

65285

**TRAKTÖR OTURAKLARINDA OPTİMUM TİTREŞİM YALITIM
ÖZELLİKLERİNİN SAĞLANABİLMESİ İÇİN YAY VE HİDROLİK
ELEMEN ÖZELLİKLERİNİN OPTİMİZASYONU**

TAYFUN KORUCU

**ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ADANA
EYLÜL-1997**

**ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TRAKTÖR OTURAKLARINDA OPTİMUM TİTREŞİM YALITIM
ÖZELLİKLERİNİN SAĞLANABİLMESİ İÇİN YAY VE HİDROLİK
ELEMEN ÖZELLİKLERİNİN OPTİMİZASYONU**

TAYFUN KORUCU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI

**Bu tez 11/09/1997 Tarihinde Aşağıdaki Jüri Üyeleri Tarafından
Oybirliği/Oyçokluğu İle Kabul Edilmiştir.**

İmza.....

Prof.Dr. Alaettin SABANCI
DANIŞMAN

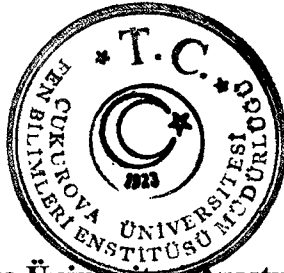
İmza.....

Prof.Dr.Faruk ÖZGÜVEN
ÜYE

İmza.....

Prof.Dr. Alim IŞIK
ÜYE

Yukarıdaki imzaların adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.
Kod No : 1341



Prof. Dr. Ural DİNÇ
Enstitü Müdürü
İmza ve Mühür

**Bu çalışma Çukurova Üniversitesi Araştırma Fonu Tarafından Desteklenmiştir.
Proje No : FBE.97YL.25**

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

İÇİNDEKİLER	<u>Sayfa No</u>
ÖZ	I
ABSTRACT	II
ÖNSÖZ	III
ÇİZELGELER DİZİNİ	IV
ŞEKİLLER DİZİNİ	VII
1. GİRİŞ	1
1.1. Genel	1
1.2. Titreşim Teorisi	2
1.2.1. Genel Titreşim Özellikleri	2
1.2.2. Yineleme Özelliklerine Göre Titreşim Hareketi	3
1.2.2.1. Peryodik Titreşimler	3
1.2.2.2. Aperyodik Titreşimler	5
1.2.3. Serbestlik Derecesine Göre Titreşim Hareketi	6
1.2.4. Sönümleme ve Zorlanma Durumuna Göre Titreşim Hareketi	6
1.2.4.1.Sönümsüz Titreşimler	6
1.2.4 1.1. Sönümsüz Serbest Titreşimler	6
1.2.4.1.2. Sönümsüz Zorlanmış Titreşimler	8
1.2.4.2. Sönümlü Titreşimler	9
1.2.4.2.1. Sönümlü Serbest Titreşimler	9
1.2.4.2.2. Sönümlü Zorlanmış Titreşimler	11
1.3. Yalıtım	13
1.3.1. Titreşim yalıtımı	13
1.3.2. Şok Yalıtımı	18
1.3.3. Yalıtım Malzeme ve Elemanları	19
1.4. Titreşim ve Etkileri	21
1.4.1. Genel Titreşim ve Etkileri	21
1.4.2. Traktörde Titreşim ve Etkileri	23
1.4.3. Traktör Titreşim Özellikleri	24

1.4.4. Sürücü Titreşim Özellikleri.....	27
1.5. Yaylar.....	28
1.5.1. Genel özellikler.....	28
1.5.1.1. Sınıflandırma.....	28
1.5.1.2. Yayların Karakteristiği ve Katsayısı.....	29
1.5.1.3. Sistemlerin Sertliği	30
1.5.1.4. Enerji Biriktirme ve Sönümleme Özellikleri.....	32
1.5.2. Yay Malzemeleri.....	34
1.5.3. Silindirik Helisel Yaylar.....	35
1.5.3.1. Basma Kuvveti ile Zorlanan Yaylar.....	35
1.5.3.2. Çekme Kuvveti ile Zorlanan Yaylar.....	37
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	39
3. MATERYAL ve METOT.....	52
3.1. Materyal.....	52
3.1.1. Genel.....	52
3.1.2. Yayların Genel Özellikleri.....	52
3.1.3. Çatıya İlişkin Özellikler.....	54
3.1.4. Devir Ölçer.....	55
3.1.5. Temsili Küteller.....	56
3.1.6. Koltuğa İlişkin Özellikler.....	56
3.1.7. Düşürme Düzenegi.....	58
3.1.8. Çekme Düzenegi.....	59
3.2. Metot.....	60
3.2.1. Yayların Karakteristik Özelliklerinin Saptanması.....	60
3.2.1.1. Yay Yer Değişim Ölçümleri.....	60
3.2.1.2. Yay Katsayılarının Hesaplanması.....	60
3.2.1.3. Yayların Sönümsüz Doğal Frekanslarının Hesaplanması.....	61
3.2.2. Oturak Titreşim Özelliklerinin Saptanması.....	62
3.2.2.1. Değişik Küteller İçin Uygun Ayar Konumlarının Saptanması.....	62

3.2.2.2 Sürücü Kütlesi Benzetimi.....	62
3.2.2.3 Oturak Sönümlleme Değerlerinin Saptanması.....	63
3.2.2.4. Oturakların Sönümlü Doğal Titreşim Frekanslarının Saptanması	64
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	66
4.1. Yay Karakteristiklerinin Değerlendirilmesi.....	66
4.1.1. Yay Yer Değişim Ölçümlerinin Değerlendirilmesi.....	66
4.1.1.1. Tek Bir Yayın Yer Değişiminin Değerlendirilmesi.....	66
4.1.1.2. Seri Bağlı Yayların Yerdeğişiminin Değerlendirilmesi.....	75
4.1.1.3. Paralel Bağlı Yayların Yerdeğişiminin Değerlendirilmesi.....	84
4.1.2. Yay Katsayılarının Değerlendirilmesi.....	93
4.1.2.1. Tek Yayın Katsayısının Değerlendirilmesi.....	93
4.1.2.2. Seri Bağlı Yayların Yay Katsayıları.....	95
4.1.2.3. Paralel Bağlı Yayların Yay Katsayıları.....	97
4.1.3. Yayların Sönümsüz Doğal Frekansları.....	99
4.1.3.1. Tek Yayın Sönümsüz Doğal Frekansı.....	99
4.1.3.2. Seri Bağlı Yayların Sönümsüz Doğal Frekansları.....	102
4.1.3.3. Paralel Bağlı Yayların Sönümsüz Doğal Frekansları.....	104
4.1.4. Matematiksel Model.....	106
4.2. Oturak Titreşim Özellikleri.....	107
4.2.1. Değişik Küteller İçin Uygun Ayar Konumları.....	107
4.2.2. Oturak Sönümlleme Değerlerinin Değerlendirilmesi.....	119
4.2.3. Kütle ve Ayar Konumlarının Oturak Titreşim Yalıtımına Etkileri.....	120
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	122
KAYNAKLAR.....	124
ÖZGEÇMİŞ.....	130

ÖZ
YÜKSEK LİSANS

TRAKTÖR OTURAKLARINDA OPTİMUM TİTREŞİM YALITIM
ÖZELLİKLERİNİN SAĞLANABİLMESİ İÇİN YAY VE HİDROLİK
ELEMAN ÖZELLİKLERİNİN OPTİMİZASYONU

TAYFUN KORUCU

ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
TARIM MAKİNALARI ANABİLİM DALI

Danışman: Prof. Dr. Alaettin SABANCI

Yıl: 1997, Sayfa:123

Jüri: Prof. Dr. Alaettin SABANCI

Prof. Dr. Faruk ÖZGÜVEN

Prof. Dr. Alim IŞIK

Bu araştırmada; anılan bu olumsuzlukları giderebilmek için, traktör çatısıyla koltuk arasında kısmen titreşim sönümleyici olarak kullanılan yayların optimizasyonu ve en uygun yayın seçimi amaçlanmıştır. Bu amaçla, helis çapları ve helis et kalınlıkları birbirinden farklı 32 adet yay kullanılmış ve denemeler bu yaylar üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Denemelerde ilk önce yaylar, bir düzeneğe üzerine tek tek sonra seri ve paralel olarak bağlanmış ve üzerlerine 10'ar kg'lık kütleler konarak her bir yayın bu üç konumdaki yer değişim miktarları ölçülmüştür. Yer değişimine ve kütleyle bağlı olarak yayların, yay katsayıları ve sönümsüz doğal frekansları hesaplanmıştır. Daha sonra yaylar koltuk üzerine takılmış ve belirli aralıklarla vida sıkılarak 40 - 50 - 60 kg için yayların uygun vida ayarları bulunmuştur. Bulunan vida ayarlarında ve ağırlıkta yaylar düşürme testine alınmış ve buradan sönümlü doğal frekanslar hesaplanmıştır.

Bu denemelerin sonucunda; yayın helis çapının ve helis et kalınlığının, yer değişimi, yay katsayısı ve doğal frekansın değişiminde çok önemli olduğu bulunmuştur. Aynı ağırlık ve aynı helis çapına sahip bir yayda, helis kalınlığı arttıkça yer değişim miktarı azalmakta, doğal frekans ve yay katsayısı artmaktadır. Aynı ağırlık ve aynı helis kalınlığına sahip bir yayda, helis çapı arttıkça yer değişim miktarı artmakta, doğal frekans ve yay katsayısı azalmaktadır. Yay üzerine konan ağırlık miktarı arttıkça yer değişim miktarı artmakta ve yay katsayısı azalmaktadır. Bütün bu sonuçlara ve elde edilen verilere dayanarak doğal frekansa etkili, kütle, yer değişim miktarı, helis çapı ve helis et kalınlığına bağlı olarak matematiksel bir eşitlik geliştirilmiştir.

Doğal frekanslar kütle artışıyla ters, yay sertliği ile doğru orantılı bir ilişki içerisinde. Doğal frekans azaldıkça, yer değişim miktarı artmakta ve yay katsayısı azalmaktadır. Normal bağlantıya göre; seri bağlantıda yer değişim miktarı yaklaşık olarak iki kat artmakta, paralel bağlantıda ise yarıya inmektedir. Normal bağlantıya göre; seri bağlantıda yay katsayısı yarıya inerken, paralel bağlantıda iki katına çıkmaktadır. Normal bağlantıya göre; doğal frekans seri bağlantıda azalırken, paralel bağlantıda artmaktadır.

Anahtar Kelimeler : Tarım traktörleri, Titreşim, Yay

ABSTRACT

MSc THESIS

THE OPTIMIZATION OF SPRING AND HYDROLIC ELEMENTS TO OBTAIN SUITABLE VIBRATION AND DAMPING CHARACTERISTICS FOR FARM TRACTORS SEATS

TAYFUN KORUCU

**DEPARTMENT OF AGRICULTURAL MACHINERY
INSTITUTE OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES
UNIVERSITY OF ÇUKUROVA**

Supervisor: Prof. Dr. Alaettin SABANCI

Year: 1997, Pages: 123

Jury: Prof. Dr. Alaettin SABANCI

Prof. Dr. Faruk ÖZGÜVEN

Prof. Dr. Alim IŞIK

In this research, it is aimed to optimize the dimensions of springs used as partly vibration remover between tractor roof and seat and to select the most appropriate spring. For this purpose, 32 springs whose spring diameter and spring thickness are different from each other were used and trials were done on these springs.

In the laboratory work, springs were connected on a mechanism firstly one by one later as serial and parallel and by putting 10 kg of mass displacement amount of each spring were measured for three different positions. Spring coefficient and undamped natural frequencies which depend on displacement and mass were calculated. Later on springs were installed on seat and the most suitable screw adjustments were found for 40, 50 and 60 kg. Springs were tested for dropping by using screw adjustments and weights, and damped natural frequencies were calculated.

As a result of these trials, effect of diameter of spring and spring thickness are very significant on displacement, spring coefficient and natural frequency change. For a spring having same weight and same spring diameter, the more spring thickness, the less displacement and the more natural frequency and spring coefficient. For a spring having same weight and same spring diameter, the more spring diameter, the more displacement and the less natural frequency and spring coefficient. The more weight on spring, the more displacement and the less spring coefficient. By using all these results and data obtained, a mathematical equation was developed depending on mass, displacement amount, spring diameter and spring thickness which are effective on natural frequency.

Natural frequencies has a negative correlation with mass increase and a positive correlation with spring rigidity. The less natural frequency, the more displacement amount and the less spring coefficient. According to normal connection, the displacement amount doubles in serial connection, but decreases half in parallel connection. According to normal connection, spring coefficient decreases its half in serial connection, but doubles in parallel connection. According to normal connection, natural frequency decreases in serial connection, but increases in parallel connection.

Keywords: Agricultural tractors, vibration, spring.

ÖNSÖZ

Tarımsal üretimin nitelik ve nicelik açısından daha etkin gerçekleştirilmesinde büyük katkıları olan mekanizasyon, teknolojiadaki gelişime paralel olarak hızla gelişmektedir. Bu hızlı gelişimin dengeli ve kararlılığı konusunda yararlanılan bilim dallarından birisi de üretim sistemlerinde insan-makina uyuşumunu sağlamayı amaçlayan ergonomidir. Üretim sisteminde iş başarısı ve insan sağlığı; titreşim, gürültü, ortam sıcaklığı, toz ve gazların ortaya çıkardığı olumsuzluklardan büyük ölçüde etkilenmektedir.

Tarımda mekanizasyonun temel ögesi olan traktörde, verimliliği etkileyen en önemli ergonomik etkenlerden birisi de titreşimdir. Her geçen gün kullanım süresi daha da artan traktörün, insan sağlığına verdiği zararların azaltılması ve kullanıcının iş başarısının artırılması için traktör oturaklarındaki tasarımın geliştirilmesi gerekmektedir.

Bu araştırmada; traktör çatısıyla koltuk arasında kısmen titreşim sönümleyici olarak kullanılan yayların optimizasyonu ve en uygun yay seçimi amaçlanmıştır.

Tez konumun seçilmesinden, araştırmanın yürütülmesi ve değerlendirilmesine kadar her aşamada hiç bir zaman yardımlarını esirgemeyerek ısrarla beni araştırmaya sevkeden değerli danışman hocam Sayın Prof. Dr. Alaettin SABANCI' ya, Yüksek Lisans Tez Jürisi'nde görev alan Sayın Prof. Dr. Faruk ÖZGÜVEN ve Sayın Prof. Dr. Alim IŞIK'a, çalışmamın çeşitli aşamalarında yardımlarını gördüğüm Sayın Yrd. Doç. Dr. Aykut GÜL'e ve Uzm. Kemal ÜLKER'e, çalışmalarım sırasında her zaman manevi desteklerini gördüğüm aileme, bölüm imkanlarından yararlanmamı sağlayan Ç.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Anabilim Dalı Başkanlığına, bölüm akademik, idari, teknik ve atölye personeline, ayrıca emeği geçen herkese teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gelecekte, traktör titreşim sorunlarının çözümü için çalışacaklara yardımcı olması en büyük dileğimdir.

Eylül, 1997

Arş. Gör. Tayfun KORUCU

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge No</u>	<u>Sayfa No</u>
1.1. Yay Hesabı İçin Malzeme Değerleri	35
3.1. Araştırma Materyali Olarak Kullanılan Yayların Genel Boyutları...	53
3.2. St 70 Yay Çeliğinin Genel Özellikleri.....	54
4.1. A Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	66
4.2. B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	67
4.3. C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	67
4.4. D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	67
4.5. E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	68
4.6. F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	68
4.7. Seri Bağlı Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı	75
4.8. Seri Bağlı Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı	76
4.9. Seri Bağlı Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı	76
4.10. Seri Bağlı Yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı	76
4.11. Seri Bağlı Yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı	77
4.12. Seri Bağlı Yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı	77
4.13. Paralel Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	84
4.14. Paralel Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	85
4.15. Paralel Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	85
4.16. Paralel yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	85
4.17. Paralel yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	86
4.18. Paralel yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı.....	86
4.19. A Grubu Yaylar İçin Kütle -Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	93
4.20. B Grubu Yaylar İçin Kütle -Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	93
4.21. C Grubu Yaylar İçin Kütle -Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	94
4.22. D Grubu Yaylar İçin Kütle -Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	94
4.23. E Grubu Yaylar İçin Kütle -Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	94
4.24. F Grubu Yaylar İçin Kütle -Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	95

4.25.	Seri Bağlı Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	95
4.26.	Seri Bağlı Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	96
4.27.	Seri Bağlı Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	96
4.28.	Seri Bağlı Yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	96
4.29.	Seri Bağlı Yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	97
4.30.	Seri Bağlı Yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	97
4.31.	Paralel Bağlı Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	98
4.32.	Paralel Bağlı Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	98
4.33.	Paralel Bağlı Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	98
4.34.	Paralel Bağlı Yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	99
4.35.	Paralel Bağlı Yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	99
4.36.	Paralel Bağlı Yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarı.....	99
4.37.	A Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	100
4.38.	B Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	100
4.39.	C Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	101
4.40.	D Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	101
4.41.	E Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	101
4.42.	F Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	101

4.43.	Seri Bağlı Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	102
4.44.	Seri Bağlı Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	102
4.45.	Seri Bağlı Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	103
4.46.	Seri Bağlı Yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	103
4.47.	Seri Bağlı Yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	103
4.48.	Seri Bağlı Yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	104
4.49.	Paralel Bağlı Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	104
4.50.	Paralel Bağlı Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı	105
4.51.	Paralel Bağlı Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı	105
4.52.	Paralel Bağlı Yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı	105
4.53.	Paralel Bağlı Yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı	106
4.54.	Paralel Bağlı Yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarı.....	106
4.55.	Yayların 40 - 50 - 60 kg'lık Kütleler İçin Uygun Ayar Konumları ve Maksimum Statik Yay Boyu Değişimleri.....	119
4.56.	Düşürme Deneyine Alınan Yayların Sönümlü Doğal Frekansları ve Diğer Özellikleri.....	120

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No</u>	<u>Sayfa No</u>
1.1. Basit peryodik titreşim hareketi	4
1.2. Karmaşık peryodik titreşim hareketi	5
1.3. Bir peryodik harekete ait niceliklerin gösterilişi	5
1.4. Aperyodik titreşim hareketi	5
1.5. Basit bir titreşim sistemi	7
1.6. Sönümlü bir serbest titreşim sistemi	9
1.7. Sönümlü zorlanmış titreşim sistemleri	11
1.8. Yalıtım sistemlerinde titreşim iletkenliği	15
1.9. Helisel yayların üzerindeki kütleyle bağlı kısıalma miktarı ile doğal frekansları arasındaki ilişki	16
1.10. Değişik titreşim yalıtım sistemi modelleri.....	20
1.11. Sabit bağlı Vizkoz ve Coulomb yalıtım elemanları	21
1.12. Tarım traktörlerinde ergonomik etkenler	22
1.13. Titreşim değerlendirme nomogramları	23
1.14. İnsan ve taşıtlar için rezonans titreşim spektrumu	26
1.15. Yay karakteristikleri. a- Yükselen yay karakteristiği, b- Doğrusal yay karakteristiği, c- Alçalan yay karakteristiği	29
1.16. Yayların paralel bağlantıları	31
1.17. Yayların seri (a,b,c) ve paralel-seri (d) tertiplenmesi.....	32
1.18. Yay - kütle sistemi (Boyuna titreşim)	32
1.19. Yayların şekil değiştirme enerjisi.....	33
1.20. Soğuk şekil verilmiş yaylar	36
1.21. Soğuk şekil verilmiş bir yayda kuvvet-şekil değiştirme	36
1.22. Ön gerilme altında sarılmış yay	37
1.23. Çekme yayların uç kontrüksiyonları	38
3.1. Denemede kullanılan çekme yay.....	52
3.2. Yayların karakteristik özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan düzenek.....	55

3.3.	Sönümsüz doğal frekansın ölçülmesinde kullanılan devir ölçer.....	55
3.4.	Denemelerde kullanılan temsili kütleler.....	56
3.5.	Oturak düşürme deney düzeni.....	58
3.6.	Çekme düzeneği.....	59
4.1.	A Grubu yayların histerisis eğrileri.....	69
4.2.	B Grubu yayların histerisis eğrileri.....	70
4.3.	C Grubu yayların histerisis eğrileri.....	71
4.4.	D Grubu yayların histerisis eğrileri.....	72
4.5.	E Grubu yayların histerisis eğrileri.....	73
4.6.	F Grubu yayların histerisis eğrileri.....	74
4.7.	Seri bağlı yaylarda A Grubu yayların histerisis eğrileri.	78
4.8.	Seri bağlı yaylarda B Grubu yayların histerisis eğrileri.....	79
4.9.	Seri bağlı yaylarda C Grubu yayların histerisis eğrileri.....	80
4.10.	Seri bağlı yaylarda D Grubu yayların histerisis eğrileri.....	81
4.11.	Seri bağlı yaylarda E Grubu yayların histerisis eğrileri.....	82
4.12.	Seri bağlı yaylarda F Grubu yayların histerisis eğrileri.....	83
4.13.	Paralel bağlı yaylarda A Grubu yayların histerisis eğrileri.	87
4.14.	Paralel bağlı yaylarda B Grubu yayların histerisis eğrileri.....	88
4.15.	Paralel bağlı yaylarda C Grubu yayların histerisis eğrileri.....	89
4.16.	Paralel bağlı yaylarda D Grubu yayların histerisis eğrileri.....	90
4.17.	Paralel bağlı yaylarda E Grubu yayların histerisis eğrileri.....	91
4.18.	Paralel bağlı yaylarda F Grubu yayların histerisis eğrileri.....	92
4.19.	B3 yayının 72 adımdaki statik yay boyu değişimi.....	109
4.20.	B4 yayının 8 adımdaki statik yay boyu değişimi.....	109
4.21.	B4 yayının 20 adımdaki statik yay boyu değişimi.....	109
4.22.	B4 yayının 22 adımdaki statik yay boyu değişimi.....	110
4.23.	C5 yayının 16 adımdaki statik yay boyu değişimi.....	110
4.24.	C5 yayının 32 adımdaki statik yay boyu değişimi.....	111
4.25.	C5 yayının 44 adımdaki statik yay boyu değişimi.....	111
4.26.	C6 yayının 16 adımdaki statik yay boyu değişimi.....	112

4.27.	C6 yayının 20 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	112
4.28.	E1 yayının 56 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	113
4.29.	E2 yayının 12 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	113
4.30.	E2 yayının 24 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	114
4.31.	E2 yayının 32 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	114
4.32.	E2 yayının 36 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	115
4.33.	F3 yayının 12 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	115
4.34.	F3 yayının 16 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	116
4.35.	F3 yayının 28 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	116
4.36.	F3 yayının 40 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	117
4.37.	F4 yayının 0 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	117
4.38.	F4 yayının 4 adımıdaki statik yay boyu değışimi.....	118

1. GİRİŞ

1.1. Genel

Makinalı üretim sistemi; insan-makina-ortam gibi üretim elemanlarından oluşmaktadır. Sistemin iş başarısını, elemanlar arası uyuşumun derecesi belirler. Makina ve ortam arası özelliklerden kaynaklanan titreşim, traktörle çalışmada sürücüyü, dolayısıyla uyuşumu etkileyen önemli ergonomik ve fiziksel etkidir (Sabancı, 1978/a).

Tarımsal üretimin kalite ve kantite açısından daha etkin gerçekleştirilmesinde büyük katkıları olan mekanizasyon, teknolojiadaki gelişime paralel olarak hızla gelişmektedir. Bu hızlı gelişimin dengeli ve kararlılığı konusunda yararlanılan bilim dallarından birisi de üretim sistemlerinde insan-makina uyuşumunu sağlamayı amaçlayan ergonomidir. Üretim sisteminde iş başarısı ve insan sağlığı, titreşim, gürültü, ortam sıcaklığı, toz ve gazların ortaya çıkardığı olumsuzluklardan büyük ölçüde etkilenmektedir.

Tarımda mekanizasyonun temel ögesi olan traktörde, verimliliği etkileyen en önemli ergonomik etkenlerden birisi titreşimdir. Her geçen gün kullanım süresi daha da artan traktörün, insan sağlığına verdiği zararların azaltılması ve kullanıcının iş başarısının artırılması için traktör oturaklarındaki tasarımın geliştirilmesi gerekmektedir.

Burada sorun, traktörün, oturağın ve sürücünün doğal titreşim frekanslarının birbirine çok yakın ve bunların titreşim izolasyon olanaklarının çok sınırlı olmasından kaynaklanmaktadır. Gerçekten de seri ilişkideki traktör-oturak-sürücü sisteminin bağımsız doğal titreşim frekansı, yapılan ölçümler sonucu 2-8 Hz arasında bulunmuştur (Bölükoğlu ve Kunst, 1989). Belirlenen bu birbirine zıt titreşimlerin kaynağı makina veya hareket iletim sistemleri değil, traktör lastiği ile yol arasındaki uyumsuzluklardır. Traktörde bu etkinin daha büyük olmasındaki neden ise; karayolu dışındak tarla, bağ ve bahçe ile köy yollarında yüzeyin daha engebeli ve daha dalgalı olmasıdır. Bundan başka karayolu ulaşım araçlarında lastik ile aks ve aks ile çatı arasında izolasyon olanağı sadece traktör ile koltuk arasında olabilmektedir (Bölükoğlu ve Kunst, 1989).

Bir sürücüyü en çok yoran, sağlık ve başarısını en çok etkileyen ergonomik değişken titreşimdir. Titreşim etkilerinin değerlendirilmesinde dikkate alınacak en önemli özellikler; titreşim niceliği (şiddeti), frekansı ve etki süresidir. Titreşim niceliği; makinanın hareket ettiği zemin, taşıt tasarımı (yalıtım, kabin yerleşimi, oturak tipi v.b.) ile ilerleme hızı gibi özelliklerin etkisi altındadır (Sabancı, 1984/a).

1.2. Titreşim Teorisi

1.2.1. Genel Titreşim Özellikleri

Bir cismin belirli bir noktaya göre alternatif olarak yer değişimi titreşim hareketi olarak tanımlanır (SAE, 1975). Diğer bir deyimle titreşim, bir mekanik sistemin hareket veya konumuna ait bir niceliğin (uzanım, hız veya ivme) zamana bağlı olarak düzenli ve düzensiz hareketidir (ISO, 1975; Dinçer, 1977). Bu hareket, tekrar, serbestlik derecesi, sönümleme ve zorlanma özelliklerine göre sınıflandırılabilir.

Bir titreşim hareketinin meydana gelmesi için bir sisteme gereksinme vardır. Bu sistem potansiyel enerjiyi depo eden elastik bir eleman (yay, vb.) ile kinetik enerji depo eden bir eleman (kütle) olmak üzere iki elemandan oluşur. Titreşim elastik elemanla kütle arasında enerji dönüşümü ile oluşan bir harekettir. Bazen bu sisteme, enerji dönüşümü sırasında, sistemden enerji alan sönümleme elemanı da dahil edilir. Titreşim sisteminde sönümleyicinin işlevi; potansiyel ve kinetik enerji değişimi sırasında sistemden enerji alarak, titreşim hareketini sönümlemektir.

Titreşim hareketi, hareketin tekrar özelliğine bağlı olarak *periyodik (düzenli)* ve *random (rastgele)* titreşimler olarak ikiye ayrılır. Peryodik titreşim, belirli sürede aynen ve kısmen tekrar eden, random titreşim ise zamana bağlı olarak tekrar özelliği olmayan titreşimdir. Titreşim hareketi; doğrusal ve açısal titreşimler olarak da sınıflandırılır. Doğrusal titreşimlerde; nicelik değişimi doğrusal, açısal titreşimlerde ise nicelik değişimi açısaldır (Sabancı, 1984/a).

Titreşimlerin bir diğer önemli özelliği serbestlik derecesidir. Serbestlik derecesi, bir cismin konumunun belirtilmesinde kullanılan eksen sayısı gibi bir cismin titreşebildiği doğrultu veya eksen sayısına o cismin titreşiminin serbestlik derecesi

denir (Palavan, 1973). Diğer bir deyimle, serbestlik derecesi, titreşim sisteminin hareketlerini tamamiyle belirleyebilmek için gerekli koordinatların sayısıdır.

Bir titreşim sistemine bir kuvvet etki ettirilip, bırakılırsa, sistem kendi özelliklerine bağlı olarak, belirli frekansla titreşim hareketine başlar ve bir süre sonra durur. Sistemin kuvvet etkisi kalktıktan sonraki hareketine serbest titreşim hareketi denir. Kuvvetin sistem üzerindeki etkisi devam ettirilirse, sistemin titreşimi serbest titreşimlere kıyasla ya daha önce durur veya daha uzun süre devam eder. Bu tip titreşimlere de zorlanmış titreşim hareketi denir.

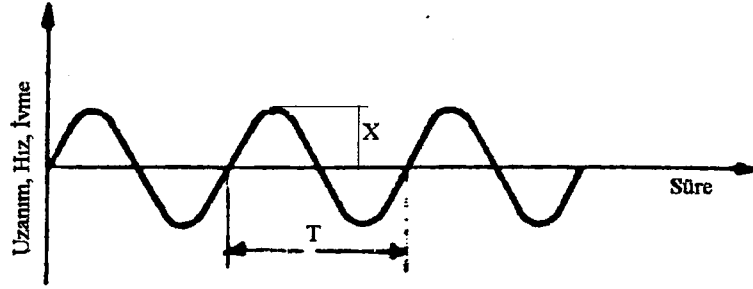
Serbest ve zorlanmış titreşim hareketleri sistemde bulunan yalıtım elemanlarının özelliklerine bağlı olarak belirli bir süre sonra sönümlenebilir. Bu nedenle sistemde sönümleme elemanı olan titreşimlere sönümlü titreşim, olmayanlara da sönümsüz titreşim hareketi denir. Aslında tüm titreşim sistemleri az da olsa bir sönümlemeye sahiptir ve sönümsüzlük kuramsal olarak temel açıklamalar için var sayılan bir kavramdır (Sabancı, 1984/a).

1.2.2. Yineleme Özelliklerine Göre Titreşim Hareketi

1.2.2.1. Peryodik Titreşimler

Peryodik titreşim, belirli bir sürede tüm özellikleri ile yinelenen kuramsal bir harekettir. Hareketin tekrar süresi periyod (T), saniyedeki sayısı ise frekans (f) olarak adlandırılır (Sabancı, 1980).

Peryodik titreşimler basit ve karmaşık titreşimler olarak sınıflandırılır. Basit peryodik titreşim, harmonik hareketle tanımlanır. Harmonik hareket ise sürtünmesiz bir ortamda oluşan, sinüs eğrisi ile şekillenen kuramsal bir harekettir. Diğer deyimle, daire çevresince düzgün bir hızla hareket eden bir noktanın çap üzerindeki izdüşüm hareketi, harmonik bir harekettir. Şekil 1.1'de basit peryodik titreşim hareketi şekillendirilmiştir (Sabancı, 1978/b ve 1980).



Şekil 1.1. Basit periyodik titreşim hareketi (Sabancı, 1980).

Bu hareketin;

$$\text{Uzunluğu (m),} \quad x = x_0 \cdot \sin \omega t \quad (1.1)$$

$$\text{Hızı (m/s),} \quad v = \omega \cdot x_0 \cdot \cos \omega t \quad (1.2)$$

$$\text{İvmesi (m/s}^2\text{) ,} \quad a = -\omega^2 \cdot x_0 \cdot \sin \omega t \quad (1.3)$$

eşitliği ile tanımlanır. Burada;

x_0 = Maksimum uzunluk (periyot-cm),

ω = Açısal hız veya dairesel frekans (rad/s),

t = Süre (s)'dir.

Daire çevresinde düzgün bir hareket yapan bir cismin hızı;

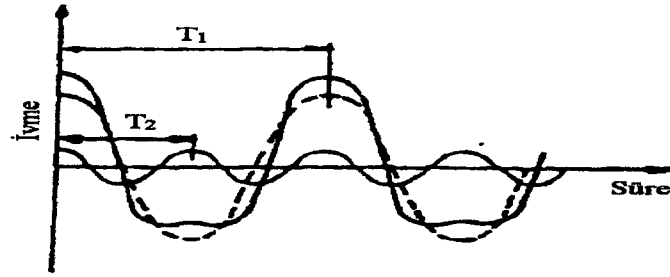
$$\text{Açısal hız (rad/s), } \omega = (2\pi)/(T) \quad (1.4)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Aynı eşitlik periyot-frekans ilişkisinden (frekans periyodun tersidir) yararlanarak ;

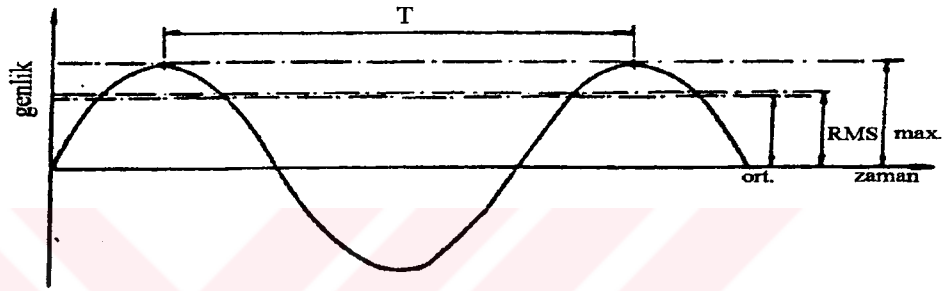
$$\omega = 2\pi \cdot f \quad (1.4a)$$

şeklinde de yazılabilir. Görüldüğü gibi, frekansla açısal hız arasındaki fark (2π) 'dir. Bu değer boyutsuz olduğu için frekansla aynı şekilde boyutlandırılabilir. (1/s) ve açısal hız, dairesel frekansda denir.

Frekans ve genlikleri farklı birden fazla periyodik titreşim bileşenine, karmaşık periyodik titreşim hareketi denir (Şekil 1.2). Bu tip titreşimler Fourier kuramı ile tanımlanır. Bu kurama göre bir periyodik titreşim, frekansları harmonik olarak birbirleriyle ilişkili bir çok sayıda basit periyodik titreşimin bileşkesidir (Sabancı, 1980).



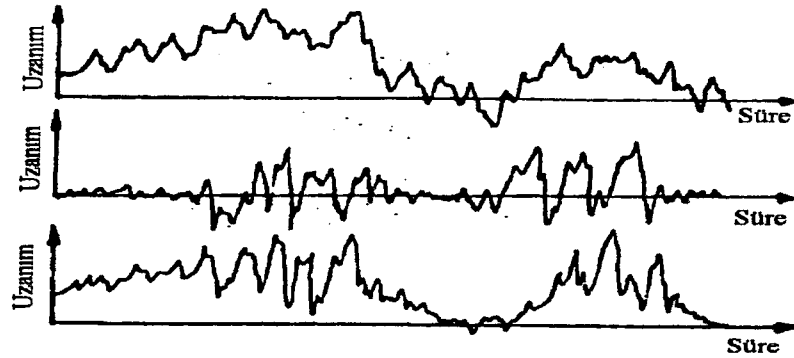
Şekil 1.2. Karmaşık periyodik titreşim hareketi (Sabancı, 1980)



Şekil 1.3. Bir periyodik harekete ait niceliklerin gösterilişi (Sabancı, 1984)

1.2.2.2. Aperyodik Titreşimler

Özelliklerinin değişimi zamana bağlı olmayan ve uygulamada en çok rastlanan titreşim çeşididir. Makina parçalarındaki dengesizlikten ortaya çıkan titreşim ile gök gürültüsü, patlama v.b. kısa veya uzun süreli enerji dönüşümü ile oluşan titreşim şeklindedir. Aperyodik titreşimler sürekli ve geçici aperyodik titreşimler olarak sınıflandırılır (Şekil 1.4) (Sabancı, 1980).



Şekil 1.4. Aperyodik titreşim hareketi (Sabancı, 1980)

1.2.3. Serbestlik Derecesine Göre Titreşim Hareketi

Serbestlik derecesi, bir cismin konumunun belirtilmesinde kullanılan eksen sayısı veya cismin titreşebildiği doğrultudur (Palavan, 1973). Herhangi bir cismin ideal serbestlik derecesi sonsuz sayıdadır. Ancak, titreşim hareketinin teorik olarak incelenmesi için en önemli titreşim doğrultuları ele alınır. Örneğin, araştırmanın kapsamı olarak, traktörlerdeki titreşim hareketi sadece düşey yönlü titreşimler olarak dikkate alındığı gibi (tek serbestlik dereceli), bu hareketi 2...6 serbestlik dereceli titreşim hareketi olarak ele alan çalışmalar da vardır (Sabancı, 1980).

1.2.4. Sönümlleme ve Zorlanma Durumuna Göre Titreşim Hareketi

1.2.4.1. Sönümsüz Titreşimler

Uygulamada titreşim, elastik bir eleman (yay v.b.) ile bir kütleden oluşan basit bir yay kütle sistemi ile tanımlanır. Sistem; düşey doğrultuda zorlandıktan sonra kendi haline bırakılırsa, belirli frekanslara sahip bir titreşim hareketi meydana gelir. Bu hareketin frekansına *doğal frekans* denir. Dış kuvvetlerin etkisi olmaksızın devam eden bu periyodik harekete serbest titreşim hareketi denir. Sistemin zorlayıcı periyodik dış kuvvetler etkisiyle meydana getirdiği titreşime ise zorlanmış titreşim hareketi denir (Palavan, 1973).

1.2.4 1.1. Sönümsüz Serbest Titreşimler

Tavana yayla asılı bir kütle, aşağı doğru asılıp bırakılırsa, kütle düşey doğrultuda bir gidip gelme hareketi yapmaya başlar. Bir süre sonra dış ve iç kuvvetlerin etkisi ile durur. Sönümsüz serbest titreşim hareketi, dışarıdan hiçbir kuvvet etki etmeksizin sonsuza kadar devam ettiği varsayılan kuramsal bir harekettir. Bu harekette kütleye, yerçekimi kuvveti (mg) ile yay kuvveti ($k \cdot \delta_s$) etkilidir. Bu kuvvetler bir biriyle ters yönde ve eşdeğerde oldukları sürece titreşim hareketi devam edecektir. Aksi halde titreşim hareketi, fazla olan kuvvet etkisiyle sönümlemeye zorlanacak ve duracaktır (Sabancı, 1980). Bu sistem dengede iken, kütleye etki eden yer çekimi ivmesinin oluşturduğu kuvvet (ağırlık), yay kuvvetine eşittir ve bu kuvvet;

$$m.g = k.\delta_{st} \quad (1.5)$$

eşitliği ile gösterilir (Palavan, 1973, Sabancı, 1980 ve 1984/a).

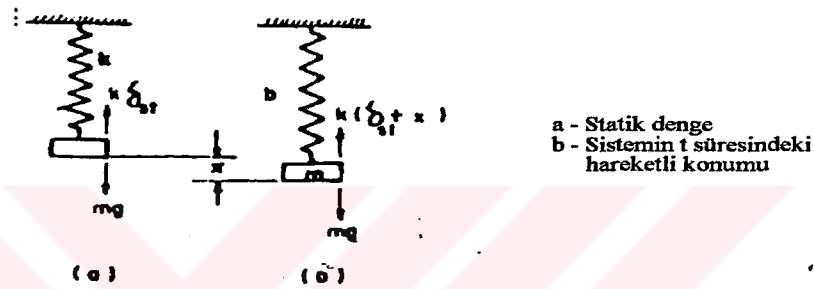
Burada; k = Yay sertliği veya yay katsayısı (N/m) olup $(m.g) / (\delta_{st})$ 'dir,

m = Cismin kütlesi (kg),

g = Cismin ivmesi (m/s^2) ve

x = Cismin uzanımı (m) dir.

Şekil 1.5.'de basit bir titreşim sistemi görülmektedir.



Şekil 1.5. Basit bir titreşim sistemi (Sabancı, 1980)

Sistemin bir dış kuvvetle (x) kadar hareket ettirildiği düşünülürse, eşitlik ;

$$(\delta_{st} + x).k = m.g - (d^2.x)/(d.t^2) \quad (1.6)$$

veya $((d^2.x)/(d.t^2))$ 'nin sistemin ivmesi olduğu düşünülerek,

$$(\delta_{st} + x).k = m.g - m.a \quad (1.7)$$

şekline girer. Bu eşitlik açık olarak yazılırsa,

$$m.g - k.\delta_{st} - k.x = m.a$$

eşitliği ortaya çıkar. Bu eşitlikte yay kuvveti ($k \delta_{st}$) ile yerçekimi kuvvetlerinin birbirine eşit olduğu statik durum düşünülürse, ivme ;

$$a = -(k.x) / (m) = -w^2.x \quad (1.8)$$

değerini alır. Görüldüğü gibi açısal hız veya dairesel frekans, titreşen cismin yay katsayısı ve kütlesine bağlı olarak ta tanımlanır.

$$w^2 = (k) / (m) \quad (1.9)$$

Titreşen cismin statik konumu hatırlanırsa :

$$k.\delta_{st} = m.g \quad (1.10)$$

eşitliği

$$(k) / (m) = (g) / (\delta_{st}) \quad (1.11)$$

şeklinde yazılabilir. Bu duruma göre dairesel frekans ;

$$w = \sqrt{(k) / (m)} = \sqrt{(g) / (\delta_{st})} \quad (1.12)$$

şeklinde gösterilmektedir. Frekans ile dairesel frekans arasındaki ilişki ise ;

$$f = (w) / (2\pi) = (1) / (2\pi) \sqrt{(k) / (m)} = (1) / (2\pi) \sqrt{(g) / (\delta_{st})} \quad (1.13)$$

eşitlikleri haline gelir. Peryodun tanımlanması için yukarıdaki eşitliklerin tersinin alınacağı hatırlanmalıdır. Bu eşitlikler, titreşim sistemlerinin doğal frekanslarının bulunmasında kullanılabilir (Sabancı,1980).

