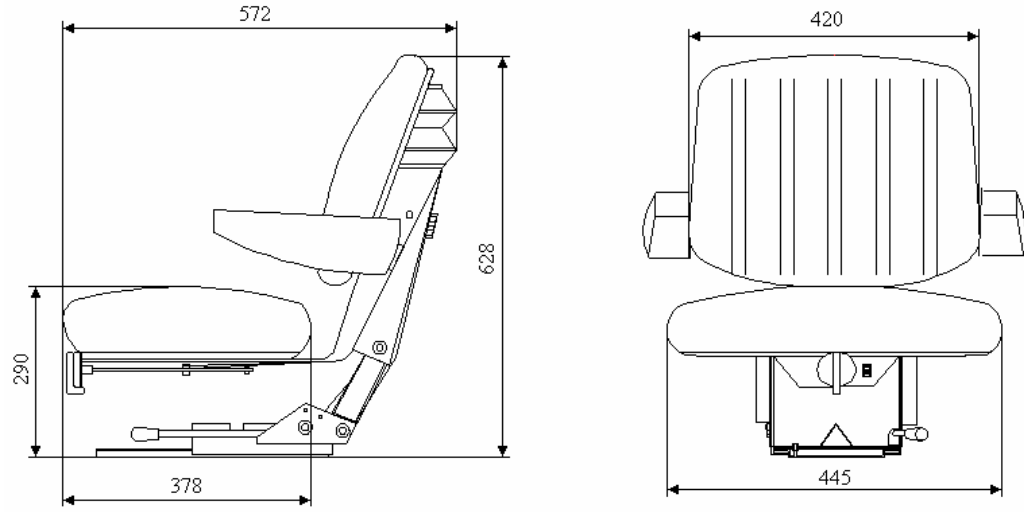
Şekil 3.8 MLS07 traktör sürücü koltuğu



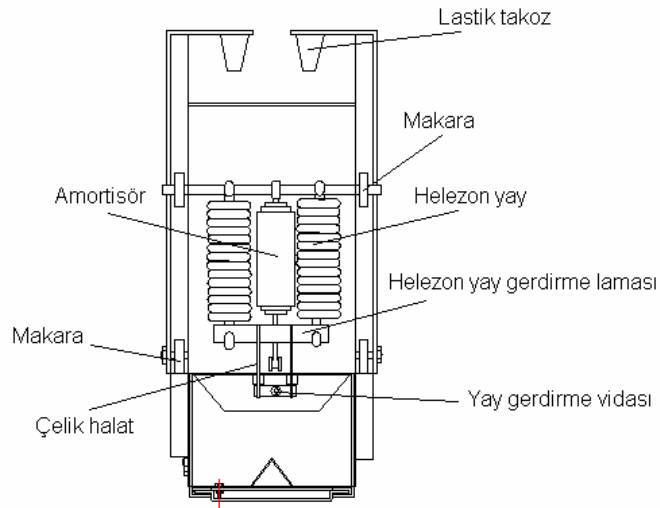
Titreşim Yalıtım Sistemi



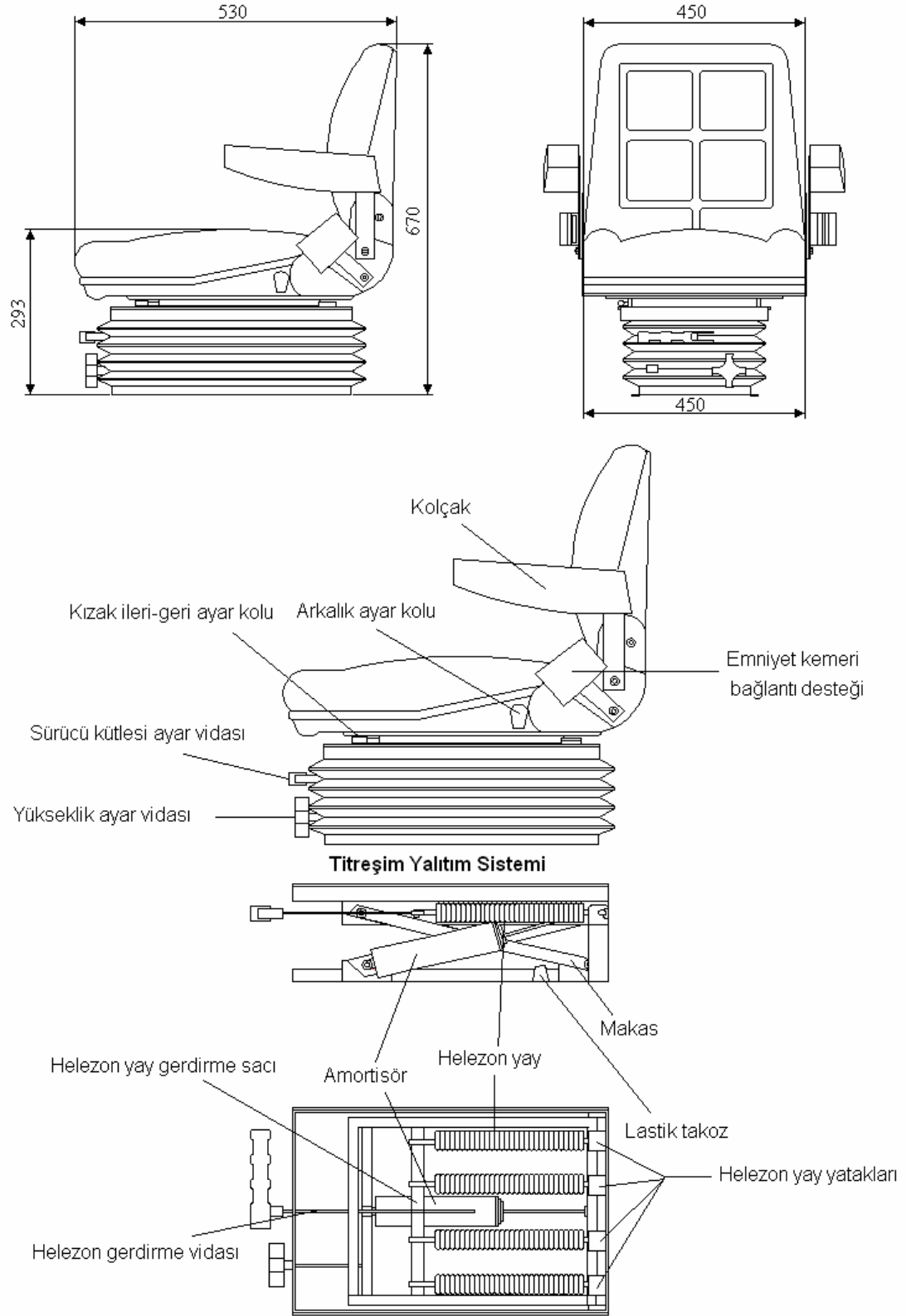
Şekil 3.9 MDS01 traktör sürücü koltuğu



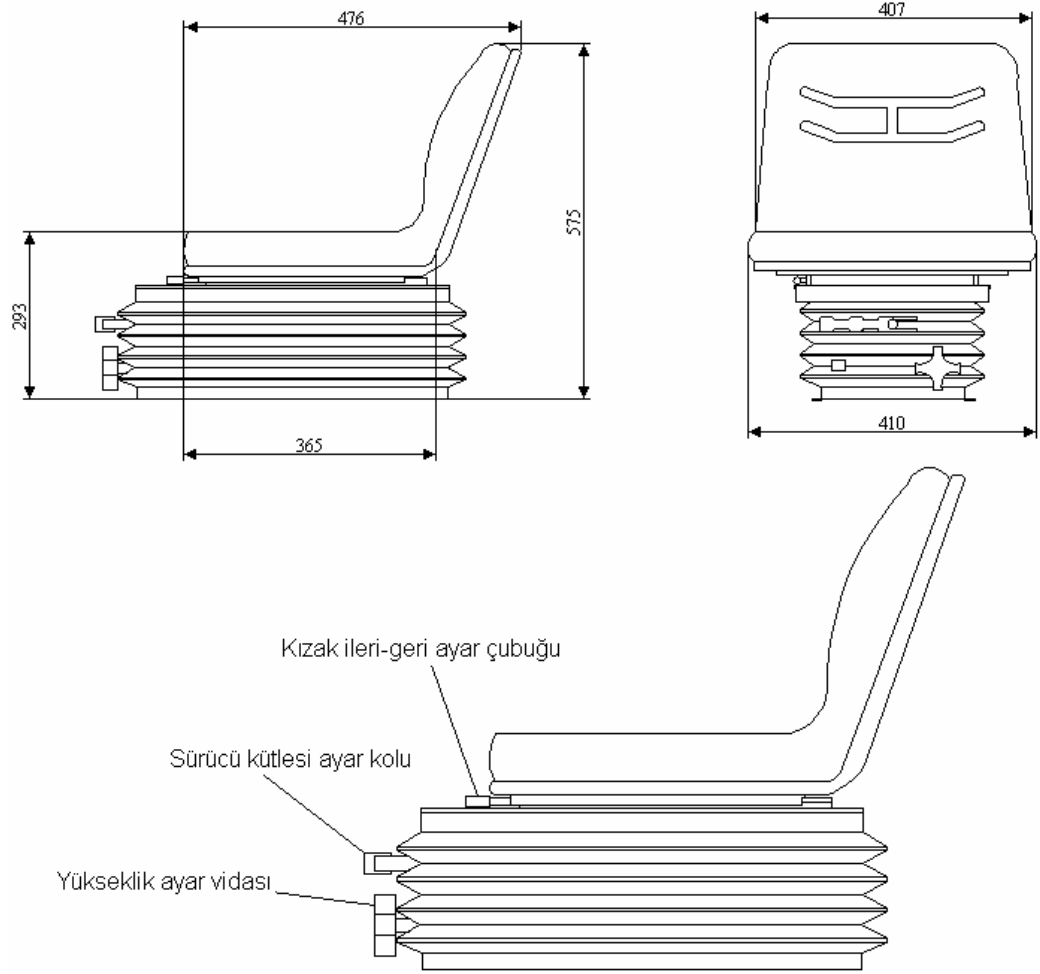
Titreşim Yalıtım Sistemi



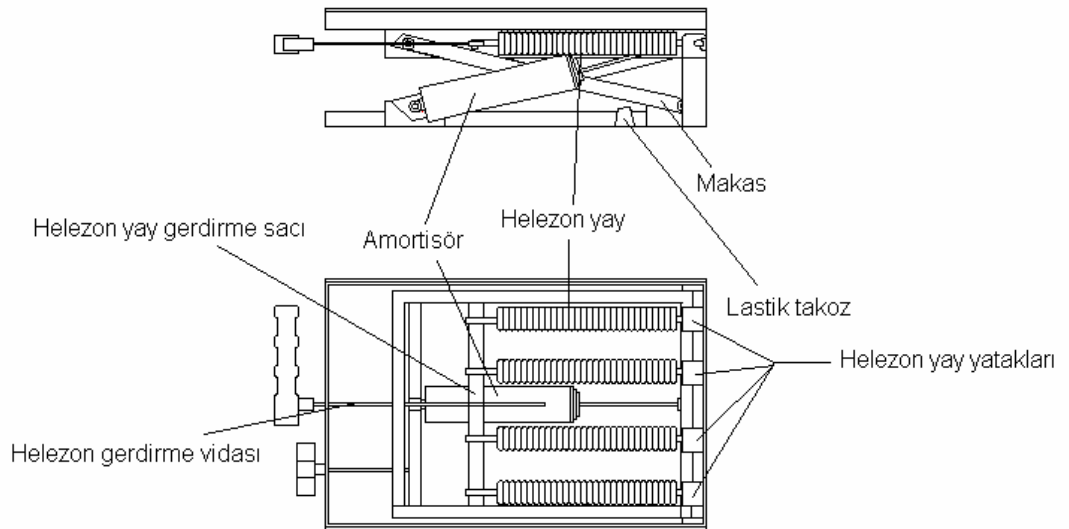
Şekil 3.10 MDS02 traktör sürücü koltuğu



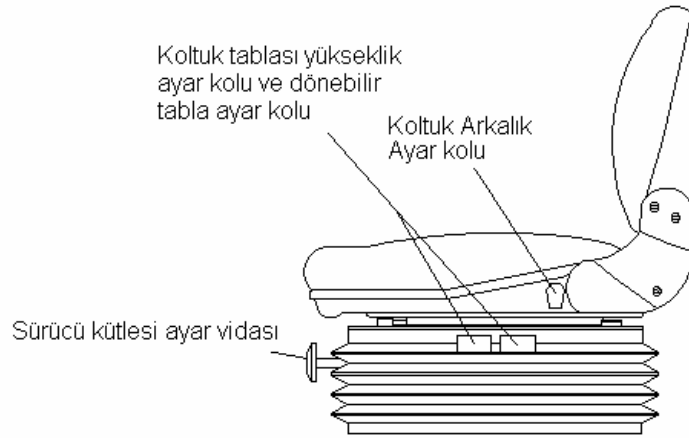
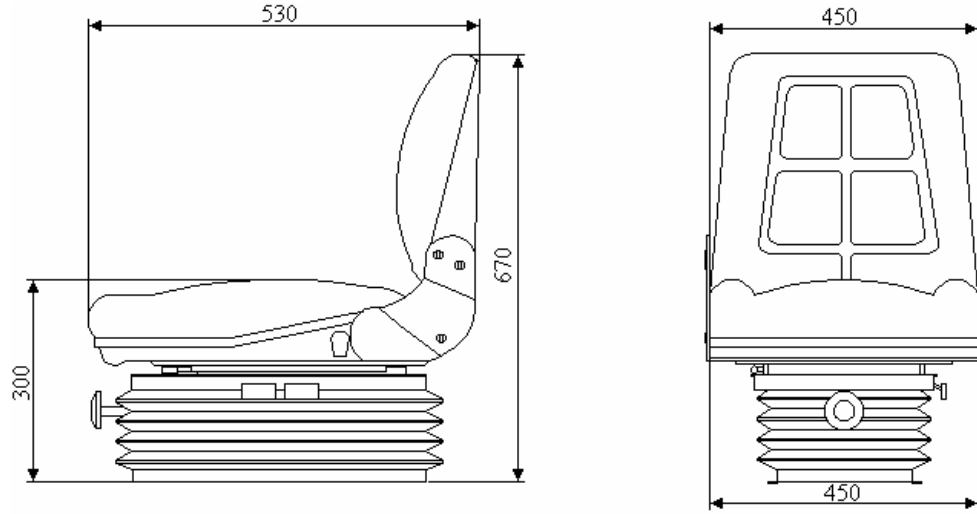
Şekil 3.11 MYS01 traktör sürücü koltuğu



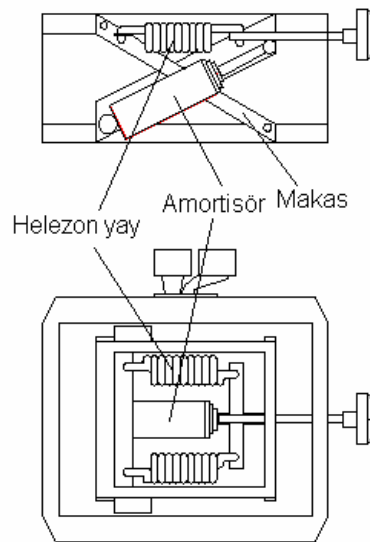
Titreşim Yalıtım Sistemi



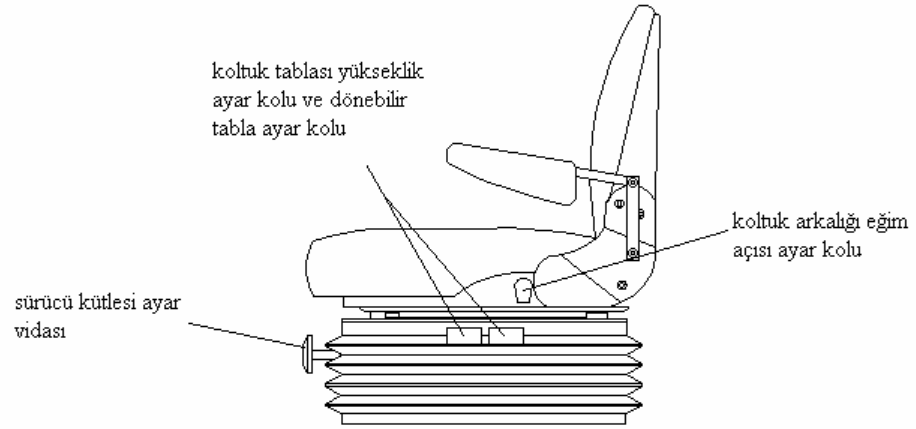
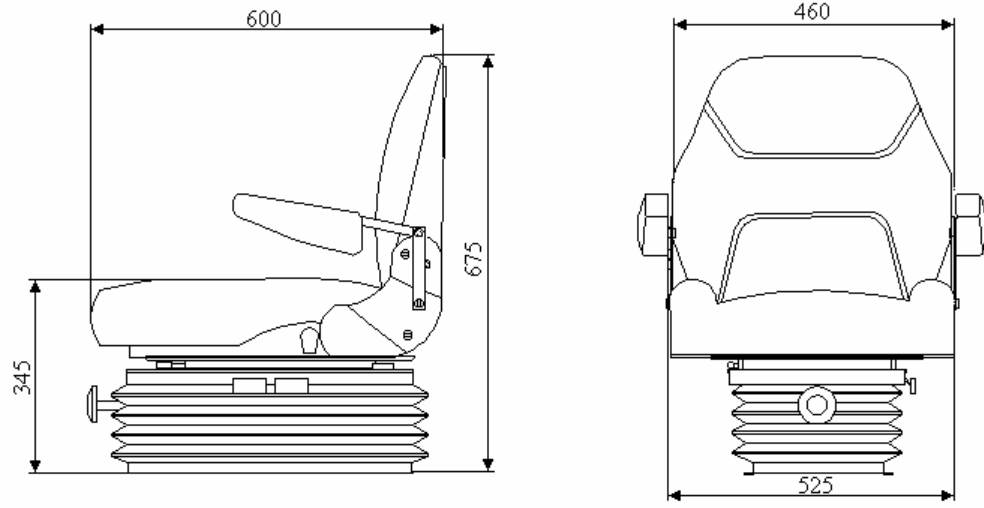
Şekil 3.12 MYS02 traktör sürücü koltuğu



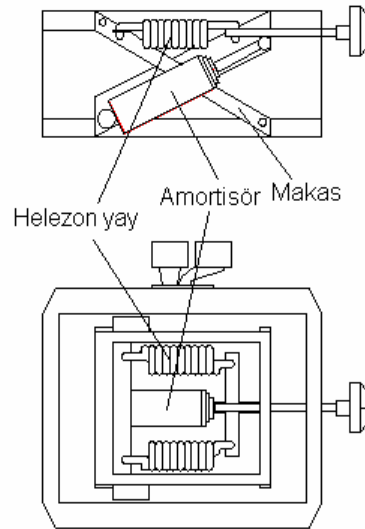
Titreşim Yalıtım Sistemi



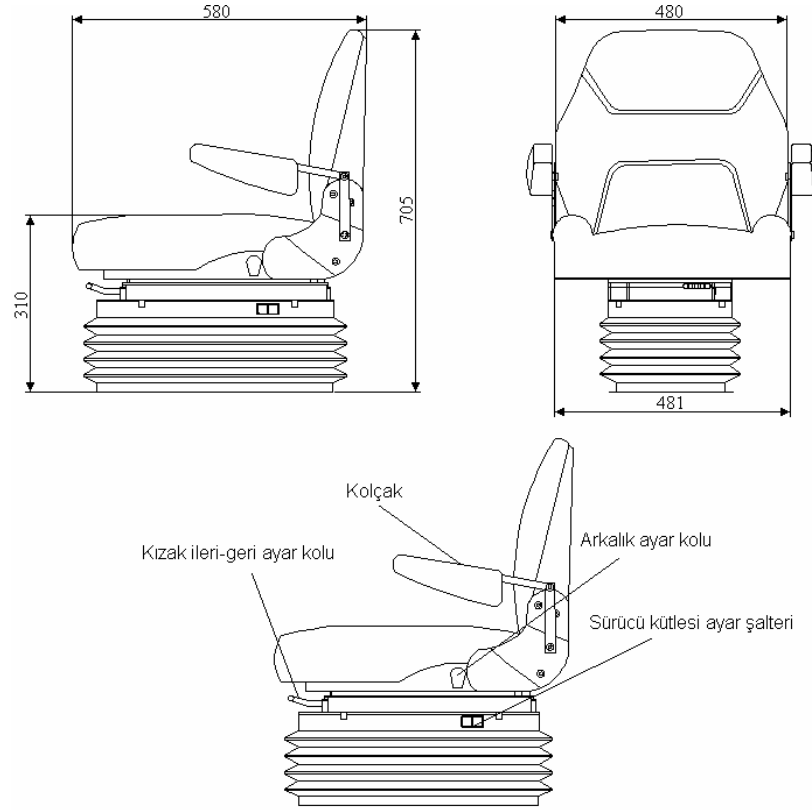
Şekil 3.13 MYS03 traktör sürücü koltuğu



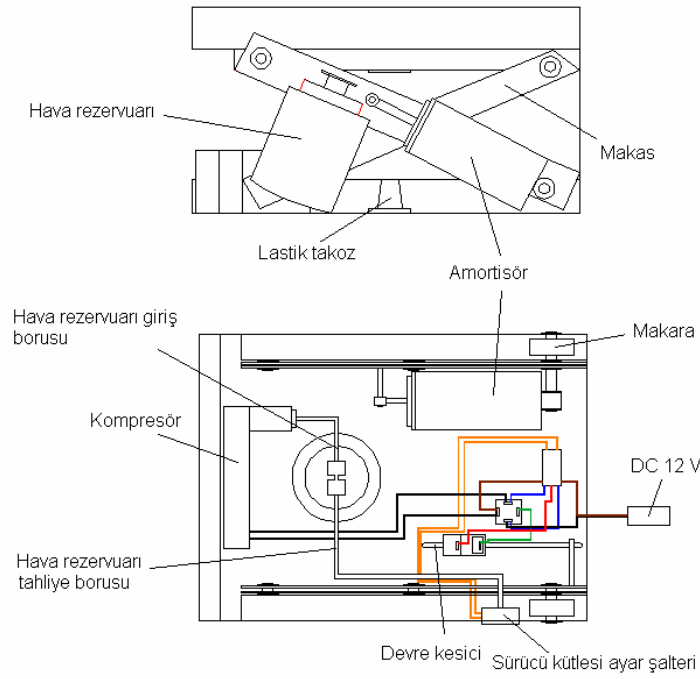
Titreşim Yalıtım Sistemi



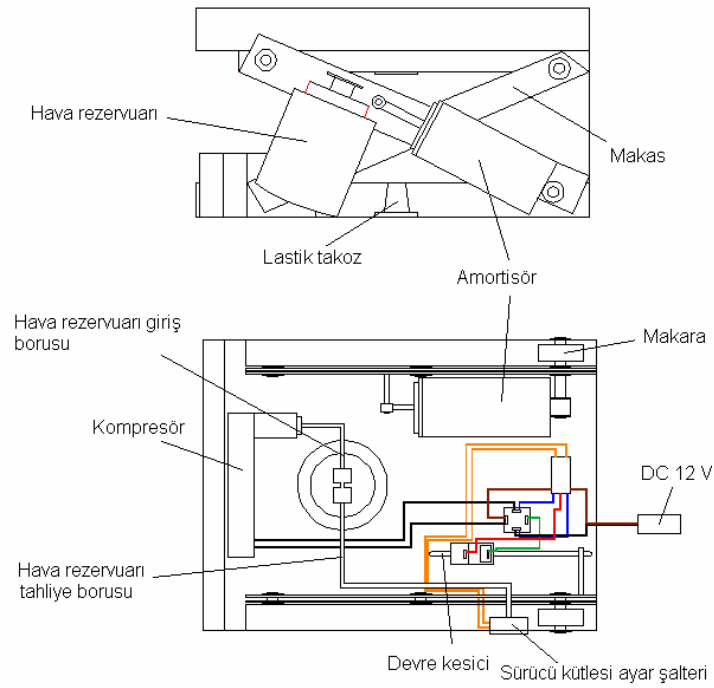
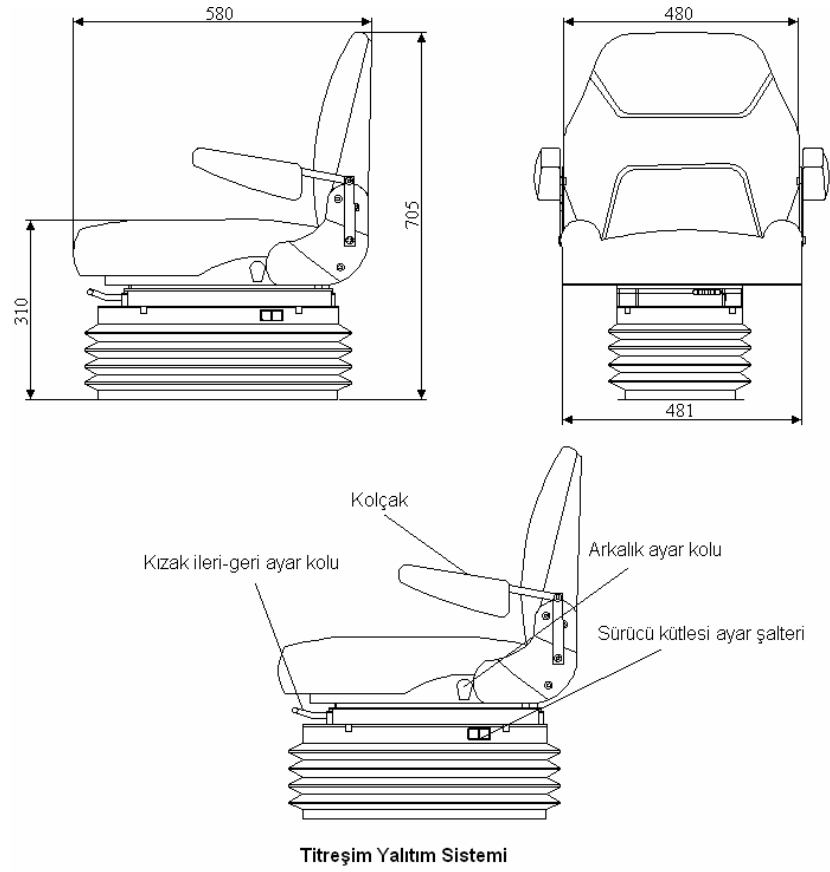
Şekil 3.14 MYS04 traktör sürücü koltuğu



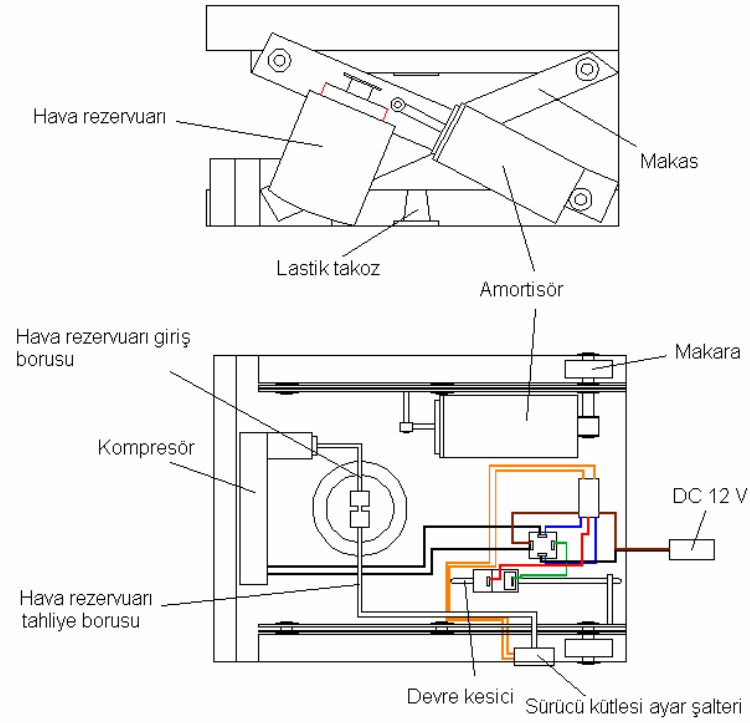
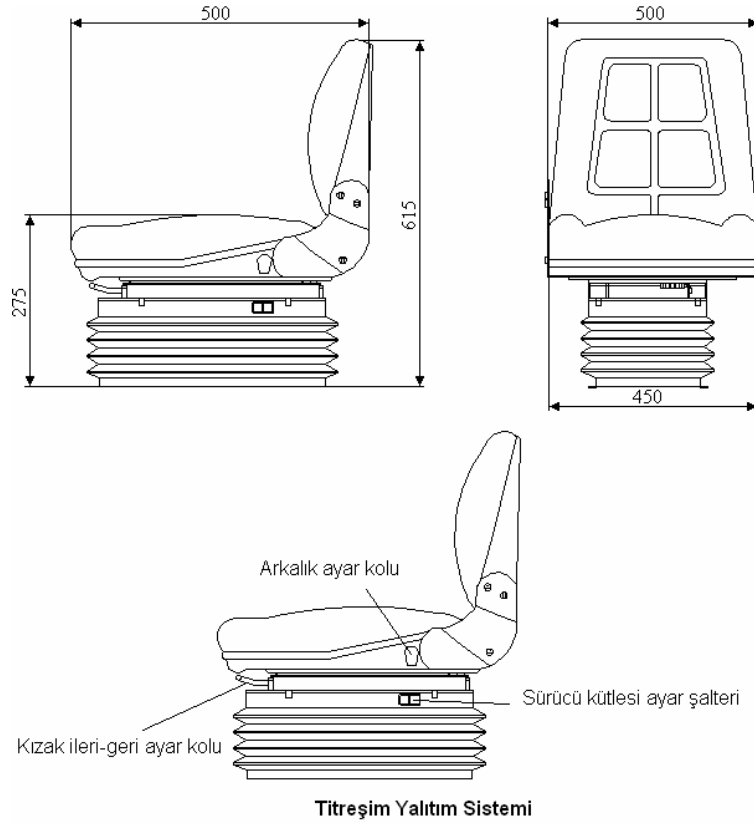
Titreşim Yalıtım Sistemi



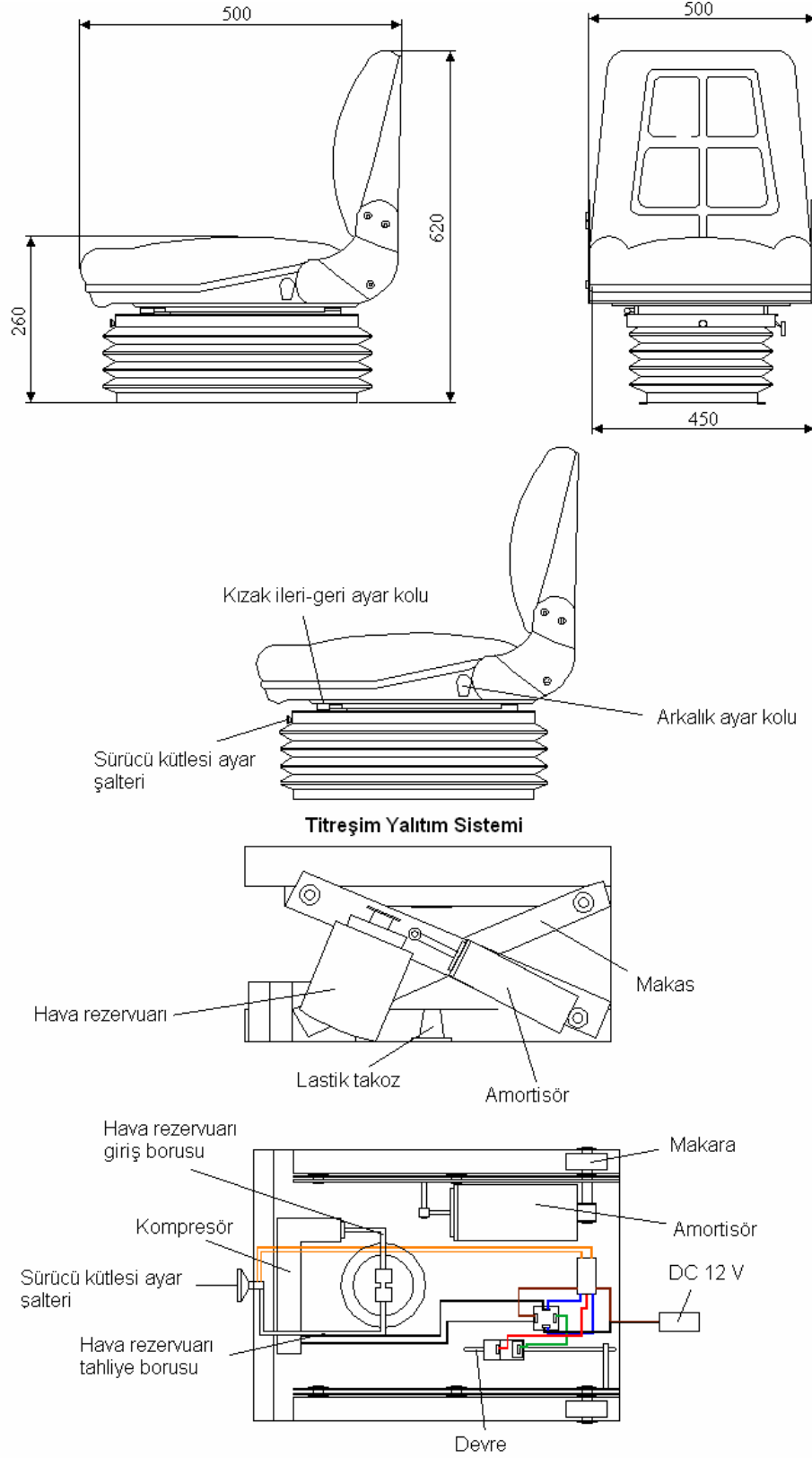
Şekil 3.15 POA01 traktör sürücü koltuğu



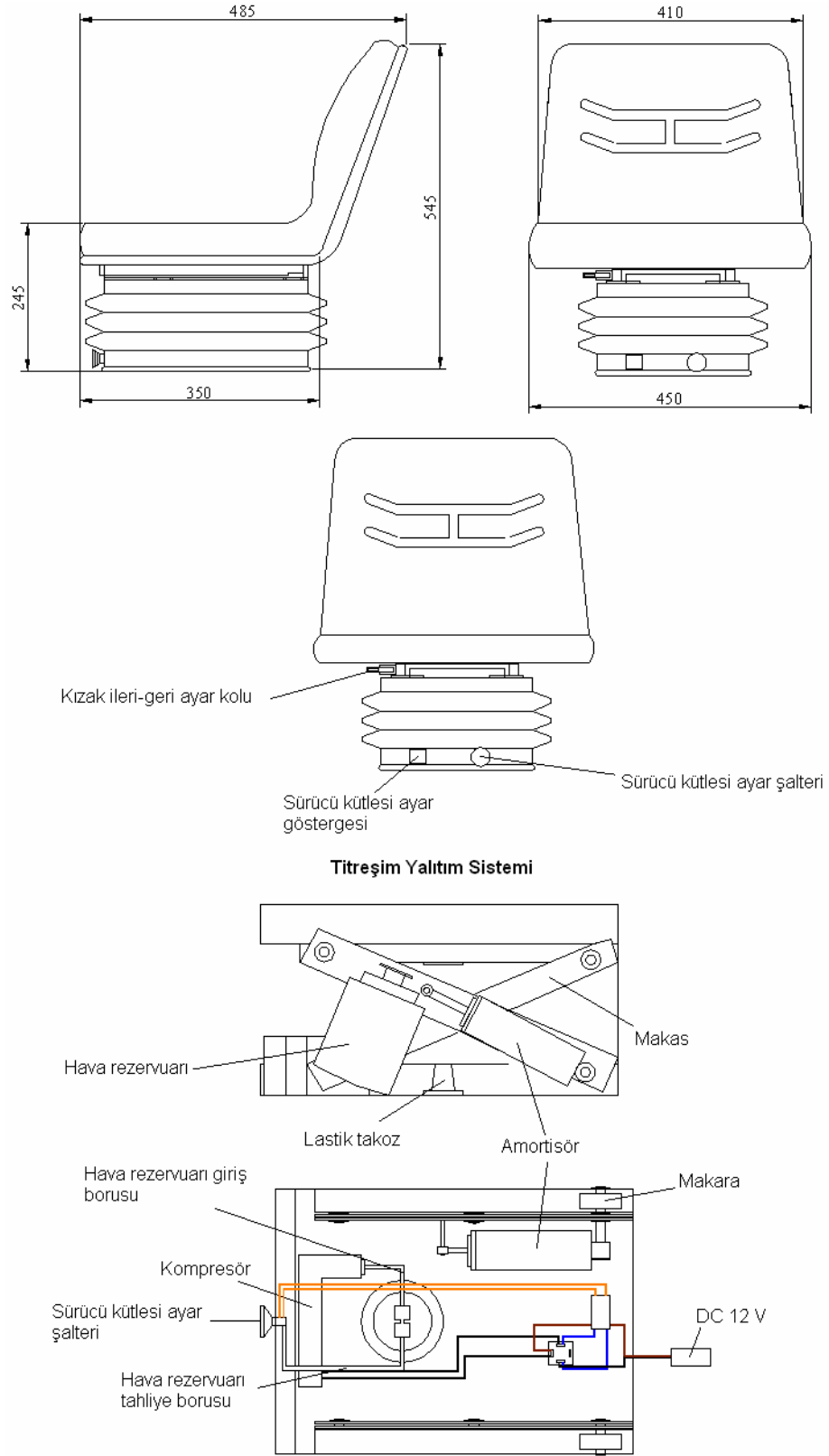
Şekil 3.16 POA02 traktör sürücü koltuğu



Şekil 3.17 POA03 traktör sürücü koltuğu



Şekil 3.18 POA04 traktör sürücü koltuğu



Şekil 3.19 PMA01 traktör sürücü koltuğu

Çizelge 3.4 Araştırmada kullanılan mekanik süspansiyonlu koltukların titreşim yalıtım sistemi elemanları

L Tipi Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları															
Koltuk Tipi	Helezon Yay							Amortisör				Minder			
	Sayısı	Çalışma Şekli	Çalışma Konumu	Yay Boyu (mm)	Helis Çapı (mm)	Helis Sayısı	Tel Çapı (mm)	Sayısı	Boyutları		Çap (mm)	Çalışma Konumu	Malzeme	Kaplama Malzemesi	Kalınlık (mm)
									Açık (mm)	Kapalı (mm)					
MLS01	2	Çeki	80° düşey	96,6	39,4	23	4,2	1	293	183	35	80° düşey	Sentetik sünger	Kadife kumaş	55
MLS02	2	Çeki	77° düşey	145,6	42	22	4,6	1	293	183	35	77° düşey	Sentetik sünger	Vinleks	54
MLS03	2	Çeki	77° düşey	145,6	42	22	4,6	1	293	183	35	77° düşey	Sentetik sünger	Vinleks	54
MLS04	2	Çeki	83° düşey	112	40,5	25	4,5	1	293	183	35	83° düşey	Sentetik sünger	Vinleks	43,8
MLS05	2	Çeki	74° düşey	112	40,5	25	4,5	1	293	183	35	74° düşey	Sentetik sünger	Vinleks	34
MLS06	2	Çeki	82° düşey	105,6	37,4	24	4,4	1	293	183	35	82° düşey	Sentetik sünger	Kadife kumaş	40
MLS07	2	Çeki	82° düşey	105,6	37,4	24	4,4	1	293	183	35	82° düşey	Sentetik sünger	Vinleks	40
Düşey Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları															
Koltuk Tipi	Helezon Yay							Amortisör				Minder			
	Sayısı	Çalışma Şekli	Çalışma Konumu	Yay Boyu (mm)	Helis Çapı (mm)	Helis Sayısı	Tel Çapı (mm)	Sayısı	Boyutları		Çap (mm)	Çalışma Konumu	Malzeme	Kaplama Malzemesi	Kalınlık (mm)
									Açık (mm)	Kapalı (mm)					
MDS01	2	Çeki	73° düşey	97,75	40	23	4,25	1	306	200	35	73° düşey	Sentetik sünger	Vinleks	63
MDS02	2	Çeki	82° düşey	92,4	39	22	4,20	1	219,5	129,5	24	82° düşey	Sentetik sünger	Vinleks	68
Yatay Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları															
Koltuk Tipi	Helezon Yay							Amortisör				Minder			
	Sayısı	Çalışma Şekli	Çalışma Konumu	Yay Boyu (mm)	Helis Çapı (mm)	Helis Sayısı	Tel Çapı (mm)	Sayısı	Boyutları		Çap (mm)	Çalışma Konumu	Malzeme	Kaplama Malzemesi	Kalınlık (mm)
									Açık (mm)	Kapalı (mm)					
MYS01	4	Çeki	Yatay	160	27	32	5	1	220	153	42	33° yatay	Sentetik sünger	Vinleks	74
MYS02	4	Çeki	Yatay	160	27	32	5	1	220	153	42	33° yatay	Sentetik sünger	Vinleks	54
MYS03	2	Çeki	Yatay	104	37	13	8	1	220	153	42	35° yatay	Sentetik sünger	Vinleks	79
MYS04	2	Çeki	Yatay	104	37	13	8	1	220	153	42	35° yatay	Sentetik sünger	Vinleks	86

Çizelge 3.5 Araştırmada kullanılan pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının titreşim yalıtım sistemi elemanları

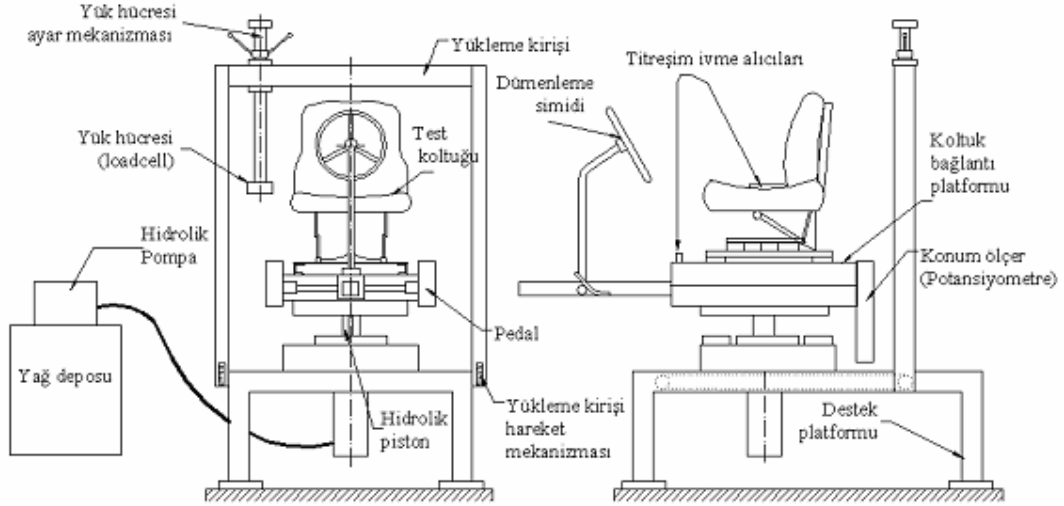
Otomatik Sürücü Kütle Ayarlı Pnömatik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları															
Koltuk Tipi	Hava Rezervuarı							Amortisör					Minder		
	Sayısı	Taşıma Kuvveti	Çalışma Basıncı				Körük Hacmi	Sayısı	Boyutları		Çap (mm)	Çalışma Konumu	Malzeme	Kaplama Malzemesi	Kalınlık (mm)
			Süspansiyon İşlevi		Kaldırma İşlevi										
			Minimum (Bar)	Maksimum (Bar)	Minimum (Bar)	Maksimum (Bar)									
POA01	1	7 Bar basıncıta 4,80 kN	1	7	1	7	5 Bar basıncıta 103 cm ³	1	220	153	41,50	49 ⁰ yatay	Sentetik sünger	Vinleks	86 mm
POA02	1	7 Bar basıncıta 4,80 kN	1	7	1	7	5 Bar basıncıta 103 cm ³	1	220	153	41,50	49 ⁰ yatay	Sentetik sünger	Vinleks	86 mm
POA03	1	7 Bar basıncıta 4,80 kN	1	7	1	7	5 Bar basıncıta 103 cm ³	1	220	153	41,50	49 ⁰ yatay	Sentetik sünger	Vinleks	79 mm
POA04	1	7 Bar basıncıta 4,80 kN	1	7	1	7	5 Bar basıncıta 103 cm ³	1	220	153	41,50	49 ⁰ yatay	Sentetik sünger	Vinleks	79 mm
Manivel Sürücü Kütle Ayarlı Pnömatik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları															
Koltuk Tipi	Hava Rezervuarı							Amortisör					Minder		
	Sayısı	Taşıma Kuvveti	Çalışma Basıncı				Körük Hacmi	Sayısı	Boyutları		Çap (mm)	Çalışma Konumu	Malzeme	Kaplama Malzemesi	Kalınlık (mm)
			Süspansiyon İşlevi		Kaldırma İşlevi										
			Minimum (Bar)	Maksimum (Bar)	Minimum (Bar)	Maksimum (Bar)									
PMA01	1	7 Bar basıncıta 4,80 kN	1	7	1	7	5 Bar basıncıta 103 cm ³	1	219,5	129,5	24	27 ⁰ yatay	Sentetik sünger	Vinleks	54 mm

3.2 Yöntem

Bu çalışmada tarım veya orman traktörlerinin koltukları için geliştirilen standart deney yöntemlerinden yararlanılmıştır. Deneylerden sonra koltuklardan alınan sonuçların değerlendirilmesinde ise, istatistiksel yöntemler kullanılmıştır. Standart deneylerin yürütülmesinde, T. C. Tarım ve Köyişleri Bakanlığı Tarım Alet ve Makinaları Test Merkezi Müdürlüğü'nde geliştirilen, uluslararası normlara uygun bir deney ünitesi kullanılmıştır.

3.2.1 Traktör sürücü koltuğu deney ünitesi

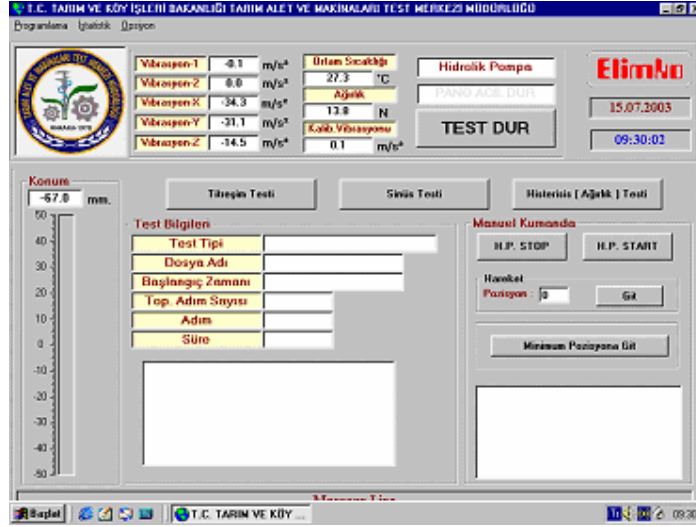
Traktör sürücü koltuğu deney ünitesi, temel olarak 78/764/AT Tip Onayı deneylerini yürütmek amacıyla kullanılmaktadır. Deney ünitesi koltuk deneylerinin yanı sıra bazı özel araştırmalara hizmet etmek amacıyla çok fonksiyonlu olarak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Şekil 3.20'de bu deney ünitesi görülmektedir.



Şekil 3.20 Traktör sürücü koltuğu deney ünitesi (Silleli vd. 2003)

Deney ünitesi yaklaşık 27 ms'deki sinyallere cevap verebilecek bir elektrohidrolik pistonla sahiptir. Test ünitesi; gövdede oluşan düşey titreşimleri ölçen tek eksenli bir ivme algılayıcısı, sürücüye gelen koltuk üstü titreşimleri ölçen 3 eksenli bir ivme algılayıcısı, koltuk referans noktası ve süspansiyon karakteristiklerini belirleyebilmek için yük hücresi, pistonun hareketini belirleyen konum ölçer, sinyal dönüştürücü

elektronik kartlar, bilgisayarlı kontrol sistemi ve yazılımdan oluşmaktadır. Yazılım Şekil 3.21’de görülen bir ekran yapısına sahip olup, tüm deneylere ilk sayfadan ulaşılabilir.



Şekil 3.21 Test yazılımı ekran görüntüsü

3.2.1.1 Deneylerde kullanılan ölçüm cihazları

Koltuk deneylerinde başlıca şu ölçümler yapılmaktadır:

- a. Boyutsal ölçümler
- b. Kuvvet ölçümleri
- c. Titreşim ölçümleri

Boyutsal ölçümlerde uzunluk, genişlik, derinlik, konum, çap ve açı ölçümleri yapılır. Bu ölçümlerde kullanılan cihazlar; şerit metre, metre, kumpas, açı ölçer ve konum ölçeridir. Kuvvet ölçümlerinde, koltuk referans noktasının belirlenmesi, koltuk kütle ayar aralığının belirlenmesi ve yanal kararlılığın tespiti deneylerinde uygulanan kuvvet miktarı ölçülür. Kuvvet ölçümleri yük hücresi ile yapılır. Titreşim ölçümlerinde ise, titreşim ivmesi ölçülmektedir. Titreşim ivmesi ivme algılayıcıları ile belirlenir. Bu ölçümlerde kullanılan cihazlar, bunların ölçüm aralıkları ve ölçüm hassasiyetleri ile kalibrasyon durumları Çizelge 3.6’da verilmiştir.

Çizelge 3.6 Traktör sürücü koltuğu deneylerinde kullanılan ölçüm cihazları

Boyutsal Ölçümler			
Ölçüm Cihazının Adı	Ölçüm Aralığı	Ölçüm Hassasiyeti	Kalibrasyon Durumu
Şerit metre	0-5000 mm	1 mm	Kalibrasyonlu (UMS*)
Metre	0-2000 mm	1 mm	Kalibrasyonsuz
Kumpas	0-420 mm	0,01 mm	Kalibrasyonlu (UMS)
Konum ölçer	0-150 mm	0,1 mm	Kalibrasyonlu (UMS)
Açı ölçer	0-60 ⁰	10'	Kalibrasyonsuz
Kuvvet Ölçümleri			
Ölçüm Cihazının Adı	Ölçüm Aralığı	Ölçüm Hassasiyeti	Kalibrasyon Durumu
Yük hücresi	0-1962 N	1 N	Kalibrasyonlu (UMS)
Titreşim Ölçümleri			
Ölçüm Cihazının Adı	Ölçüm Aralığı	Ölçüm Hassasiyeti	Kalibrasyon Durumu
Tek eksenli ivme algılayıcısı (düşey eksen-z eksen)	0-100 m/s ²	0,01 m/s ²	Kalibrasyonlu (BIAS**)
Tek eksenli ivme algılayıcısı (düşey eksen-z eksen)	0-100 m/s ²	0,01 m/s ²	Kalibrasyonlu (BIAS)
Üç eksenli ivme algılayıcısı (x, y, z eksenleri)	0-100 m/s ²	0,01 m/s ²	Kalibrasyonlu (BIAS)
Referans ivme algılayıcısı	0-100 m/s ²	0,01 m/s ²	Kalibrasyonlu (UME***)
* UMS: Uzmanlar Metroloji Servisi ** BIAS: BIAS Mühendislik *** UME: Ulusal Metroloji Enstitüsü			

Çizelge 3.6'da görülen cihazlardan, konum ölçer, yük hücresi, tek eksenli ivme algılayıcıları ve üç eksenli ivme algılayıcısı deney ünitesi bünyesinde yer almaktadır. Test sistemi, bir kişisel bilgisayara yüklü durumdaki Visual Basic diliyle yazılmış bir yazılım tarafından kontrol edilmekte, sisteme bilgisayar ve elektronik kontrol cihazı tarafından kumanda edilmektedir. Deneyler esnasında ölçüm cihazlarından alınan veriler, çeviricilerden geçerek bilgisayar hafızasına kaydedilmektedir. Veriler işleneceği zaman, ilgili dosya bulunarak, Microsoft Excel programına aktarılmak suretiyle matematiksel işlemler yapılabilir.

Ölçüm sonuçlarının doğruluğu ve güvenilirliği açısından cihazların kalibrasyon işlemleri her yıl rutin olarak yapılmaktadır. Ayrıca, sonuçların doğruluğu her test

öncesinde referans ivme ölçer tarafından kontrol edilmektedir. Referans ivme ölçerin teknik özellikleri aşağıda verilmiştir:

Marka	: HBM (Hottinger Baldwin Messtechnik)
Model	: SMU 31
Tip	: BIM / 500
Öz frekans	: 500 Hz
Çalışma frekans aralığı	: 0...1000 Hz
Hassasiyet	: 40 mV / V

Referans ivme ölçer ve diğer ölçüm cihazlarının kalibrasyonları, uluslararası izlenebilirliği olan referans cihazlara sahip metroloji laboratuvarları ile titreşim ölçüm ve analizi yapan kuruluşlar tarafından yapılmaktadır.

Titreşim ölçüm sistemlerinin en önemli unsuru filtredir. Test ünitesinde kullanılan filtre, referans ivme ölçerin filtre karakteristikleri esas alınarak oluşturulmuştur.