Herhangi bir titreşim sisteminin, küçük doğal frekanslara sahip olması istenirse, büyük kütle ve yumuşak yay ; büyük doğal frekanslara sahip olması istenirse, küçük kütle ve sert yay seçilmelidir (Palavan, 1973)

1.2.4.1.2. Sönümsüz Zorlanmış Titreşimler

Sürekli bir zorlamaya tepki olarak meydana gelen bu titreşimler, zorlamanın (uyarımın) etkisiyle sinüsoidal olarak değişir. Sistemi alternatif olarak etkileyen uyarım, sistemin kütlesine veya çatısına yapılabilir. Kütle uyarımında sistemin tepkisi, çatıya iletilen kuvvetle; çatı uyarımında sistemin tepkisi ise kütlede oluşan hareketle değerlendirilir (Sabancı, 1984/a).

Genellikle tepki ve iletkenlik ilişkileri uyarı kuvvetinin fonksiyonudur ve sönümleme derecesiyle değişir.

Çatı ;

$$u = u_0 \cdot \sin wt \quad (1.14)$$

gibi bir kuvvetle uyarılırsa, sistemin diferansiyel eşitliği,

$$m \cdot x = -k(x) + u_0 \cdot \sin wt \quad (1.15)$$

olur. Eşitliğin çözümü ;

$$x = A \sin w_n t + B \cos w_n t + \frac{u_0}{1 - w^2 / w_n^2} \sin wt \quad (1.16)$$

şeklinde yazılabilir. Burada;

$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ sistemin sönümsüz dairesel doğal frekansı (rad/s)'dir.

A; B = Katsayıları $t = 0$ için kütlelerin hız ve uzanımları ile bulunabilir.

Sistemin (w_n) sönümsüz doğal frekansı, sönümlemeyen dolay dereceli olarak azalır ve sıfır değerine ulaşır. Zorlama frekansındaki (w) sabit salınımlar, (w_n) doğal frekansların azalması ile sağlanan denge koşullarından sonra ortaya çıkar, dış kuvvet etkisi oldukça devam eder. Bu nedenle genlik oranları, iletkenliğin belirtimi için kullanılabilir :

$$T = \frac{x_0}{u_0} = \left| \frac{1}{1 - w^2 / w_n^2} \right| \quad (1.17)$$

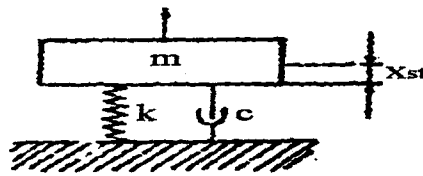
Böyle bir sistemde, hareketin tepkisi olan kuvvet iletkenliği ve hareket iletkenliği değerleri sayısal olarak birbirine eşittir (Sabancı, 1984/a).

1.2.4.2. Sönümlü Titreşimler

Sönümsüz titreşimlerin varlığının kuramsal olduğu daha önce belirtilmiştir. Teknolojik sorunların detaylı olarak incelenmesi sönüm kuvvetlerinin de dikkate alınmasını gerektirmektedir. Çünkü, uygulamada, titreşim hareketini söndürmeye çalışan bazı kuvvetler vardır. Bunlardan ilk akla geleni sürtünme kuvvetidir (Sabancı, 1980).

1.2.4.2.1. Sönümlü Serbest Titreşimler

Bu titreşim tipinin sönümsüz titreşim tipinden farklılığı, sistemde etkili bir söndürücü kuvvetin bulunmasıdır. Şekil 1.6.'da sönümlü bir serbest titreşim sistemi görülmektedir.



Şekil 1.6. Sönümlü bir serbest titreşim sistemi (Sabancı, 1984/a).

Sistemin diferansiyel eşitliği ;

$$m.x + c.x + k.x = 0 \quad (1.18)$$

şeklinde yazılır. Bu eşitliğin çözümü sistemin sönümleme katsayısının (c), kritik sönümleme katsayısına (c_0) oranının alacağı değere göre farklılık gösterir.

Sistemin sönümleme değeri ;

$$D = c / c_0 \quad (1.19)$$

şeklinde gösterilebilir.

Burada ;

D : Sönümleme oranı (Boyutsuz),

c : Sönümleme katsayısı (Ns/m),

c_0 : Kritik sönümleme katsayısı (Ns/m) 'dir.

(D)'nin değerine göre (1.18) nolu eşitliğin çözümü aşağıdaki şekilde açıklanabilir (Sabancı, 1984/a).

1- Sistemin sönümleme katsayısı kritik sönümleme değerinden küçük ise ($c < c_0$ veya $D < 1$), sisteminin genliği,

$$x = e^{-ct/2m} (A \sin w_{nd}t + B \cos w_{nd}t) = Ce^{-ct/2m} \sin (w_{nd}t + \theta) \quad (1.20)$$

Burada ;

A ve B = katsayıdır,

$\theta = \tan^{-1} (B/A)$ şeklinde açıklanabilir,

w_{nd} = Sistemin sönümlü dairesel titreşim frekansı (rad/s)'dir.

Sönümlü ve sönümsüz titreşim frekansları arasındaki ilişki ise ;

$$w_{nd} = w_n (1-D^2)^{1/2} \quad (1.21)$$

eşitliği ile gösterilir.

2- Sistemin sönümleme katsayısı (c), kritik sönümlemeye eşit ise ($c = c_0$ veya $D = 1$); böyle bir sistemin salınımı yoktur. (1.18) nolu eşitliğin çözümü ;

$$x = (A + Bt) e^{-ct/2m} \quad (1.22)$$

şeklinde yazılabilir.

3- Sistemin sönümleme katsayısı (c), kritik sönümlemeden büyük ise ($c > c_0$ veya $D > 1$), (1.18) nolu eşitliğin çözümü ;

$$x = e^{-ct/2m} (A e^{w_n (D^2 - 1)^{1/2} t} + B e^{-w_n (D^2 - 1)^{1/2} t}) \quad (1.23)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitlik salınımsız bir hareketi tanımlar. Sistem denge konumundan ayrılmaya zorlansa bile hemen denge konumuna döner.

Özetlemek gerekirse; sönümlü serbest bir titreşim hareketinin varlığı için, sistemdeki sönümlenme katsayısı, kritik sönümlenme değerinden küçük olmalıdır (Sabancı, 1984/a).

1.2.4.2.2. Sönümlü Zorlanmış Titreşimler

Sönümlü zorlanmış bir titreşim sistemi, Şekil 1.7.'de görülmektedir.



Şekil 1.7. Sönümlü zorlanmış titreşim sistemleri (Sabancı, 1984/a).

Çatı Uyarımı :

Yukarıdaki şekilde (b) görüldüğü gibi, sistemin uyarısı çatının “u (t)” hareketiyle meydana gelir. Böyle bir sisteme ait hareketin diferansiyel eşitliği :

$$m \ddot{x} + c (\dot{x} - \dot{u}) + k (x - u) = 0 \quad (1.24)$$

şeklinde yazılabilir. Çatı hareketinin uzanımı ise, sinüsoidal olarak değişen ;

$$u = u_0 \sin \omega t \quad (1.25)$$

eşitliği ile gösterilebilir. Sistem zorlandıktan sonra, sönüm katsayısı (c) sıfırdan büyük bir değerde ise, sistemin doğal frekanslarındaki salınımlar sönümlenir ve zorlama frekanslarına uygun bir titreşim hareketi meydana gelir.

Bu durumda sistem kütlesinin (m) uzanımı ;

$$x = T u_0 \sin (\omega t - \theta) \quad (1.26)$$

eşitliği ile tanımlanan bir değer kazanır.

Burada ;

$$x = \text{Cismin uzanımı (m)},$$

T = Sistemin iletkenliği (boyutsuz orantı),

u_0 = Çatının uzanımı (m),

w = Dairesel zorlama frekansı (rad/s),

θ = Zorlama frekansı ile zorlanmış titreşim hareketi arasında faz açısı (rad)'dır.

Sistemin iletkenlik ve faz açısının; frekanslar oranı (w/w_n) ile sönümlenme oranına ($D=c/c_0$) bağlı olarak değişimleri ;

$$T = \left[\frac{1 + (2Dw/w_n)^2}{\left(1 - w^2/w_n^2\right) + (2Dw/w_n)^2} \right]^{1/2} \quad (1.27)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{2D(w/w_n)^3}{1 - w^2/w_n^2 + 4D^2w^2/w_n^2} \quad (1.28)$$

eşitlikleri ile gösterilir (Sabancı,1984).

Burada ;

T = İletkenlik (oranı),

D = Sönümlenme oranı ($D = c/c_0$),

w = Dairesel zorlama frekansı (rad/s),

w_n = Dairesel doğal frekans (rad/s),

θ = Zorlama kuvvetiyle zorlanmış titreşimler arası faz farkı (radyan)'dır.

1.3. Yalıtım**1.3.1. Titreşim yalıtımı**

Genel olarak tüm makinalar; titreşim yaratan bazı kuvvetlere sahiptir. Makinaların meydana getirdiği bu titreşimler bir çok olumsuz fiziksel olaya neden olmaktadır. Bu olumsuz olaylar; makinalarda çatlama, kırılma, aşınma, v.b. etkilerle bu makinaları kullananların sağlık koşulları üzerindeki sorunlar şeklinde özetlenebilir. Sorunların ortadan kaldırılması ve titreşimin diğer makina parçalarına ve çatıya iletiminin engellenmesi için uygulanan işleme, titreşim yalıtımı denir (Den Hartog, 1956). Diğer bir deyimle yalıtım, titreşim etkilerini azaltmak amacıyla, titreşen parçanın elastik bir ortama yerleştirilmesi şeklinde tanımlanır (Sabancı, 1984/a).

Bir yalıtım sistemi genellikle, elastik bir elemanla sönümleme elemanlarından oluşur. Elastik eleman; aldığı titreşim enerjisini hareket enerjisi haline çevirerek, sönümleme elemanı ise, aldığı enerjinin bir kısmını hareket enerjisine, bir kısmını da ısı enerjisine çevirerek sistemden uzaklaştırır. Böylece titreşim enerjisi, titreşim kaynağı ile bağlı olduğu bir parçaya azaltılarak iletilmektedir (Harris ve Crede, 1976).

Traktörlerde titreşim yalıtımı çalışmaları; sürücü oturağında, kabinde ve çatıda yalıtım olmak üzere 3 bölüm altında incelenebilir. Uygulamada en çok ilgi çeken yalıtım, oturak yalıtımıdır ve başarılı bir oturak yalıtımında; doğal frekans 1 - 5 Hz, sönümleme oranı 0,4 - 0,5 ve düşey yönlü salınım yolu 100 - 150 mm arasında bulunur (Sabancı, 1985).

10 Hz'in üzerindeki titreşimler kolayca sönümlenebilir. Ancak 10 Hz'in altındaki titreşimler için aynı şeyi söylemek kolay değildir ve esas sorun da bu titreşimlerden kaynaklanır (Radke, 1958).

Düşey yöndeki titreşimleri azaltmak için yapılması gereken ilk şey, süspansiyon mekanizmalarıyla donatılmış bir traktör koltuğunun yerleştirilmesidir. Toplam süspansiyon hareketi yaklaşık 10 cm ile kısıtlandırılmıştır ve bu mesafe 1,2 Hz kadar küçük süspansiyon doğal frekansına müsaade eder. 0,5 ve 0,7 Hz'lik kritik sönümleme arasındaki optimum sönümlemeyle, bazı sert koşullarda düşey titreşimlerde % 50'lik bir azalma sağlamak mümkündür (Stayner, 1973).

Yaylar ve amortisörlere tabi olarak, pasif elemanlar yardımıyla araç koltuklarındaki düşük frekansları azaltmak; çoğunlukla yumuşak yayların gerekliliği, yüklü ve yüksüz durum arasındaki birleştirilmiş statik sapma ve farklı ağırlıklara sahip sürücülerin koltuk ağırlığındaki değişiklikten dolayı zordur. Bu zorluklardan dolayı, aktif koltuk süspansiyonunun daha iyi olabileceği kararlaştırılmıştır (Suggs ve ark., 1969)

Yol dışı makinaların çoğu, değişen çeki yüksekliklerinden dolayı tekerlek ve çatı arasında yaylı sönümleme sistemlerine sahip değildirler. Bu nedenle tekerleklerden sürücüye gelen titreşimler sadece oturakta sönümlenir. Günümüzde kullanılan genel sönümleme sistemleri, helisel veya pnömatik yay ve şokları absorbe eden sönümlemeli bir elemanı ihtiva eden pasif sistemlerdir. Bu tip sistemlerin etkili olabilmesi için, sönümleme sisteminin doğal frekansı çok düşük olmalıdır. Bunun için de ya çok yumuşak yay veya büyük kütleler gereklidir. Böyle çok düşük frekansların sağlanabilmesi için oldukça büyük yay uzanımları gereklidir (Örneğin; 2 Hz'lik titreşimlerin yalıtımı için 0.5 Hz doğal frekans sağlayacak bir yay yaklaşık 40 inç (100 cm) uzanımda salınım yapacak boyutlarda büyük olur) (Grimm ve ark., 1975).

Bir yalıtım sisteminin başarısı, titreşim enerjisinin fonksiyonu olarak "İletkenlik Oranı" ile tanımlanır. Bu oran yalıtım sisteminden çıkan titreşim enerjisi niceliğinin (genlik, hız veya ivme) yalıtım sistemine giren enerji niceliğine oranıdır (Sabancı, 1985).

Bir traktör sürücü oturağı yalıtım sisteminde bu oran ;

$$IO = \frac{\text{Oturak üzerindeki titreşim ivmesi}}{\text{Traktör çatısı titreşim ivmesi}}$$

şeklinde belirtilebilir. Bu oran, frekans oranı ile sönümleme oranına bağlı olarak;

$$IO = T = \left[\frac{1 + (2D \cdot f_r / f_a)^2}{1 - (f_r / f_a)^2 + (2D \cdot f_r / f_a)^2} \right]^{1/2} \quad (1.29)$$

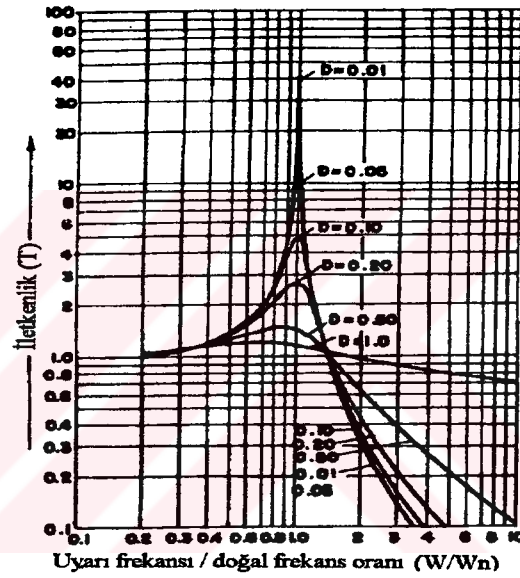
eşitliği ile gösterilir (Palavan, 1973, Sabancı, 1985).

Burada;

T : Titreşim iletkenliği (ondalık),

- D : Sönümleme oranı ($D=c/c_0$),
 c : Sönümleme katsayısı (Ns/m),
 c_0 : Kritik sönümleme katsayısı (Ns/m),
 f_{tr} : Traktör titreşim frekansı (Hz),
 f_{ot} : Oturak titreşim frekansı (Hz)'dir.

Eşitlikteki farklı frekans ve sönümleme oranlarına göre iletkenlik oranlarının değişimi Şekil 1.8.'de gösterilmiştir.



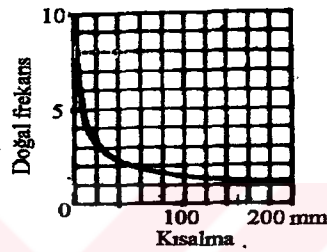
Şekil 1.8. Yalıtım sistemlerinde titreşim iletkenliği (Sabancı, 1985).

Şekilde, ($D:0,01$) eğrisi, sadece yay ve kütleden oluşan bir yalıtım sisteminin özelliklerini, ($D: 1$) eğrisi ise bir kütle ile titreşim kaynağı arasında yalıtım elemanı bulunmayan bir sistemin özelliklerini göstermektedir.

Yalıtım özelliklerinde frekanslar oranında $\sqrt{2}$ 'nin özel bir yeri vardır. Frekanslar oranı, bu değerden daha küçük ise sistem rezonansa gelerek, iletkenlik hızla yükselmektedir. Bu orandan daha büyük değerlerde ise sistemin iletkenliği hızla azalmaktadır. Genel olarak bir yalıtım sistemiyle titreşim iletkenliğinin azaltılabilmesi için, frekanslar oranı en az 3 olacak şekilde seçilmelidir. Sistemde frekanslar oranı ne kadar uygun seçilirse seçilsin, mutlaka bir sönümleme elemanına da gerek vardır (Sabancı, 1985).

Düşük yaylanma oranı ve zayıf sönümleme olan traktör oturaklarında uygulamanın ve kuvvet kaynağının tipine bağlı olarak titreşim azaltması %30 ile %60 oranında başarılabilir (Bölükoğlu ve Kunst, 1989).

Bir titreşim yalıtım sisteminin doğal frekansı; yay sertliği, sönümleme katsayısı ve sistem üzerinde yalıtım sisteminin doğal frekansı ile sistemde kullanılan yayın serbest salınım yoluna bağlıdır. Yayın bir kuvvet etkisindeki kısalma miktarı ile doğal frekans arasındaki ilişki Şekil 1.9.'daki gibidir.



Şekil 1.9. Helisel yayların üzerindeki kütleye bağlı kısalma miktarı ile doğal frekansları arasındaki ilişki (Sabancı, 1985).

Şekilde görüldüğü gibi; optimum 1,25 Hz'lik bir titreşim için kütle etkisindeki yaydaki kısalma 159 mm, yayın sebest salınım yolu ise 318 mm'dir. Oysa bir oturakta bu değer maksimum 150 mm ile sınırlıdır. 150 mm'lik salınımla elde edilebilen en düşük frekans ise 1,82 Hz gibi, oturak için oldukça yüksek bir değere ulaşmaktadır.

Diğer yandan oturak üzerindeki farklı kütleye sahip sürücülerde doğal frekans, olumsuz yönde değişmektedir. Bu değişim, sürücü kütlesine göre yalıtım sisteminde mutlaka bir ayar gerektirmektedir (Sabancı, 1985).

Sönümleme tipi ve doğal frekans, titreşimin değişik değerlerinde değişik özellikler göstermektedir. Örneğin; frekansın < 2 Hz olduğu durumda oturağın doğal frekansı daha çok sönümlerken, frekansın > 2 Hz olduğu durumda oturağın doğal frekansının sönümlemesi daha zayıftır (Bölükoğlu ve Kunst, 1989).

Titreşim izolasyonunda rezonans bölgesinde çalışmamak için sistemin doğal frekansı ile ikaz (veya işletme) frekansı arasındaki farkın mümkün olduğu kadar büyük olması istenir. Buna karşılık rezonans özelliğinden yararlanılacaksa doğal frekans ile ikaz frekansının aynı veya yakın olması gerekir (Gediktaş, 1976).

Genel olarak bir yalıtım sistemiyle titreşim iletkenliğinin azaltılabilmesi için frekanslar oranı en az 3 olacak şekilde seçilmelidir. Normal olarak bir yalıtım sistemi mutlaka rezonans etkisinde kalır. Bu koşullarda sistemi koruyan sönümleme elemanıdır. Bu nedenle sistemde frekanslar oranı ne kadar uygun seçilirse seçilsin, mutlaka bir sönümleme elemanına da gerek vardır (Sabancı, 1985).

Süspansiyonlu oturakların doğal frekansının; ikaz frekansından en azından 2 kat daha az olması titreşim azalmasının gerçekleşmesi için gerekli olmaktadır (Bölükoğlu ve Kunst, 1989). 3 Hz'lik baskın araç titreşimine göre iyi bir frekans oranına sahip olabilmek için, doğal frekansı 1 Hz veya daha az olan bir koltuğa sahip olmak gereklidir. Yumuşak yayların yüksek statik yerdeğiştirmelerinden dolayı yumuşak yay oranları titreşimi uzaklaştırmak için uygun değildirler. Diğer bir ifadeyle 1 Hz'lik bir doğal frekansa sahip bir koltuğa oturulduğu zaman yaklaşık 25 cm (10 inç) yer değiştirilecektir. Böylece, gerçeğe uygun pasif koltuk süspansiyon sistemleri yüksek frekansları azaltabilir, fakat düşük frekansları azaltmak için sıkıntıya sahiptirler, aslında düşük frekansları artırır.

Oturak üzerinde oturan bir sürücü yaylı bir kütleye benzetilebilir ve izolasyon için şu temel kuralların sağlanması istenir (Radke, 1958);

1. İzolasyon için, yay üzerindeki kütleyi taşıyan yayın doğal frekansı, bu sistemi uyaran titreşim frekansından küçük olmalıdır. Bu küçüklük en az $\sqrt{2}$ kat kadar olmalıdır.
2. Oturak üzerindeki insan veya kütlenin frekansı, sistemdeki yay katsayısının (oranının) fonksiyonudur ve bu sistem yayın uzanımı ile kütle tarafından yönlendirilir ve oturakta yay boyu maksimum 10 - 15 cm ile kısıtlıdır.

Süspansiyon prensipleri; oturağa, sürücü platformuna veya tüm taşıta uygulanabilir. Bunlardan son ikisi hem çok pahalı hemde taşıtın çalışma özelliklerinden dolayı çoğu kez pratik değildir. Uygun süspansiyonlu oturak tasarımı taşıt frekanslarından oldukça düşük doğal frekanslara sahip olmalıdır. Titreşim ve şokun azaltılması için oturak sönümleme sistemi pratik amaçlar için bir ön yükleme gerektirir. Bunun amacı, yayın oturak üzerindeki sürücü kütlesini daima yay uzama yolunun ortasında tutmaktır (Radke, 1958).

Oturak yalıtım sisteminde sönümlemeye; oturak rezonansa geçtiğinde titreşim ivmelerini azaltmak ve şok etkisinde kalan oturağın maksimum salınım genliklerini korumak için gerek vardır. Sistemde sönümleme olmadığı takdirde, şok ve rezonans koşullarında oturak; ağır sürücü ile çalışırken, yalıtım sistemi altına, hafif sürücü ile çalışırken ise yalıtım sistemi üstüne vurmaktadır.

Traktör oturakları için optimum sönümleme oranı 0,4 - 0,5 arasında olmalıdır. Bu boyutlarda bir sönümlemenin sürtünme elemanlı sönümleyici yerine, hidrolik elemanlı sönümleyicilerle sağlanması istenir.

Bir traktör oturağının optimum yalıtımı için öneriler aşağıdaki gibi özetlenebilir (Sabancı, 1985);

1. Sistemin doğal frekansı 1...1,5 Hz, sönümleme oranı 0,40...0,50 arasında olmalıdır.
2. Düşey yönlü salınım serbestliği en çok 100...150 mm'lik sınırlar arasında olmalı ve salınım düşey doğrultuda, paralelogram sistemleriyle sağlanmalıdır.
3. Şok etkilerinin azaltılabilmesi için, hafif ve yumuşak malzemelerden yapılmış bir minder kullanılmalı, sistem sürücü kütlesine göre ayarlanabilmeli ve bu ayarlar, doğal frekans ve sönümleme oranlarını değiştirmemelidir.

1.3.2. Şok Yalıtımı

Titreşim yalıtımı ile şok yalıtımı arasında büyük benzerlik vardır. Farklılık sadece şokun geçici ve kısa süreli zorlama etkisidir, buna göre yalıtım da küçük bazı farklılıklar içerir.

Şokun yalıtımında amaç, şok şiddet ve etkilerini azaltmaktır. Şokun büyük değişim gösteren enerji içeriği, yalıtımla düzgün değişen bir şekle getirilir.

Şok, sistemin doğal salınım periyoduna göre sisteme çok kısa süreli enerji transferidir. Şokun herhangi bir mekanik sistemde tepkileri de şok süreleriyle ilgilidir. Şok sinyalinin süresi, herhangi bir mekanik sistemin doğal frekansına kıyasla yarım periyotdan daha az ise, etkileri de sistemde çok ciddi sorunlar yaratmaz (Sabancı, 1984/a).

Şok yalıtımı için aşağıdaki pratik sonuçlar önerilebilir :

1. Şok kuvvet iletkenliğinin azaltılması, yalıtım elemanı hareketine uygun uzanım olanağı bırakmakla sağlanır. Yalıtım açısından sistemin yeterli hareket serbestliğine sahip olması gereklidir.
2. Yalıtım sisteminin doğal frekansı yanlış seçilirse yalıtım sistemi arzulanan azaltma yerine titreşimleri artırır.
3. Eğer yalıtım sistemi tahmin edildiği gibi doğrusal olmayan özellikler gösterirse, sistemde çok sayıda tepkilerin dikkate alınması gereklidir (Sabancı, 1984/a).

1.3.3. Yalıtım Malzeme ve Elemanları

Bir yalıtım elemanının iki önemli işlevi vardır. Bu işlevler :

1. Elastik olarak kütleyi taşımak,
2. Kütle ile çatı arasında iletilen titreşim enerjisini azaltmak şeklinde özetlenebilir.

Doğal veya yapay lastik v.b. bazı yalıtım elemanları bu iki işlevi belirli oranlarda yerine getirebilir. Ancak, metal yay v.b. elastik elemanlar kütleyi taşıdıkları halde, enerji miktarında azaltmayı sağlama yetenekleri yok denecek kadar azdır. Lastiklerin sönümleme yeteneği ise koşullara bağlı olarak % 6 - 30 arasında değişir (Dokumacı, 1981).

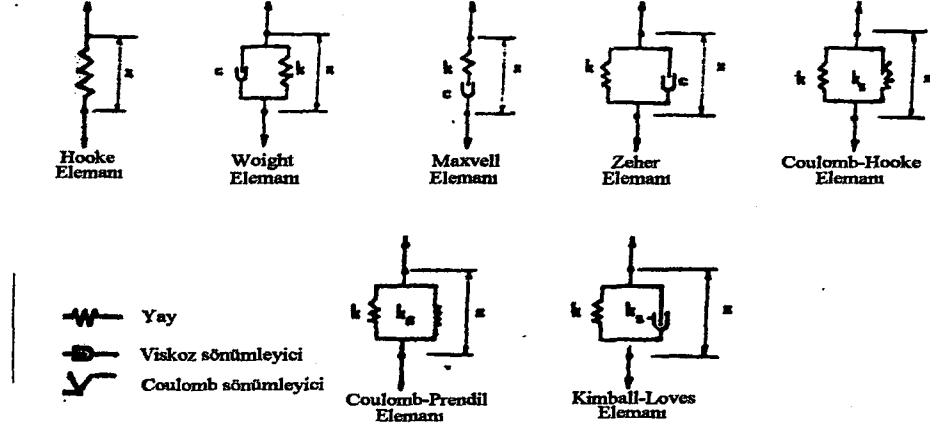
İyi yalıtım sisteminde, yeterli elastik sağlayacak yay v.b. elastik bir elemanla, enerji absorpsiyonu sağlayacak sönümleme malzeme veya elemanlarına gereksinme vardır. Bu nedenle ideal bir yalıtım ünitesi yay v.b. bir elastik elemanla, sönümleme elemanlarından oluşur.

Aşağıda temel yalıtım malzemelerinin doğal frekansları verilmiştir.

Çelik yaylar	: 2 - 10 Hz,
Kauçuk ve elastomerler	: 3 - 30 Hz,
Mantar v.b.	: 15 - 50 Hz.

Sönümleme oranları ise genellikle (0.01) değeri altındadır. Daha yüksek sönümleme değerleri için hidrolik sönümleyicilere (amortisör) gereksinme vardır. Hidrolik elemanlar ile istenilen oranlarda sönümleme sağlanabilmektedir.

Değişik yalıtım elemanlarının bileşimleriyle gereksinmelere uygun değişik yalıtım modelleri tasarlanmaktadır. Şekil 1.10.'de tipik bazı yalıtım modelleri görülmektedir.



Şekil 1.10. Değişik titreşim yalıtım sistemi modelleri (Dokumacı, 1981)

Görüldüğü gibi tüm modeller Viskoz ve Coulomb sönümleyici ve yayların farklı bağlantılarıyla gerçekleştirilmiştir. Modeller arasındaki diğer bir genel farklılık anılan elemanların sabit veya elastik bağlantıları ile sağlanmaktadır (Sabancı, 1984/b).

- Sabit Bağlı Viskoz Sönümleyici

Bu tip sönümleyici kütle ve çatı arasına sabit bağlıdır. Sönümleyicinin ilettiği kuvvet bağıl hız ile doğru orantılıdır.

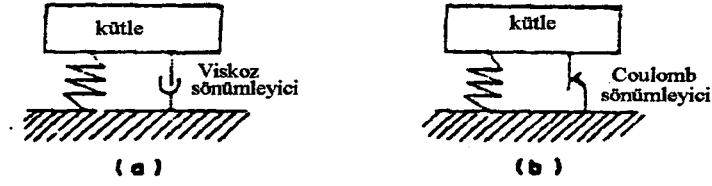
$$F_c = c \cdot \delta \quad (1.30)$$

Burada ;

F : Sönümleyicinin ilettiği kuvvet (N),

c : Sönümleme katsayısı (Ns/m),

δ : Bağıl hız (m/s)'dir.



Şekil 1.11. Sabit bağlı Viskoz ve Coulomb yalıtım elemanları (Sabancı, 1984/a).

Bu tip sönümleyiciye doğrusal sönümleyici denir. Sönümleme miktarı arttıkça rezonanstaki iletkenlik azalır. Zorlama frekansı yükselince iletkenlik tekrar artar.

- Sabit Bağlı "Coulomb" Sönümleyici

Sönümleyicinin etkilendiği kuvvet (F) sabittir. Diğer deyimle, sönümleme kuvveti; hız ve konumdan bağımsız, fakat, bağlı hızla ters yönlüdür. Sistemin hızı değiştiğinde sönümlemede kesintiler ortaya çıkar (Sabancı, 1984/a).

1.4. Titreşim ve Etkileri

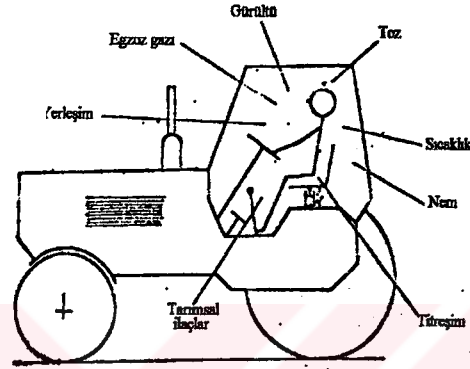
1.4.1. Genel Titreşim ve Etkileri

Titreşimin insanlar üzerindeki etkisi çok karışıktır ve titreşimin; frekans içeriğine, büyüklüğüne, yönüne bağlı olarak, titreşimin karakteristiklerine, titreşime maruz kalma süresine, destek (sırtlık) konumuna ve titreşime maruz kalan insanın fiziksel durumuna bağlıdır (Stayner, 1973).

Tarımsal mekanizasyonda ergonomik uygulamaların önemi, traktör sürücüsü v.b. tarım makinaları kullanıcılarındaki önemli sağlık sorunları ve iş güvenliğine ilişkin bulgularla açıklanabilir. Yapılan çalışmalar traktör kazalarının ve bu kazalarda yaralı oranlarının önemli boyutlarda olduğunu göstermektedir. Ayrıca traktör sürücüleri, sırt, omuz ve midelerinde ağrı ve sancı şeklindeki sağlık sorunları ile işitme kayıpları ve akciğer hastalıkları gibi bir çok rahatsızlığa sahiptirler (Sabancı, 1987, Rosegger ve Rosegger, 1960).

Tarım makinalarında bu sorunları ortaya çıkaran ergonomik etkenler bir traktörle ilgili olarak Şekil 1.12.'deki gibi özetlenebilir. Şekilde görüldüğü gibi, bir yandan üretim için mekanizasyon içindeki görevini yapmaya çalışan insan; yerleşim,

ilaç, toz, sıcaklık, nem, titreşim ve eksoz gazı gibi olumsuz makina ve ortam özellikleri tarafından engellenmeye çalışılmaktadır. Bunlara rağmen görevini yerine getirmeye çalışan insan, fiziksel, fizyolojik ve psikolojik olarak aşırı yük altında sağlık ve iş başarısından kayıplar vermektedir (Sabancı, 1987).

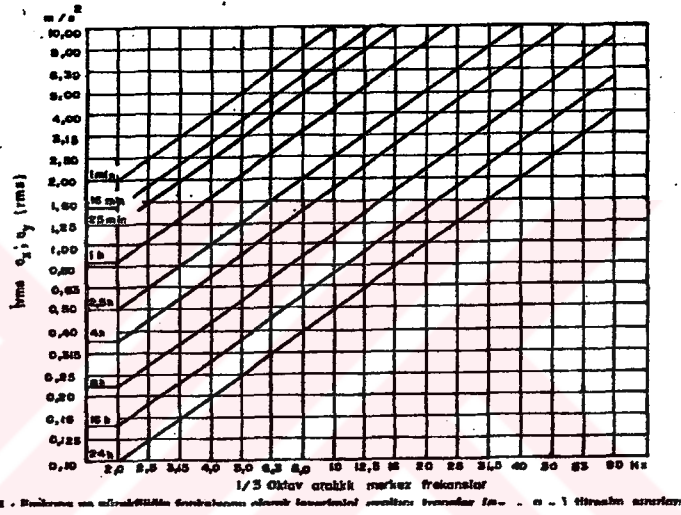
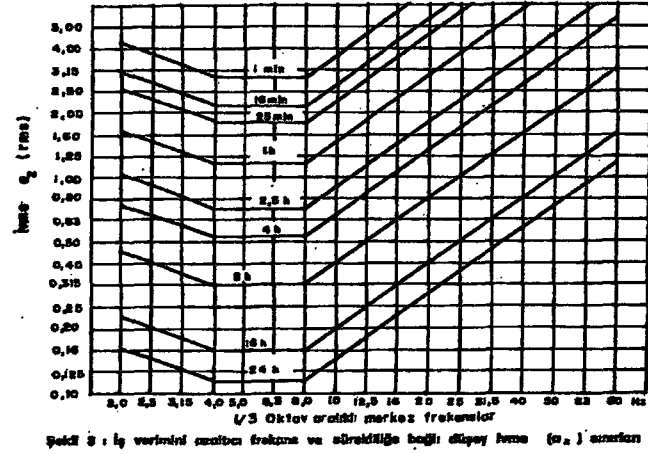


Şekil 1.12. Tarım traktörlerinde ergonomik etkenler (Sabancı, 1987)

Şekil 1.13’de, titreşim frekans ve boyutlarına göre izin verilebilir çalışma süresi eğrileri verilmiştir. Sürücüyeye gelen titreşim boyutları;

- Yatay (a_x)
- Yanal (a_y)
- Düşey (a_z)

olmak üzere üç bileşene ayrılmıştır. Yatay (a_x) ve yanal (a_y) titreşimler ayrı, düşey titreşimler (a_z) ayrı bir nomogramla değerlendirilmektedir.



Şekil 1.13. Titreşim değerlendirme nomogramları (ISO, 1974)

1.4.2. Traktörde Titreşim ve Etkileri

Çiftçilerin sağlık problemlerini çözmek için, traktör koltuğu titreşim kavramı çok önemlidir. Araştırmalar, oturma konumunda omurga disk yükünün traktör koltuğunun salınım hareketinden oldukça etkilendiğini göstermiştir (Okursoy ve Arslan, 1993).

Şimdiye değin elde edilen verilere göre, sürücüyü en çok etkileyen titreşim frekansları 2-10 Hz'dir. Bunun nedeni insan vücudunun ve içsel organların doğal veya rezonans frekanslarının belirtilen sınırlar içinde olmasıdır. Eğer, sürücünün hareket frekansı 2 Hz'in altında ise vücudun tüm parçaları vucutla aynı yönde hareket eder. Frekans 2 Hz'in üzerine çıkınca, iç organlar rezonansa başlayarak, vucutta zorlanmaya neden olur. Bu sonuç sürücü üzerinde büyük bir rahatsızlık meydana getirir. İç

organları rezonansa geçiren bu hareket bir süre devam eder veya şiddetlenirse, sürücü ciddi fiziksel rahatsızlıkların etkisi altında kalır (Radforth, 1978).

Genellikle yol dışı araç sürücüleri; tekerlekler ve arazi koşullarının sebep olduğu düşük frekanslı titreşimler (1-10 Hz) ve motor, dişli kutusu ve yardımcı parçalar gibi değişik makina parçalarının meydana getirdiği yüksek frekanslı titreşimler olmak üzere iki tip titreşim etkisi altındadır (Suggs ve ark., 1969).

Tarım makinaları sürücülerinin rahatsızlığındaki önemli bir faktör, sürücü makinayı kullanırken oluşan titreşimlerin tipi ve yoğunluğudur. Sürücünün rahatsızlığının potansiyel sebebi, arazinin sebep olduğu titreşimlerdir ve bu titreşimler sürücünün güvenli ve sürekli fiziksel zararlara uğramasına sebep olur (Gerke ve Hoag, 1979).

Son günlerdeki araştırmalar, traktör koltuk titreşiminin bir çok yolla insanın fiziksel reaksiyonunu ve iyiliğini etkilediğini göstermiştir ve bu titreşimler sağlık sorunlarına sebep olabilir. Motorlu araçlardaki diğer bütün sürücüler gibi, tarım traktörlerini kullanan çoğu çiftçiler de mekanik titreşimlerin etkisi altındadır. Pek çok araştırmada, belirli bir frekansta ve büyüklükteki traktör koltuklarında düşey ve yatay yöndeki yerdeğişimden dolayı, traktör koltuk titreşimi ve bu titreşime karşı insan vücudunun tepkisinin şiddetli olduğu görülmüştür. Bu yüzden, Uluslararası Çalışma Organizasyonu (ILO), insan vücudunda düşük frekanslı titreşimlerin sonucundaki en genel rahatsızlıkları yayınlamıştır (Bölükoğlu ve Kunst, 1989). Koltuk salınımindaki asıl parametreler; koltukdaki düşey yük, yay sabiti ve sistemin sönümleme katsayısıdır. Sistemdeki yay ve sönümlemeyen dolayı, koltuk eşitliğinin genel durumu, doğrusal bir diferansiyel eşitliğe dönüştürülmüştür (Okursoy ve Arslan, 1993).

1.4.3. Traktör Titreşim Özellikleri

Bir traktörde sürücüyü etkileyen en önemli titreşimler, düşey yönlü titreşimlerdir. İnsanın en büyük titreşim duyarlılığı da bu yönlü titreşimlerle ortaya çıkmaktadır (Sabancı, 1985).

Genellikle kotuklar 3 Hz'in üzerindeki frekanslarda çalışırken, arazinin oluşturduğu titreşimlerin azalımında etkilidir. Koltuktaki titreşim seviyelerindeki bazı artmalar genellikle 3 Hz'den daha düşük frekanslarda görülmüştür.

Lastik tekerlekli araçlar için, arazi titreşim ve şokunun bir kısım azalması tekerleklerde meydana gelir. Bu azalma yetersizdir ve bununla birlikte bazı araçlar sürücü koltuklarına yerleştirilen sönümlemeli yay süspansiyon sistemiyle bu titreşimlerin azaltılmasını sağlamıştır (Suggs ve ark., 1970).

Titreşim ivme seviyeleri genellikle ilerleme hızına ve arazi engebesine bağlıdır. Sürücü rahatsızlığı daha çok düşey titreşimlere bağlıdır ve bu titreşimler düşük frekanslarda oluşur. ISO 2631'e göre düşey titreşimler diğer tüm titreşimlerden daha şiddetlidir (Gerke ve Hoag, 1979).

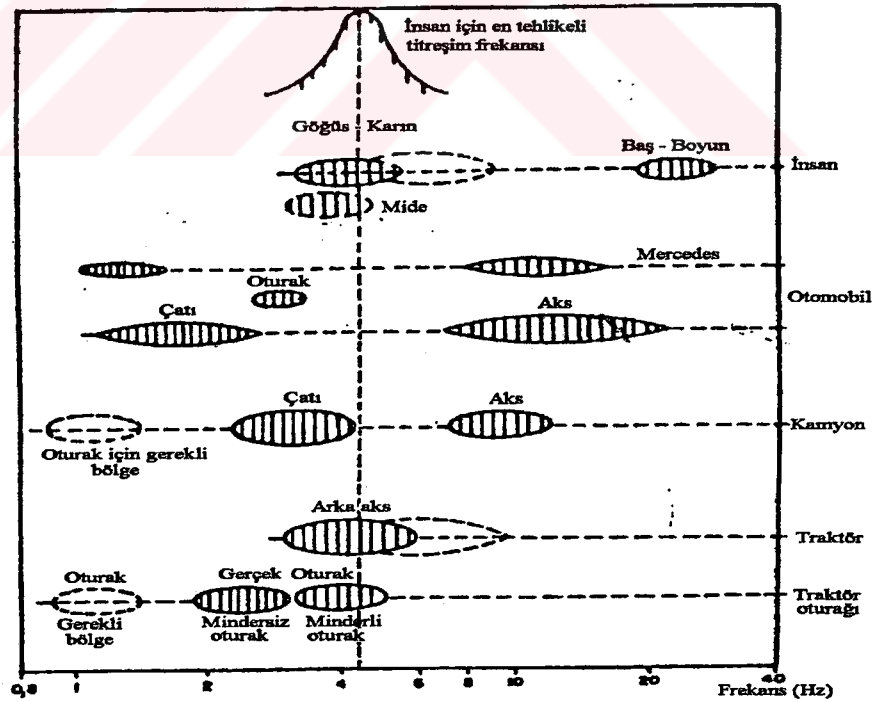
Ayarlı yay ve sönümleme elemanlı özel oturaklar, sürücü ağırlığına göre ayarlanabilir. Bu oturaklar, düşey ve yatay titreşimleri ayırmazlar, ancak titreşim frekansını 2 Hz veya daha aşağı indirerek, iç organların rezonans frekansından uzaklaştırırlar (Radforth, 1978).