3.2.2 Yapılan deneyler

Bu çalışmada araştırma materyalini oluşturan traktör sürücü koltuklarına aşağıdaki deneyler uygulanmıştır:

- a.** Genel boyut ölçümleri
- b.** Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlesine göre ayar aralığının belirlenmesi
- c.** Yanal kararlılığın belirlenmesi
- d.** Düşey titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi
- e.** Rezonans aralığında sönümleme karakteristiklerinin belirlenmesi

3.2.2.1 Boyutsal ölçümler

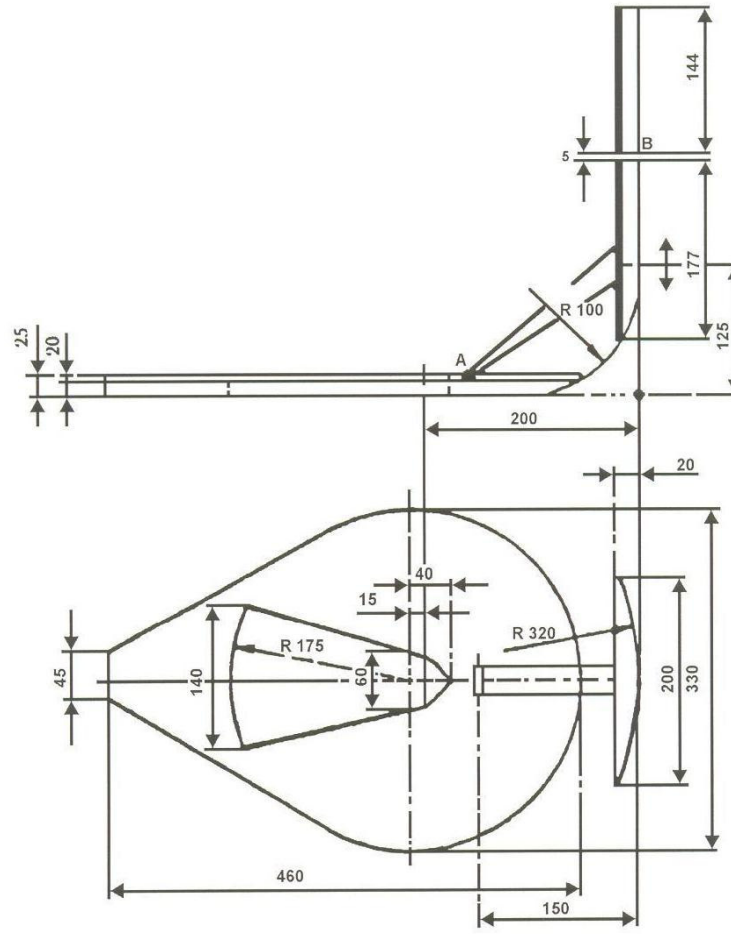
Boyutsal ölçümlerin yapılabilmesi için öncelikle koltuk referans noktası (S)'nın tespit edilmesi gerekmektedir. Koltuk referans noktası, sürücü koltuğu üzerinden alınacak bütün ölçümler için referans alınır. Anatomik olarak, koltuk üzerinde dik olarak oturmuş bir sürücünün kuyruk sokumu kemiğinin altında kalan bir noktadır. Koltuk referans noktası bu amaçla hazırlanmış ahşap bir aparat yardımıyla belirlenir. İlgili aparatın boyutları Şekil 3.22.a'da verilmiştir. Bu çalışmada kullandığımız aparat ise, Şekil 3.22.b'de görülmektedir.

Şekil 3.22'de görülen aparat, koltuk yüzeyini ortalayacak şekilde oturma yüzeyine yerleştirilir. Alt ve üst arkalık tahtaları, koltuk arkılığına teğet olarak temas ettirilir. Şekil 3.23'den de görülebileceği gibi, A menteşesinin 50 mm önündeki noktaya 550 N'luk statik kuvvet uygulanır. Bu anda koltuk yüzey tahtasının koltuğa temas ettiği nokta bulunarak, bu noktadan ileriye doğru bir eksen belirlenir. Bu eksen ile arkalık alt tahtasının koltuk arkılığına temas eden yüzeyden geçen eksen karşılaştırılarak koltuk referans noktası bulunur.

Genel boyut ölçümlerinde aşağıda tarif edilen yerlerden boyutsal ölçümler yapılmıştır:

- Koltuk yüzey derinliği (A)
- Koltuk yüzey genişliği (B)
- Koltuk yüzeyinin yatay düzlemle yaptığı açı (α)
- Koltuk arkalığının üst kenarı ile koltuk referans noktası arasındaki mesafe (E)
- Koltuk arkalığının düşey düzlemle yaptığı açı (β)
- Koltuk kazağının yatay yönde ileri-geri ayar mesafesi (C)
- Koltuğun düşey yöndeki yükseklik ayar mesafesi (D)

Yukarıdaki ölçüm bölgeleri Şekil 3.24'de gösterilmiştir. Araştırma materyali olan tüm koltukların referans noktaları (S) belirlenmiş ve ölçümler bu nokta referans alınarak yapılmıştır.

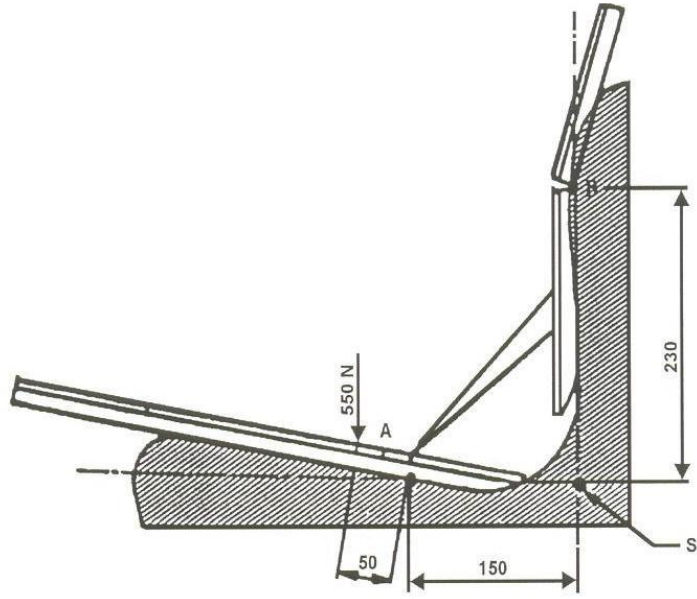


a



b

Şekil 3.22 Koltuk referans noktası belirleme aparatı

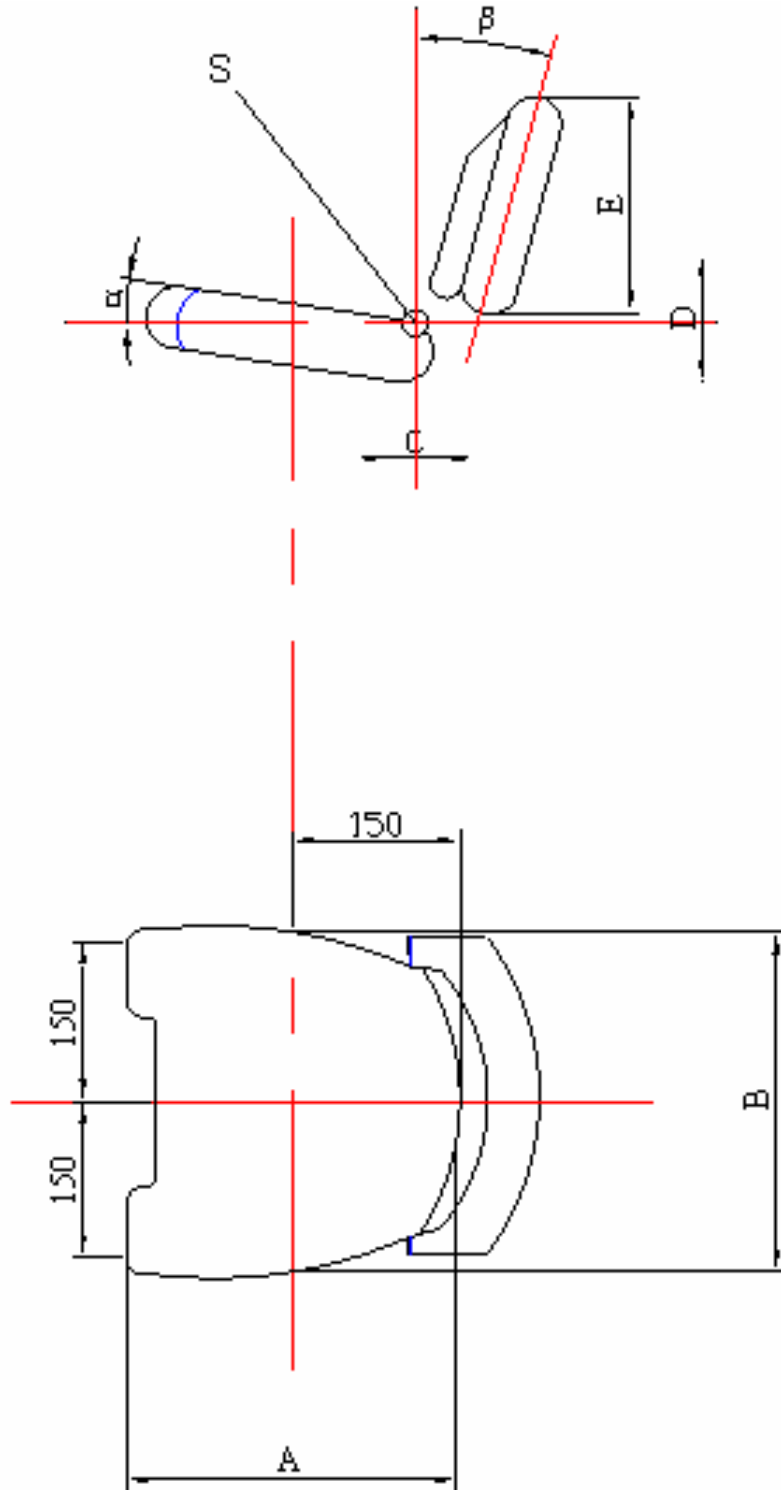


a



b

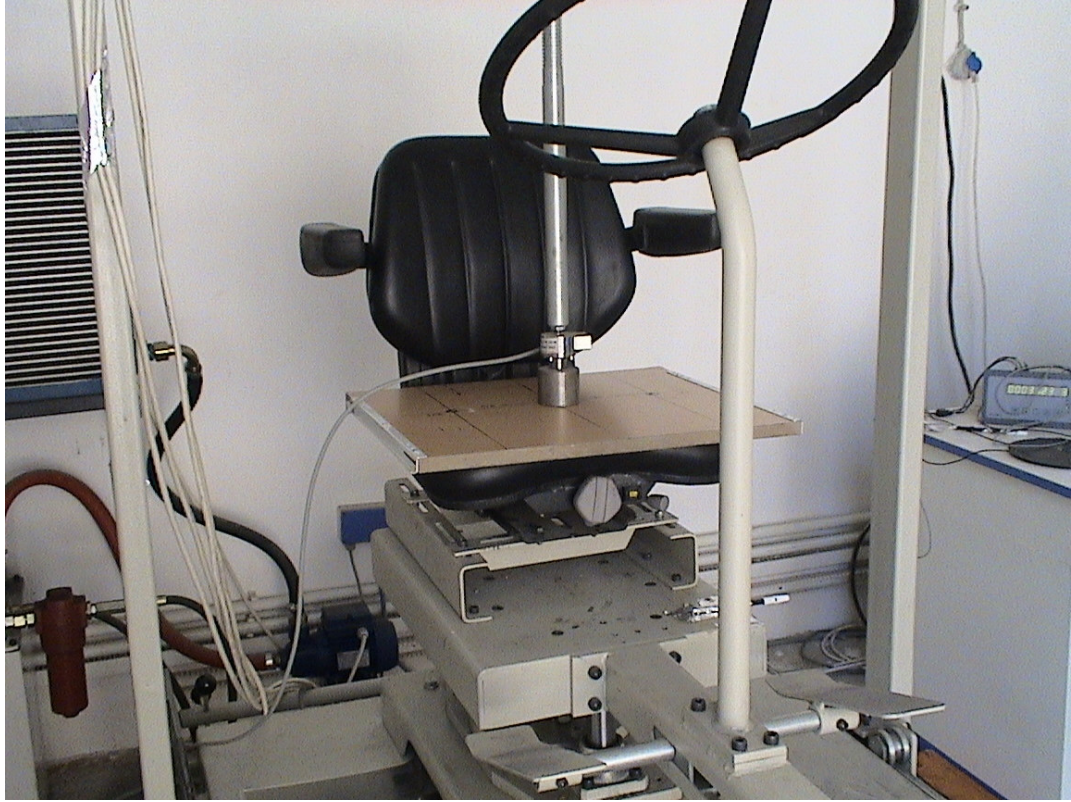
Şekil 3.23 Koltuk referans noktası (S)'nın belirlenmesi



Şekil 3.24 Koltuk ölçüleri

3.2.2.2 Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlesine göre ayar aralığının belirlenmesi

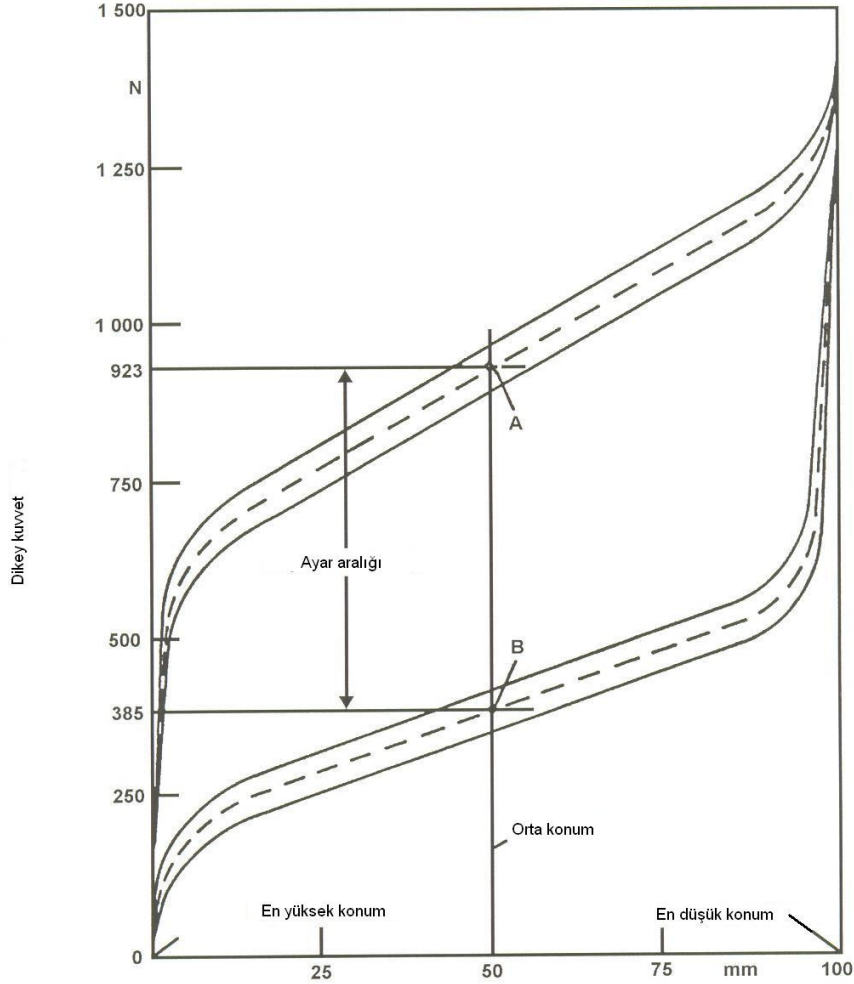
Bu deney, sürücü ağırlığına göre ayar imkanına sahip koltuklara uygulanır. Böyle bir mekanizmaya sahip olmayan koltuklarda bu deneye gerek yoktur. Süspansiyon karakteristikleri statik yükleme ile belirlenir. Sürücü koltuğu, bu amaç için tasarlanmış deney düzeneğine yada traktör üzerine bağlanarak deney gerçekleştirilir (Şekil 3.25).



Şekil 3.25 Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlesine göre ayar aralığının belirlenmesi deneyi

Statik yük uygulama bölgesi, koltuk referans noktasının 200 mm önündeki noktadır. Uygulanan maksimum kuvvet süspansiyon mesafesinin ölçülemediği noktaya karşılık gelen kuvvet veya 1500 N'dur. Statik yük uygulanırken, süspansiyon hareketi ölçülür. Deney esnasında yapılan yüklemedeki kuvvet değişimleri 100 N'u geçmemelidir. Süspansiyon sisteminin sapmasını gösteren karakteristik eğrisi, sıfır yükten maksimum yüke ve tekrar sıfır yüke çizilir. Deneyler, süspansiyon yaylarının en yumuşak olduğu

konumda ve en sert olduğu konumda yapılır. Deneyler sonunda elde edilen süspansiyon sisteminin karakteristik eğrileri Şekil 3.26’da görölmektedir.



Şekil 3.26 Koltuk süspansiyon karakteristik eğrileri ve sürücü kütlesi ayar aralığı (Anonymous 2001)

Şekil 3.26’dan da görülebileceği gibi, karakteristik eğriler, genelde histeresis halkası şeklindedir. Toplam süspansiyon yolunun yarısına denk gelen mesafeden çizilen dikme, histeresis halkasının orta eksenine ile kesiştirilerek, süspansiyon ayar kuvveti bulunur. Böylece, süspansiyon sisteminin orta konumuna denk gelen kuvvet değeri belirlenir. Bu kuvvet değeri 0,13 kg/N skala faktörü ile çarpılarak sürücü ayar kütlesi hesap edilir. Sürücü ayar kütlesinin tespit edilmesinde süspansiyon yolunun orta konumunun kullanılmasının amacı, kütlenin, süspansiyon stroğunun alt ve üst noktalarına eşit

mesafede olmasını sağlamaktır. Böylece, titreşim ortamında, koltuk tablasının süspansiyon stroğunun alt ve üst noktalarına çarpma riski en aza indirilmeye çalışılır.

Süspansiyon karakteristiklerinin belirlenmesi deneyi Şekil 3.20’de görülen deney düzeneğinde yapılmıştır. Deneylerde, yük hücresi ile minder arasına, koltuk oturma yüzeyinden büyük olacak şekilde hazırlanmış sert bir tahta yerleştirilmiştir. Burada amaç, minder üzerinde sert bir destek yüzeyi oluşturarak, ölçüm sonuçlarının minder yumuşaklığından olumsuz olarak etkilenmesini engellemektir. Şekil 3.20’de görülen yük hücresinin merkezi, yükleme noktasına çakıştırılarak bilgisayar kontrollü olarak deneyler yapılmıştır. Deney başladığında elektrohidrolik piston, koltuk bağlantı platformunu yukarıya doğru kaldırarak, koltuğu platform ve yük hücresinin arasına sıkıştırmaktadır. Yük hücresinden 1500 N’luk kuvvet değeri sinyali geldiğinde piston otomatik olarak durmakta ve geriye çekilmektedir. Tüm test süresince yük hücresinden ve konum ölçerden otomatik olarak veri alınmaktadır. Alınan bu veriler bilgisayara kaydedilmekte ve süspansiyon karakteristik eğrileri çizilmektedir.

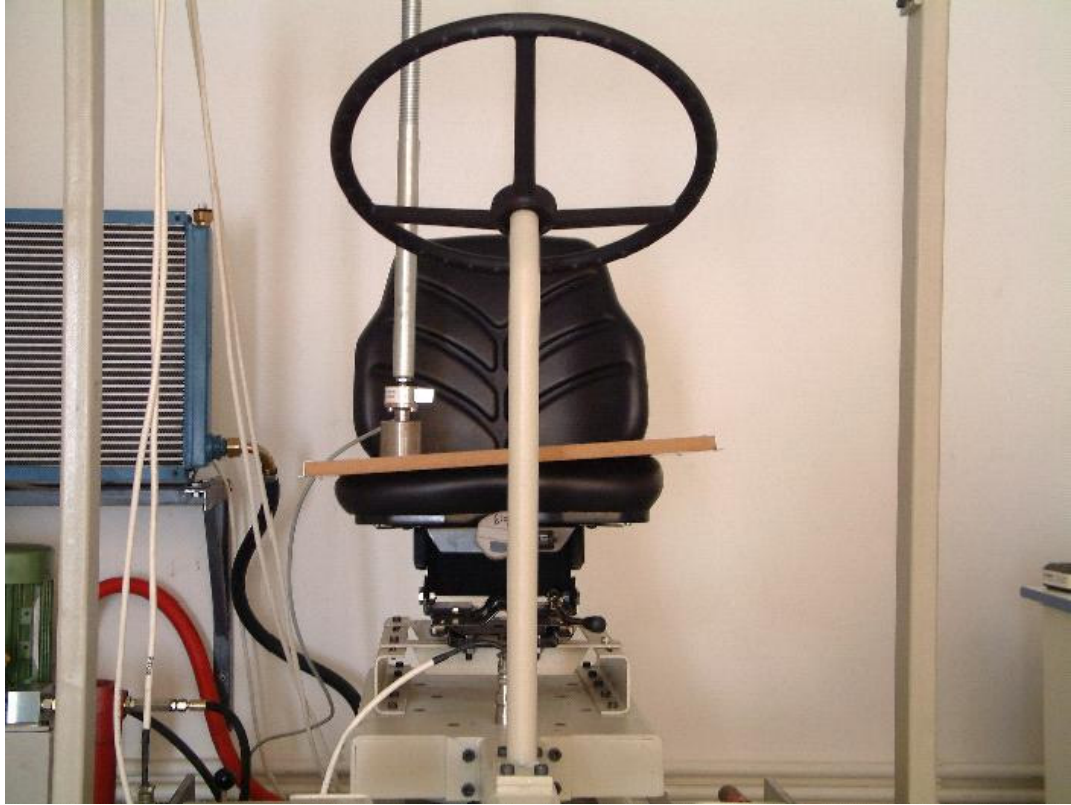
Süspansiyon karakteristiklerinin belirlenmesi deneyi sadece mekanik koltuklara uygulanmıştır. Çünkü bu koltuklar helezon yay içermekte ve sürücü kütlesi ayarı bu yayların sertlikleri değiştirilmek suretiyle yapılmaktadır. Ayrıca mekanik koltukların tamamında, sürücü kütlesi ayar skalası bulunmaktadır. Deneyler, daha sonra yapılacak titreşim ve sönümlenme deneyleri düşünülerek kademe kademe yapılmıştır. Süspansiyon yaylarının en yumuşak olduğu vida konumu Kademe 00 olarak adlandırılmış ve yay gerdirme vidasının bir adımı bir kademe olarak kabul edilmiştir. Statik yükleme deneyi her bir kademe için ayrı ayrı yapılmıştır. Böylece her kademenin kütle ayar değeri belirlenmiştir. Sürücü kütlesi ayar aralığı ise, Kademe 00 ve helezon yayların en gergin olduğu en son kademe arasındadır.

3.2.2.3 Yanal kararlılığın belirlenmesi deneyi

Yanal kararlılığın belirlenmesi deneyinde, bir test düzeneğine veya traktöre bağlı durumdaki koltuğun süspansiyon yayları mümkün olan en sert konuma ayarlanır. Koltuk yüzeyinden daha büyük bir levha koltuk oturma yüzeyine yerleştirilir. Koltuk

referans noktasının 200 mm önünden geçen ve koltuk orta düzlemine dik olan bir doğru üzerinde yük uygulama bölgeleri tespit edilir. Yükleme bölgeleri, koltuk referans noktasının sağında ve solunda, koltuk referans noktasından 150 mm uzaklıktadır. Bu bölgelere 1000 N'luk statik kuvvet uygulanarak deney yapılır. Kuvvet uygulaması koltuk referans noktasının sağında ve solunda olan noktalara ayrı ayrı yapılır. Yükleme bölgesi yük altındayken, bölgenin yatayla yapmış olduğu açı değeri ölçülür.

Yanal kararlılığın belirlenmesi deneyi de diğeri deneyleri yürüttüğümüz test düzeneğinde yapılmıştır. Deneyin yapılışı Şekil 3.27'de görölmektedir.



Şekil 3.27 Yanal kararlılığın belirlenmesi deneyi

3.2.2.4 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneyi

Tarım traktörlerinde kullanılan sürücü koltuklarının statik ve dinamik faktörlerinin benzeştirilmiş ortamlar yaratılarak test edilmeleri gerekmektedir. Yukarıda açıklanan deneyler bir sürücü koltuğunun statik karakteristiklerinin belirlenmesi için yapılan testlerdir. Traktör koltuklarının dinamik karakteristikleri, koltukların titreşim ortamında gösterdikleri performansı ifade eder. Titreşim deneyleri, benzeştirilmiş ortamlar hazırlanarak yapılan testleri içerir. Buna göre, traktörler öncelikle A ve B kategori olmak üzere iki gruba ayrılırlar. A kategori traktör, dingil sayısı 2 olan ve ön dingilinde titreşim yalıtım sistemi olmayan traktör ve B kategori traktör ise, A kategorideki titreşim sınıfına ayrılamayan traktör olarak tanımlanmıştır (Anonim 2000a). Titreşim deneyleri, A kategori ve B kategori traktörlerde farklılık gösterir. A kategori traktörler Şekil 3.20’de görülen bir test düzeneğinde test edilirken, B kategori traktörler standart karayolu pistlerinde denenirler. A kategorideki traktörler üç titreşim sınıfına ayrılır (Anonim 2000a, Anonim 2003a):

Sınıf 1: Yüksüz kütlesi 3600 kg’a kadar olan traktörler

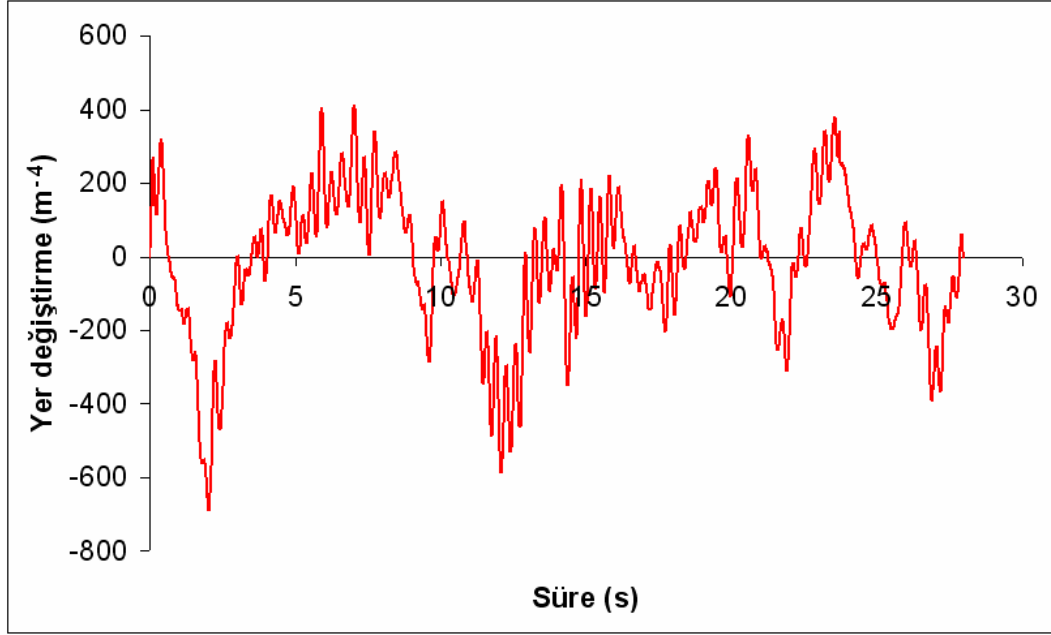
Sınıf 2: Yüksüz kütlesi 3600...6500 kg arasında olan traktörler

Sınıf 3: Yüksüz kütlesi 6500 kg’dan fazla olan traktörler

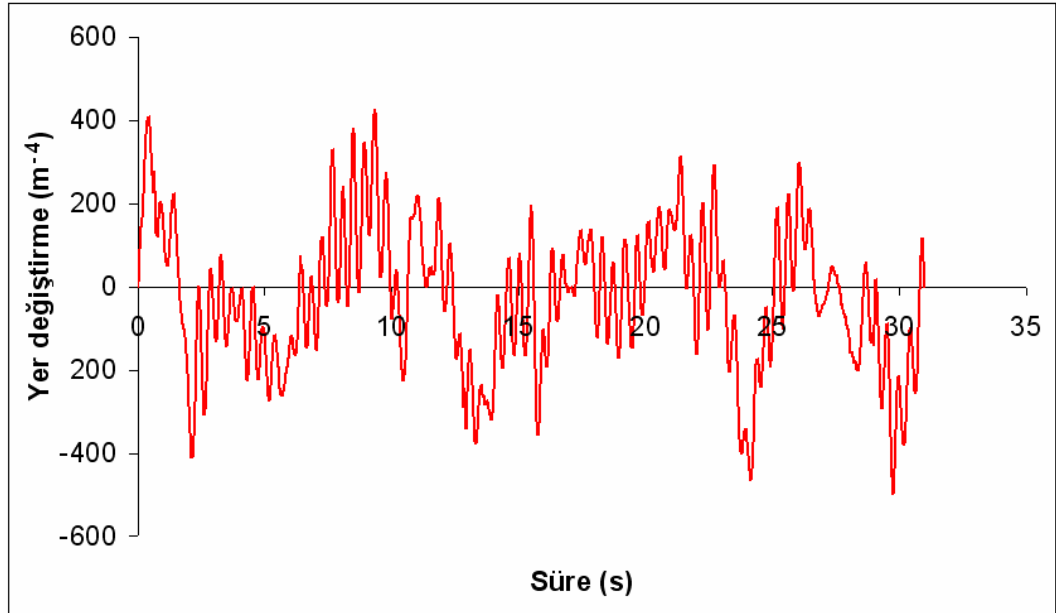
Test edilecek koltuk, hangi sınıf traktöre takılacak ise, o sınıf için simüle edilmiş bir titreşim hareketi ile deneye tabi tutulur. Simülasyon hareketleri, normal çalışma ortamında ağır işler yapan traktörlerden alınan gerçek verilere göre oluşturulmuştur (Anonim 2003a).

Bu çalışmada, referans standart olarak 78/764/AT Tip Onayı Yönetmeliğı kullanılmıştır. Bu yönetmelik, test titreşiminin yer değıştirme-zaman sinyallerine göre üretilmesini istemektedir. Buna göre random karakterli bir titreşim hareketi meydana gelir. 78/764/AT Tip Onayı Yönetmeliğı, Sınıf 1 traktör için 28 saniye süren 700 sinyallik bir hareketi, Sınıf 2 için 31 saniye süren 700 sinyallik bir hareketi ve Sınıf 3 traktörler için de 28 saniye süren 1024 sinyallik bir hareketi tanımlamıştır (Anonim 2000a).

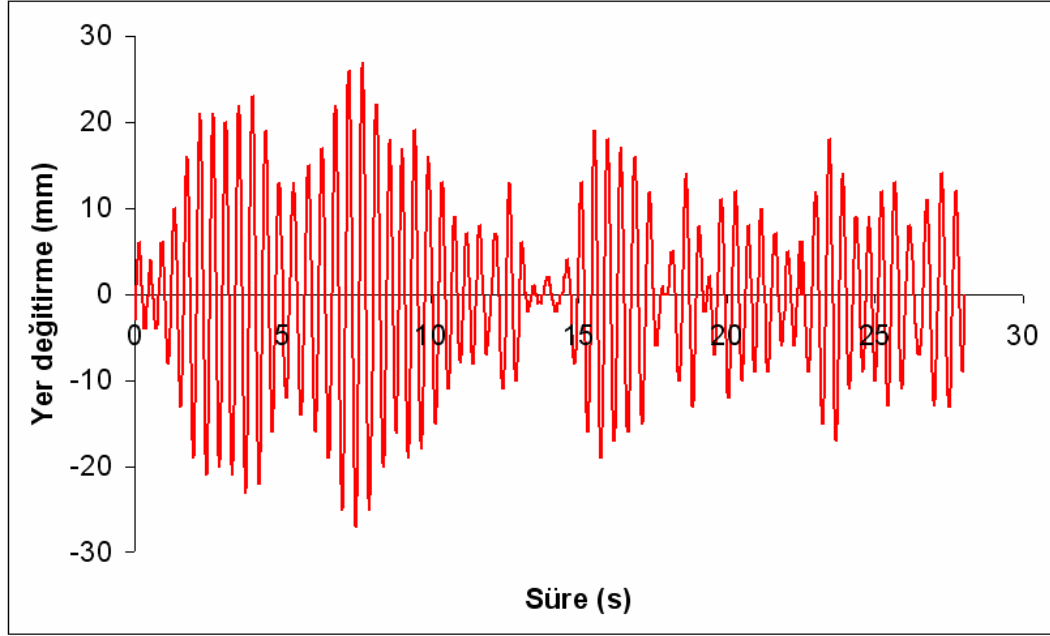
Platformun yaptığı hareket, Sınıf 1, 2 ve 3 traktörler için Şekil 3.28, 3.29 ve 3.30'da verilmiştir.



Şekil 3.28 Sınıf 1 traktörler için titreşim hareketi (Anonymous 1978, Anonim 2000a)



Şekil 3.29 Sınıf 2 traktörler için titreşim hareketi (Anonymous 1978, Anonim 2000a)



Şekil 3.30 Sınıf 3 traktörler için titreşim hareketi (Anonim 2000a)

Şekil 3.20’de görülen test ünitesinde yer alan bilgisayar yazılımında, yer değirtirme-zaman sinyallerine bağlı olarak, her üç giriş titreşim sınıfı için Visual Basic dili ile hazırlanmış programlar bulunmaktadır. Kullanıcı bu üç programdan birini seçerek, istediği giriş sınıfı için titreşim deneyini yapabilmektedir. Bazı durumlarda, bilgisayarın hızı veri almaya yeterli olmadığı için, test sistemine bir kontrol ünitesi eklenmiştir. Böylece yaklaşık 27 ms’de bir veri alma imkanı sağlanmıştır.

Benzeştirilmiş giriş titreşim deneyleri insanlarla yapılır. Bu araştırmada deneylere yardımcı olan kişilerin fiziksel özellikleri Çizelge 3.7’de verilmiştir. Şekil 3.31’de ise, hafif ve ağır sürücü kademelerinde yapılan deneyler esnasında çekilen fotoğraflar görölmektedir.

Çizelge 3.7 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerine yardımcı olan kişilerin fiziksel özellikleri

Tanım	Kütle (kg)	Boy (mm)	Cinsiyet	Yaş
Hafif sürücü	62	1720	Erkek	39
Ağır sürücü	93	1840	Erkek	30



a. Hafif sürücü

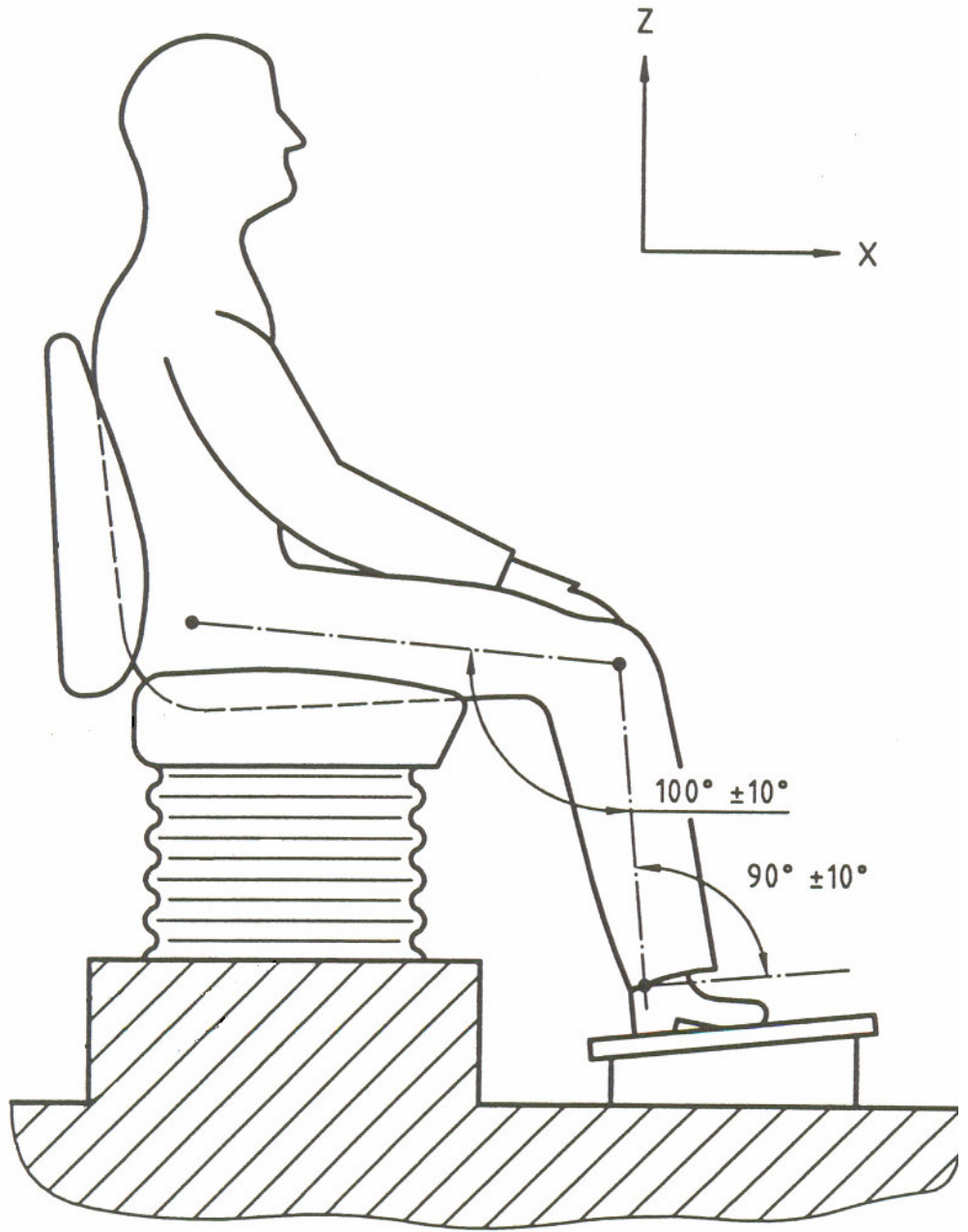


b. Ağır sürücü

Şekil 3.31 Benzeştirilmiş giriş titreşim testlerinde hafif ve ağır sürücü

Deney materyalini oluşturan bütün koltuklar, hafif ve ağır sürücü kademelerinde 1., 2. ve 3. sınıf giriş titreşim testlerine tabi tutulmuşlardır. Deneyler esnasında koltuklar, üzerindeki sürücünün kütlesine uygun kütle ayar kademesine ayarlanmıştır. Uygun ayar kademesinin tespitinde, süspansiyon deneylerinden elde edilen verilerden yararlanılmıştır. Sürücülerin bacak eklemlerinin açıları Şekil 3.32’de verilen ideal duruşa ayarlanmış, elleri ile direksiyon simidini kavrayacak ve ayaklarıyla test düzeneği üzerindeki pedallara basacak şekilde deneyler yapılmıştır. Koltuk kızağı, koltuk referans noktası ile direksiyon simidi arasındaki mesafe 625 ± 50 mm olacak şekilde ayarlanmıştır (Anonim 2000a).

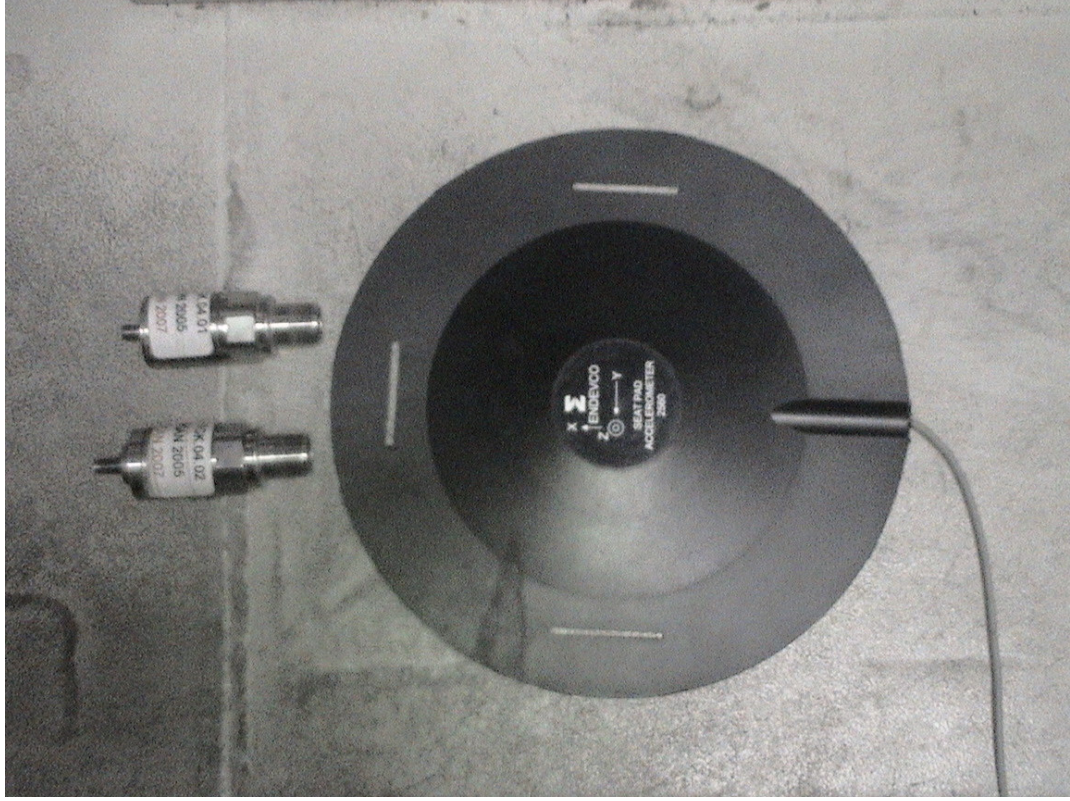
Ölçümler platform ve koltuk yüzeyinden alınmıştır. Platforma, düşey yöndeki bir başka deyişle Z eksenindeki titreşim ivmesini ölçmek için tek eksenli bir ivme algılayıcısı vidalanmıştır. Koltuk üzerindeki ölçümlerde ise, üç eksenli bir ivme algılayıcısı kullanılmıştır. İvme algılayıcısı, koltuk yüzeyi ile sürücü arasına yerleştirilmiştir.



Şekil 3.32 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinde sürücünün duruş şekli (Anonim 2003a)

İvme algılayıcıları tarafından alınan veriler, bir çevirici üzerinden bilgisayara gelmekte ve bilgisayar yazılımı verileri işlemektedir. 1. sınıf traktör testlerinde 40 ms, 2. sınıf traktör testlerinde 44 ms ve 3. sınıf traktör testlerinde ise, 27 ms aralıklarla veriler

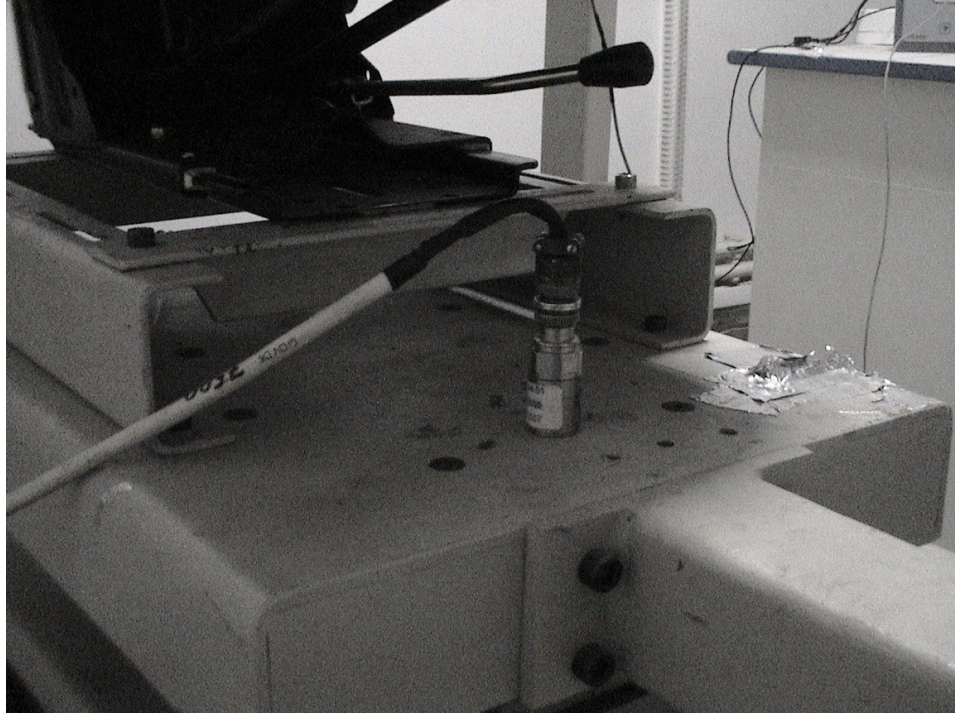
alınmıştır. Deneyler sırasında kullanılan ivme algılayıcıları Şekil 3.33’de ve bunların deney düzeneğine yerleştirilmeleri Şekil 3.34’de görülmektedir.



Şekil 3.33 Deney ünitesinde kullanılan ivme algılayıcıları

Yapılacak titreşim deneyinin sağlıklı olabilmesi için, platform hareketinin, tip onayı yönetmeliğinde belirtilen, sinyallere uygun olması sağlanmalıdır. Bunun için, platform hareketinin teorik KOK ivmesi, ağırlıksız ve ağırlıklı olarak hesaplanmıştır.

Deneyler, yönetmelikte belirtildiği gibi, iki tekerrürlü olarak yapılmıştır. Ardışık olarak ölçülen ivme değerlerinin ortalama sapmasının $\pm 0,05$ tolerans sınırı içinde kalması sağlanmıştır. Aksi durumda, tekerrür sayıları artırılarak istenilen tolerans değerlerine ulaşıncaya kadar deneylere devam edilmiştir. Deney sonucu, bu iki tekrarın aritmetik ortalamasıdır.



a. Tek eksenli ivme algılayıcısının platforma bağlanması



b. Üç eksenli ivme algılayıcısının koltuk yüzeyine yerleştirilmesi

Şekil 3.34 İvme algılayıcılarının deney ünitesine yerleştirilmesi

3.2.2.5 Sönümlleme deneyleri

Sönümlleme deneyleri, koltuk sönümlleme etkinliğinin belirlenmesi amacıyla yapılmıştır. Bu amaçla her bir koltuğa iki deney uygulanmıştır.

a. 0,50...2,00 Hz frekans aralığında sönümlleme deneyi

Bu deney 78/764/AT Tip Onayı Yönetmeliği'nde yapılması zorunlu olan bir testtir. Yönetmeliğe göre, rezonans aralığında sönümlleme karakteristiklerinin belirlenmesi deneyi, Şekil 3.20'de görülen test ünitesinde yapılır. Bu amaçla Visual Basic diliyle bir yazılım yazılmış olup, 60 saniye süren bir deney yapılmaktadır. Deneylerde platform, ± 15 mm tepe genliğinde, 0,50 Hz'den 2,00 Hz'e artan ve 2,00 Hz'den 0,50 Hz'e azalan frekansta bir sinüzoidal titreşim hareketi yapar. Platform frekansının artışı ve azalması, 0,05 Hz'lik frekans adımlarıyla yapılır.

Sönümlleme deneyi, hafif sürücüyü temsil eden 40 kg'lık ve ağır sürücüyü temsil eden 80 kg'lık iki adet kütle kullanılarak yapılmıştır. Teorik olarak bir sürücü koltuğu üzerine, koltuk üzerindeki kişinin kütesinin 5/7'i transfer olmaktadır (Sabancı 1984). Buna göre mekanik koltuklar, 40 kg'lık kütle ile yapılan deneyde 56 kg; 80 kg'lık kütle ile yapılan deneyde ise, 112 kg'lık veya bu değerlere en yakın ayar kademesinde ayarlanmıştır. Pnömatik koltuk ayarları ise, otomatik kütle ayarlı tiplerde, otomatik olarak; manivel kütle ayarlı tipte ise, kütle skalası takip edilerek yapılmıştır.

Deneylerde, koltuk üzerindeki kütleden ve platformdan ivme ölçümleri gerçekleştirilmiştir. İvme algılayıcıları, koltuk üzerinde, sabit kütlelerin ortasına yerleştirilen bağlantı yuvasına ve platform üzerinde, platforma bağlı bulunan koltuğun altındaki bölgeye vidalanmıştır. Şekil 3.35'de bu bağlantı yuvası ve ivme algılayıcısı görölmektedir.

Testlerden sonra frekans analizi yapılarak, her bir frekans kademesindeki frekans ağırlıklı KOK ivme seviyeleri hesap edilmiştir. Daha sonra, tüm frekans adımları için

hesap edilen değerlerin kareler ortalamasının karekökü alınarak, koltuğun titreşim sönümleme etkinliği aşağıdaki eşitlik yardımıyla belirlenmiştir (Anonim 2000a):

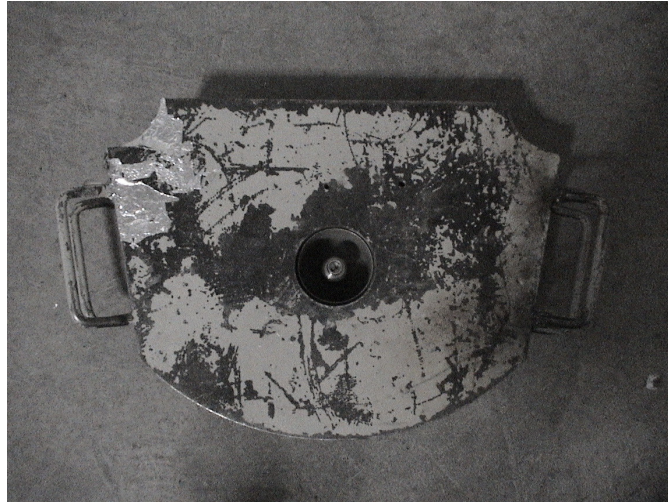
$$V = \frac{a_{wk}}{a_{wp}} \dots\dots\dots 3.1$$

Burada;

V : Koltuğun titreşim sönümleme etkinliği (boyutsuz orantı),

a_{wk} : Tüm deney boyunca koltukta ölçülen frekans ağırlıklı KOK ivme seviyesi (m/s^2),

a_{wp} : Tüm deney boyunca platformda ölçülen frekans ağırlıklı KOK ivme seviyesi (m/s^2)’dir.



şekil 3.35 Sabit kütleler ve ivme algılayıcı yuvası

b. Rezonans frekansı (sönümlü doğal frekans)’nın ve sönümleme oranının belirlenmesi deneyi

Sönümleme deneyine ek olarak koltuğun 40 kg ve 80 kg’lık sabit kütleler ile yüklü durumdayken, rezonans frekansı yani sönümlü doğal frekansı tespit edilmiştir. Rezonans frekans 0,50...5,00 Hz frekans bandında aranmıştır. Frekans artışları rezonans frekansa kadar 0,10 Hz; rezonans frekans geçildikten sonra 0,20 Hz olarak belirlenmiştir. Test süresince tüm frekans kademelerinde ağırlıksız ve frekans ağırlıklı KOK ivme seviyeleri ile iletkenlik oranları hesaplanmıştır. İletkenlik oranı, aşağıdaki gibi belirlenmiştir (Anonim 2003a).

$$\dot{I} = \frac{a_{wkr}}{a_{wpr}} \dots\dots\dots 3.2$$

Burada;

$\dot{I}$: İletkenlik oranı (boyutsuz orantı),

a_{wkr} : Rezonans frekansta koltuktaki frekans ağırlıklı KOK ivme seviyesi (m/s²),

a_{wpr} : Rezonans frekansta platformdaki frekans ağırlıklı KOK ivme seviyesi (m/s²)’dir.

Koltuğun ve platformun hareketi tipik bir sönümlü zorlanmış periyodik titreşim hareketidir. Dolayısıyla iletkenlik oranı 1.21 numaralı eşitlik yardımıyla hesaplanır. Rezonans koşullarında, platformun ve koltuğun doğal frekansları eşit olacağından, başka bir deyişle, frekanslar oranı 1 olacağından, 1.21 numaralı eşitlikten yararlanılarak sönümleme oranı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$D = \left(\frac{1}{4(\dot{I}^2 - 1)} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots 3.3$$

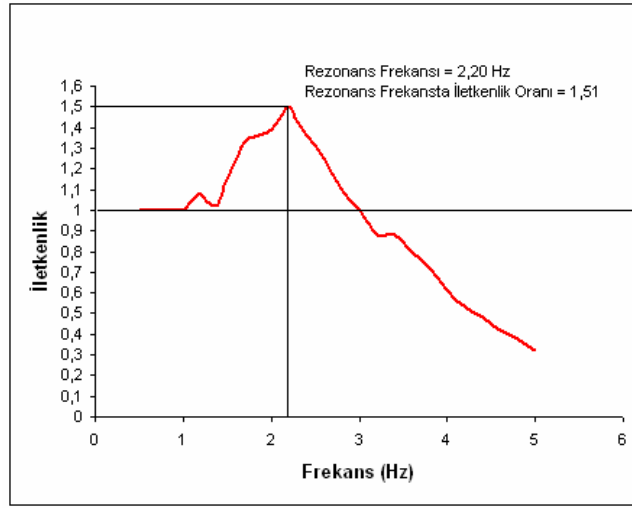
Burada;

D : Sönümleme oranı (boyutsuz orantı)’dır.

Şekil 3.36’da rezonans aralığında sönümleme deneyi ve Şekil 3.37’de bir frekans-iletkenlik eğrisi görülmektedir.



Şekil 3.36 Sönümleme karakteristiklerinin belirlenmesi deneyi



Şekil 3.37 Frekans-iletkenlik eğrisi

3.2.2.6 Deney sonuçlarının değerlendirilmesi

Deney sonuçlarının değerlendirilmesinde aşağıdaki kriterler göz önünde bulundurulur (Anonim 2000a):

a. Boyutsal ölçümlerde, bir koltuğun kabul edilebilmesi için, Şekil 3.24’de belirtilen yerlerden alınan ölçülerin aşağıdaki şartları yerine getirmesi istenir:

1. Koltuk yüzey derinliği (A), 400 ± 50 mm toleransları içerisinde olmalıdır. Dar izli traktörlerde bu ölçü 300 mm’den az olmayacak şekilde küçültülebilir.
2. Koltuk yüzey genişliği (B) en az 450 mm olmalıdır. Dar izli traktörlerde bu ölçü 400 mm’den az olmayacak şekilde küçültülebilir.
3. Koltuk yüzeyi yatay düzlemle $3^0 \dots 12^0$ açısı (α) yapacak şekilde yukarıya doğru eğimli olmalıdır.
4. Koltuk arkalığının üst kenarı ile koltuk referans noktası arasındaki mesafe (E) en az 260 mm olmalıdır.
5. Arkalık düşey düzlemle 10 ± 5^0 ’lik açısı (β) oluşturacak şekilde arkaya doğru eğimli olarak imal edilmelidir.
6. Koltuk yatay yönde (C) en az 150 mm’lik ve düşey yönde (D) en az 60 mm’lik mesafelerde ayarlanabilme olanağına sahip olmalıdır. Bu ayarlanabilme mesafeleri dar izli traktörlere takılacak koltuklar için sırasıyla en az 60 mm ve 30 mm olabilir.

- b. Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütesine göre ayar aralığının belirlenmesi deneyinin olumlu olarak değerlendirilebilmesi için, mekanik bir sürücü koltuğu hafif sürücü kademesinde en fazla 50 kg; ağır sürücü kademesinde ise, en az 100 kg'lık bir ayar imkânına sahip olmalıdır.
- c. Yanal kararlılığın yeterli olarak değerlendirilebilmesi için, koltuğun sağında ve solunda yük altında ölçülen açı değişimi 5^0 'yi geçmemelidir.
- d. Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinde hafif ve ağır sürücü kademelerinde koltuk yüzeyinden ölçülen ağırlıklı KOK ivme değerleri en fazla $1,25 \text{ m/s}^2$ olmalıdır.
- e. Rezonans aralığında sönümleme karakteristiklerinin belirlenmesi deneyinde, 3.1 numaralı eşitliğin sonucu en fazla 2 olmalıdır.

3.2.3 Deney sonuçlarının değerlendirilmesinde kullanılan istatistiksel yöntemler

3.2.3.1 KOK ivme değerinin belirlenmesi

Titreşimin değerlendirilmesinde aksi belirtilmedikçe frekans ağırlıklı KOK ivme değeri kullanılır (Anonymous 1997). Bu değer aşağıdaki eşitlikle hesaplanır (Anonymous 1997, Anonim 2005):

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots 3.4$$

Burada,

a_w : Frekans ağırlıklı KOK ivme (m/s^2),

$a_w(t)$: Zamanla değişen anlık frekans ağırlıklı ivme değeri (m/s^2),

T : Ölçüm süresi (s)'dir.

Frekans ağırlıklı KOK ivme aşağıdaki eşitlik ile de hesaplanabilir:

$$a_w = \left(\frac{\sum_{i=1}^n a_{wi}^2(t)}{n} \right)^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots 3.5$$

Burada;

n : Ölçüm sayısıdır.

3.5 numaralı eşitlik populasyonun standart sapmasını verir (Düzgüneş vd. 1993). Bu değer, doğrudan doğruya titreşim hareketinin enerji içeriğini gösterir. Burada, üzerinde durulması gereken konu, frekans ve zaman ağırlığıdır. Titreşimin insan sağlığı ve rahatlığı üzerinde etkisini incelemek için yapılan çalışmalar, hareketin büyüklüğü ile beraber, frekansın ve harekete maruz kalınma süresinin de önemli faktörler olduğunu göstermiştir (Griffin 1997). İşte bu ağırlık faktörleri, titreşimin sağlık ve rahatlık üzerindeki olası etkilerini tam olarak tahmin edebilmek amacıyla kullanılır. Bu yüzden, frekans ve maruz kalınma süreleri ile ilgili olarak, değişik yaş ve cinsiyet gruplarını temsil eden gönüllü deneklerden oluşan örnekler üzerinde yapılan laboratuvar çalışmalarında, değişik titreşim ortamlarındaki insan tepkileri incelenmiştir (Griffin 1997). Araştırmalardan elde edilen veriler yardımıyla frekans ağırlıklandırma faktörleri ve zaman ağırlığı eşitlikleri belirlenmiştir.

Titreşim ölçümlerinden alınan ağırlıksız ham ivme değerlerinin kullanılması, hareketin insan sağlığı ve rahatlığı üzerindeki etkilerini tam olarak anlayabilmede yetersiz kalmaktadır. Bu amaçla, ortamdan beklenen performans kriterinin, hareketin frekansının ve harekete maruz kalınma süresinin de değerlendirmede göz önüne alınması gerekir. Çünkü bir titreşim hareketi, yapılan işe ve bulunulan ortama göre, insanlar üzerinde değişik etkiler meydana getirir. Örneğin, bir iş makinesinden beklenen performans ve rahatlık kriterleri, karayolu taşıtlarından beklenen kriterlerden oldukça farklıdır (Griffin 1997). Bu amaçla, titreşimin sağlık ve rahatlık değerlendirmesinde, yukarıda bahsettiğimiz frekans ağırlıkları ve zaman ağırlıklandırma eşitlikleri kullanılır. Bütün vücut titreşimi ve el-kol titreşimi için verilen frekans ağırlıklandırma faktörleri Çizelge 3.8’de görülmektedir.

Çizelge 3.8 Temel ve ilave ağırlıklandırma faktörleri
(Anonymous 1997, Anonim 2005)

Tüm Vücut Titreşimi					
Temel Ağırlıklandırma Faktörleri			İlave Ağırlıklandırma Faktörleri		
Ağırlıklandırma Faktörü	Anma frekans aralığı (Hz)	Yön	Ağırlıklandırma Faktörü	Anma frekans aralığı (Hz)	Yön
W_k	0,5...80	Düşey yön (z eksen)	W_c	0,5...80	Koltuk arkılığı yatay yön (x eksen)
W_d	0,5...80	Yatay yönler (x ve y eksenleri)	W_e	0,5...80	Açısal titreşim, bütün doğrultular (r_x , r_y ve r_z doğrultuları)
W_f	0,1...0,5	Hareket hastalığı, düşey yön (z eksen)	W_j	0,5...80	Uzanmış kişinin başı, yatay yön (x eksen)
W. B. Birleşik	1...80	Birleşik yönler			
El-kol titreşimi					
Ağırlıklandırma faktörü		Anma frekans aralığı (Hz)		Yön	
W_h		8...1000		Bütün yönler (x, y ve z eksenleri)	

Çizelge 3.8’de verilen frekans ağırlık faktörlerinin aktarım fonksiyonlarına ilişkin parametreler Çizelge 3.9’da verilmiştir.

Çizelge 3.9 Frekans ağırlık faktörlerinin aktarım fonksiyonlarına ilişkin parametreler
(Anonymous 1997, Anonim 2005)

Ağırlıklandırma Faktörü	Band Sınırlama		İvme-Hız Geçişi			Yükselme Basamağı			
	f_1 (Hz)	f_2 (Hz)	f_3 (Hz)	f_4 (Hz)	Q_4	f_5 (Hz)	Q_5	f_6 (Hz)	Q_6
W_k	0,4	100	12,5	12,5	0,63	2,37	0,91	3,35	0,91
W_d	0,4	100	2,0	2,0	0,63	∞	-	∞	-
W_f	0,08	0,63	∞	0,25	0,86	0,0625	0,80	0,1	0,80
W. B. Birleşik	0,7943	100	-	5,684	-	∞	-	∞	-
W_c	0,4	100	8,0	8,0	0,63	∞	-	∞	-
W_e	0,4	100	1,0	1,0	0,63	∞	-	∞	-
W_j	0,4	100	∞	∞	-	3,75	0,91	5,32	0,91
W_h	6,310	1258,9	15,915	15,915	0,64	∞	-	∞	-

Çizelge 3.9’da $f_1...f_6$ frekansları ile $Q_4...Q_6$ rezonans nitelik faktörleri, girdi değeri olarak, ivmeye göre genel frekans ağırlıklandırmasını belirten aktarım fonksiyonlarının parametreleridir. Aktarım fonksiyonları birkaç faktörün çarpımı olarak ifade edilebilir (Anonymous 1997, Anonim 2005):

a. Band sınırlama

(Butterworth karakteristiğine sahip çift kutuplu filtre ($Q_1=Q_2=\frac{1}{\sqrt{2}}$))

Yüksek geçişli

$$|H_h(P)| = \left| \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{2} \omega_1}{P} + \left(\frac{\omega_1}{P}\right)^2} \right| = \sqrt{\frac{f^4}{f^4 + f_1^4}} \dots\dots\dots 3.6$$

Düşük geçişli

$$|H_l(P)| = \left| \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{2} P}{\omega_2} + \left(\frac{P}{\omega_2}\right)^2} \right| = \sqrt{\frac{f_2^4}{f^4 + f_2^4}} \dots\dots\dots 3.7$$

b. İvme-hız geçişi

$$|H_t(P)| = \left| \frac{1 + \frac{P}{\omega_3}}{1 + \frac{P}{Q_4 \omega_4} + \left(\frac{P}{\omega_4}\right)^2} \right| = \sqrt{\frac{f^2 + f_3^2}{f_3^2}} \sqrt{\frac{f_4^4 Q_4^2}{f^4 Q_4^2 + f^2 f_4^2 (1 - 2Q_4^2) + f_4^4 Q_4^2}} \dots\dots\dots 3.8$$

W. B. birleşik için bu ifade aşağıdaki şekilde değiştirilir.

$$|H_t(P)| = \left| \frac{1}{1 + \frac{P}{\omega_4}} \right| = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{f^2}{f_4^2}}} \dots\dots\dots 3.9$$

c. Yükselme basamağı

$$|H_s(P)| = \frac{\left| 1 + \frac{P}{Q_5 \omega_5} + \left(\frac{P}{\omega_5} \right)^2 \right| \left(\frac{\omega_5}{\omega_6} \right)^2}{\left| 1 + \frac{P}{Q_6 \omega_6} + \left(\frac{P}{\omega_6} \right)^2 \right|} = \frac{Q_6}{Q_5} \sqrt{\frac{f^4 Q_5^2 + f^2 f_5^2 (1 - 2Q_5^2) + f_5^4 Q_5^2}{f^4 Q_6^2 + f^2 f_6^2 (1 - 2Q_6^2) + f_6^4 Q_6^2}} \dots\dots\dots 3.10$$

Bu eşitliklerde;

$$\omega_n = 2\pi f_n \quad (n = 1 \dots 6),$$

$$P = i\omega \quad (\text{Sanal açısal frekans}),$$

$$i = \sqrt{-1} \text{ 'dir.}$$

Toplam ağırlıklandırma fonksiyonu, bu bileşenlerin çarpımıdır ve aşağıdaki gibi hesap edilir (Anonymous 1997, Anonim 2005):

$$H(P) = H_h(p) H_l(p) H_t(p) H_s(p) \dots\dots\dots 3.11$$

Yukarıda verilen toplam ağırlıklandırma fonksiyonu, ağırlıklandırma faktörünü verir ve buna bağlı olarak frekans ağırlıklı ivme aşağıdaki eşitliğe göre hesaplanır (Anonymous 1997):

$$a_w = \left[\sum_{i=1}^n (W_i a_i)^2 \right]^{1/2} \dots\dots\dots 3.12$$

Burada;

a_w : Frekans ağırlıklı KOK ivme (m/s^2),

W_i : Ağırlıklandırma faktörü,

a_i : Ağırlıksız KOK ivme (m/s^2)'dir.

Bir titreşim hareketini zaman düzleminde değerlendirmek için zaman ağırlıklandırma işlemi yapılır. Zaman ağırlıklandırma işlemi aşağıdaki eşitlik yardımı ile gerçekleştirilir (Anonim 2005):

$$a_w(t_0) = \left[\frac{1}{\tau} \int_0^{t_0} a^2(t) e^{\left(\frac{t-t_0}{\tau}\right)} dt \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots 3.13$$

Burada;

- a : İvme sinyalinin anlık büyüklüğü (m/s²),
τ : Sürekli ortalama almak için zaman sabitesi (tercihen 1 s),
t : Anlık süre (s),
t₀ : Toplam gözlem süresi (s)'dir.

3.2.3.2. Deney ünitesi platform hareketinin kontrolü

Daha önce de belirtildiği gibi, deney sonuçlarının doğruluğu için, test ünitesindeki platform hareketinin 78/764/AT Tip Onayı Yönetmeliği'nde belirtilen teorik simülasyon hareketlerine uygun olarak çalışması gerekmektedir. Yönetmelikte belirtilen teorik simülasyon hareketi verilerinden hesaplanan ağırlıklı ve zaman ağırlıklı teorik KOK ivme değerleri Çizelge 3.10'da verilmiştir.

Çizelge 3.10 78/764/AT Tip Onayı Yönetmeliği'nde belirtilen platform hareketlerinden hesaplanan ağırlıksız ve zaman ağırlıklı teorik ivme değerleri

Titreşim Sınıfı	a _p (m/s ²)	a _{wp} (m/s ²)
1	2,32	2,01
2	1,74	1,87
3	3,63	2,45

Deneyler sırasında platform hareketi ölçülerek, ± % 5 tolerans sınırları içerisinde, teorik ivme değerlerinin elde edilip edilmediği kontrol edilmiştir. Bu değerler elde edildiğinde, test sonuçları kabul edilmiş, aksi durumda ise sonuçlar kabul edilmemiştir.

Platform hareketinin kontrolünde bir diğer önemli husus, değişik tip koltuklar ile yürütülen deneyler sırasında platformdan ölçülen değerlerin tutarlılık kontrolünün yapılmasıdır. Koltuk tipleri her ne kadar farklı olsa da, platform tüm koltuklar için aşağı yukarı aynı hareketi yapmalıdır. Böylece koltuklar arasında yapılacak karşılaştırmanın sağlıklı bir zemin üzerine oturtulması sağlanır. Bu amaçla her bir koltuk için bütün

titreşim sınıflarında yapılan deneyler esnasında platformdan ölçülen ağırlıklı KOK ivme değerlerinden, aritmetik ortalama, ortalama sapma, standart sapma ve varyasyon katsayısı (CV) istatistikleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kullanılan formüller aşağıda verilmiştir (Düzgüneş vd. 1993).

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \dots\dots\dots 3.14$$

$$OS = \frac{\sum_{i=1}^n |x_i - \bar{x}|}{n} \dots\dots\dots 3.15$$

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{(n-1)}} \dots\dots\dots 3.16$$

$$CV = \frac{S}{\bar{x}} 100 \dots\dots\dots 3.17$$

Burada;

- x_i : Değişkenler,
- n : Değişken sayısı,
- $\bar{x}$: Değişkenlerin aritmetik ortalaması,
- OS : Ortalama sapma,
- S : Standart sapma
- CV : Varyasyon katsayısıdır.

Deney sonuçlarının kabul edilebilirliği için, Tarım Alet ve Makinaları Test Merkezi Müdürlüğü deney kriterlerine göre, CV değerinin % 5'in altında olması yeterli görülmüştür.

3.2.3.3 Koltuk kütlesinin deney sonuçlarına etkisinin kontrol edilmesi

Araştırma materyalini oluşturan koltukların kütlesi tartılarak belirlenmiştir. Koltuklar, hangi süspansiyon tip grubunun içinde yer alıyorsa, o grup içerisinde incelenmiştir. Buna göre L tipi ve yatay tip mekanik süspansiyon grupları ile, otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuk grubu araştırmaya tabi tutulmuştur. Düşey tip mekanik süspansiyon ve kütle ayarı elle yapılan pnömatik süspansiyon grubu, yeterli numune bulunamadığından kontrol dışında tutulmuştur. Koltuk kütlesinin tüm titreşim sınıfları için titreşim ivmesine etkisi, koltuk kütlesinin rezonans frekansa etkisi ve koltuk kütlesinin sönümleme katsayısına olan etkileri araştırılmıştır. İncelemede, kontrol edilecek niceliklerin dağılımları grafik üzerinde belirlenmiş ve regresyon doğrusu çizilerek R^2 değeri hesaplanmıştır. Dağılım grafiklerinin çiziminde ve regresyon doğrusunun çizilmesi ile R^2 değerinin hesaplanmasında Microsoft Excel programı kullanılmıştır.

3.2.3.4 Süspansiyon yolunun deney sonuçlarına etkisinin araştırılması

Daha önce de açıklandığı gibi, süspansiyon yolu, süspansiyon karakteristiklerinin belirlenmesi deneylerinden elde edilmiştir. Burada, süspansiyon yolu ile, deney sonuçları arasında doğrusal bir ilişkinin mevcudiyeti araştırılmıştır. Bu inceleme yalnızca mekanik süspansiyonlu koltuklarda yapılmıştır. Düşey tip mekanik süspansiyon grubunda yeterli miktarda numune bulunmadığından L tipi ve yatay tip mekanik süspansiyon grupları incelenmiştir. Burada, öncelikle süspansiyon yolunun titreşim ivmesine etkisi araştırılmıştır. Bunun için titreşim deneylerinde kullanılan sürücüler için uygun ayar kademelerindeki süspansiyon yolları belirlenmiş ve her üç titreşim sınıfı deneylerinden elde edilen ivme değerlerine göre dağılım grafikleri çizilerek, regresyon doğruları elde edilmiş ve R^2 değerleri hesaplanmıştır. Daha sonra süspansiyon yolunun 40 ve 80 kg'lık sabit kütlelerle yapılan deneylerde rezonans frekansa ve sönümleme katsayısına olan etkileri aynı yöntemle araştırılmıştır. Bu çalışmada da Microsoft Excel yazılımı kullanılmıştır.

3.2.3.5 Rezonans frekansının deney sonuçlarına etkilerinin araştırılması

Burada sönümlleme deneyleri sırasında belirlenen rezonans frekansının sönümlleme oranına etkisi incelenmiştir. Aynı şekilde L tipi ve yatay tip mekanik süspansiyonlu gruplar ile otomatik kütle ayarlı pnömatik süspansiyonlu grup incelemeye tabi tutulmuştur. Araştırmada, rezonans frekanslar ile 40 ve 80 kg'lık sabit kütlelerle yapılan sönümlleme deneylerinden bulunan sönümlleme katsayılarının dağılım grafikleri kullanılmıştır. Dağılım grafiklerinden elde edilen regresyon doğrusu ile buradan hesaplanan R^2 değerleri kullanılarak değerlendirme yapılmıştır.

3.2.3.6 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneyi sonuçlarının karşılaştırılması

Hafif ve ağır sürücü kademelerinde, her üç sınıf için de yapılan benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinden elde edilen sonuçlar, her bir süspansiyon sınıfı için karşılaştırılmıştır. Burada, farklı grupların tespiti için kullanılan Duncan Analiz Yöntemi'nden yararlanılmıştır. Bu amaçla SAS 8.0 adlı bir yazılım kullanılmıştır. Deneylerin yapıldığı sürücü kademesi, koltuk süspansiyon tipi, koltuk tipi ve tekerrürler tanımlanmış ve bağıl değişken olarak koltuk üzerinden ölçülen ağırlıklı KOK ivme değerleri kullanılmıştır. Bu amaçla yukarıda tanımlanan niceliklere ait şablonlar oluşturulmuştur. Sınıf 1 için oluşturulan şablon Çizelge 3.11'de, Sınıf 2 için oluşturulan şablon Çizelge 3.12'de ve Sınıf 3 için oluşturulan şablon Çizelge 3.13'de verilmiştir. Çizelgelerde sürücü sütununda görülen 1, hafif sürücü; 2 ise, ağır sürücünün kodudur. Koltuk süspansiyon tipinde görülen rakamlar ise sırasıyla;

- 1- L tipi mekanik süspansiyon grubu
- 2- Düşey tip mekanik süspansiyon grubu
- 3- Yatay tip mekanik süspansiyon grubu
- 4- Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyon grubu
- 5- Kütle ayarı elle yapılan tip pnömatik süspansiyon grubunu temsil etmektedir.

Koltuk tipi sütununda verilen rakamlar ise;

- 1- MLS01 tip traktör sürücü koltuğu
- 2-MLS02 tip traktör sürücü koltuğu

- 3-MLS03 tip traktör sürücü koltuğu
- 4-MLS04 tip traktör sürücü koltuğu
- 5-MLS05 tip traktör sürücü koltuğu
- 6-MLS06 tip traktör sürücü koltuğu
- 7-MLS07 tip traktör sürücü koltuğu
- 8-MDS01 tip traktör sürücü koltuğu
- 9-MDS02 tip traktör sürücü koltuğu
- 10-MYS01 tip traktör sürücü koltuğu
- 11-MYS02 tip traktör sürücü koltuğu
- 12-MYS03 tip traktör sürücü koltuğu
- 13-MYS04 tip traktör sürücü koltuğu
- 14-POA01 tip traktör sürücü koltuğu
- 15-POA02 tip traktör sürücü koltuğu
- 16-POA03 tip traktör sürücü koltuğu
- 17-POA04 tip traktör sürücü koltuğu
- 18-PMA01 tip sürücü koltuğunu tanımlamaktadır.

Tekerrür sütununda ise 1, birinci tekerrürü; 2, ikinci tekerrürü göstermektedir. Tekerrür sütunundan sonra gelen ivme değeri ise, koltuk üzerinden ölçülen ağırlıklı KOK ivmedir.

3.2.3.7 Sönümleme deneylerinden elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Sönümleme deneylerinde hafif sürücüyü temsilen 40 kg'lık ve ağır sürücüyü temsilen 80 kg'lık sabit kütlelerle deneyler yapılmıştır. Bu iki kütle kademesinde yapılan deneylerde sönümleme etkinliği (V) ve sönümleme oranı (D) değerleri belirlenmiştir. Bu amaçla yine SAS 8.0 yazılımı kullanılarak Duncan Analizi yapılmıştır. Buna göre başlıca koltuk nicelikleri yine sürücü, koltuk süspansiyon tipi ve koltuk tipi olarak belirlenmiş, bağıl değişkenler de sönümleme etkinliği ile sönümleme oranı değerleri olmuştur. Sönümleme etkinliği değerleri için oluşturulan şablon Çizelge 3.14'de ve sönümleme katsayısı değerleri için oluşturulan şablon ise, Çizelge 3.15'de verilmiştir. Çizelgelerde görülen rakamların açıklaması yukarıda verilmiştir. Deneyler 78/764/AT

Tip Onayı Yönetmeliği ve TS ISO 5007 standardında belirtildiği gibi tek tekerrürlü olarak yapıldıklarından çizelgelerde tekerrür sütunu yer almamaktadır.

Çizelge 3.11 Duncan Analizi için Sınıf 1 titreşim deneyleri için oluşturulan şablon

Sürtücü	Koltuk Süspansiyon tipi	Koltuk Tipi	Tekerrür	İvme (m/s ²)	Sürtücü	Koltuk Süspansiyon tipi	Koltuk Tipi	Tekerrür	İvme (m/s ²)
1	1	1	1	1,05	2	1	1	1	0,98
1	1	1	2	1,07	2	1	1	2	1,07
1	1	2	1	1,02	2	1	2	1	0,86
1	1	2	2	1	2	1	2	2	0,89
1	1	3	1	0,93	2	1	3	1	1,19
1	1	3	2	0,86	2	1	3	2	1,16
1	1	4	1	1,06	2	1	4	1	0,83
1	1	4	2	1,05	2	1	4	2	0,88
1	1	5	1	0,88	2	1	5	1	0,82
1	1	5	2	0,91	2	1	5	2	0,83
1	1	6	1	0,89	2	1	6	1	0,77
1	1	6	2	0,96	2	1	6	2	0,84
1	1	7	1	1,09	2	1	7	1	0,85
1	1	7	2	1,18	2	1	7	2	0,79
1	2	8	1	0,93	2	2	8	1	1,19
1	2	8	2	0,92	2	2	8	2	1,19
1	2	9	1	0,79	2	2	9	1	1,03
1	2	9	2	0,8	2	2	9	2	1,04
1	3	10	1	0,79	2	3	10	1	0,67
1	3	10	2	0,83	2	3	10	2	0,61
1	3	11	1	0,84	2	3	11	1	0,87
1	3	11	2	0,89	2	3	11	2	0,86
1	3	12	1	1,07	2	3	12	1	0,81
1	3	12	2	1,09	2	3	12	2	0,86
1	3	13	1	0,74	2	3	13	1	0,56
1	3	13	2	0,79	2	3	13	2	0,54
1	4	14	1	0,91	2	4	14	1	0,76
1	4	14	2	0,89	2	4	14	2	0,73
1	4	15	1	0,84	2	4	15	1	0,56
1	4	15	2	0,78	2	4	15	2	0,59
1	4	16	1	1,02	2	4	16	1	0,88
1	4	16	2	1	2	4	16	2	0,81
1	4	17	1	0,85	2	4	17	1	0,66
1	4	17	2	0,95	2	4	17	2	0,63
1	5	18	1	1,01	2	5	18	1	0,65
1	5	18	2	1,01	2	5	18	2	0,65

Çizelge 3.12 Duncan Analizi için Sınıf 2 titreşim deneyleri için oluşturulan şablon

Sürücü	Koltuk Süspansiyon Tipi	Koltuk Tipi	Tekerrür	İvme (m/s ²)	Sürücü	Koltuk Süspansiyon Tipi	Koltuk Tipi	Tekerrür	İvme (m/s ²)
1	1	1	1	1,17	2	1	1	1	0,9
1	1	1	2	1,11	2	1	1	2	0,96
1	1	2	1	1,1	2	1	2	1	1,03
1	1	2	2	1,12	2	1	2	2	1,05
1	1	3	1	1,06	2	1	3	1	1,02
1	1	3	2	1,15	2	1	3	2	1
1	1	4	1	0,91	2	1	4	1	0,95
1	1	4	2	0,94	2	1	4	2	0,89
1	1	5	1	1,04	2	1	5	1	0,82
1	1	5	2	1,06	2	1	5	2	0,8
1	1	6	1	0,97	2	1	6	1	0,81
1	1	6	2	0,97	2	1	6	2	0,8
1	1	7	1	0,95	2	1	7	1	0,82
1	1	7	2	0,9	2	1	7	2	0,91
1	2	8	1	1,03	2	2	8	1	1,08
1	2	8	2	1,03	2	2	8	2	1,08
1	2	9	1	0,92	2	2	9	1	0,88
1	2	9	2	0,92	2	2	9	2	0,88
1	3	10	1	0,96	2	3	10	1	0,71
1	3	10	2	0,86	2	3	10	2	0,67
1	3	11	1	0,85	2	3	11	1	0,74
1	3	11	2	0,87	2	3	11	2	0,77
1	3	12	1	1,26	2	3	12	1	0,95
1	3	12	2	1,16	2	3	12	2	0,96
1	3	13	1	0,98	2	3	13	1	0,85
1	3	13	2	1,04	2	3	13	2	0,81
1	4	14	1	0,92	2	4	14	1	0,82
1	4	14	2	0,96	2	4	14	2	0,85
1	4	15	1	0,76	2	4	15	1	0,69
1	4	15	2	0,73	2	4	15	2	0,7
1	4	16	1	1,06	2	4	16	1	0,68
1	4	16	2	0,96	2	4	16	2	0,63
1	4	17	1	1,01	2	4	17	1	0,83
1	4	17	2	1,01	2	4	17	2	0,81
1	5	18	1	0,92	2	5	18	1	1,04
1	5	18	2	0,92	2	5	18	2	1,04

Çizelge 3.13 Duncan Analizi için Sınıf 3 titreşim deneyleri için oluşturulan şablon

Sürücü	Koltuk Süspansiyon Tipi	Koltuk Tipi	Tekerrür	İvme (m/s ²)	Sürücü	Koltuk Süspansiyon Tipi	Koltuk Tipi	Tekerrür	İvme (m/s ²)
1	1	1	1	1,12	2	1	1	1	1,09
1	1	1	2	1,2	2	1	1	2	1,09
1	1	2	1	1,05	2	1	2	1	1,29
1	1	2	2	1,09	2	1	2	2	1,32
1	1	3	1	1,17	2	1	3	1	1,24
1	1	3	2	1,21	2	1	3	2	1,34
1	1	4	1	1,22	2	1	4	1	0,8
1	1	4	2	1,2	2	1	4	2	0,88
1	1	5	1	0,93	2	1	5	1	0,86
1	1	5	2	0,95	2	1	5	2	0,78
1	1	6	1	0,96	2	1	6	1	1,03
1	1	6	2	0,97	2	1	6	2	1,04
1	1	7	1	1,11	2	1	7	1	0,99
1	1	7	2	1,05	2	1	7	2	1,05
1	2	8	1	0,94	2	2	8	1	0,96
1	2	8	2	0,93	2	2	8	2	0,97
1	2	9	1	0,93	2	2	9	1	1,02
1	2	9	2	0,93	2	2	9	2	1,03
1	3	10	1	0,87	2	3	10	1	0,67
1	3	10	2	0,83	2	3	10	2	0,74
1	3	11	1	0,86	2	3	11	1	0,78
1	3	11	2	0,82	2	3	11	2	0,8
1	3	12	1	1,06	2	3	12	1	1,02
1	3	12	2	1	2	3	12	2	1,01
1	3	13	1	0,92	2	3	13	1	0,83
1	3	13	2	0,98	2	3	13	2	0,85
1	4	14	1	0,91	2	4	14	1	0,78
1	4	14	2	0,91	2	4	14	2	0,79
1	4	15	1	0,74	2	4	15	1	0,65
1	4	15	2	0,72	2	4	15	2	0,68
1	4	16	1	0,87	2	4	16	1	0,79
1	4	16	2	0,92	2	4	16	2	0,79
1	4	17	1	0,84	2	4	17	1	0,84
1	4	17	2	0,85	2	4	17	2	0,8
1	5	18	1	1,04	2	5	18	1	0,91
1	5	18	2	1,04	2	5	18	2	0,91

Çizelge 3.14 Duncan Analizi için sönümlene etkinliği değerlerine göre oluşturulan şablon

Sabit Kütle	Koltuk Süspansiyon Tipi	Koltuk Tipi	V	Sabit Kütle	Koltuk Süspansiyon Tipi	Koltuk Tipi	V
1	1	1	1,23	2	1	1	1
1	1	2	1,2	2	1	2	1,35
1	1	3	1,2	2	1	3	1,58
1	1	4	1,07	2	1	4	1,15
1	1	5	1,25	2	1	5	1,11
1	1	6	1,21	2	1	6	1,15
1	1	7	1,15	2	1	7	1,21
1	2	8	1,08	2	2	8	1,35
1	2	9	1,15	2	2	9	1,15
1	3	10	1,35	2	3	10	1,13
1	3	11	1,13	2	3	11	1,03
1	3	12	1,18	2	3	12	1,31
1	3	13	2,8	2	3	13	1,75
1	4	14	1,35	2	4	14	1,5
1	4	15	1,39	2	4	15	1,53
1	4	16	1,18	2	4	16	1,39
1	4	17	1,23	2	4	17	1,44
1	5	18	1,03	2	5	18	1,23

Çizelge 3.15 Duncan Analizi için sönümlene oranı değerlerine göre oluşturulan şablon

Sabit Kütle	Koltuk Süspansiyon Tipi	Koltuk Tipi	D	Sabit Kütle	Koltuk Süspansiyon Tipi	Koltuk Tipi	D
1	1	1	0,61	2	1	1	0,72
1	1	2	0,58	2	1	2	0,49
1	1	3	0,56	2	1	3	0,34
1	1	4	0,78	2	1	4	0,75
1	1	5	0,52	2	1	5	0,67
1	1	6	0,51	2	1	6	0,67
1	1	7	0,68	2	1	7	0,53
1	2	8	0,54	2	2	8	0,31
1	2	9	0,67	2	2	9	0,64
1	3	10	0,46	2	3	10	0,59
1	3	11	0,61	2	3	11	0,95
1	3	12	0,41	2	3	12	0,44
1	3	13	0,11	2	3	13	0,28
1	4	14	0,45	2	4	14	0,42
1	4	15	0,45	2	4	15	0,33
1	4	16	0,51	2	4	16	0,44
1	4	17	0,55	2	4	17	0,41
1	5	18	0,65	2	5	18	0,26

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

4.1 Boyutsal ölçümler

Araştırma materyalini oluşturan 18 adet mekanik ve pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltuğunda Şekil 3.24’de gösterilen yerlerden boyutsal ölçümler yapılmıştır. Mekanik süspansiyonlu koltuklardan elde edilen ölçüm sonuçları Çizelge 4.1’de, pnömatik süspansiyonlu koltuklardan elde edilen ölçüm sonuçları ise, Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm değerleri

L Tipi Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları								
Koltuk Tipi	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	α	β	Kütle (kg)
MLS01	420	455	150	60	380	9^0	10^0	22,80
MLS02	375	410	150	60	369	6^0	18^0	19,00
MLS03	375	410	150	60	369	6^0	18^0	19,00
MLS04	360	485	150	90	305	7^0	12^0	22,20
MLS05	360	485	150	90	220	7^0	12^0	19,20
MLS06	360	433	165	60	305	-	5^0	20,00
MLS07	360	433	165	60	305	-	5^0	20,00
Düşey Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları								
Koltuk Tipi	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	α	β	Kütle (kg)
MDS01	410	450	150	60	390	5^0	11^0	27,00
MDS02	378	445	160	60	340	9^0	18^0	30,40
Yatay Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları								
Koltuk Tipi	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	α	β	Kütle (kg)
MYS01	440	450	145	60	370	5^0	11^0	29,20
MYS02	365	410	224	39	375	8^0	9^0	19,80
MYS03	440	450	210	140	370	5^0	11^0	28,40
MYS04	465	450	190	100	430	5^0	11^0	54,00

Çizelge 4.2 Pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm değerleri

Otomatik Kütle Ayarlı Tip Pnömatik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları								
Koltuk Tipi	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	α	β	Kütle (kg)
POA01	465	450	190	140	430	5 ⁰	11 ⁰	49,00
POA02	465	450	190	140	430	5 ⁰	11 ⁰	49,00
POA03	440	450	210	140	370	5 ⁰	11 ⁰	31,00
POA04	440	450	210	130	370	5 ⁰	11 ⁰	31,00
Manivel Kütle Ayarlı Tip Pnömatik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları								
Koltuk Tipi	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	α	β	Kütle (kg)
PMA01	350	400	210	60	390	6 ⁰	12 ⁰	19,00

4.2 Süspansiyon Karakteristiklerine ve Sürücü Kütlesine Göre Ayar Aralığının Belirlenmesi Deneyi

Mekanik süspansiyonlu koltuklara uygulanan deneyler neticesinde en hafif ve en ağır sürücü ayar kademeleri için belirlenen kütle değerleri Çizelge 4.3’de verilmiştir. Deneyler esnasında yük altında kuvvet-süspansiyon yolu eğrileri EK-1’de, 1500 N’luk maksimum kuvvet değerinde elde edilen azami süspansiyon mesafeleri Çizelge 4.4’de görülebilmektedir.

4.3 Yanal Kararlılığın Belirlenmesi Deneyi

Yanal kararlılığın belirlenmesi deneyine tabi tutulan 18 adet numuneden elde edilen açılma değerleri Çizelge 4.5’de verilmiştir.

4.4 Benzeştirilmiş Giriş Titreşim Deneyi

Hafif ve ağır sürücüyü temsil eden iki kişi ile yapılan deneylerde, mekanik süspansiyonlu koltuklarda, koltuğun sürücü kütlesi ayar vidası, sürücünün kütlesine karşılık gelen ayar kademesine ayarlanmıştır. Bu ayar kademeleri ile ayar kuvveti ve skala değerleri L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 4.6’da, düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 4.7’de ve yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için de Çizelge 4.8’de verilmiştir. Statik yükleme testlerinden

elde edilen veriler yardımı ile çizilen kuvvet-süspansiyon yolu eğrileri de EK.2’de ve bu ayar kademelerinde belirlenen süspansiyon yolu mesafeleri Çizelge 4.9’da görülebilmektedir. Pnömatik süspansiyonlu koltuklarda ise, süspansiyon deneyi yapılmadığı için ve test edilen 5 koltuktan 4’ü otomatik kütle ayar imkanına sahip olduğundan dolayı sürücü kütlesi ayarı otomatik olarak yapılmış; kütle ayarı elle yapılan tip pnömatik süspansiyonlu bir koltukta ise, koltuğun kütle göstergesine bağlı kalınarak sürücü kütlesi ayarlanmıştır. Bu araştırmada incelenen mekanik koltuklardan elde edilen deney sonuçları Çizelge 4.10’da ve pnömatik koltuklardan elde edilen test sonuçları ise, Çizelge 4.11’de ayrıntılı olarak verilmiştir.

Çizelge 4.3 Mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarında en hafif ve en ağır kütle ayar değerleri

L Tipi Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları				
Koltuk Tipi	Sürücü Kütlesi Ayar Değerleri			
	En Hafif Sürücü		En Ağır Sürücü	
	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
MLS01	309,50	40,24	1000,00	130,00
MLS02	399,00	51,87	815,50	106,02
MLS03	435,50	56,62	1082,75	140,76
MLS04	384,00	45,24	1051,50	136,70
MLS05	333,00	43,29	1066,25	138,61
MLS06	298,00	38,74	991,50	128,90
MLS07	267,50	34,78	1059,50	137,76
Düşey Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları				
Koltuk Tipi	Sürücü Kütlesi Ayar Değerleri			
	En Hafif Sürücü		En Ağır Sürücü	
	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
MDS01	344,00	44,72	941,00	122,33
MLS02	470,50	61,17	904,00	117,52
Yatay Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları				
Koltuk Tipi	Sürücü Kütlesi Ayar Değerleri			
	En Hafif Sürücü		En Ağır Sürücü	
	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
MYS01	247,00	32,11	997,50	129,68
MYS02	492,50	64,03	1179,00	153,27
MYS03	466,75	60,68	796,25	103,57
MYS04	464,00	60,32	879,25	114,30

Çizelge 4.4 Sürücü kütleğine göre ayar aralığının belirlenmesi deneyinde elde edilen süspansiyon yolu mesafeleri

Koltuk Tipi	En Hafif Sürücü Ayar Kademesi (mm)	En Ağır Sürücü Ayar Kademesi (mm)
MLS01	104	118
MLS02	89	93
MLS03	86	83
MLS04	108	109
MLS05	112	101
MLS06	112	105
MLS07	115	104
MDS01	100	86
MDS02	115	86
MYS01	102	115
MYS02	114	83
MYS03	91	75
MYS04	85	85

Çizelge 4.5 Yanal kararlılığın belirlenmesi deneyi sırasında yük altında ölçülen açı değerleri

Koltuk Tipi	Sağa Doğru Eğim Açısı	Sola Doğru Eğim Açısı
MLS01	9 ⁰	7 ⁰
MLS02	10 ⁰	10 ⁰
MLS03	10 ⁰	9 ⁰
MLS04	4 ⁰	4 ⁰
MLS05	3 ⁰	4 ⁰
MLS06	6 ⁰	3 ⁰
MLS07	5 ⁰	4 ⁰
MDS01	7 ⁰	6 ⁰
MDS02	8 ⁰	12 ⁰
MYS01	7 ⁰	5 ⁰
MYS02	6 ⁰	7 ⁰
MYS03	5 ⁰	5 ⁰
MYS04	4 ⁰	8 ⁰
POA01	6 ⁰	6 ⁰
POA02	6 ⁰	5 ⁰
POA03	5 ⁰	5 ⁰
POA04	5 ⁰	5 ⁰
PMA01	5 ⁰	7 ⁰

Çizelge 4.6 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda benzeştirilmiş giriş titreşim testlerinin yapıldığı sürücü kütlesi ayar kademeleri

MLS01					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
25	481,00	62,53	52	721,75	93,83
MLS02					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
13	481,75	62,63	38	710,00	92,30
MLS03					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
03	481,75	62,63	38	710,00	92,30
MLS04					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
11	483,50	62,86	31	716,50	93,15
MLS05					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
11	474,25	61,65	31	720,50	93,67
MLS06					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
23	480,00	62,40	46	717,00	93,21
MLS07					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
18	477,00	62,01	41	729,00	94,77

Çizelge 4.7 Düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda benzeştirilmiş giriş titreşim testlerinin yapıldığı sürücü kütlesi ayar kademeleri

MDS01					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
16	483,50	62,86	38	715,50	93,02
MDS02					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
04	480,50	62,47	38	715,00	92,95

Çizelge 4.8 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda benzeştirilmiş giriş titreşim testlerinin yapıldığı sürücü kütlesi ayar kademeleri

MYS01					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
11	468,75	60,94	20	711,75	92,53
MYS02					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
00	492,50	64,03	11	715,50	93,02
MYS03					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
02	484,50	62,99	15	721,00	93,73
MYS04					
Hafif Sürücü (62 kg)			Ağır Sürücü (93 kg)		
Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Ayar Kademesi	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
01	472,00	61,36	14	734,00	95,42

Çizelge 4.9 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinin yürütüldüğü hafif ve ağır sürücü için uygun ayar kademelerinde 1500 N yük altında ölçülen süspansiyon yolu

Koltuk Tipi	Hafif Sürücü Kademesi (mm)	Ağır Sürücü Kademesi (mm)
MLS01	119	119
MLS02	89	91
MLS03	87	83
MLS04	112	112
MLS05	109	108
MLS06	118	112
MLS07	115	114
MDS01	111	114
MDS02	116	118
MYS01	119	119
MYS02	114	115
MYS03	91	114
MYS04	85	109

Çizelge 4.10 Mekanik koltuklarda yapılan benzeştirilmiş giriş titreşim deneyi sonuçları

L Tipi Mekanik Süspansiyonlu Sürücü Koltukları												
Koltuk Tipi	Hafif Sürücü						Ağır Sürücü					
	Sınıf 1		Sınıf 2		Sınıf 3		Sınıf 1		Sınıf 2		Sınıf 3	
	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)
MLS01	1,06	2,11	1,14	1,84	1,16	2,57	1,03	2,11	0,93	1,96	1,09	2,58
MLS02	1,01	2,11	1,11	1,90	1,07	2,57	0,88	2,00	1,04	1,87	1,31	2,57
MLS03	0,89	2,11	1,11	1,96	1,19	2,33	1,18	2,11	1,01	1,96	1,29	2,57
MLS04	1,06	2,11	0,93	1,96	1,21	2,33	0,84	2,11	0,92	1,96	0,84	2,57
MLS05	0,90	2,11	1,06	1,87	0,94	2,57	0,83	2,11	0,81	1,78	0,82	2,34
MLS06	0,93	2,11	0,97	1,84	0,97	2,57	0,81	2,11	0,81	1,78	1,06	2,33
MLS07	1,14	2,11	0,93	1,78	1,08	2,57	0,82	2,11	0,87	1,96	1,02	2,47
Düşey Tip Mekanik Süspansiyonlu Sürücü Koltukları												
Koltuk Tipi	Hafif Sürücü						Ağır Sürücü					
	Sınıf 1		Sınıf 2		Sınıf 3		Sınıf 1		Sınıf 2		Sınıf 3	
	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)
MDS01	0,93	2,11	1,03	1,96	0,94	2,33	1,19	2,03	1,08	1,78	0,97	2,41
MDS02	0,80	2,11	0,92	1,94	0,93	2,57	0,85	2,05	0,88	1,78	1,03	2,57
Yatay Tip Mekanik Süspansiyonlu Sürücü Koltukları												
Koltuk Tipi	Hafif Sürücü						Ağır Sürücü					
	Sınıf 1		Sınıf 2		Sınıf 3		Sınıf 1		Sınıf 2		Sınıf 3	
	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)
MYS01	0,79	2,11	0,91	1,92	0,85	2,57	0,64	2,11	0,69	1,78	0,71	2,57
MYS02	0,87	2,11	0,86	1,84	0,84	2,57	0,87	2,11	0,76	1,96	0,79	2,57
MYS03	1,07	2,11	1,21	1,96	1,03	2,57	0,84	2,11	0,96	1,96	1,02	2,57
MYS04	0,77	2,11	1,01	1,87	0,95	2,57	0,55	2,11	0,83	1,96	0,84	2,57

Çizelge 4.11 Pnömatik koltuklarda yapılan benzeştirilmiş giriş titreşim deneyi sonuçları

Otomatik Kütle Ayarlı Tip Pnömatik Süspansiyonlu Sürücü Koltukları												
Koltuk Tipi	Hafif Sürücü						Ağır Sürücü					
	Sınıf 1		Sınıf 2		Sınıf 3		Sınıf 1		Sınıf 2		Sınıf 3	
	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)
POA01	0,90	2,11	0,94	1,96	0,91	2,57	0,75	2,11	0,84	1,96	0,79	2,57
POA02	0,81	2,11	0,75	1,78	0,73	2,47	0,58	2,11	0,70	1,96	0,68	2,57
POA03	1,01	2,11	1,01	1,96	0,90	2,57	0,85	2,11	0,66	1,96	0,79	2,57
POA04	0,86	2,11	0,98	1,96	0,85	2,33	0,65	2,11	0,82	1,83	0,80	2,57
Kütle Ayarı Elle Yapılan Tip Pnömatik Süspansiyonlu Sürücü Koltukları												
Koltuk Tipi	Hafif Sürücü						Ağır Sürücü					
	Sınıf 1		Sınıf 2		Sınıf 3		Sınıf 1		Sınıf 2		Sınıf 3	
	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)
PMA01	1,01	2,11	0,92	1,96	1,04	2,57	0,65	2,11	1,04	1,96	0,91	2,33

4.5 Sönümleme Deneyleri

Sönümleme deneyleri 40 ve 80 kg'lık sabit kütlelerle yürütülmüştür. Koltuklar 40 kg'lık sabit kütle ile yüklü durumda iken, koltuk üzerindeki sürücünün toplam kütesinin 5/7'sinin koltuk oturma yüzeyine transfer olduğu şeklindeki teoriye uygun olarak, mekanik koltuklarda sürücü kütlesi ayarı 56 kg'lık ayar değerine en yakın kademede; aynı şekilde 80 kg'lık sabit kütle için de 112 kg'lık ayar değerine en yakın kademede yapılmıştır. Deneylerin yapıldığı ayar kademeleri, bu kademelerdeki ayar kuvvetleri ve skala değerleri Çizelge 4.12'de verilmiştir. Bu kademelerde elde edilen süspansiyon eğrileri ise EK.3'de ve süspansiyon mesafeleri de Çizelge 4.13'den görülebilir.

4.5.1 Sönümleme karakteristiklerinin belirlenmesi deneyi

0,50...2,00 Hz frekans bandında yapılan sönümleme deneyi sonuçları mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 4.14'de ve pnömatik süspansiyonlu koltuklar için de Çizelge 4.15'de verilmiştir.

4.5.2 Sönümlü doğal frekans (rezonans frekansı)'ın ve sönümleme oranı (D)'nin belirlenmesi

Çizelge 4.16'da mekanik süspansiyonlu traktör koltuklarında bulunan sönümlü doğal frekans (rezonans frekansı) ve sönümleme katsayıları verilmiştir. Pnömatik süspansiyonlu traktör koltukları için bu değerler Çizelge 4.17'de görülmektedir. EK.4'de deneylere alınan bütün koltukların frekans-iletkenlik eğrileri verilmiştir.

Çizelge 4.12 Mekanik süspansiyonlu koltuklarda sönümleme deneylerinin yapıldığı kütle ayar kademeleri

L Tipi Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları						
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle			80 kg'lık Sabit Kütle		
	Kademe	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Kademe	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
MLS01	18	434,00	56,42	67	860,75	111,90
MLS02	07	439,50	57,14	46	815,50	106,02
MLS03	00	435,50	56,62	34	861,25	111,96
MLS04	05	440,00	57,20	43	863,00	112,19
MLS05	05	435,50	56,62	42	866,75	112,68
MLS06	16	427,50	55,58	63	862,00	112,06
MLS07	13	432,50	56,23	54	852,50	119,83
Düşey Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları						
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle			80 kg'lık Sabit Kütle		
	Kademe	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Kademe	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
MDS01	12	426,50	55,45	52	864,50	112,39
MDS02	00	470,50	61,17	48	865,00	112,45
Yatay Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları						
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle			80 kg'lık Sabit Kütle		
	Kademe	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)	Kademe	Ayar Kuvveti (N)	Skala Değeri (kg)
MYS01	09	427,00	55,51	27	873,00	113,49
MYS02	00	492,50	64,03	17	856,50	111,35
MYS03	00	466,75	60,68	23	796,25	103,57
MYS04	00	464,00	60,32	21	867,00	112,71

Çizelge 4.13 Süspansiyon deneylerinin yapıldığı sabit kütlelerin karşılık geldiği 56 ve 112 kg'lık gerçek insan kütleleri için uygun ayar kademelerindeki süspansiyon yolu

Koltuk Tipi	56 kg'lık Kütle Ayar Kademesi (mm)	112 kg'lık Kütle Ayar Kademesi (mm)
MLS01	116	119
MLS02	88	93
MLS03	86	83
MLS04	98	112
MLS05	97	107
MLS06	120	109
MLS07	115	112
MDS01	103	103
MDS02	115	102
MYS01	115	117
MYS02	114	114
MYS03	91	75
MYS04	85	88

Çizelge 4.14 Mekanik süspansiyonlu traktör koltuklarının 0,50...2,00 Hz frekans bandında ölçülen ivme ve sönümlleme etkinliği (V) değerleri

L Tipi Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları										
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney					80 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney				
	a_k (m/s ²)	a_p (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	V	a_k (m/s ²)	a_p (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	V
MLS01	0,97	0,79	0,49	0,40	1,23	0,80	0,79	0,40	0,40	1,00
MLS02	0,97	0,81	0,49	0,41	1,20	1,07	0,80	0,54	0,40	1,35
MLS03	0,94	0,79	0,48	0,40	1,20	1,23	0,79	0,63	0,40	1,58
MLS04	0,86	0,80	0,44	0,41	1,07	0,90	0,80	0,46	0,40	1,15
MLS05	0,97	0,78	0,50	0,40	1,25	0,87	0,79	0,44	0,40	1,11
MLS06	0,90	0,75	0,46	0,38	1,21	0,88	0,77	0,45	0,39	1,15
MLS07	0,88	0,77	0,45	0,39	1,15	0,92	0,74	0,46	0,38	1,21
Düşey Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları										
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney					80 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney				
	a_k (m/s ²)	a_p (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	V	a_k (m/s ²)	a_p (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	V
MDS01	0,86	0,79	0,43	0,40	1,08	1,05	0,80	0,54	0,40	1,35
MDS02	0,88	0,77	0,45	0,39	1,15	0,91	0,79	0,46	0,40	1,15
L Tipi Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları										
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney					80 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney				
	a_k (m/s ²)	a_p (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	V	a_k (m/s ²)	a_p (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	V
MYS01	1,05	0,79	0,54	0,40	1,35	0,84	0,75	0,43	0,38	1,13
MYS02	0,86	0,77	0,44	0,39	1,13	0,79	0,77	0,40	0,39	1,03
MYS03	0,92	0,79	0,47	0,40	1,18	0,99	0,78	0,51	0,39	1,31
MYS04	2,16	0,80	1,12	0,40	2,80	1,37	0,79	0,70	0,40	1,75

Çizelge 4.15 Pnömatik süspansiyonlu traktör koltuklarının 0,50...2,00 Hz frekans bandında ölçülen ivme ve sönümleme etkinliği (V) değerleri

Otomatik Kütle Ayarlı Tip Pnömatik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları										
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney					80 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney				
	a_k (m/s²)	a_p (m/s²)	a_{wk} (m/s²)	a_{wp} (m/s²)	V	a_k (m/s²)	a_p (m/s²)	a_{wk} (m/s²)	a_{wp} (m/s²)	V
POA01	0,98	0,73	0,50	0,37	1,35	1,11	0,76	0,57	0,38	1,50
POA02	1,04	0,75	0,53	0,38	1,39	1,16	0,75	0,58	0,38	1,53
POA03	0,88	0,76	0,46	0,39	1,18	1,10	0,79	0,57	0,41	1,39
POA04	0,96	0,78	0,49	0,40	1,23	1,10	0,78	0,56	0,39	1,44
Kütle Ayarı Elle Yapılan Tip Pnömatik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları										
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney					80 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney				
	a_k (m/s²)	a_p (m/s²)	a_{wk} (m/s²)	a_{wp} (m/s²)	V	a_k (m/s²)	a_p (m/s²)	a_{wk} (m/s²)	a_{wp} (m/s²)	V
PMA01	0,79	0,76	0,40	0,39	1,03	0,94	0,78	0,48	0,39	1,23

4.6 İstatistiksel Analiz Sonuçları

Bu çalışmada istatistiksel olarak aşağıdaki kontrol ve incelemeler yapılmıştır:

- Deney düzeneği platform hareketinin kontrolü
- Koltuk kütesinin deney sonuçlarına etkisinin araştırılması
- Süspansiyon yolunun deney sonuçlarına etkisinin araştırılması
- Rezonans frekansın deney sonuçlarına etkisinin araştırılması
- Benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının karşılaştırılması
- Sönümleme deney sonuçlarının karşılaştırılması

4.6.1 Deney ünitesi platform hareketinin kontrol edilmesi

Çalışma materyalini oluşturan 18 adet koltuk ile yapılan benzeştirilmiş giriş titreşim deneyleri esnasında, bağlantı platformu üzerinde belirlenen ağırlıklı KOK ivme değerleri Çizelge 4.18'de görülmektedir.