Traktör önemli bir titreşim kaynağıdır ve kaynağın titreşim frekansları 1 - 80 Hz'lik bir spektruma sahiptir (Matthews ve Knight 1971). Traktör titreşim spektrumu çoğunlukla, düşük frekanslı titreşim bandı (1 - 10 Hz) ve yüksek frekanslı titreşim bandı (10 - 80 Hz) olarak ikiye ayrılarak incelenmektedir. Bunlardan yüksek frekanslı titreşimler, motor ve hareket iletim organlarından kaynaklanan periyodik, düşük frekanslı titreşimler ise tekerlek lastiği ile yoldaki engebelerin uyumsuzluğundan ortaya çıkan gelişigüzel karakterli titreşimlerdir. Ergonomik yönden ağırlığı olan titreşimler de düşük frekanslı titreşimlerdir. Traktörlerde dominant titreşimler 3-4 Hz'lik frekanslara sahip titreşimlerdir. Diğer deyimle, traktörlerin doğal frekansları 3-4 Hz'lik bölgede oransal olarak maksimum değerlere ulaşmaktadır.

Bir ortam içinde aynı frekanslara sahip iki titreşim hareketi, rezonans denilen olumsuz bir fiziksel olayı meydana getirirler. Rezonans, aynı faz ve frekanstaki iki titreşim hareketinin uzanımlarının çok daha büyük yeni bir titreşim hareketi oluşturması olarak tanımlanır. Diğer deyimle, doğal frekanslı titreşimlere sahip bir sistem aynı frekanslara sahip ikinci bir titreşimle uyarılırsa fiziksel boyutları uyaran ve

uyarılan sistem özelliklerine bağlı yeni bir titreşim hareketi doğar. Bu titreşim hareketinin boyutları kendisine kaynaklık eden titreşimlerden çok daha büyük ve teklikelidir.

Traktörle çalışan sürücünün sağlığını bozan ve iş başarısını etkileyen nedenlerin kaynağı rezonans olayıdır. Bu olayın titreşim frekanslarına göre değişik taşıtlardaki durumu Şekil 1.14.'de görülmektedir (Radfort, 1978). İnsanın en duyarlı olduğu titreşimler 4 Hz'lik frekanslarda maksimum değere ulaşmaktadır. Bu koşul dikkate alınarak otomobillerin doğal frekansları bu değerden uzaklaştırılmıştır. Kamyonların aksında oluşan titreşimler bu bölgeden uzaklaştırılabildiği halde, çatı kısmen tehlikeli titreşim bölgesindedir. Bu konuda traktörler ise, en olumsuz özelliklere sahiptir. Özellikle arka aksta oluşan titreşimler 4 Hz frekanslı tehlikeli titreşim bölgesindedir. Mevcut oturaklarda, bu tehlike (özellikle mindersiz oturaklarda) kısmen giderilmişse de yeterli olmaktan uzaktır. Şekilde de görüldüğü gibi traktörlerde kullanılan oturağın doğal frekanslarının 1 Hz'e indirilmesi gereklidir (Sabancı, 1980)



Şekil 1.14. İnsan ve taşıtlar için rezonans titreşim spektrumu (Sabancı, 1980 ; Radforth, 1978).

1.4.4. Sürücü Titreşim Özellikleri

Bir sürücü olarak insanın doğal frekansları 3...200 Hz arasında değişmektedir. Ancak, insanın en büyük duyarlılığı, çok daha dar bir frekans aralığında oluşmaktadır (Sabancı, 1985).

Sürücüyü uyarmak için kullanılan titreşim frekansları, omurganın doğal frekanslarına yaklaştıkça tepkileri de artmaktadır. Tepkilerin maksimum olduğu nokta vücudun rezonans frekansıdır. Omurgayı rezonansa geçiren titreşimler 4....4,5 Hz'lik frekansa sahip titreşimlerdir. Bu bölgede titreşim iletkenliği maksimum ve % 185...230 arasında değişmektedir (Sabancı, 1984/a ve 1985).

Tarım traktörleri ve diğer tarım makinaları sürücüleri düşük frekanslı, büyük genlikli titreşim etkisinde çalışırlar. Bu titreşim, taşıt tekerlekleri ile taşıtın hareket ettiği yüzey üzerindeki engellerden oluşur. 10 Hz'in altında ve 2-4 Hz sınırlarda maksimum değerlere sahiptir. Bu tip titreşim etkisinde uzun süre çalışma, omurga ve iç organlarda fizyolojik hasarlar meydana getirir.

Sürücüler üzerinde bu tip titreşimlerin meydana getirdikleri hasarların iki önemli nedeni vardır (Grimn ve ark., 1975). Bunlar;

1. Omurga boyunca küçük önemsiz şokların tekrarlanarak iletilmesi, omurga yapısının zayıflamasına ve yorgunluğuna neden olur.
2. Oturan bir insanın rezonans frekansları 4-7 Hz'dir. Bu nedenle bu sınırlar içinde vucuda iletilen titreşim, büyük genlikli uzanımlar meydana getirir. Bu hareket sinir sisteminin dengesini bozar ve sindirim sisteminin işlemlerini etkiler.

1.5. Yaylar

1.5.1. Genel Özellikler

Yaylar, belirli bir kuvvet altında bir dereceye kadar elastik şekil değiştiren elemanlardır. Kuvvet kaldırıldığı durumda bu eleman kısmen veya tamamen eski konumunu alır. Yaylar, yük altında, şekil değiştirme esnasında, bir enerji biriktirirler. Boşalmada bu enerjiyi kısmen geri verirler (Akkurt, 1990).

Yaylar, gerek yapıldıkları malzemenin elastiklik özellikleri ve gerekse şekillerinden ötürü, nispeten büyük bir şekil değiştirme ile iş (potansiyel enerji) depo ederler ve bunu, kullanma amacına göre az veya çok bir sürtünme kaybıyla tekrar geri verirler (Gediktaş, 1976).

Yol dışı taşıtlarda en önemli tasarım eksikliklerinden biri, tekerleklerden çatıya yay ve sönümleme elemanları ile yalıtılacak efektif bir sönümleme sistemi olmayışıdır.

Sönümleme sisteminde kullanılan yay ve sönümleme elemanları da bilinçli bir şekilde kullanılmalıdır. Aksi halde, titreşimler daha yükseltilebilir. Uzayıp kısalabilen yaylı sönümleme sistemleri; tekerleklerin, çatıya (şaseye) büyük ve değişken kuvvetleri iletmeden düşey yönlü hareketine olanak sağlar. Bunun için düşük yay sabitleri (yumuşak yay) gereklidir. Sönümleme elemanı, salınımların önlenmesi için önemlidir, fakat büyük sönümleme değerleri, yüzeydeki pürüzlülüğü olduğu gibi çatıya iletir (Radforth, 1978).

1.5.1.1. Sınıflandırma

Özelliklerine göre yaylar,

1. Enerji doposu olarak : Enerji sağlama amacıyla saat mekanizmalarında, ventil klapelerinin geri itilmesinde veya kumanda çubuklarının hareketinde,
2. Darbe sönümleyici olarak : Raylı taşıtların tampon yayları, taşıt yayları, kavrama yaylarında olduğu gibi hareketli kütlelerin durdurulmasında,
3. Kuvvet sınırlayıcı olarak : Preslerde,
4. Kuvvet bağı elde etmek veya kuvveti dağıtmak için : Gergi yayları, temas yayı, döşeme yayı,
5. Kuvvet ölçmek için : Yaylı dinamometrelerde,

6. Kuvvet bağının sağlanması için : Hareket ve aşınmanın söz konusu olduğu hallerde,
 7. Titreşim tekniğinde çeşitli yerlerde : Titreşimli eleklerde ve transportörlerde, karıştırıcılarda, çekiçlerde, titreşimli masalarda, makinaların desteklenmesi ve yataklanmasında olduğu gibi, çok çeşitli yerlerde kullanılır (Gediktaş, 1976).

Yayları; şekillerine, zorlanma cinsine ve etkiyen dış kuvvetlere göre de sınıflandırmak mümkündür (Gediktaş, 1976 ve Akkurt, 1990).

Yayların dış şekline göre : Yaprak yaylar, helisel yaylar, konik yaylar, disk yaylar, spiral yaylar, bilezik yaylar v.b.

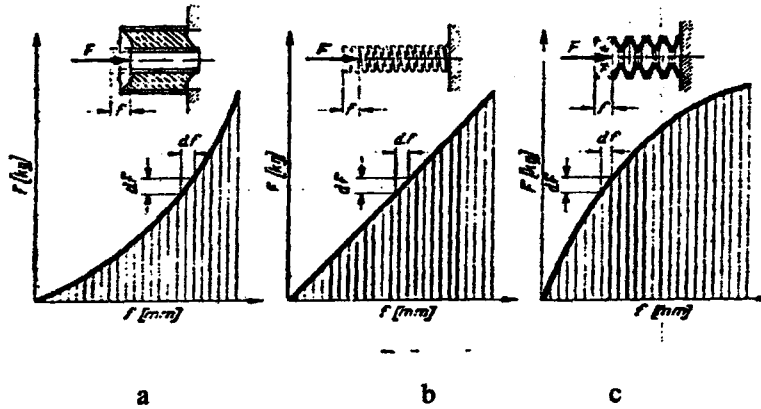
Zorlanma cinsine göre : Çekme veya basmaya maruz yaylar, eğilme ve burulma yayları gibi,

Etkiyen dış kuvvetlere göre : Çeki ve bası yayı gibi.

1.5.1.2. Yayların Karakteristiği ve Katsayısı

Genellikle kuvvete (F) maruz kalan yayların şekil değiştirmeleri, uzama veya kısalma (δ) ; burulma momentine (M_b) maruz kalan yayların şekil değiştirmeleri ise, burulma açısı (θ) olarak belirtilir (Akkurt, 1990).

Yayların özellikleri "Yay Karakteristiği" ne göre tanımlanır. Yay karakteristiği, yaya etkiyen kuvvet (veya burulma momenti) ile şekil değiştirme (boy değişimi veya burulma açısı) arasındaki bağıntıdır. Yay karakteristikleri Şekil 1.15.'de gösterildiği gibi yükselen, doğrusal veya alçalan şekillerde olur (Gediktaş, 1976).



Şekil 1.15. Yay karakteristikleri. a- Yükselen yay karakteristiği, b- Doğrusal yay karakteristiği, c- Alçalan yay karakteristiği (Gediktaş, 1976).

Yay karakteristik eğrisinin altında kalan taralı alan yükleme sırasında yay tarafından alınan ve boşalma sırasında geri veren (sürtünme kayıpları olan disk yaylar vb. hariç) yay işi veya şekil değiştirme işini gösterir. Karakteristiğin eğimi;

$$c = \frac{dF}{df} \quad \text{veya} \quad C = \frac{dM_b}{d\phi}$$

yay sertliği olarak isimlendirilir. Yay sertliği, bir bakıma birim uzama için gerekli kuvvet (kg/cm) olarak ta düşünülebilir. Yumuşak yayların karakteristik eğimleri az olup yay sertliği ufak, buna karşılık sert yayların ise karakteristik eğimleri fazla, yay sertlikleri büyüktür (Gediktaş, 1976).

Yayların sertliği genel olarak,

$$k = dF / d\delta \quad ; \quad k_\theta = dM_b / d\theta \quad (1.31)$$

şeklinde ifade edilir. Doğrusal karakteristiğe sahip olan yayların sertliği,

$$k = F/\delta \quad ; \quad k_\theta = M_b/\theta \quad (1.32)$$

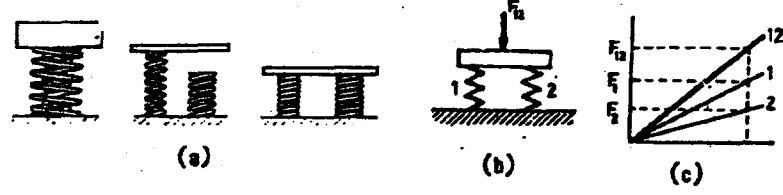
şeklinde yazılır (δ : yer değişimidir). Geometrik bakımdan sertlik, karakteristiğin eğim açısına karşılık gelir. Bu bakımdan,

$$\tan \alpha = k = F/\delta \quad (1.33)$$

olarak gösterilir. Yukarıdaki bağıntılardan da görüldüğü gibi, doğrusal karakteristiğe sahip olan yayların sertliği sabittir. Karakteristiği doğrusal olmayan yayların sertliği, yükselen yaylarda kuvvetin büyümesi ile artar; alçalan yaylarda ise kuvvetin büyümesi ile azalır (Akkurt, 1990).

1.5.1.3. Sistemlerin Sertliği

Bazı durumlarda, örneğin kullanılan hacimlerin sınırlı olması veya belirli bir karakteristiğin elde edilmesi için, birçok yaylardan meydana gelen *yay sistemleri* kullanılmaktadır. Bu sistemlerin sertliği, yayların birbirine göre tepkime (bağlama) şekline (Şekil 1.16 , 1.17) göre tayin edilir. Tepkime şekli, paralel veya seri olabilir (Akkurt, 1990).



Şekil 1.16. Yayların paralel bağlantıları (Akkurt, 1990).

Paralel tertiplemede, yayların şekil değiştirmeleri birbirine eşit; kuvvetler ise farklıdır. Bu bakımdan sistem için,

$$\delta_{top} = \delta_1 = \delta_2 \quad \text{ve} \quad F_{top} = F_1 + F_2 \quad (1.34)$$

denklemleri yazılabilir. Burada : $F_1 = k_1 \delta_1$ ve $F_2 = k_2 \delta_2$, her yayın taşıdığı kuvvettir.

Diğer taraftan sistem için $F = k_t \delta_{top}$ olarak ifade edilirse, sistemin sertliği,

$$k_t = k_1 + k_2 \quad (1.35)$$

veya n adet yaydan oluşan bir sistem için;

$$k_t = k_1 + k_2 + \dots + k_n = \sum_{i=1}^{i=n} k_i \quad (1.36)$$

olarak bulunur (Akkurt, 1990).

Seri tepkimede; yaylara gelen kuvvetler birbirine göre eşit, şekil değiştirmeler ise farklıdır. Buna göre;

$$F = F_1 = F_2 \quad \text{ve} \quad \delta_{top} = \delta_1 + \delta_2 \quad (1.37)$$

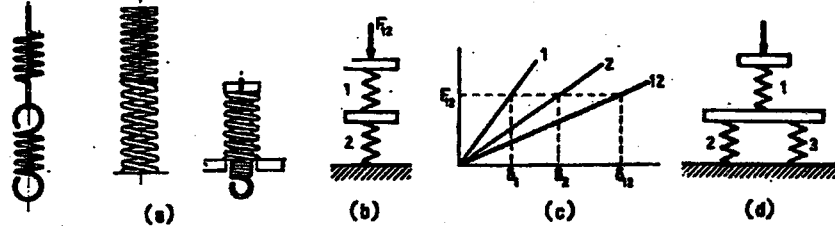
yazılırsa, sistemin sertliği,

$$k_t = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad \text{veya} \quad k_t = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad (1.38)$$

veya n yay için;

$$k_t = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{k_i} \quad (1.39)$$

şeklinde bulunur (Akkurt, 1990).



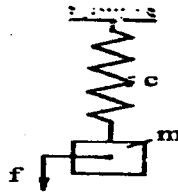
Şekil 1.17. Yayların seri (a,b,c) ve paralel-seri (d) tertiplenmesi (Akkurt, 1990 ve Gediktaş, 1976)

Görüldüğü gibi seri tertiplemede yay sistemlerinin karakteristiği, yayların en küçük sertliğinden daha küçüktür. Şöyle ki, her biri k sertliğine sahip iki yayın seri tepkimesi ile meydana gelen sistemin sertliği $k_1 = k/2$ olur.

Titreşim izolasyonunda, rezonans bölgesinde çalışmamak için sistemin özgül frekansı ile ikaz (veya işletme) frekansı arasındaki farkın mümkün olduğu kadar büyük olması istenir. Buna karşılık rezonans özelliğinden yararlanılacaksa özgül frekans ile ikaz frekansının aynı veya yakın olması gerekir. Bu nedenle özgül frekans değeri büyük önem taşır. Şekil 1.18.'de gösterilen kütlesi m ve yay sertliği c olan basit bir yay-kütle sisteminde özgül frekans,

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f}} \quad (1.40)$$

bağıntısıyla hesaplanır (Gediktaş, 1976). Bu bağıntılarda f , $m = G/g$ kütlelerinin etkisinde yay uzaması, g yerçekimi ivmesidir.

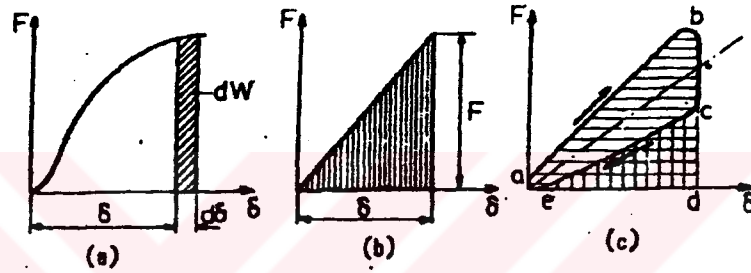


Şekil 1.18. Yay - kütle sistemi (Boyuna titreşim) (Gediktaş, 1976).

1.5.1.4. Enerji Biriktirme ve Sönümlleme Özellikleri

Şekil 1.17b.'de gösterilen karakteristikler teoriktir, yani burada yükleme ve boşaltma eğrileri üst üste düşer. Aslında gerek yay malzemesinin iç sürtünmesi,

gerekse yay elemanları arasındaki sürtünmeden dolayı yayların yükleme ve boşaltma eğrileri birbirinden farklıdır (Şekil 1.19c). Yüklemede şekil değiştirme, başlangıçtaki sürtünme kuvveti yenildikten sonra a noktasından başlar ve a - b eğrisine göre olur. Boşalma b - c ile belirtilen sürtünme kuvveti yenildikten sonra c - e eğrisine göre olur. Histerisis olayı dolayısıyla, yay hiç bir zaman tam olarak eski duruma dönemez; kuvvet sıfıra indiği halde yayda az da olsa bir şekil değiştirme kaldığı görülür (eksenlerin birleştiği nokta ile c noktası arasındaki kısım).



Şekil 1.19. Yayların şekil değiştirme enerjisi (Akkurt, 1990)

O halde yüklemede biriken şekil değiştirme enerjisi $W_1 = abcd$ ve boşaltmada geri verilen enerji $W_2 = ecd$ ile ifade edilirse, iki enerji (veya eğri) arasındaki fark (veya alanı),

$$W_s = W_1 - W_2 = abce \quad (1.41)$$

sürtünme dolayısıyla kaybolan enerjiyi göstermektedir. Bu enerji aynı zamanda yayın sönümleme özelliğini belirtir. Bu özellik sönümlleme faktörü olarak;

$$\% \phi = \frac{W_s}{W_1} 100 = \frac{W_1 - W_2}{W_1} 100 \quad (1.42)$$

şeklinde ifade edilir. Buna göre sönümlleme faktörü $\phi = \% 30$ olan bir yay, biriktirdiği şekil değiştirme enerjisinin en çok $\% 70$ ini geri verir; $\% 30$ u ise sürtünme dolayısıyla kaybolur. Bu yay darbe şeklinde gelen bir kuvvetin şiddetini $\% 30$ oranında sönümler. Yay malzemesindeki iç sürtünme dolayısıyla ortaya çıkan sönümlleme özelliğine iç sönümlleme denir ve ϕ_1 ile ifade edilir. Çelikten yapılmış olan yaylarda iç sönümlleme çok küçük ($\phi_1 = \% 0,6...0,3$) olduğundan genellikle ihmal edilir; ancak kauçuktan

yapılmış olan yaylarda gözönüne alınır. Bu yaylarda $\phi_1 = \% (6....30)$ arasındadır (Akkurt, 1990).

1.5.2. Yay Malzemeleri

İlke olarak yaylar; mukavemet, şekil değiştirme ve şekil değiştirme enerjisi (enerji biriktirme) olmak üzere üç esasa göre hesaplanır. Yaylar genellikle değişken zorlanmalara ve darbeli kuvvetlere maruz kalmaktadır; ayrıca büyük şekil değiştirmeleri meydana getirmek için oldukça esnek olmaları gerekir. Tüm bu koşulları karşılamak için yaylar, yay malzemeleri denilen özel malzemelerden yapılır. Bu malzemeler metalik ve metalik olmayan olmak üzere iki gruba ayrılabilir.

Metalik Yay Malzemeleri; demir esaslı, bakır esaslı, nikel esaslı ve özel alaşımlar gibi gruplara ayrılır.

Yay çelikleri adını da taşıyan demir esaslı malzemeler; yüksek kopma mukavemetine, yüksek yorulma mukavemetine, yüksek elastik (veya akma) sınırına, yüksek elastiklik modülüne sahip çeliklerdir.

Bakır esaslı yay malzemeleri, korozyone karşı dayanıklılığı ve elektriksel iletkenliği gibi özelliklere sahiptir.

Nikel esaslı özel alaşımlı yay malzemeleri, yüksek korozyon, yüksek sıcaklık ortamında çalışan, genellikle ölçme amacı ile kullanılan yaylara uygulanır (Akkurt, 1990).

Yay imalinde kullanılan malzemelerin, özellikle yay çeliklerinin aşağıdaki özelliklere sahip olması istenir (Gediktaş, 1976),

1. Yüksek elastiklik sınırı, eğer elastiklik sınırı belli değilse yüksek akma sınırı, Faydalanılabilecek geniş bir elastik şekil değiştirme bölgesi bakımından,
2. Yüksek zaman mukavemeti ve sürekli mukavemet değerleri: Özgül titreşimlerin ve aşırı yüklerin karşılanması için,
3. Yüksek uzama ve büzülme özelliği : Su verip sertleştirme işleminden önceki soğuk şekil vermeyi mümkün kılacak yeterli plastik şekil değiştirme özelliği bakımından; Örneğin, yayın sarılması ve bükülmesi gibi.

Yay çelikleri yüksek mukavemet değerlerini genellikle sertleştirme ve gerekliliğinden bunu takiben yapılan özel işlemlerle kazanırlar. İnce teller, hafif tavlamlarsa (250....350 °C) yüksek akma sınırına sahip olurlar. Yüksek tavlama sıcaklıkları (350....500 °C) ve ikinci bir defa su verme sürekli mukavemeti artırır (Gediktaş, 1976)

Yay imalinde en fazla kullanılan malzemeler ve özellikleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 1.1. Yay Hesabı İçin Malzeme Değerleri (E: Elastiklik modülü, G: Kayma modülü) (Gediktaş, 1976).

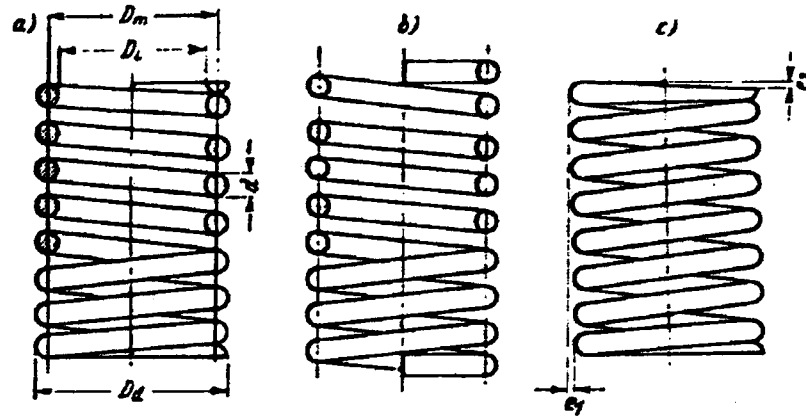
Malzeme cinsi	Standart No	E kg/mm ²	G kg/mm ²
Sıcak şekil verilen çelikler	DIN 17 221	21000	8000
Yay çeliği telleri	DIN 17 223	21000	8300
Paslanmaz çelikler	DIN 17 224	21000	7300
Pirinç	DIN 17660, 17661	10500	3500
Kalay bronz	DIN 17 672	10500	4200
Yeni gümüş	DIN 17 663	11300	3900
Cu-Be-Alaşımları	DIN 17 666	11000....13000	4200....4900

Metalik olmayan yay malzemesi grubuna kauçuk, mantar, çeşitli sıvılar ve hava girmektedir. Bu malzemeler nisbeten büyük bir iç sönümlemeye ve bir hayli düşük elastiklik modülüne sahiptir (Akkurt, 1990).

1.5.3. Silindirik Helisel Yaylar

1.5.3.1. Basma Kuvveti ile Zorlanan Yaylar

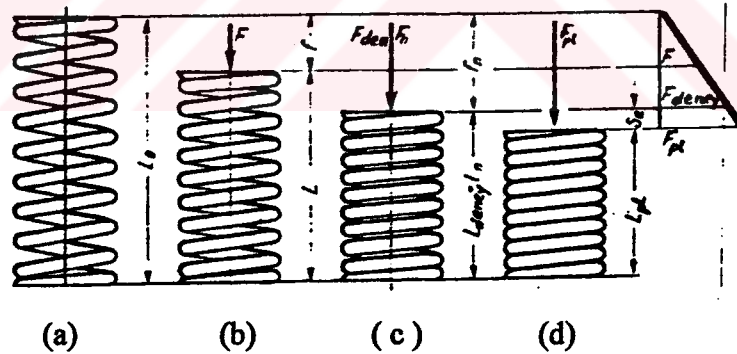
Şekil 1.20.'de soğuk şekil verilmiş basmaya zorlanan helisel yayların standart şekilleri gösterilmiştir. Yayın son sarımlarının karşı parçaya tam oturması ve yayın tek taraflı zorlanmaması için bunlar biraz bükülerek bir önceki sarıma değdirilir ve dış yüzeyleri taşlanarak düzlem bir dayanma yüzeyi teşkil edilir (Gediktaş, 1976).



Şekil 1.20. Soğuk şekil verilmiş yaylar (Gediktaş, 1976).

Devamlı olarak veya genellikle değişken yüke maruz basmaya zorlanan yayların son sarımlarının uçları birbirine göre 180° döndürülmüş olarak yapılmalıdır. Bu takdirde toplam sarım adedi $4 \frac{1}{2}$, $5 \frac{1}{2}$ gibi buçuklu olur.

Şekil 1.21,'de bir helisel yayın basma kuvveti etkisindeki durumu gösterilmiştir. Yayın bükülüp taşlanmış olan son sarımları esnemeyeceği için, toplam sarım adedi i_{top} ile sarım adedi i_f farklı olup $i_{top} = i_f + 1,5$ 'dir.



Şekil 1.21. Soğuk şekil verilmiş bir yayda kuvvet-şekil değiştirme (Gediktaş, 1976).

Kuvvet etkisinde bütün sarımlarda birbirine degecek kadar şekil değiştirme olursa yay bloke olmuş olur. Blokaj uzunluğu ($0,5 d$ imalat toleransı olarak alınır),

$$L_B (i_f + 2 - 0,5) d + 0,5 d = i_{top} d \quad (1.43)$$

olur. Baskı yayı hiçbir zaman bu kadar zorlanmamalıdır, aksi halde yay, yaylanma özelliğini kaybedip silindirik bir cisim gibi çalışıyor demektir. İşletme kuvveti etkisinde sarımlar arasında belli bir mesafe kalmalıdır. Çalışma sırasında, maksimum kuvvet etkisinde yayın uzunluğu,

$$L_n = L_B + S_a \quad (1.44)$$

olur (Gediktaş, 1976). Yayın serbest uzunluğu,

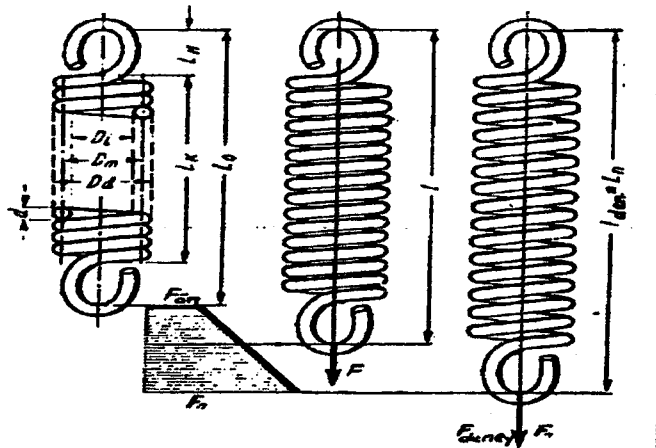
$$L_o = L_n + f_n \quad (1.45)$$

olup, $f_n = f_2$ maksimum yük altında yay kısalmasıdır

Bu yayların çalışma tarzı Şekil 1.21.'de gösterilmiştir. Burada: (a) yayın serbest hali, (b,c) iki farklı kuvvetin etkisi altında ve (d) sargıların birbirine temas ettiği kilitleme (blokaj) halidir. Bu son durumda, yay niteliğini kaybetmektedir. Bu nedenle çalışma sırasında yaylar, sargılar birbirine temas haline gelmeyecek şekilde yüklenmelidir ve bu durumda dahi yay kopmamalıdır. Yayın önemli boyutları; tel çapı d , ortalama sargı dairesi çapı D ve etkili sargı sayısı i dir. D ve d ' ye bağlı olarak yayın dış çapı $D_d = D + d$ ve iç çapı da $D_i = D - d$ ifadesi ile tayin edilebilir (Akkurt, 1990).

1.5.3.2. Çekme Kuvveti ile Zorlanan Yaylar

Bu gruptaki yaylar genellikle belirli bir F_0 ön gerilme kuvveti altında sarılarak imal edilir; yani sebest halde sargılar birbirine temas eder. Yaya etkiyen kuvvet $F > F_0$ olduğu takdirde yay esneyip uzamaya başlar. Şekil 1.22.'de ön gerilme kuvveti altında sıcak sarılmış bir yayın kuvvet etkisi altındaki durumu gösterilmiştir (Gediktaş, 1976 ve Akkurt, 1990).



Şekil 1.22. Ön gerilme altında sarılmış yay (Gediktaş, 1976)

Şekildeki ;

L_K : Sargı bölümünün uzunluğu $L_K = (i_{top} + 1) d$,

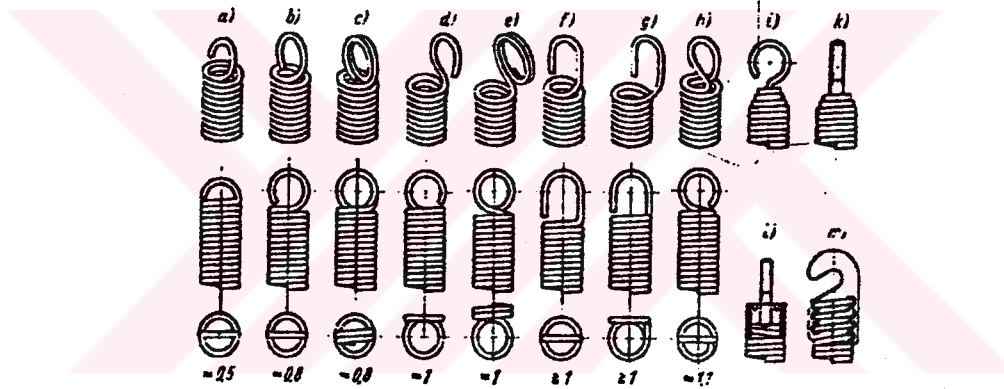
L_H : Uç kısımların uzunluğu,

L_o : Yayın toplam uzunluğu, yüksüz durumda,

F : Yayın nominal işletme kuvveti,

$F_{ön}$: Ön gerilme kuvveti $F_o \leq 0,25 F$ 'dir.

Çekme yayları, 17 mm tel çapına kadar ön gerilme altında soğuk olarak sarılırlar. Bunun üstündeki yaylar sıcak sarıldıktan sonra tavlânır. Bu taktirde yaydaki ön gerilme kaybolur. Çekme yayların uçları bağlantı yapabilmek için çok farklı biçimlerde olur (Şekil 1.23) (Gediktaş, 1976).



Şekil 1.23. Çekme yayların uç kontrüksiyonları (Gediktaş, 1976 ve Akkurt, 1990)

Bu çalışmada; yayların doğal frekansını etkileyen, yay karakteristik özelliklerine bağlı olarak matematiksel bir eşitlik geliştirmek amaçlanmıştır. Böylece uygulamada ihtiyaç olan bir koltuk yay sisteminde, yay imalatçıları için doğrudan yay fiziksel özellikleri verilerek istenilen sönümlleme sistemlerinin tasarınlanabilmesi için eşitlik elde edilmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

RADKE (1958), taşıt titreşimleri üzerine bir araştırma yapmıştır. Bu çalışmada insanın titreşimlere karşı tepkisini ve oturakta oturan bir insan için doğal frekansları belirtilmiştir. Yapılan çalışmalarda, kamyon ve traktör sürücülerinde kesin omurga rahatsızlıkları saptanmıştır. Titreşimin aynı şekilde iş başarısı üzerine etkileri de saptanmıştır. 10 Hz'in üstündeki titreşimler kolayca sönmülebilirken, 10 Hz'in altındaki titreşimleri sönmek daha zordur ve esas sorunlar da bu titreşimlerden kaynaklanmaktadır.

COERMANN (1962), oturan ve ayakta duran insanın düşük frekanslı titreşimlere karşı mekanik empedansı incelemiştir. Çalışmada; insanın bir titreşim sistemi olarak bir çok farklı kütle, elastik ve sönmeme elemanından oluşan, oldukça karmaşık bir sistem olduğu belirtilmiş, bu karmaşık sistemin özelliklerinin teknolojik ortamda bulunan titreşimlere benzetim sağlanmış basit uyarı sinyalleri ile incelendiğini açıklamıştır. Yapılan çalışmaların insan titreşim tepkilerinin 1-20 Hz'lik titreşimlerde önemli etkilere sahip olduğunu belirtilmiştir. 20 Hz'in üzerinde insana gelen titreşimlerin kolayca yalıtılabileceğine değinilmiş, değişik frekanslarda insanın titreşim iletim eğrileri verilmiştir. Bu eğrilerde iletkenliğin 3-6 Hz'lik frekans bölgesinde maksimum değere ulaştığı da saptanmıştır.

HUANG ve SUGGS (1967), traktör sürücülerinin titreşimleri üzerinde bir araştırma yapmışlardır. Denemede yaprak yaylı oturak kullanılmıştır. Titreşim değerleri -1-10 Hz arasındadır. Her titreşim için her bir sürücü 5 dakikalık sürelerle denemelere alınmıştır. Bazı sürücüler 2 g'lik titreşim ivmesine 2 dakika tahammül edememişlerdir. Bu nedenle 0.25 x 0.50, 1 ve 1.5 g'lik düşey titreşim ivmeleri kullanılmıştır. Tarla deneylerinde titreşim frekansının 1 - 7.5 Hz arasında değiştiği saptanmıştır. Ölçümlerde frekans 0.25 inç tutulmuştur. Düşey titreşim etkisinde sürücünün kalp hızı, solunum oranı ve oksijen tüketiminin bir hayli yüksek olduğu saptanmıştır. Düşey titreşim ivmesi arttıkça, bu oranların da arttığı saptanmıştır. Bu fizyolojik insan özellikleri, yatay ve yanal titreşim ivmesiyle de artmasına karşın, düşey

titreşim ivmesinde olduğu kadar değildir. Bu nedenle düşey titreşimlerin olumsuz etkisi diğerlerinden fazla bulunmuştur.

SUGGS ve ark. (1969), yol dışı taşıtlarda titreşim sorunlarına karşı aktif sönümlleme sistemli bir oturak geliştirmişlerdir. Yalıtımın daha başarılı yapılabilmesi için dışarıdan enerji kullanarak yapılan bu tip yalıtımda enerji, hidrolik ve elektrik enerjisi şeklinde sisteme verilerek sistemin rezonans frekanslarda daha iyi yalıtımı sağlanabilmektedir. Çalışmada; pasif yalıtım sistemlerinde oturak doğal frekansının 1 Hz olmasının istenildiği, oturak doğal frekansının 1 Hz olması için kullanılacak yay boyununda yaklaşık 250 mm'ye ulaştığı belirtilmiştir. Geliştirilen bu elektrohidrolik aktif yalıtım sistemi oturağa iletilecek titreşim sinyaline karşı önceden oturağa konum sağlayan bir sistemdir. Oturak doğal frekansı bu sistemle 1 Hz'e düşürülebilmektedir.

ANONYMOUS (1968), tarım traktörlerinde kullanılan koltukların denemeleri ve değerlendirilmesi üzerinde bir araştırma yapmıştır. Denemelerini laboratuvar ve normal tarla koşulları altında gerçekleştirmiştir. Laboratuvar denemelerinden önce koltuk, alışılmış tarla koşulları altında yaklaşık 50 saat kullanılmıştır. Minimum ve maksimum yay gerilmelerinde maksimum sapma ve yay karakteristiklerini belirlemek, önden arkaya doğru yönelmede koltuğun konumunu belirlemek ve koltuk üzerine belirli bir yük uygulanarak koltuğun yatay sağlamlığını belirlemek için statik yük testi yapmıştır. Traktörün arka tekerleklerinin şişirme basıncı 1.0 kp/cm² olarak alınmıştır. Traktörün oturağa en yakın noktasından, sürücünün omzundan ve koltuktan düşey ivme değerleri okunmuştur. 50-65 kg'lık bir sürücü ve 85-100 kg'lık ikinci bir sürücüyle iki ayrı deneme yapılmıştır. Frekans dağılımı 0.5-10 Hz arasında tutulmuş ve 0.5 Hz'den 3 Hz'e kadar 0.5 Hz aralıklarla, 3 Hz'den sonrada 1 Hz aralıklarla ölçümler yapılmıştır. Tarla denemelerinde, traktör 4, 5.5 ve 7 km/h hızlardayken, düzenli aralıklarla yerleştirilmiş, 4 cm yüksekliğinde ve 7 cm uzunluğundaki engebeli bir yol üzerinde çalıştırılmış ve bu esnada aşırı düzensiz titreşime maruz kalan koltuğun hareketi incelenmiştir. Koltuklar traktör üzerinde minimum 500 saat kullanılmıştır. Her frekansta test ekipmanı üzerinde kayıt edilen ivme değerlerinin tepe

noktalarından, 10 tepe noktanın ortalama bir değeri hesaplanmıştır; burada mücadele edilen sapma $\pm \%15$ 'dir. Araştırma sonuna ş u sonuçlar elde edilmiştir; önden arkaya doğru koltuk yüzeyinin derinliği 380 ± 40 mm ve iç genişliği en az 450 mm olmalıdır. Koltuk yüzeyi genellikle düz olmalıdır. Sırtlık, sıkıştırılmış oturak minder seviyesinden 240-260 mm yükseklikte olmalıdır. Eğer daha yüksek bir sırtlık gerekirse, baş kısmı, koltuğun arka tarafını kontrol edebilmek için yerinden sökülebilir veya katlanabilir bir tip olmalıdır. Sırtlığın toplam yüksekliği 400 mm'yi aşmamalıdır. Fren ve debriyaj pedalları için sırtlıktan yatay mesafe 900 mm olmalıdır. Koltuğun uzunluğuna ayarlama miktarı orta konumdan her iki yönde en az 75 mm olmalıdır.

SUGGS ve ark. (1970), koltuk testinde dinamik simülatör uygulaması üzerinde bir araştırma yapmışlardır. Bu çalışmada, sabit bir koltuktan kişinin beline, göğsüne ve kafasına iletilen ivmeler ölçülmüştür. 118-195 lb'lik ağırlıktaki 11 kişilik bir erkek grubu, 4 Hz'de ft başına yaklaşık 165 lb/s'lik birincil ortalama rezonansa ve eğrinin yüksekliği yaklaşık 8 Hz'de daha küçük ikinci bir rezonansa sahip oldukları bulunmuştur. Koltuk testi için, 1.65 ve 10 Hz arasında sinüsoidal titreşime maruz bırakılan değişik ticari koltuklarda bir koltuk yükü gibi simülatör kullanılmıştır. Test altındaki koltuk bir mindere sahipken, minder üzerine oturmuş sürücünün dış hattına göre şekil verilmiş bir fiberglas taban simülatörün altına yerleştirilmiştir. Bundaki amaç, sürücünün yükü dağıtmasına benzer yolla koltuktaki simülatör yükünü dağıtmaktır. Vucut ağırlığının % 22'sinin koltuktan ziyade çoğunlukla platform tarafından desteklendiği görülmüştür. Yapılan testlerin sonucunda, koltuk tepkisinin, en küçük yer değişimde meydana gelen en büyük sapma ile giriş yerdeğişimine tam olarak bağlı olmadığı görülmüştür. Geniş yerdeğişimlerde, hem simülatörün hem de insanın rezonans iletkenlik noktaları, daha küçük yerdeğişimlerde daha büyük olmuştur. Yüksek frekanstaki iletkenlikler, en küçük yerdeğişimde (3/6 inç) simülatör haricinde giriş yerdeğişimindeki değişiklikler yardımıyla önemsiz şekilde etkilenmiştir. Oturmuş bir insanın dinamik tepkisini gerçekleştirmek için simülatörün en uygun alet olduğunu ortaya koymuştur. En düşük yer değişiminde, sapsmalar meydana gelmiştir, çünkü simülatörün direnci, koltuk süspansiyonundaki sürtünmeyi yenmek için

yeterince büyük değildir. Sonuç eğrileri, düşük frekans tepkilerini uygun olarak tanımlamak için iki kütle sisteminin elverişli olduğunu ortaya koymuştur.