Çizelge 4.16 Mekanik süspansiyonlu traktör koltuklarından elde edilen sönümlü doğal frekans (rezonans frekansı) ve sönümleme oranı (D) değerleri

L Tipi Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları														
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney							80 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney						
	f_{nd} (Hz)	a_k (m/s²)	a_p (m/s²)	a_{wk} (m/s²)	a_{wp} (m/s²)	İ	D	f_{nd} (Hz)	a_k (m/s²)	a_p (m/s²)	a_{wk} (m/s²)	a_{wp} (m/s²)	İ	D
MLS01	1,90	1,71	1,34	0,89	0,69	1,29	0,61	1,40	0,90	0,74	0,44	0,36	1,22	0,72
MLS02	2,50	3,05	2,31	1,93	1,46	1,32	0,58	1,70	1,53	1,09	0,77	0,54	1,43	0,49
MLS03	2,20	2,36	1,76	1,33	0,99	1,34	0,56	2,00	2,57	1,45	1,36	0,77	1,77	0,34
MLS04	2,30	2,36	1,99	1,38	1,16	1,19	0,78	1,70	1,29	1,09	0,65	0,54	1,20	0,75
MLS05	2,10	2,22	1,60	1,21	0,87	1,39	0,52	1,70	1,31	1,07	0,66	0,53	1,25	0,67
MLS06	2,30	2,58	1,85	1,51	1,08	1,40	0,51	1,70	1,29	1,05	0,65	0,52	1,25	0,67
MLS07	2,60	2,92	2,36	1,92	1,55	1,24	0,68	1,60	1,18	0,86	0,58	0,42	1,38	0,53
Düşey Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları														
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney							80 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney						
	f_{nd} (Hz)	a_k (m/s²)	a_p (m/s²)	a_{wk} (m/s²)	a_{wp} (m/s²)	İ	D	f_{nd} (Hz)	a_k (m/s²)	a_p (m/s²)	a_{wk} (m/s²)	a_{wp} (m/s²)	İ	D
MDS01	2,90	3,99	2,93	2,94	2,16	1,36	0,54	2,20	3,31	1,76	1,87	0,99	1,89	0,31
MDS02	1,90	1,61	1,28	0,84	0,67	1,25	0,67	2,00	1,84	1,45	0,98	0,77	1,27	0,64
Yatay Tip Mekanik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları														
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney							80 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney						
	f_{nd} (Hz)	a_k (m/s²)	a_p (m/s²)	a_{wk} (m/s²)	a_{wp} (m/s²)	İ	D	f_{nd} (Hz)	a_k (m/s²)	a_p (m/s²)	a_{wk} (m/s²)	a_{wp} (m/s²)	İ	D
MYS01	1,80	1,76	1,20	0,90	0,61	1,48	0,46	1,50	1,11	0,85	0,55	0,42	1,31	0,59
MYS02	2,10	1,97	1,54	1,08	0,84	1,29	0,61	1,60	1,03	0,91	0,51	0,45	1,13	0,95
MYS03	2,40	3,30	2,09	2,00	1,27	1,57	0,41	2,20	2,63	1,76	1,49	0,99	1,51	0,44
MYS04	2,30	8,79	1,92	5,13	1,12	4,58	0,11	1,90	2,67	1,31	1,39	0,68	2,04	0,28

Çizelge 4.17 Pnömatik süspansiyonlu traktör koltuklarından elde edilen sönümlü doğal frekans (rezonans frekansı) ve sönümleme oranı (D) değerleri

Otomatik Kütle Ayarlı Tip Pnömatik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları														
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney							80 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney						
	f_{nd} (Hz)	a_k (m/s ²)	a_p (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	$\dot{I}$	D	f_{nd} (Hz)	a_k (m/s ²)	a_p (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	$\dot{I}$	D
POA01	1,90	1,76	1,18	0,91	0,61	1,49	0,45	1,70	1,55	1,01	0,78	0,50	1,56	0,42
POA02	1,70	1,49	1,01	0,75	0,50	1,50	0,45	1,60	1,68	0,93	0,83	0,46	1,80	0,33
POA03	2,40	2,81	2,01	1,71	1,22	1,40	0,51	1,80	1,79	1,18	0,91	0,60	1,52	0,44
POA04	2,20	2,23	1,66	1,26	0,93	1,35	0,55	1,70	1,63	1,05	0,82	0,52	1,58	0,41
Kütle Ayarı Elle Yapılan Tip Pnömatik Süspansiyonlu Traktör Sürücü Koltukları														
Koltuk Tipi	40 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney							80 kg'lık Sabit Kütle ile Yapılan Deney						
	f_{nd} (Hz)	a_k (m/s ²)	a_p (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	$\dot{I}$	D	f_{nd} (Hz)	a_k (m/s ²)	a_p (m/s ²)	a_{wk} (m/s ²)	a_{wp} (m/s ²)	$\dot{I}$	D
PMA01	2,40	2,53	2,01	1,54	1,22	1,26	0,65	2,80	6,24	2,85	4,43	2,02	2,19	0,26

Çizelge 4.18 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneyleri sırasında, koltuk deney ünitesi platformunda ölçülen ağırlıklı KOK ivme değerleri

1. Sınıf Titreşim Deneyleri																		
a_{wp} (m/s ²)	Hafif Sürücü	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11
	Ağır Sürücü	2,11	2,00	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,03	2,05	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11
2. Sınıf Titreşim Deneyleri																		
a_{wp} (m/s ²)	Hafif Sürücü	1,84	1,90	1,96	1,96	1,87	1,84	1,78	1,96	1,94	1,92	1,84	1,96	1,87	1,96	1,78	1,96	1,96
	Ağır Sürücü	1,96	1,87	1,96	1,96	1,78	1,78	1,96	1,78	1,78	1,78	1,96	1,96	1,96	1,96	1,96	1,96	1,96
3. Sınıf Titreşim Deneyleri																		
a_{wp} (m/s ²)	Hafif Sürücü	2,57	2,57	2,33	2,33	2,57	2,57	2,57	2,33	2,57	2,57	2,57	2,57	2,57	2,57	2,47	2,57	2,33
	Ağır Sürücü	2,58	2,57	2,57	2,57	2,34	2,33	2,47	2,41	2,57	2,57	2,57	2,57	2,57	2,57	2,57	2,57	2,33

Çizelge 4.18’de verilen ağırlıklı KOK ivme değerleri yardımıyla hesaplanan, aritmetik ortalama, ortalama sapma, standart sapma ve varyasyon katsayısı istatistikleri Çizelge 4.19’da verilmiştir.

Çizelge 4.19 Koltuk deney ünitesi bağlantı platformundan ölçülen ağırlıklı KOK ivme değerlerinin aritmetik ortalama, ortalama sapma, standart sapma ve varyasyon katsayısı istatistikleri

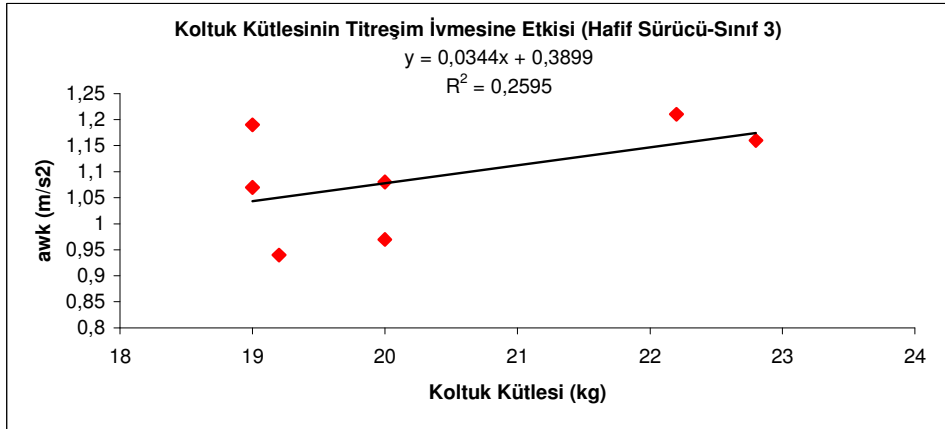
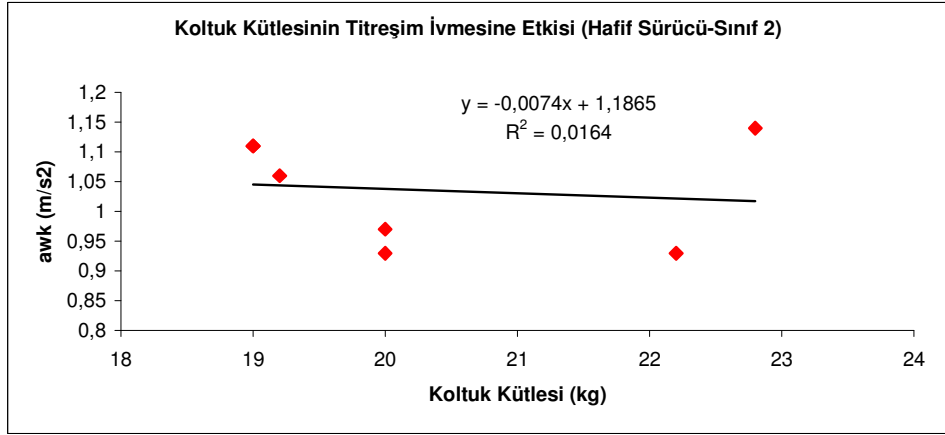
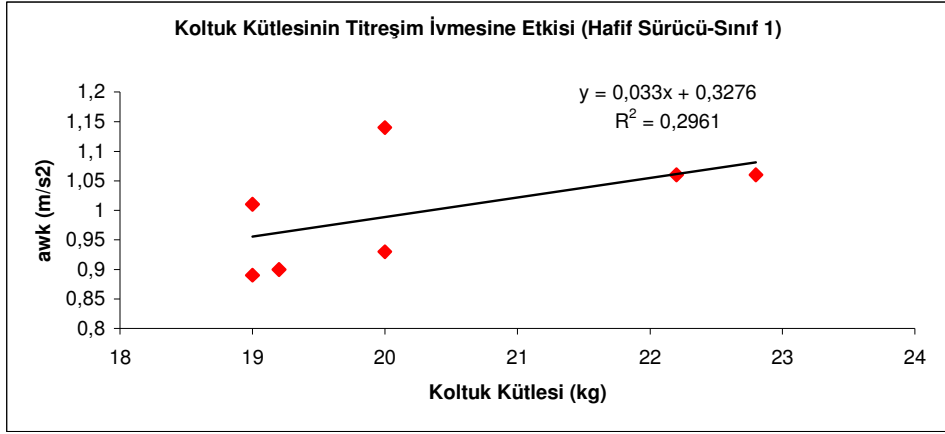
İstatistikler	1. Sınıf Titreşim Deneyi		2. Sınıf Titreşim Deneyi		3. Sınıf Titreşim Deneyi	
	Hafif Sürücü	Ağır Sürücü	Hafif Sürücü	Ağır Sürücü	Hafif Sürücü	Ağır Sürücü
Aritmetik Ortalama ($\overline{a_{wp}}$) (m/s ²)	2,11	2,10	1,90	1,90	2,51	2,52
OS (m/s ²)	0	0,02	0,06	0,08	0,09	0,08
S (m/s ²)	0	0,03	0,07	0,08	0,10	0,09
CV	% 0	% 1,58	% 3,42	% 4,38	% 4,07	% 3,76

4.6.2 Koltuk kütlelerinin deney sonuçlarına etkisinin araştırılması

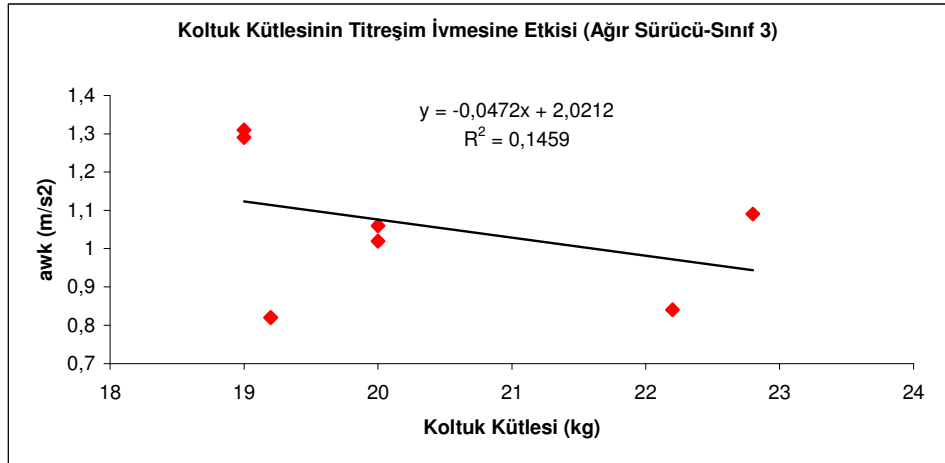
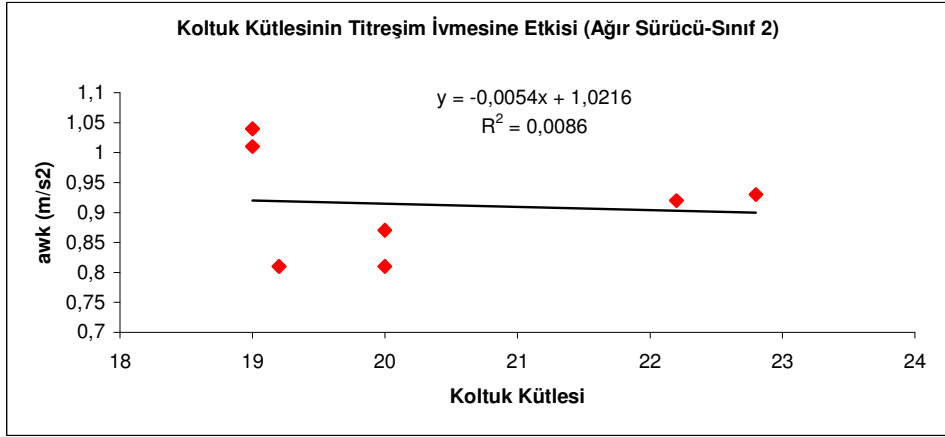
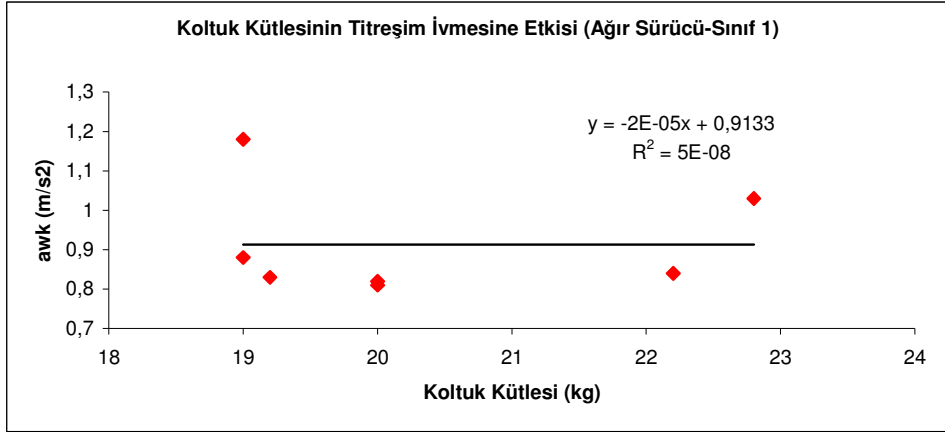
Burada koltuk kütlelerinin tüm giriş titreşim sınıfları için titreşim ivmesine, rezonans frekansına ve sönümleme katsayısına olan etkileri araştırılmıştır. Deneysel verilerden alınan dağılım grafikleri ve regresyon doğruları ile R² değerleri Şekil 4.1’den 4.12’ye kadar görülebilmektedir.

4.6.3 Süspansiyon yolunun deney sonuçlarına etkisinin araştırılması

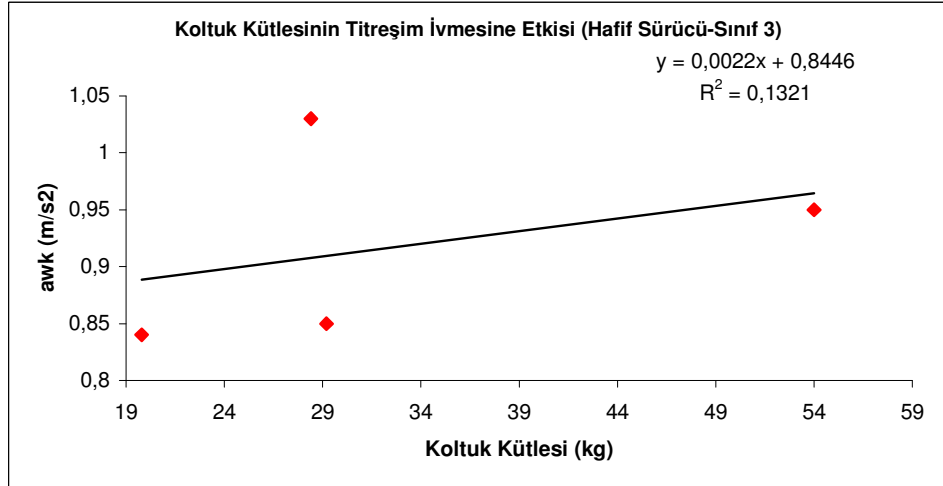
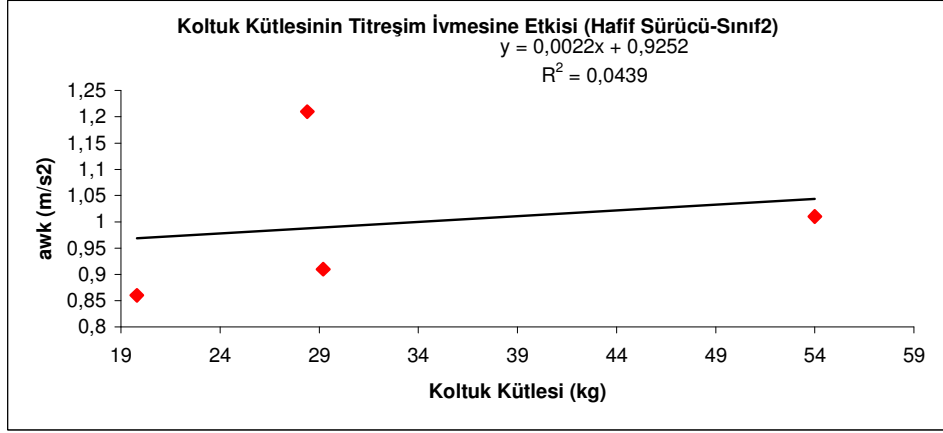
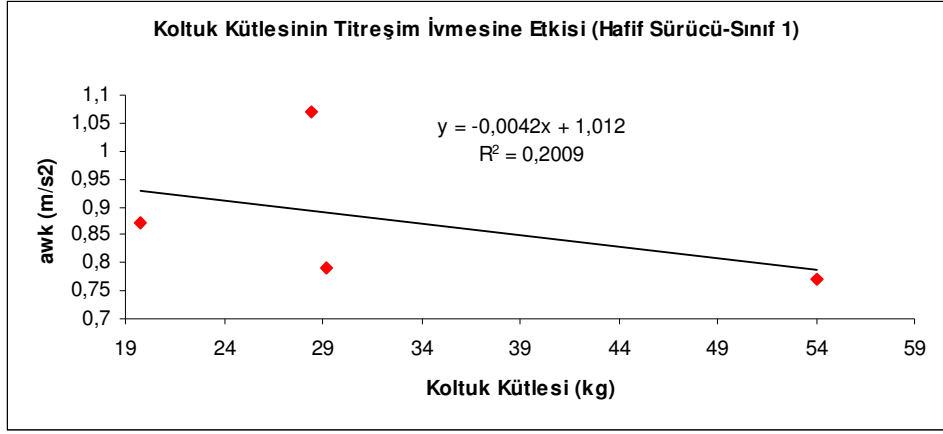
Süspansiyon karakteristiklerinin belirlenmesi sırasında kademe kademe yapılan statik yükleme deneyleri sırasında ölçülen toplam süspansiyon yolu mesafelerinin tüm titreşim sınıflarında belirlenen ivme büyüklüklerine ve sönümleme katsayılarına olan etkisi incelenmiştir. Şekil 4.13’den 4.20’ye kadar elde edilen dağılım grafikleri ile regresyon doğrusu ve R² değerleri görülebilmektedir.



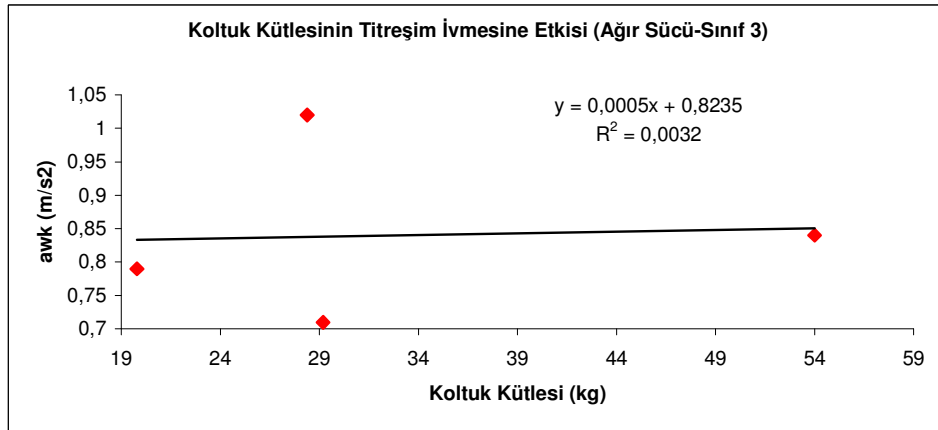
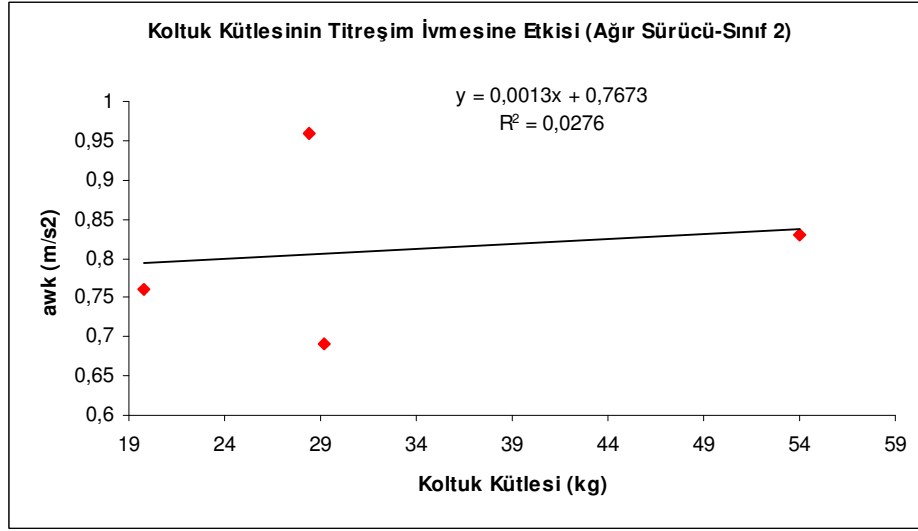
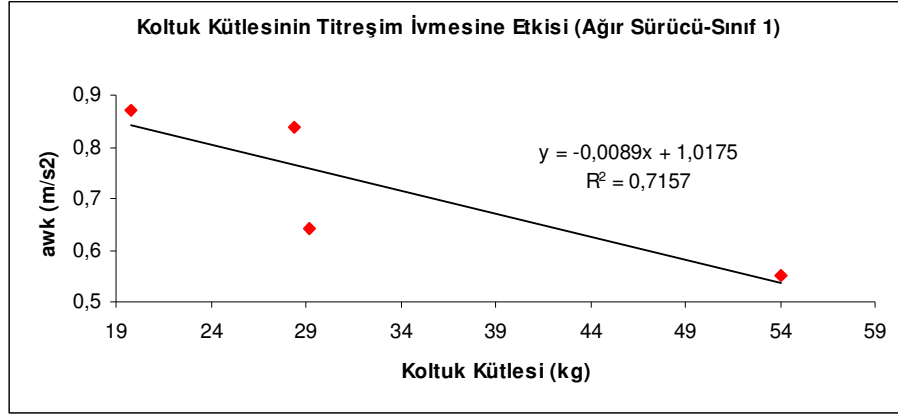
Şekil 4.1 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, hafif sürücü kademesinde koltuk kütlesinin titreşim ivmesine olan etkisi



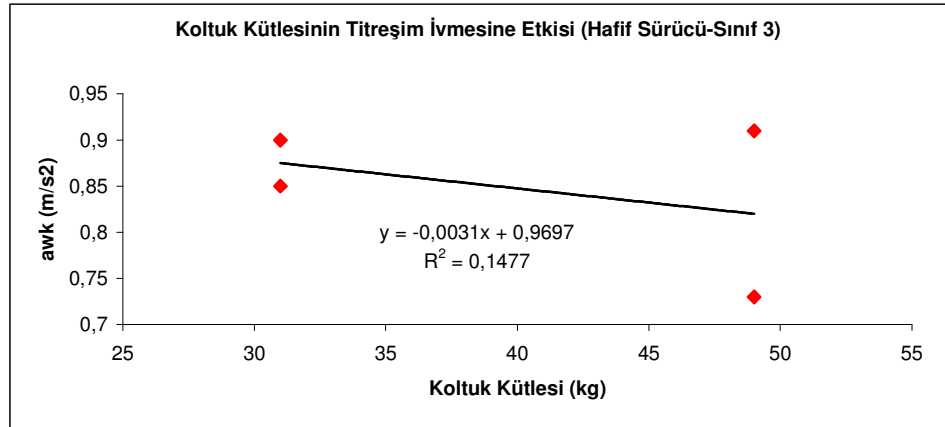
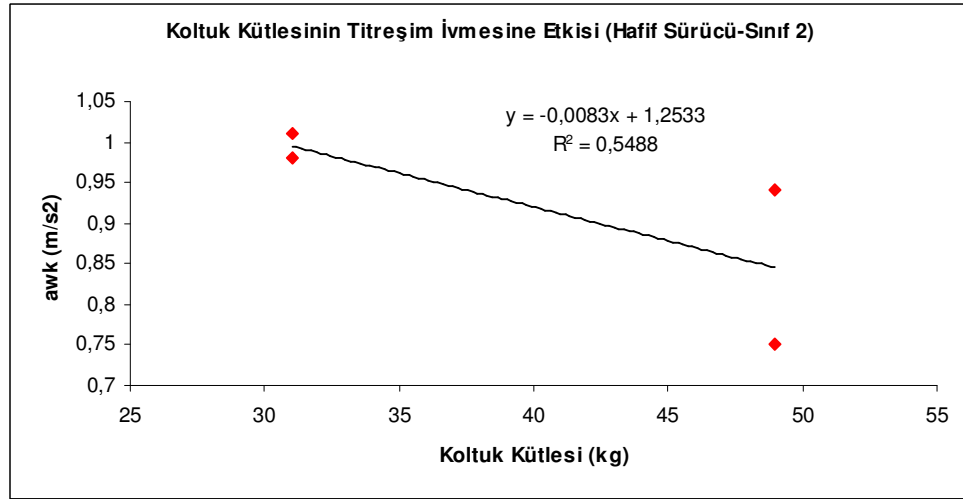
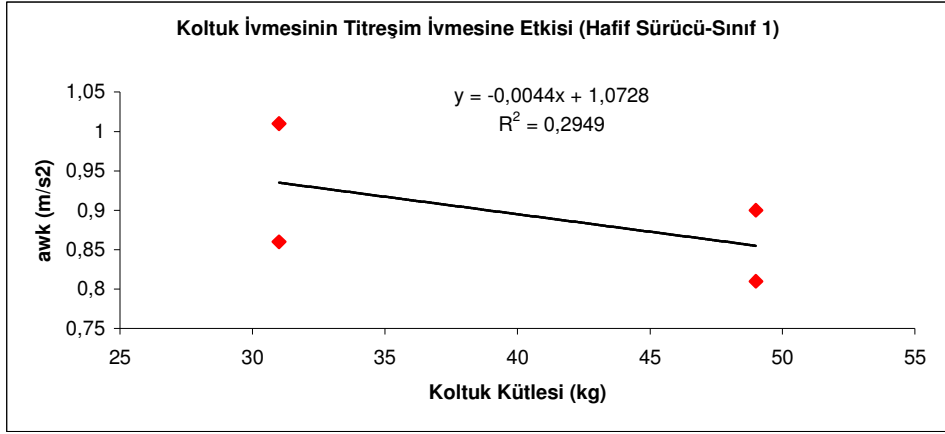
Şekil 4.2 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, ağır sürücü kademesinde koltuk kütlesinin titreşim ivmesine olan etkisi



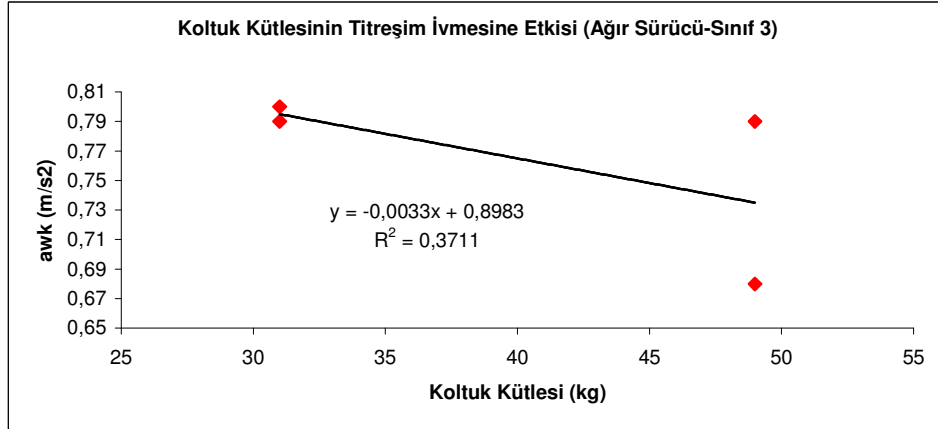
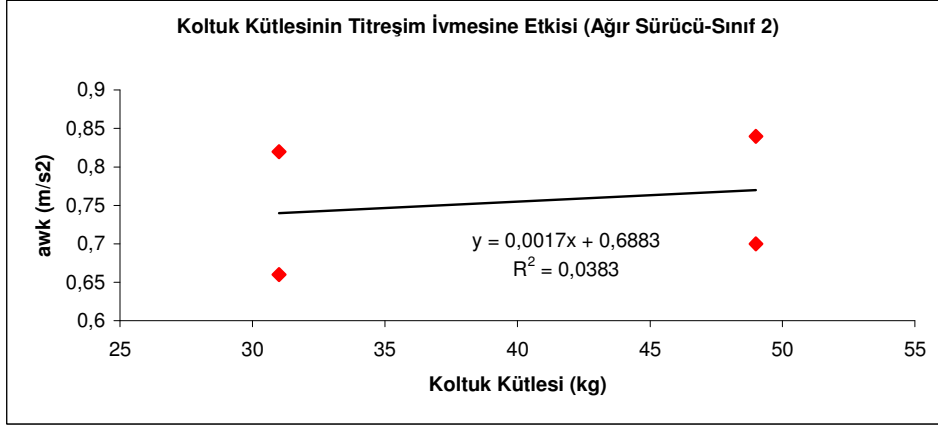
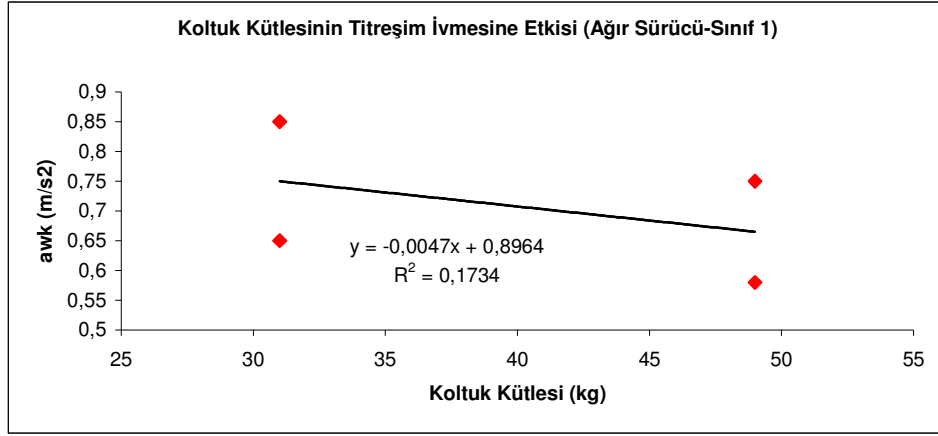
Şekil 4.3 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda, hafif sürücü kademesinde koltuk kütlesinin titreşim ivmesine olan etkisi



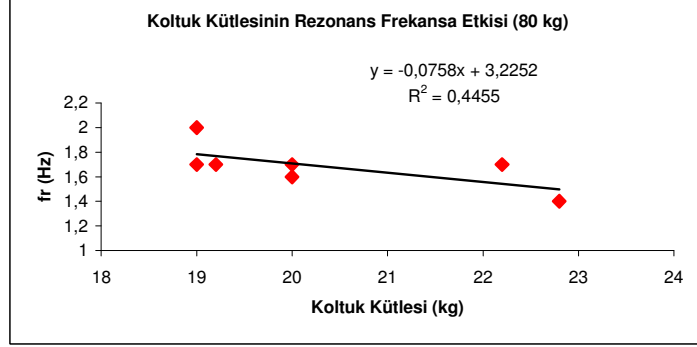
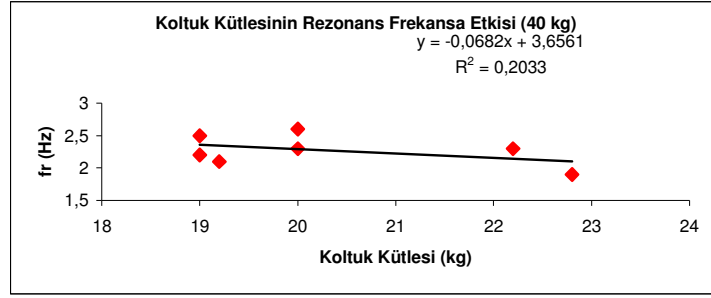
Şekil 4.4 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda, ağır sürücü kademesinde koltuk kütlesinin titreşim ivmesine olan etkisi



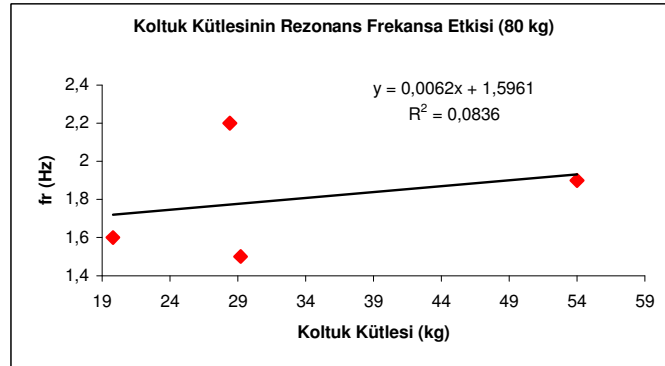
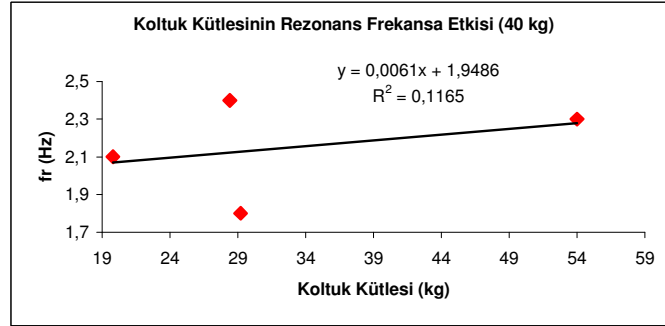
Şekil 4.5 Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda, hafif sürücü kademesinde koltuk kütlelerinin titreşim ivmesine olan etkisi



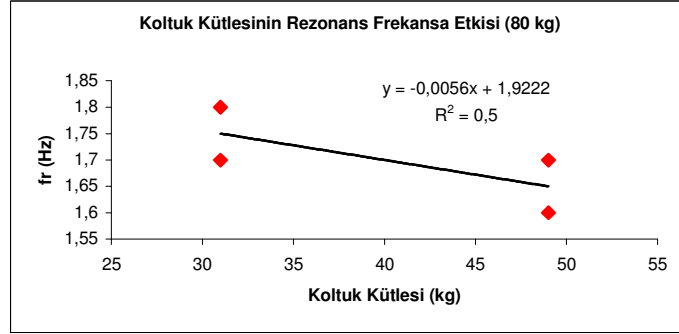
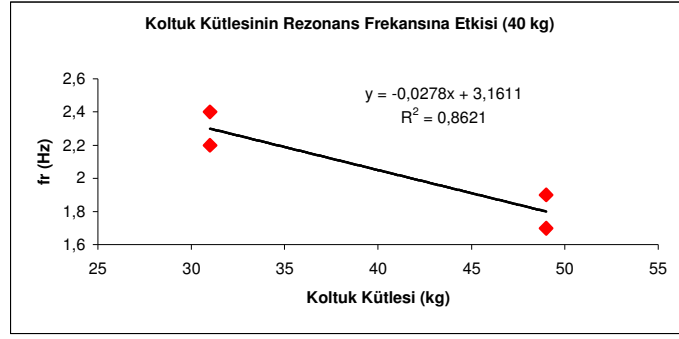
Şekil 4.6 Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda, ağır sürücü kademesinde koltuk kütlelerinin titreşim ivmesine etkisi



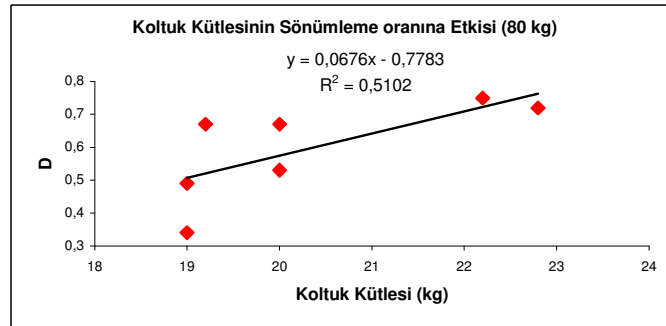
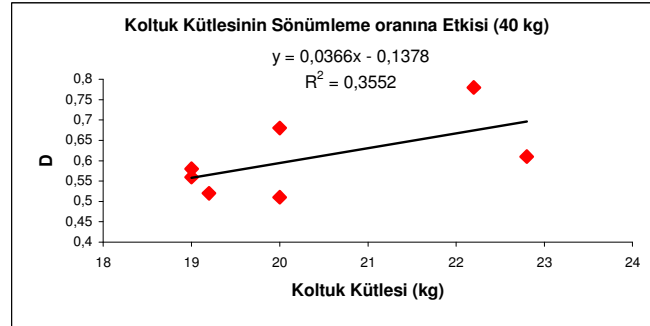
Şekil 4.7 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda koltuk kütlesinin rezonans frekansına etkisi



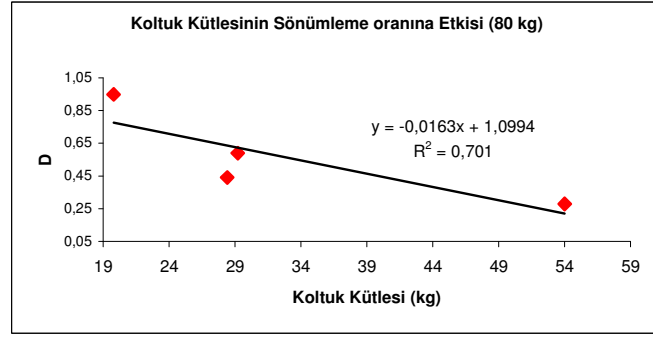
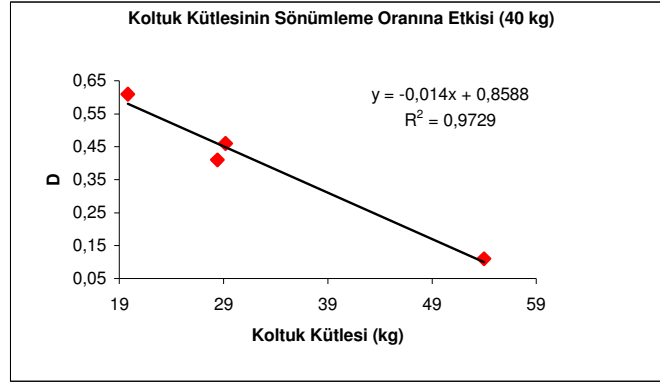
Şekil 4.8 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda koltuk kütlesinin rezonans frekansına etkisi



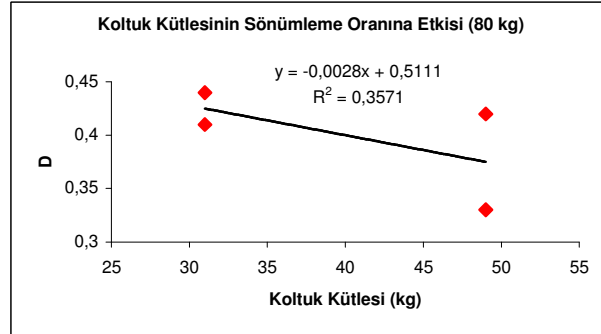
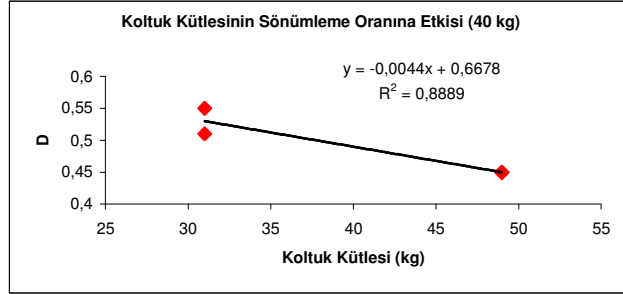
Şekil 4.9 Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda, koltuk kütlesinin rezonans frekansına olan etkisi



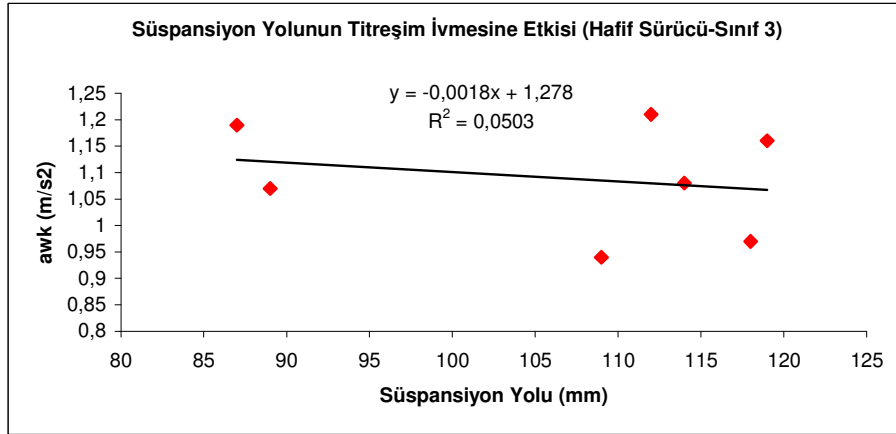
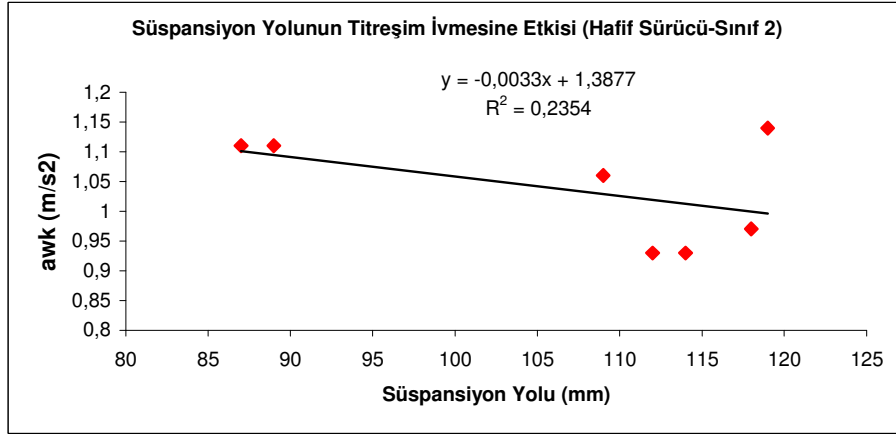
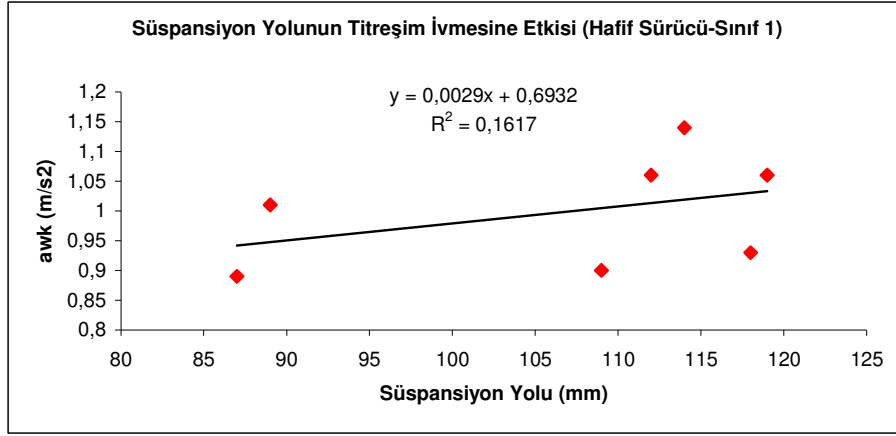
Şekil 4.10 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, koltuk kütlesinin sönümlleme oranına etkisi



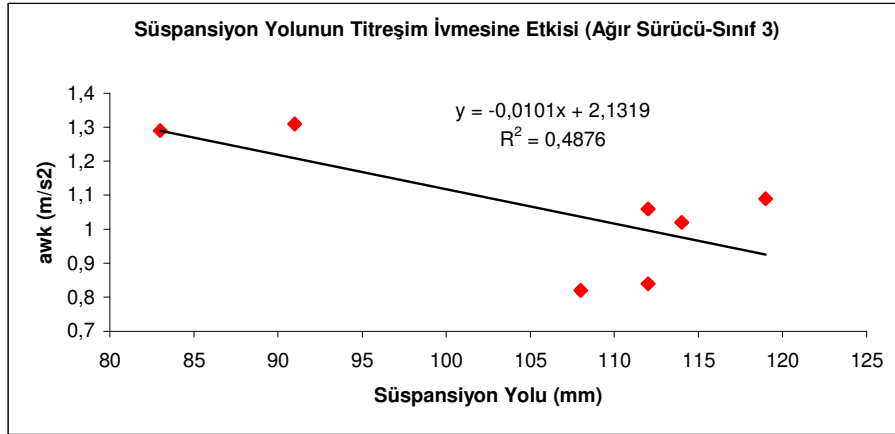
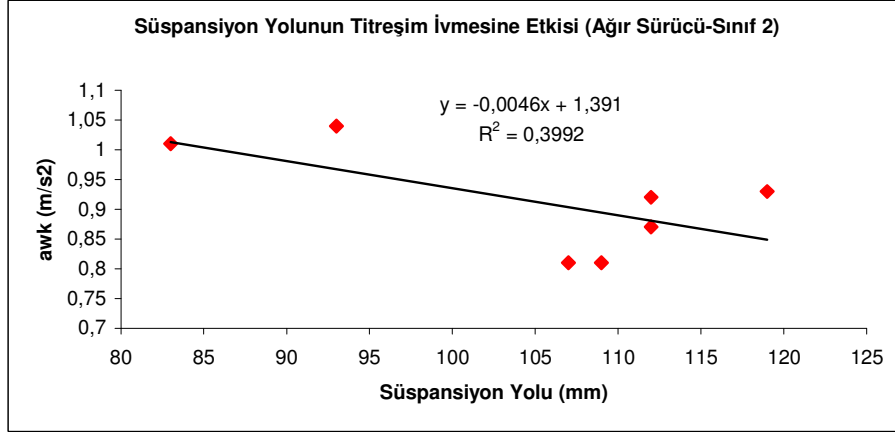
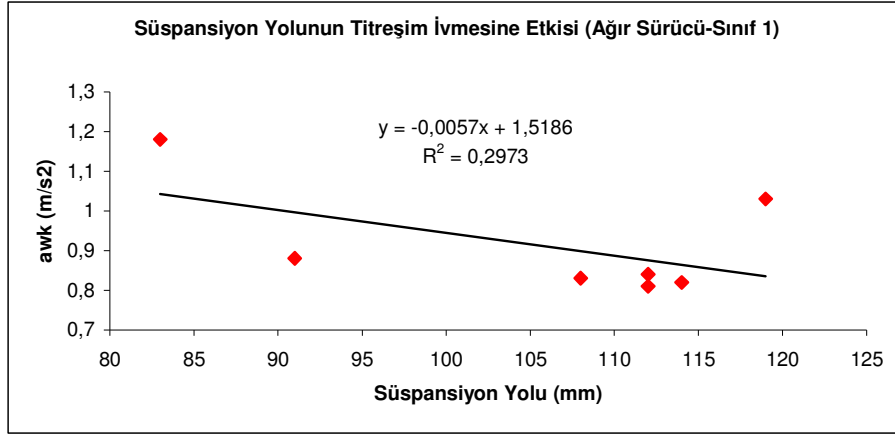
Şekil 4.11 Yatay tip mekanik süspansiyonlu sürücü koltuklarında koltuk kütlesinin sönümlleme oranına etkisi



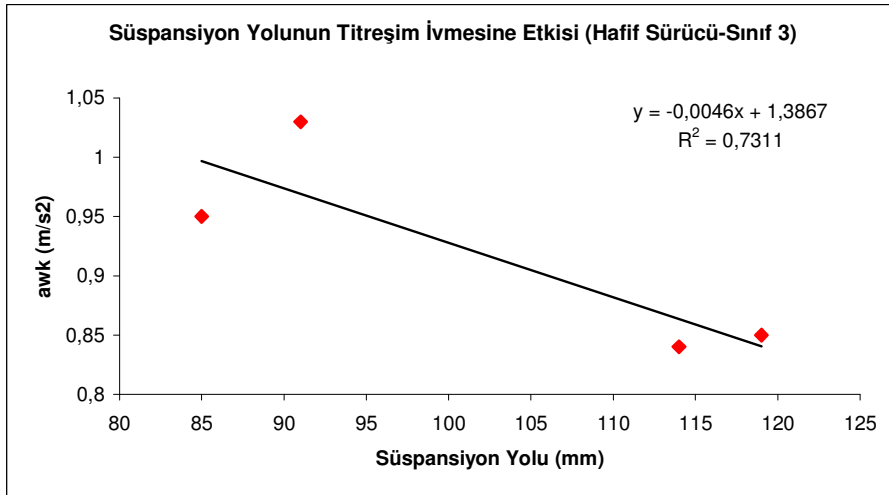
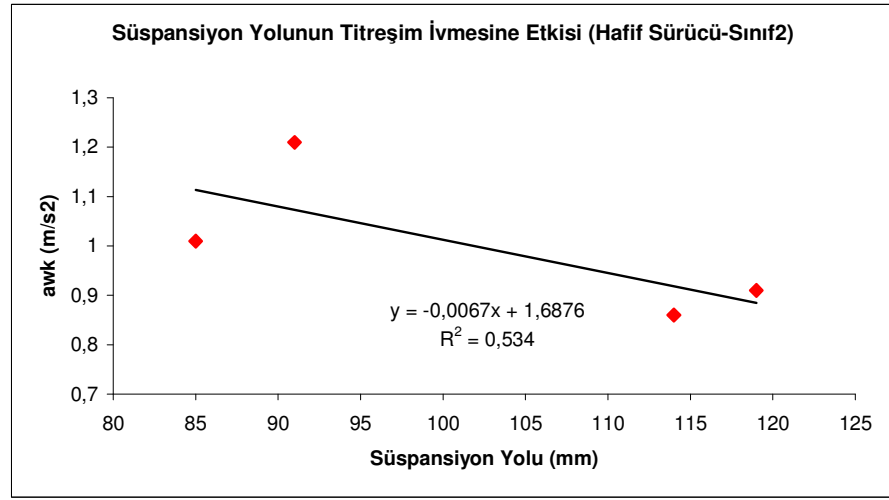
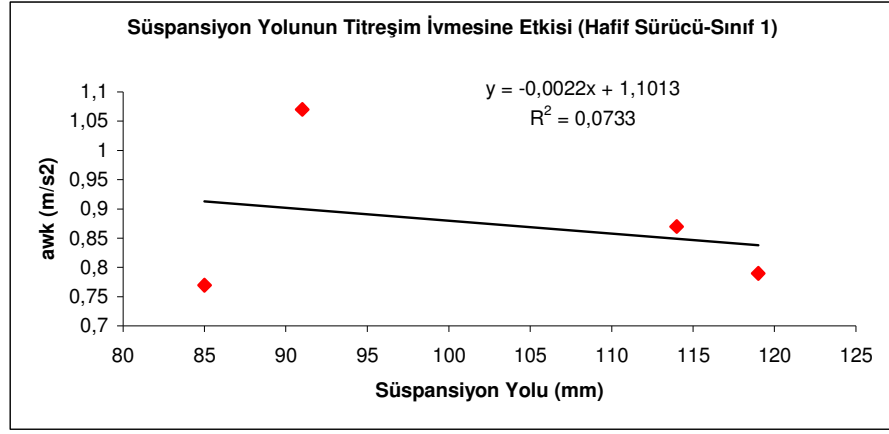
Şekil 4.12 Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda, koltuk kütlesinin sönümlleme oranına etkisi



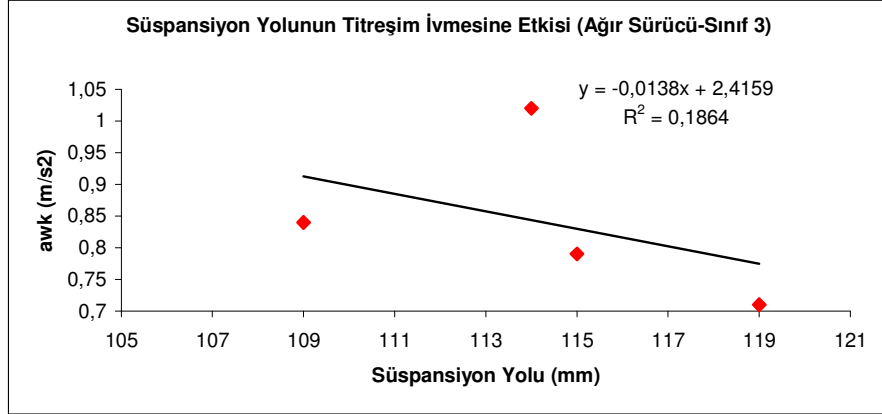
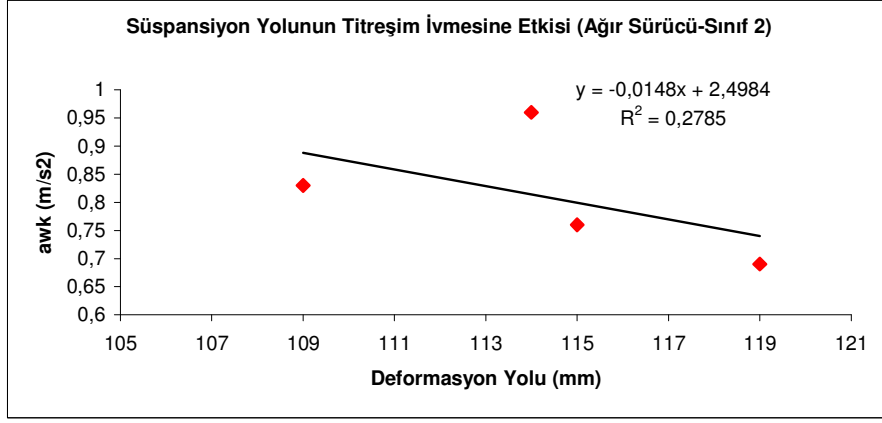
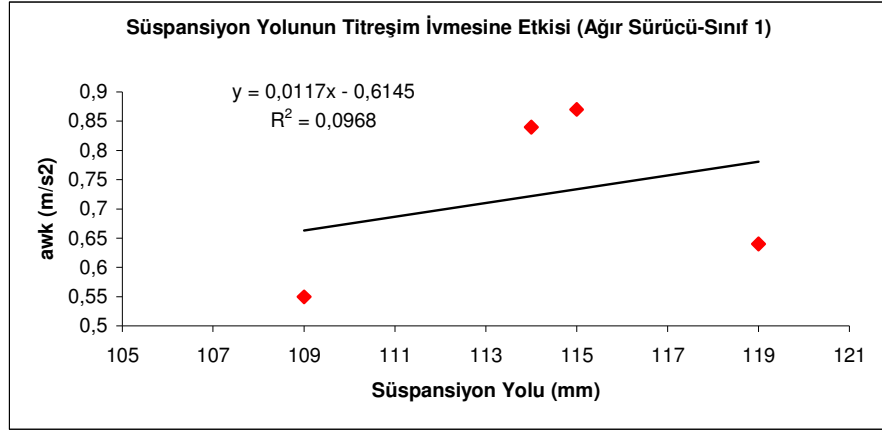
Şekil 4.13 L tipi mekanik sürücü koltuklarında, hafif sürücü kademesinde süspansiyon yolunun titreşim ivmesine etkisi



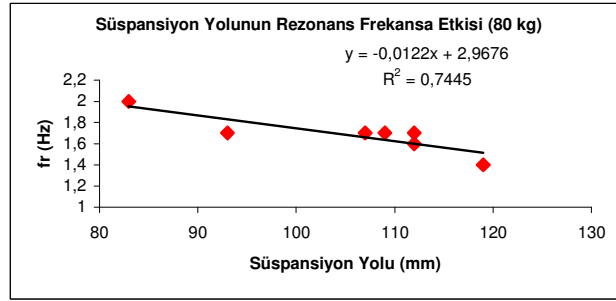
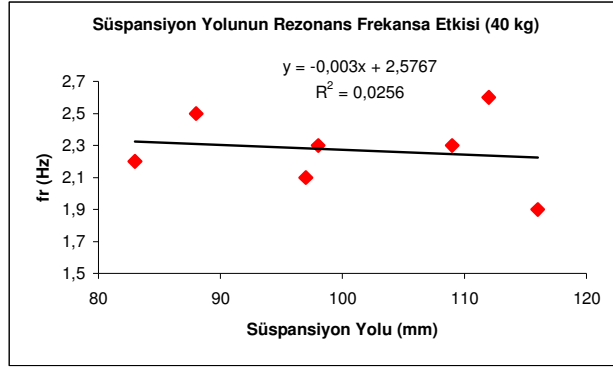
Şekil 4.14 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, ağır sürücü kademesinde süspansiyon yolunun titreşim ivmesine etkisi



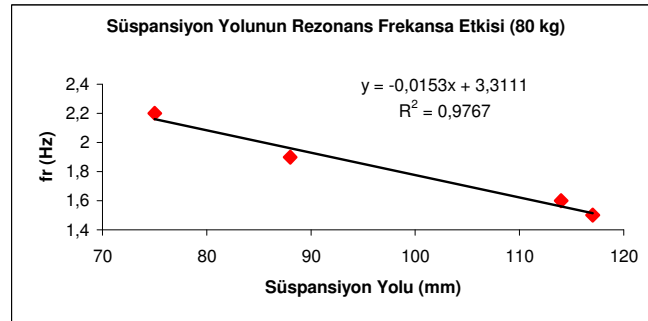
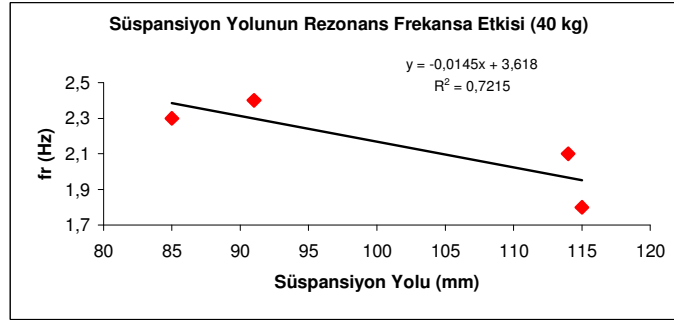
Şekil 4.15 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda hafif sürücü kademesinde süspansiyon yolunun titreşim ivmesine etkisi



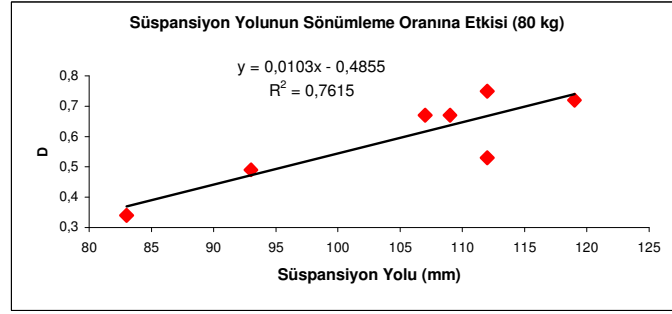
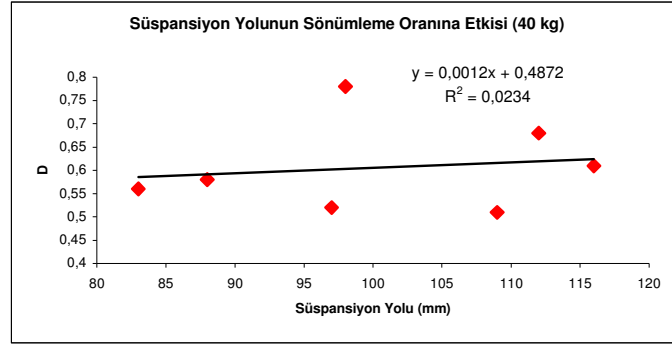
Şekil 4.16 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda, ağır sürücü kademesinde süspansiyon yolunun titreşim ivmesine etkisi



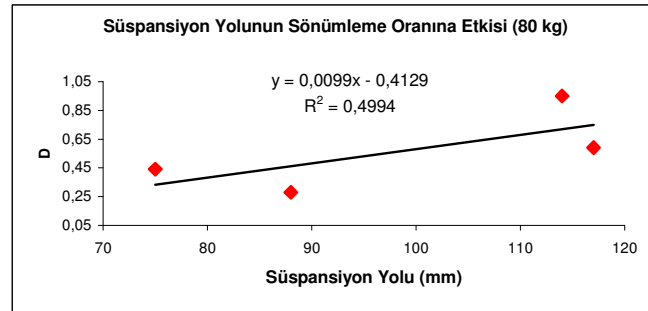
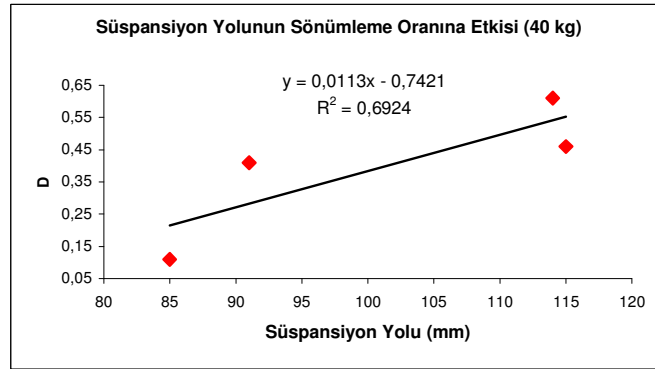
Şekil 4.17 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda süspansiyon yolunun rezonans frekansa etkisi



Şekil 4.18 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda süspansiyon yolunun rezonans frekansa etkisi



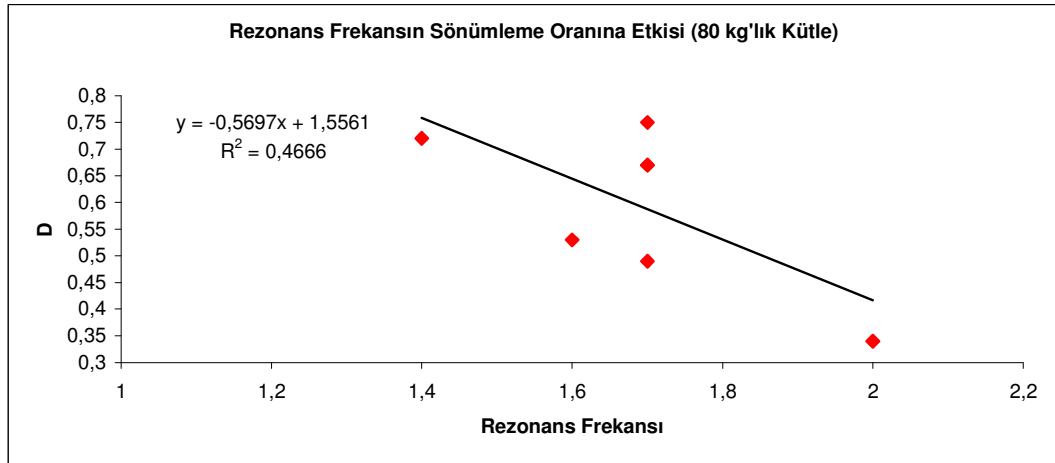
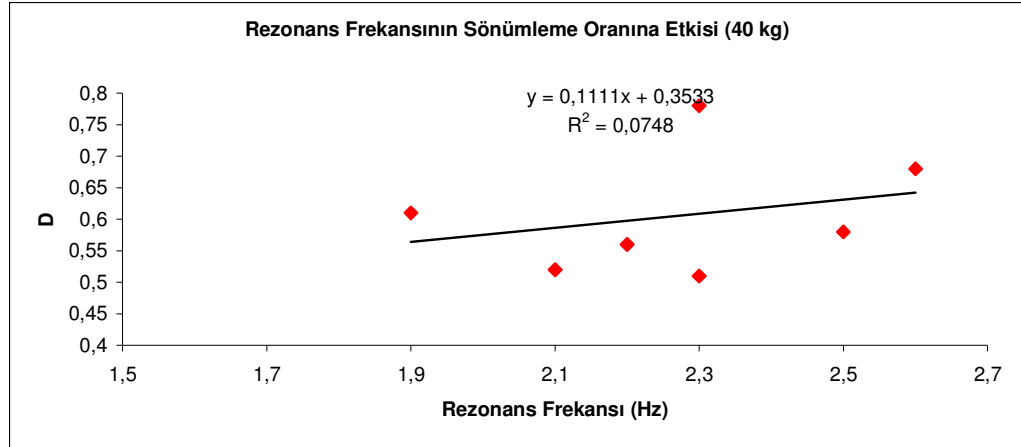
Şekil 4.19 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, süspansiyon yolunun sönümleme oranına etkisi



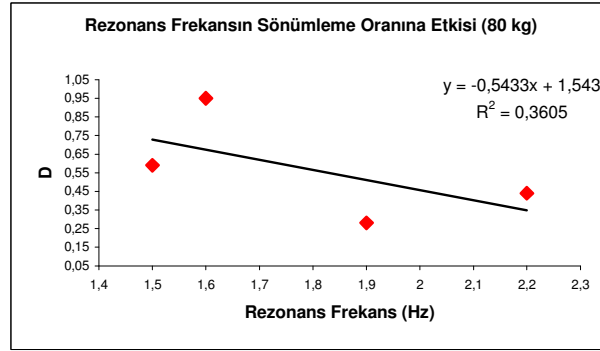
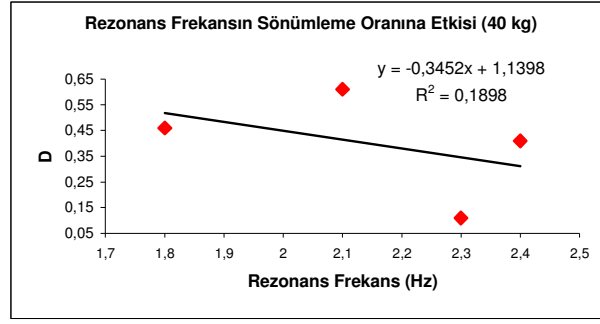
Şekil 4.20 Yatay tip mekanik sürücü koltuklarında süspansiyon yolunun sönümleme oranına etkisi

4.6.4 Rezonans frekansının deney sonuçlarına etkisi

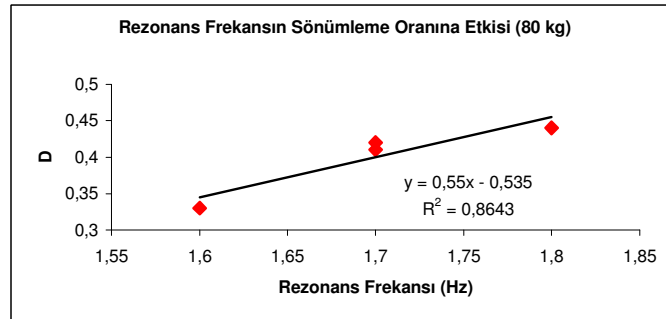
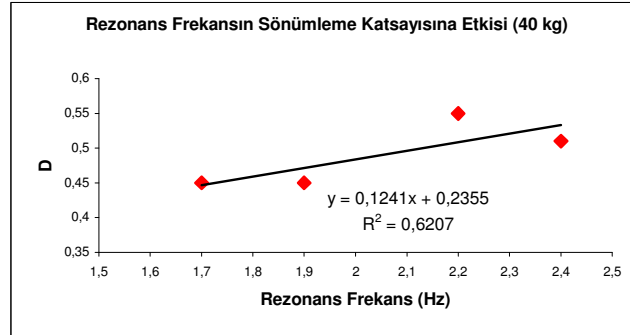
Rezonans frekansın deney sonucuna etkisini gösteren dağılım grafikleri ile regresyon doğrusu ve R^2 değerleri Şekil 4.21'den 4.23'e kadar görülmektedir.



Şekil 4.21 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda, rezonans frekansının sönümlleme katsayısına etkisi



Şekil 4.22 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda rezonans frekansın sönümlleme oranına etkisi



Şekil 4.23 Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda, rezonans frekansının sönümlleme oranına etkisi

4.6.5 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinden elde edilen sonuçlara göre süspansiyon tip gruplarının Duncan yöntemi kullanılarak kıyaslanması

4.6.5.1 Sınıf 1 Titreşim Deneyleri

Sınıf 1 titreşim deneyleri için hazırlanan ve Çizelge 3.11’de görülen şablona göre yapılan varyans analizinin sonuçları aşağıda verilmiştir.

Kaynak	SD	KT	KO	F Değeri	Önemlilik
sürücü	1	0.26281250	0.26281250	248.04	<.0001
süspansiyon tipi	4	0.22195179	0.05548795	52.37	<.0001
koltuk	17	0.72496250	0.04264485	40.25	<.0001
tekerrür	1	0.00040139	0.00040139	0.38	0.5411

Yukarıda görülen sonuçlar incelendiğinde, F değerlerine göre, sürücü kütlelerinin, koltuk süspansiyon tipinin, koltuk tiplerinin önemli değişkenler olduğu ve bu değişkenlerin farklı populasyonları temsil ettikleri söylenebilir. Deney tekerrürleri arasındaki farklar ise, istatistiksel açıdan önemli değildir.

Hafif ve ağır sürücü için Duncan Analizinin sonuçları aşağıda görülmektedir.

Duncan Gruplaması	Ortalama	NS	sürücü
A	0.988333	36	1
B	0.867500	36	2

Buradan da görülebileceği gibi, hafif ve ağır sürücü kademelerinde yapılan titreşim deneylerinden elde edilen ivme değerleri arasındaki farklar istatistiksel açıdan önem arz etmektedir. Hafif sürücü kademesinde belirlenen değerler A grubunu oluşturmakta, ağır sürücü kademesinde belirlenen değerler ise, B grubunu oluşturmaktadır.

Koltuk süspansiyon gruplarının, titreşim ivme değerlerine göre Duncan analizi yöntemi kullanılarak yapılan karşılaştırması aşağıda verilmiştir.

Duncan Gruplaması	Ortalama	NS	süspansiyon tipi
A	0.98000	4	5
A	0.97750	8	2
A	0.97179	28	1
B	0.90250	16	3
C	0.83875	16	4

Yukarıdaki sonuçlar incelendiğinde üç farklı grubun belirlendiği görülür. Buna göre manivel kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyon, düşey tip mekanik süspansiyon ve L tipi mekanik süspansiyon grupları A grubunu, yatay tip mekanik süspansiyon grubu B grubunu ve otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyon grubu C grubunu oluşturmuştur.

Koltuk tiplerinin birbirleriyle kıyaslanmasında ise, aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Duncan Gruplaması	Ortalama	NS	koltuk
A	1.08250	4	12
A	1.07500	4	2
A	1.05750	4	3
A	1.05500	4	8
A	1.03500	4	1
B	0.98000	4	18
C	0.93000	4	5
C	0.92250	4	4
C	0.92000	4	13
C	0.91500	4	17
C	0.90000	4	9
C	0.89500	4	7
C	0.88750	4	6
C	0.88750	4	14
D	0.83250	4	16
D	0.80750	4	11
D	0.80000	4	10
E	0.72000	4	15

Bu sonuçlara göre, aralarındaki farkların istatistiksel açıdan önemli olduğu beş grup belirlenmiştir. Buna göre A grubu, MYS03 tip traktör sürücü koltuğu, MLS02 tip traktör sürücü koltuğu, MLS03 tip traktör sürücü koltuğu, MDS01 traktör sürücü koltuğu ve MLS01 tip traktör sürücü koltuğundan oluşmaktadır. PMA01 tip traktör sürücü koltuğu, B grubunu temsil etmektedir. C grubu koltuklar ise, MLS05 tip traktör sürücü koltuğu, MLS04 tip traktör sürücü koltuğu, MYS04 tip traktör sürücü koltuğu, POA04 tip traktör sürücü koltuğu, MDS02 tip traktör sürücü koltuğu, MLS07 tip traktör sürücü koltuğu, MLS06 tip traktör sürücü koltuğu ve POA01 tip traktör sürücü koltuğu tarafından oluşturulmaktadır. D grubu koltuklar, POA03 tip traktör sürücü koltuğu, MYS02 tip traktör sürücü koltuğu ve MYS01 tip traktör sürücü koltuğudur. En düşük ivme değerini veren E grubunda ise, yalnızca POA02 tip traktör sürücü koltuğu bulunmaktadır.

Sınıf 1 titreşim deney tekerrürlerinin Duncan Analizi sonucu aşağıda verilmiştir.

Duncan Gruplaması	Ortalama	NS	tekerrür
A	0.930278	36	1
A	0.925556	36	2

Burada, her iki tekerrür arasındaki farklılığın, istatistiksel açıdan önem arz etmediği görülmektedir.

4.6.5.2 Sınıf 2 titreşim deneyleri

Sınıf 2 titreşim deneyleri için, varyans analizi aşağıda görülmektedir.

Kaynak	SD	KT	KO	F Değeri	Önemlilik
sürücü	1	0.26281250	0.26281250	248.04	<.0001
süspansiyon tipi	4	0.22195179	0.05548795	52.37	<.0001
koltuk	17	0.72496250	0.04264485	40.25	<.0001
tekerrür	1	0.00040139	0.00040139	0.38	0.5411

Yukarıdaki analiz sonucunda F değerleri incelendiğinde, sürücü kütlelerinin, koltuk süspansiyon tipinin ve koltuk tipinin aralarındaki farklılıkların istatistiksel açıdan

önemli olduğu görülmektedir. Tekerrürler arasındaki farklılıklar ise, istatistiksel açıdan önemli değildir.

Hafif ve ağır sürücü kademelerinde yapılan sınıf 2 titreşim deneylerinden elde edilen ivme değerlerinin Duncan Yöntemi'ne göre analizinden elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi olmuştur.

Duncan Gruplaması	Ortalama	NS	sürücü
A	0.988333	36	1
B	0.867500	36	2

Bu sonuçlar incelendiğinde, hafif ve ağır sürücü kademelerinde yapılan deneylerden elde edilen ivme değerleri arasındaki farklılıkların önemli olduğu görülür. Çünkü, hafif sürücü A grubunu, ağır sürücü ise, B grubunu oluşturmuştur.

Koltuk süspansiyon gruplarının birbirleriyle kıyaslanmasında ise, aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Duncan Gruplaması	Ortalama	NS	süspansiyon tipi
A	0.98000	4	5
A	0.97750	8	2
A	0.97179	28	1
B	0.90250	16	3
C	0.83875	16	4

Yukarıda verilen bilgisayar çıktısı incelendiğinde, aralarındaki farkın istatistiksel açıdan önem arz ettiği üç grubun oluştuğu görülür. Buna göre, kütle ayarı elle yapılan tip pnömatik süspansiyon, düşey tip mekanik süspansiyon ve L tipi mekanik süspansiyon grupları A grubunu meydana getirmiştir. Yatay tip mekanik süspansiyon grubu ise, B grubunu temsil etmektedir. En düşük ortalama ivme değerini veren otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuk grubu ise, C grubunu oluşturmuştur.

Koltukların birbirleriyle teker teker kıyaslanmasının sonucu ise, aşağıda verilmiştir. Bu sonuçlar incelendiğinde, istatistiksel açıdan beş farklı grubun meydana geldiği görülür.

Buna göre A grubu, MYS03 tip koltuk, MLS02 tip koltuk, MLS03 tip koltuk, MDS01 tip koltuk ve MLS01 tip koltuktan oluşmaktadır. PMA01 tip traktör sürücü koltuğu ise, B grubunu temsil etmektedir. MLS05, MLS04, MYS04, POA04, MDS02, MLS07, MLS06 ve POA01 tip traktör sürücü koltukları ise, C grubunu oluşturmuştur. Dördüncü grup, yani D grubu POA03, MYS02 ve MYS01 tip traktör sürücü koltuklarından oluşmaktadır. En düşük ortalama ivme değeri ise, E grubuna ait olup, bu grup POA02 tip koltuk ile temsil edilmektedir.

Duncan Gruplaması	Ortalama	NS	koltuk
A	1.08250	4	12
A	1.07500	4	2
A	1.05750	4	3
A	1.05500	4	8
A	1.03500	4	1
B	0.98000	4	18
C	0.93000	4	5
C	0.92250	4	4
C	0.92000	4	13
C	0.91500	4	17
C	0.90000	4	9
C	0.89500	4	7
C	0.88750	4	6
C	0.88750	4	14
D	0.83250	4	16
D	0.80750	4	11
D	0.80000	4	10
E	0.72000	4	15

Sınıf 2 titreşim deneylerinde de deney tekerrürlerinin arasında görülen farklılıkların istatistiksel açıdan önemli olmadığı görülmüştür. Bu durum aşağıda görülmektedir. Aşağıda verilen analiz sonucu incelendiğinde, her tekerrürün de aynı grup adı ile tanımlandığı görülür. Böylece iki tekerrürün aslında aynı populasyona ait olduğu vurgulanmıştır.

Duncan Gruplaması	Ortalama	NS	tekerrür
A	0.930278	36	1
A	0.925556	36	2

4.6.5.3 Sınıf 3 titreşim deneyleri

Çizelge 3.13’de verilen şablona göre, sınıf 3 titreşim deneyleri için yapılan varyans analizi aşağıda verilmiştir.

Kaynak	SD	KT	KO	F Değeri	Önemlilik
sürücü	1	0.00090000	0.00090000	0.03	0.8568
süspansiyon tipi	4	0.49071687	0.12267922	4.62	0.0154
koltuk	17	2.45652222	0.14450131	5.44	0.0018

Yukarıdaki sonuçlar incelendiğinde, hafif ve ağır sürücü ivme değerleri, koltuk süspansiyon tiplerinden elde edilen değerler ve 18 koltuktan belirlenen değerlerin aralarındaki farklılıkların istatistiksel açıdan önemli olmadığı görülmektedir. Buna göre, sınıf 3 deneylerinde, araştırma materyalini oluşturan koltukların birbirlerine çok yakın deney sonuçları verdiği söylenebilir.

4.6.6 Sönümleme deneylerinden elde edilen sonuçlara göre süspansiyon tip gruplarının Duncan yöntemi kullanılarak karşılaştırılması

4.6.6.1 Sönümleme etkinliği değerine göre yapılan karşılaştırma

Sönümleme etkinliği değerleri için Çizelge 3.14’de verilen şablona göre yapılan varyans analizi aşağıda verilmiştir.

Kaynak	SD	KT	KO	F Değeri	Önemlilik
sürücü	1	0.00090000	0.00090000	0.03	0.8568
süspansiyon tipi	4	0.49071687	0.12267922	4.62	0.0154
koltuk	17	2.45652222	0.14450131	5.44	0.0018

Yukarıdaki varyans analizi incelendiğinde, sürücüyü temsil eden sabit kütleler, koltuk süspansiyon grupları ve koltuklar arasındaki farklılıkların istatistiksel olarak önemli olmadıkları görülür. Buna göre, araştırma materyali koltukların sönümleme etkinlik değerlerine göre yapılan deneyler sonucunda, birbirlerine çok yakın deney performansı gösterdikleri söylenebilir.

4.6.6.2 Sönümleme oranı değerine göre yapılan karşılaştırma

Çizelge 3.15’de verilen şablona göre sönümleme oranları esas alınarak yapılan varyans analizi aşağıda verilmiştir.

Kaynak	SD	KT	KO	F Değeri	Önemlilik
sürücü	1	0.00466944	0.00466944	0.54	0.4745
süspansiyon tipi	4	0.15746687	0.03936672	4.57	0.0159
koltuk	17	0.69004722	0.04059101	4.72	0.0035

Yukarıdaki veriler incelendiğinde, sürücüleri temsil eden kütleler, koltuk süspansiyon grupları ve koltuk tipleri arasındaki farklılıkların istatistiksel açıdan önemli olmadıkları görülür. Araştırma materyalini oluşturan koltukların performans değerleri birbirlerine yakındır.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

5.1 Tartışma

5.1.1 Boyutsal ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi

Şekil 3.24’de görülen yerlerden yapılan boyutsal ölçüm sonuçları Çizelge 4.1 ve 4.2’de verilmiştir. Çizelge 4.1 ve 4.2’de verilen sonuçların değerlendirilmesi ise, L tipi mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için Çizelge 5.1’de, düşey tip mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için Çizelge 5.2’de, yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 5.3’de ve otomatik kütle ayarlı tip ile kütle ayarı elle yapılan tip pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için de Çizelge 5.4’de görülmektedir.

Çizelgelerde görülen (+) işareti, koltuğun adı geçen boyut için ideal sınırlar içinde kaldığını, (–) işareti ise koltuğun o boyut ölçüsü için ideal sınırların dışında olduğunu göstermektedir.

Çizelge 5.1 L tipi mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi

	MLS01	MLS02	MLS03	MLS04	MLS05	MLS06	MLS07
A	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
B	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
C	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
D	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
E	(+)	(+)	(+)	(+)	(–)	(+)	(+)
α	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(–)	(–)
β	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelge 5.2 Düşey tip mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi

	MDS01	MDS02
A	(+)	(+)
B	(+)	(-)
C	(+)	(+)
D	(+)	(+)
E	(+)	(+)
α	(+)	(+)
β	(+)	(-)

Çizelge 5.3 Yatay tip mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi

	MYS01	MYS02	MYS03	MYS04
A	(+)	(+)	(+)	(+)
B	(+)	(+)	(+)	(+)
C	(-)	(+)	(+)	(+)
D	(+)	(-)	(+)	(+)
E	(+)	(+)	(+)	(+)
α	(+)	(+)	(+)	(+)
β	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelge 5.4 Otomatik kütle ayarlı ve kütle ayarı elle yapılan tip pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının boyutsal ölçüm sonuçlarının değerlendirilmesi

	POA01	POA02	POA03	POA04	PMA01
A	(-)	(-)	(+)	(+)	(+)
B	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
C	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
D	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
E	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
α	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
β	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelgeler incelendiğinde, koltuk yüzey derinliği (A) boyutu için pnömatik süspansiyonlu koltuklardan POA01 ve POA02 koltukların olumsuz olarak değerlendirildiği görülür. Bunun nedeni adı geçen koltukların yüzey derinliklerinin olması gereken değerden daha geniş tutulmuş olmasıdır. Koltuk yüzey genişliği (B) ölçülerine bakıldığında ise, düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklardan MDS02 tip koltuğun uygun olmadığı belirlenmiştir. Çünkü bu koltukta koltuk yüzeyi genişliği değeri standart değerden daha küçük tutulmuştur. Koltuk kazağının ileri-geri ayar değeri

(C) için de yatay süspansiyonlu koltuklardan MYS01 tip koltuğun olumsuz olduğu belirlenmiştir. MYS01 tip koltuğun kızak ileri-geri ayarı 145 mm olup, standart değerden 5 mm daha azdır. Koltuğun yukarı-aşağı ayar ölçüsü (D) değerine bakıldığında ise, yalnızca yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklardan MYS02'nin olumsuz değer verdiği görülmektedir. Bu boyut MYS02 koltuk için çok küçük tutulmuştur. Koltuk arkalığının üst kenarının referans noktasına uzaklığı boyutu (E) değerlendirildiğinde L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklardan MLS05 tip koltuk uygun değere sahip değildir. MLS05 için bu oldukça düşük bir değerdir. Koltuk yüzeyinin eğim açısı (α) için ise, L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklardan MLS06 ve MLS07 olumsuzdur. Bu açı değeri, bu koltuklarda 0^0 olarak ölçüldüğünden standart değildir. Son olarak arkalık açısı (β) boyutu için de düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklardan MDS02 olumsuzluk göstermiştir. Adı geçen koltukta bu değer oldukça yüksektir.

5.1.2 Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlesine göre ayar aralığının belirlenmesi deney sonuçlarının değerlendirilmesi

Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlesine göre ayar aralığının belirlenmesi deneyinden elde edilen sonuçlar Çizelge 4.3'de verilmiştir. Çizelge 5.5'te L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar için yapılan değerlendirme, Çizelge 5.6'da düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklar ve Çizelge 5.7'de yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için yapılan değerlendirmeler görülmektedir. Aynı şekilde olumlu olarak değerlendirilen koltuklar (+) ve olumsuz olarak değerlendirilen koltuklar (-) ile işaretlenmiştir.

Çizelge 5.5 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar için süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlesine göre ayar aralığının belirlenmesi deneylerinin değerlendirilmesi

	MLS01	MLS02	MLS03	MLS04	MLS05	MLS06	MLS07
Hafif Sürücü Kütlesine Ayarı	(+)	(-)	(-)	(+)	(+)	(+)	(+)
Ağır Sürücü Kütlesine Ayarı	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelge 5.6 Düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütesine göre ayar aralığının belirlenmesi deneylerinin değerlendirilmesi

	MDS01	MDS02
Hafif Sürücü Kütle Ayarı	(+)	(-)
Ağır Sürücü Kütle Ayarı	(+)	(+)

Çizelge 5.7 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütesine göre ayar aralığının belirlenmesi deneylerinin değerlendirilmesi

	MYS01	MYS02	MYS03	MYS04
Hafif Sürücü Kütle Ayarı	(+)	(-)	(-)	(-)
Ağır Sürücü Kütle Ayarı	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelgeler incelendiğinde hafif sürücü ayar değerleri göz önüne alındığında L tipi mekanik süspansiyonlu koltuk grubunda MLS02 ve MLS03; düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuk grubunda MDS02 ve yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuk grubu için ise, MYS02, MYS03 ve MYS04 tip koltukların olumsuz olarak değerlendirildiği görülür. Bütün bu koltuklar istenilen minimum hafif sürücü kütesini karşılayamamıştır. Ağır sürücü kademesi için çizelgelere bakıldığında ise, tüm koltukların olumlu olarak değerlendirildiği görülür.

Yapılan statik yükleme esnasında, yükleme kuvveti ile beraber, süspansiyon mesafesi de ölçmüştür. EK 1’de verilen grafiklere ve Çizelge 4.4’de görülebilen değerlere bakıldığında, hafif sürücü ayar kademesi için, en küçük süspansiyon yolu MYS04 koltukta 85 mm olarak ölçülmüştür. Hafif sürücü ayar kademesinde belirlenen en büyük süspansiyon mesafesi ise, MLS07 koltuktan ölçülen 115 mm değeridir. En ağır sürücü kademesinde ise en kısa süspansiyon yolu MLS03 ve MYS02 koltuklarda belirlenen 83 mm değeri olup, en büyük mesafe 109 mm ile MLS04’e aittir. Yük altında süspansiyon yolunun en yüksek veya en düşük kaç mm olması gerektiğine dair bir hüküm 78/764/AT Tip Onayı Yönetmeliği’nde bulunmamaktadır. Ancak, literatürde bu boyut için bazı tavsiyelerde bulunulmuştur. Örneğin Saral (1984), paralelogram bir askı sistemine sahip bir koltukta bu değer 8...12 cm arasında olmasının yeterli olacağını belirtmiştir. Sabancı (1985) ise, 1...1,5 Hz gibi oldukça küçük bir doğal frekansın elde

edilebilmesi için 150 mm'lik yay salınım sınırının bulunmasının gerektiğini belirtmiş, düşey yönlü salınım serbestliğinin en çok 100...150 mm'lik sınırlar arasında olmasını tavsiye etmiştir.

5.1. 3 Yanal kararlılığın belirlenmesi deney sonuçlarının değerlendirilmesi

Yanal kararlılığın belirlenmesi deneylerinde, sağ ve sol yükleme noktalarında tespit edilen açı değerleri Çizelge 4.5'de verilmiştir. Çizelge 4.5 incelendiğinde, MLS01, MLS02, MLS03, MDS01, MDS02, MYS02, POA01 ve PMA01 tip koltuklarda, sağ ve sol ölçüm noktalarında belirlenen açı değişimlerinin 5⁰'den fazla olduğu görülmüştür. MLS06, MYS01 ve POA02 tip koltuklarda sağa doğru eğim açısının, PMA01 tip koltukta ise, sola doğru eğim açısının 5⁰'lik sınır değerden yüksek olduğu görülmektedir. Buna göre yalnızca MLS04, MLS05, MLS07, MYS03, POA03 ve POA04 tip koltukların yanal kararlılık deneyinden başarı ile geçtikleri belirlenmiştir.

5.1. 4 Benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının değerlendirilmesi

Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinin sonuçları Çizelge 4.10 ve Çizelge 4.11'de verilmiştir. Bu sonuçların değerlendirilmesi ise, L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 5.8'de, düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 5.9'da, yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 5.10'da ve otomatik kütle ayarlı ve kütle ayarı elle yapılan pnömatik süspansiyonlu koltuklar için de Çizelge 5.11'de verilmiştir. Olumlu olarak değerlendirilen koltuklar (+) ve olumsuz olarak değerlendirilen koltuklar ise (–) ile işaretlenmiştir.

Çizelge 5.8 incelendiğinde L tipi mekanik süspansiyonlu koltuk grubunda, 1. ve 2. sınıf benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinde hafif ve ağır sürücü kademeleri için bütün koltukların olumlu sonuçlar verdiği görülür. 3. sınıf benzeştirilmiş giriş titreşim deneyinde ise, hafif sürücü kademesinde bütün koltukların olumlu olduğu, ancak ağır sürücü kademesinde ise, MLS02 ve MLS03 tip koltukların olumsuz olarak değerlendirildiği belirlenmiştir.

Çizelge 5.8 L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar için benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının değerlendirilmesi

		MLS01	MLS02	MLS03	MLS04	MLS05	MLS06	MLS07
Sınıf 1	Hafif Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
Sınıf 2	Hafif Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
Sınıf 3	Hafif Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(-)	(-)	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelge 5.9 Düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının değerlendirilmesi

		MDS01	MDS02
Sınıf 1	Hafif Sürücü	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)
Sınıf 2	Hafif Sürücü	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)
Sınıf 3	Hafif Sürücü	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)

Çizelge 5.9 incelendiğinde araştırmada kullanılan iki adet düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuğun, bütün benzeştirilmiş giriş titreşim deney sınıfları için, hafif ve ağır sürücü kademelerinde olumlu sonuçlar vermiş olduğu görülür.

Çizelge 5.10 Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının değerlendirilmesi

		MYS01	MYS02	MYS03	MYS04
Sınıf 1	Hafif Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)
Sınıf 2	Hafif Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)
Sınıf 3	Hafif Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelge 5.10'a bakıldığında ise, yatay tip mekanik süspansiyonlu koltukların tamamının da yapılan tüm testlerden başarı ile çıktıkları görülmektedir.

Çizelge 5.11 Otomatik kütle ayarlı ve kütle ayarı elle yapılan tip pnömatik süspansiyonlu koltuklar için benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarının değerlendirilmesi

		POA01	POA02	POA03	POA04	PMA01
Sınıf 1	Hafif Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
Sınıf 2	Hafif Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
Sınıf 3	Hafif Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
	Ağır Sürücü	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelge 5.11 incelendiğinde, bütün pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltuklarının benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinin tamamından başarılı olarak çıktıkları görülmektedir.

5.1.5 Sönümleme deney sonuçlarının değerlendirilmesi

0,50...2,00 Hz frekans bandında ölçülen ivme ve sönümleme etkinliği değerleri, mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 4.14’de ve pnömatik süspansiyonlu koltuklar için de Çizelge 4.15’de verilmiştir. Bu sonuçlardan yararlanılarak yapılan değerlendirme ise, L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 5.12’de, düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 5.13’de, yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar için Çizelge 5.14’de ve otomatik ve kütle ayarlı elle yapılan tip pnömatik süspansiyonlu koltuklar için de Çizelge 5.15’de verilmiştir. Olumlu olarak değerlendirilen koltuklar (+) ve olumsuz olarak değerlendirilen koltuklar ise, (–) ile işaretlenmiştir.

Çizelge 5.12 L tipi mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için sönümleme etkinliği (V) değerlerine göre yapılan değerlendirme

	MLS01	MLS02	MLS03	MLS04	MLS05	MLS06	MLS07
40 kg	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
80 kg	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelge 5.13 Düşey tip mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için sönümleme etkinliği (V) değerlerine göre yapılan değerlendirme

	MDS01	MDS02
40 kg	(+)	(+)
80 kg	(+)	(+)

Çizelge 5.14 Yatay tip mekanik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için sönümleme etkinliği (V) değerlerine göre yapılan değerlendirme

	MYS01	MYS02	MYS03	MYS04
40 kg	(+)	(+)	(+)	(–)
80 kg	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelge 5.15 Pnömatik süspansiyonlu traktör sürücü koltukları için sönümleme etkinliği (V) değerlerine göre yapılan değerlendirme

	POA01	POA02	POA03	POA04	PMA01
40 kg	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)
80 kg	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)

Çizelgeler incelendiğinde yalnızca yatay süspansiyonlu mekanik traktör sürücü koltuklarından MYS04 tip koltuk 40 kg'lık sabit kütle ile yapılan deneyde olumsuz olarak değerlendirilmiştir.

Sönümlleme değeri (D) esas alınarak yapılan deneylerin sonuçları ise, Çizelge 4.16 ve Çizelge 4.17'de verilmiştir. Çizelgeler incelendiğinde, 40 kg'lık sabit kütle ile yapılan deneylerde rezonans frekansının mekanik koltuklarda 1,80...2,90 Hz arasında değiştiği görülür. Rezonans frekansı 2 Hz'in altında olan koltuklar, MLS01, MDS02 ve MYS01 koltuklar olarak belirlenmiştir. Pnömatik süspansiyonlu koltuklara bakıldığında ise, rezonans frekansın 1,70...2,40 Hz arasında değiştiği görülmektedir. Bu koltuklarda rezonans frekansı 2 Hz'in altında olan tipler ise, POA01 ve POA02 olarak tespit edilmiştir.

40 kg'lık kütle ile yapılan deneyler için iletkenlik ve sönümlleme oranları değerlerine bakıldığında ise, mekanik koltuklarda en düşük iletkenlik değerini veren tipin MLS04 olduğu görülür. En yüksek iletkenlik değeri ise, MYS04'te 4,58 olarak hesaplanmıştır. Yani koltuk, platform titreşimini % 458 nisbetinde artırarak sürücüye iletmektedir. Titreşim sönümleyici olarak tasarlanan bu koltuk, rezonans koşullarında adeta bir titreşim üretici olarak çalışmaktadır. Bu koltuk 54 kg'lık kütlesiyle deneye alınan en ağır koltuk olmasına rağmen, diğer koltuklar ile benzer karakteristiğe sahip bir sönümleyici ile donatılmıştır. MYS04 tip koltuk, aynı zamanda, en fazla ayar mekanizmasına sahip olan tiptir. Dolayısıyla diğer koltuklara nazaran daha az rijit bir yapıya sahiptir. Rezonans koşullarında oynar parçaların çokluğu bu koltukta dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır.

Mekanik koltuklarda 40 kg'lık sabit kütle testinde sönümlleme oranları incelendiğinde, 0,78 sönümlleme oranı ile en iyi sönümlleme karakteristiğine sahip koltuğun, MLS04 olduğu görülür. En kötü sonucu 0,11'lik değer ile yine MYS04 vermiştir. Rezonans frekansı 2 Hz'in altında olan koltuklardan MLS01'in sönümlleme oranı 0,61; MDS02'in sönümlleme oranı 0,67 ve MYS01'in sönümlleme oranı 0,46 olarak belirlenmiştir. En iyi sönümlleme oranını veren MLS04'ün rezonans frekansının 2,30 Hz olması dikkat çekicidir. Şu hâlde, rezonans frekansın düşük sınırlarda tutulmasının yanı sıra, koltuk

yapısına en uygun sönümleyicinin seçilmesinin de önemli bir husus olduğu görülmektedir.

Pnömatik koltuklarda 40 kg'lık kütle ile yapılan deneylerde tespit edilen iletkenlik oranları 1,26...1,50 aralığındadır. Sönümleme oranları da 0,45...0,65 arasında hesaplanmıştır. Görüldüğü üzere, pnömatik koltuklar mekanik koltuklara nazaran daha istikrarlı sonuçlar vermiştir. Rezonans frekansı 2 Hz'in altında olan koltuklar incelendiğinde, POA01'in ve POA02'nin sönümleme oranları 0,45 olarak hesap edilmiştir. Burada en iyi sönümleme oranı olan 0,65 değerini veren koltuk tipi PMA01 olup, rezonans frekansı 2,40 Hz'dir. Burada da, sönümleyicinin etkisi kendisini göstermektedir.

80 kg'lık kütle ile yapılan sönümleme deneylerinde, mekanik koltuklarda rezonans frekans 1,40...2,20 Hz aralığında belirlenmiştir. Pnömatik koltuklara bakıldığında ise, rezonans frekansın 1,60...2,80 Hz arasında olduğu görülür. Ancak 2,80'lik ekstrem değere sahip olan PMA01 göz ardı edildiğinde bu aralık 1,60...1,80 Hz aralığına düşmektedir. Mekanik koltuklarda rezonans frekansı 2 Hz'in altında olan koltuklar, MLS01, MLS02, MLS04, MLS05, MLS06, MLS07, MYS01, MYS02 ve MYS04 olarak tespit edilmiştir. Pnömatik koltukların PMA01 hariç tamamının rezonans frekansı 2 Hz'in altındadır.

80 kg'lık kütle kademesinde yapılan deneylerden elde edilen iletkenlik değerlerine bakıldığında ise, mekanik koltuklar için en düşük değerin MYS02'ye ait olduğu görülür. MYS02'de iletkenlik değeri 1,13 olarak belirlenmiş olup, bu değerden sönümleme oranı 0,95 olarak hesaplanmıştır. En yüksek iletkenlik değerini yine MYS04 2,04 ile vermiştir. MYS04'ün sönümleme oranı da bu değer yardımı ile 0,28 olarak tespit edilmiştir.

Pnömatik koltuklar incelendiğinde ise, PMA01 koltuk göze çarpar. 40 kg'lık kütle ile yapılan deneyde en iyi sönümleme oranını veren bu koltuk, 80 kg'lık deneyde 0,26 ile en kötü performansı gösteren pnömatik koltuk olmuştur. Bu koltuğun rezonans frekansına bakıldığında ise 2,80 Hz değeri görülür.

5.1.6 İstatistiksel analiz sonuçlarının değerlendirilmesi

5.1.6.1 Deney ünitesi platform hareketinin uygunluk değerlendirilmesi

Benzeştirilmiş giriş titreşim testlerinde standart koltuk deneylerinin yürütüldüğü deney ünitesinin platformundan ölçülen ivme değerleri Çizelge 4.18’de ve bu değerler yardımıyla hesaplanan istatistiksel veriler ise, Çizelge 4.19’da verilmiştir. Çizelge 4.19 incelendiğinde, en yüksek CV değeri % 4,38 ile, 2. sınıf benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinde ağır sürücü kademesinde bulunmuştur. CV değerlerinin oldukça küçük değerler göstermesi, koltuk standının Tip Onayı Yönetmeliğinde belirtilen titreşim hareketine uygun olarak hareket ettiğini göstermektedir. Bu yüzden yapılan titreşim deneylerinin güvenli olduğu söylenebilir.

5.1.6.2 Koltuk kütlelerinin deney sonuçlarına etkisinin değerlendirilmesi

Şekil 4.1’den 4.6’ya kadar koltuk kütlelerinin titreşim ivmesine etkisi; Şekil 4.7’den 4.9’a kadar koltuk kütlelerinin rezonans frekansa etkisi ve Şekil 4.10’dan 4.12’ye kadar ise, koltuk kütlelerinin sönümleme oranına etkileri dağılım grafikleri üzerinde regresyon doğrusu ile R^2 değerleri belirlenmek suretiyle incelenmiştir.

L tipi mekanik süspansiyonlu koltuk grubu incelendiğinde, hafif sürücü ile yapılan titreşim deneylerinden elde edilen ivme değerlerinin Sınıf 1 ve Sınıf 3’de koltuk kütlesi ile artış gösterdiği, Sınıf 2’de ise, azalma eğiliminde olduğu görülür. L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar ile ağır sürücü kademesinde yapılan deneylerin ise, tıpkı hafif sürücü kademesinde yapılan deneyler gibi kararsızlık gösterdiği tespit edilmiştir. Sınıf 1 ve Sınıf 2 için yapılan incelemede koltuk kütlelerinin artışı ile, ivme değerlerinin azalma yada artma eğilimi göstermediği söylenebilir. Sınıf 3 deneylerinde ise, titreşim ivmesi koltuk kütlesi arttıkça azalma eğilimindedir. L tipi mekanik süspansiyonlu koltuk kütlelerinin rezonans frekansına olan etkileri incelendiğinde ise, 40 ve 80 kg’lık sabit kütleler ile yapılan deneyler sırasında koltuk kütlelerinin artışı ile rezonans frekansının azalma eğiliminde olduğu, R^2 değerlerinin küçük olmasına rağmen, söylenebilir. Koltuk kütlelerinin sönümleme oranına etkisinin incelendiği grafiklere bakıldığında ise, L tipi

mekanik koltuklarda koltuk kütlesi arttıkça, sönümlleme oranında bir iyileşmenin olduğu, diğer gözlemlere nisbeten daha yüksek bir isabet derecesi ile söylenebilir.

Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda ise, hafif sürücü kademesinde yapılan benzeştirilmiş giriş titreşim deneyleri sırasında koltuk üzerinden ölçülen ivme değerlerinin, Sınıf 1’de koltuk kütlesinin artışı ile azalma; Sınıf 2 ve 3’de ise artma eğiliminde olduğu görülür. Ağır sürücü kademesinde yapılan titreşim deneylerinin sonuçlarına bakıldığında ise, Sınıf 1 titreşim deneylerinde yüksek bir isabet derecesi ile koltuk kütlesinin artışı ile ivme değerinin azaldığı söylenebilir. Sınıf 2 ve Sınıf 3 deneylerinde ise koltuk kütlesinin artışının ivme değerini artırdığı görülür. Ancak bu iki dağılımın R^2 değerleri oldukça küçük sayılarla ifade edilmektedir. Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuk kütlelerinin rezonans frekansa olan etkileri incelendiğinde ise, 40 ve 80 kg’lık sabit kütlelerle yapılan deney sonuçlarına göre koltuk kütlesi ile rezonans frekansın artış eğiliminde olduğu belirlenmiştir. Ancak bu dağılımların da R^2 değerleri düşük sınırlar içinde kalmaktadır. Yatay süspansiyonlu koltuklarda koltuk kütlesinin sönümlleme oranı üzerindeki etkisi incelendiğinde ise, hem 40 kg’lık hem de 80 kg’lık sabit kütle deneyleri neticesinde koltuk kütlesinin sönümlleme oranını azalttığı belirlenmiştir.

Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklar ile yapılan titreşim deneylerinde hafif sürücü kademesinde tüm sınıflarda koltuk kütlesindeki artış ile titreşim ivmesinin azalma eğiliminde olduğu görülmüştür. Aynı durum ağır sürücü kademesinde yapılan Sınıf 1 ve Sınıf 3 deneyleri için de söz konusudur. Ancak Sınıf 2 kademesinde yapılan deneyde koltuk kütlesi ile titreşim ivmesi de artmaktadır. Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik koltuklarda, koltuk kütlesindeki artışın rezonans frekansını düşürdüğü hem 40 kg’lık hem de 80 kg’lık sabit kütle deneylerinden elde edilen sonuçlara göre, rahatlıkla söylenebilir. Benzer şekilde koltuk kütlesi arttıkça, sönümlleme oranında da bir azalma söz konusudur.

5.1.6.3 Süspansiyon yolunun deney sonuçlarına etkisi

Süspansiyon yolunun deney sonuçlarına etkisinin incelendiği dağılım grafikleri Şekil 4.13'den 4.20'ye kadar verilmiştir. Süspansiyon yolunun deney sonuçlarına etkisi incelenirken, benzeştirilmiş giriş titreşim deneyleri için, hafif ve ağır sürücüyü temsil eden kişilerin kütle ayar kademelerinde tespit edilen süspansiyon mesafeleri ile sönümleme deneyleri için 40 ve 80 kg'lık sabit kütlelerin temsil ettiği 56 ve 112 kg'lık kütle ayar kademelerinde belirlenen süspansiyon mesafelerinden yararlanılmıştır. Benzeştirilmiş giriş titreşim deneyleri için hafif ve ağır sürücü kademelerinde belirlenen süspansiyon mesafeleri Çizelge 4.9'da, sönümleme deneylerinde kullanılan sabit kütleler için belirlenen süspansiyon mesafeleri de Çizelge 4.13'de verilmiştir.

L Tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar ile yapılan titreşim deneylerinde hafif sürücü kademesinde yapılan Sınıf 1 deneylerinde süspansiyon yolu ile titreşim ivme değerinin arttığı; Sınıf 2 ve Sınıf 3'te ise azalma eğiliminde olduğu görülür. Ağır sürücü kademesinde yapılan deneylerde ise, her üç titreşim sınıfında yapılan deneylerden elde edilen sonuçlara göre süspansiyon yolundaki artışın titreşim ivmesini azalttığı belirlenmiştir. 40 ve 80 kg'lık sabit kütleler ile yapılan deneylerde belirlenen rezonans frekansının ise, L tipi mekanik süspansiyon grubunda süspansiyon yolu ile azalma eğiliminde olduğu görülür. Sönümleme deneylerinde belirlenen sönümleme oranı değerlerinin ise, hem 40 hem de 80 kg kademeleri için de, süspansiyon yolunun artışı ile yükseldiği söylenebilir.

Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda belirlenen süspansiyon yolunun artışı, benzeştirilmiş giriş titreşim hafif sürücü deneylerinde her üç sınıf için de titreşim ivmesini yükseltmiştir. Ağır sürücü kademesinde yapılan deneylerde ise, Sınıf 1 deneyinde belirlenen ivme değerleri süspansiyon yolu ile artmış, Sınıf 2 ve Sınıf 3 deneylerinde ise, azalmıştır. Yatay süspansiyonlu mekanik koltuklarda belirlenen rezonans frekansları ise, süspansiyon yolundaki artış ile azalma eğilimindedir. 40 ve 80 kg'lık sabit kütleler ile yapılan sönümleme deneyinde tespit edilen sönümleme oranı değerleri ise, süspansiyon mesafesinin artışı ile yükselmiştir.

5.1.6.4 Rezonans frekansının deney sonuçlarına etkisi

Burada rezonans frekansın sönümlenme oranına olan etkisi araştırılmıştır. Şekil 4.21'den 4.23'e kadar ise, dağılım grafikleri verilmiştir. Buna göre, L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda 40 kg'lık sabit kütle ile yapılan sönümlenme deneylerinde rezonans frekansın artışı ile sönümlenme oranının da yükseldiği görülmüştür. Ancak 80 kg'lık sabit kütle deneyinden elde edilen sonuçlara göre ise, yukarıdaki durumun tersi söz konusudur. Yani rezonans frekansı arttıkça, sönümlenme oranı azalmaktadır.

Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda ise, rezonans frekansın artışının hem 40 kg'lık hem de 80 kg'lık sabit kütle deneylerinde belirlenen süspansiyon oranını azalttığı tespit edilmiştir.

Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda ise, rezonans frekansın artışının her iki sabit kütle kademesinde de sönümlenme oranını yükselttiği sonucuna ulaşılmıştır.

5.1.6.5 Benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinden elde edilen ivme değerlerine göre Duncan yöntemi kullanılarak yapılan karşılaştırma sonuçlarının değerlendirilmesi

Sınıf 1 titreşim deneylerinden elde edilen ivme değerlerine göre yapılan varyans analizine bakıldığında, sürücü kütlelerinin, koltuk süspansiyon tipinin ve koltuk tipinin önemli değişkenler olduğu görülür. Deney tekrürleri arasındaki fark ise, istatistiksel olarak önemli değildir. Bu da bize, deneylerin sonuçlarının güvenilir olduğunu gösterir. Zira her iki tekrür arasında birbirlerini etkileyebilecek farklılık bulunmamıştır. Deneylerin yapıldığı sürücüler değerlendirmeye alındığında ise, ağır sürücü kademesinde yapılan deneylerden elde edilen ivme değerinin, hafif sürücü kademesinde elde edilenlerden daha düşük olduğu görülür. Titreşim deneylerinde istenen, koltuk üzerinde ölçülen ağırlıklı KOK ivmenin olabildiğince küçük değerlerde elde edilmesi olduğuna göre, sınıf 1 deneyleri için ağır sürücülerin, hafif sürücülere nazaran daha elverişli titreşim ortamında çalıştıkları söylenebilir. Koltuk süspansiyon grupları kıyaslandığında ise, sınıf 1 deneylerde en iyi performansı gösteren süspansiyon

grubunun otomatik kütleye ayarlı tip süspansiyon grubu olduğu belirlenmiştir. Kütleye ayarlı elle yapılan tip pnömatik süspansiyon grubu, düşey tip mekanik süspansiyon grubu ve L tipi mekanik süspansiyon grupları ise, sınıf 1 deneylerinde nispeten daha kötü performansa sahip koltuklardır. Bu üç tip süspansiyon grubu arasında istatistiksel açıdan önemli bir fark tespit edilmemiştir. Koltuk tiplerinin kıyaslanmasında ise, en iyi performansı gösteren tipin POA02 tip koltuk olduğu görülür.