LASSER ve LECHNER (1970), traktör koltuklarında dayanıklılık denemeleri yapmışlardır. Deneyde 4 farklı koltuk modeli ve her modelden 50 adet koltuk deneye tabi tutulmuştur. Deney esnasında, ağırlık ayarlama sınırı, yaylanmanın etkisi, sönümleme etkisi, yatakların durumu, koltuk yatırma mekanizmasının görevi, yastığın durumu ve minderlerin durumu gözlenmiştir. Koltukların büyük bir çoğunluğunun 2500 çalışma saatinden daha fazla olmayan bir dayanıklılığa sahip olduğu görülmüştür. Bu kısa dayanıklılığın sebebi ise; yataklar ve kullanılan malzemelerin yetersizliği, yastık kaplamasının tasarımı ve kullanılan malzemenin yetersizliği ve şok sönümleyicilerin çok fazla gerilime sahip olmalarıdır. Koltuğun dayanıklılığına etki eden faktörler ise; düşey ve yatay titreşimler, eğimli arazide çalışmanın sebep olduğu gerilim, atmosfer koşulları, yastık ve koltuk kaplamalarındaki gerilimler ve model değişiklikleridir. Çalışmalarda 2500 saatlik bir dayanıklılığın beklenmesine rağmen, 750 saatlik çalışmadan sonra kesinlikle hataların olduğu görülmüştür.

SUGGS ve ark. (1970), yol dışı taşıtlarda aktif koltuk süspansiyonunun tarla denemelerini yapmışlardır. Bir adet titreşim ölçer, güç çeviricinin çıkışını artırmak ve değişiklik yapmak için bir adet elektronik devre, bir elektro hidrolik yardımcı valf, geri dönüş sistemi, güç artırıcı, hidrolik güç sağlayıcı ve koltuğun aşağı ve yukarı hareketini sağlayan doğrusal bir hareket kolundan meydana gelen böyle bir sistem tarlada test edilmiştir ve düşük frekans titreşimlerinin gözle görülür şekilde azaldığı bulunmuştur. 1.5 ve 8 Hz'deki ivme azalması çoğunlukla % 65-75 'dir. Çalışmada; araç koltuklarındaki düşük frekanslı titreşimlere göre aktif titreşim kontrol teknikleri, pasif titreşim kontrol tekniklerinden daha üstün olduğu şeklinde sonuçlandırılmıştır..

SHISHIUCHI (1973), orman işlerinde kullanılan tekerlekli tip traktördeki titreşimle, paletli tip traktörün titreşimin karşılaştırılmasından bahsetmiştir. Traktör

çatısında ve sürücü oturağında meydana gelen titreşimin önemli özelliklerini açıklamak için çoğunlukla düz zeminde, ifade edilen paletli traktörün (toplam ağırlığı 6 ton) titreşimini ölçmüştür. Orman yolunda ve kumlu yolda çalıştırılan lastik tekerlekli traktörün titreşimi, paletli tip traktörünkünden daha çok azaltılmıştır. Koltuk ivmesinin maksimum değerleri, sırasıyla 0.5g, 0.6g ve 0.4g'nin görüldüğü yukarıdan aşağı, sağdan sola ve önden arkaya doğru üç yönde gözlenmiştir.

STAYNER (1973), traktör titreşimlerine karşı insan davranışlarını incelemiştir. Titreşime maruz kalan insanların titreşim tepkisini belirlemek için deneyler yapılmıştır ve titreşime maruz kalan kişilerde hem kişisel hem de psikolojik olarak verimliliğin azaldığı görülmüştür. Derleme niteliğindeki bu çalışmada Uluslararası Standartlar Organizasyonu (ISO) tarafından belirlenen ölçütler açıklanmış, traktör oturaklarında uygun yalıtım için sönümleme sistemi hareketinin 10 cm, doğal frekansın 1,25 Hz, sönümleme oranının 0,5.....0,7 olması gerektiği belirtilmiştir. Uygun tasarımlanan oturak yalıtımı ile traktör titreşimlerinin % 30 azaltılabildiğini, bu değer tarla koşullarında % 40 daha azaltılması gerektiğini oysa mevcut oturaklarda bu değere ulaşmanın olanaksız olduğu belirtilmektedir. Aynı yayında tekerlek ve traktör çatısı arasında 30 cm'lik uzanıma sahip yaylarla teorik olarak sönümleme sağlanabileceği ancak, bu önlemin bir çok uygulama sorununa da sahip olduğu açıklanmaktadır.

GRIMN ve ark. (1975), yoldışı taşıtları için geliştirilen aktif oturak sönümleme sistemi üzerinde bir araştırma yapmışlardır. Çalışmalarında çok düşük frekansların sağlanabilmesi için traktör hidrolik enerjisinin oturak yalıtımında da kullanılmasını amaçlamışlardır. Yapılan uygulamalarda, sürücüye gelen titreşim enerjisi küçültülmüş, sistemin ağırlıkla değişimi önlenmiş ve sistemin büyük uzanımlarına gereksinme ortadan kaldırılmıştır. En şiddetli titreşimin düşey yönlü titreşimler olmasından dolayı çalışma sadece bu eksene göre düzenlenmiştir. Hem laboratuvar hem de tarla denemelerinde iki sistem tasarlanmış ve denenmiştir. Bunlardan birincisi çatı gösterge sistemidir (taşıt çatısına bağlı ivme alıcı). Bu açık lop tipi kontrol

sistemidir. İkincisi ise oturak gösterge sistemidir. Bu kapalı lop tipi kontrol sistemidir. 1-10 Hz arasında yapılan deneylerde, bu sistemin (aktif sönümleme sistemi), 2 Hz'lik titreşimlere karşı 2 misli sönümleme sağladığı, ayrıca pasif sistemlerin oturak yükünün dinamik yapısı ve ağırlık tarafından etkilendiği düşünülürse, bu sistemin ağırlıktan tamamen etkilenmediği saptanmıştır. Böylece sürücü için tehlikeli titreşim eğrilerinin oldukça azaltıldığı saptanmıştır.

WATANABE ve ark. (1975), tarımda kullanılan traktörlerdeki titreşim ve gürültü seviyelerini incelemişlerdir. Üç değişik traktörün titreşim ve gürültüsü, mesleki rahatsızlıklardan dolayı değişik çalışma koşulları altında ölçülmüştür. Diğer taraftan, traktörlerin günlük çalışma sürelerinin kayıtları, 135 aileden toplanmıştır ve traktör titreşimine maruz kalma süresi bu verilerden hesaplanmıştır. Traktör koltuklarının titreşim dağılım tepe noktaları, motorun her bir devrine bağlı olan yüksek frekans oranlarındadır. Bununla birlikte, düşük frekans dağılım unsurunun sık sık sorun yarattığı görülmüştür. Değişik aksesuarlarla çalıştırılan traktörlerin titreşim ivme seviyelerinin, düşük frekans oranlarında aksesuarsız olanlardan daha yüksek olduğunu bulmuşlardır.

CROLLA (1976), traktör sürücü titreşimlerine toprak işleme aletlerinin etkilerini incelemiştir. Traktörlerde yalnız başına düşey titreşim ivmelerinin pullukla çalışmaya kıyasla daha hızlı arttığı belirlenmiştir. Çalışmada, toprak işleme aletlerinin titreşimlerin sönümlenmesine yararlı olduğu, bu yararın ağır topraklarda % 50, hafif topraklarda % 30 dolayında bulunduğunu, bu oranın pulluk gövde sayısı ile doğru orantılı değiştiğini, çekilir aletlerde bu oranın küçüldüğünü saptamıştır. Ancak, toprak işleme makinalarının titreşim sönümlemedeki bu yararlı etkisinin 2.2 m/s hızdan sonra hızla azaldığını belirtmektedir.

WHITHAM ve GRIFFIN (1977), yumuşak koltuklar üzerine oturtulmuş insanların bütün vucutlarının maruz kaldığı düşey titreşimin bir ölçüm metodunu belirlemek için iki deneme yapmışlardır. Ölçüm metodunda koltuk ve vucut arasına

monte edilmiş bir iletim sistemi (transducer) kullanılmıştır. Birinci denemede, bir çok nakil sistemindeki titreşim ölçümlerinde kullanılabenzer basit bir aliminyum çubuğun etkisi incelenmiştir. İkinci deneyde, insan kalçasının simule edilmesi için çubuk kullanılarak elde edilen sonuçlar daha az pürüzlü olan plaka kullanılarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Kişiler altı farklı koltuk konumunda titreşime maruz bırakılmıştır. Altı koltuk koşullarından üçü sert tahta koltuktur. 100 mm'lik köpük yastık ile 200 mm köpük yastıklar sert koltuklar üzerine yerleştirilmiştir. Geriye kalan üç koltuk aliminyum çubuğun eklenmesi haricinde yukarıda bahsedilen diğer üç koltukla aynı özelliktedir. Her 6 sürücüye de 30'ar dakikalık üç seans uygulanmıştır. Seansların her birinde 10 Hz ve 0.75 m/s^2 'ye sahip standart titreşimlerde sürücülerde rahatsızlıklar görülmüştür. Elde edilen titreşim seviyeleri, çubuk kullanılan üç koltuk koşulunda çubuktan ölçülmüş ve diğer üç koltukta ise sert koltuk yüzeyinden ölçülmüştür.

SABANCI (1978/b), tarım traktörlerinde titreşim ve etkileri konulu bir araştırma yapmıştır. Çalışmada, traktörlerde titreşimin sürücüye olan etkileri sağlık ve iş başarısına yönelik olmak üzere iki grupta incelenmiştir. Ayrıca titreşimin fiziksel özellikleri hakkında bilgi verilmiş ve buna göre titreşimler peryodik ve peryodik olmayan titreşimler olarak iki gruba ayrılmıştır. Çalışmada ayrıca traktörde titreşim ölçme ve değerlendirme üzerinde durulmuştur.

GERKE ve HOAG (1979), sürücü platformunda traktör titreşimlerinin ölçülmesi üzerinde bir araştırma yapmışlardır. Bu çalışmada 75 ve 115 kW arasında kuyruk mili gücüne sahip sadece iki tekerleği kuvvet tekerleği olan traktörler kullanılmıştır. Kayıt edilen tarla verilerinden meydana gelen rms ivme seviyeleri genellikle arazi koşuluna, çalışma ve hıza bağlı olarak değişmiştir.

SABANCI (1979), tarım traktörlerinde sürücüyü etkileyen titreşimler üzerine bir araştırma yapmıştır. Araştırma, Türkiye'de kullanılan tarım traktörlerinde sürücüye gelen titreşim değerlerinin saptanması, uluslararası ölçütlerle kıyaslanması için

planlanmıştır. Türkiye’de en çok kullanılan 11 değişik traktörde sürücüye gelen titreşim boyutları ölçülmüştür. Ölçmeler OECD tarafından önerilen yapay tarla yüzeyi deney yolunda, 5 km/h hız ve 60 ± 5 kg ağırlıktaki sürücü koşullarında yapılmıştır. Düşey, yatay ve yanal doğrultudaki titreşim değerleri titreşim ivmesinin rms (kareler ortalamasının karakökü) değerleri olarak teybe alınmış ve 2....80 Hz’lik bir spektrumda 1/3 oktav frekans aralıklarında analiz edilmiştir. Frekans analiz değerleri ISO standartlarına göre günlük çalışma süresi içinde rahatlık, yorgunluk ve sağlık ölçüleri ile kıyaslanmıştır. Sürücüyü üç doğrultuda etkileyen en önemli titreşimler düşey doğrultudadır.

KAWAMURA ve SASAO (1980), tarım araçları için elektro-hidrolik yardımcı mekanizmalı aktif oturak süspansiyonu üzerinde bir araştırma yapmışlardır. Bu çalışmada, iki sistem üzerinde durulmuştur. Birincisi ivme algılama sistemi (A-sistemi) ve ikincisi ise hız algılama sistemidir (V-Sistemi).

Hem A-sisteminde hem de V-sisteminde, koltuk ivmesinde 1-10 Hz arasındaki frekans dağılımında vibratör ivmesine oranla önemli bir azalma olduğu görülmüştür. Özellikle, aktif süspansiyonun önemli etkisi, 2-5 Hz arasındaki frekans dağılımında görülmüştür. Yukarıdaki tanımda olduğu gibi, bu çalışmadaki aktif oturak süspansiyonu, 1-10 Hz arasındaki frekans dağılımlarında önemli etki göstermiştir. Özellikle vibratörden koltuğa doğru iletilen ivme, 2-5 Hz’lik frekans dağılımında 0.1-0.5’dir. Bu frekans dağılımı, tarım araçlarında şase titreşiminin olağan üstü frekans dağılımıdır ve insan vücudunun rezonans frekans oramıdır.

HANKS ve SUGGS (1982), titreşim dağılımlarının nasıl iyi azaltılabileceğini belirlemek için, mekanik olarak kontrol edilen bir aktif koltuk süspansiyon sistemini tasarlamış ve denemişlerdir. Pasif sistemlerle düşük frekansların azaltılma problemlerinden dolayı, genellikle amplifikatör, yardımcı valfler ve hidrolik silindir destekli koltuktan oluşan aktif sistemle bu problemlerin azaltılmasını amaçlamışlardır. Çalışmalarında açık merkezli maniveler kolundan hareketli bir yönlendirme subapı ve genellikle direksiyonlu araçlarda bir silindirle beraber kullanılan Char Lynn Orbitrol

model 211-1019 rotatif bir subap kullanmışlardır. 0.69 Hz'lik sönümsüz doğal frekansı sağlamak için 30 lbs/ft sertliğinde bir yay kullanılmıştır.

LINES ve ark. (1984), Ford TW serisindeki 5 adet traktörde değişik hızlarda oluşan düşey, buyuna ve yatay yönlerdeki titreşim ivmelerini ölçmüşlerdir. Denemeye alınan bütün traktörlerde, düşey titreşim frekansının 2 Hz'de ve yatay titreşim frekansının da yaklaşık 1 Hz'de yüksek olduğu belirlenmiştir. Kütlesi en az olan, çift çeker Ford TW 15 traktöründe, 20 km/h hızda 2 m/s²'den daha yüksek değerlerde olan en yüksek düşey titreşim saptanmıştır. Traktörlerin çoğunda yatay ve buyuna titreşim düzeyleri, hızın artmasıyla birlikte yavaş bir şekilde artmış ve bazı durumlarda bu değerler azalmıştır. Düşey titreşim düzeyleri yaklaşık 14 km/h hıza kadar hızın artmasıyla birlikte yavaş bir şekilde artmıştır. Hızın 14 km/h'den daha yüksek olması durumunda, düşey titreşim düzeyleri çok hızlı bir şekilde artmıştır. Tek ve çift çeker traktörlerdeki titreşim dağılımı arasında önemli bir fark olmadığı gözlenmiştir. Boyuna ve yatay titreşim dağılımındaki en yüksek frekanslar, traktör büyüklüğünün artmasıyla az miktarda azalmış ve düşey titreşim frekansları traktör büyüklüğünden etkilenmemiştir. Arka tekerlek basıncının artırılmasıyla, düşey titreşim frekansı yaklaşık % 10 oranında ve yatay titreşim frekansı da % 10'dan daha az bir oranda artmıştır, boyuna titreşim frekansları değişmemiştir.

SABANCI (1984/a), tarım traktörlerinde titreşim sorunları ve sürücü oturaklarının yalıtım özellikleri üzerine bir araştırma yapmıştır. Bu amaçla önce omurga deformasyonları sonucu oluşan rahatsızlıkların değişik mesleklerdeki durumu ile traktör sürücüleri arasında bir farklılık olup olmadığını incelemek amacıyla bir anket çalışması yapılmıştır. Daha sonra traktör, oturak ve sürücülerin titreşim ve yalıtım özelliklerinin saptanması için; 3 değişik traktör, 15 değişik oturak ve 3 değişik sürücünün materyal olarak alındığı titreşim çalışmaları yapılmıştır. Traktör titreşimleri 3 lastik basıncı ve 3 sürücü kütlesi değişimleri ile 1,5-6,0 Hz arasında incelenmiştir. Oturakların 1,5-10 Hz arasında 40-50-60 kg'lık kütlelerde yalıtım özellikleri araştırılmış, sürücünün titreşime karşı duyarlılığı ise en büyük etkinin omurgada

olduğu düşünülerek sürücünün bel ve sırtından alınan titreşim ölçümleri ile yapılmıştır. Traktör ve sürücüde sadece düşey yönlü titreşimler dikkate alınmış, oturaklarda düşey ve önsel titreşim özellikler saptanmıştır. Omurga rahatsızlığı sonucu hastaneye başvuran 160 hastanın % 28,8 şoför ve bu şoför grubunun içinde traktör sürücü alt grubuna ait oransal değer ise % 54,3'dür.

SABANCI (1984/b), tarım traktörlerinde titreşimin yarattığı ergonomik sorunlar ve bu sorunların çözümünde karşılaşılan güçlükler konulu bir çalışma yapmıştır. Tarımsal mekanizasyonda en önemli ergonomik sorunlardan olan mekanik titreşimler, sürücülerde omurga deformasyonu ve mide rahatsızlıkları gibi sağlık sorunları oluşturmaktadır. Çalışmada, bu sorunların çözümü için seçenekler ve bugüne değin üzerinde durulan önlemlerin incelenmesi amaçlanmıştır. Çalışmada insan vücudu elemanlarından, bel ve midenin 3 - 6 Hz, baş ve boyunun 20 - 30 Hz, göz kürelerinin 60 - 90 Hz, kol ve bacakların ise 100 - 200 Hz'lik doğal titreşim frekansına sahip oldukları bildirilmiştir. Doğal frekanslar traktörler için 2.5-5.0 Hz, oturaklar için 1.5-8.0 Hz ve sürücüler için 4.0-4.5 Hz olarak belirlenmiştir. Titreşim sorunlarının çözümü, oturakta, kabinde ve çatıda yalıtım olarak incelenmiştir. Oturağın frekans oranı, çatı titreşim doğal frekansının (Hz) , oturak doğal frekansına oranıdır. Bu oran en az 3 olacak şekilde seçilmelidir. Çatı doğal frekansı 3-5 Hz arasında değiştiğine göre, uygun bir yalıtım için oturak frekansı, 1....1.5 arasında olmalıdır. Bu ise boyu 50...100 mm arasında değişen helisel yaylarla sağlanır.

Çalışmada ayrıca kabin yalıtımının yararlı ve sakıncalı özellikleri belirtilmiştir. Çatı yalıtımında oldukça başarılı sonuçlar alınmasına karşın, 3 nokta bağlantı düzeniyle, çeki ve yükseklik kontrolleri sağlanamamaktadır. Traktörde rezonansın en azından hafifletilmesi için uygun yerde, uygun malzeme ile bilinçli tasarımlara gerek olduğu belirtilmiştir.

SABANCI (1985), traktör oturaklarında titreşim yalıtım olanakları üzerine bir araştırma yapmıştır. Traktörlerde titreşim yalıtım çalışmaları, sürücü oturağında, kabinde ve çatıda yalıtım olmak üzere üç bölüm altında incelenmiştir. Traktörlerde

sürücüyü etkileyen en önemli titreşimler, düşey yönlü titreşimlerdir. İnsanın en büyük titreşim duyarlılığı da bu yönlü titreşimlerle ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, bildiride, sadece düşey yönlü titreşimler dikkate alınmıştır. Tekerlek basıncı ve sürücü kütlesine göre 3 değişik tip traktörün, rezonans frekansları ile titreşim ivmelerinin değişimi incelenmiş ve traktörü rezonansa geçiren titreşim frekanslarının 3....5 Hz arasında bulunduğu, rezonans frekansların, tekerlek lastik basıncıyla doğru orantılı bir ilişki içinde olduğu ve traktör titreşim ivmesinin, basınç ve traktör kütlesi ile doğru, sürücü kütlesi ile ters orantılı bir ilişki içinde olduğu bildirilmiştir. Ayrıca bu çalışmada titreşim yalıtım ilkelerinden bahsedilmiştir.

SABANCI (1987), tarımsal mekanizasyon'da ergonomik sorunlar ve ülkemizdeki durum konulu bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, traktör veya biçerdöverle çalışan bir sürücünün maruz kaldığı sorunlar belirtilmiş ve bu sorunlar hakkında bilgi verilmiştir. Bunlar, iklim özellikleri, titreşim, gürültü, zehirli gaz (karbonmonoksit) ve tozlar ile makina denetim organlarının yerleşimine ilişkin özelliklerdir. Çalışmada, 85 dB'in üzerindeki seslerin, geçici veya kalıcı işitme yeteneği kayıplara sebep olduğu ve 85 dB'in uyarı sınırı olduğu ve 90 dB'lik gürültü düzeyi tehlike sınırı olarak kabul edilmiştir.

BÖLÜKOĞLU ve KUNST (1989), traktör koltuklarının tasarımında titreşimin önemi üzerinde bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada özellikle traktör oturağının yapısı ile düşey yönde gelen titreşimlerin fizyolojik etkileri ve yarattığı gerilim üzerinde durulmuştur. Deneme setinin işleyişi ve oturakların tasarım özelliklerini açık bir şekilde ortaya koyabilmek amacıyla denenmek üzere biri yaprak yaylı basit bir oturaki, diğeri ise ağırlık ayarlı sönümleyicili ve döşemeli olan gelişmiş bir oturak kullanılmıştır. Sonuç olarak, oturak üzerindeki titreşim ivmesi kabul edilebilir sınır değerlerinin çok üzerinde 3.2 m/s^2 olarak belirlenmiştir. Diğer taraftan süspansiyon sistemi geliştirilmiş ikinci tip oturakta ise sönümleme özelliklerinin geliştirilmesi nedeniyle frekansın 1.8 s^{-1} değerinde strok en büyük değeri olan 35

mm'ye ulaşmış, oturak üzerindeki ivme algılayıcısından okunan ise 1.05 m/s^2 yi aşmamıştır.

OKURSOY ve ARSLAN (1993), belirli bir sönümleme koşulu altında yay-kütle analizlerinin temel alındığı teorik bir traktör koltuk titreşim modeli geliştirmişlerdir. Verilen sönümleme katsayıları için artan yay sabiti (K) beklenildiği gibi daha yüksek yerdeğişimiyle sonuçlanmıştır. Diğer taraftan, özel bir yay sabiti için, sistemde daha fazla sönümleme daha düşük titreşime sebep olmuştur. Düşey yönde yerdeğişiminde değışiklik meydana getirmek için, simule edilmiş program, 1, 5 ve 10 Ns/m'lik sönümleme katsayısı ve 1, 5 ve 10 N/m'lik yay sabitinde yapılmıştır. Sonuç olarak, kabul edilen tahminlerin temel alınmasıyla, bir traktör koltuk modeli titreşim parametrelerinin tanımlanmasında kullanılabilmektedir.

AKINCI ve ark (1996) bu araştırmada; tarımsal üretimde traktörle yapılan taşıma, ulaştırma, toprak işleme gibi işlerde, farklı yüzey özelliklerinde traktör çatısı ve sürücü oturağındaki titreşim ivmeleri ölçülmüş ve titreşim özellikleri belirlenmiştir. Taşıma, ulaştırma amaçlı titreşim ölçmeleri; asfalt yol ve tarla yolu üzerinde değışik ilerleme hızı ve lastik basıncı değerlerinde, toprak işleme amaçlı arazi denemeleri ise; kulaklı pulluk, kültüvator, diskaro ve rototiller ile yapılmıştır. Asfalt yol ve tarla yolu denemelerinde; ilerleme hızları 5, 10, 15 ve 20 km/h, kuvvet tekerleğı lastik basınçları ise 0.8, 1.2 ve 2.0 atm olarak seçilmiştir. Yönlendirme tekerleğı lastik basıncı 2.0 atm'de sabit tutulmuştur. Traktör çatısında oluşan titreşimler, ilerleme hızının artışıyla artmaktadır. Bu titreşimlere, belirtilen değerlerdeki lastik basınçlarının etkisi yoktur. Sürücü oturağındaki titreşimler ise, yalıtım ve sönümleme elemanlarının etkisi ile aynı düzeyde kalmaktadır. Titreşim iletkenliğı değerleri, toprak işlemeye kıyasla taşıma ulaştırma işlerinde daha fazladır. Tüm tarımsal işlerde oturak sönümlemesi yeterli olmakta ve traktör sürücüsünün çatı titreşimlerden etkilenmesini önemli düzeyde azaltmaktadır. Taşıma ulaştırma işlerinde, asfalt yola kıyasla tarla yolundaki titreşimler daha büyüktür. Benzer şekilde, asılır veya çekilir tip makinalara kıyasla, kuyruk

milinden hareketini alan makinalar ile yapılan işlerde daha büyük titreşimler oluşmaktadır.

ORAK ve PAR (1996), bir tarım traktörünün modellenmesi ve sürücü oturağının parametrik optimizasyonu üzerine bir araştırma yapmışlardır. Bu çalışma engebeli bir tarla üzerinde hareket eden traktör modeline ait sürücü oturağı parametrelerinin optimizasyonu ile ilgilidir. Çalışmada tekerlek lastikleri bir yay amortisör sistemi olarak kabul edilmiştir. Ön ve arka tekerleklere gelen etkiler arasındaki faz farkı göz önüne alınmış, traktörün herhangi bir ilave teçizat taşımadığı ve sürücü kütlelerinin katı bir cisim olduğu kabul edilmiştir.

3. MATERYAL ve METOD

3.1. Materyal

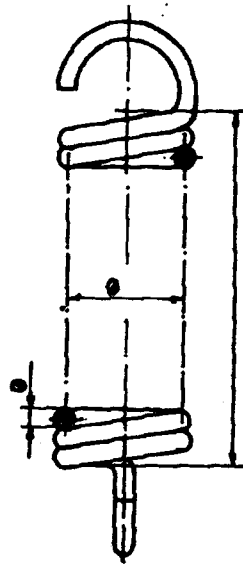
3.1.1. Genel

Araştırma, Çukurova Üniversitesi Tarım Makinaları Bölümü Ergonomi Laboratuvarında yürütülmüştür.

Labaratuvar koşullarında yürütülen titreşim çalışmalarında, St 70 (DIN 17223) yay çeliğinden yapılmış farklı boyutlara sahip 32 değişik yay, yayların karakteristik özelliklerini belirlemek için oluşturulmuş bir çatı, yayların yerdeğişim miktarlarının belirlenmesinde 10 kg'lık 16 adet kütle, 1 adet koltuk, sönümsüz doğal frekansın ölçülmesinde 1 adet devir ölçer, koltuk üzerindeki yayların sönümlü doğal frekanslarının hesaplanabilmesi için oluşturulmuş bir düşürme düzeneği ve koltuğun düşürülmesi esnasında koltuğun oluşturduğu dalgalanma hareketini belirleyebilmek için oluşturulmuş bir düzenek kullanılmıştır.

3.1.2. Yayların Genel Özellikleri

Şekil 3.1.'de denemede kullanılan çekme yay, Çizelge 3.1'de bu yaylara ait boyutlar ve Çizelge 3.2'de de St 70 (DIN 17233) yay çeliğinin genel özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.1. Denemede kullanılan çekme yay

Çizelge 3.1. Araştırma Materyali Olarak Kullanılan Yayların Genel Boyutları

Yay Adı	Helis Çapı (mm)	Helis Kalınlığı (mm)	Yay Kütlesi (g)	Sarım Sayısı (adet)
A1	20	2.5	90.3	37
A2	20	3.0	120.5	34
A3	20	3.5	140	29
A4	20	4.0	169.7	26
A5	20	4.5	191.8	23
A6	20	5.0	214.9	21
B1	30	2.5	152	41
B2	30	3.0	179.1	34
B3	30	3.5	210	29
B4	30	4.0	253.5	26
B5	30	4.5	288	23
B6	30	5.0	331.5	21
C1	40	2.5	198.3	41
C2	40	3.0	246.3	35
C3	40	3.5	283.3	30
C4	40	4.0	333.7	26
C5	40	4.5	378	23
C6	40	5.0	414	20
D1	50	2.5	240	41
D2	50	3.0	292.2	34
D3	50	3.5	340.8	29
D4	50	4.0	416.5	26
D5	50	4.5	469.3	23
D6	50	5.0	535.9	21
E1	35	3.0	228	30
E2	35	3.5	257	26
E3	35	4.0	289.2	23
E4	35	4.5	325.6	21
F1	45	3.0	300.3	30
F2	45	3.5	336	26
F3	45	4.0	377	23
F4	45	4.5	428.9	21

Çizelge 3.2. St 70 Yay Çeliğinin Genel Özellikleri

Emniyet gerilmesi				
Kuvvetin etki şekli	Çekme dayanımı kg/cm ²	Basınç dayanımı kg/cm ²	Eğilme dayanımı kg/cm ²	Burulma dayanımı kg/cm ²
Statik	2000	2000	2000	1100
Dinamik	1400	1400	1400	800
Alternatif	800	800	800	450

Bu yay çeliğinin;

Karbon miktarı (%) : 0.60 C

Özgül ağırlığı (γ , kg/dm³) : 7.85

Çekme dayanımı (kg/mm²) : 70 - 85

Kopma uzanımı (%)

δ 5 : 12

δ 10 : 10

Akma sınırı (kg/mm²) : 38 - 47

Yoğunluk direnci,

Çekme, eğilme, basınç (kg/mm²) : 34

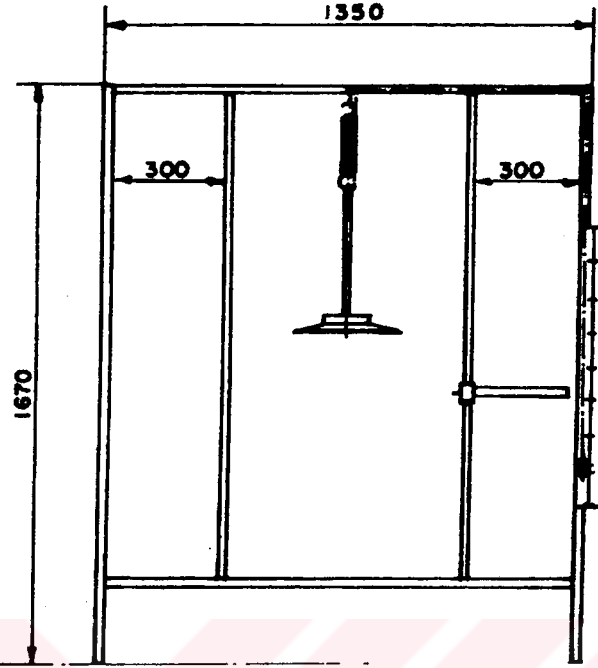
Burulma (kg/mm²) : 40

Elastik modülü (E, kg/cm²) : 2 200 000

Kayma modülü (G, kg/cm²) : 850 000'dir.

3.1.3. Çatıya İlişkin Özellikler

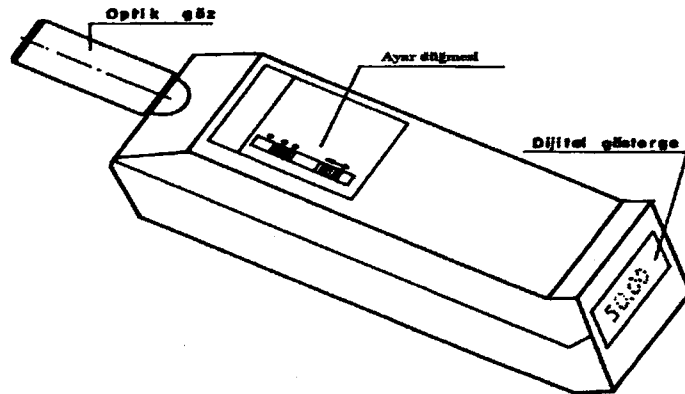
Yayların karakteristik özelliklerini belirleyebilmek için Şekil 3.2.'de görünen düzeneğe hazırlanmıştır. Bu düzeneğe ait ölçüler şekil üzerinde verilmiştir.



Şekil 3.2. Yayların karakteristik özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan düzenek

3.1.4. Devir Ölçer

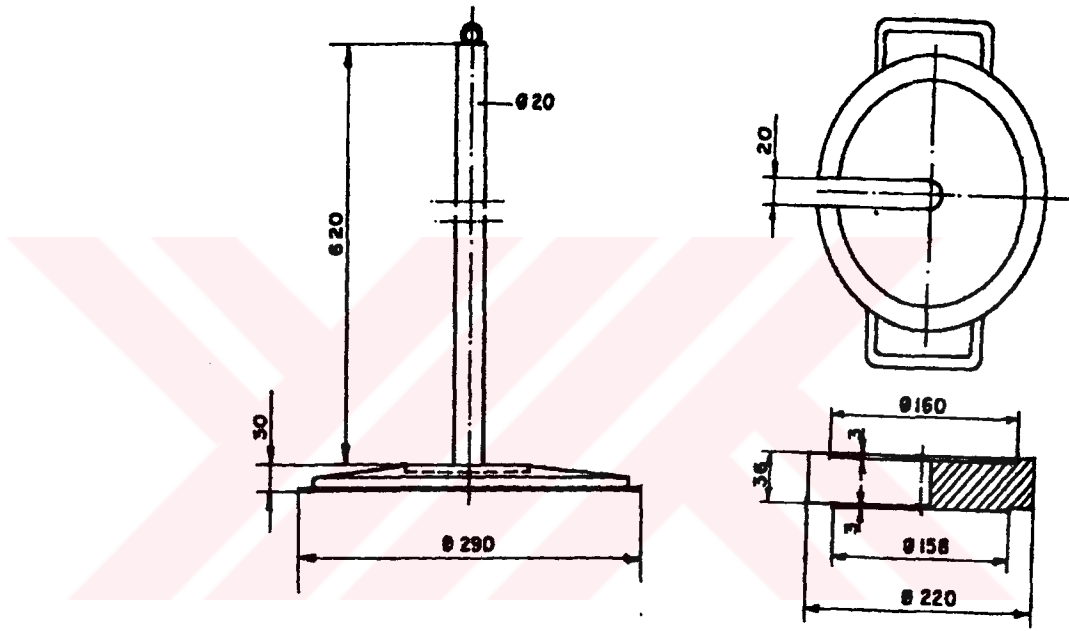
Yayların sönümsüz doğal frekanslarının belirlenmesinde bir adet devir ölçer (turmetre) kullanılmıştır. Devir ölçerin üzerinde optik bir göz, optik gözün sinyalleri hangi aralıklarda algılayacağını belirleyen bir ayar düğmesi ve algılanan değeri sayısal olarak gösteren bir kısım bulunmaktadır. Devir ölçer Şekil 3.3.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Sönümsüz doğal frekansın ölçülmesinde kullanılan devir ölçer

3.1.5. Temsili Kütller

Yayların değişik ağırlıklara karşı yer değişim miktarlarını ölçmek, sönümsüz doğal frekanslarını hesaplanabilmek ve sönümlü doğal frekansın hesaplanmasında sürücü ağırlığını temsil etmek için 10'ar kg'lık 16 adet özel kütle kullanılmıştır. Bu kütller Şekil 3.4.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Denemelerde kullanılan temsili kütller

3.1.6. Koltuğa İlişkin Özellikler

Koltuk tek parça oturak ve arka dayanak PVC katkılı çelikten yapılmış ve köpüklerle kaplanmıştır.

Süspansiyon mekanizması; direk hareket, merkezde çift etkili hava sönümleyici (amortisör) ve sönümleyicinin iki yanına yerleştirilen helisel genleşme yaylarından oluşan bir mekanizma ile verilmiştir.

Koltuk boyutları aşağıdaki gibidir;

Koltuk yüzeyi;

Derinlik : 350 mm

Genişlik : 590 mm

Eğim : 4°

Arkalık;

Yükseklik : 310 mm

Genişlik : 590 mm

Eğim : 10°

Ayarlar

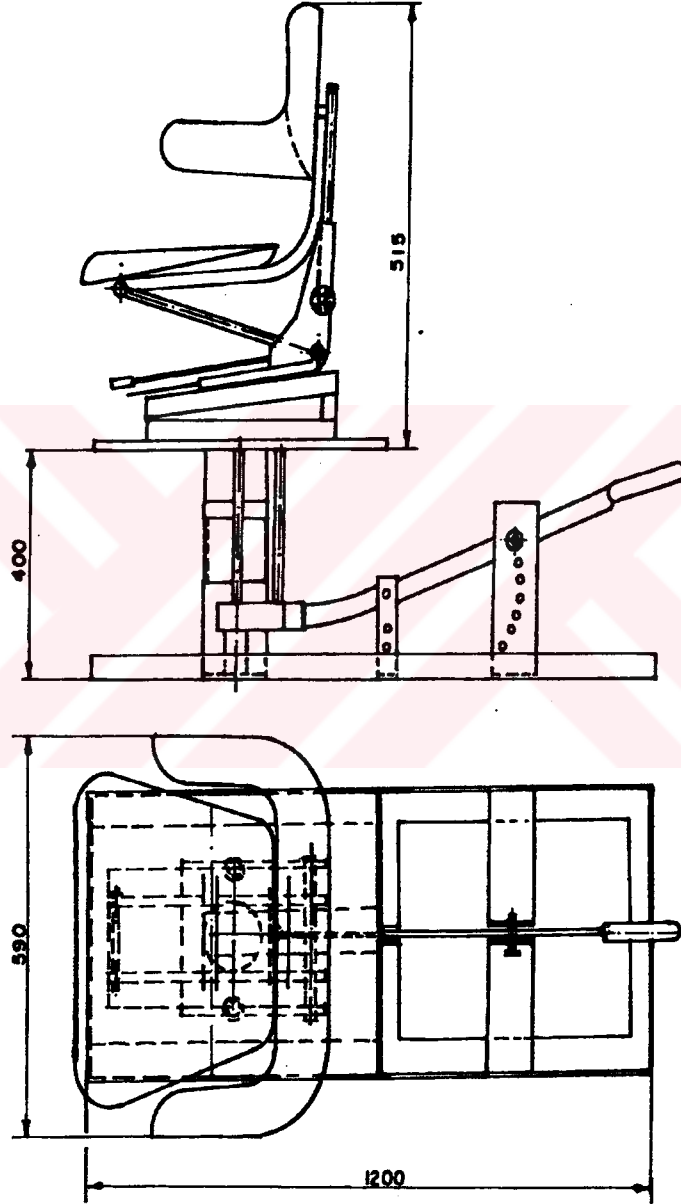
Dikey : 60 mm

Yatay : 140 mm

Dikey ve yatay ayarlar birbirinden bağımsızdır.

3.1.7. Düşürme Düzeneği

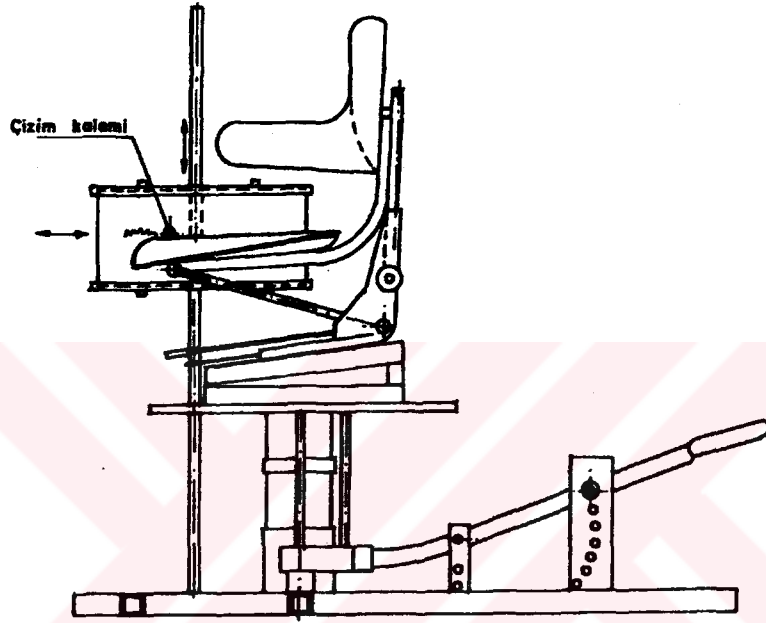
Sönümlü doğal frekansın hesaplanmasında Şekil 3.5’de gösterilen düşürme düzeneğinden faydalanılmıştır.



Şekil 3.5. Oturak düşürme deney düzeneği (Sabancı, 1984/a)

3.1.8. Çekme Düzeneği

Düşürme deneyine tabi tutulan koltuğun düştükten sonraki dalgalanma hareketinin belirlenebilmesi için Şekil 3.6.'da gösterilen düzenek hazırlanmıştır.



Şekil 3.6. Çekme düzeneği

3.2. Metot**3.2.1. Yayların Karakteristik Özelliklerinin Saptanması****3.2.1.1. Yay yer değişim ölçümleri**

Değişik helis çapı ve et kalınlıklarında yapılan yayların belirli aralıklarla artırılan ağırlıklara karşı göstermiş oldukları yer değişim miktarlarını belirleyebilmek için Şekil 3.2.'de görünen düzeneğin kullanılmasıdır. Bu düzeneğe yaylar, merkezde bulunan bir kancaya takılmaktadır. Düzeneğin sağ tarafına bir şerit metre yerleştirilmiştir ve bu şerit metre üzerinde hareket eden bir naylon iplik bulunmaktadır. Bu naylon ipliğin uç kısmından birisi çatının üst kısmından dolaştırılarak ufak bir kanca yardımıyla yayın alt kısmına takılmaktadır. Yayın alt kancasına daha önceden hazırlanmış bulunan 10'ar kg'lık kütleler birer birer konmaktadır. Yay, eklenen her ağırlıkta aşağı doğru hareket ederken üzerinde takılı bulunan naylon iplik kancasını da kendisiyle birlikte aşağı doğru hareket ettirmektedir. Naylon ipliğin bir ucu aşağı doğru hareket ederken diğer ucu da, şerit metre üzerinde yukarı doğru harekete geçmekte ve değişik ağırlıklara karşı yayın göstermiş olduğu yer değişim miktarı bu şerit metre üzerinden okunarak yazılmıştır. Bu işlem 0 (sıfır) kg'dan başlayarak yayın özelliğine göre (eğer yay yumşak ise az, yay sert ise daha fazla ağırlık konarak) belirli bir ağırlığa kadar yapılmaktadır. Ayrıca okuma işlemi ağırlıkların geri alınması sırasında da yapılmıştır. Daha sonra yayların hem ağırlık eklenirkenki yer değişimi hem de ağırlıklar geri alınırkenki yer değişimleri grafiksel olarak çizilerek yayın belirli ağırlıklara göre göstermiş olduğu yer değişimin ortaması bulunmuştur.