Sınıf 2 titreşim deneylerinde ise, varyans analizi incelendiğinde, tekerrür sayısının burada da deneylere etkisinin olmadığı görülür. Sürücüler, koltuk süspansiyon tipi ve koltuk tipleri ise istatistiksel açıdan önemli değişkenlerdir. Deneylerin yapıldığı ağır ve hafif sürücüler incelendiğinde, ağır sürücülerden elde edilen sonuçların hafif sürücülerden elde edilen sonuçlardan daha küçük değerlerde olduğu görülmüştür. Sınıf 2 deneyleri için de sürücü ağırlığının, titreşim ivmesini azaltmada bir avantaj olduğu görülmektedir. Süspansiyon tip gruplarının birbirleriyle yapılan kıyaslamasında ise, en iyi performansa sahip süspansiyon tipinin yine otomatik kütleye ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuk grubu olduğu görülür. Koltuk tiplerinin mukayesesinde ise, en iyi performansı yine POA02 tip koltuk göstermiştir.

Sınıf 3 deneylerinden elde edilen sonuçlardan yapılan varyans tablosuna bakıldığında ise, sürücünün, koltuk süspansiyon tip gruplarının ve koltuk tiplerinin aralarındaki farklılıkların istatistiksel açıdan önem arz etmediği görülür. Buna göre sınıf 3 titreşim deneylerinde, koltuklar birbirlerine yakın performans göstermişlerdir. Sınıf 3 deney sonuçlarına sürücü kütlesi etkili değildir. Sürücü ister hafif olsun, ister ağır olsun titreşim ivmesini düşürücü bir unsur olarak görünmemektedir.

5.1.6.6 Sönümleme deneylerinden elde edilen sonuçların Duncan yöntemi kullanılarak yapılan kıyaslamaların değerlendirilmesi

Sönümleme etkinliği değerine göre yapılan varyans analizine göre, sürücü, koltuk süspansiyon tipi ve koltuk tipinin arasındaki farkların istatistiksel açıdan önemli olmadıkları görülmüştür. Hafif ve ağır sürücüyü temsil eden sabit kütlelerle yapılan deney sonuçlarına göre, bu iki kütle arasındaki fark, önemli olarak

değerlendirilmemiştir. Yani, sürücü kütlesi sönümleme etkinliğini iyileştirici bir unsur değildir. Benzer şekilde, süspansiyon tip grupları kıyaslandığında ise, tüm süspansiyon gruplarının ortalama değerleri arasında istatistiksel açıdan önemli olarak değerlendirilebilecek farklılık bulunmamıştır. Tüm koltukların sönümleme performansları birbirlerine yakındır.

Süspansiyon oranına göre yapılan kıyaslamada da, varyans analizi neticesinde sürücüyü temsil eden kütleler, koltuk süspansiyon grupları ve koltuk tipleri arasında istatistiksel olarak önemli farklılık belirlenmemiştir. Sönümleme oranı için de koltuk üzerindeki kütle deney sonuçlarına etkili değildir. Süspansiyon tip grupları karşılaştırıldığında ise, koltukların sönümleme elemanlarının birbirlerine yakın performans gösterdiği söylenebilir.

5.2 Sonuç

Yapılan deney ve değerlendirmeler neticesinde aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

a. Standart deneylerden elde edilen sonuçlar

- Sönümleme karakteristikleri ve sürücü kütlesi ayar aralığının belirlenmesi deneylerinde, mekanik süspansiyonlu koltukların, süspansiyon yolları minimum 83 mm ve maksimum 118 mm olarak ölçülmüştür. Kütle ayar değerlerine gelindiğinde ise, 13 mekanik koltuktan 6'sı hafif sürücü ayar değeri için olumsuz olarak değerlendirilmiştir. Buna göre bir oranlama yapılırsa koltukların yarısı hafif sürücü kütleleri için gerekli süspansiyon konforunu sağlayamamaktadır. Bu da önemli bir orandır. Bu durumda, süspansiyon yaylarının olması gerekenden daha sert seçildiği veya sürücü kütlesi ayar vidasının helezon yayları yeterli derecede gevşek hale getirecek şekilde vida adımına sahip olmadıkları söylenebilir.
- Araştırma materyalini oluşturan 18 adet koltuğun yalnızca 6'sı stabil bir yapı göstermiştir. Bir oranlama yapıldığında koltukların 2/3'si olumsuz olarak görülmektedir. Ancak, bu olumsuzluk, koltuk süngerlerinin ve döşeme

malzemesinin daha sert malzemeden yapılması gibi basit konstrüktif önlemlerle giderilebileceğinden, önemli bir uygunsuzluk olarak görülmemelidir.

- 3 titreşim sınıfında canlı insanlarla yürütülen benzeştirilmiş giriş titreşim deney sonuçlarına bakıldığında, sadece L tipi mekanik süspansiyonlu koltuk grubu içerisinde yer alan MLS02 ve MLS03 tip koltukların, 3. sınıf deneylerin ağır sürücü kademesinde oldukça kötü neticeler verdiği görülmüştür. Bu iki koltuğun dışındaki koltuklar ise, her üç titreşim sınıfı için iyi olarak nitelendirilebilecek deney performansına sahiptir. Araştırma materyali koltuklardan MYS03, MYS04, POA01, POA02, POA03 ve POA04 koltuklar ağır traktörler için tasarlanan ve 3. sınıf titreşim deneyine girmesi gereken koltuklardır. Bu koltuklar, yapılan 3. sınıf titreşim testleri ile beraber diğer iki deneyden de başarılı olarak çıkmışlardır. MLS01, MLS04, MLS05, MLS06, MLS07, MDS01, MDS02, MYS01, MYS02 ve PMA01 tip koltukların 3. sınıf için tasarlanmamış olmamalarına rağmen, 3. sınıf deneylerden başarı ile çıkmaları dikkate değer bir sonuçtur.
- Sönümleme deneylerinde belirlenen sönümleme etkinliği değerlerine bakıldığında ise, MYS04 tip koltuğun 40 kg'lık sabit kütle ile yapılan deneyden olumsuz olarak çıktığı görülür. Diğer koltuklar tüm deneylerden başarılı olarak çıkmışlardır. Buna göre koltukların, sönümleme etkinlik değerlerine göre 0,50...2,00 Hz frekans aralığında güvenli bir titreşim ortamı sağladıkları söylenebilir.
- Sönümleme deneylerinden ikincisini oluşturan rezonans frekansın tespiti ve sönümleme oranının belirlenmesi deney sonuçlarında ise, 40 kg'lık sabit kütle ile yapılan deneylerde rezonans frekansın L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda 1,90...2,50 Hz arasında değiştiği, düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda 1,90 ve 2,90 Hz olduğu, yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda 1,80...2,40 Hz arasında değiştiği, otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda 1,70...2,40 Hz arasında bulunduğu ve manivel kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuk için bu değer 2,40 Hz olduğu belirlenmiştir. Teorik olarak ideal bir sürücü koltuğunun rezonans frekansı 2,00 Hz'in altında olması gerektiğine göre, bu şartı sadece 5 koltuk sağlamıştır. 80 kg'lık kütle ile yapılan deneylerde ise,

L tipi mekanik süspansiyonlu koltukların rezonans frekansının 1,40...2,00 Hz arasında değiştiği, düşey tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda rezonans frekansın 2,00 Hz ve 2,20 Hz olarak bulunduğu, yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda bu değer 1,50...2,20 Hz arasında olduğu, otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklar için rezonans frekansın 1,60...1,80 Hz arasında bulunduğu ve kütle ayarı elle yapılan tip sürücü koltuğunda bu değer 2,80 Hz olduğu görülür. 80 kg'lık sabit kütle ile yapılan deneylerde 13 koltuğun rezonans frekansının 2,00 Hz'den küçük olduğu tespit edilmiştir. Buna göre, koltuk üzerindeki kütle arttığında koltukların rezonans bölgesinden daha çabuk geçtikleri söylenebilir.

b. İstatistiksel analizlerin değerlendirilmesiyle elde edilen sonuçlar

- Her ne kadar bu çalışmada koltuk kütesinin, koltuk üzerinde belirlenen ağırlıklı KOK ivme seviyeleri üzerindeki etkileri, dağılım grafikleri üzerinde incelenmiş ve Tartışma bölümünde açıklanmaya çalışılmış ise de, belirlenen R^2 değerlerinin küçüklüğü bu konuda kesin bir hüküm vermeyi engellemektedir. Bu çalışma kapsamında incelenen koltukların kütleleri ile titreşim ivmesi arasında doğrusal bir ilişkiyi destekleyecek veriler bulunamamıştır.
- Koltuk kütesinin rezonans frekans üzerindeki etkilerini incelemek için yapılan çalışmaya bakıldığında ise, L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda hafif ve ağır kütle kademelerinde koltuk kütesi artışı ile rezonans frekansında bir azalmanın, yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda bir artışın ve son olarak otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklarda bir azalmanın olduğu görülür. Ancak mekanik koltuklardan elde edilen R^2 değerlerinin küçüklüğü kesin bir hüküm vermeyi engellemektedir. Otomatik kütle ayarlı tip pnömatik koltuklara bakıldığında ise, özellikle 40 kg'lık sabit kütle ile yapılan deney sonuçlarından elde edilen 0,86'lık R^2 değeri, pnömatik koltuklarda, kütle artışının rezonans frekansı azaltıcı bir unsur olduğu hükmünü desteklemektedir. Buna göre, hafif sürücü kademelerinde koltuk süspansiyon sisteminin doğal frekansını azaltmak için, bir başka deyişle koltuk ve üzerindeki sürücünün rezonans bölgesinden daha çabuk geçebilmesi için, koltuk kütesinin yüksek tutulması faydalı olabilir

- Koltuk kütlesinin sönümleme oranına etkilerinin araştırıldığı çalışmada ise, diğer analizlere oranla daha yüksek R^2 değerleri ve dolayısıyla isabet dereceleri ile L tipi mekanik süspansiyon tipi koltuklarda koltuk kütlesi ile sönümleme oranının arttığı, yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar ile pnömatik süspansiyonlu koltuklarda azaldığı görülmüştür. L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar için herhangi bir hüküm vermek, yukarıda belirtilen gerekçeler nedeniyle mümkün değildir. Ancak, özellikle 40 kg'lık sabit kütle ile yapılan sönümleme deneylerinde, yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklardan elde edilen 0,97'lik ve otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuklardan elde edilen 0,89'luk R^2 değerleri, hafif sürücü kademelerinde bu koltuklarda koltuk kütlesindeki artış ile sönümleme oranının azaldığı şeklindeki bir hükmü desteklemektedir. Çizelge 3.4 incelendiğinde, 54 kg'lık kütlesi ile araştırmada kullanılan en ağır koltuk olan MYS04'ün titreşim yalıtım sisteminde, kütlesi 28,4 kg olan MYS03 tip koltuk ile aynı tip helezon yay ve amortisör kullanıldığı görülür. Aynı şekilde Çizelge 3.5'e bakıldığında 49 kg'lık kütleleriyle POA01 ve POA02 koltukların, 31 kg'lık kütleyle sahip POA03 ve POA04 ile aynı yalıtım elemanlarıyla donatıldığı görülmektedir. Dolayısıyla daha hafif koltuklarda iyi netice veren sönümleme elemanlarının, ağır koltuklar için yetersiz kaldıkları söylenebilir. Bu husus göz önüne alınarak yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklar ile otomatik kütle ayarlı tip pnömatik koltuk imalatında koltuk süspansiyon tipleri belirlenirken, özellikle kullanılacak sönümleyicinin koltuk kütlesine göre seçilmesinde yarar vardır.
- Mekanik süspansiyonlu sürücü koltuklarında, süspansiyon yolunun titreşim ivmesi üzerindeki etkisini ispatlayacak herhangi somut bir bulguya ulaşılamamıştır. Şekil 4.13'den 4.16'ya kadar görülebilen dağılım grafiklerine bakıldığında R^2 değerlerinin küçüklüğü bu konuda herhangi bir hükme ulaşmayı engellemektedir.
- Mekanik süspansiyonlu koltuklarda, süspansiyon yolu ile rezonans frekansı arasındaki ilişki incelendiğinde ise, L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklarda somut bir netice 80 kg'lık kütle ile yapılan deneyde elde edilen 0,74'lük R^2 değeriyle görülmektedir. Burada koltuğun süspansiyon yolundaki artışın rezonans frekansı azaltıcı bir unsur olduğu söylenebilir. Yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklara

bakıldığında ise, 40 kg'lık sabit kütle deneyinde elde edilen 0,72'lik ve 80 kg'lık sabit kütle deneyinde elde edilen 0,98'lik R^2 değerlerine dayanarak hem hafif hem de ağır sürücü kademelerinde süspansiyon yolundaki artışın rezonans frekansı aşağıya çektiği sonucuna ulaşılır. Buna göre, rezonans frekansın aşağıya çekilebilmesi için L tipi ve yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklarda süspansiyon yolu, koltuk yapısının izin verdiği ölçüde yüksek tutulmalıdır.

- Rezonans frekans ile sönümlleme oranlarına bakıldığında ise, L tipi ve yatay tip mekanik koltuklar için herhangi bir hüküm vermek mümkün değildir. Ancak, 80 kg'lık sabit kütle ile yapılan deneylerde, otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuk grubunda R^2 değeri, 0,86 olarak bulunmuş olup, bu grup için rezonans frekansın artışı ile sönümlleme oranının arttığı söylenebilir. Bu da beklenen bir neticedir. Çünkü, koltuk tasarım ve imalatında, sönümlü doğal frekans düşürülemediği takdirde, sönümlleme oranı yüksek olan sönümleyicilerin kullanılması gerekmektedir. Pnömatik koltuk imalatçıların bu hususa dikkat ettikleri görülmektedir.
- Süspansiyon tip gruplarından elde edilen titreşim deney sonuçlarının Duncan yöntemi kullanılarak yapılan analizlerinde sınıf 1 ve sınıf 2 titreşim deneylerinde en iyi performansı otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyonlu koltuk grubunun gösterdiği belirlenmiştir. Aynı şekilde koltuklar teker teker kıyaslandığında da sınıf 1 ve sınıf 2 için en iyi performansa sahip koltuk, otomatik kütle ayarlı tip pnömatik süspansiyon grubu içerisinde yer alan POA02 olarak ortaya çıkmıştır. Sınıf 3 deneylerde ise, süspansiyon grupları arasında en iyi performansa sahip koltuk grubu net olarak tespit edilememiştir. Koltukların performansı birbirlerine çok yakındır. O halde, sınıf 1 ve sınıf 2 için pnömatik süspansiyonlu koltukların kullanılması titreşim yalıtımı açısından faydalı olabilir. Ancak bu süspansiyon tipi, deney materyali koltuklar arasında en pahalı gruptur. Maliyet düşünüldüğü takdirde, deney materyalini oluşturan koltuk grupları arasında en ucuzu olan L tipi mekanik süspansiyonlu koltukların her üç titreşim sınıfı için yeterli olduğu söylenebilir.

- Titreşim deneylerinde görülen bir başka husus ise, benzer süspansiyon elemanlarına sahip koltukların deney performanslarının değişkenlik göstermesidir. Buna göre, deney yapan kuruluşlar, sertifikalandırılması istenen bir süspansiyon tipi için, aynı tipten birden fazla koltuk numunesi ile deneyleri yürüterek hüküm vermelidir.
- Sönümleme deney sonuçlarının Duncan yöntemine göre yapılan istatistiksel analiz sonuçlarına göre koltuk tip grupları arasında istatistiksel açıdan önemli olabilecek herhangi bir farklılık tespit edilmemiştir. Buna göre, burada da basit yapılı ve maliyeti düşük olan L tipi mekanik süspansiyon grubunun gösterdiği performans dikkat çekmektedir. L tipi koltuklar, Oldukça pahalı olan pnömatik koltuklar ve yatay tip mekanik süspansiyonlu koltuklara yakın bir deney performansı göstermiştir. O halde, traktörler için en ideal sürücü koltuğu tipi olarak L tipi mekanik süspansiyonlu koltuklar önerilebilir.

Bu çalışmada 18 adet koltuk standart yöntemler kullanılarak deneylere tabi tutulmuş, koltukların genel olarak deney performanslarının iyi olduğu tespit edilmiştir. Tespit edilen olumsuzlukların oranı oldukça azdır ve bu olumsuzluklar kolayca giderilebilecek mahiyettedir. Sonuç olarak, Türkiye'deki mevcut koltuk sanayisinin Avrupa standartlarını yakaladığı görülmektedir. Bunun nedeni, koltuk imalatçılarımızın, Avrupa ve Kuzey Amerika ülkelerine oldukça yüksek oranlarda ihracat yapmaları, Türk firmalarının traktör ve iş makineleri koltuk imalatında Avrupa ülkelerinde ticari partnerler bulmaları, Türkiye'deki traktör imalat sektöründe son yıllardaki hareketlilik nedeniyle koltuk firmaları arasında rekabetin artması, firmaların profesyonelce çalışarak AR-GE çalışmalarına önem vermeleri ve T. C. Sanayi ve Ticaret Bakanlığı'nın Avrupa Tip Onayı Yönetmeliklerini uyumlaştırarak, Türkiye'deki traktör ve traktör aksam imalatçılarının bunlara uymasını zorunlu hale getirmesi gösterilebilir. Bütün bunlar göz önüne alındığında, koltuk imalatçılarının, tarım makineleri imalat sektörü içerisinde ayrı bir yere sahip oldukları görülmektedir.

KAYNAKLAR

- Anonymous. 1978. Council Directive of 25 July 1978 on the Approximation of the Laws of the Member States Relating to the Driver's Seat on Wheeled Agricultural or Forestry Tractors (78/764/EEC). 18.9.78 Official Journal of the European Communities; p. 255/1-255/39.
- Anonymous. 1982. Measuring Vibration. Brüel & Kjær, 40 p, Nærum-Denmark.
- Anonymous. 1992. ISO 10326-1. Mechanical Vibration-Laboratory Method for Evaluating Vehicle Seat Vibration. International Organization for Standardization, 7 p, Genève-Switzerland.
- Anonymous. 1997. ISO 2631-1 Mechanical Vibration and Shock-Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration. International Organization for Standardization, 31 p, Genève-Switzerland.
- Anonymous. 1998a. Introduction to Shock & Vibration. Brüel & Kjær Sound and Vibration Measurement A/S, 36 p, Denmark.
- Anonymous. 1998b. Vibration Measurement and Analysis. Brüel & Kjær Sound and Vibration Measurement A/S, 28 p, Denmark.
- Anonim. 2000a. Tekerlekli Tarım veya Orman Traktörlerinin Sürücü Koltuğu ile İlgili Tip Onayı Yönetmeliği (78/764/AT). Resmi Gazete 30 Kasım 2000-Sayı: 24246, s. 161-195.
- Anonymous. 2000b. ISO 7096 Earth-Moving Machinery-Laboratory Evaluation of Operator Seat Vibration. International Organization for Standardization, 21 p, Genève-Switzerland.
- Anonymous. 2001. Council Directive of 25 July 1978 on the Approximation of the Laws of the Member States Relating to the Driver's Seat on Wheeled Agricultural or Forestry Tractors (78/764/EEC). Interregs Ltd 2001, Title: Agricultural Tractors Driver's Seat Issue: 1, 45 p, EEC.
- Anonymous. 2002. ISO 5008 Agricultural Wheeled Tractors and Field Machinery – Measurement of Whole-body Vibration of the Operator. International Organization for Standardization, 17 p, Genève-Switzerland.

- Anonim. 2003a. TS ISO 5007 Tekerlekli Tarım Traktörleri-Operatör Koltuğu-İletilen Titreşimin Lâboratuvarda Ölçülmesi. Türk Standartları Enstitüsü, 15 s., Ankara.
- Anonymous. 2003b. Vibration Level on John Deere Tractors, 8020 Series, with Front Axle with Primary Suspension and Driver Seat with Active Suspension, Driving on an Agricultural Road at 12,5 and 20,0 km/h. OECD 12th Test Engineer's Conference, 3 p, Madrid.
- Anonim. 2003c. Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığından: Titreşim Yönetmeliği. Resmî Gazete 23 Aralık 2003-Sayı: 25325; s. 72-78.
- Anonim. 2005. tst ENV 28041 Titreşime Karşı İnsan Tepkisi-Ölçme Düzeneği. Türk Standartları Enstitüsü, 33 s, Ankara.
- Arkun, E. 1983. Yapı Bilgisi. Makine Mühendisliği El Kitabı, Cilt 4, s. 14-1 – 14-144, Ankara.
- Bölükoğlu, H. ve Kunst, O. 1989. Traktör Koltuklarının Tasarımında Titreşimin Önemi. Çukurova Üniversitesi-Milli Produktivite Merkezi 2. Ulusal Ergonomi Kongresi, Milli Produktivite Merkezi Yayınları: 379; s. 432-443, Ankara.
- Çarman, K. 2000. Ergonomi. Selçuk Üniversitesi Yayınları No: 136, Ziraat Fakültesi Yayınları No: 32, 145 s, Konya.
- Dhingara, H. S., Tewari, V. K. and Singh, S. 2003. Discomfort, Pressure Distribution and Safety in Operator's Seat-A Critical Review. Agricultural Engineering International: the CIGR Journal of Scientific Research and Development. Invited Overview Paper. Vol. V. July 2003.
- Dufner, D. L. and Schick, T. E. 2002. John Deere Active Seat™: A New Level of Seat Performance. Paper Number: (02-IE-002), AGENG, 7 p, Budapest.
- Düzgüneş, O., Kesici, T. ve Gürbüz, F. 1993. İstatistik Metodları. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları: 1291, Ders Kitabı: 369, 218 s, Ankara.
- Eaton, S. 2003. Bus Drivers & Human Vibration. Worker's Compensation Board of BC Engineering Section Report, Project Number: 7.24-03257, 10 p, Vancouver.
- Ergonomic Technologies. 2000. Web Sitesi: Whole Body Vibration. <http://ergotech.co.za>. Erişim Tarihi: 08.07.2003.
- Griffin, M. J. 1997. Vibration and Motion. Handbook of Human Factors and Ergonomics; p. 828-857, A Willey-Interscience Publication John Willey & Sons Inc., New York/Chichester/Wienheim/Brisbane/Toronto/Singapore.

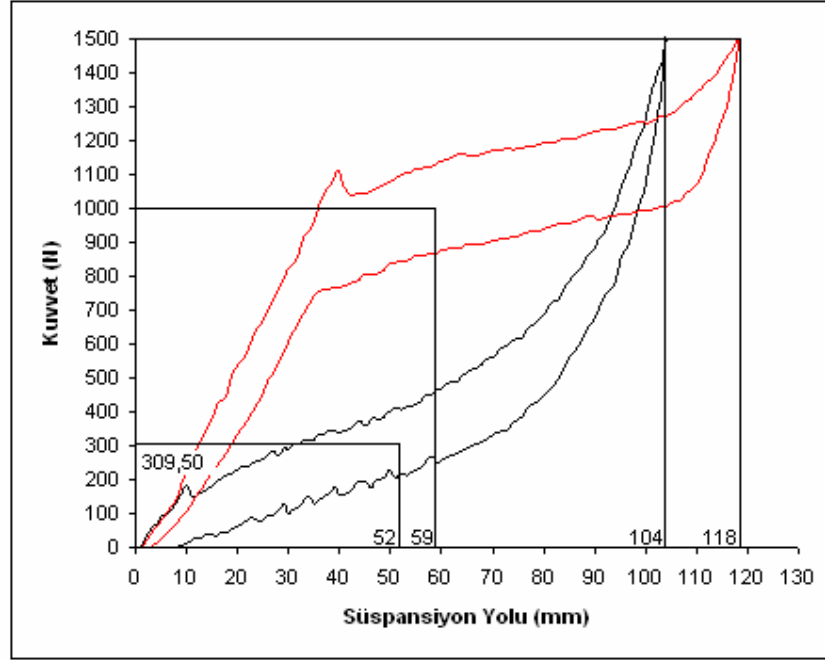
- Gunston, T., Rebelle, J. and Griffin, M. 2001. A Comparison of Two Methods of Simulating the Dynamic Response of Suspension Seating. Vibration Injury Network, Appendix W4C to Final Report May 2001, EC Biomed II Concerted Action BMH4-CT98-3291, 19 s, EU.
- Güney, A. 1989. Taşıt Titreşimlerinde Frekansa Bağlı Optimum Sönüm Karakteri Tasarımı. Mühendis ve Makina, Sayı: 356; s. 15-21.
- Hacısalıhoğlu, H. H., Balcı, M. ve Gökdağ, F. 1989. Temel ve Genel Matematik, Cilt: 3. Özyeşim Web Ofset Tesisleri, 310 s, Ankara.
- Hannah, J. and Stephens, R. C. 1956. Examples in Mechanical Vibrations. Edward Arnold (Publishers) Ltd, 152 p, London.
- İbrahim, A. 1999. Traktör Kabininde Ergonomi ve Tasarım İlişkileri Üzerine Bir Yöntem Önerisi. T. C. Mimar Sinan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Endüstri Ürünleri Tasarımı Bölümü Doktora Tezi, 149 s, İstanbul.
- Karabulut, A. 1995. Traktör Sürücü Oturakları Yalıtım Sistemi Üzerinde Bir Araştırma. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi (Makina Eğitimi), 105 s, Ankara.
- Korucu, T. 1997. Traktör Oturaklarında Optimum Titreşim Yalıtım Özelliklerinin Sağlanabilmesi İçin Yay ve Hidrolik Eleman Özelliklerinin Optimizasyonu. Ç. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi, 129 s, Adana.
- Kut, T. 1984. Traktörlerde Sürücü Kabinlerinin Konstrüksiyon Esasları. Türkiye Zirai Donatım Kurumu Mesleki Yayınları Yayın No: 31, 113 s, İstanbul
- Marks, N. 2003. Health Risks for Heavy Equipment Operators. <http://www.cso.org/UploadFiles/Magazine/Vol9No3/93health.htm>. Erişim Tarihi: 08.07.2003.
- Neitzel, R. and Yost, M. 2002. University of Washington Forestry Vibration and Noise Exposure Project. A Project of Pasific Northwest Agricultural Safety and Health Center, 21 p, Washington.
- Orak, S. 1989. Traktör Sürücü Sandalyelerinde Konstrüktif Önlemlerle Konforun Arttırılması. Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon ve İmalat Bilim Dalı Doktora Tezi, 90 s, Eskişehir.

- Rosen, J. and Arcan, M. 2003. Modeling the Human Body/Seat System in a Vibration Environment. Journal of Biomechanical Engineering, April 2003, Vol. 125; s. 223-231.
- Sabancı, A. 1981. Tarım Traktörlerinin Ergonomik Nitelikleri Üzerinde Bir Araştırma. Türkiye Ziraî Donatım Kurumu Tarım Makinaları Araştırma Enstitüsü Yayın No: 1, 196 s, Ankara.
- Sabancı, A. 1984. Tarım Traktörlerinde Titreşim Sorunları ve Sürücü Oturaklarının Yalıtım Özellikleri Üzerinde Bir Araştırma. Türkiye Ziraî Donatım Kurumu Mesleki Yayınları Yayın No: 35, 188 s, Ankara.
- Sabancı, A. 1985. Traktör Oturaklarında Titreşim Yalıtım Olanakları. Tarımsal Mekanizasyon 9. Ulusal Kongresi 20-22 Mayıs 1985 Adana, Bildiri Kitabı; s. 209-218, Adana.
- Saral, A. 1976. Yerli Yapı Traktörlerde Oturma Yerlerinin Sürücüye Olan Etkileri. A. Ü. Ziraat Fakültesi Ziraî Kuvvet Makinaları Kürsüsü Doktora Tezi, 99 s, Ankara.
- Saral, A. 1984. Tarım Traktörleri. Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları: 948, Ders Kitabı: 271, 200 s, Ankara.
- Scarlett, A. J., Price, J. S. and Stayner, R. M. 2002. Whole-body vibration: Initial evaluation of emissions originating from modern agricultural tractors. Contract Research Report 413/2002, Silsoe Research Institute; and RMS Vibration Test Laboratory, 26 p., Colegate, Norwich.
- Scutter, S., Fulton, I. and Cheng, V. 1999. Tractor Driving and the Low Back. Rural Industries Research & Development Corporation. RIRDC Publication No 99/127, RIRDC Project No USA-3A, 23 p, Australia.
- Silleli H. H., H. Taşbaş, A. Aygöl ve C. İ. Çay. 2003. Tekerlekli Tarım veya Orman Traktörlerinin Sürücü Koltuğu Test Yöntemi. Tarımsal Mekanizasyon 21. Ulusal Kongresi, 3-5 Eylül 2003, s. 147-156, Konya.
- Wasserman, D. E. and Wasserman, J. F. 1999. Occupational Vibration: A Brief Overview. The Institute for the Study of Human Vibration University of Tennessee, 5 p, Knoxville-Tennessee.
- Yılmaz, M. 1988. Traktörlerde Ön Aks Amortisör Sistemi. Tarım Makinaları Bilimi ve Tekniği Dergisi, Sayı: 2; s. 38-40.

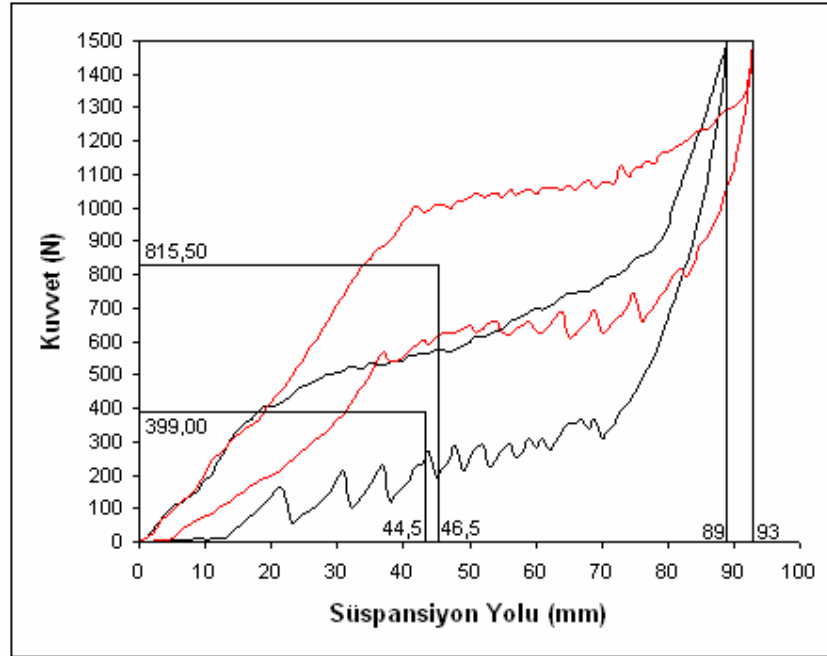
E K L E R

- EK 1** Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütesine göre ayar aralığının belirlenmesi deneylerinde elde edilen süspansiyon yolu-kuvvet eğrileri ve ayar aralığı
- EK 2** Hafif ve ağır sürücü kademelerinde benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinin yürütüldüğü kütle ayar kademelerinde elde edilen süspansiyon yolu-kuvvet eğrileri
- EK 3** Sönümleme deneylerinin yapıldığı kütle ayar kademelerinde belirlenen süspansiyon yolu-kuvvet eğrileri
- EK 4** Sönümleme deneylerinde belirlenen frekans-iletkenlik eğrileri

EK 1 Süspansiyon karakteristiklerine ve sürücü kütlesine göre ayar aralığının belirlenmesi deneylerinde elde edilen süspansiyon yolu-kuvvet eğrileri ve ayar aralığı

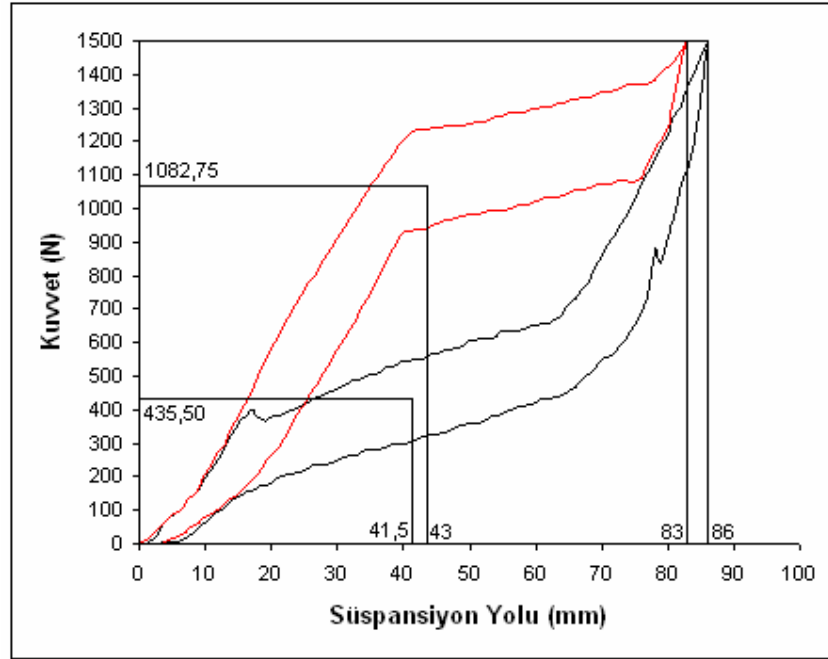


MLS01 traktör sürücü koltuğu

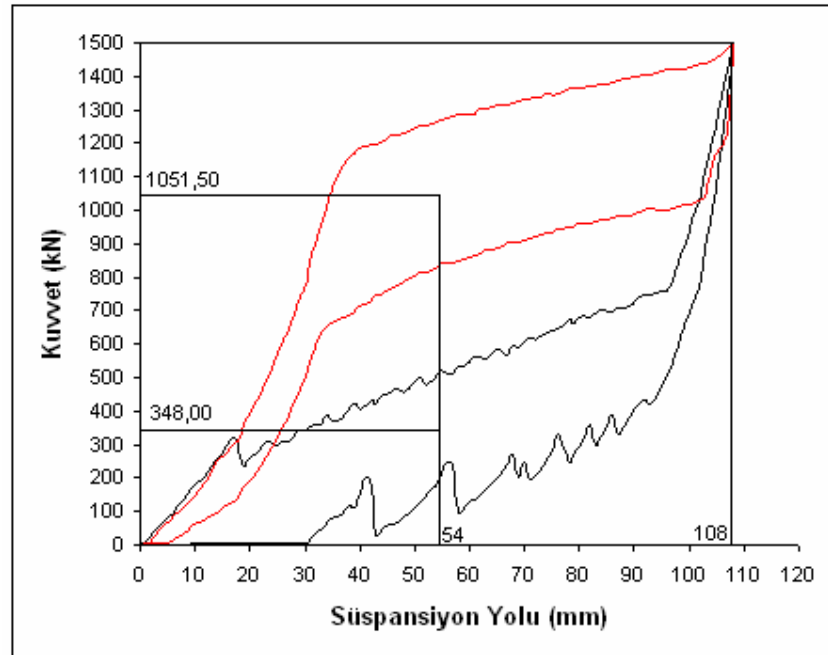


MLS02 traktör sürücü koltuğu

EK 1 (Devam)

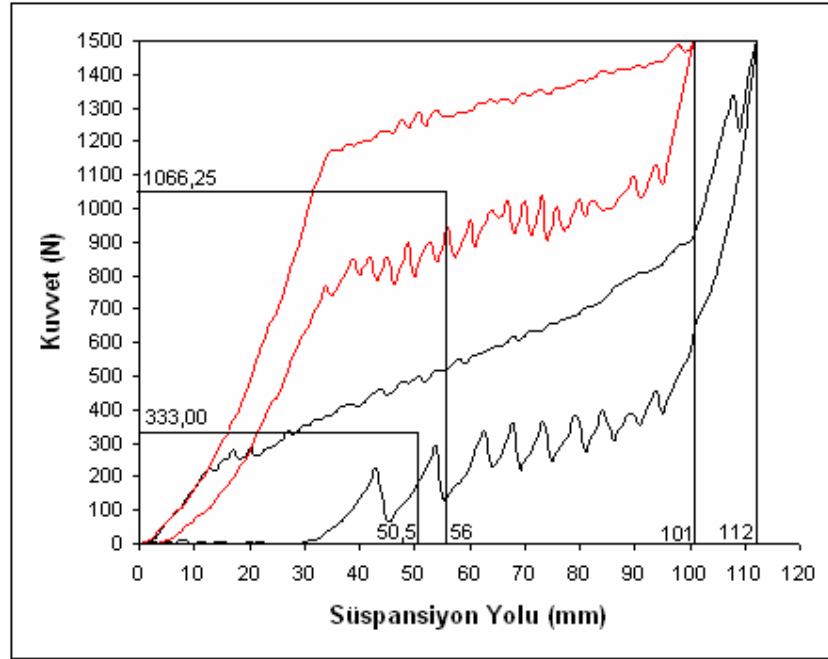


MLS03 traktör sürücü koltuğu

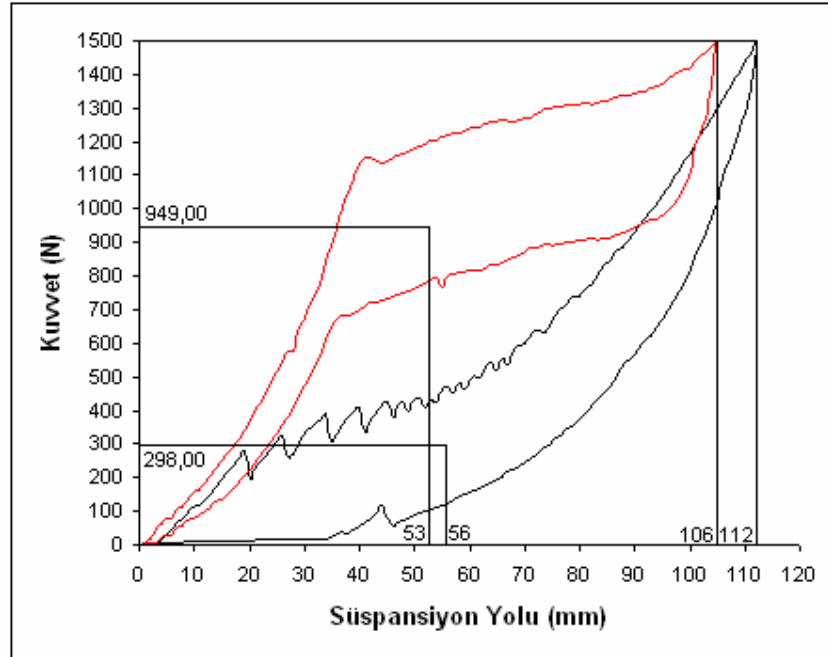


MLS04 traktör sürücü koltuğu

EK 1 (Devam)

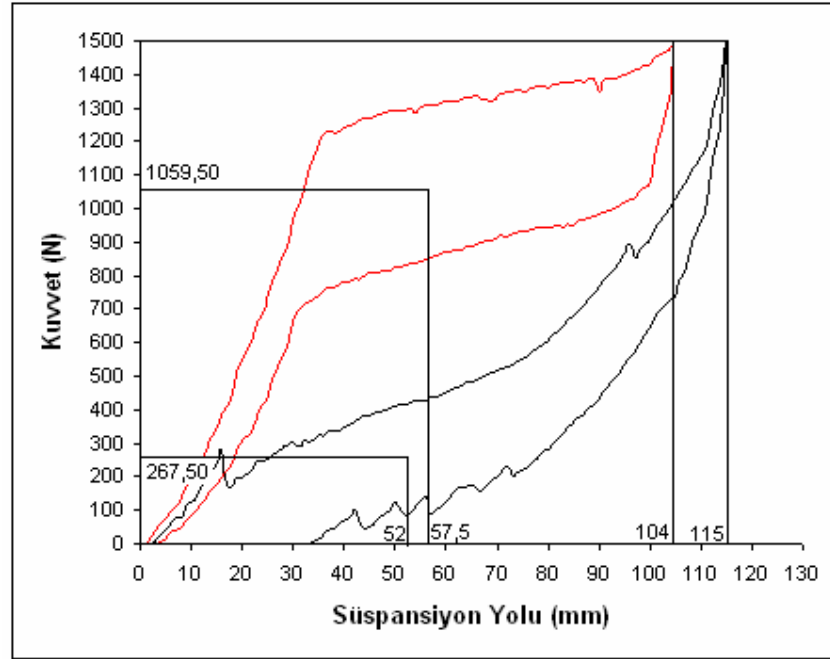


MLS05 traktör sürücü koltuğu

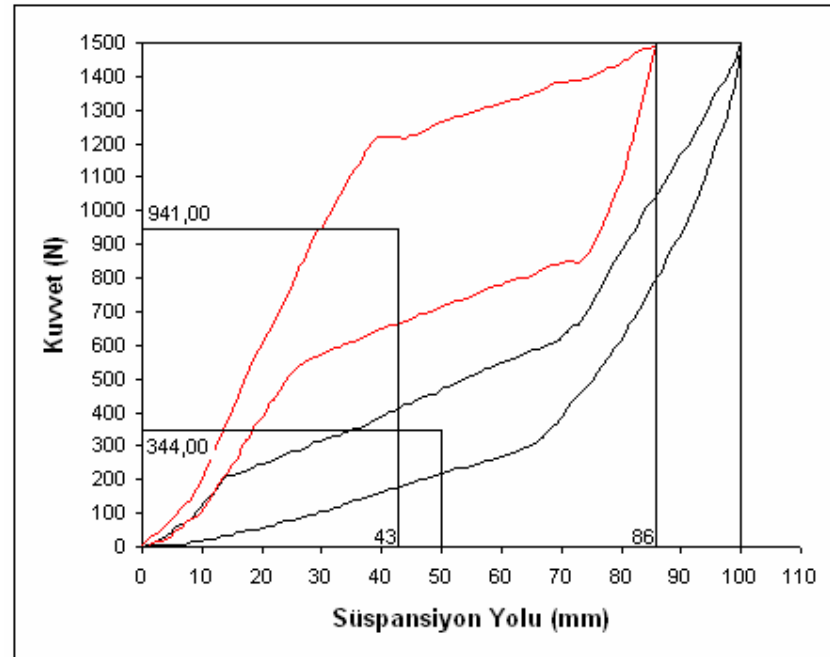


MLS06 traktör sürücü koltuğu

EK 1 (Devam)

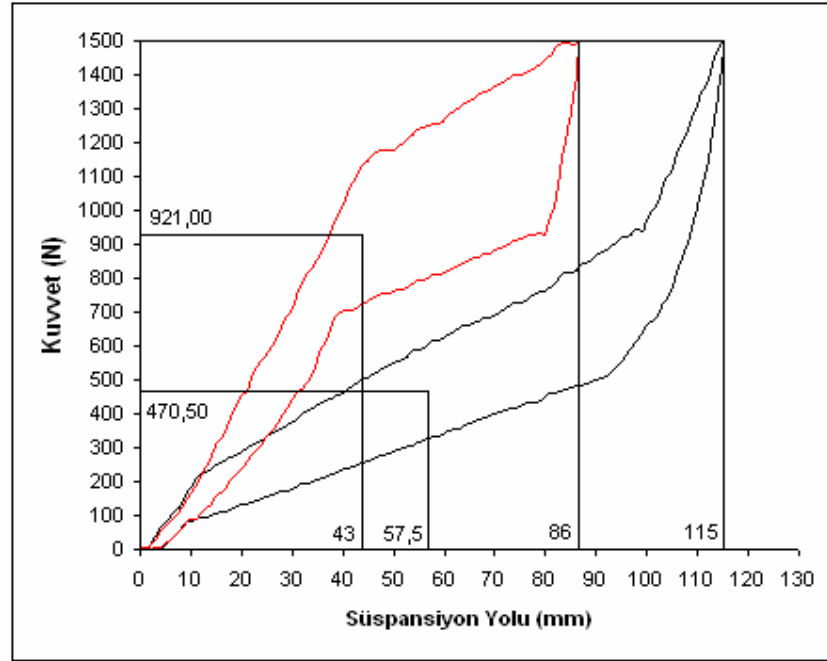


MLS07 traktör sürücü koltuğu

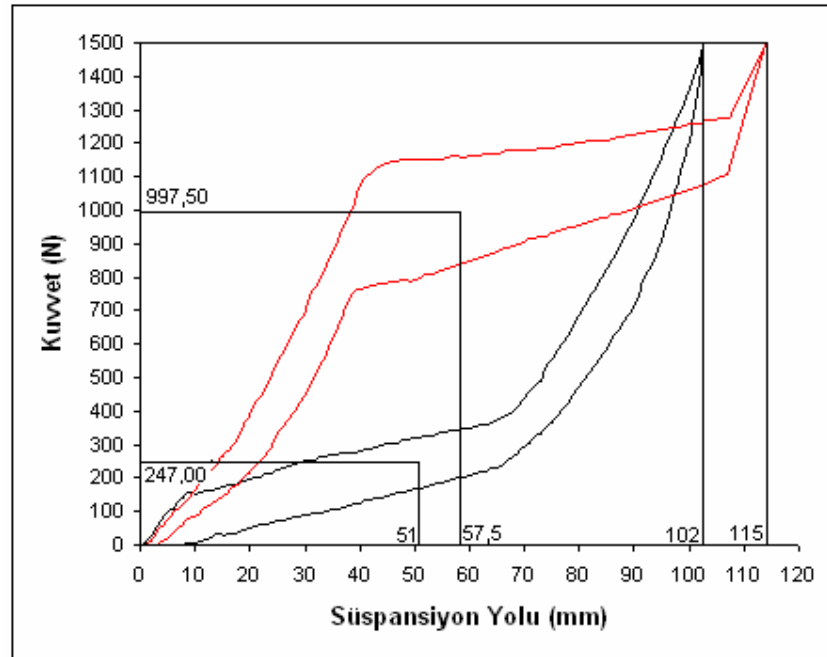


MDS01 traktör sürücü koltuğu

EK 1 (Devam)

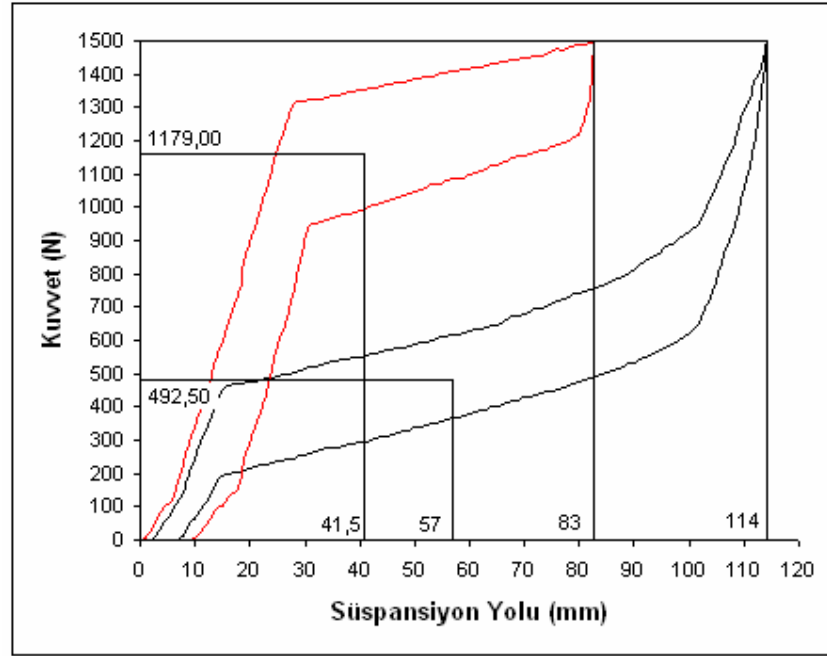


MDS02 traktör sürücü koltuğu

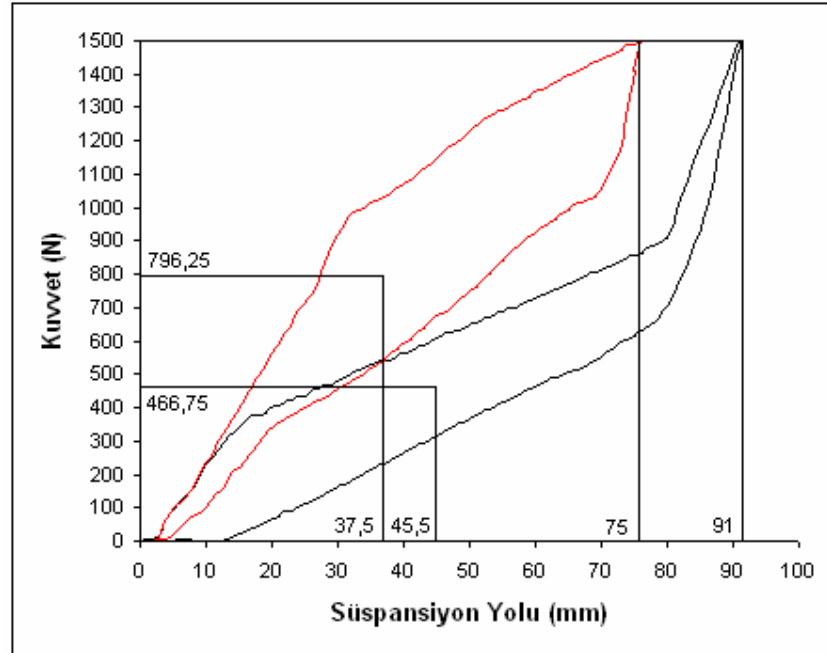


MYS01 traktör sürücü koltuğu

EK 1 (Devam)

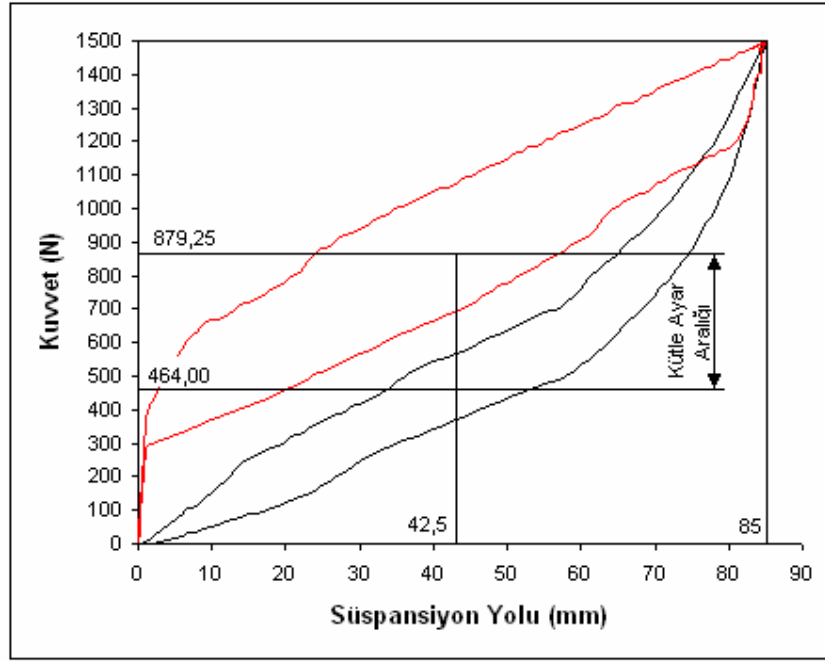


MYS02 traktör sürücü koltuğu



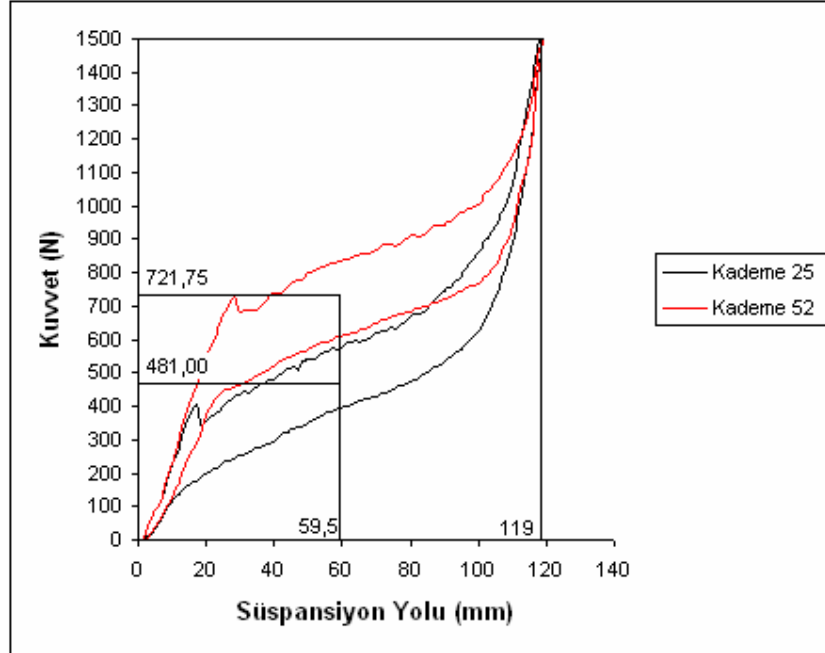
MYS03 traktör sürücü koltuğu

EK 1 (Devam)

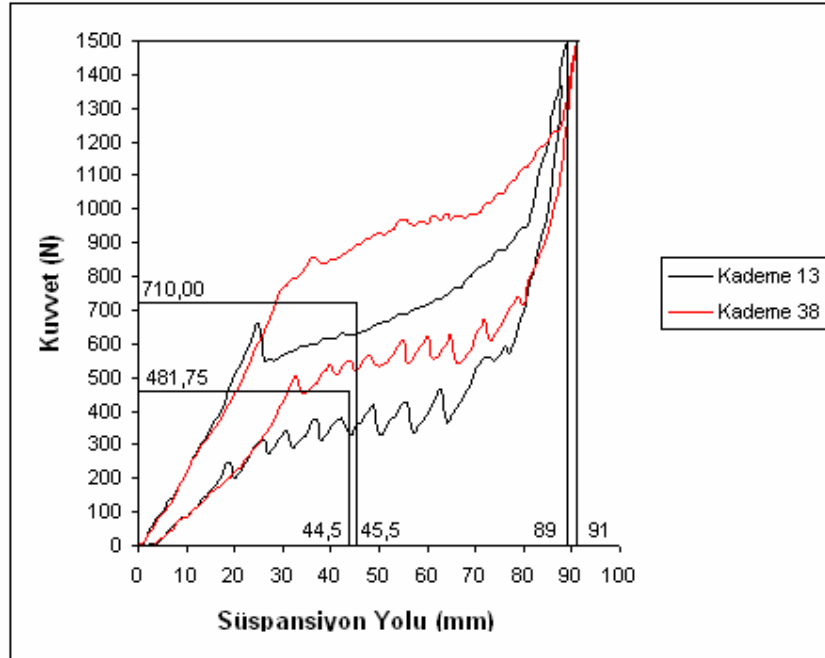


MYS04 traktör sürücü koltuğu

EK 2 Hafif ve ağır sürücü kademelerinde benzeştirilmiş giriş titreşim deneylerinin yürütüldüğü kütle ayar kademelerinde elde edilen süspansiyon yolu-kuvvet eğrileri

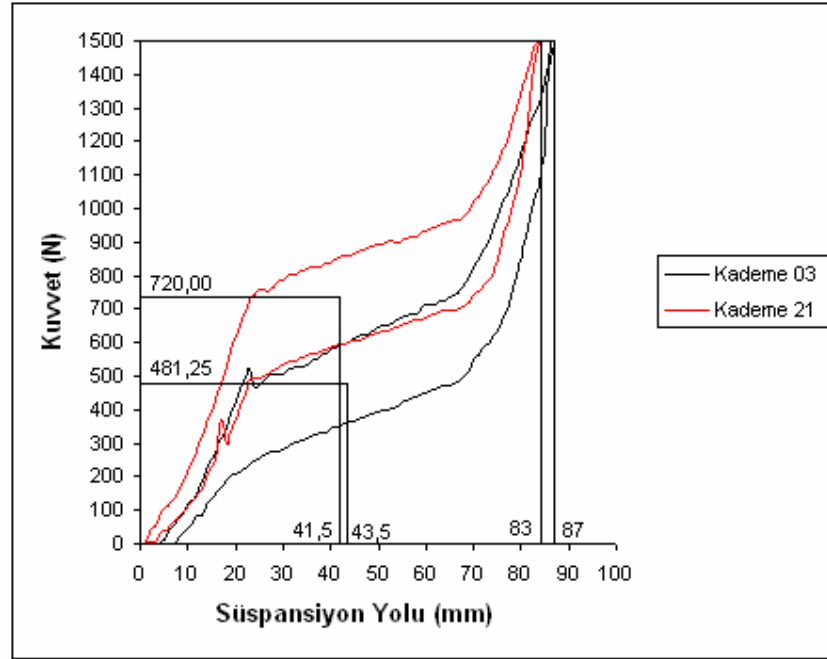


MLS01 traktör sürücü koltuğu

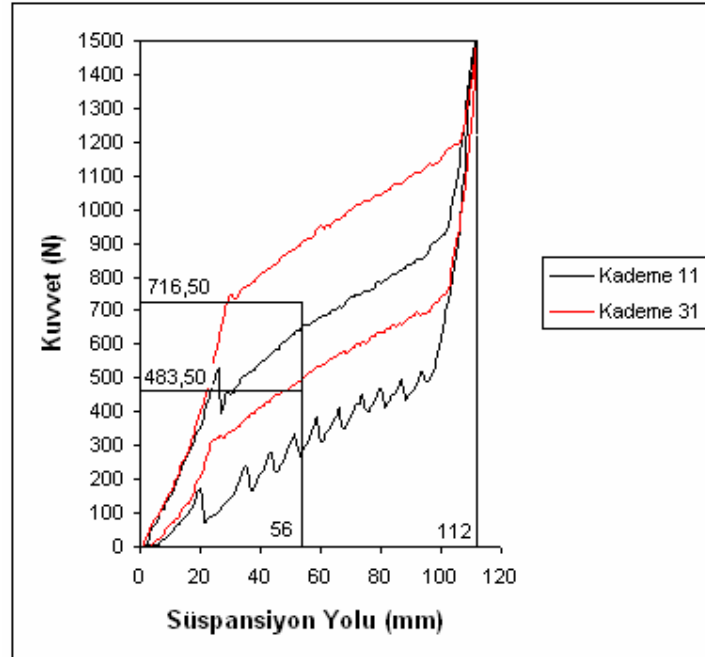


MLS02 traktör sürücü koltuğu

EK 2 (Devam)

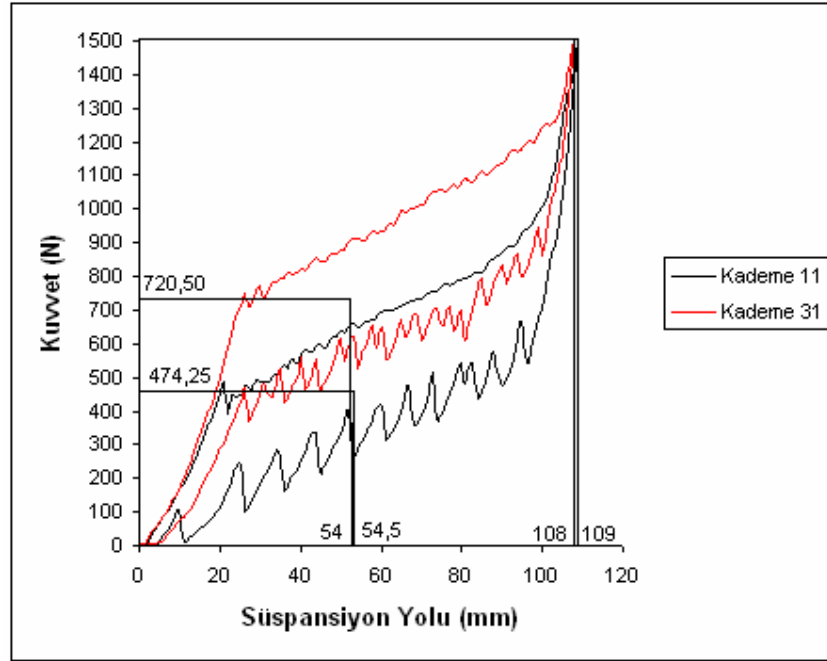


MLS03 traktör sürücü koltuğu

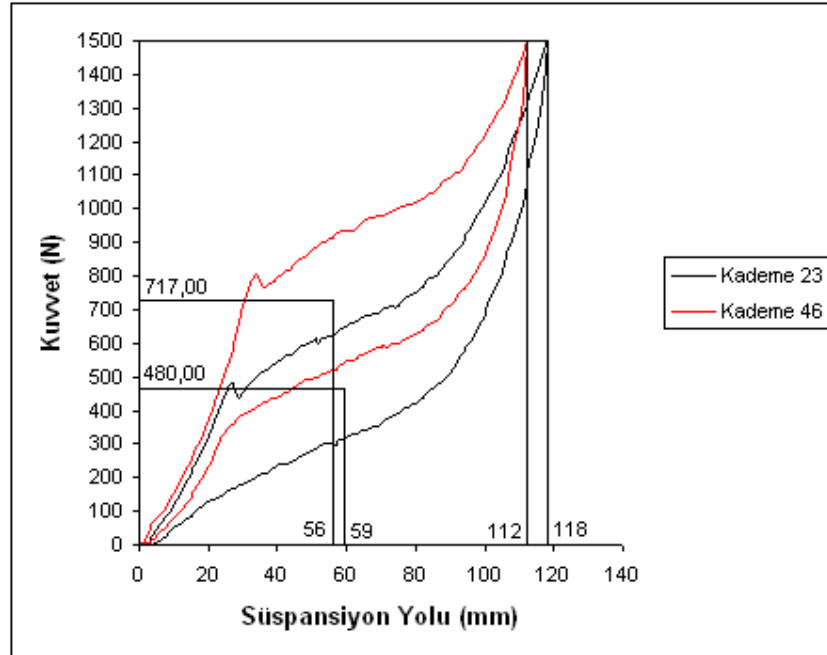


MLS04 traktör sürücü koltuğu

EK 2 (Devam)

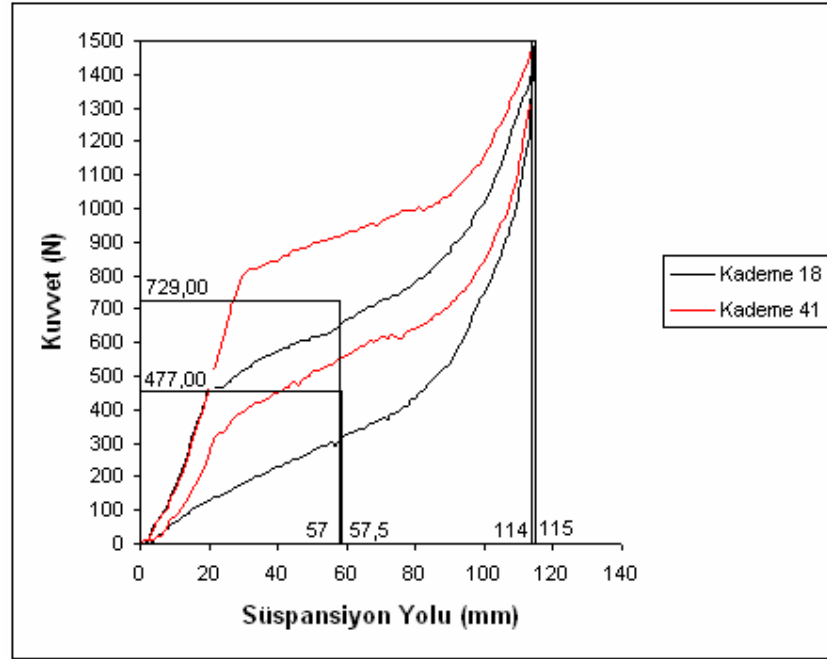


MLS05 traktör sürücü koltuğu

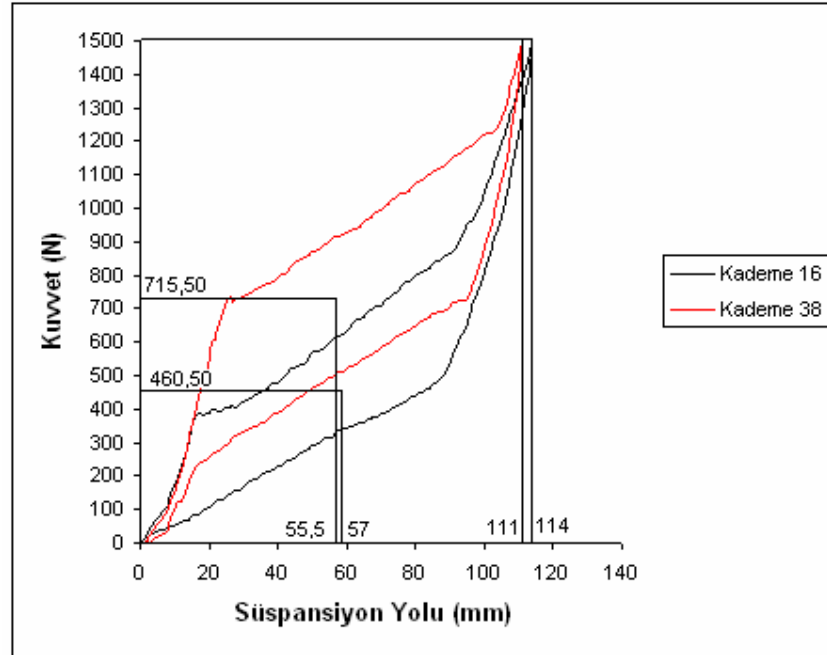


MLS06 traktör sürücü koltuğu

EK 2 (Devam)

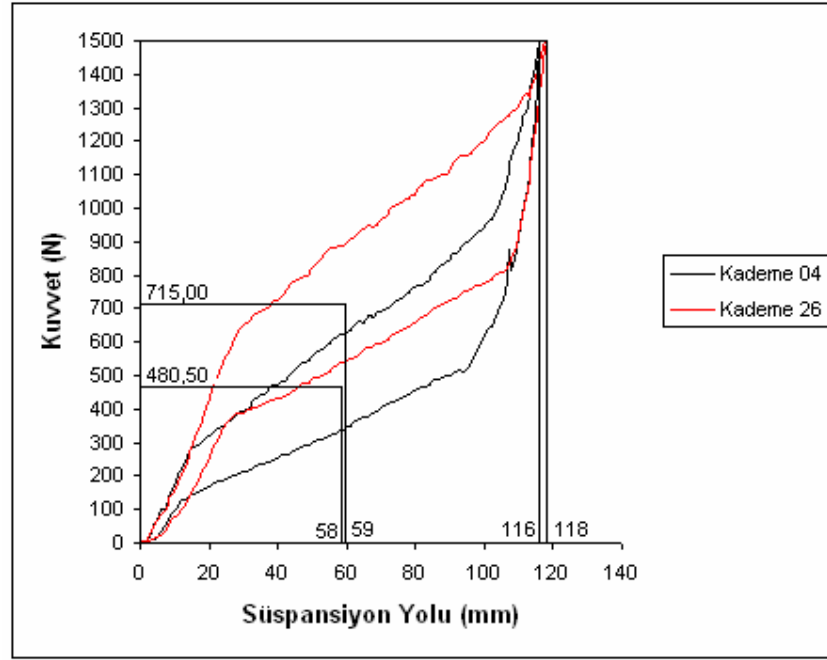


MLS07 traktör sürücü koltuğu

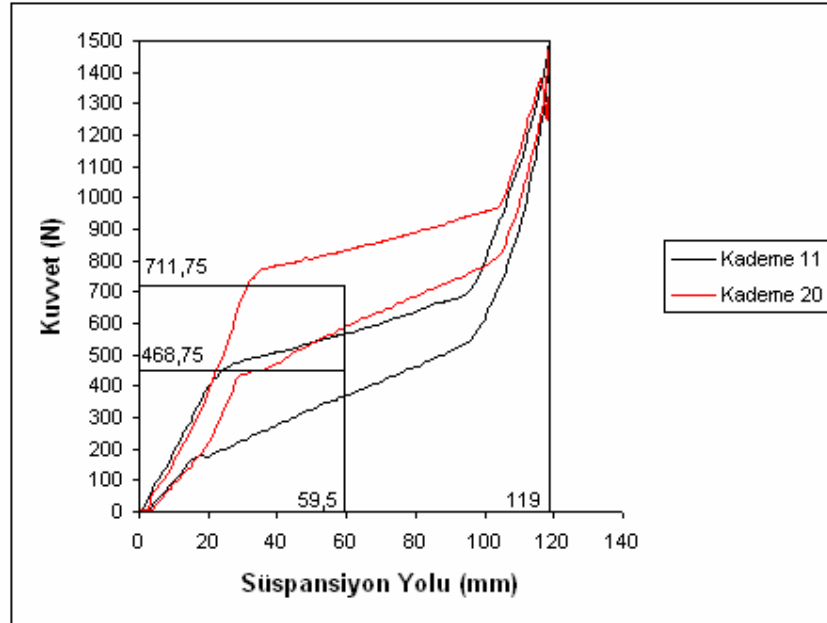


MDS01 traktör sürücü koltuğu

EK 2 (Devam)

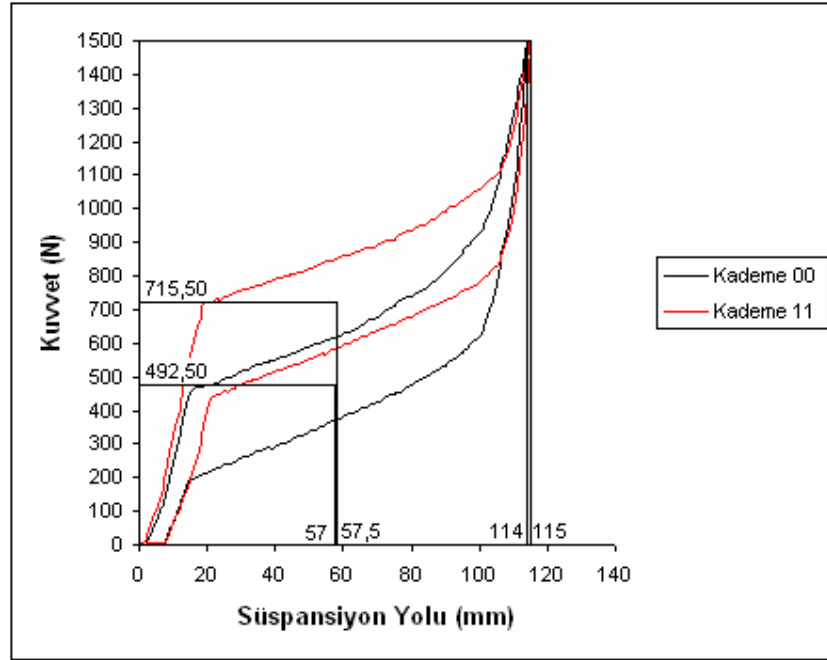


MDS02 traktör sürücü koltuğu

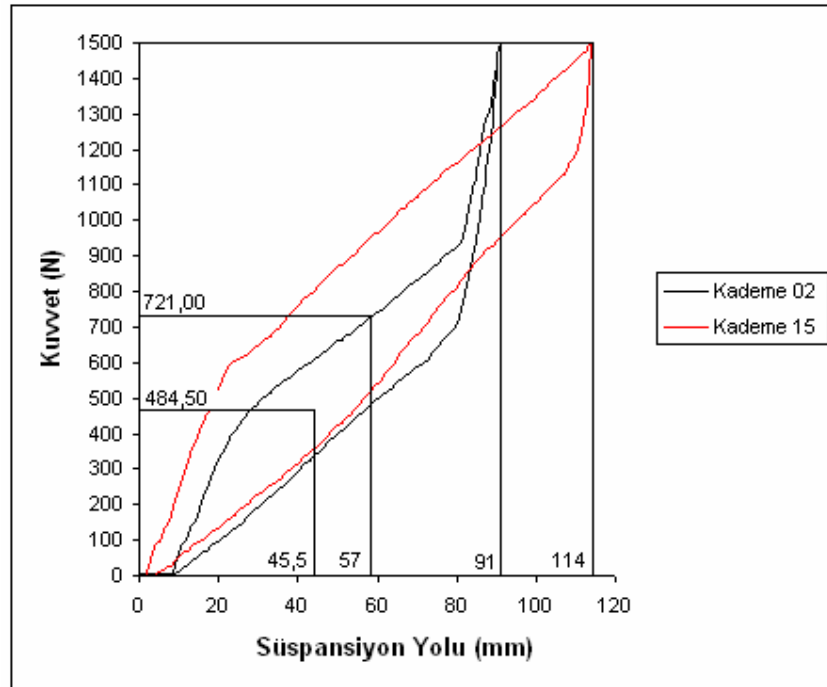


MYS01 traktör sürücü koltuğu

EK 2 (Devam)

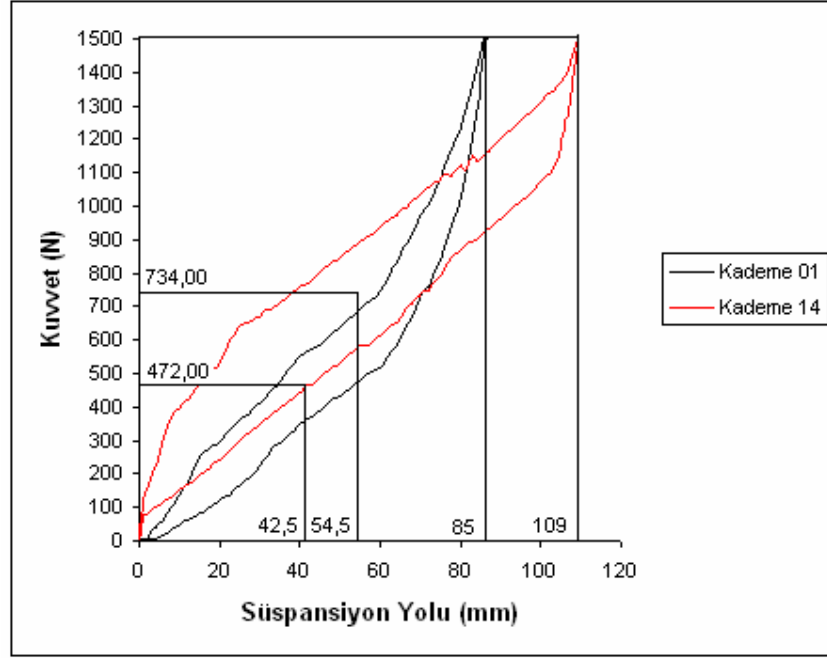


MYS02 traktör sürücü koltuğu



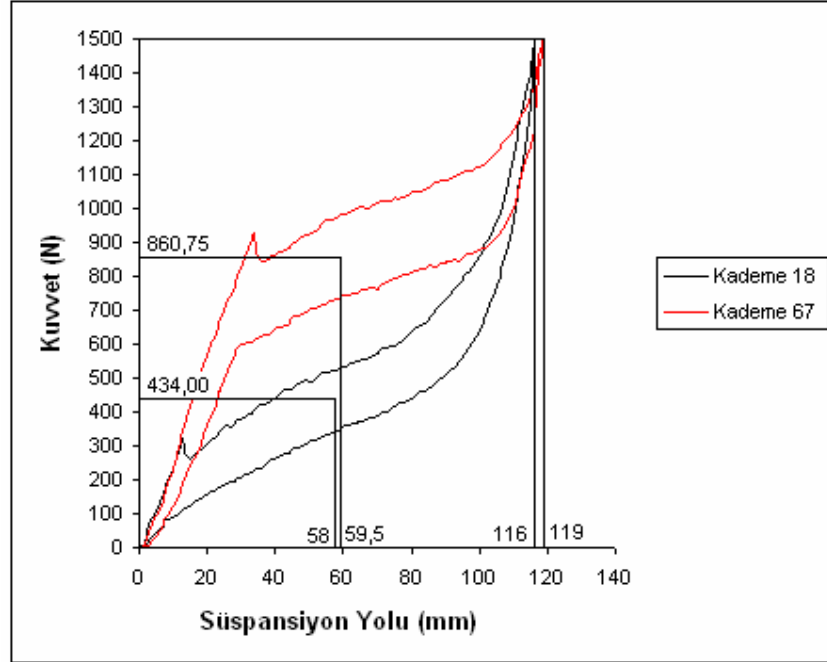
MYS03 traktör sürücü koltuğu

EK 2 (Devam)

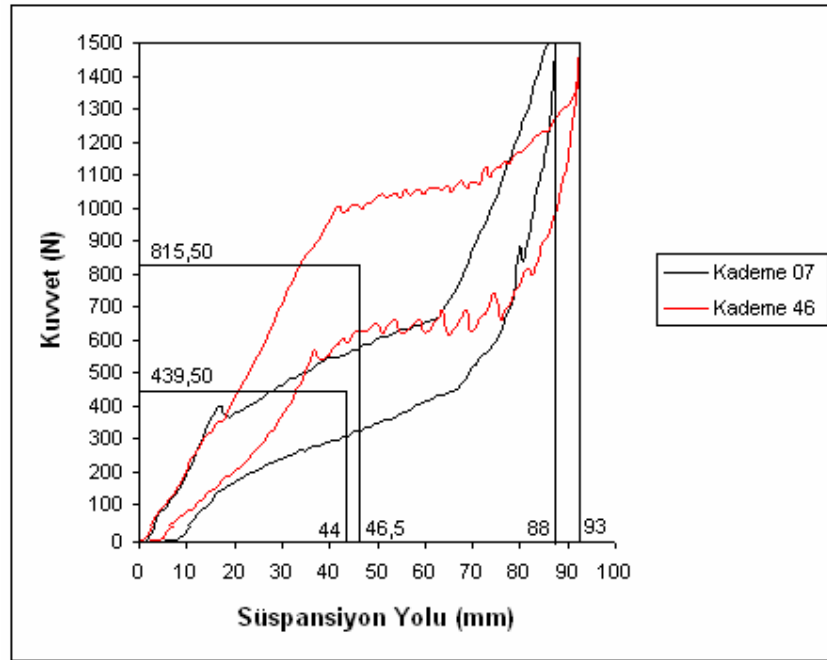


MYS04 traktör sürücü koltuğu

EK 3 Sönümleme deneylerinin yapıldığı kütle ayar kademelerinde belirlenen süspansiyon yolu-kuvvet eğrileri

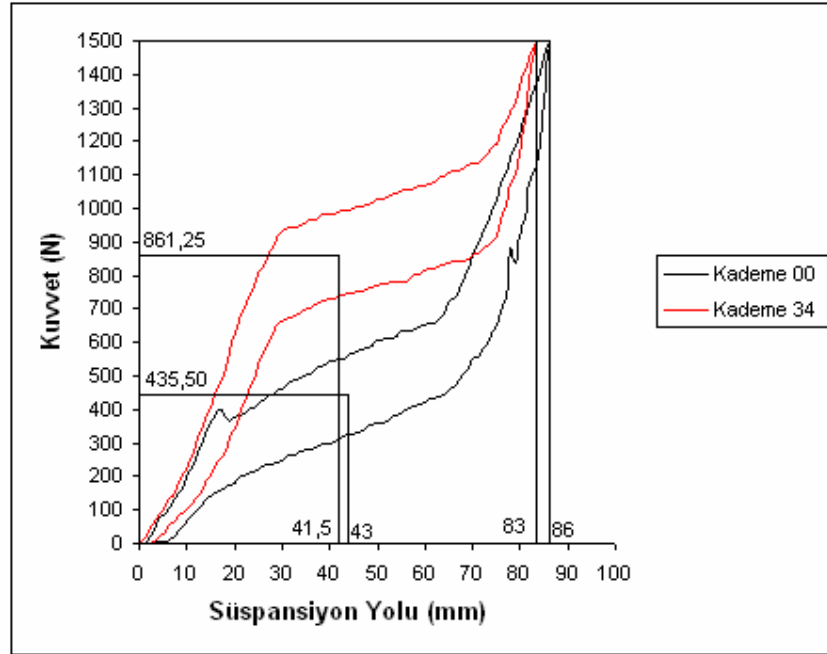


MLS01 traktör sürücü koltuğu

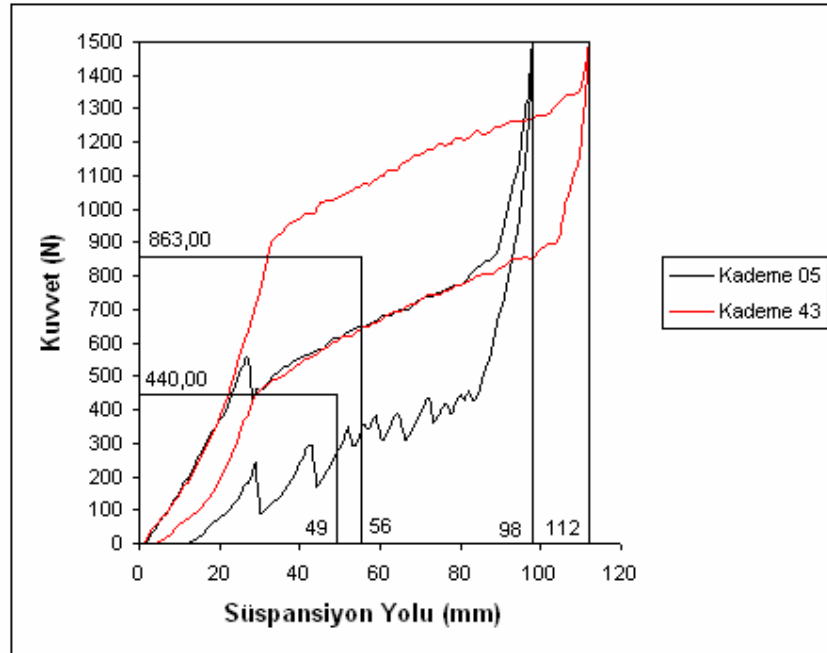


MLS02 traktör sürücü koltuğu

EK 3 (Devam)

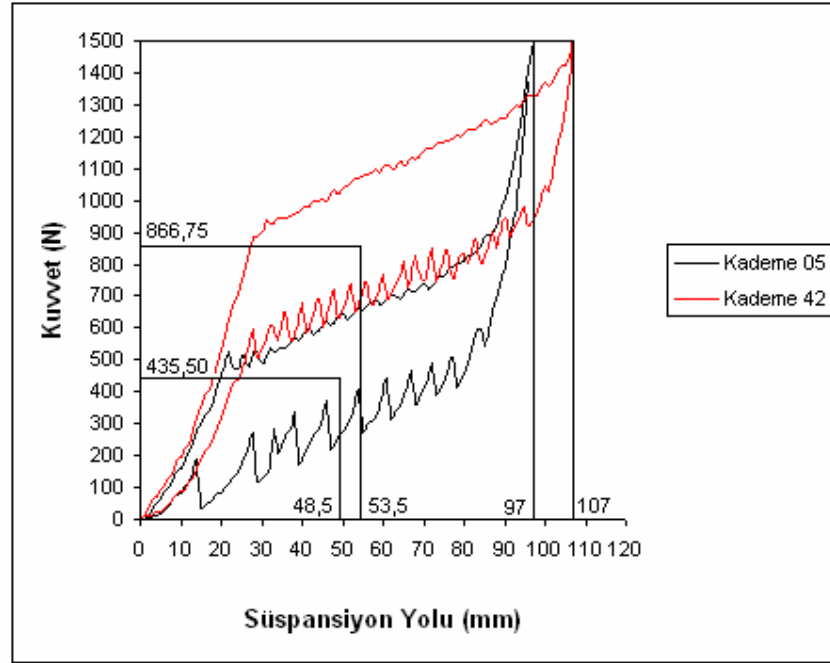


MLS03 traktör sürücü koltuğu

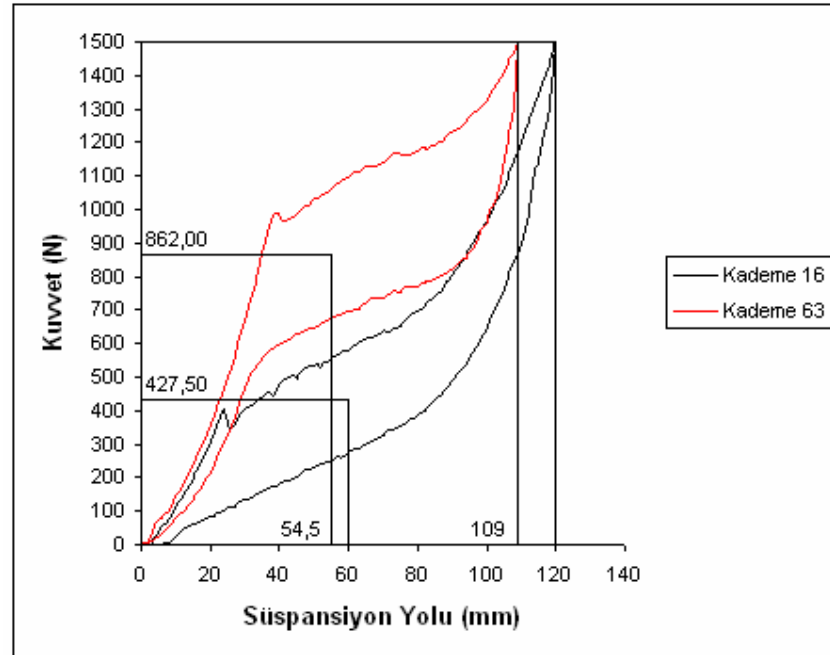


MLS04 traktör sürücü koltuğu

EK 3 (Devam)

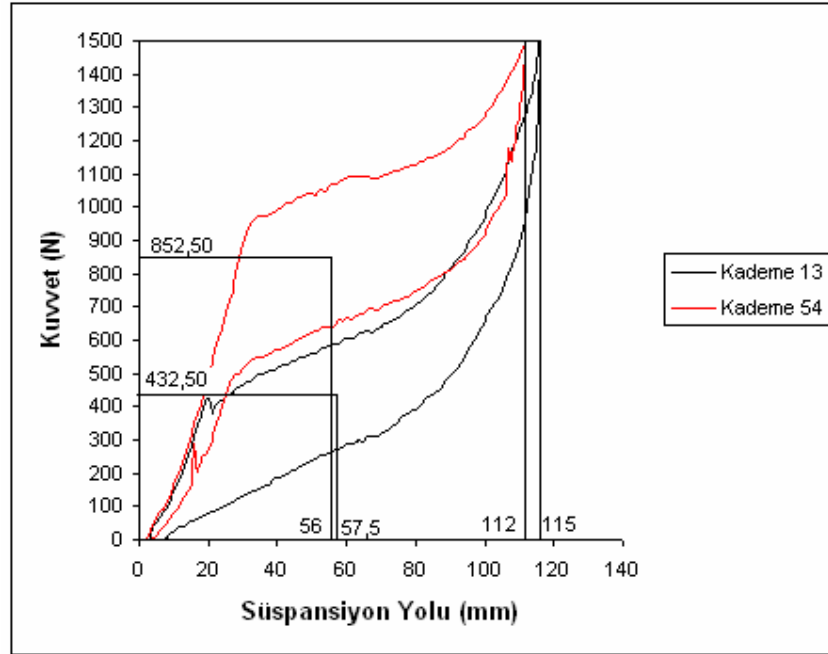


MLS05 traktör sürücü koltuğu

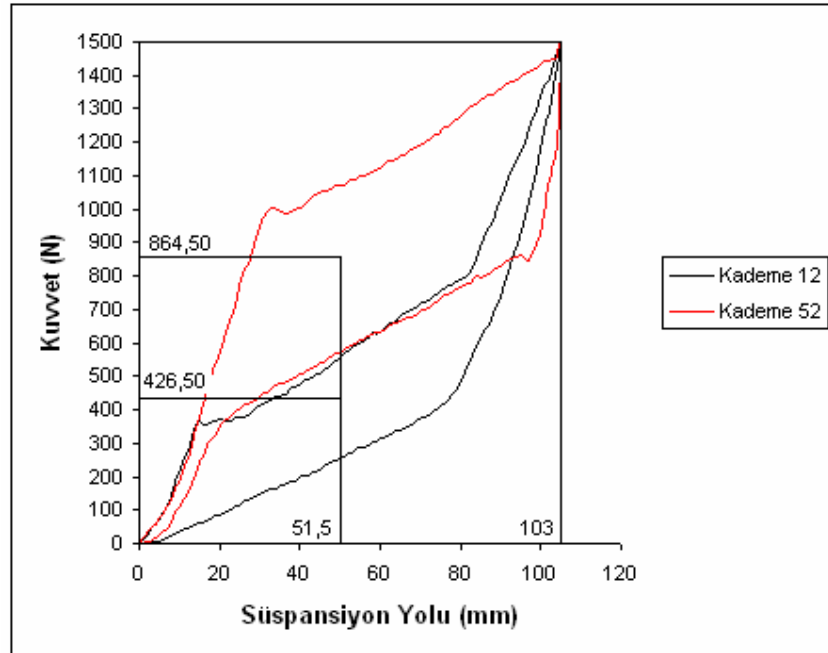


MLS06 traktör sürücü koltuğu

EK 3 (Devam)

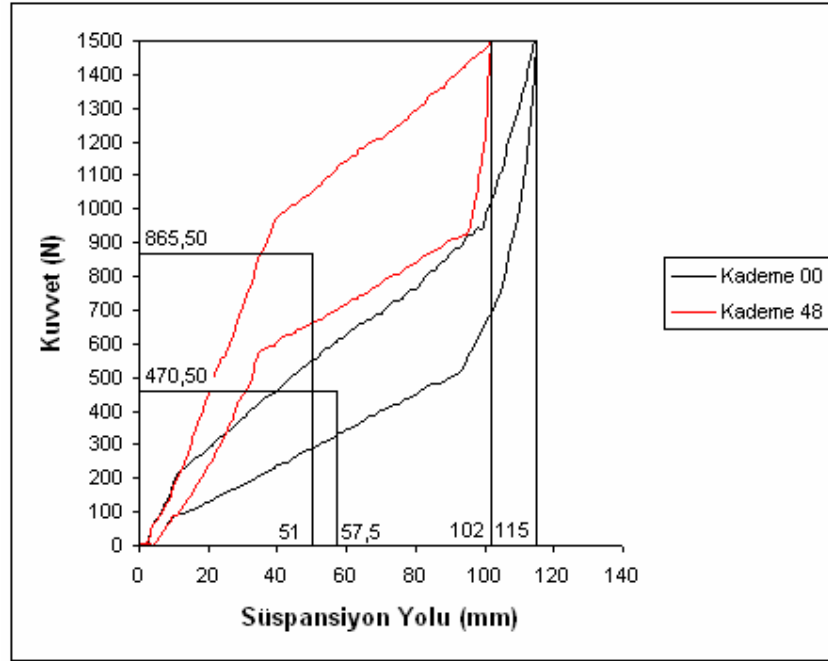


MLS07 traktör sürücü koltuğu

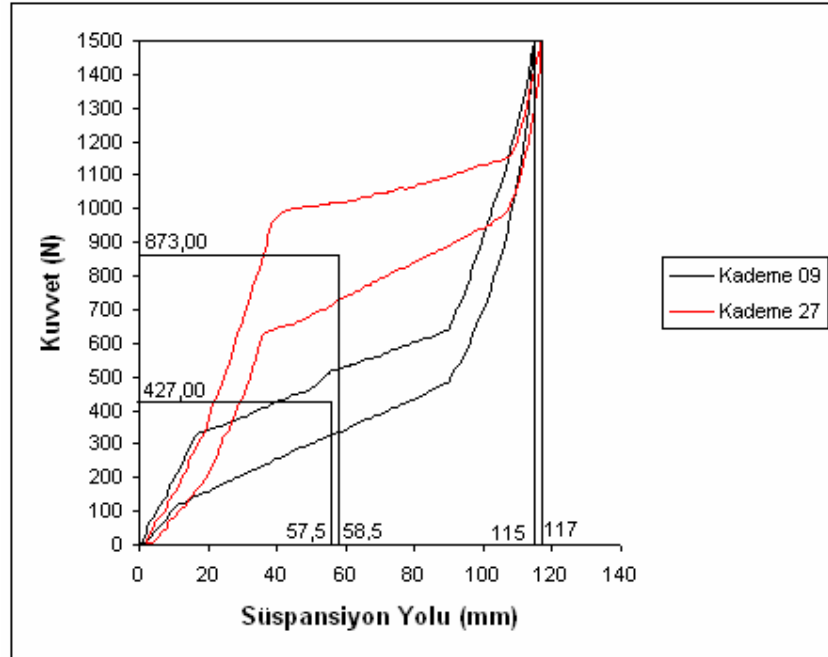


MDS01 traktör sürücü koltuğu

EK 3 (Devam)

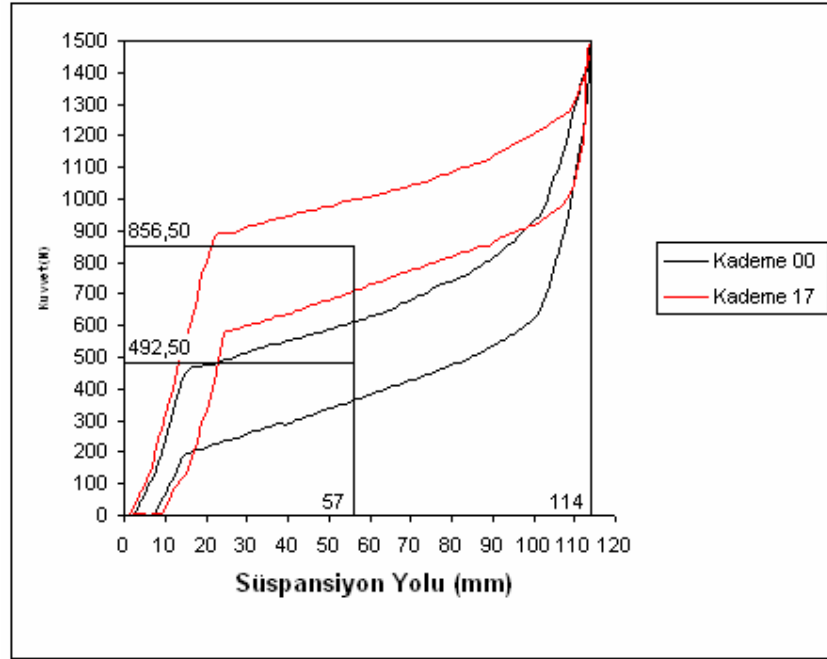


MDS02 traktör sürücü koltuğu

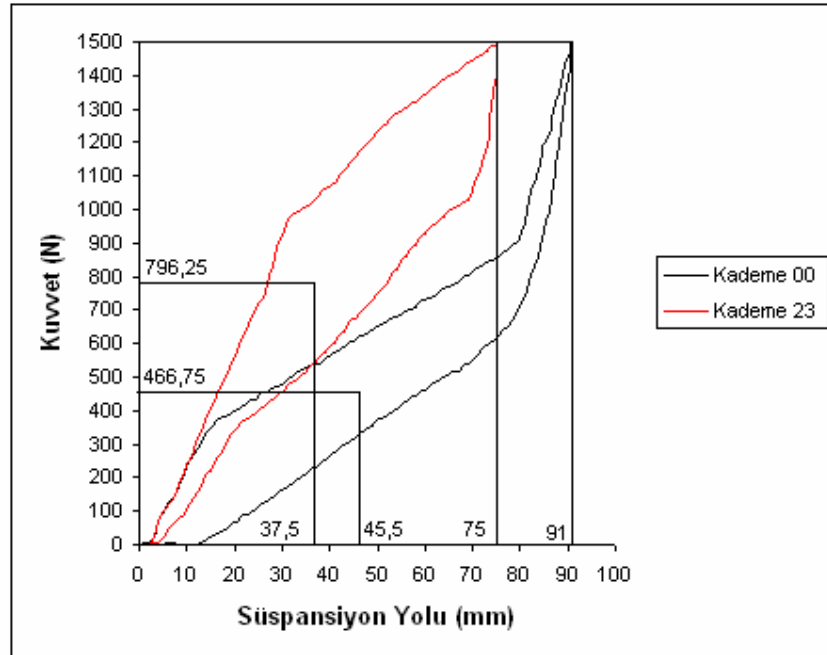


MYS01 traktör sürücü koltuğu

EK 3 (Devam)

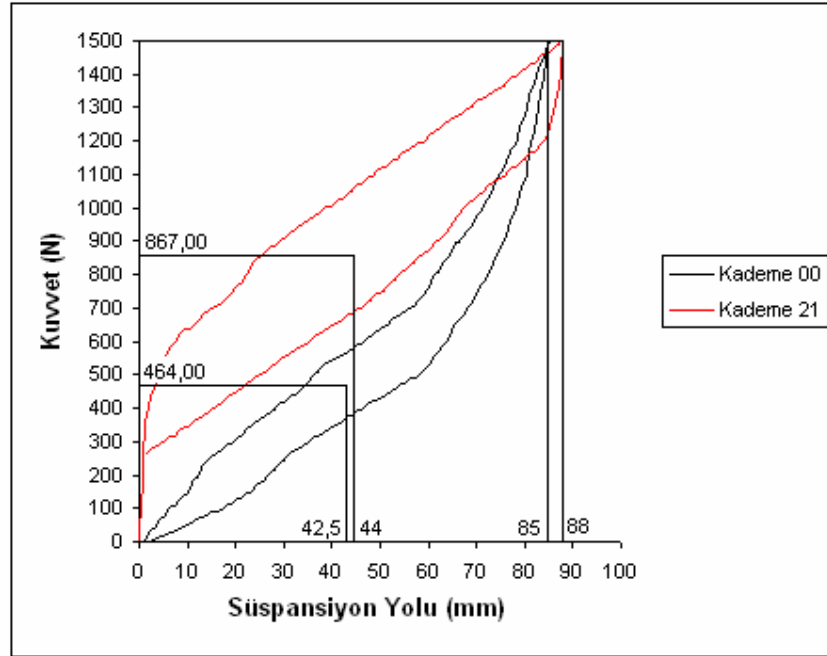


MYS02 traktör sürücü koltuğu



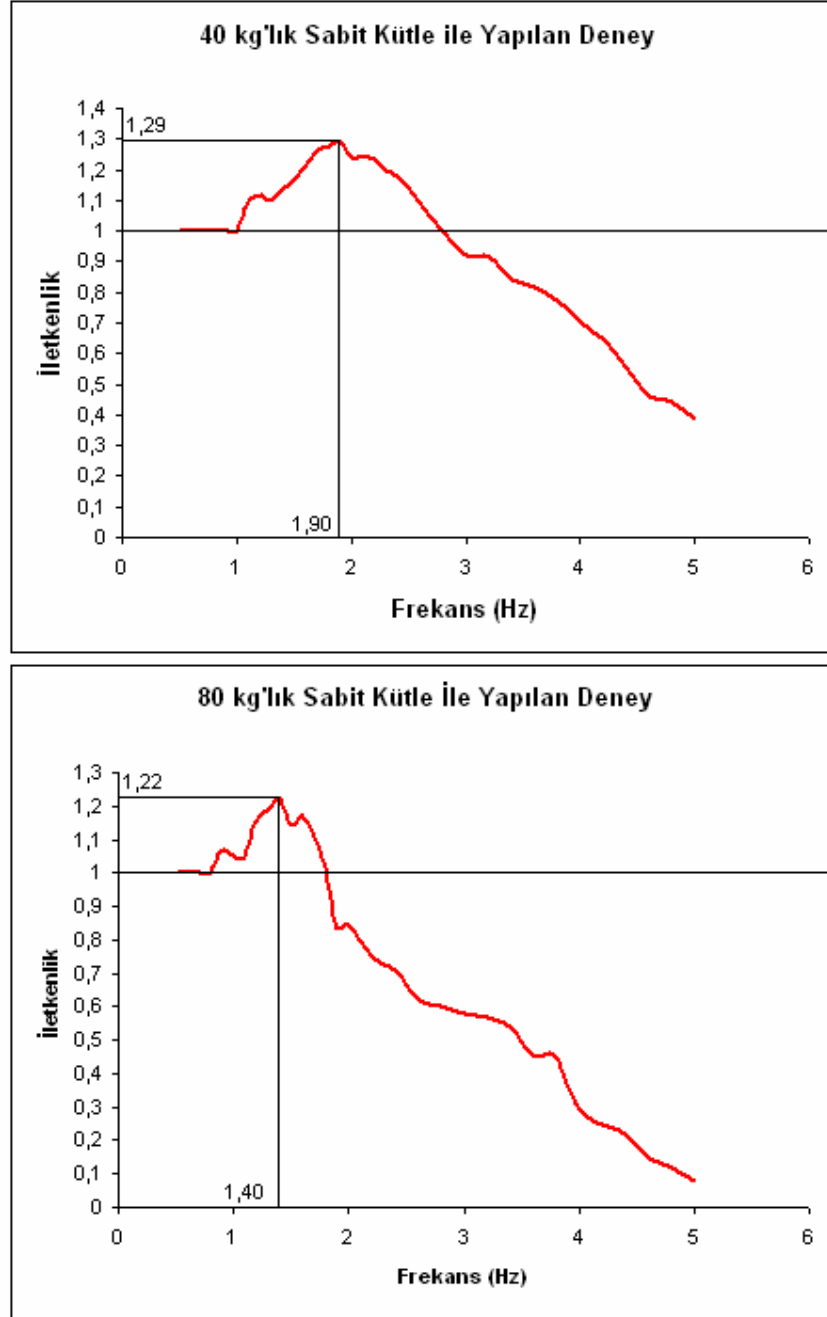
MYS03 traktör sürücü koltuğu

EK 3 (Devam)



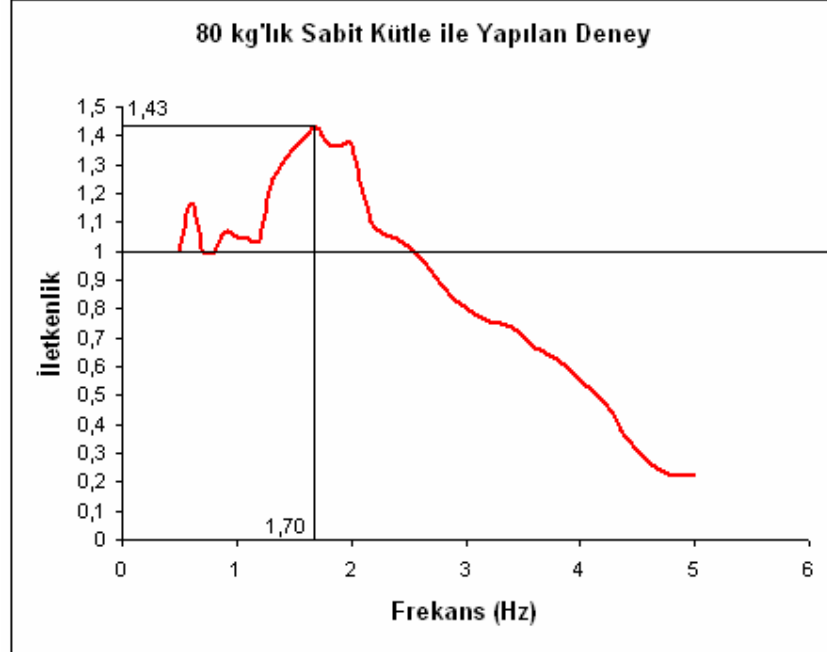
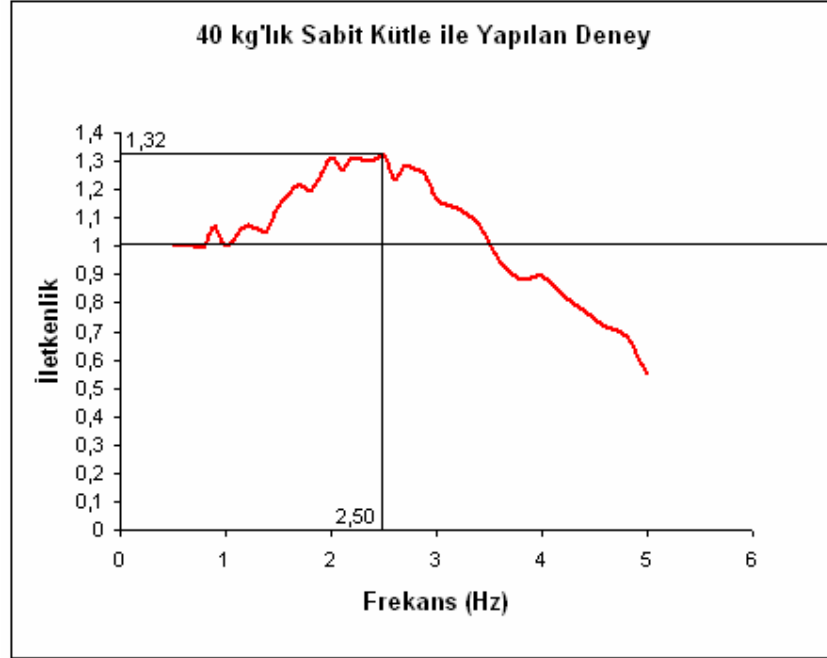
MYS04 traktör sürücü koltuğu

EK 4 Sönümleme deneylerinde belirlenen frekans-iletkenlik eğrileri



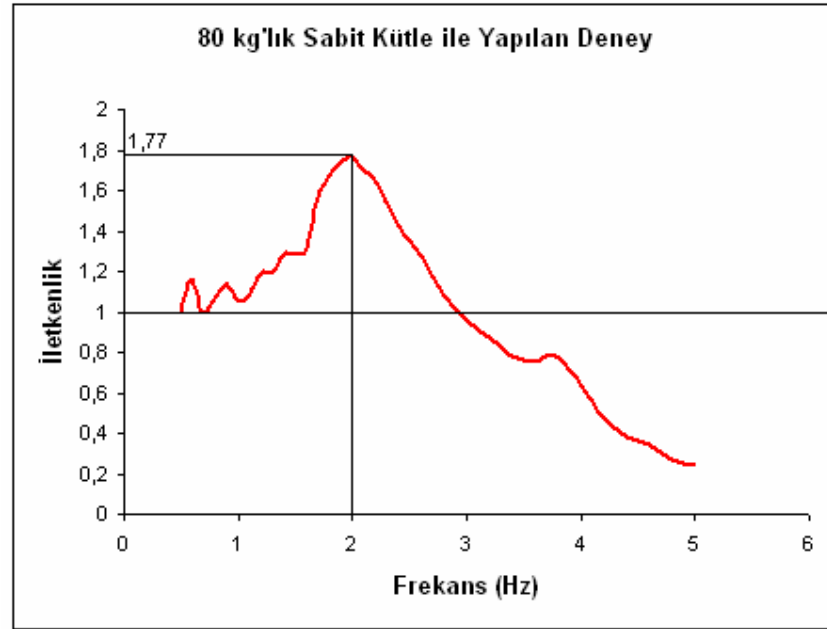
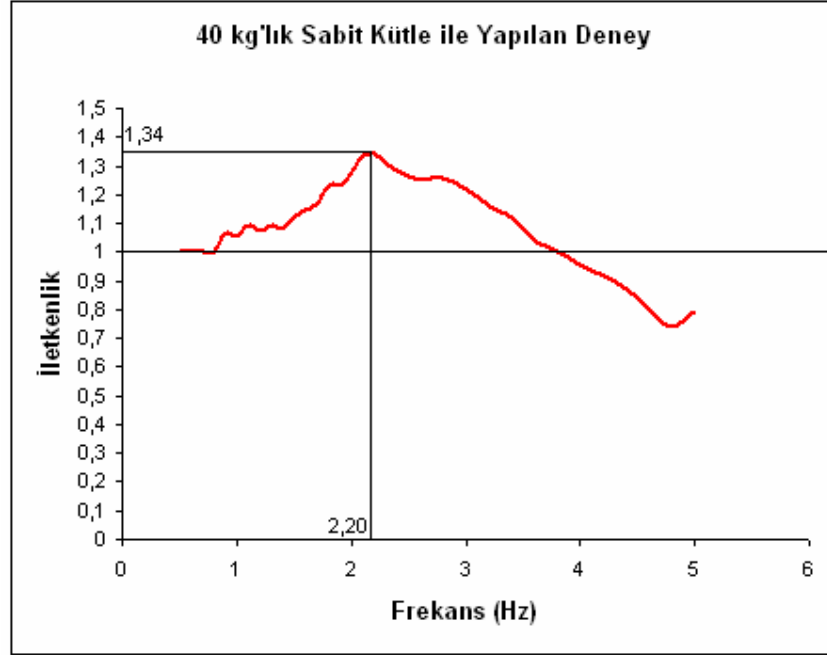
MLS01 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