Yaylar, tek, seri ve paralel olarak düzeneğe bağlanıp, daha sonra yayın alt ucuna 10'ar kg'lık kütle (kg) ler birer birer takılarak yer değişim miktarları ölçülmüştür. Yaylar, helis çaplarına göre A, B, C, D, E ve F ve helis et kalınlıklarına göre 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 olarak gruplara ayrılarak sırasıyla tek, seri ve paralel olarak ölçümlere alınmışlardır.

3.2.1.2. Yay Katsayılarının Hesaplanması

Denemede kullanılan yayların yay katsayılarının hesaplanabilmesi için yay yerdeğişiminin belirlenmesinde kullanılan düzeneğin kullanılmasıdır. Yay katsayısı,

uygulanan ağırlığın (N) yer değişim miktarına (mm) oranı olarak hesaplanmıştır. Bununla ilgili eşitlik aşağıda verilmiştir.

$$k = 9810 \left(\frac{m}{x_{st}} \right) \dots \dots \dots (3.1)$$

Burada;

- k : Yay katsayısı (N/m),
m : Kütle (kg) ve
 x_{st} : Yer değişim miktarı (mm)'dir.

3.2.1.3. Yayların Sönümsüz Doğal Frekanslarının Hesaplanması

Statik yay uzanım değerlerinden yararlanarak, yayların teorik "sönümsüz doğal frekansları" saptanabilir (Mathews, 1964). Bunun için yayların belirli kütlelerde yay uzanım miktarlarından yararlanılmakta ve hesaplamada yayların sönümleme değerleri ihmal edilmektedir.

Buna göre, sönümsüz doğal frekans değerlerinin hesaplanmasında aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$f_n = (1)/(2\pi) \sqrt{(k)/(m)} = (1)/(2\pi) \sqrt{(g)/(x_{st})} \dots \dots \dots (3.2.)$$

Burada ;

- f_n : Sönümsüz doğal frekans (Hz)
g : Yerçekimi ivmesi (9.81 m/s²)
 x_{st} : Kütle etkisinde oturak yerdeğişim miktarı (m)'dir.

Araştırmada, yayların sönümsüz doğal frekansları 10 kg'dan başlayarak yayın özelliğine göre taşıyabildiği her kütle için hesaplanmıştır.

Yayların yer değişimleri, yay katsayıları ve sönümsüz doğal frekansları hesaplanırken bu değişkenlere etkili bazı yay özellikleri dikkate alınarak genel bir eşitlik elde edilmiştir. Bu eşitliğin elde edilmesinde çoklu regrasyon yapan özel bir bilgisayar programından yararlanılmıştır.

3.2.2. Oturak Titreşim Özelliklerinin Saptanması

3.2.2.1. Değişik Küteller İçin Uygun Ayar Konumlarının Saptanması

Oturak sönümleme sistemlerinin genel özellikleri, statik yük deneyleriyle belirlenir. Bu deneyler ayrıntılı bir şekilde ISO (Uluslararası Standartlar Organizasyonu) ve EEC (Avrupa Ekonomik Topluluğu) tarafından belirlenmiştir (ISO, 1976; EEC, 1978).

Ölçmelerde oturağa yük uygulaması en az 10 kademede ve her kademe arasında fark 10 kg'lık kütleyi geçmiyecek şekilde 60 - 160 kg'a kadar yapılmıştır.

Oturağın 40 - 50 - 60 kg kütle için yapılması gerekli ayarlar, statik yay esneme özelliklerinden hesaplanmıştır.

Denemeler tam 10'ar kg'lık 16 adet metal kütle ile yapılmıştır.

Ayar kademeleri, oturağın yay boyu değişimini ayarlayan mekanizmanın özelliklerine göre eşit aralıkla; sıfır (0) ayar konumundan, maksimum ayar konumuna kadar tekrarlanmıştır. Her kademe ölçümü, yük artış ve azalışları ile sağlanmış, yük uygulamasından sonra oturağın serbest konuma gelmesi beklenmiştir.

Sönümleme sisteminin karakteristik eğrilerinin orta konumuna göre, oturakların sönümleme sağlayacağı maksimum ve minimum kütlelerle araştırmada kullanılan 40 - 50 - 60 kg'lık küteller için uygun ayar koşulları belirlenmiştir.

Oturakların uygun ayar konumunun saptanması için oturak ayar vidası en gevşek konumundan en sert konumuna kadar kaç defa döndüğü sayılarak toplam vida adımı saptanmıştır. Elde edilen toplam dönü; dörder dörder en gevşek konumdan itibaren sıkılarak, her kademede oturağın alçalma miktarları diğer deyimle yayın uzanımı saptanmıştır.

3.2.2.2 Sürücü Kütlesi Benzetimi

Oturak titreşim özelliklerinin saptanması için en hafif, orta ve ağır sürücüyü temsilen 40, 50 ve 60 kg olmak üzere 3 farklı kütle kullanılmıştır. Yapılan çalışmalarda, traktör oturağında oturan sürücü kütlesinin (5/7)'sinin oturak tarafından taşındığı saptanmıştır (Sabancı, 1984). Diğer yandan ülkemiz insanının antropometrik özelliklerine ait yapılan bir çalışmada % 90 güvenlik sınırı içinde:

En hafif sürücü kütlesi	: 55.0 kg
Ortalama sürücü kütlesi	: 69.66 kg
En ağır sürücü kütlesi	: 84.3 kg

olarak saptanmıştır (Sabancı, 1978). Anılan bu değerlerin 5/7'si hesaplanırsa, oturak tarafından taşınan sürücü kütlelerinin:

En hafif sürücü için	: $55 \times (5/7) = 39.28 \text{ kg} \cong 40 \text{ kg}$
Ortalama sürücü için	: $69.66 \times (5/7) = 49.75 \text{ kg} \cong 50 \text{ kg}$
En ağır sürücü için	: $84.3 \times (5/7) = 60.21 \text{ kg} \cong 60 \text{ kg}$

olduğu görülür. Saptanan bu ilk değerler yaklaşık 40, 50, 60 kg olarak alınmıştır (Sabancı, 1984).

Araştırmada minimum, ortalama ve maksimum sürücü kütlelerinin benzetimi için 40 - 50 - 60 kg'lık metal kütleler kullanılmış, her kütle için oturak yay ayarı statik yay uzanım ölçmelerinden yararlanarak saptanmıştır.

3.2.2.3 Oturak Sönümleme Değerlerinin Saptanması

Oturaklarda sönümleme değerlerinin saptanması için genel olarak bilinen iki yöntem vardır (Palavan, 1973).

1. Oturağın belli yükseklikten serbest düşmeye bırakılıp, oturak yüzeyinin yapmış olduğu titreşim hareketinin özelliklerine dayanan logaritmik dekreman yöntemi.
2. Oturak titreşim iletkenlik deney sonuçlarının değerlendirilmesine dayanan iletkenlik deney yöntemi.

Logaritmik Dekreman Yöntemi

Herhangi bir titreşim sisteminin sönümleme derecesi;

$$D = c/c_0 \dots\dots\dots(3.3.)$$

eşitliği ile saptanabilir.

Burada:

D = Sönümleme oranı,

c = Sönümleme katsayısı (Ns/m),

c_0 = Kritik sönümleme katsayısı (Ns/m) dir.

Yukardaki eşitlikte (c) sönümleme katsayısı:

$$c = 2 \left[\frac{km}{\left(\frac{2\pi}{\gamma} \right)^2 + 1} \right]^{1/2} \dots\dots\dots (3.4.)$$

eşitliği ile, (c_0) kritik sönümlenme kayısı ise:

$$c_0 = 2\sqrt{km} \dots\dots\dots (3.5.)$$

eşitliği ile saptanabilir. (3.4) eşitliğinde;

γ : Logaritmik dekreman'dır.

Logaritmik dekreman, sönümlü bir serbest titreşim hareketinde birbirini izleyen iki genliğin birbirine oranının tabii logaritmasıdır (Sabancı, 1984/a).

Buna göre logaritmik denkreman:

$$\gamma = \ln \frac{x_1}{x_2} \dots\dots\dots (3.6.)$$

eşitliği ile tanımlanır.

Burada;

x_1 : Sistemin zorlandıktan sonraki birinci genliği (mm),

x_2 : Sistemin zorlandıktan sonraki ikinci genliğidir (mm).

Görüldüğü gibi sistemin bir zorlama kuvveti ile zorlanıp bırakıldıktan sonra denge eksenine göre yapmış olduğu iki maksimum uzanımı ölçerek, bu sistemin sahip olduğu sönümlenme derecesi saptanabilir (Sabancı, 1984/a).

Araştırmada, sistemin birbirini izleyen iki titreşim genliğinin saptanması için Şekil 3.5.'de görülen bir düzen geliştirilmiştir. Bu düzenle oturak belirli bir yükseklikten düşürülerek, oturağın birbirini izleyen iki genliği saptanmıştır. Bu nedenle deneye düşürme deneyi, ilgili aygıta da düşürme deney düzeni adı verilmiştir.

3.2.2.4. Oturakların Sönümlü Doğal Titreşim Frekanslarının Saptanması

Oturakların sönümlü doğal frekansları hesaplanırken daha önceden hesaplanan; yay katsayısı, kütle ve sönümlenme katsayısından faydalanılmıştır. Aşağıdaki eşitlik kullanılarak oturaklardaki sönümlü doğal frekans hesaplanmıştır.

$$w_{nd} = \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{c}{m} \right)^2} \dots\dots\dots (3.7.)$$

Burada;

w_{nd} : Sönümlü doğal frekans (Hz),

m :Kütle (kg),

c : Sönümleme katsayısı (Ns/m) ve

k : Yay katsayısı (kg/m)'dir.



4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Yay Karakteristiklerinin Değerlendirilmesi

4.1.1. Yay Yer Değişim Ölçümlerinin Değerlendirilmesi

4.1.1.1. Tek Bir Yayın Yer Değişiminin Değerlendirilmesi

Bu denemelerde, en düşük kütlelerde (kg) en fazla yer değişimi, helis et kalınlığı en düşük olan 1 nolu yaylarda görülürken, en az yer değişimi ise helis et kalınlığı en fazla olan 6 nolu yaylarda görülmüştür. Özellikle 1 nolu yaylarda belirli bir yüklenmeden sonra kalıcı deformasyonlar meydana gelmiştir. Yapılan denemeler sonucunda, kullanılan yaylardan A6 yayının en sert, D1 yayının ise en yumuşak yay olduğu belirlenmiştir. Ayrıca yer değişim miktarının helis çapı ve helis et kalınlığı ile doğru orantılı olduğu görülmüştür. Aynı kütle (kg) ve aynı helis et kalınlığına sahip yaylarda; helis çapı arttırıldıkça yayın direnci azalmakta, yani yer değişim miktarı artmaktadır. Buna karşılık aynı kütle (kg) ve aynı helis çapına sahip yaylarda ise helis et kalınlığı arttıkça yer değişim miktarı azalmaktadır.

Çizelge 4.1., 4.2., 4.3., 4.4., 4.5. ve 4.6.'da her grup yayın yüklenmelere karşı göstermiş oldukları yer değişim miktarları, Şekil 4.1., 4.2., 4.3., 4.4., 4.5. ve 4.6.'da ise yay yerdeğişimlerinin histerisis eğrileri verilmiştir. Çizelgede verilen değerler, yay üzerine kütleler yüklenirken ve tekrar alınırken elde edilen değerlerin ortalamasıdır. D1 yayı seçilen yayların içerisinde en yumuşak yay olduğu için denemeler sırasında üzerine yüklenen en düşük ağırlığı bile taşıyamamıştır. Bu yüzden denemelerde D1 yayı için herhangi bir değer elde edilememiştir.

Çizelge 4.1. A Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
A1	55.9	124	196	-	-	-	-	-	-	-	-
A2	14	45	76	107	141	-	-	-	-	-	-
A3	17	31.5	46.5	59.5	74	88	103	-	-	-	-
A4	7	14	21.5	29	37	44.5	52	61	70	-	-
A5	2	2.5	4	8	11.8	16	20.5	24	27.5	32	-
A6	0.5	0.5	1	3	5	7	9.5	11.5	14.5	16.5	18

Çizelge 4.2. B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
B1	236	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
B2	77.5	183	-	-	-	-	-	-	-	-	-
B3	40.5	89	138	186.5	235	-	-	-	-	-	-
B4	15.5	40.5	65.5	90.5	116.5	5	-	-	-	-	-
B5	11	25.5	40.5	54	68.3	82.5	96.5	111.5	125	-	-
B6	2.5	4	11.5	20.5	29	38.5	47	55.5	65	74	-

Çizelge 4.3. C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
C1	478	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
C2	225	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
C3	95.5	205.5	314	-	-	-	-	-	-	-	-
C4	44.5	102.5	163	223	-	-	-	-	-	-	-
C5	16	37.5	70.5	104.5	138	170	-	-	-	-	-
C6	5.5	21.5	40	59	78	96.5	115.5	134	-	-	-

Çizelge 4.4. D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı

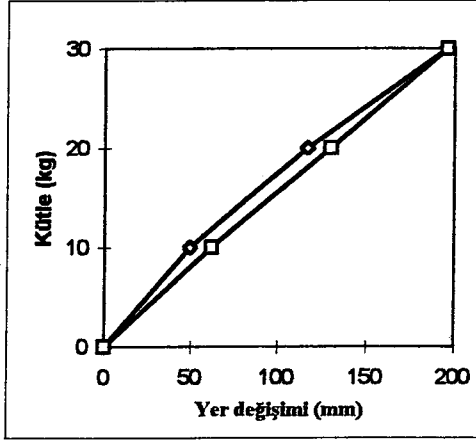
Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
D1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
D2	413	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
D3	183	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
D4	86	199	311	-	-	-	-	-	-	-	-
D5	17.5	78	137.5	199	259	-	-	-	-	-	-
D6	43.5	73	124.5	163.5	204	244.5	290	-	-	-	-

Çizelge 4.5. E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı

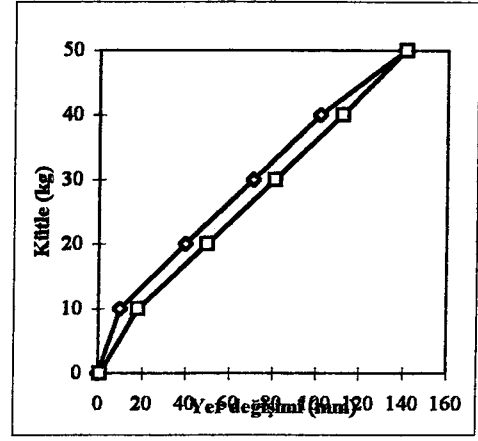
Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
E1	36	83	150.5	209	272	-	-	-	-	-	-
E2	8	35	63	92.5	121.5	153	-	-	-	-	-
E3	13	28.5	43	59	73	88	102.5	118	133	148	-
E4	1	3.5	10.5	19	27.5	35.5	43.5	52	60.5	68.5	77

Çizelge 4.6. F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarı

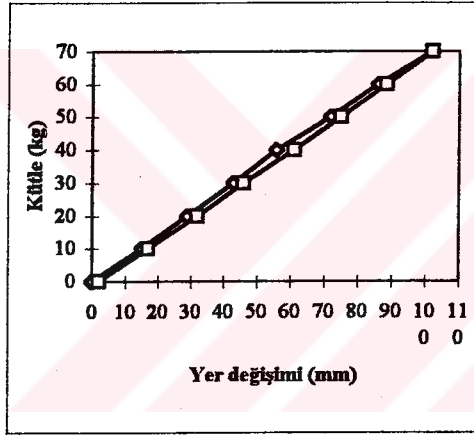
Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
F1	91.5	221	353	-	-	-	-	-	-	-	-
F2	47	111.5	182	242.5	311.5	340	-	-	-	-	-
F3	13.5	44.5	77	108	140	173	206	-	-	-	-
F4	2.5	13	32.5	51	71	91	109	128.5	148	-	-



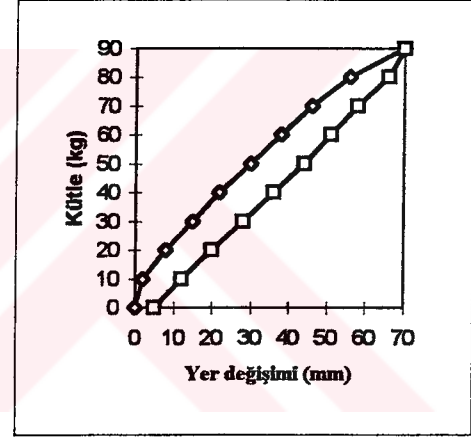
A1 Yayının histeresis eğrisi



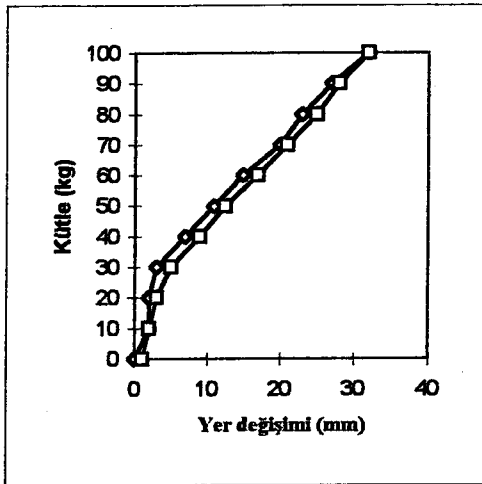
A2 Yayının histeresis eğrisi



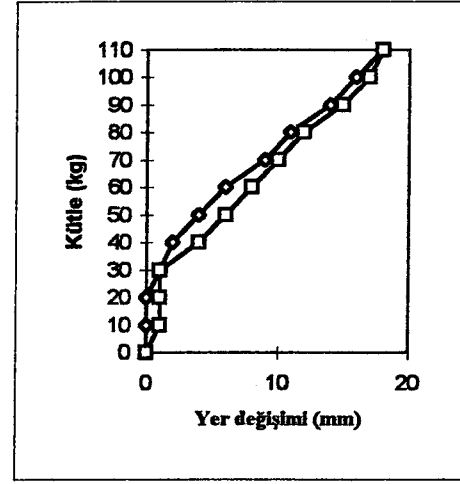
A3 Yayının histeresis eğrisi



A4 Yayının histeresis eğrisi

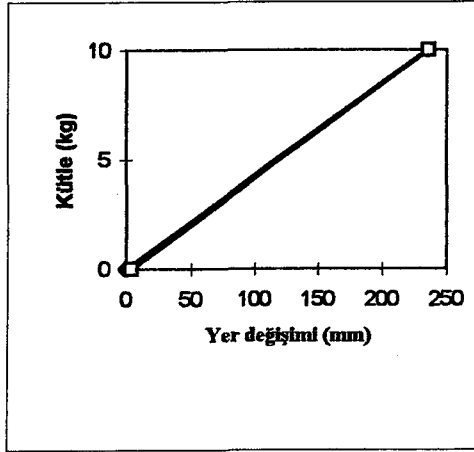


A5 Yayının histeresis eğrisi

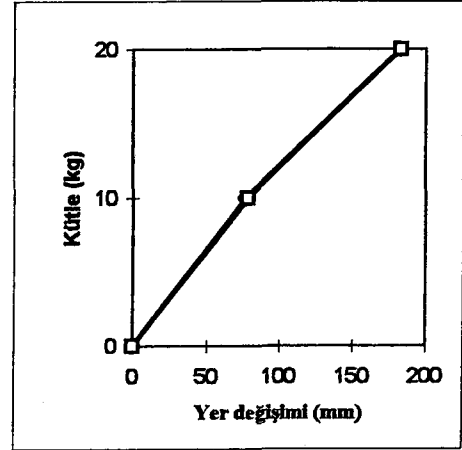


A6 Yayının histeresis eğrisi

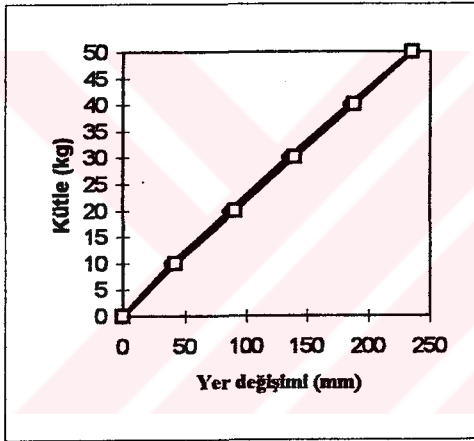
Şekil 4.1. A grubu yayların histeresis eğrileri



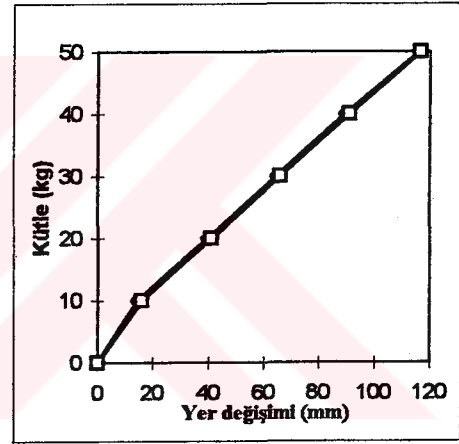
B1 Yayının histeresis eğrisi



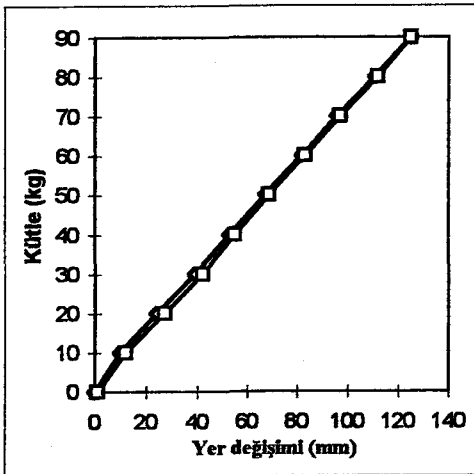
B2 Yayının histeresis eğrisi



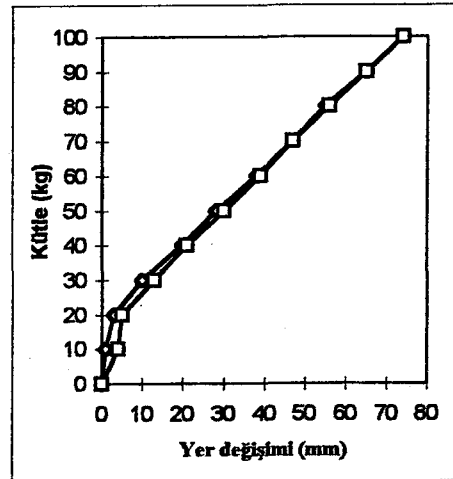
B3 Yayının histeresis eğrisi



B4 Yayının histeresis eğrisi

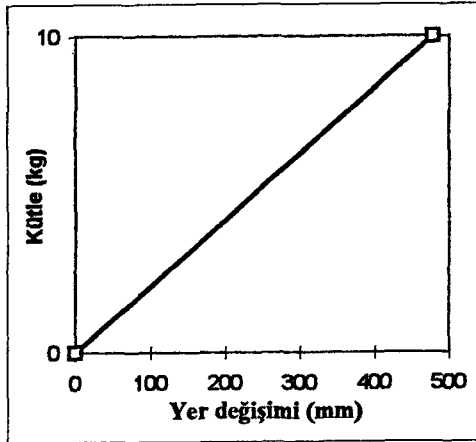


B5 Yayının histeresis eğrisi

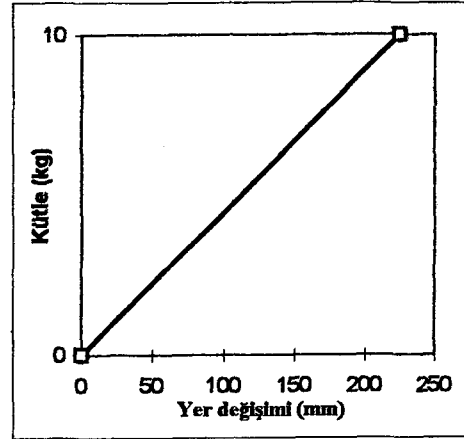


B6 Yayının histeresis eğrisi

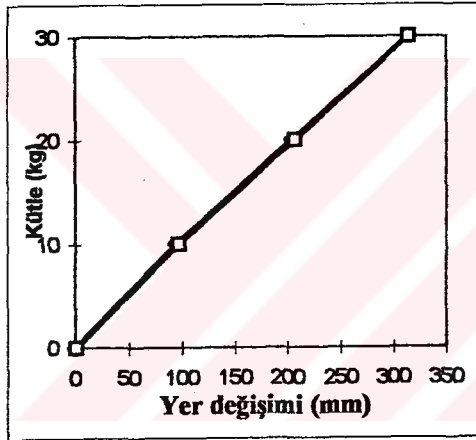
Şekil 4.2. B grubu yayların histeresis eğrileri



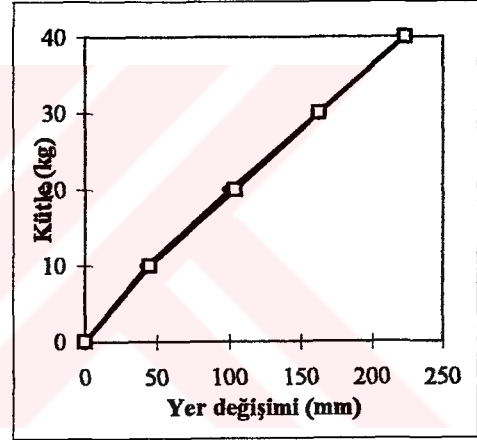
C1 Yayının histerisis eğrisi



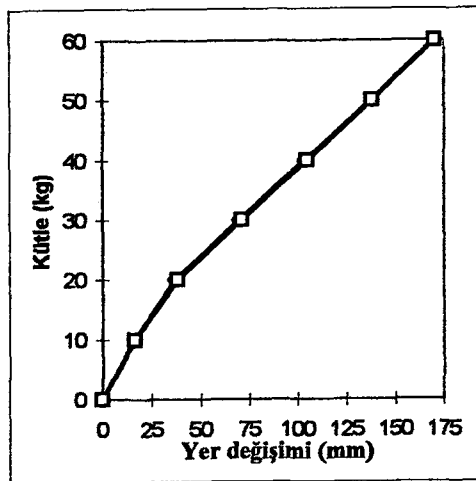
C2 Yayının histerisis eğrisi



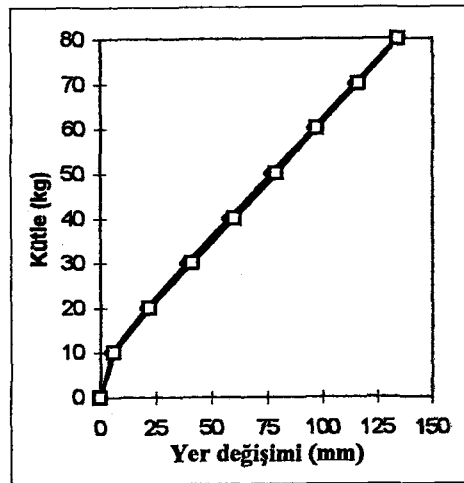
C3 Yayının histerisis eğrisi



C4 Yayının histerisis eğrisi

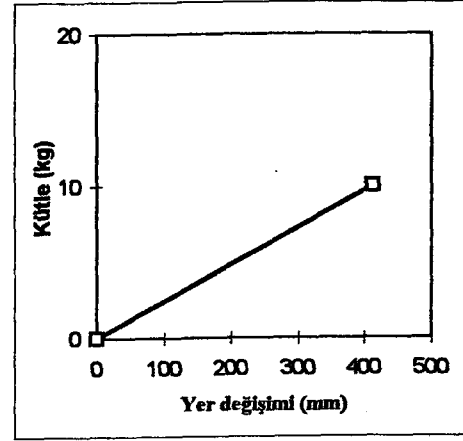


C5 Yayının histerisis eğrisi

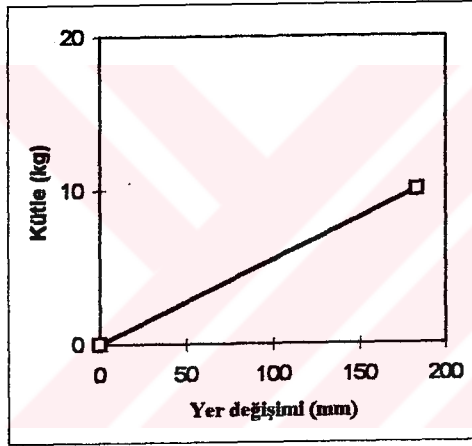


C6 Yayının histerisis eğrisi

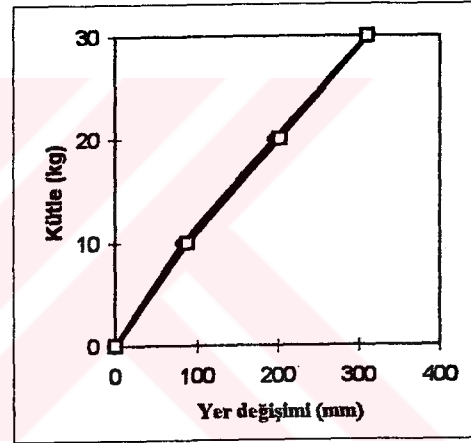
Şekil 4.3. C grubu yayların histerisis eğrileri



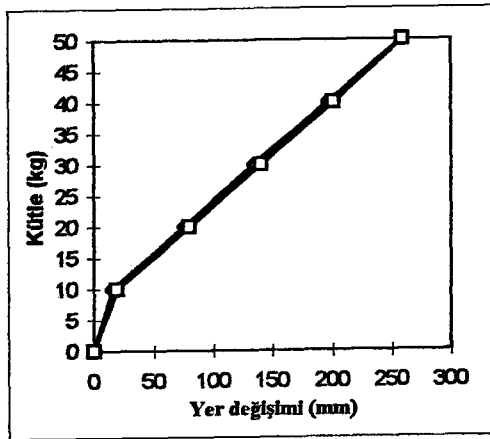
D2 Yayının histeresis eğrisi



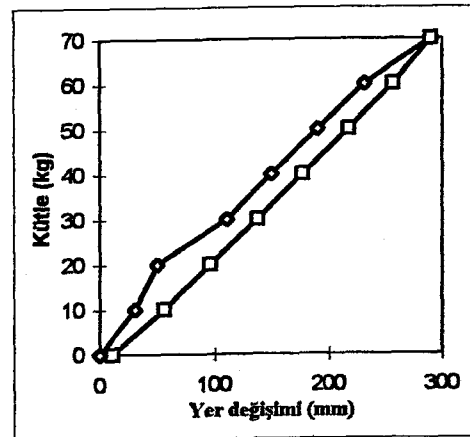
D3 Yayının histeresis eğrisi



D4 Yayının histeresis eğrisi

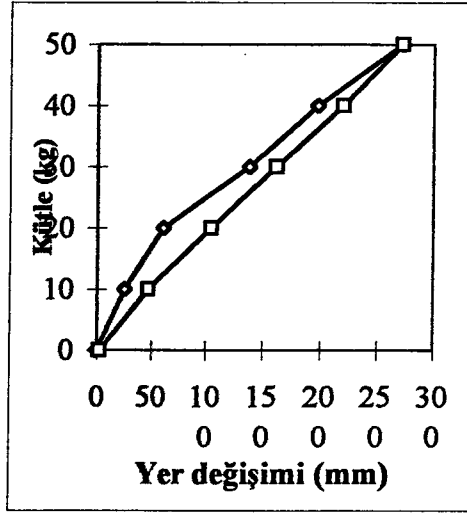


D5 Yayının histeresis eğrisi

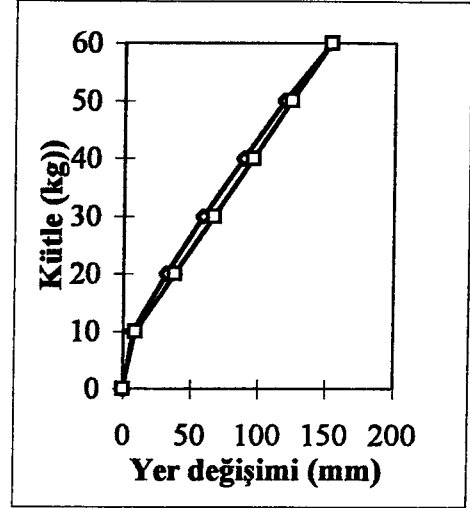


D6 Yayının histeresis eğrisi

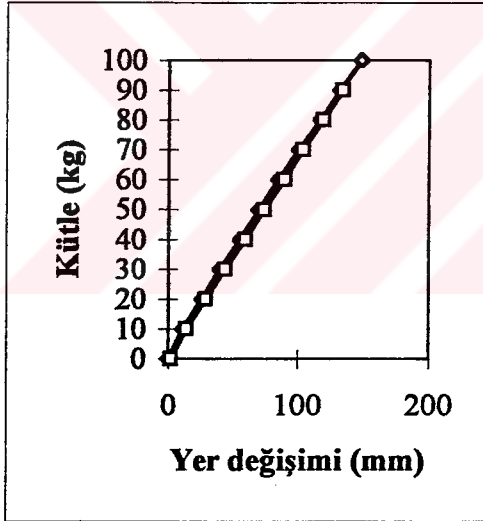
Şekil 4.4. D grubu yayların histeresis eğrileri



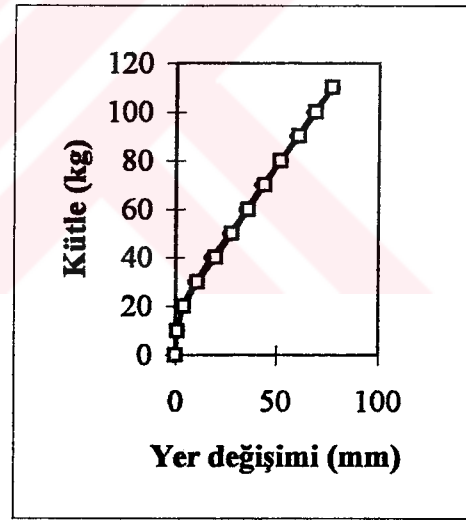
E1 Yayının histerisis eğrisi



E2 Yayının histerisis eğrisi

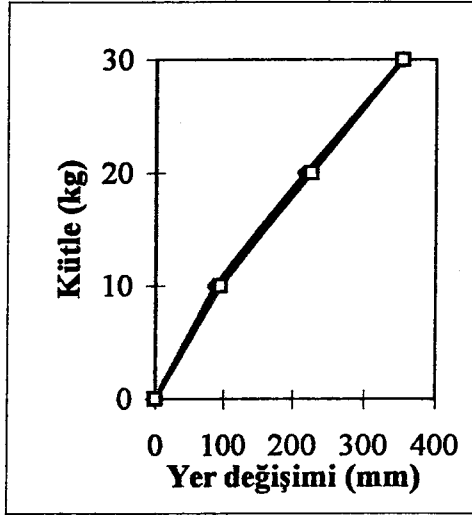


E3 Yayının histerisis eğrisi

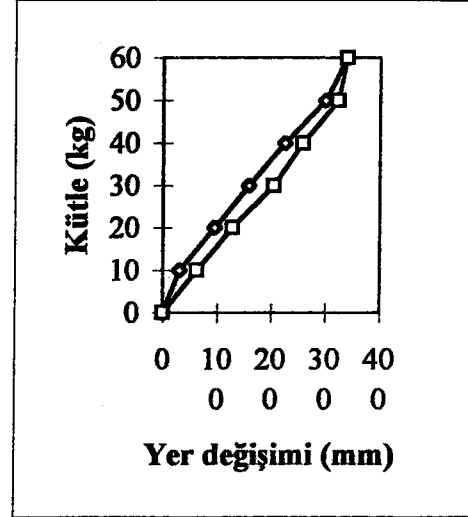


E4 Yayının histerisis eğrisi

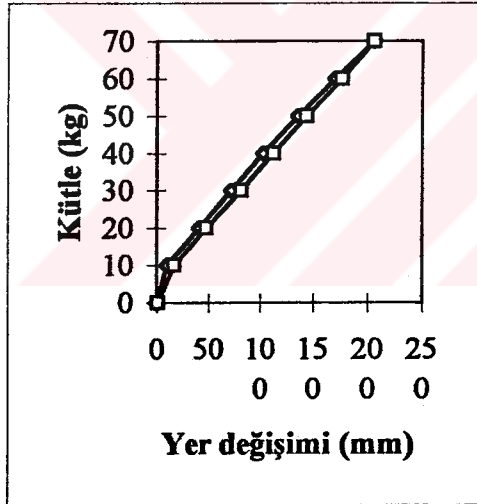
Şekil 4.5. E grubu yayların histerisis eğrileri



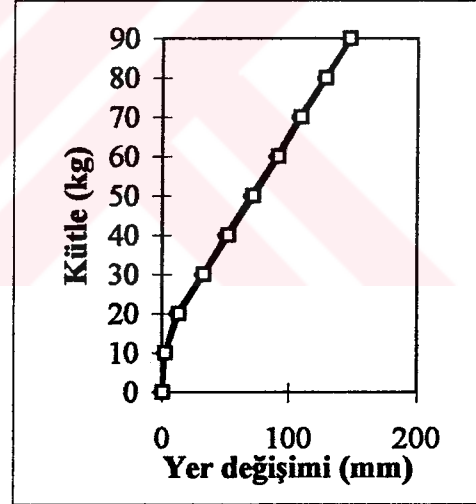
F1 Yayının histerisis eğrisi



F2 Yayının histerisis eğrisi



F3 Yayının histerisis eğrisi



F4 Yayının histerisis eğrisi

Şekil 4.6. F grubu yayların histerisis eğrileri

4.1.1.2. Seri Bağlı Yayların Yerdeğişiminin Değerlendirilmesi

Değişik helis çapı ve helis et kalınlığına sahip olan yaylar, bu kez de düzeneğe seri olarak bağlanmış ve yer değişim miktarları ölçülmüştür. Denemeler sonucunda; yayların tek olarak bağlanması sonucunda elde edilen sonuçların aynısı seri olarak bağlama sonucunda da elde edilmiştir. Yani, aynı kütle ve aynı helis et kalınlığına sahip yaylarda helis çapı arttırıldıkça yer değişim miktarı artmakta, buna karşılık aynı kütle ve aynı helis çapına sahip yaylarda ise helis et kalınlığı arttıkça yer değişim miktarı azalmaktadır. Bunlara ilave olarak seri bağlamada toplam yer değişim miktarının, aynı kütle ve aynı özellikte tek olarak bağlanan yayın yer değişim miktarından iki kat daha fazla olduğu gözlenmiştir. Bu yüzden bazı yaylar en düşük kütle de bile çok fazla yer değiştirdikleri için seri olarak bağlanmaları sonucunda yer değişim miktarları ölçülememiştir.

Çizelge 4.7., 4.8., 4.9., 4.10., 4.11. ve 4.12. 'de seri olarak bağlanan yayların yüklenmelere karşı göstermiş oldukları yer değişim miktarları ve Şekil 4.7., 4.8., 4.9., 4.10., 4.11. ve 4.12.'de de bu yerdeğişimlerin histeresis eğrileri verilmiştir. Çizelgede verilen değerler, yay üzerine kütleler yüklenirken ve tekrar alınırken elde edilen değerlerin ortalamasıdır. İlk denemeler esnasında A1, A3 ve D4 yayında kalıcı deformasyon meydana geldiği için bu yaylar için seri denemeler yapılmamıştır. Ayrıca C1, D1 ve D2 yaylarının da yumşak olmasından dolayı seri bağlanarak yapılan denemelede bu yaylar için yer değişim değerleri elde edilememiştir.