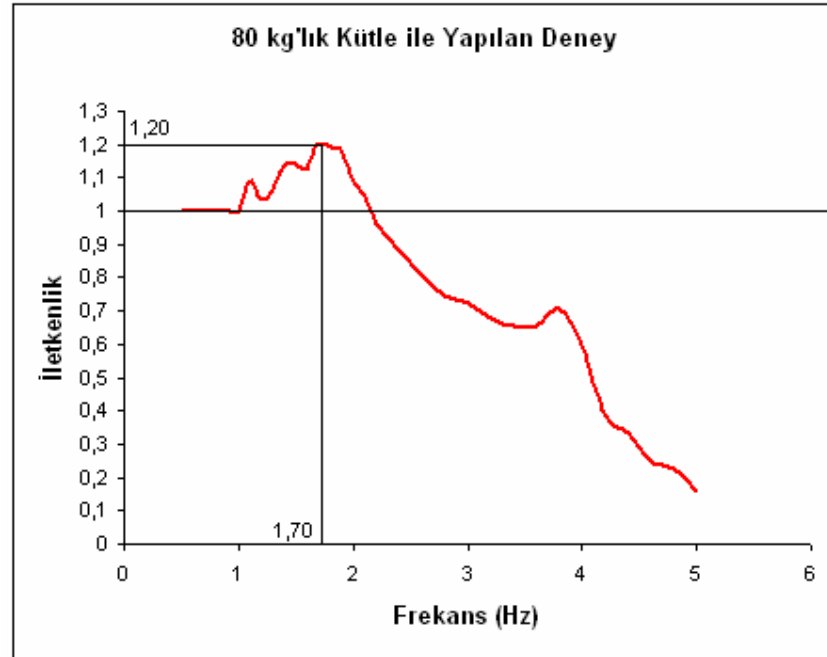
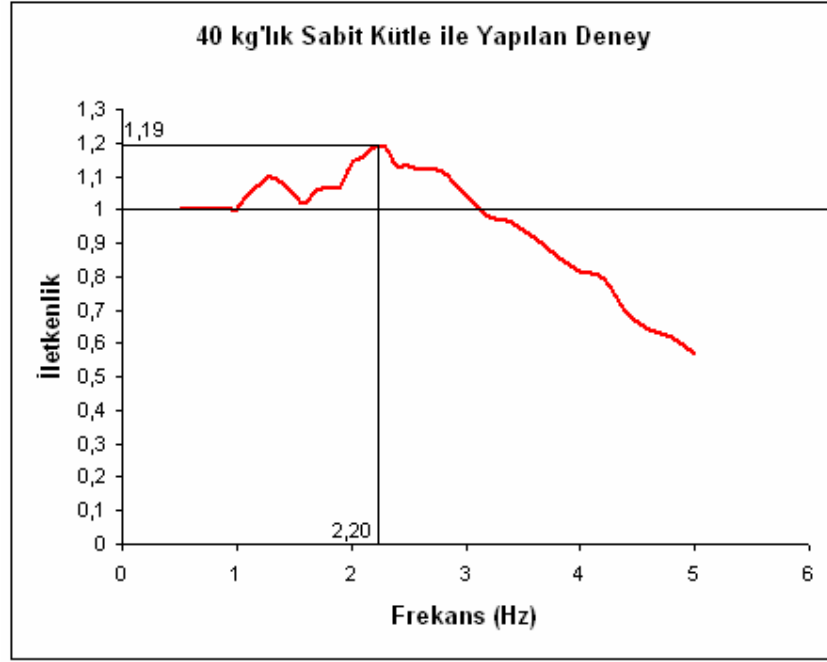
MLS02 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



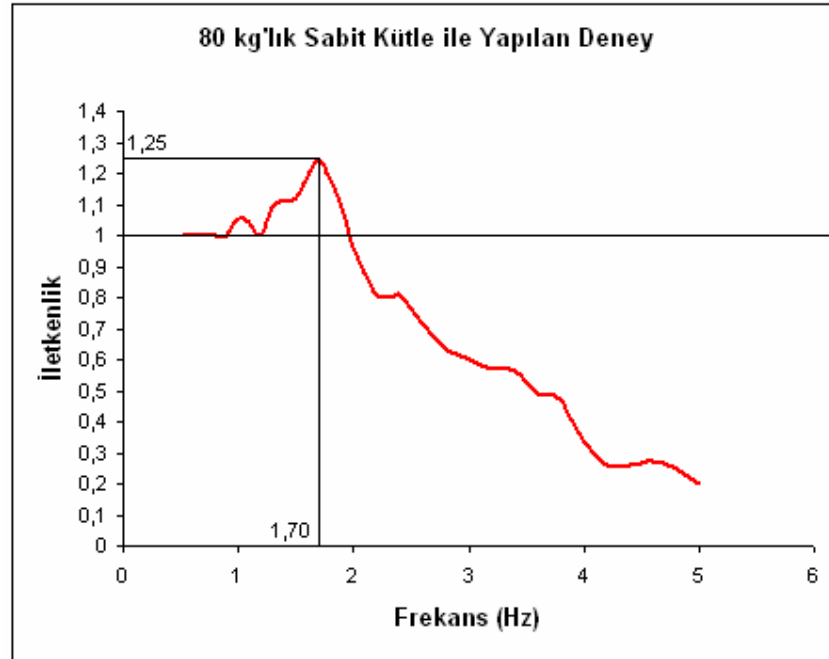
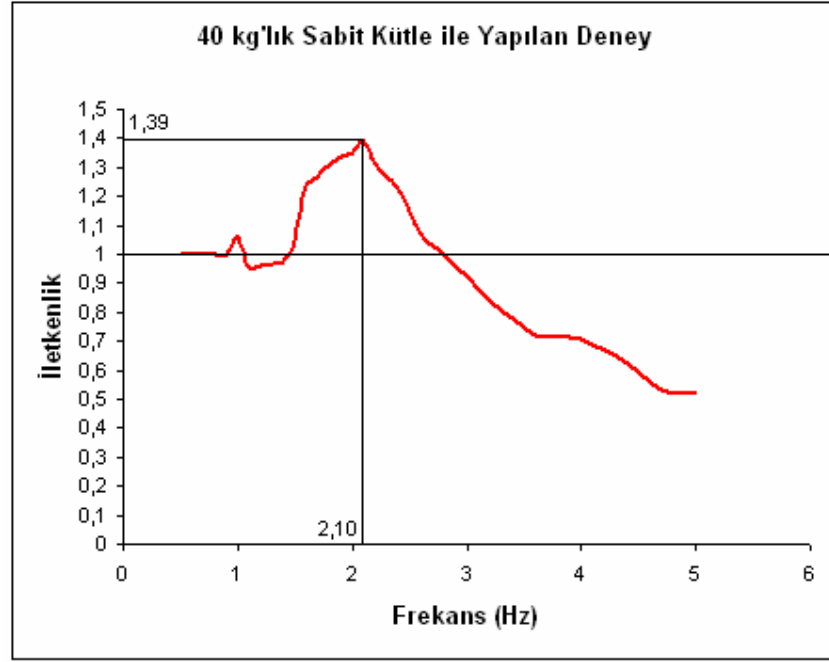
MLS03 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



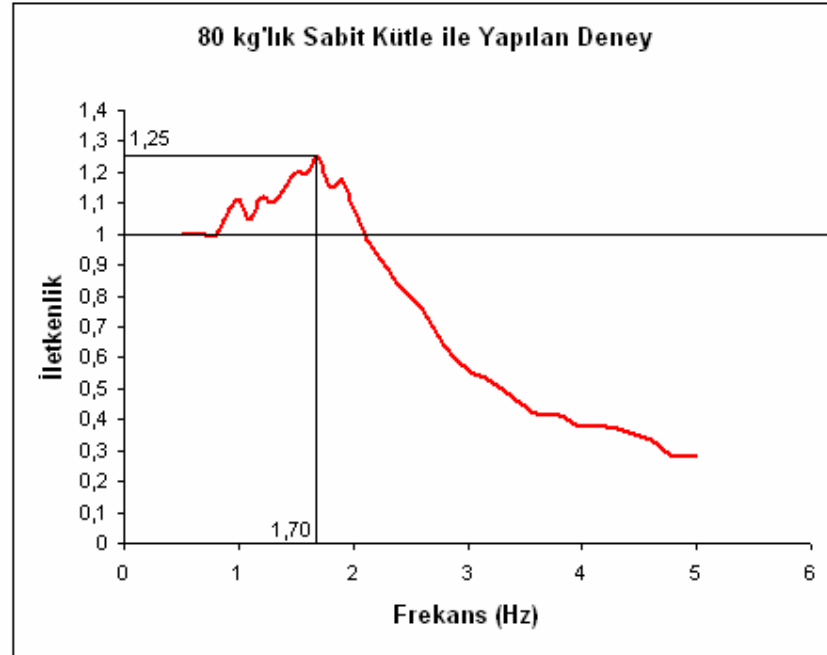
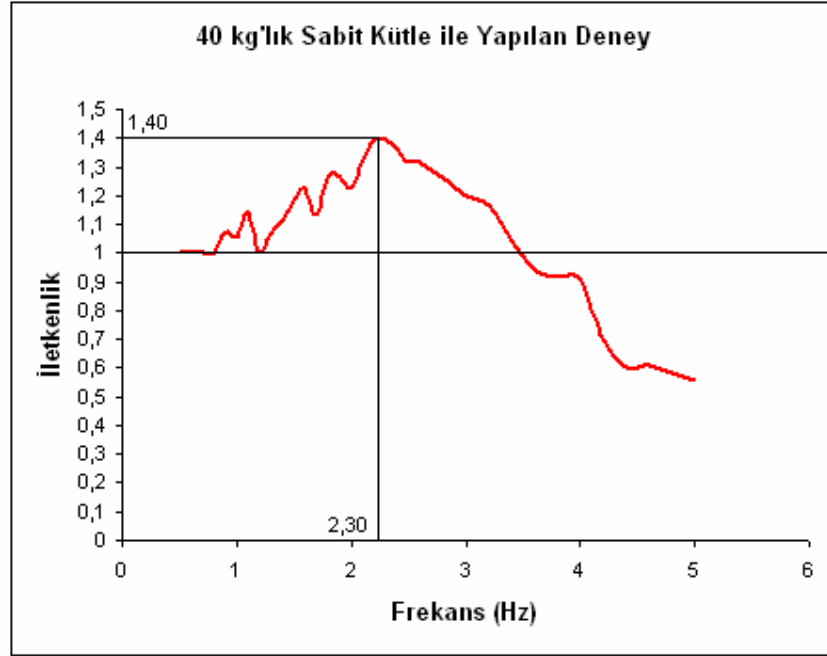
MLS04 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



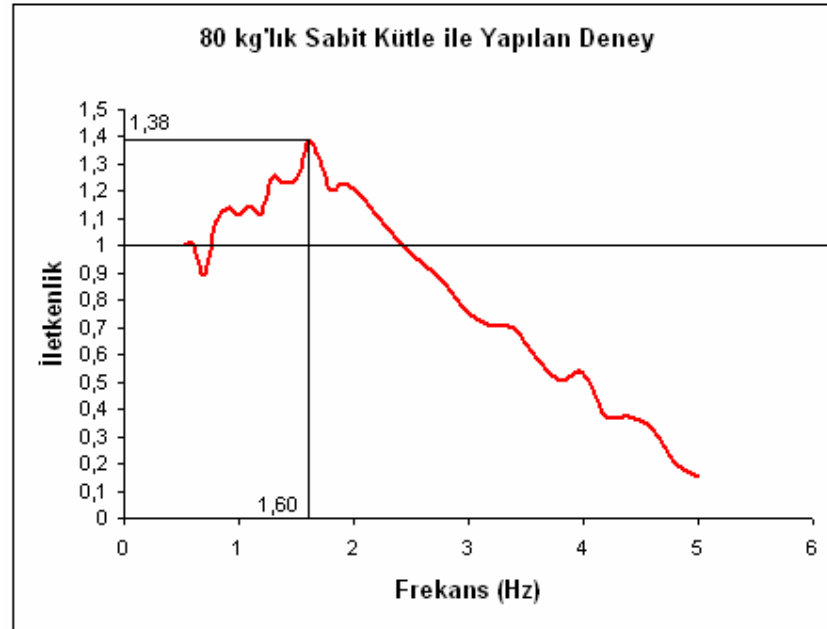
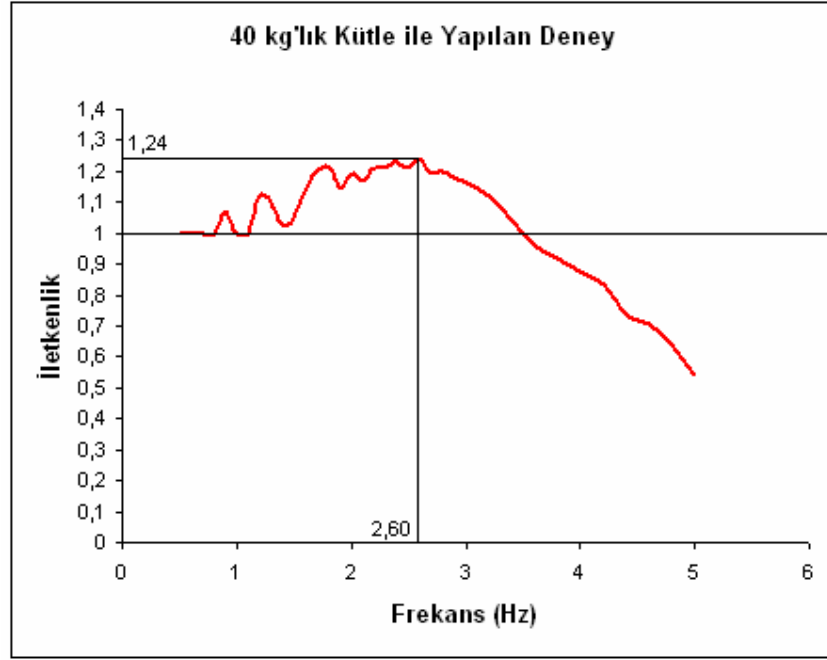
MLS05 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



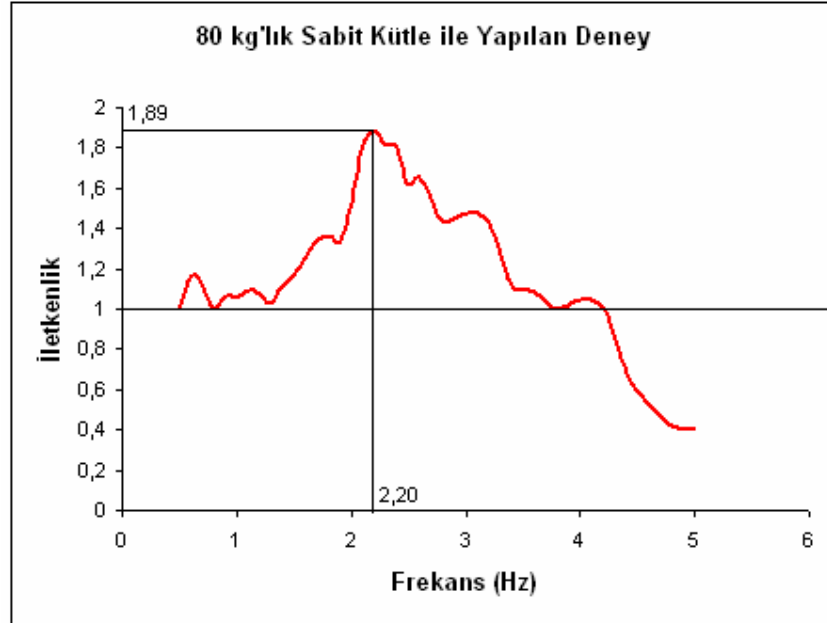
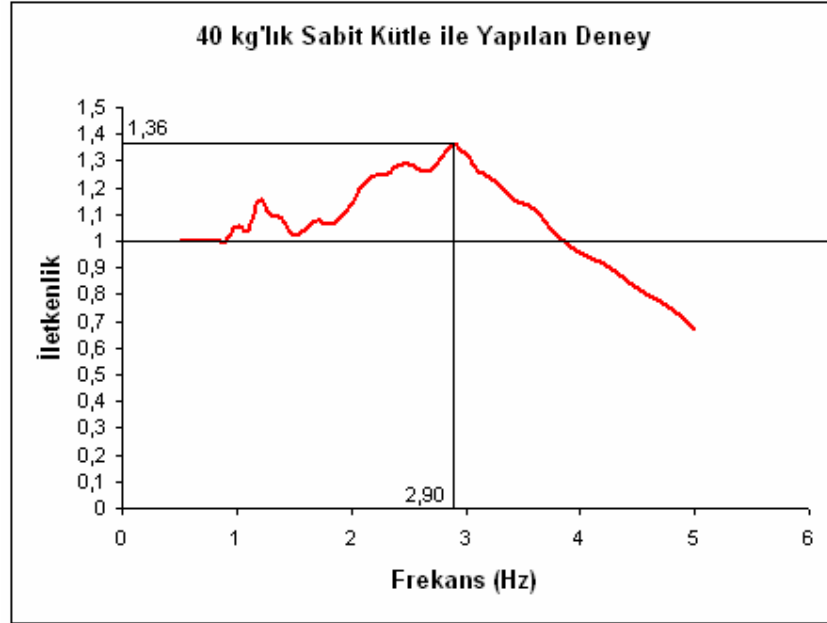
MLS06 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



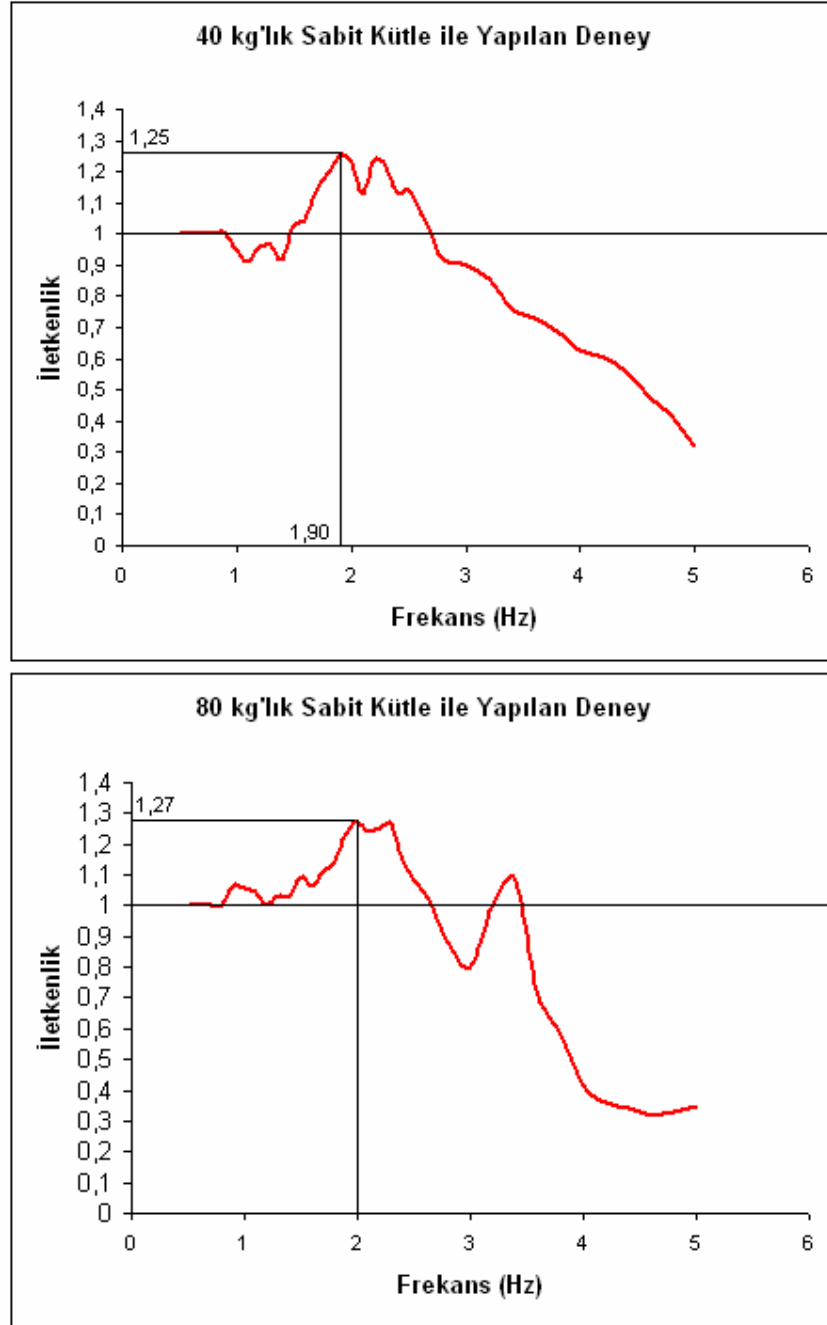
MLS07 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



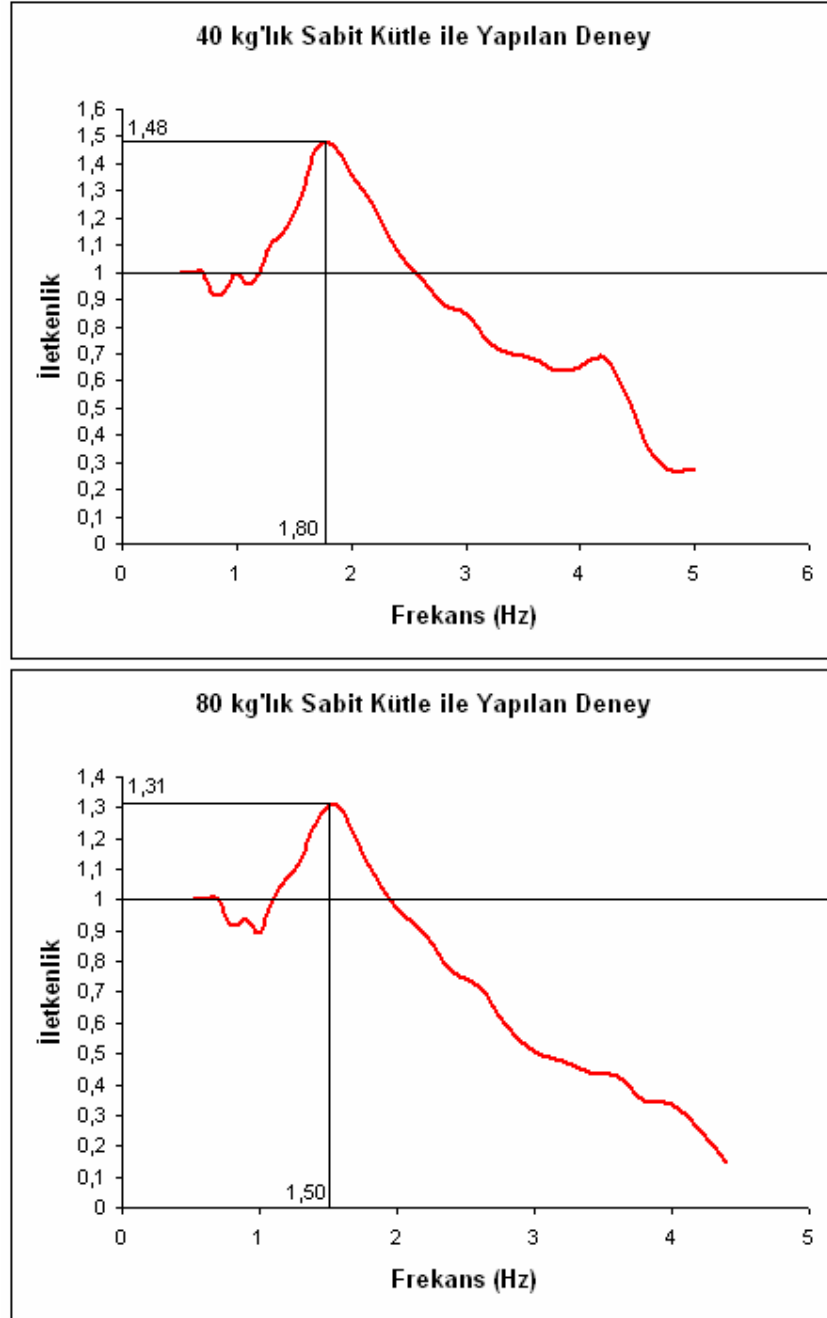
MDS01 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



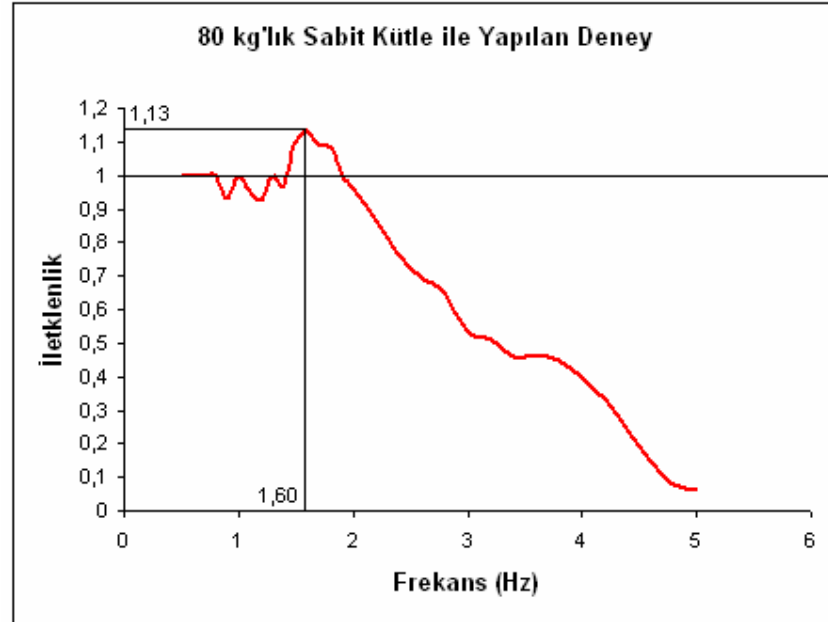
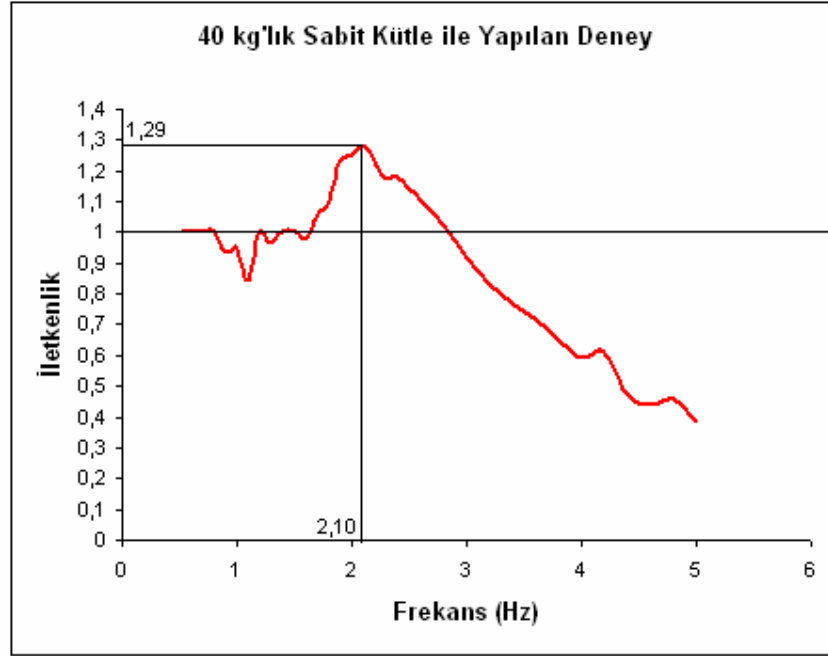
MDS02 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



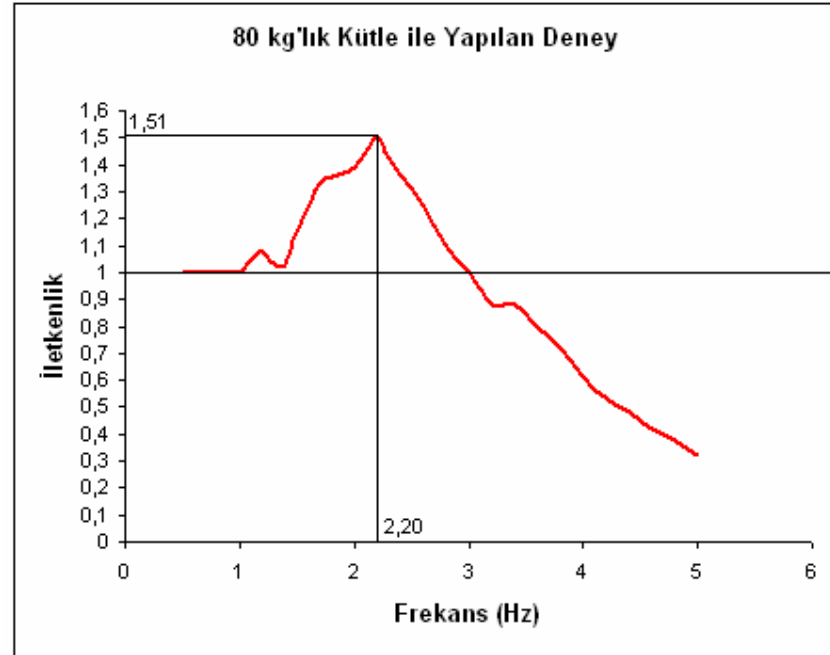
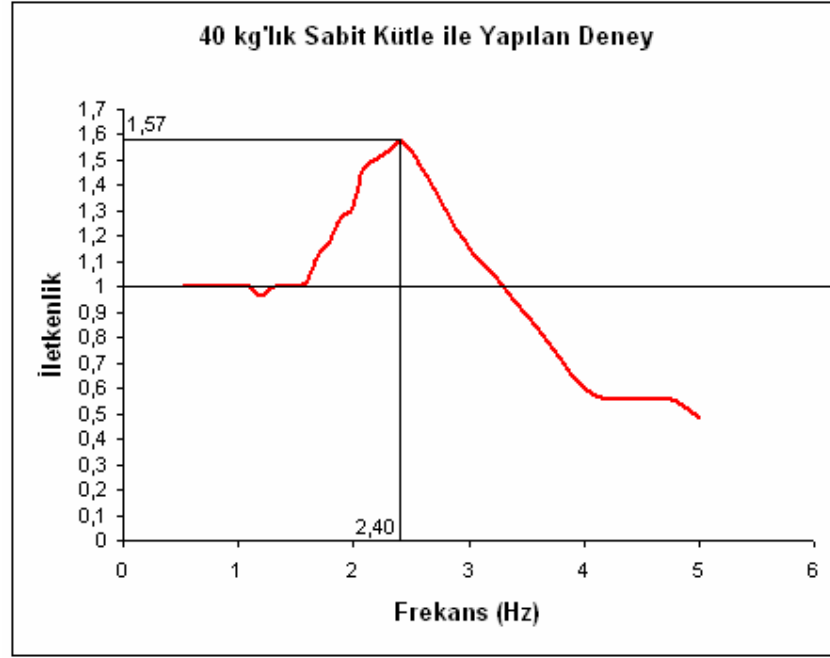
MYS01 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



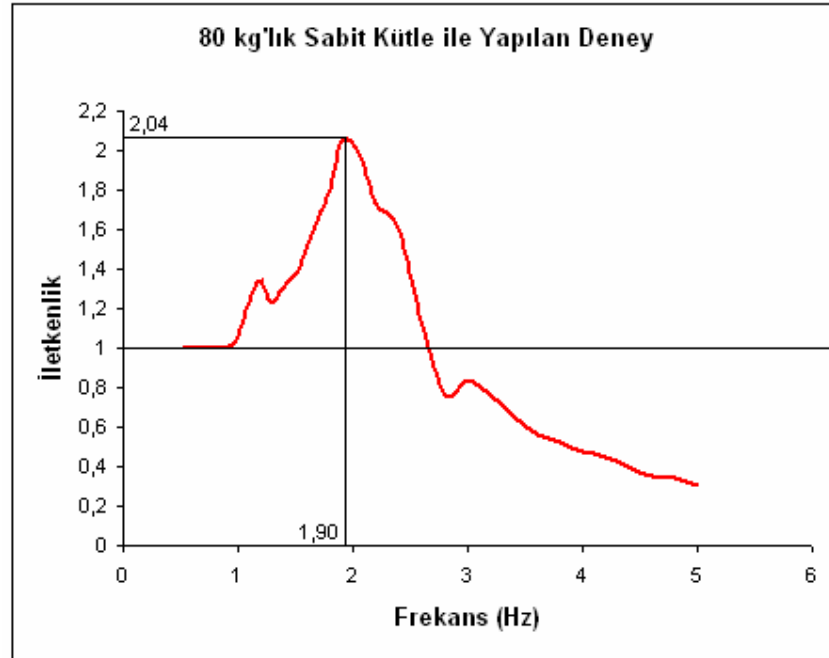
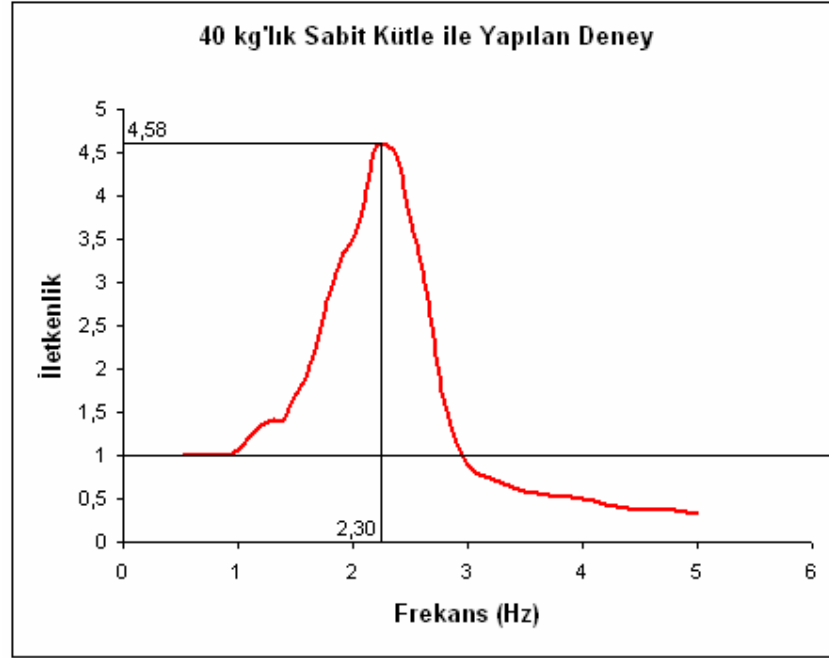
MYS02 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



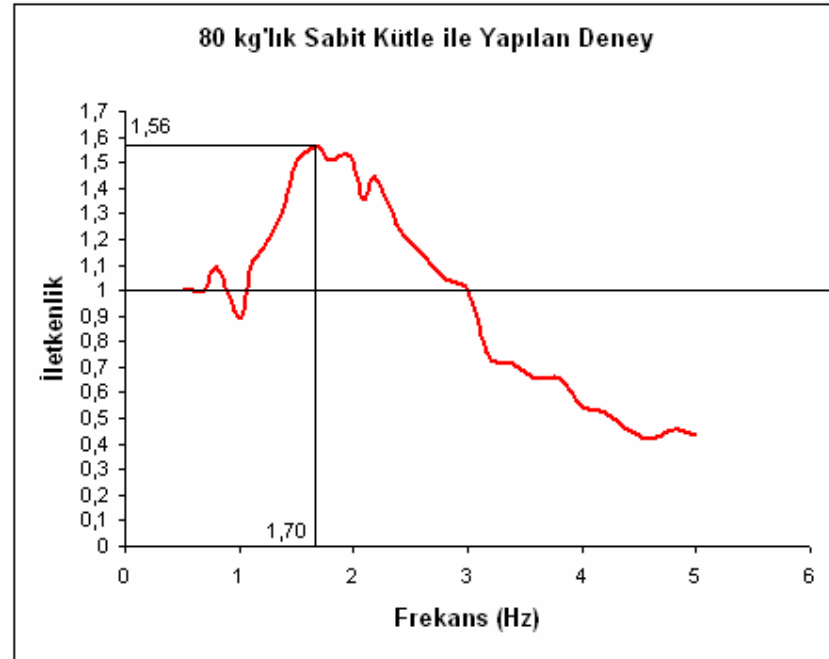
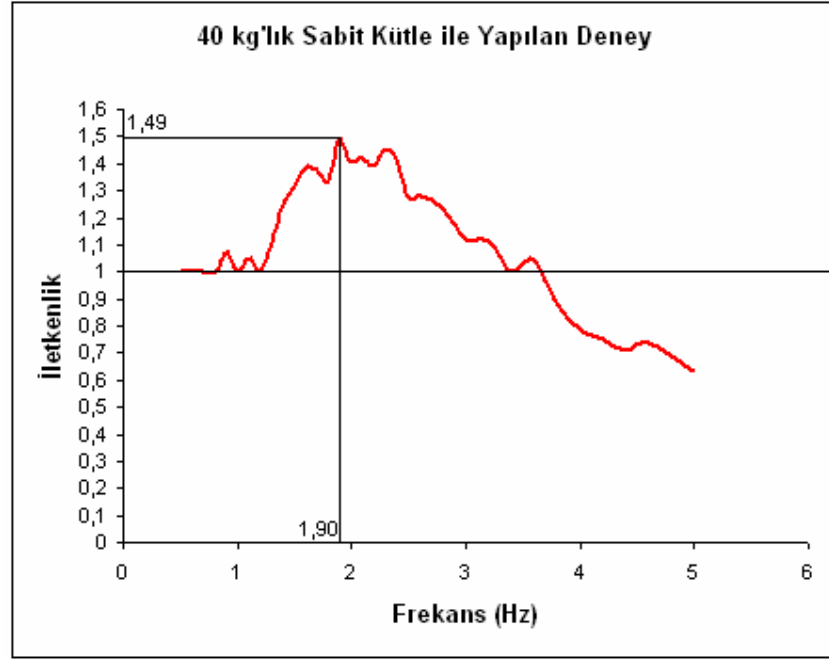
MYS03 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



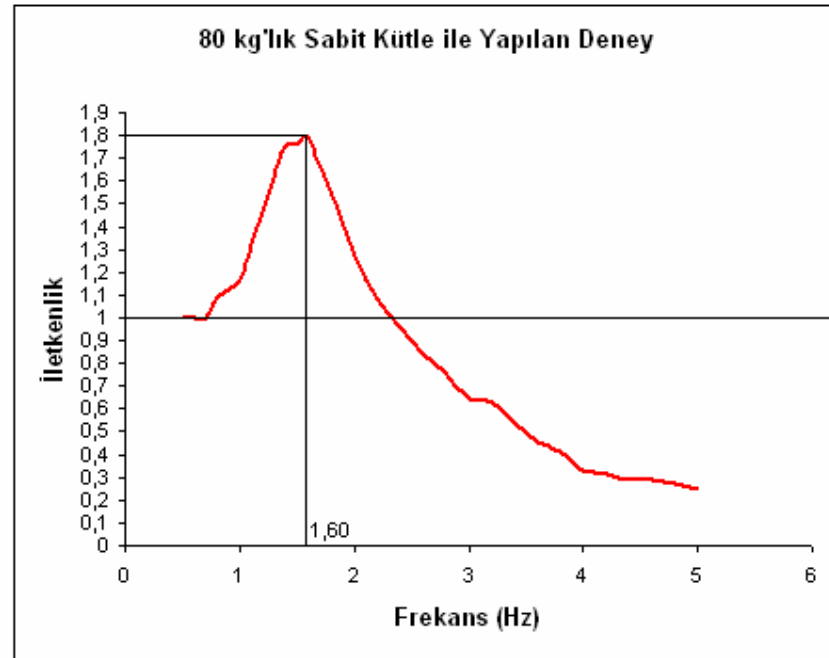
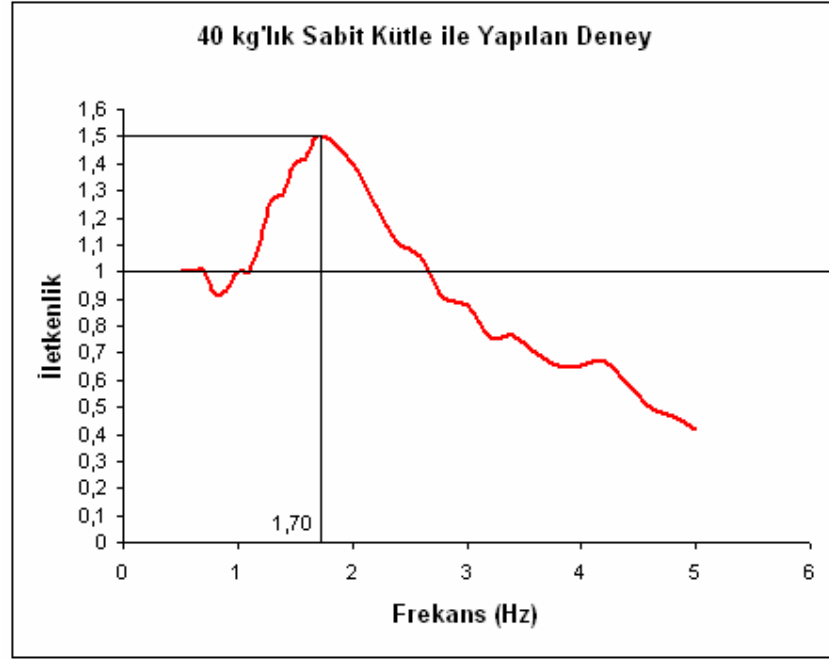
MYS04 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



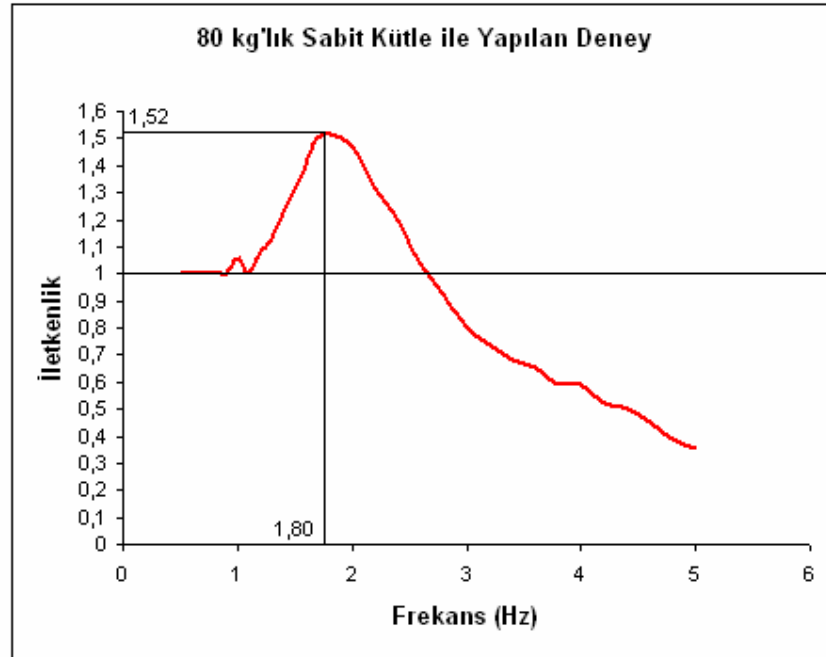
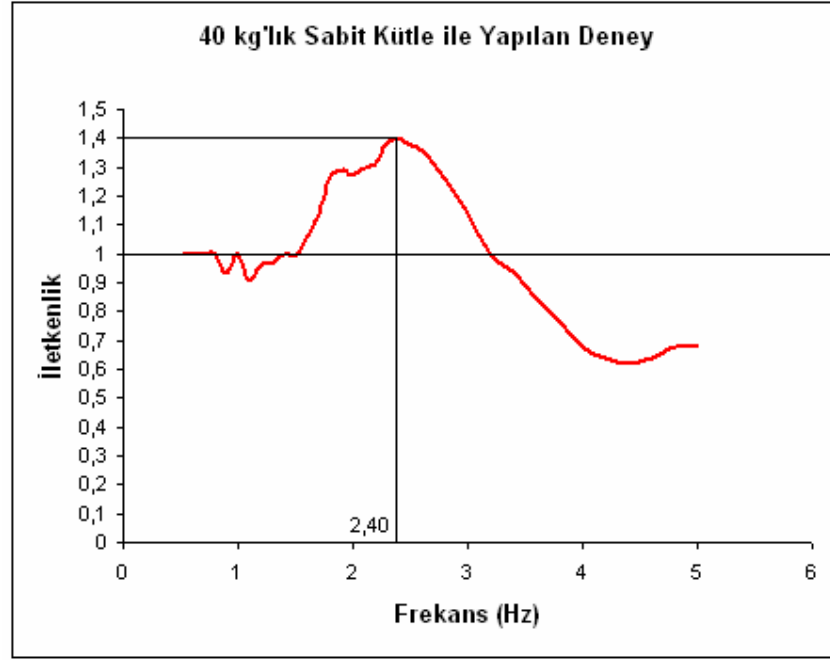
POA01 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



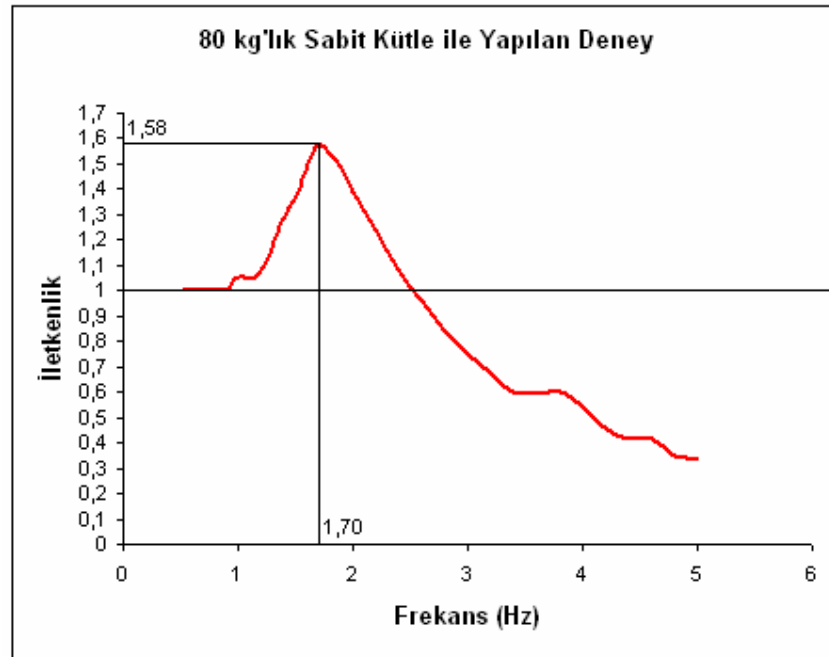
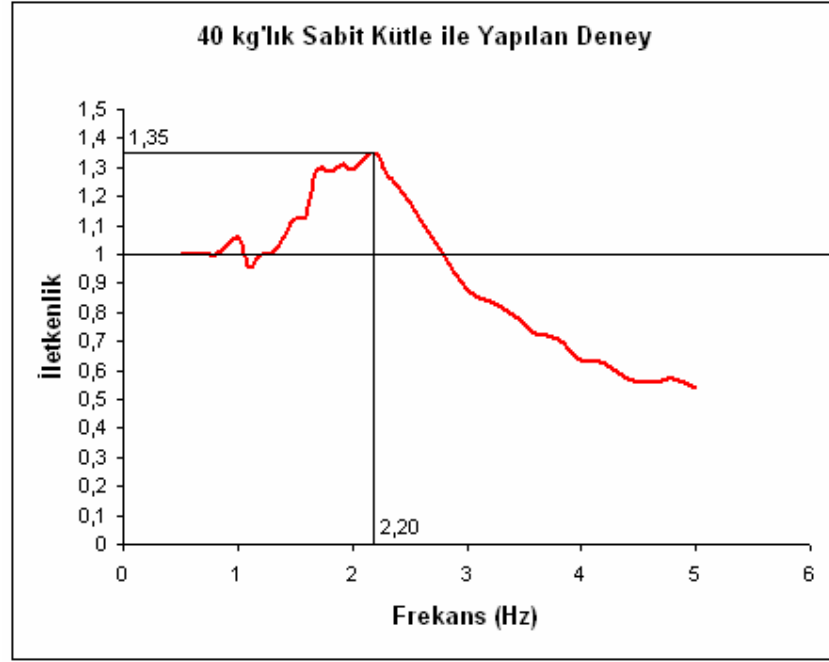
POA02 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



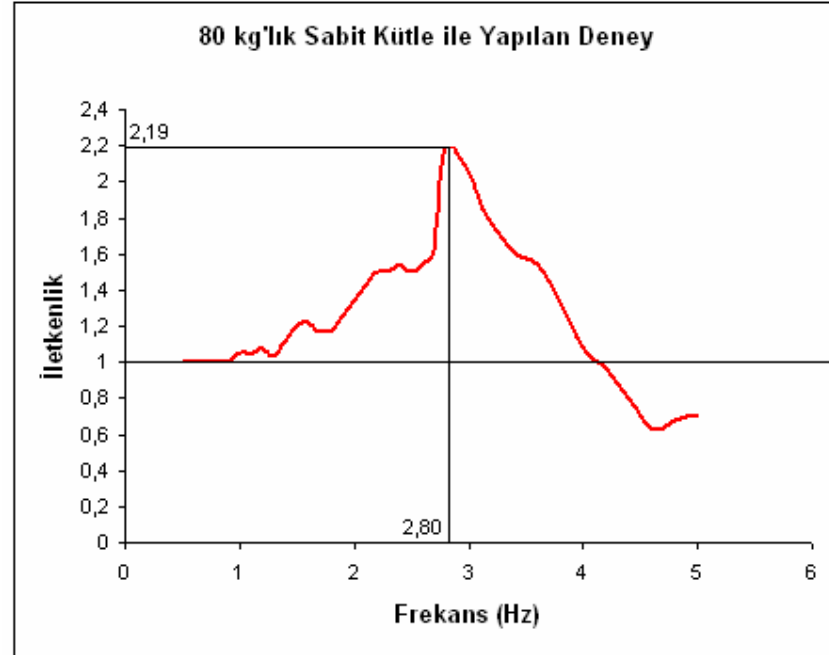
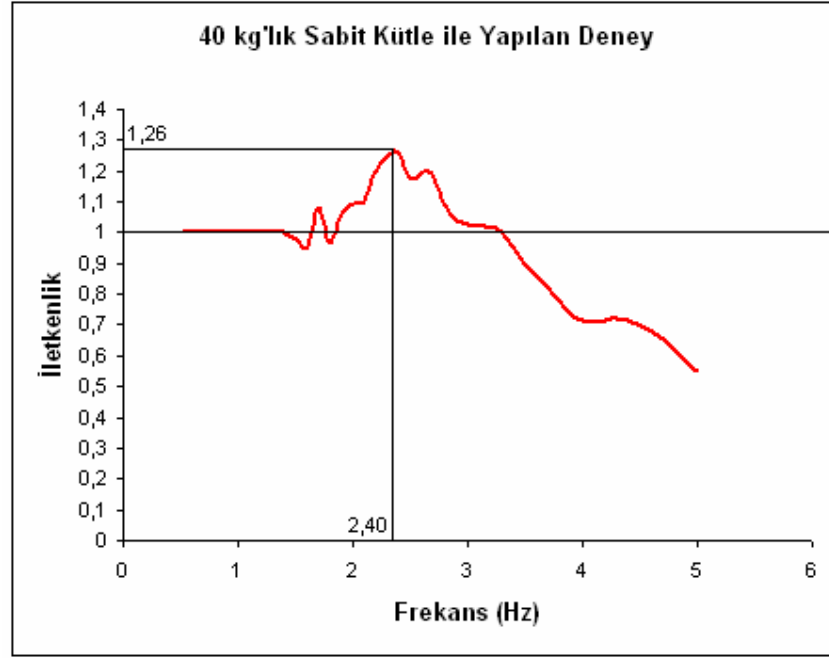
POA03 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



POA04 traktör sürücü koltuğu

EK 4 (Devam)



PMA01 traktör sürücü koltuğu

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Cengiz İsmail Çay

Doğum Yeri : İskilip / Çorum

Medeni Hali : Evli

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Ankara Bahçelievler Deneme Lisesi (1989-1992)

Lisans : Ankara Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları
Bölümü (1993-1997)

Yüksek Lisans : Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları
Anabilim Dalı (1998-2001)

Doktora : Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları
Anabilim Dalı (2001-2006)

Çalıştığı Kurum / Kurumlar ve Yıl

T. C. Tarım ve Köyişleri Bakanlığı Basın ve Halkla İlişkiler Müşavirliği (1999)

T. C. Tarım ve Köyişleri Bakanlığı Tarım Alet ve Makinaları Test Merkez Müdürlüğü
(1999 -)

Yayınları

- 1- Yavuzcan, H. G. ve Çay, C. İ. 2001. Azerbaycan Cumhuriyeti'nde Tarımsal Mekanizasyon ve Tarımsal Üretimdeki Öncelikli Sorunların Çözümünde Türkiye'nin Rolü. Tarımsal Mekanizasyon 20. Ulusal Kongresi 13-15 Eylül 2001 Bildiri Kitabı, s. 25-36, Harran Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım makinaları Bölümü, Şanlıurfa.
- 2- Silleli, H. H., Taşbaş, H., Aygöl, A. ve Çay, C. İ. 2003. Tekerlekli Tarım veya Orman Traktörlerinin Sürücü Koltuğu Test Yöntemi. Tarımsal Mekanizasyon 21. Ulusal Kongresi 3-5 Eylül 2003 Bildiri Kitabı, s. 147-156, Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü, Konya.
- 3- Çay, C. İ., Taşbaş, H., Aygöl, A. ve Silleli, H. H. 2003. Tarım veya Orman Traktörlerine Takılan Koruyucu Yapılara Uygulanan Statik Test Yöntemi, Tarımsal Mekanizasyon 21. Ulusal Kongresi 3-5 Eylül 2003 Bildiri Kitabı, s. 157-166, Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü, Konya.