Çizelge 4.7. Seri Bağlı Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
A1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
A2	28	90.5	152	216							
A3											
A4	12.5	27.5	43.3	58.5	74.5	90.5	106	121	137		
A5	1.75	2.5	7	14.8	23	32	39.5	48.5	56.5	64	
A6	0.5	1.5	3.5	7.3	12.5	16.5	21.5	26	31.3	36	

Çizelge 4.8. Seri Bağlı Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
B1	455										
B2	153	363									
B3	51	163.5	267	365							
B4	44.5	98	149	202.5	255						
B5	13	37.5	66.5	95.5	125	154	183	212	241		
B6	2.5	6.5	22.5	39.5	57	76.5	93	110	128	146	

Çizelge 4.9. Seri Bağlı Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
C1											
C2	414										
C3	182	405									
C4	83	193	314								
C5	9.5	73	138.5	204							
C6	6.5	36.5	73.5	111	148	167					

Çizelge 4.10. Seri Bağlı Yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

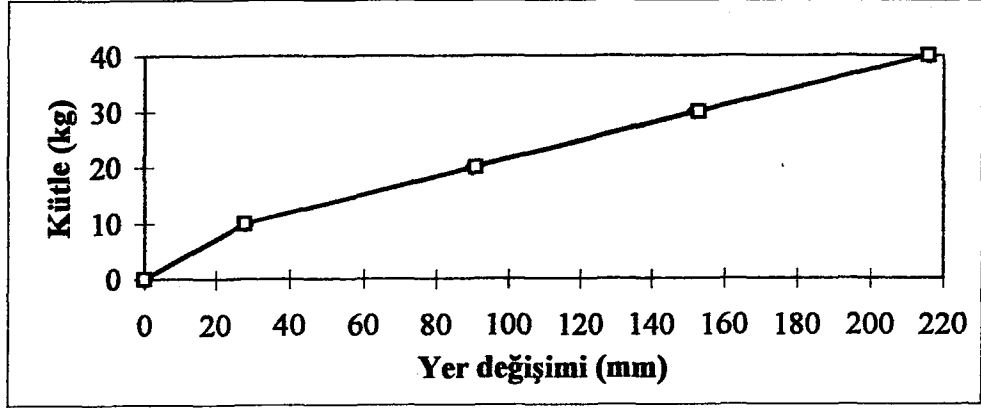
Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
D1											
D2											
D3	358										
D4											
D5	40.5	164	285								
D6	70	147	223	299							

Çizelge 4.11. Seri Bağlı Yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

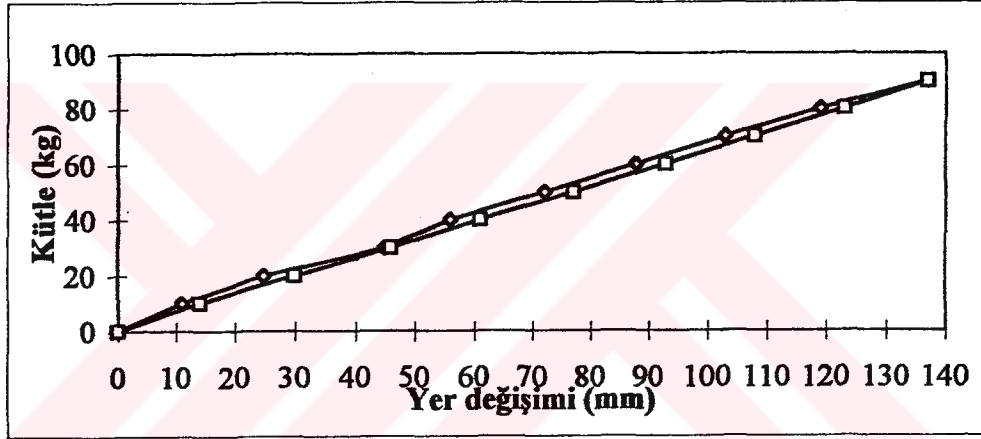
Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
E1	71.5	184	299	415							
E2	20.5	79	137	196	254						
E3	23.5	54	84	114	145	174	204	234			
E4	3.5	9.5	24.5	41	58	74.5	91	108	125	141	

Çizelge 4.12. Seri Bağlı Yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

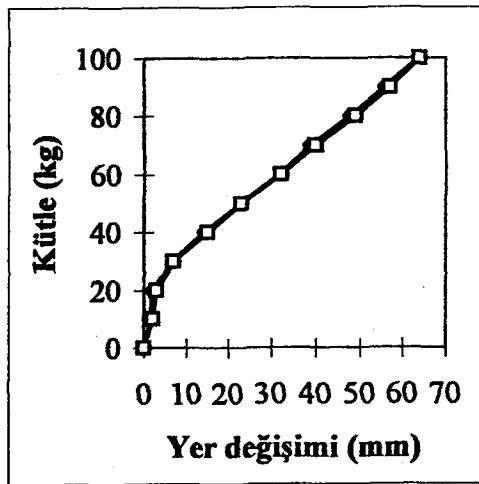
Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
F1	190	393									
F2	93.5	222									
F3	23	87	154	220	294						
F4	3	25.5	64	103	142	180					



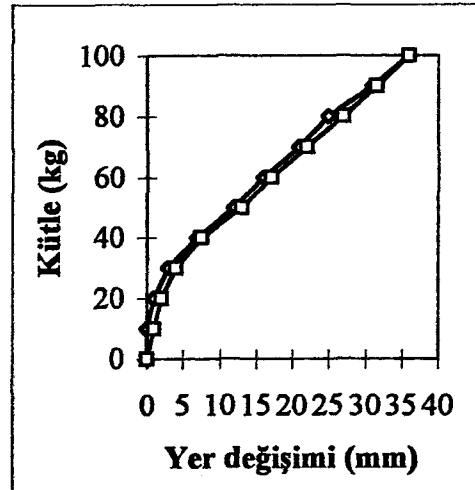
Seri bağı A2 yayının histerisis eğrisi



Seri bağı A4 yayının histerisis eğrisi

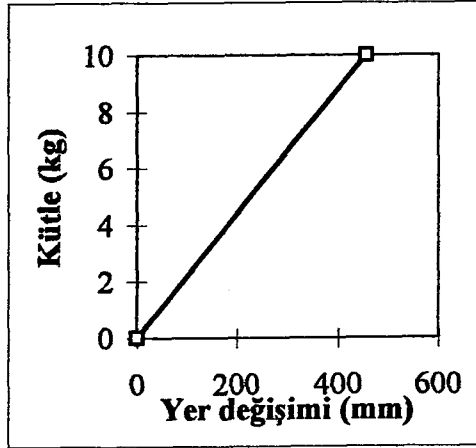


Seri bağı A5 yayının histerisis eğrisi

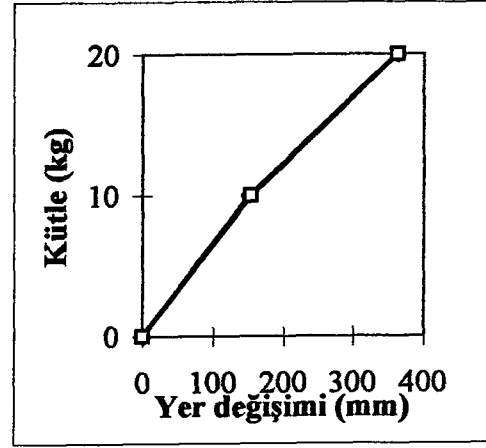


Seri bağı A6 yayının histerisis eğrisi

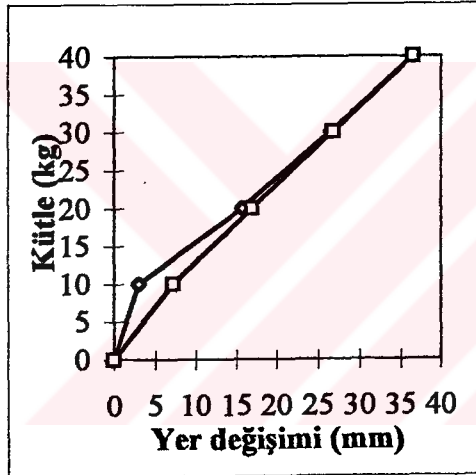
Şekil 4.7. Seri bağı yaylarda A grubu yayların histerisis eğrileri



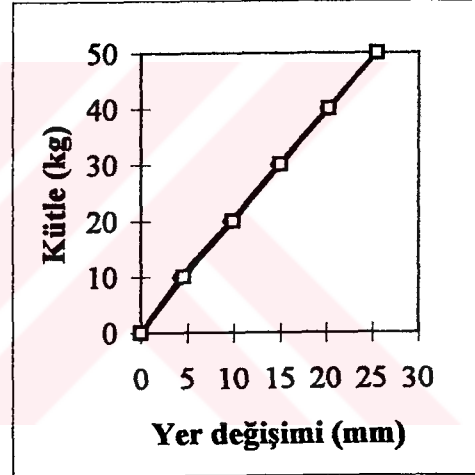
Seri bağı B1 yayının histerisis eğrisi



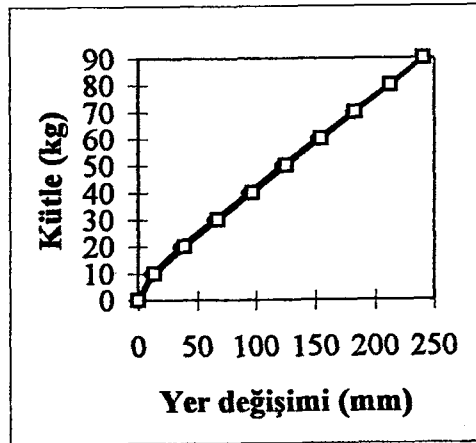
Seri bağı B2 yayının histerisis eğrisi



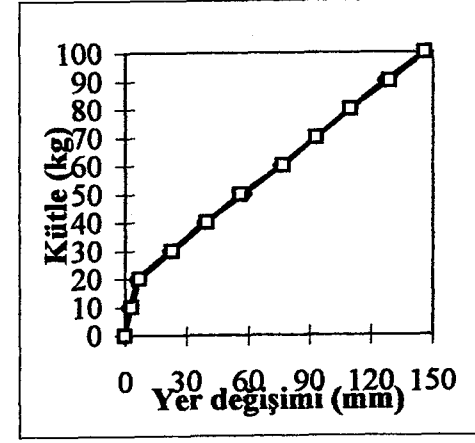
Seri bağı B3 yayının histerisis eğrisi



Seri bağı B4 yayının histerisis eğrisi

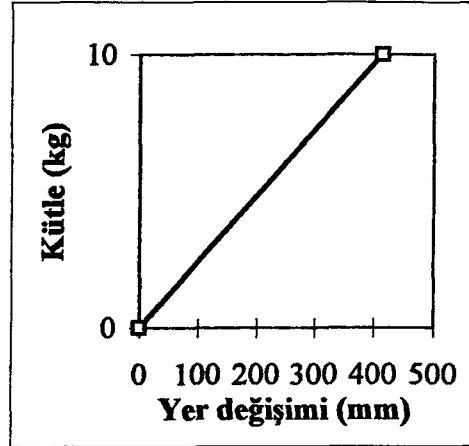


Seri bağı B5 yayının histerisis eğrisi

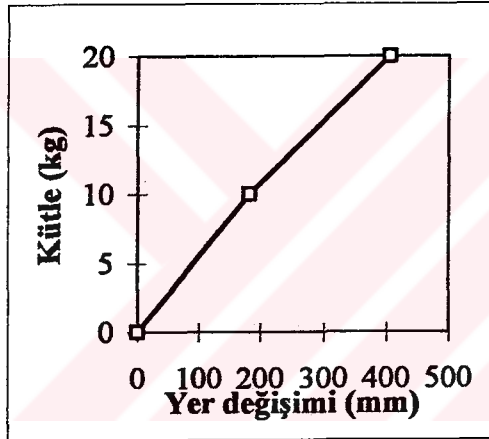


Seri bağı B6 yayının histerisis eğrisi

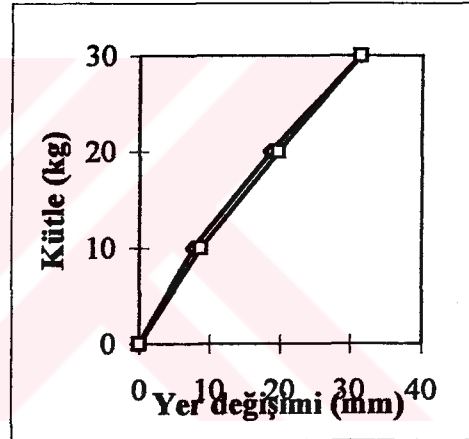
Şekil 4.8. Seri bağı yaylarda B grubu yayların histerisis eğrileri



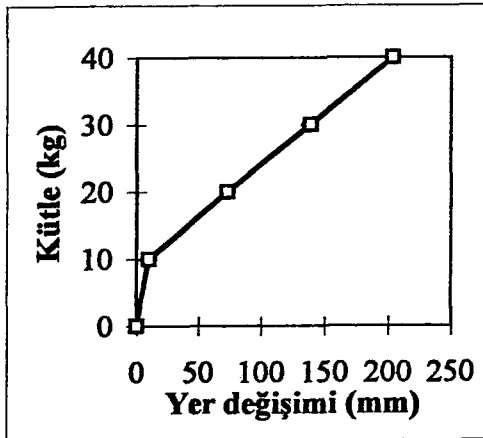
Seri bağlı C2 yayının histerisis eğrisi



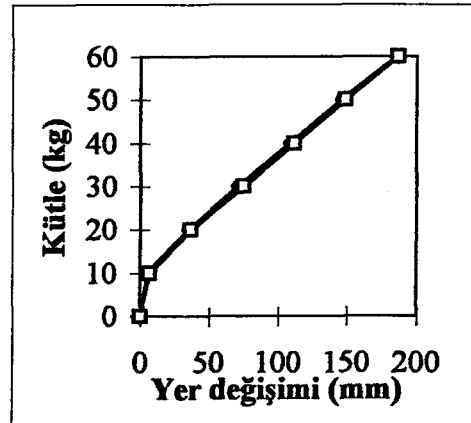
Seri bağlı C3 yayının histerisis eğrisi



Seri bağlı C4 yayının histerisis eğrisi

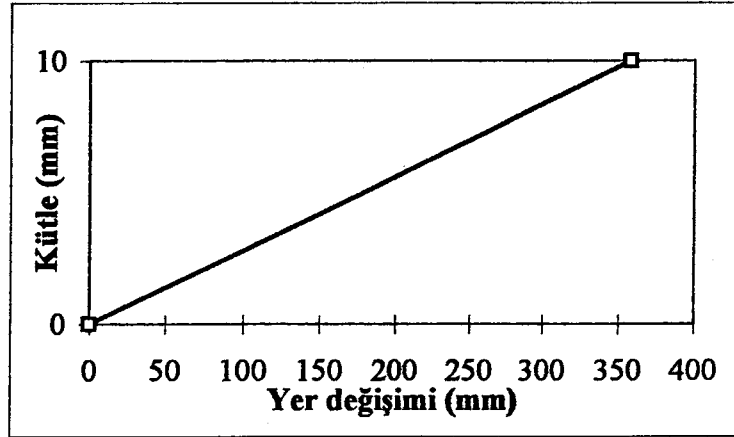


Seri bağlı C5 yayının histerisis eğrisi

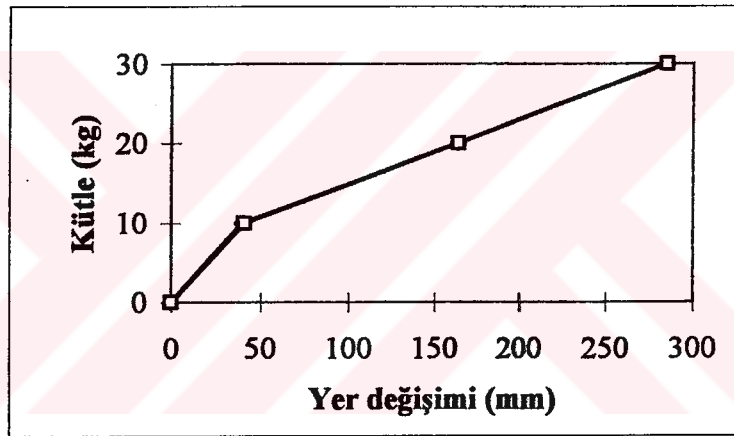


Seri bağlı C6 yayının histerisis eğrisi

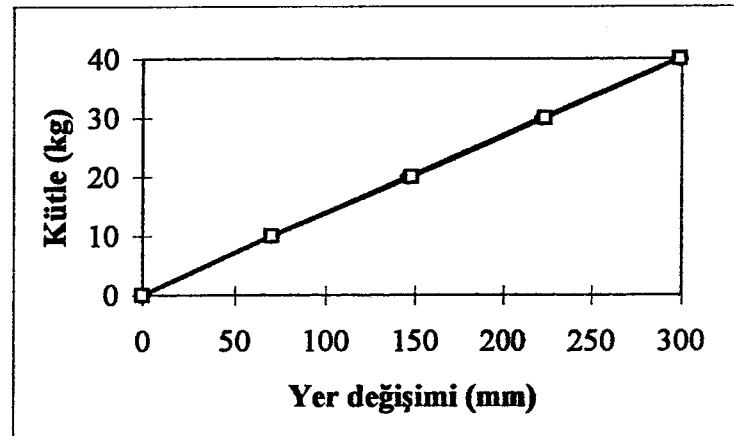
Şekil 4.9. Seri bağlı yaylarda C grubu yayların histerisis eğrileri



Seri bağlı D3 yayının histerisis eğrisi

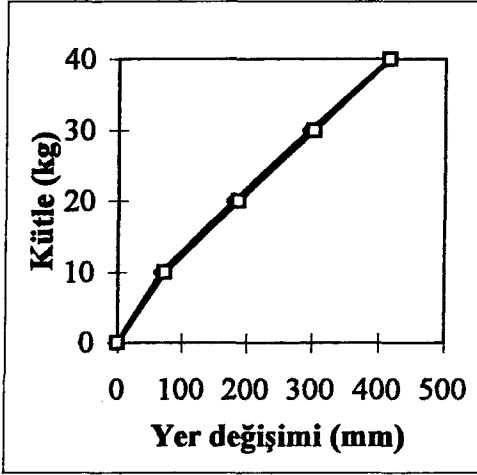


Seri bağlı D5 yayının histerisis eğrisi

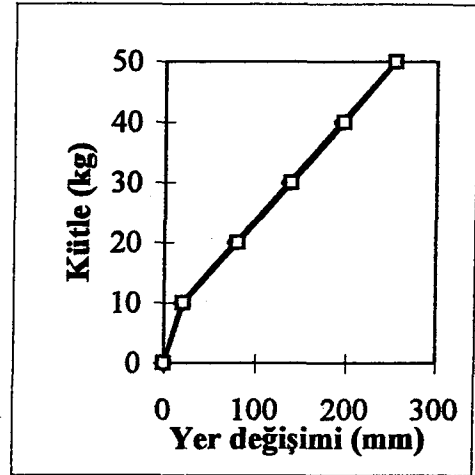


Seri bağlı D6 yayının histerisis eğrisi

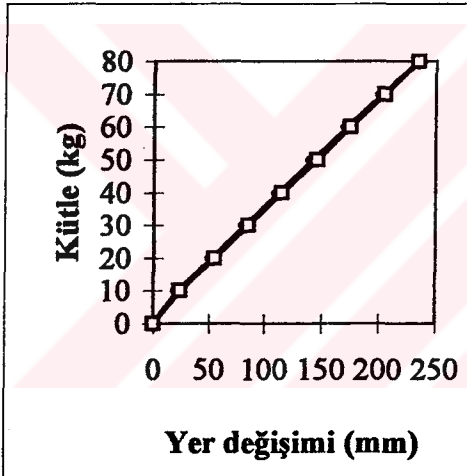
Şekil 4.10. Seri bağlı yaylarda D grubu yayların histerisis eğrileri



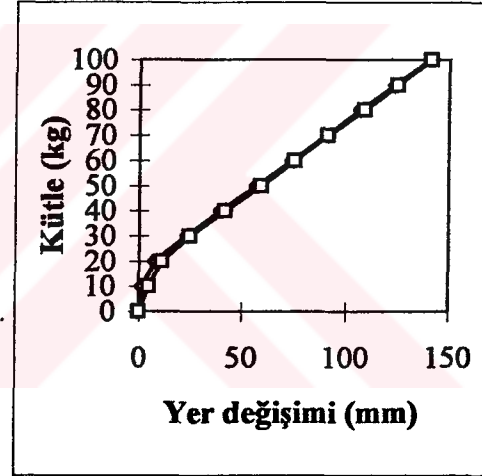
Seri bağlı E1 yayının histerisis eğrisi



Seri bağlı E2 yayının histerisis eğrisi

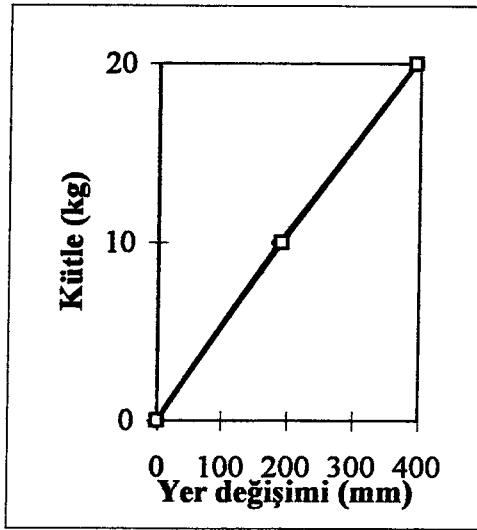


Seri bağlı E3 yayının histerisis eğrisi

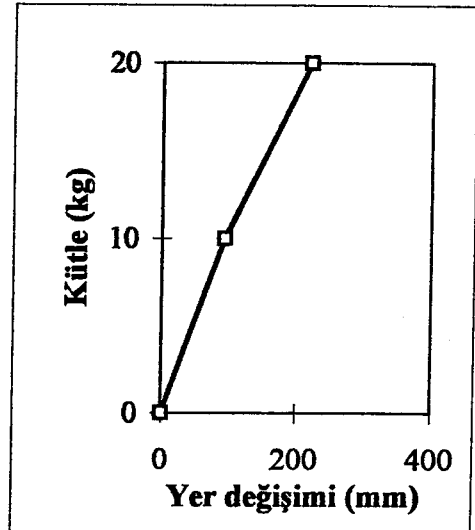


Seri bağlı E4 yayının histerisis eğrisi

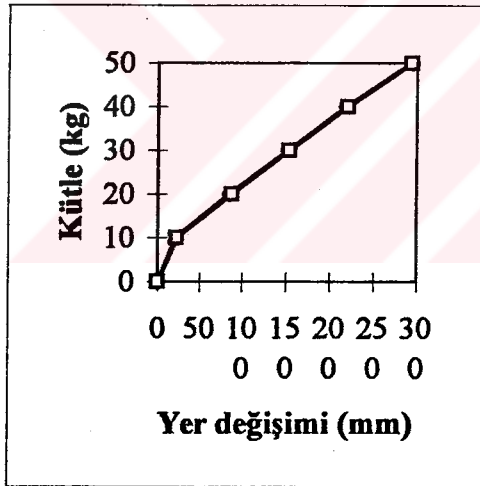
şekil 4.11. Seri bağlı yaylarda E grubu yayların histerisis eğrileri



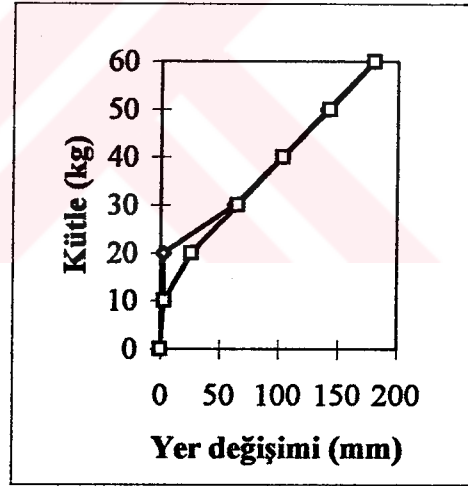
Seri bağlı F1 yayının histerisis eğrisi



Seri bağlı F2 yayının histerisis eğrisi



Seri bağlı F3 yayının histerisis eğrisi



Seri bağlı F4 yayının histerisis eğrisi

Şekil 4.12. Seri bağlı yaylarda F grubu yayların histerisis eğrileri

4.1.1.3. Paralel Bağlı Yayların Yerdeğişiminin Değerlendirilmesi

Denemede kullanılan yaylar Şekil 3.2.'de görünen düzeneğe paralel olarak bağlanarak yer değişim miktarları ölçülmüştür. Denemeler sonucunda aynı kütle (kg) ve aynı helis et kalınlığına sahip yaylarda helis çapı arttırıldıkça yer değişim miktarı artmakta, buna karşılık aynı kütle (kg) ve aynı helis çapına sahip yaylarda ise helis et kalınlığı arttıkça yer değişim miktarı azalmaktadır. Ayrıca, paralel olarak bağlanan yaylarda yer değişim miktarı, tek olarak bağlanan yayların yer değişim miktarının yaklaşık yarısı kadardır. Yani, yayların göstermiş oldukları direnç iki katına çıkmıştır. Bu yüzden, sert olan yaylar, en düşük kütlelerde yerdeğişim göstermemişlerdir.

Çizelge 4.13., 4.14., 4.15., 4.16., 4.17. ve 4.18. 'de paralel olarak bağlanan yayların yüklenmelere karşı göstermiş oldukları yer değişim miktarları ve Şekil 4.13., 4.14., 4.15., 4.16., 4.17. ve 4.18.'de de bu yerdeğişimlerin histerisis eğrileri verilmiştir. Çizelgede verilen değerler, yay üzerine kütleler yüklenirken ve tekrar alınırken elde edilen değerlerin ortalamasıdır. Denemede A1, A3 ve D4 yayının bozuk ve D1 yayının da yumuşak olmasından dolayı bu yaylara ilişkin değerler elde edilememiştir.

Çizelge 4.13. Paralel Yaylarda AGrubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
A1											
A2	1	12.5	28.5	45	61	78	93				
A3											
A4	3.5	7.5	11.5	14.5	18.5	22.5	26.5	30.5	34.5	38.5	42
A5	0	0.25	0.5	0.5	1.5	4	5.5	8	10	12	
A6	0.25	0.5	1	1.5	1.5	2.5	3.25	4.25	5.5	6.5	

Çizelge 4.14. Paralel Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
B1	110.5	245									
B2	26	79	131								
B3	7	31.5	56.5	82							
B4	6	19	32	45.5	59						
B5	2	5.5	11.5	18.5	25.5	33.5	40	47.8	55	62	
B6	0.75	0.75	1.5	3	6.5	11.5	15.5	20	24.5	29	

Çizelge 4.15. Paralel Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
C1	298										
C2	104	231									
C3	39	96.5	153	209							
C4	10	39	69	100							
C5	1.5	6.5	22	38.5	55.5	72	88.5	105			
C6	1.5	3.5	9.5	19.5	29	39	48	57.5	67		

Çizelge 4.16. Paralel yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

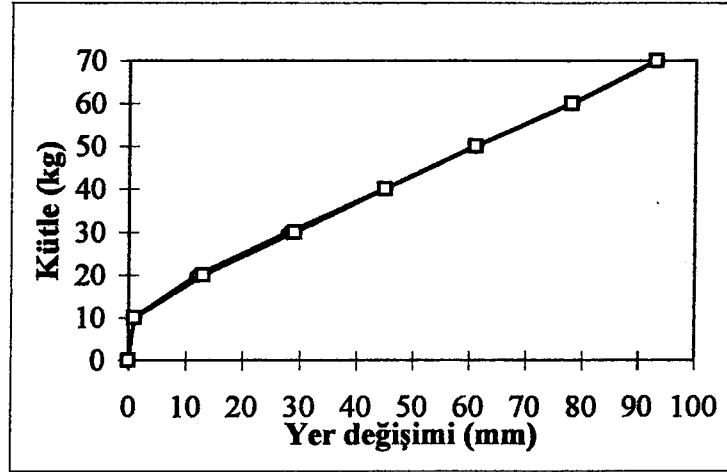
Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
D1											
D2	203										
D3	80.5	186									
D4											
D5	3	22	53	84.5	116	148					
D6	18.5	38.5	57.5	77.5	97.5	117.5	137				

Çizelge 4.17. Paralel yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

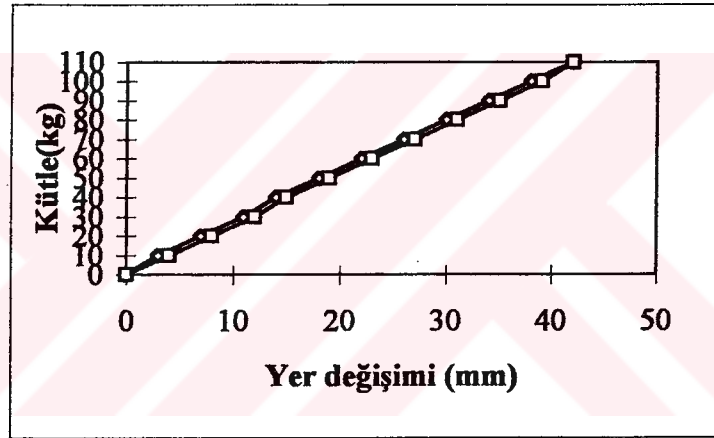
Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
E1	18	46.5	76.5	106	134.5	164.5	193	222	253	287	
E2	1	9	23.5	38.5	53.5	69	84				
E3	5	19	26.5	34.5	41.5	49	57	64.5	72		
E4	0	1.5	2.5	4.5	8.5	12.5	16.5	20.5	25.5	29.5	33

Çizelge 4.18. Paralel yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yer Değişim Miktarları

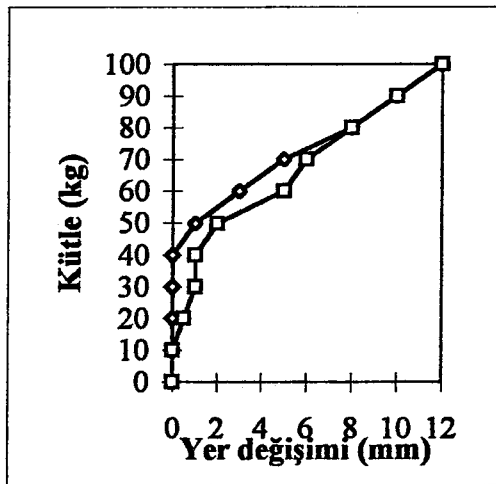
Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yer Değişimi (mm)										
F1	33	98	162.5	225							
F2	14.5	48	82.5	115.5	149						
F3	1	10.5	27	43.5	60.5	77	93				
F4	1	2.5	6.5	15	25	35	44.5	54.5	65	75	



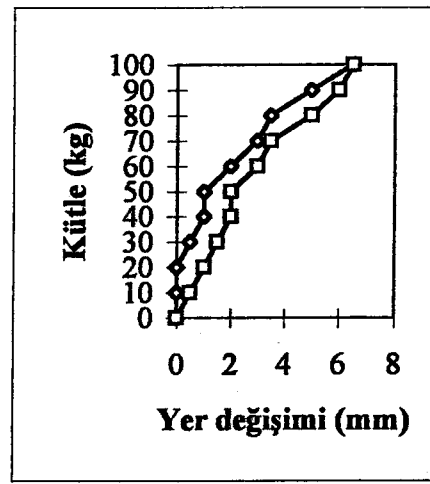
Paralel bağlı A2 yayının histerisis eğrisi



Paralel bağlı A4 yayının histerisis eğrisi

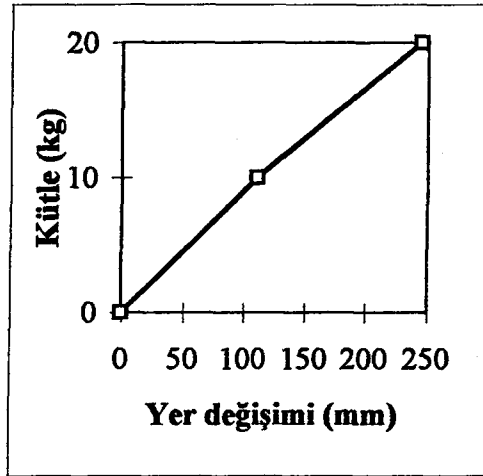


Paralel bağlı A5 yayının histerisis eğrisi

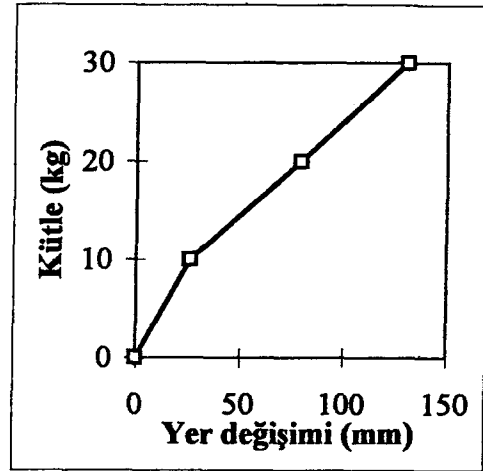


Paralel bağlı A6 yayının histerisis eğrisi

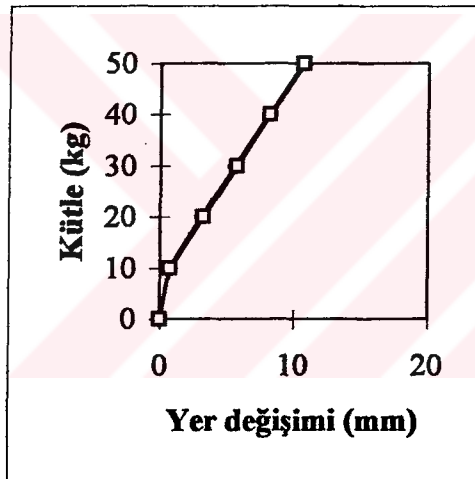
Şekil 4.13. Paralel bağlı yaylarda A grubu yayların histerisis eğrileri



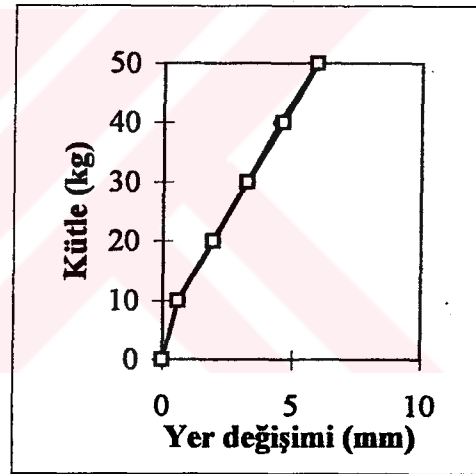
Paralel bağlı B1 yayının histerisis eğrisi



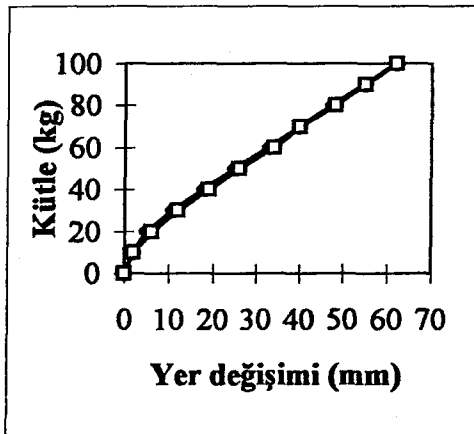
Paralel bağlı B2 yayının histerisis eğrisi



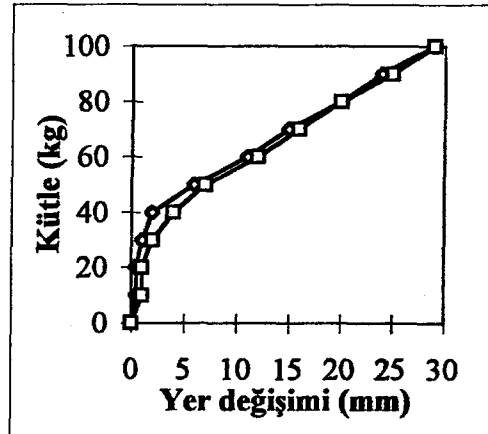
Paralel bağlı B3 yayının histerisis eğrisi



Paralel bağlı B4 yayının histerisis eğrisi

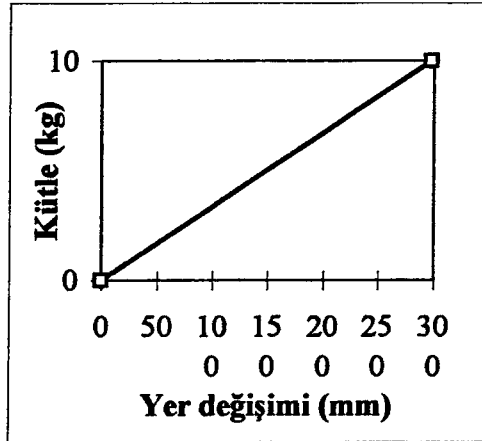


Paralel bağlı B5 yayının histerisis eğrisi

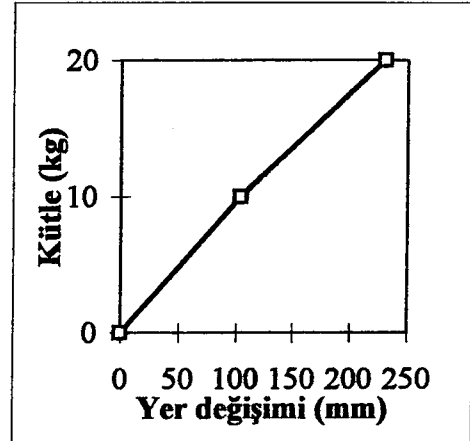


Paralel bağlı B6 yayının histerisis eğrisi

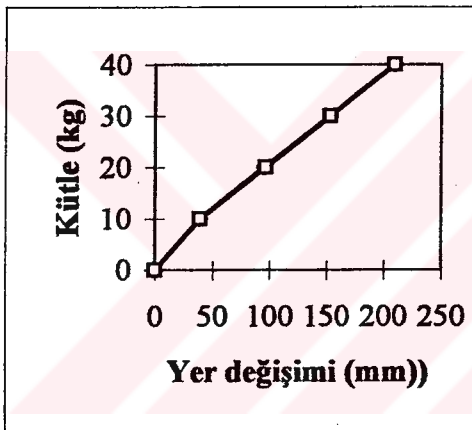
Şekil 4.14. Paralel bağlı yaylarda B grubu yayların histerisis eğrileri



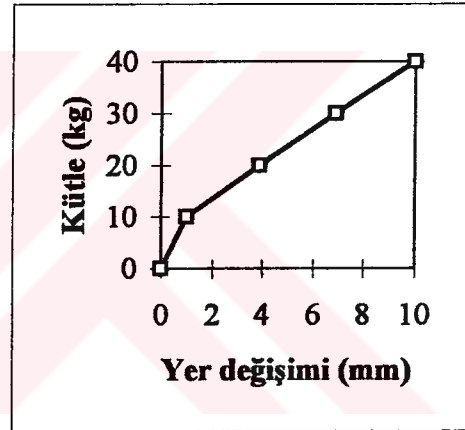
Paralel bağlı C1 yayının histerisis eğrisi



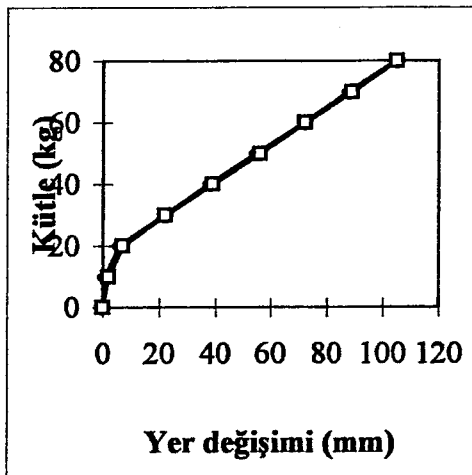
Paralel bağlı C2 yayının histerisis eğrisi



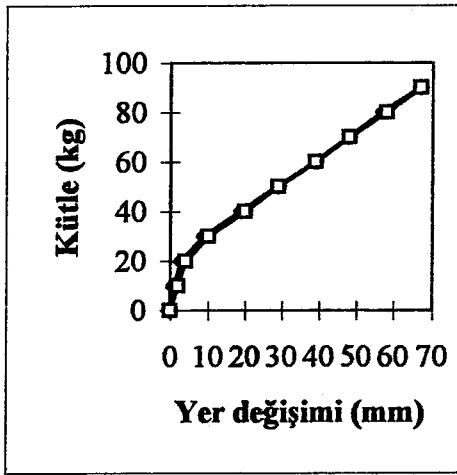
Paralel bağlı C3 yayının histerisis eğrisi



Paralel bağlı C4 yayının histerisis eğrisi

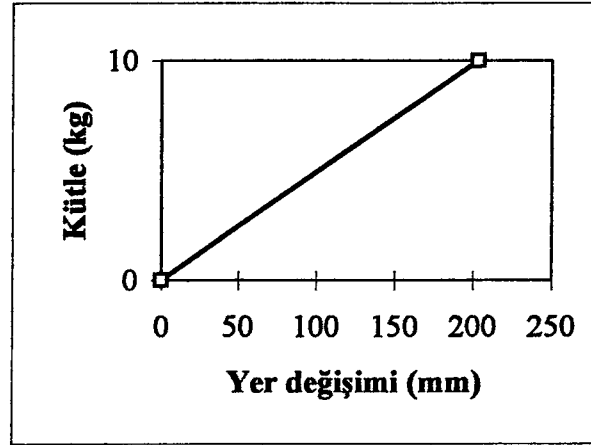


Paralel bağlı C5 yayının histerisis eğrisi

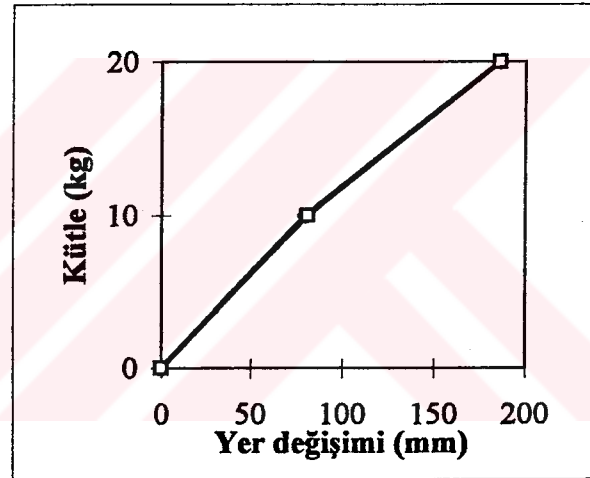


Paralel bağlı C6 yayının histerisis eğrisi

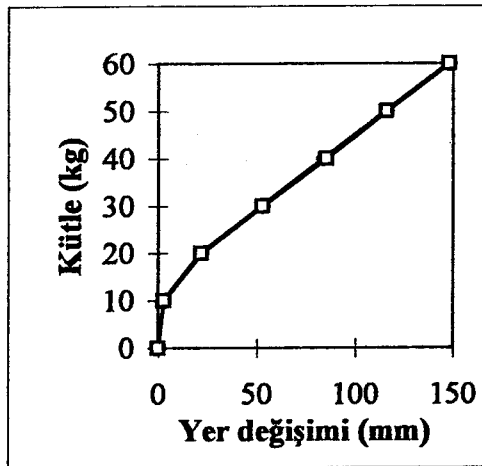
Şekil 4.15. Paralel bağlı yaylarda C grubu yayların histerisis eğrileri



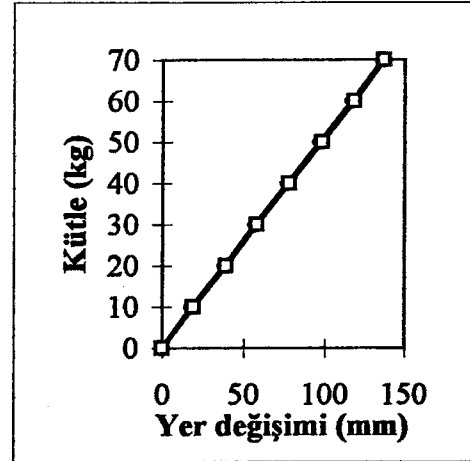
Paralel bağlı D2 yayının histerisis eğrisi



Paralel bağlı D3 yayının histerisis eğrisi

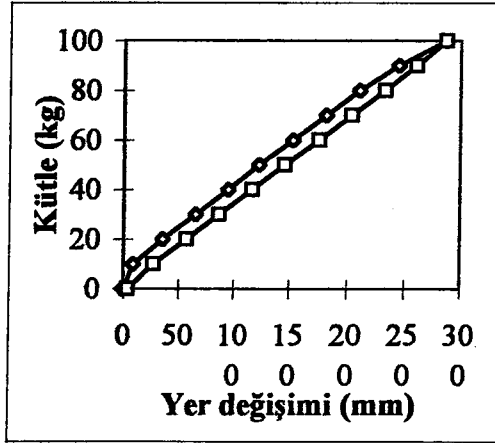


Paralel bağlı D5 yayının histerisis eğrisi

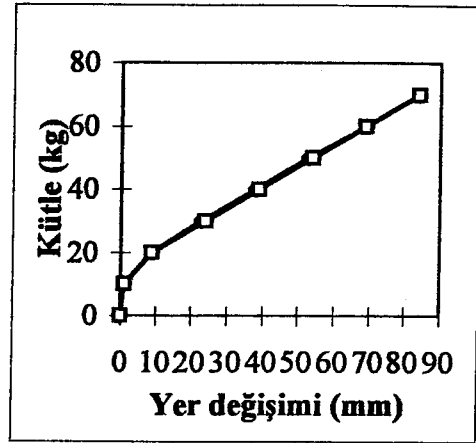


Paralel bağlı D6 yayının histerisis eğrisi

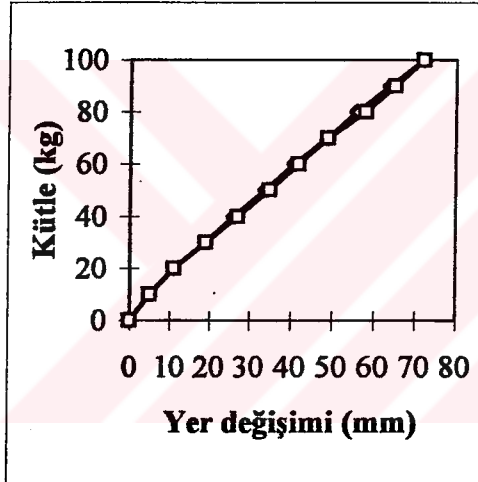
Şekil 4.16. Paralel bağlı yaylarda D grubu yayların histerisis eğrileri



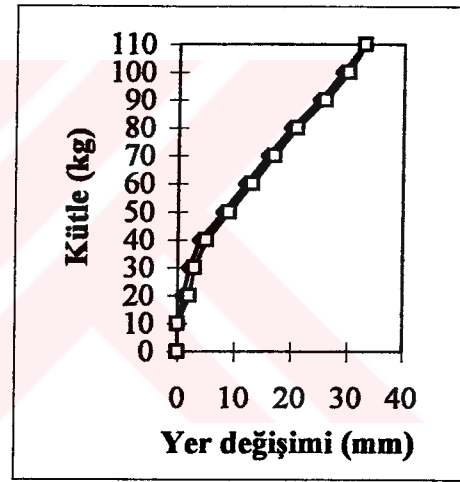
Paralel bağı E1 yayının histerisis eğrisi



Paralel bağı E2 yayının histerisis eğrisi

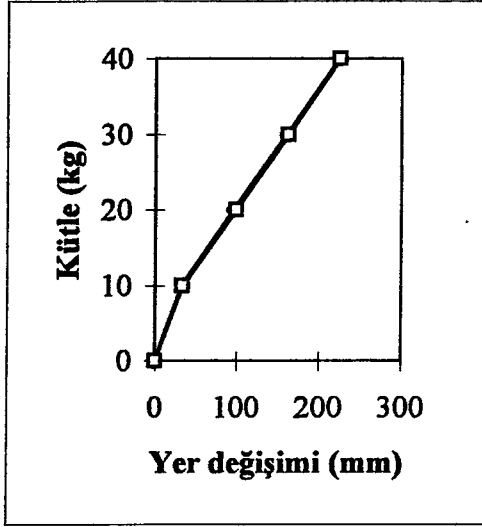


Paralel bağı E3 yayının histerisis eğrisi

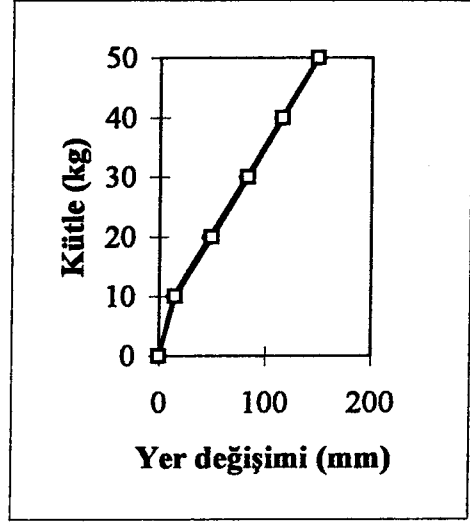


Paralel bağı E4 yayının histerisis eğrisi

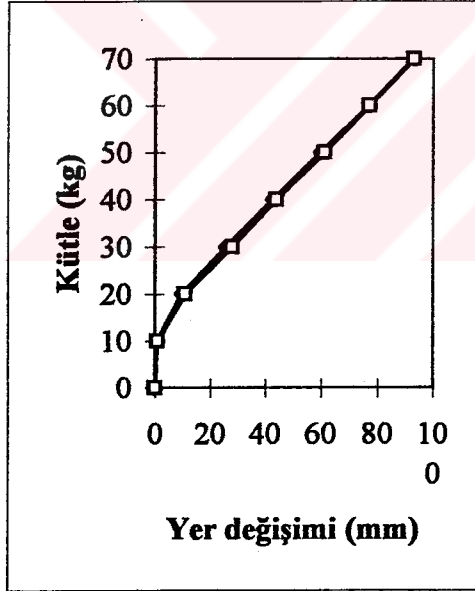
Şekil 4.17. Paralel bağı yaylarda E grubu yayların histerisis eğrileri



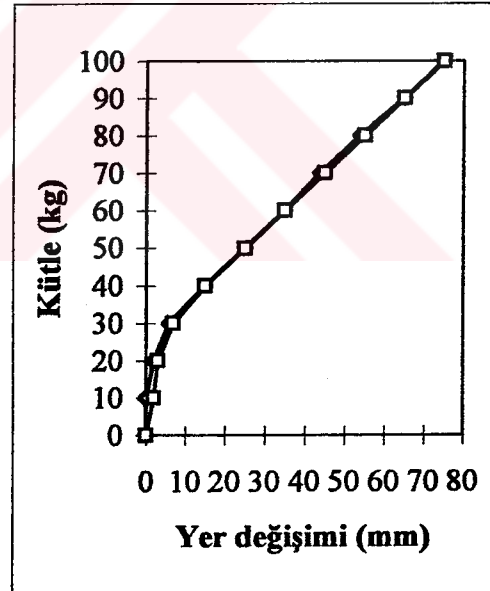
Paralel bağlı F1 yayının histerisis eğrisi



Paralel bağlı F2 yayının histerisis eğrisi



Paralel bağlı F3 yayının histerisis eğrisi



Paralel bağlı F4 yayının histerisis eğrisi

Şekil 4.18. Paralel bağlı yaylarda F grubu yayların histerisis eğrileri

4.1.2. Yay Katsayılarının Değerlendirilmesi

4.1.2.1. Tek Yayın Katsayısının Değerlendirilmesi

Yayların yay katsayılarına ilişkin hesaplanan değerler Çizelge 4.19, 4.20., 4.21., 4.22., 4.23. ve 4.24.'de verilmiştir.

Denemeler sonucunda, yay üzerine konan kütle (kg) arttıkça yay katsayısının azaldığı, bununla birlikte, aynı kütle (kg) ve aynı helis çapına sahip bir yayda, helis et kalınlığı arttıkça yay katsayısının arttığı, aynı kütle (kg) ve aynı helis et kalınlığına sahip yaylarda ise helis çapı arttıkça yay katsayısının azaldığı bulunmuştur.

Çizelge 4.19. A Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
	Yay katsayısı (N/m)										
A1	1755	1589	1502								
A2	7007	4360	3872	3667	3479						
A3	5770.5	6228.5	6329	6594.9	6628.4	6688.6	6666.9				
A4	14014	14014	13688	13531	13257	13227	13206	12866	12613		
A5	49050	78480	73575	49050	41745	36788	33498	32700	32105	30656	
A6	196200	392400	294300	130800							

Çizelge 4.20. B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
B1	415.7										
B2	1266	1072									
B3	2422	2204	2133	2087							
B4	6329	4844	4493	4336	4210						
B5	8918	7694	7267	7267	7187	7135	7116	7039	7063		
B6	39240	49050	25591	19141	16914	15288	14611	14141	13583	13257	

Çizelge 4.21. C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
C1	205.2										
C2	436										
C3	1027	934.7	937	3							
C4	2204	1914	1806	1760							
C5	6131	5232	4174	3755	3554	3462					
C6	17836	9126	7358	6651	6288	6099	5945	5857			

Çizelge 4.22. D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
D1											
D2	237.5										
D3	536.1										
D4	1141	985.9	946.3								
D5	5606	2515	2140	1972	1894						
D6	2255	2688	2364	2400	2404	2407	2368				

Çizelge 4.23. E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
E1	2725	2364	1955	1878	1803						
E2	12263	5606	4671	4242	4037	3847					
E3	7546	6884	6844	6651	6719	6689	6700	6651	6638	6628	
E4	98100	56057	28029	20653	17836	16580	15786	15092	14593	14321	14014

Çizelge 4.24. F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
F1	1072	887.8	833.7								
F2	2087	1760	1617	1618	1575	1731					
F3	7267	4409	3822	3633	3504	3402	3333				
F4	39240	15092	9055	7694	6908	6468	6300	6107	5966		

4.1.2.2. Seri Bağlı Yayların Yay Katsayıları

Seri olarak bağlanan ve yer değişimleri ölçülen yayların yay katsayılarına ilişkin sonuçlar Çizelge 4.25, 4.26., 4.27., 4.28., 4.29. ve 4.30.'da verilmiştir. Çizelgelerde deformasyona uğrayan yaylar ve yumuşak yaylara ilişkin değerler verilmemiştir.

Denemeler sonucunda, yay üzerine konan kütle (kg) arttıkça yay katsayısının azaldığı, bununla birlikte, aynı kütle ve aynı helis çapına sahip bir yayda, helis et kalınlığı arttıkça yay katsayısının arttığı, aynı kütle ve aynı helis et kalınlığına sahip yaylarda ise helis çapı arttıkça yay katsayısının azaldığı bulunmuştur. Seri olarak bağlama sonucunda elde edilen yay katsayıları, yayların tek olarak bağlanması sonucunda elde edilen yay katsayılarının yaklaşık yarısı kadar, paralel olarak bağlanan yaylarda elde edilen yay katsayısının ise yaklaşık $\frac{1}{4}$ 'ü kadardır. Bunun sebebi ise, seri olarak bağlama sonucunda aynı kütle deki yer değişim miktarının tek bir yaya göre iki, paralel bağlantıya göre ise 4 kat daha fazla olmasıdır.

Çizelge 4.25. Seri Bağlı Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
A1											
A2	3504	2168	1933	1817							
A3											
A4	7848	7135	6805	6708	6584	6504	6509	6486	6445		
A5	56057	78480	42043	26603	21326	18394	17385	16181	15627	15328	
A6	196200	130800	84086	54124	39240	35673	31940	30185	28253	27250	

Çizelge 4.26. Seri Bağlı Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
B1	215.6										
B2	643.3	540.5									
B3	1923.5	1200	1102.3	1075.1							
B4	2204.5	2202	1975.1	1937.7	1923.5						
B5	7546	5232	4426	4109	3940	3822	3763	3698	3663		
B6	39240	30185	13080	9934	8605	7694	7384	7135	6898	6719	

Çizelge 4.27. Seri Bağlı Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
C1											
C2	237										
C3	539	484.4									
C4	1181.9	1019.2	937.2								
C5	10326	2688	2125	1924							
C6	15092	5375	4004	3535	3314	3525					

Çizelge 4.28. Seri Bağlı Yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
D1											
D2											
D3	274										
D4											
D5	2422	1196	1033								
D6	1401	1335	1320	1312							

Çizelge 4.29. Seri Bağlı Yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
E1	1372	1069	984.3	945.5							
E2	4785	2484	2148	2007	1931						
E3	4174	3633	3504	3442	3394	3383	3366	3354			
E4	28029	20653	12012	9571	8457	7901	7546	7267	7092	6957	

Çizelge 4.30. Seri Bağlı Yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
F1	517.7	499.2									
F2	1049	883.8									
F3	4265	2255	1917	1784	1668						
F4	32700	7694	4598	3810	3454	3270					

4.1.2.3.Paralel Bağlı Yayların Yay Katsayıları

Paralel olarak bağlanan ve yer değişimleri ölçülen yayların yay katsayılarına ilişkin sonuçlar Çizelge 4.31, 4.32., 4.33., 4.34., 4.35. ve 4.36.'da verilmiştir. Çizelgelerde deformasyona uğrayan yaylar ve yumuşak yaylara ilişkin sonuçlar verilmemiştir. Denemeler sonucunda, yay üzerine konan kütle arttıkça yay katsayısının azaldığı, bununla birlikte, aynı kütle ve aynı helis çapına sahip bir yayda, helis et kalınlığı arttıkça yay katsayısının arttığı, aynı kütle ve aynı helis et kalınlığına sahip yaylarda ise helis çapı arttıkça yay katsayısının azaldığı saptanmıştır. Paralel olarak bağlama sonucunda elde edilen yay katsayıları, yayların tek olarak bağlanması sonucunda elde edilen yay katsayılarının yaklaşık iki katı kadar, seri olarak bağlanan yaylarda elde edilen yay katsayısının ise yaklaşık dört katı kadardır. Bunun sebebi ise, paralel olarak bağlama sonucunda aynı kütle deki yer değişim miktarının tek bir yaya göre iki, seri bağlantıya göre ise 4 kat daha az olmasıdır.

Çizelge 4.31. Paralel Bağlı Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
A1											
A2	98100	15696	10326	8720	8041	7546	7384				
A3											
A4	28029	26160	25591	27062	26514	26160	25913	25731	25591	25481	25693
A5	-	784800	588600	784800	327000	147150	124854	98100	88290	81750	
A6	392400	392400	294300	261600	327000	235440	211292	184658	160527	150923	

Çizelge 4.32. Paralel Bağlı Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
B1	887.8	800.8									
B2	3773	2484	2247								
B3	14014.3	6228.6	5208.8	4785.3							
B4	16350	10326	9196.8	8624.1	8313.5						
B5	49050	335673	25591	21211	19235	17570	17168	16436	16053	15823	
B6	130800	261600	196200	130800	75462	51183	44303	39240	36037	33828	

Çizelge 4.33. Paralel Bağlı Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
C1	329.2										
C2	923.3	849.4									
C3	2515	2033	1924	1878							
C4	9810	5030	4265	3924							
C5	65400	30185	13377	10192	8838	8175	7759	7474			
C6	65400	56057	30979	20123	16914	15092	14306	13649	13178		

Çizelge 4.34. Paralel Bağlı Yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
D1											
D2	483.3										
D3	1219	1055									
D4											
D5	32700	8918	5553	4644	4228	3977					
D6	5303	5096	5118	5063	5031	5009	5012				

Çizelge 4.35. Paralel Bağlı Yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
E1	5450	4219	3847	3702	3647	3578	3558	3535	3490	3418	
E2	98100	21800	12523	10192	9168	8530	8175				
E3	19620	17836	15489	14808	14217	14183	14014	13768	13688	13625	
E4	-	130800	117720	87200	57706	47088	41618	38283	34624	33254	32700

Çizelge 4.36. Paralel Bağlı Yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Yay Katsayısı Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Yay katsayısı (N/m)										
F1	2973	2002	1811	1744							
F2	6766	4088	3567	3397	3292						
F3	98100	18686	10900	9021	8107	7644	7384				
F4	98100	78480	45277	26160	19620	16817	15431	14400	13583	13080	

4.1.3. Yayların Sönümsüz Doğal Frekansları

4.1.3.1. Tek Yayın Sönümsüz Doğal Frekansı

Tek olarak bağlanan yayların sönümsüz doğal frekansları iki ayrı eşitlikle hesaplanmıştır. Her iki eşitlikle de elde edilen sonuçlar aynıdır. Deneme sonucunda elde edilen sonuçlar Çizelge 4.37, 4.38., 4.39., 4.40., 4.41. ve 4.42.'de verilmiştir. Denemelerde sert yayların, düşük ağırlıklarda yer değişim miktarı yok denecek kadar

az olduğu için sönümsüz doğal frekansları hesaplanamamıştır. Buna göre yay üzerine konan kütle miktarı arttıkça sönümsüz doğal frekans düşmekte, aynı kütle ve aynı helis çapına sahip yayda; helis et kalınlığı arttıkça doğal frekans artmakta, aynı kütle ve aynı helis et kalınlığına sahip yayda ise helis çapı arttıkça doğal frekans azalmaktadır. Ayrıca doğal frekans azaldıkça, yer değişim miktarı artmış ve yay katsayısı düşmüştür. Devir ölçerle bulunan sönümsüz doğal frekans ile hesaplama sonucunda bulunan doğal frekanslar arasında yaklaşık %1-5 oranında bir sapma olmuştur

Çizelge 4.37. A Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
A1	1.8	1.3									
A2	2.8	2.1	1.6	1.4							
A3	3.8	2.8	2.3	2.1	1.8	1.7	1.6				
A4	-	4	3.4	2.8	2.4	2.4	2.4	2.2			
A5	-	-	-	3.8	3.4	3	2.8	2.4	2.4	2.3	
A6	-	-	-	2.4	2.2	1.9	1.8	1.7	1.6	1.5	

Çizelge 4.38. B Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
B1	1.4										
B2	1.5	1.1									
B3	2.2	1.6	1.3	1.1	0.6						
B4	3.1	2.3	1.8	1.6	1.4						
B5	-	-	2.3	2.0	1.8	1.7	1.5	1.5	1.4		
B6	-	-	3.0	2.6	2.4	2.2	1.9	1.8	1.8		

Çizelge 4.39. C Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
C1	-										
C2	1										
C3	1.4	1									
C4	2.2	1.4	1.2	1.0							
C5	-	1.9	1.6	1.4	1.2	1.1					
C6	-	2.6	2.1	1.8	1.6	1.5	1.4	1.3			

Çizelge 4.40. D Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
D1											
D2	0.7										
D3	1.1	0.8									
D4	1.4	1.0									
D5	2.1	1.4	1.2	1.0							
D6	2.5	1.8	1.4	1.2	1.1	0.6					

Çizelge 4.41. E Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
E1	2.6	1.7	1.3	1.1	0.9						
E2	5.6	2.7	2.0	1.6	1.4	1.3					
E3	4.4	3.0	2.4	2.0	1.8	1.7	1.5	1.5	1.4	1.3	
E4	15.7	8.4	4.8	3.6	3.0	2.6	2.4	2.2	2.0	1.9	1.8

Çizelge 4.42. F Grubu Yaylar İçin Kütle -Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
F1	1.6	1.0	0.8								
F2	2.3	1.5	1.2	1.0	0.9	0.8					
F3	4.3	2.4	1.8	1.5	1.3	1.2	1.1				
F4	9.9	4.4	2.8	2.2	1.9	1.6	1.5	1.4	1.3		

4.1.3.2. Seri Bağlı Yayların Sönümsüz Doğal Frekansları

Seri olarak bağlanan yayların sönümsüz doğal frekanslarına ilişkin sonuçlar Çizelge 4.43, 4.44, 4.45., 4.46., 4.47. ve 4.48.'de verilmiştir. Denemeler sonucunda; yay üzerine konan kütle miktarı arttıkça sönümsüz doğal frekansın azaldığı, aynı kütle ve aynı helis çapına sahip yayda, helis et kalınlığı arttıkça doğal frekansın arttığı, aynı kütle ve aynı helis et kalınlığına sahip yayda ise helis çapı arttıkça doğal frekansın azaldığı görülmüştür. Seri bağlantılar sonucu elde edilen sönümsüz doğal frekanslar, yaydaki yer değişimin daha fazla olmasından dolayı tek bir yay bağlantısına ve paralel yay bağlantısına göre daha az bulunmuştur.

Çizelge 4.43.Seri Bağlı Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
A1											
A2	3.0	1.7	1.3	1.1							
A3											
A4	4.5	3.0	2.4	2.0	1.8	1.7	1.5	1.4	1.3		
A5	11.92	10	6.0	4.1	3.3	2.8	2.5	2.3	2.1	2.0	
A6	22.3	12.9	8.4	5.9	4.5	3.9	3.4	3.1	2.8	2.6	

Çizelge 4.44.Seri Bağlı Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
B1	0.7										
B2	1.2	0.8									
B3	2.2	1.2	0.9	0.8							
B4	2.3	1.6	1.3	1.1	1.0						
B5	4.4	2.6	1.9	1.6	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0		
B6	9.9	6.2	3.3	2.5	2.1	1.8	1.6	1.5	1.4	1.3	

Çizelge 4.45. Seri Bağlı Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
C1											
C2	0.7										
C3	1.2	0.7									
C4	1.7	1.1	0.9								
C5	5.1	1.8	1.3	1.1							
C6	6.1	2.6	1.8	1.5	1.3	1.2					

Çizelge 4.46. Seri Bağlı Yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
D1											
D2											
D3	0.8										
D4											
D5	2.5	1.2	0.9								
D6	1.9	1.3	1.1	0.9							

Çizelge 4.47. Seri Bağlı Yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
E1	1.8	1.2	0.9	0.7							
E2	3.5	1.7	1.3	1.1	1.0						
E3	3.2	2.1	1.7	1.5	1.3	1.2	1.1	1.0			
E4	8.4	5.1	3.1	2.5	2.1	1.8	1.6	1.5	1.4	1.3	

Çizelge 4.48. Seri Bağlı Yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
F1	1.1	0.8									
F2	1.6	1.1									
F3	3.3	1.7	1.3	1.1	0.9						
F4	9.1	3.1	1.9	1.5	1.3	1.2					

4.1.3.3. Paralel Bağlı Yayların Sönümsüz Doğal Frekansları

Paralel olarak bağlanan yayların sönümsüz doğal frekanslarına ilişkin sonuçlar Çizelge 4.49, 4.50., 4.51., 4.52., 4.53. ve 4.54.'de verilmiştir. Denemeler sonucunda; yay üzerine konan kütle miktarı arttıkça sönümsüz doğal frekansın azaldığı, aynı kütle ve aynı helis çapına sahip yayda; helis et kalınlığı arttıkça doğal frekansın arttığı, aynı kütle ve aynı helis et kalınlığına sahip yayda ise helis çapı arttıkça doğal frekansın azaldığı görülmüştür. Paralel bağlantılar sonucu elde edilen sönümsüz doğal frekanslar, yaydaki yer değişiminin daha az olmasından dolayı, tek bir yay bağlantısına ve seri yay bağlantısına göre daha fazla bulunmuştur.

Çizelge 4.49. Paralel Bağlı Yaylarda A Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
A1											
A2	15.7	4.5	2.9	2.3	2.0	1.8	1.6				
A3											
A4	8.4	5.7	4.6	4.1	3.6	3.3	3.1	2.8	2.7	2.5	2.4
A5	-	31.5	22.3	22.3	12.8	7.8	6.7	5.5	5.0	4.5	
A6	31.5	22.3	15.7	12.8	12.8	9.9	8.7	7.6	6.7	6.2	

Çizelge 4.50. Paralel Bağlı Yaylarda B Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
B1	1.5	1.0									
B2	3.1	1.7	1.3								
B3	5.9	2.8	2.1	1.7							
B4	6.4	3.6	2.8	2.3	2.1						
B5	11.1	6.7	4.6	3.6	3.1	2.7	2.5	2.3	2.1	2.0	
B6	18.2	18.2	12.8	9.1	6.1	4.6	4.0	3.5	3.1	2.9	

Çizelge 4.51. Paralel Bağlı Yaylarda C Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
C1	0.9										
C2	1.5	1.0									
C3	2.5	1.6	1.3	1.1							
C4	4.9	2.5	1.9	1.6							
C5	12.8	6.1	3.3	2.5	2.1	1.8	1.6	1.5			
C6	12.8	8.4	5.1	3.5	2.9	2.5	2.2	2.1	1.9		

Çizelge 4.52. Paralel Bağlı Yaylarda D Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
D1											
D2	1.1										
D3	1.7	1.1									
D4											
D5	9.1	3.3	2.1	1.7	1.4	1.3					
D6	3.6	2.5	2.0	1.8	1.6	1.4	1.3				

Çizelge 4.53. Paralel Bağlı Yaylarda E Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
E1	3.7	2.3	1.8	1.5	1.4	1.2	1.1	1.0	0.9	0.9	
E2	15.7	5.2	3.2	2.5	2.1	1.9	1.7				
E3	7.0	4.7	3.6	3.0	2.7	2.4	2.3	2.1	1.9	1.8	
E4	-	12.8	9.9	7.4	5.4	4.5	3.8	3.5	3.1	2.9	2.7

Çizelge 4.54. Paralel Bağlı Yaylarda F Grubu Yaylar İçin Kütle-Doğal Frekans Değişim Miktarları

Yay Kodu	Kütle (kg)										
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	Doğal frekans (Hz)										
F1	2.7	1.6	1.2	1.0							
F2	4.1	2.2	1.7	1.5	1.3						
F3	15.7	4.8	3.0	2.4	2.0	1.8					
F4	15.7	9.9	6.1	4.0	3.1	2.6	2.3	2.1	1.9	1.8	

4.1.4. Matematiksel Model

Yay yerdeğişim miktarı, yay katsayısı ve sönümsüz doğal frekanslar hesaplandıktan sonra, elde edilen bu değerlere göre bilgisayar programı yardımıyla bir matematiksel eşitlik geliştirilmiştir. Bu eşitlik geliştirilirken; doğal frekansı (Hz) etkileyen, yayın helis çapı (mm), helis et kalınlığı (mm), yay katsayısı (N/m), sarım sayısı (adet), yay boyu (mm), yer değişim miktarı (mm) ve kütle (kg) gibi bir çok yay özelliği dikkate alınmıştır. Bu değişkenler içerisinde yay katsayısı, yer çekimi ivmesi, sarım sayısı ve yay boyunun sönümsüz doğal frekansın değişiminde önemsiz olduğu kabul edilmiştir. Diğer değişkenlerle sönümsüz doğal frekansın hesaplanması için çoklu regresyon yapılarak aşağıdaki eşitlik elde edilmiştir.

$$f = -4.898 - 0.12915m + 0.016x - 0.351D + 5.485a \quad ; R^2 = 0.64$$

Burada;

f : Sönümsüz doğal frekans (Hz),

m : Kütle (kg),

x : Yer değişim miktarı (mm),

D : Helis çapı (mm) ve

a : Helis et kalınlığı (mm)'dir.

Bu eşitlikte, doğal frekansın 1.5 Hz, yer değişim miktarının 100 mm ve kütlenin de 40, 50 ve 60 kg olması istendiği için, helis et kalınlığı ve helis çapı arasında bire bir eşitlik elde edilebilir ve buna bağlı olarak istenen et kalınlığına karşılık helis çapı veya istenen helis çapına karşılık helis et kalınlığı hesaplanabilir. Bu olanak uygulama koşullarında yay seçiminde çok yarar sağlayacaktır.

4.2. Oturak Titreşim Özellikleri

4.2.1. Değişik Küteller İçin Uygun Ayar Konumları

Araştırmada sönümlü doğal frekansların bulunması ve uygun yaylanma ile kullanılacak sürücü kütellerinin saptanması için, oturak yaylarının statik esneme yolları ölçülmüştür. Diğer deyimle oturağa uygulanan belirli bir kütleye karşı, oturak konum değişimleri saptanmış ve yay boyu değişim eğrileri çizilmiştir. Elde edilen ayar konumları Çizelge 4.55.'de 40 - 50 - 60 kg'lık küteller için verilmiştir.

Çizelgede ayarlara ilişkin sayılar yayın en gevşek konumu sıfır kabul edilerek, ayar vidasının sıkılma sayısını göstermektedir. Bu ayar konumlarında oturak, yanlarında gösterilen küteller ile yüklendiğinde, oturağın düşey yönlü serbest titreşim yolunun ortasında bulunmaktadır.

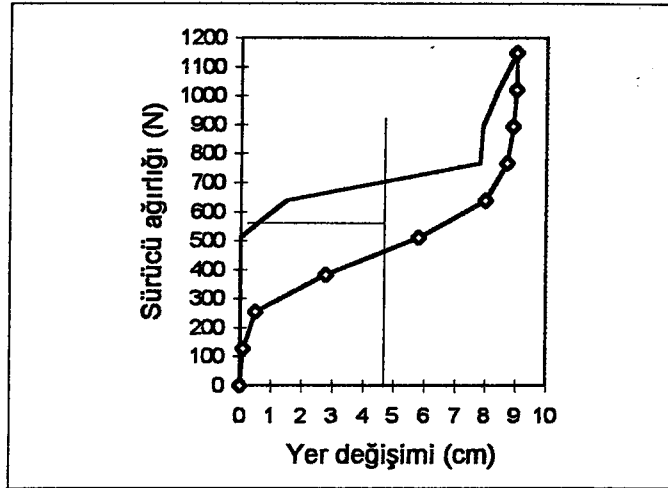
Gerçekte her bir oturakta sürücü ağırlığına göre ayar kademelerinin, oturak ayar mekanizması üzerinde belirtilmesi gerekir. Böylece traktörü kullanan sürücü kendi ağırlığına uygun olarak oturak salınım sistemini ayarlayacak, oturağın alta ve üste vurması engellenerek, sürücünün yoldaki engellerden daha az etkilenmesi veya daha az titreşim alması sağlanacaktır.

Ancak araştırma materyali olarak kullanılan yaylardan, helis çapı 20 mm ve 50 mm olan yaylar koltuğa takılmada uygun ölçüde olmadıkları için vida ayar konum

deneyleri bu yaylara uygulanmamıştır. Geriye kalan yaylar içerisinde de daha önce yapılan ölçümlere dayanarak çok sert ve çok yumuşak olarak değerlendirdiğimiz yaylarda vida ayar konumu değerleri alınmamıştır. Bu deneye, materyal olarak seçilen yaylar içerisinde sadece 15 adeti alınmıştır. Bu yaylara ilişkin uygun vida ayar konumları Çizelge 4.55.ve Şekil 4.19.-...-4.38.'de verilmiştir.

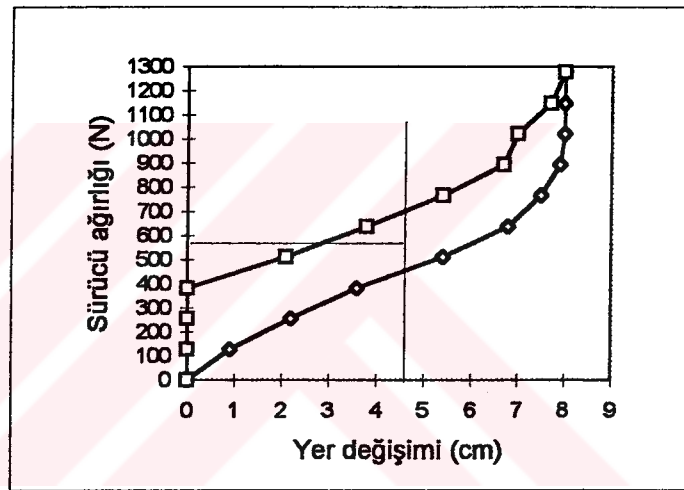
Çizelgede belirtilen ayar konumlarında, oturaklar belirli kütlelerle yüklendiğinde, oturak serbest titreşim yolunun ortasında bulunmaktadır. Aynı çizelgede oturak yalıtım sisteminin maksimum esneme miktarları da (mm) verilmiştir.

72 Adım			B3
+	-	N	kg
0	0	0	0
0	0,1	127,53	10
0	0,5	255,06	20
0	2,8	382,59	30
0	5,8	510,12	40
1,5	8	637,65	50
7,8	8,7	765,18	60
7,9	8,9	892,71	70
8,4	9	1020,24	80
9	9	1147,77	90



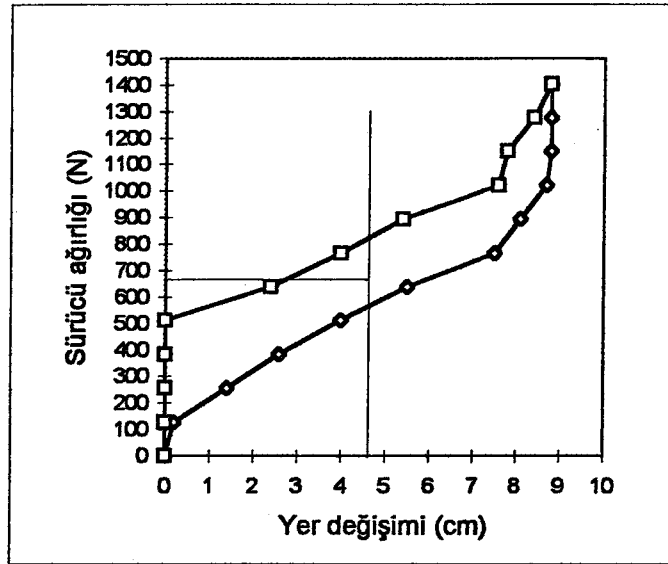
Şekil 4.19. B3 yayının 72 adımdaki statik yay boyu değişimi

8 Adım			B4
+	-	N	kg
0	0	0	0
0	0,9	127,53	10
0	2,2	255,06	20
0	3,6	382,59	30
2,1	5,4	510,12	40
3,8	6,8	637,65	50
5,4	7,5	765,18	60
6,7	7,9	892,71	70
7	8	1020,24	80
7,7	8	1147,77	90
8	8	1275,3	100



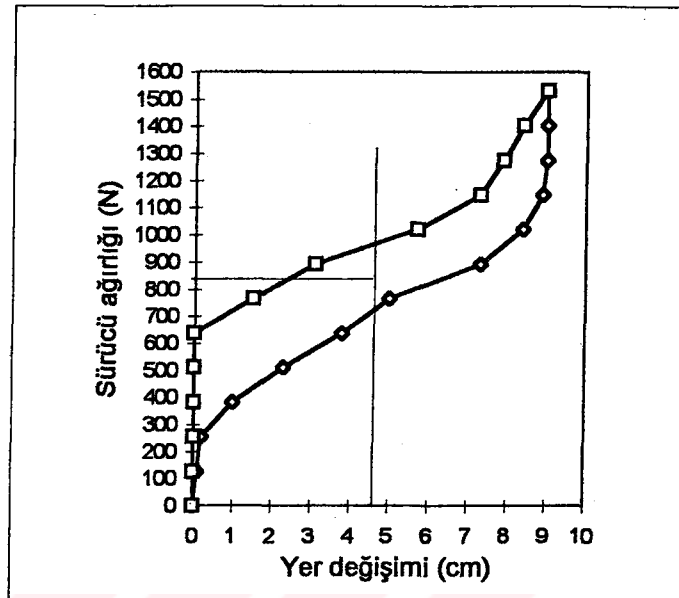
Şekil 4.20. B4 yayının 8 adımdaki statik yay boyu değişimi

20 Adım			B4
+	-	N	kg
0	0	0	0
0	0,2	127,53	10
0	1,4	255,06	20
0	2,6	382,59	30
0	4	510,12	40
2,4	5,5	637,65	50
4	7,5	765,18	60
5,4	8,1	892,71	70
7,6	8,7	1020,24	80
7,8	8,8	1147,77	90
8,4	8,8	1275,3	100
8,8	8,8	1402,83	110



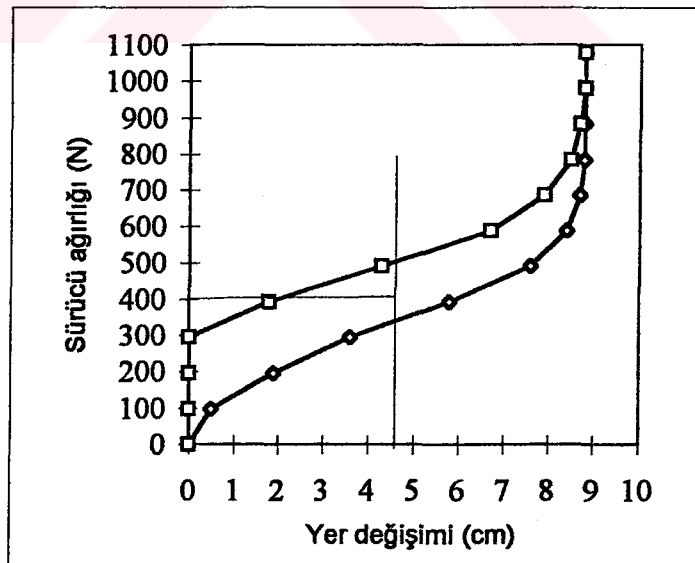
Şekil 4.21. B4 yayının 20 adımdaki statik yay boyu değişimi

32 Adım			B4
+	-	N	kg
0	0	0	0
0	0,1	127,53	10
0	0,2	255,06	20
0	1	382,59	30
0	2,3	510,12	40
0	3,8	637,65	50
1,5	5	765,18	60
3,1	7,3	892,71	70
5,7	8,4	1020,24	80
7,3	8,9	1147,77	90
7,9	9	1275,3	100
8,4	9	1402,83	110
9	9	1530,36	120



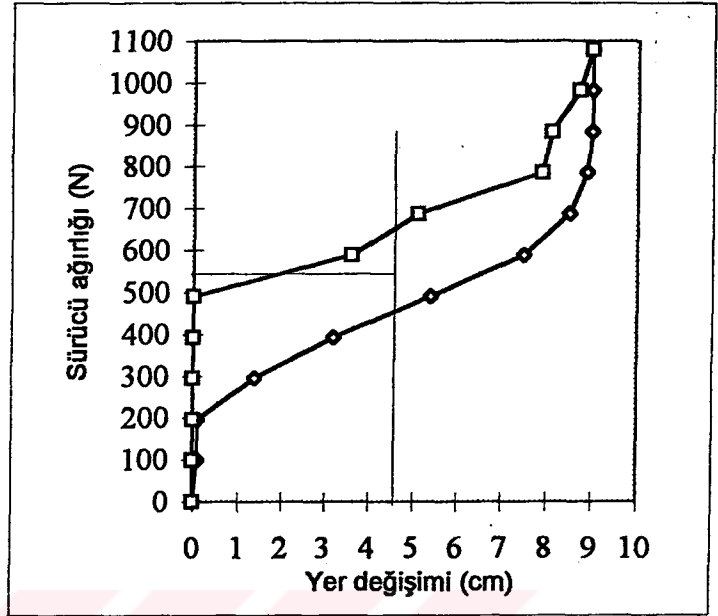
Şekil 4.22. B4 yayının 32 adımdaki statik yay boyu değişimi

16 Adım			C5
+	-	N	kg
0	0	0	0
0	0,5	98,1	10
0	1,9	196,2	20
0	3,6	294,3	30
1,8	5,8	392,4	40
4,3	7,6	490,5	50
6,7	8,4	588,6	60
7,9	8,7	686,7	70
8,5	8,8	784,8	80
8,7	8,8	882,9	90
8,8	8,8	981	100
8,8	8,8	1079,1	110



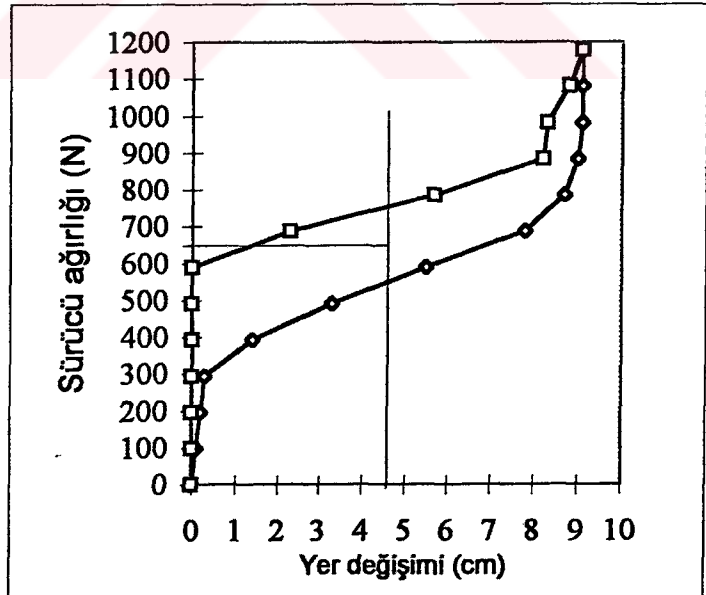
Şekil 4.23. C5 yayının 16 adımdaki statik yay boyu değişimi

32 Adım			C5
+	-	N	kg
0	0	0	0
0	0,1	98,1	10
0	0,1	196,2	20
0	1,4	294,3	30
0	3,2	392,4	40
0	5,4	490,5	50
3,6	7,5	588,6	60
5,1	8,5	686,7	70
7,9	8,9	784,8	80
8,1	9	882,9	90
8,7	9	981	100
9	9	1079,1	110



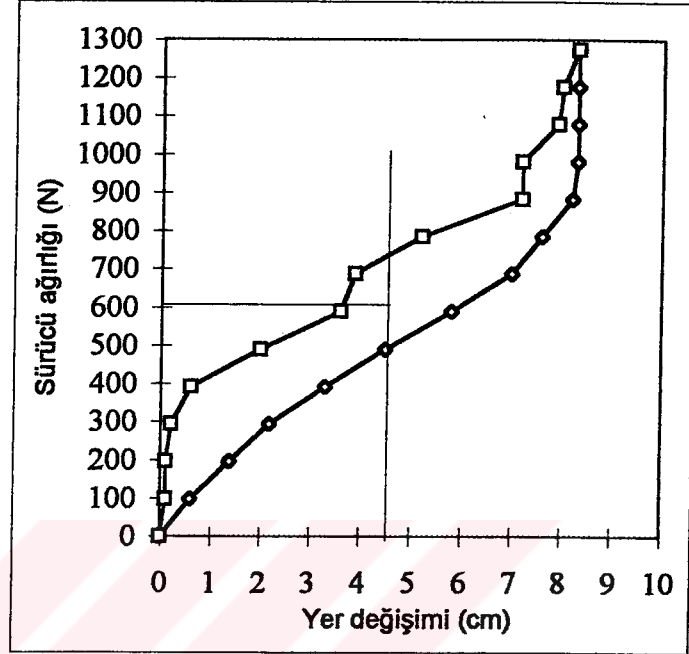
Şekil 4.24. C5 yayının 32 adımdaki statik yay boyu değişimi

44 Adım			C5
+	-		kg
0	0	0	0
0	0,1	98,1	10
0	0,2	196,2	20
0	0,3	294,3	30
0	1,4	392,4	40
0	3,3	490,5	50
0	5,5	588,6	60
2,3	7,8	686,7	70
5,7	8,7	784,8	80
8,2	9	882,9	90
8,3	9,1	981	100
8,8	9,1	1079,1	110
9,1	9,1	1177,2	120



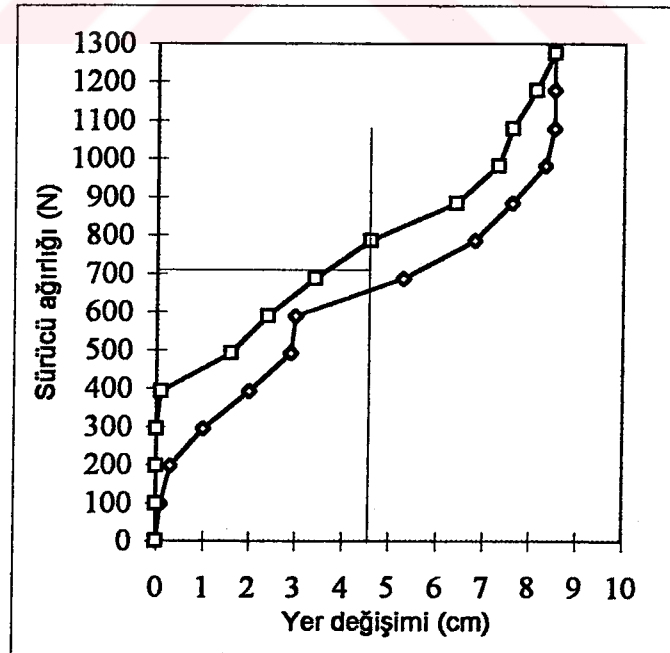
Şekil 4.25. C5 yayının 44 adımdaki statik yay boyu değişimi

16 Adım			C6
+	-	N	kg
0	0	0	0
0,1	0,6	98,1	10
0,1	1,4	196,2	20
0,2	2,2	294,3	30
0,6	3,3	392,4	40
2	4,5	490,5	50
3,6	5,8	588,6	60
3,9	7	686,7	70
5,2	7,6	784,8	80
7,2	8,2	882,9	90
7,2	8,3	981	100
7,9	8,3	1079,1	110
8	8,3	1177,2	120
8,3	8,3	1275,3	130



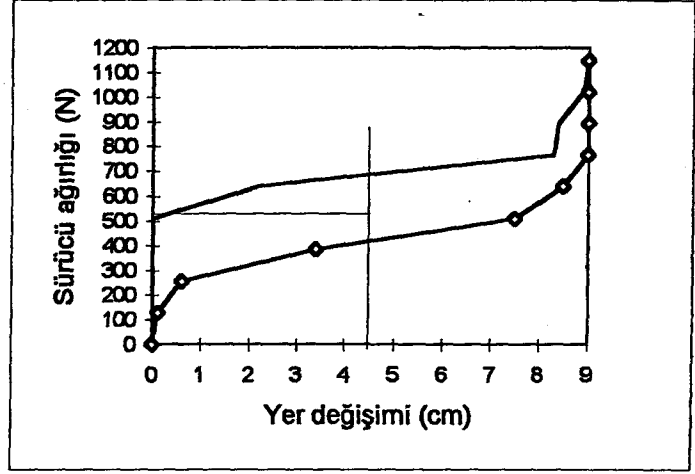
Şekil 4.26. C6 yayının 16 adımdaki statik yay boyu değişimi

20 Adım			C6
+	-	N	kg
0	0	0	0
0	0,1	98,1	10
0	0,3	196,2	20
0	1	294,3	30
0,1	2	392,4	40
1,6	2,9	490,5	50
2,4	3	588,6	60
3,4	5,3	686,7	70
4,6	6,8	784,8	80
6,4	7,6	882,9	90
7,3	8,3	981	100
7,6	8,5	1079,1	110
8,1	8,5	1177,2	120
8,5	8,5	1275,3	130



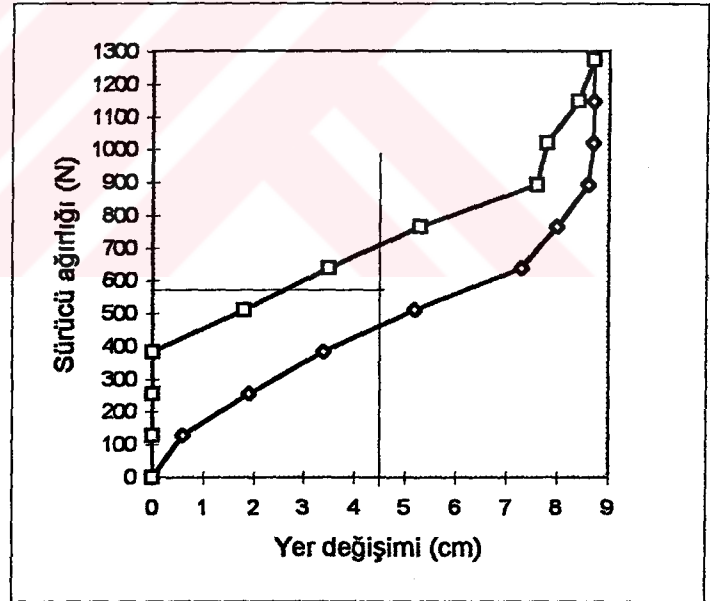
Şekil 4.27. C6 yayının 39 adımdaki statik yay boyu değişimi

56 Adım		E1	
+	-	N	kg
0,0	0,0	0	0
0,0	0,1	127,53	10
0,0	0,6	255,06	20
0,0	3,4	382,59	30
0,0	7,5	510,12	40
2,2	8,5	637,65	50
8,3	9,0	765,18	60
8,4	9,0	892,71	70
8,9	9,0	1020,24	80
9,0	9,0	1147,77	90



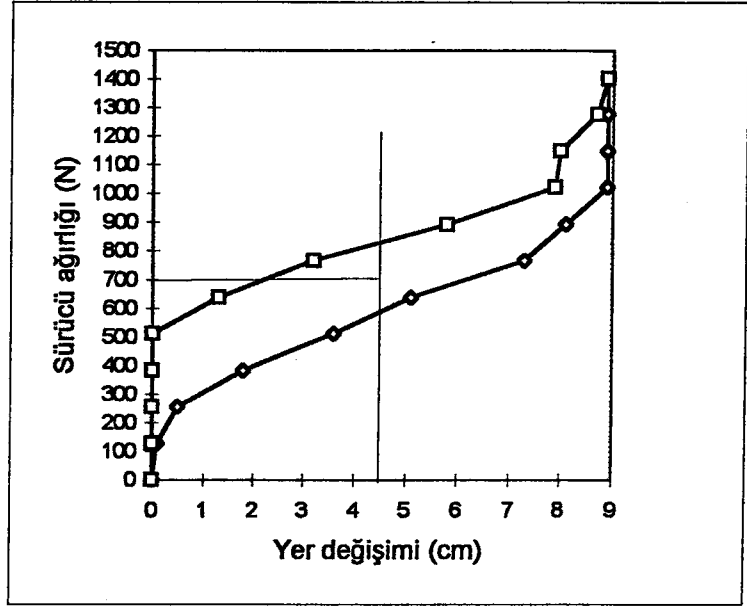
Şekil 4.28. E1 yayının 56 adımdaki statik yay boyu değişimi

12 Adım		E2	
+	-	N	kg
0,0	0,0	0	0
0,0	0,6	127,53	10
0,0	1,9	255,06	20
0,0	3,4	382,59	30
1,8	5,2	510,12	40
3,5	7,3	637,65	50
5,3	8,0	765,18	60
7,6	8,6	892,71	70
7,8	8,7	1020,24	80
8,4	8,7	1147,77	90
8,7	8,7	1275,3	100



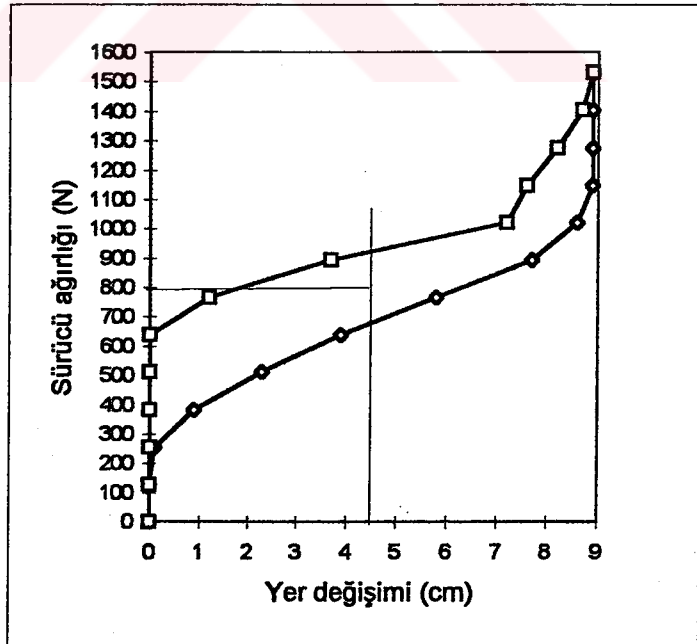
Şekil 4.29. E2 yayının 12 adımdaki statik yay boyu değişimi

24 Adım			E2
+	-	N	kg
0,0	0,0	0	0
0,0	0,1	127,53	10
0,0	0,5	255,06	20
0,0	1,8	382,59	30
0,0	3,6	510,12	40
1,3	5,1	637,65	50
3,2	7,3	765,18	60
5,8	8,1	892,71	70
7,9	8,9	1020,24	80
8,0	8,9	1147,77	90
8,7	8,9	1275,3	100
8,9	8,9	1402,83	110



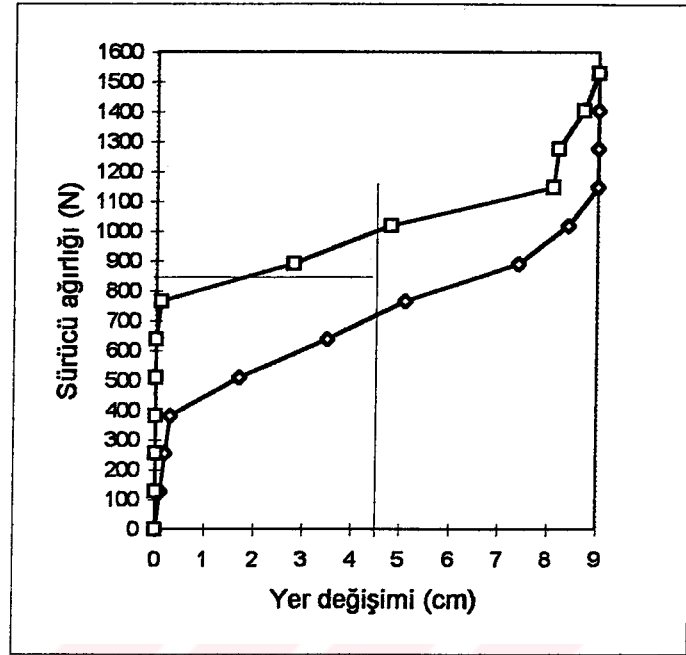
Şekil 4.30. E2 yayının 24 adımdaki statik yay boyu değişimi

32 Adım			E2
+	-	N	kg
0,0	0,0	0	0
0,0	0,0	127,53	10
0,0	0,1	255,06	20
0,0	0,9	382,59	30
0,0	2,3	510,12	40
0,0	3,9	637,65	50
1,2	5,8	765,18	60
3,7	7,7	892,71	70
7,2	8,6	1020,24	80
7,6	8,9	1147,77	90
8,2	8,9	1275,3	100
8,7	8,9	1402,83	110
8,9	8,9	1530,36	120



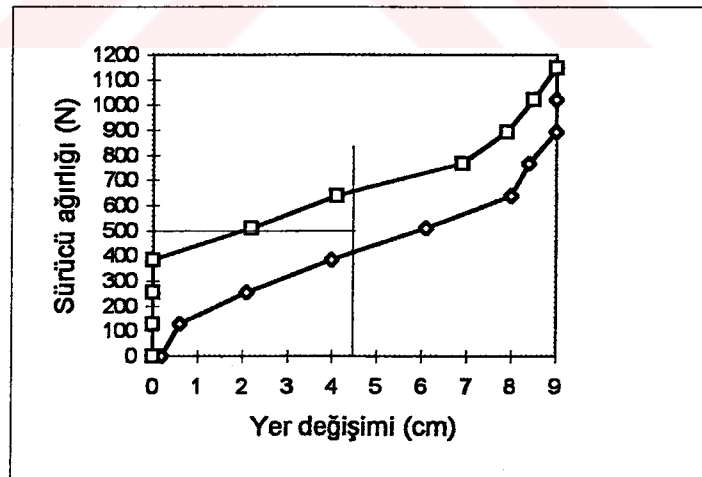
Şekil 4.31. E2 yayının 32 adımdaki statik yay boyu değişimi

36 Adım			E2
+	-	N	kg
0,0	0,0	0	0
0,0	0,1	127,53	10
0,0	0,2	255,06	20
0,0	0,3	382,59	30
0,0	1,7	510,12	40
0,0	3,5	637,65	50
0,1	5,1	765,18	60
2,8	7,4	892,71	70
4,8	8,4	1020,24	80
8,1	9,0	1147,77	90
8,2	9,0	1275,3	100
8,7	9,0	1402,83	110
9,0	9,0	1530,36	120



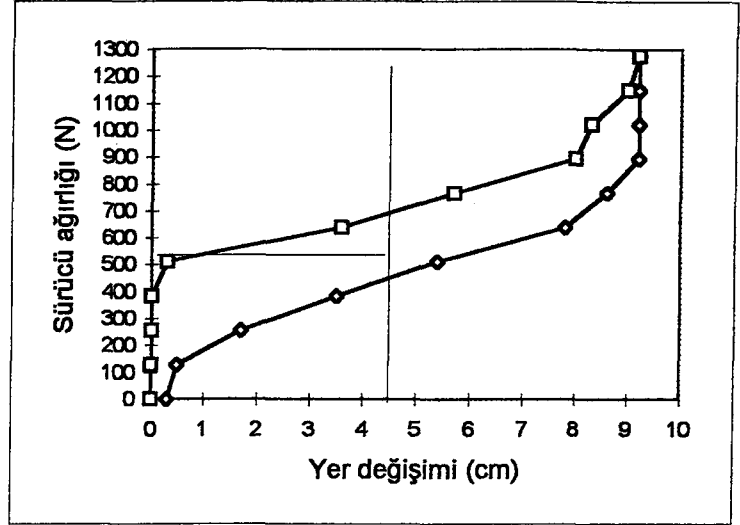
Şekil 4.32. E2 yayının 36 adımdaki statik yay boyu değişimi

12 Adım			F3
+	-	N	kg
0,0	0,2	0	0
0,0	0,6	127,53	10
0,0	2,1	255,06	20
0,0	4,0	382,59	30
2,2	6,1	510,12	40
4,1	8,0	637,65	50
6,9	8,4	765,18	60
7,9	9,0	892,71	70
8,5	9,0	1020,24	80
9,0	9,0	1147,77	90



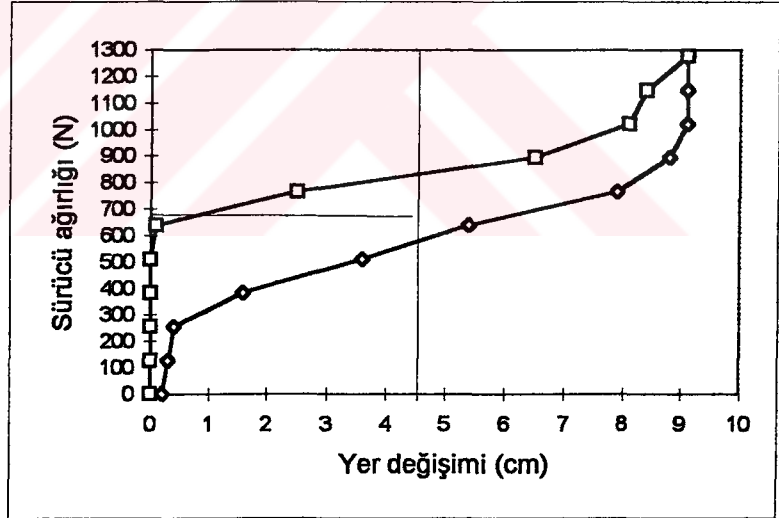
Şekil 4.33. F3 yayının 12 adımdaki statik yay boyu değişimi

16 Adım			F3
+	-	N	kg
0,0	0,3	0	0
0,0	0,5	127,53	10
0,0	1,7	255,06	20
0,0	3,5	382,59	30
0,3	5,4	510,12	40
3,6	7,8	637,65	50
5,7	8,6	765,18	60
8,0	9,2	892,71	70
8,3	9,2	1020,24	80
9,0	9,2	1147,77	90
9,2	9,2	1275,3	100



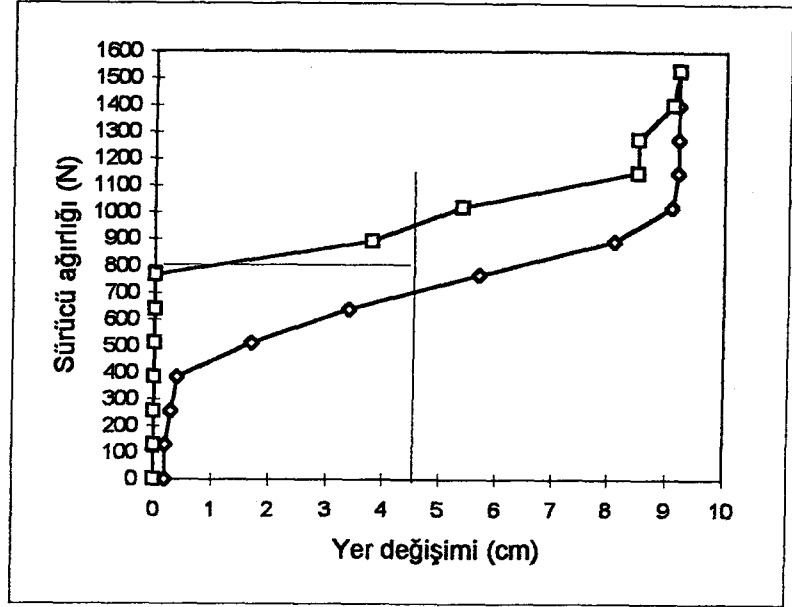
Şekil 4.34. F3 yayının 16 adımdaki statik yay boyu değişimi

28 Adım			F3
+	-	N	kg
0,0	0,2	0	0
0,0	0,3	127,53	10
0,0	0,4	255,06	20
0,0	1,6	382,59	30
0,0	3,6	510,12	40
0,1	5,4	637,65	50
2,5	7,9	765,18	60
6,5	8,8	892,71	70
8,1	9,1	1020,24	80
8,4	9,1	1147,77	90
9,1	9,1	1275,3	100



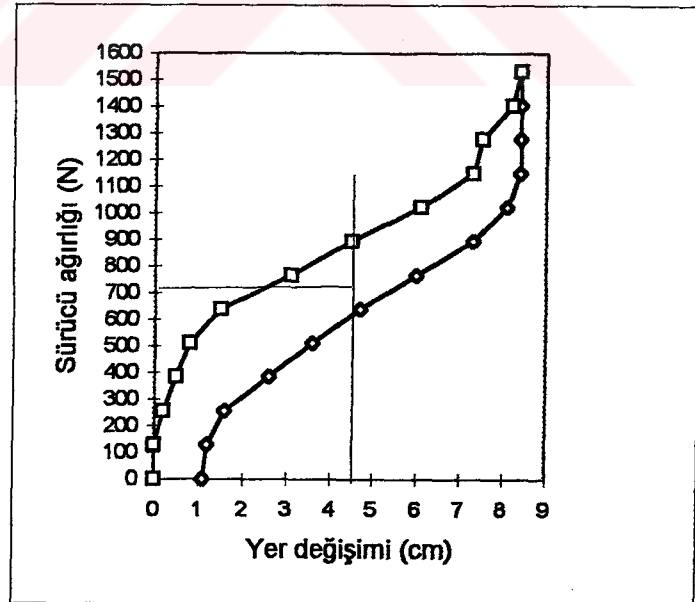
Şekil 4.35. F3 yayının 28 adımdaki statik yay boyu değişimi

40 Adım		N	F3 kg
+	-		
0,0	0,2	0	0
0,0	0,2	127,53	10
0,0	0,3	255,06	20
0,0	0,4	382,59	30
0,0	1,7	510,12	40
0,0	3,4	637,65	50
0,0	5,7	765,18	60
3,8	8,1	892,71	70
5,4	9,1	1020,24	80
8,5	9,2	1147,77	90
8,5	9,2	1275,3	100
9,1	9,2	1402,83	110
9,2	9,2	1530,36	120



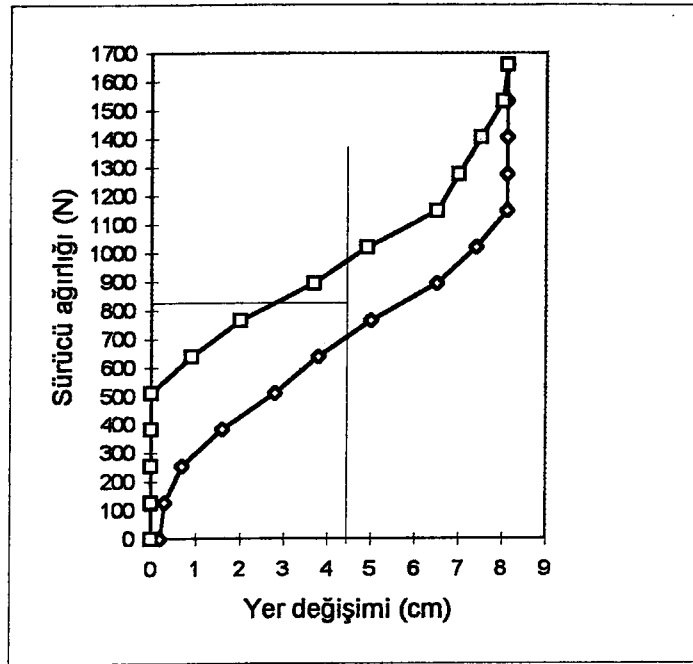
Şekil 4.36. F3 yayının 40 adımdaki statik yay boyu değişimi

0 Adım		N	F4 kg
+	-		
0,0	1,1	0	0
0,0	1,2	127,53	10
0,2	1,6	255,06	20
0,5	2,6	382,59	30
0,8	3,6	510,12	40
1,5	4,7	637,65	50
3,1	6,0	765,18	60
4,5	7,3	892,71	70
6,1	8,1	1020,24	80
7,3	8,4	1147,77	90
7,5	8,4	1275,3	100
8,2	8,4	1402,83	110
8,4	8,4	1530,36	120



Şekil 4.37. F4 yayının 0 adımdaki statik yay boyu değişimi

4 Adım			F4
+	-	N	kg
0,0	0,2	0	0
0,0	0,3	127,53	10
0,0	0,7	255,06	20
0,0	1,6	382,59	30
0,0	2,8	510,12	40
0,9	3,8	637,65	50
2,0	5,0	765,18	60
3,7	6,5	892,71	70
4,9	7,4	1020,24	80
6,5	8,1	1147,77	90
7,0	8,1	1275,3	100
7,5	8,1	1402,83	110
8,0	8,1	1530,36	120
8,1	8,1	1657,89	130



Şekil 4.38. F4 yayının 4 adımıdaki statik yay boyu değişimi

Çizelge 4.55. Yayların 40 - 50 - 60 kg'lık Küteller İçin Uygun Ayar Konumları ve Maksimum Statik Yay Boyu Değişimleri

Kütle	Yaylar															
	B3	B4	B5	B6	C4	C5	C6	E1	E2	E3	E4	F1	F2	F3	F4	
	Uygun Vida Adım Sayısı															
40	70	6	-	-	-	16	-	56	11	-	-	-	-	14	0	
50	-	20	-	-	-	31	17	-	24	-	-	-	-	28	4	
60	-	32	-	-	-	43	39	-	34	-	-	-	-	40	-	
	Oturakların Maksimum Kütle(kg)'ta Yay Boyu Değişimleri (mm)															
	90	92	87	47	88	92	89	89	92	91	71	90	90	90	90	

Çizelgede de görüldüğü gibi bütün yaylar için uygun ayar konumları bulunamamıştır. Sadece B4, C5, E2 ve F4 yayları için bütün kütle (kg) lerde uygun vida ayarı bulunmuştur. Diğer yayların bir kısmında sadece bir kütle (kg), bir kısmında sadece iki kütle (kg) uygun bulunmuş bir kısmında da uygun vida ayarı bulunamamıştır.

4.2.2. Oturak Sönümlleme Değerlerinin Değerlendirilmesi

Araştırmada sönümlü doğal frekansların bulunması ve uygun yaylanma ile kullanılabilecek sürücü kütlelerinin saptanması için, oturak yaylarının statik esneme yolları ölçülmüştür. Yaylar koltuk üzerine takıldıktan sonra elde edilen ayar konumları göre ayarlanıp düşürme deneyine tabi tutulmuştur. Düşürme deneyi sonucunda elde edilen birinci ve ikinci genliğin birbirine oranıyla logaritmik dekremen elde edilmiş ve daha önce elde edilen diğer verilere göre o yayın o ağırlıkta sönümlü doğal frekansı hesaplanmıştır. Elde edilen veriler Çizelge 4.56.'da verilmiştir.

Çizelge 4.56.Düşürme Deneyine Alınan Yayların Sönümlü Doğal Frekansları ve Diğer Özellikleri

Yay Kodu	x_1	x_2	γ	k	m	c	c_0	D	w_{nd}
E2	62	15	1.42	1142.9	40	94.25	427.62	0.22	4.80
B3	89	55	0.48	1379.3	40	35.90	469.78	0.08	5.80
B4	58	24	0.88	1006.3	40	55.83	401.26	0.14	4.82
B4	58	8	1.98	1265.8	50	151.37	503.15	0.30	4.02
B4	78	12	1.87	1846.2	60	190.13	665.64	0.29	4.55
C5	51	9	1.73	1052.6	40	109.26	410.39	0.27	4.34
C5	83	6	2.63	1851.9	50	234.86	608.59	0.39	3.87
C5	83	12	1.93	2181.9	60	212.97	723.63	0.29	4.87
C6	79	60	0.28	1538.4	50	24.28	554.69	0.04	5.53
C6	84	18	1.54	2222.2	60	173.98	730.30	0.24	5.35
E1	62	33	0.63	1066.7	40	41.28	413.12	0.10	5.06
E2	64	21	1.11	1562.5	50	97.67	559.02	0.17	5.24
E2	78	45	0.55	1967.2	60	59.95	687.12	0.09	5.64
F3	49	15	1.18	1142.9	40	79.21	427.62	0.19	4.96
F3	77	14	1.70	1818.2	50	157.98	603.02	0.26	5.14
F3	60	7	2.15	2103.2	60	229.97	710.47	0.32	4.51
F4	20	8	0.92	1818.2	40	77.87	539.36	0.14	6.45
F4	27	10	0.99	2123.6	50	101.81	651.70	0.16	6.19

4.2.3. Kütle ve Ayar Konumlarının Oturak Titreşim Yalıtımına Etkileri

Oturakların yalıtım özellikleri yalıtıma etkili malzeme ve elemanların dışında, üzerinde taşıdıkları kütle ve yay ayar konumları ile belli sınırlar içinde değişmektedir. Bu değişim, seçilen örnek bir oturakta incelenmiştir. Bu amaçla oturağın sürücü ağırlığına göre yay ayar kolu, yayın en gevşek olduğu konuma getirilmiş ve bu konum (0) ayar konumu kabul edilmiştir. Ayar kolunun 360°'lik her dönüşü ayar için döndürme sayısı olarak ele alınmıştır. Her dört dönüş ve 10'ar kg'lık kütle değişimleri ile oturağın alçalma miktarları ölçülmüş, diğer yandan oturak sabit bir yükseklikten düşürülerek logaritmik denkreman yöntemiyle sönümleme oranı ve sönümlü doğal frekansları saptanmıştır.

Oturakların statik esneme eğrilerinden;

1. Minimum ve maksimum çalışabilecekleri sürücü kütleleri ile

2. Yalıtım sisteminin sahip olduğu sŕtŕnme kuvvetleri saptanabilir (Sabancı, 1984/a). Ancak araştırmada bu eğrilerden daha çok 40 - 50 - 60 kg'lık kŕtleler için oturakların uygun ayar konumları ve sŕnŕmsŕz doğal frekanslarının saptanması için yararlanılmıştır..

Bu nedenlerle oturaklar ŕzerinde belirli bir kŕtle için zorunlu olarak tek bir ayar kademesi vardır. 40 - 50 - 60 kg'lık kŕtleler, 3.2.2.2. bŕlŕmŕnde açıklanan ŕlkemiz insanının en hafif, ortalama ve en ağır olanlarına karşılık olarak seçilen 55 - 70 - 85 kg'lık sŕrŕcŕ kŕtlelerine karşılıktır.

5.SONUÇLAR

Traktör sürücülerinde diğer taşıt sürücülerine göre çok daha erken yaşlarda mide ve omurga rahatsızlıkları görülmektedir. Bunun sebebi de traktörün doğal frekansı ile insan vücudunun doğal frekansının aynı bölgede olmasıdır. Doğal frekansların aynı bölgede olmasından dolayı istenmeyen titreşimler meydana gelmekte, bu da traktör sürücülerinde anılan rahatsızlıklara sebep olmaktadır.

Bu çalışmanın amacı, traktör sürücülerinde erken yaşlarda görünen bu rahatsızlıkları giderebilmek için traktör koltuklarında kullanılan yayların optimizasyonudur. Elde edilen verilere dayanılarak belirli doğal frekansa sahip bir yay için gerekli yay fiziksel özelliklerinin (helis çapı, yay boyu v.b.) belirlenmesine yönelik olarak aşağıda verilen matematiksel bir eşitlik geliştirilmiştir.

$$f = -4.898 - 0.12915.m + 0.016.x - 0.351.D + 5.485.a$$

Böylece uygulamada ihtiyaç olan bir koltuk yay sisteminde, yay imalatçıları için doğrudan yay fiziksel özellikleri verilerek istenilen sönümleme sistemlerinin tasarımılabilmesini sağlayacak eşitlik elde edilmiştir.

Denemeler sonucunda elde edilen sonuçlar ise aşağıda sıralanmıştır.

1. Aynı ağırlık ve aynı helis çapına sahip bir yayda, helis kalınlığı arttıkça yer değişim miktarı azalmakta, doğal frekans ve yay katsayısı artmaktadır.
2. Aynı ağırlık ve aynı helis kalınlığına sahip bir yayda, helis çapı arttıkça yer değişim miktarı artmakta, doğal frekans ve yay katsayısı azalmaktadır.
3. Yay üzerine konan ağırlık miktarı arttıkça yer değişim miktarında artmakta, doğal frekans ve yay katsayısı azalmaktadır.
4. Doğal frekans ve yay katsayısı ile yer değişim miktarı arasında ters orantılı bir ilişki vardır.
5. Doğal frekans ile yay katsayısı arasında doğru orantılı bir ilişki vardır.
6. Normal bağlantıya göre; seri bağlantıda yer değişim miktarı yaklaşık olarak iki kat artmakta, paralel bağlantıda ise yarıya inmektedir.
7. Normal bağlantıya göre; seri bağlantıda yay katsayısı yarıya inerken, paralel bağlantıda iki katına çıkmaktadır.

8. Normal bağlantıya göre; seri bağlantıda doğal frekans azalırken, paralel bağlantıda artmaktadır.
9. Denemeye alınan yaylar içerisinde A ve D grup yayların helis çapları koltuğa takılmak için uygun değildir.
- 10.Sadece B3, B4, C5, C6, E1, E2, F3 ve F4 yayları için uygun ayar kademeleri bulunabilmiştir. Diğer yayların fiziksel özelliklerinin olumsuzluklarından dolayı ayar kademeleri bulunamamıştır.



KAYNAKLAR

AKINCI, İ., SABANCI, A., KORUCU, T. ve ÜLKER, K.,1996., Bazı Tarımsal İşlerde Traktör Titreşim Özellikleri. 6. Uluslararası Tarımsal Mekanizasyon ve Enerji Kongresi, Ankara, S. 323-334.

AKKURT, M., 1990. Makina Elemanları Cilt I. Birsen Yayınevi, İstanbul, S. 439

ANONYMOUS, 1968. Testing and assessment of Seats for Agricultural Tractors. National Swedish Testing Institute for Agricultural Machinery, Sweden, Report 1930

BÖLÜKOĞLU, H. VE KUNST, O., 1989., Traktör Koltuklarının Tasarımında Titreşimin Önemi. II. Ulusal Ergonomi Kongresi, Ankara, MPM Yayınları : 379.

COERMANN, R.R., 1962. The Mechanical Impedance of the Human Body in Sitting and Standing Position at Low Frequencies. Planck-Institut fuer Arbeitsphscologie, Dortmund, Germany, S.227-253

CROLLA, D.A., 1976. Effect of Cultivation Implements on Tractor Ride Vibration and Implication for Implement Control. Journal of Agricultural Engineering Research, 21 (3) London.

DEN HARTOG, J.P., 1956. Mechanical Vibrations. McGraw Hill Book Company, New York

DİNÇER, H., 1977. Ergonomi ve Tasarım Tekniğindeki Yeri. Türkiye Zirai Donanım Kurumu Meslek Yayınları. Ankara

- DOKUMACI, E., 1981. Vibrasyon, Dizayna Etkileri ve Tarım Traktörlerinde Uygulaması. Sınai Eğitim ve Geliştirme Merkezi (SEGEM) Semineri, Ankara
- EEC., 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 Forest Tractors. Official Journal of the European Communities, Brussels, Vol:21 S: 255.
- GEDİKTAŞ, M., 1976. Bağlama Elemanları Konstrüksiyon ve Hesap. İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, Gümüşsuyu, S. 309-366
- GERKE, F.G., ve HOAG, D.L. 1979. Measurement of Tractor Vibrations at the Operators Station. ASAE Paper, Michigan, No: 79-1078.
- GRIMN, E.A., WILSON, J.N., HUFF, G.J. ve UKRAINETZ, P.R., 1975. Further Studies on an Active Seat Suspension System for Off-road Vehicles. Canadian Society of Agricultural Engineering (CSAE), Ontario, Paper no: 75-308
- HANKS, M. VE SUGGS, C.W., 1982., Mechanically Controlled Active Seat Suspension System. American Society of Agricultural Engineers, Michigan, Paper no : 82-1055.
- HARRIS, C.M. ve CREDE, C.E., 1976. Shock and Vibration Handbook, McGraw-Hill Book Company, Newyork
- HUANG, B.K. ve SUGGS, C.W., 1967. Vibration Studies of Tractors Operators. Transactions of the ASAE, S. 478-482
- ISO, 1974. Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration (ISO-2631). International Organization for Standardization, Switzerland.

ISO, 1975. Vibration and Shock - Vocabulary (ISO-2041). International Organization for Standardization, Switzerland.

ISO, 1976. Agricultural Wheeled Tractors - Operator Seat Measurement of Transmitted Vibration and Seat Dimension (ISO/DIS-5007). International Organization for Standardization, Switzerland.

KAWAMURA, N. ve SASAO, A., 1980. An Active Seat Suspension for Farm Vehicles Suspension with Electro-Hydraulic Servo-Mechanism. Journal of the Society of Agricultural Machinery, Japan, Vol. 42, No. 3, S. 443-449.

LASSER, M. VE LECHNER, B., 1970., Examination of the Durability of Tractor Seats with a View to Finding a Suitable Test Method. Bundesversuchs und Prüfungsanstalt für Landwirtschaftliche Maschinen u. Geräte, Wieselburg.

LINES, J.A., FOWLER, R.T. VE STAYNER, R.M., 1984. Ride Vibration Measurement of 5 Ford TW Series Tractors. National Institute of Agricultural Engineering, Silsoe, DN. 1229.

MATHEWS, J. 1964. Ride Comfort for Tractor Operator I. Journal of Agricultural Engineering Research, London, 9.

OKURSOY, R. ve ARSLAN, S., 1993., A Simulation Model for Tractor Seat Vibration. 3. Uluslararası Tarımsal Mekanizasyon ve Enerji Kongresi Bildirileri. Kuşadası, S.503-507.

ORAK, S. ve PAR, B., 1996., Bir tarım Traktörünün Modellenmesi ve Sürücü Oturağının Parametrik Optimizasyonu. 6. Uluslararası Tarımsal Mekanizasyon ve Enerji Kongresi, Ankara, S. 315-322.

- PALAVAN, 1973., Mekanik Titreşimler Dersleri, İ.T.Ü. Kütüphanesi, İstanbul, Kütüphane sayı : 773
- RADFORD, J.R.. 1978. Higher travel speeds for Off-Road Logging vehicles. Forest Engineering Research Institute of Canada, Canada, Tecnical Report No:TR-22
- RADKE, A.O., 1958. Vehicle Vibration. The American Society of Mechanical Engineers (ASM), Newyyork, Paper no : 57-a-54
- ROSEGGER, R. ve ROSEGGER, S., 1960., Health Effects of Tractor Driving. Journal of Acricultural Engineering Research, London, 5 (3).
- SABANCI, A., 1978/a. Tarım Traktörlerinin Ergonomik Nitelikleri Üzerinde Bir Araştırma. Ç.Ü. Ziraat Fakültesi, Tarımsal Mekanizasyon Bölümü. (Doktora Tezi), Adana.
- SABANCI, A., 1978/b. Tarım Traktörlerinde Titreşim ve Etkileri. Çağdaş Tarım Tekniği, Sayı . 4, S. 24-29.
- SABANCI, A., 1979., Tarım Sektöründe Sürücüyü Etkileyen Titreşimler. TMMOB/Kimya Mühendisleri Odası Yayını, Sayı : 93-94, S. 80-81.
- SABANCI, A., 1980., Tarım Traktörlerinde Titreşim Sorunları ve Titreşim Yalıtımı. Tarımsal Mekanizasyon Bölümü, Seminer No: 18, Adana.
- SABANCI, A., 1984/a., Tarım Traktörlerinde Titreşim Sorunları ve Sürücü Oturaklarının Yalıtım Özellikleri Üzerinde Bir Araştırma, Annkara, TZDK Meslek Yayınları :35.

SABANCI, A., 1984/b., Tarım Traktörlerinde Titreşimin Yarattığı Ergonomik Sorunlar ve Bu Sorunların Çözümünde Karşılaşılan Güçlükler. I. Ulusal Makina Teorisi Simpozyumu, Ankara, S. 269-377

SABANCI, A., 1985. Traktör Oturaklarında Titreşim Yalıtım Olanakları. Tarımsal Mekanizasyon 9. Ulusal Kongresi, Adana, S.209-218

SABANCI, A., 1987. Tarımsal Mekanizasyon'da Ergonomik Sorunlar ve Ülkemizde Durum. I. Ulusal Ergonomi Kongresi, İstanbul, S. 257-267.

SAE, 1975. Vehicle Dynemics Terminology, SAE Paper no: 670 d, Warrendale, Pennsylvania.

SHISHIUCHI, M., 1973., Basic Study on the Vibration of the Tractor used in Forestry Works (II) Vibration of the Wheel-Type Tractor. Faculty of Agriculture, Iwate University, Morioka.

STAYNER, R.M., 1973. Ride Vibration and Human Response, Paper Presanted at the NIAE Subject Day, Silsoe, Paper no : 4

SUGGS, C.W., STİKELEATHER, L.F. ve ABRAMS, C.F., 1969. Field Tests of an Active-Seat Suspension for Off-Road Vehicles. ASAE-13-5, S. 608-611.

SUGGS, C.W., STİKELEATHER, L.F., HARRİSSON, J.Y. ve YOUNG, R.E., 1970. Application of a Dynamic Simulator in Seat Testing. Transactions of the ASAE, 13 (3), Michigan.

WATANABE, S., WAKABA, K. ve FUKUCHI, Y., 1975. Vibration and Noise of Tractors in Agricultural Use. Hokkaido University School of Medicine.

WHITHAM, E.M. ve GRIFFEN, M.J., 1977. Measuring Vibration on Soft Seat.
International Automotive Engineering Congress and Exposition Cobo Hall,
Detroit, 770253.



ÖZGEÇMİŞ

1973 yılında Yozgat'ın Çayıralan İlçesinde doğdum. İlk, Orta ve Lise öğrenimimi Çayıralan'da tamamladım. 1990 öğretim döneminde Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü'ne girdim. Lisans öğrenimimi 1994 yılında tamamladım. Aynı yıl Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimime başladım. Halen Yüzüncü Yıl Üniversitesi Tarım Makinaları Anabilim Dalı kadrosunda Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktayım.

Tayfun KORUCU