



**GÖVDE SARSICILARIN SARSMA
DÜZENEĞİNDE ÇİFT EKSANTRİK
KULLANILMASININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ
VE TİTREŞİM ANALİZİ**

Celalettin ÇETİNKAYA

**2022
DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Prof. Dr. Refik POLAT**

**GÖVDE SARSICILARIN SARMAMA DÜZENEĞİNDE ÇİFT EKSANTRİK
KULLANILMASININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ VE TİTREŞİM ANALİZİ**

Celalettin ÇETİNKAYA

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Doktora Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**Tez Danışmanı
Prof. Dr. Refik POLAT**

**KARABÜK
AĞustos 2022**

Celalettin ÇETİNKAYA tarafından hazırlanan “GÖVDE SARSICILARIN SARSMA DÜZENEĞİNDE ÇİFT EKSANTRİK KULLANILMASININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ VE TİTREŞİM ANALİZİ” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Refik POLAT

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği/Oy Çokluğu ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 24/08/2022

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Refik POLAT (KBÜ)

Üye : Prof. Dr. Kazım ÇARMAN (SÜ)

Üye : Prof. Dr. Arif ANKARALI (AYBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Ahmet Emrah ERDOĞDU (KBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Recep DEMİRSÖZ (KBÜ)

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Celalettin ÇETİNKAYA

ÖZET

Doktora Tezi

GÖVDE SARSICILARIN SARMAMA DÜZENEĞİNDE ÇİFT EKSANTRİK KULLANILMASININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ VE TİTREŞİM ANALİZİ

Celalettin ÇETİNKAYA

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Refik POLAT

Ağustos 2022, 120 sayfa

Günümüzde ağaç meyvelerinin hasadında yaygın olarak gövde sarsıcılar kullanılmaktadır. Gövde sarsıcılarda titreşim, eksantrik yapılu kütlelerin döndürülmesiyle elde edilmektedir. Gövde sarsıcılarda tek eksantrik kütle kullanıldığı gibi çift eksantrik kütle de kullanılmaktadır. Ancak bu kütlelerin tek veya çift kullanılması durumunda, birbirlerine göre etkinliğine dair herhangi bir çalışmaya rastlanmamaktadır.

Bu çalışmada gövde sarsıcılardaki eksantrik kütlelerinin, tek kütle yerine çift kütleli olarak, eksenel veya paralel konumlarda çalıştırılarak titreşime olan etkinlikleri karşılaştırılmaktadır. Bu amaçla rijit ve çok rijit gövdeli ağaçlar için bir gövde sarsıcı Solidworks'de 3D tasarlanmış ve Ansys yazılımında simülasyonları yapılmıştır. 3D modele uygun olarak imalatı yapılan gövde sarsıcı düzeneği ile de deneyler yapılmıştır. Eksantrik kütleler 16,5 ve 25 Hz frekanslarında çalıştırılarak bir ağaç

model (çelik boru) sallandırılmıştır. Ağaç modelin iki farklı noktasında x ve y eksenleri yönünde 2 saniye süresince ölçümler yapılarak titreşime ait grafikler elde edilmiştir. Simülasyonlarda elde edilen titreşim sonuçları ile deneysel çalışmada elde edilen bulgular karşılaştırılmıştır.

Hem simülasyonlarda hem de deneysel çalışmalarda gövde sarsıcılarda tek kütle yerine çift kütle kullanılması durumunda, çift kütlelerin ürettikleri titreşim değerlerinde azalma olduğu bulunmuştur. Kütlelerin farklı konumlarda ağaç modelin ölçüm noktalarında x ve y ekseninde ürettikleri ivme değerlerinin vektörel bileşkesi oransal olarak karşılaştırılmıştır. Tek kütle yerine çift kütle kullanıldığında, bileşke ivmede en fazla azalma çift kütleli 25 Hz frekansta paralel konumlarda (deneylerde % -14,6 ve simülasyonda % -14,2) elde edilmiştir. Bu sonuçlar, ağaç gövdesine zarar vermeden daha kısa sürede hasadın gerçekleştirilebilmesi için, eksantrik kütlelerin frekansları kadar sayı ve konumlarının da kritik öneme sahip olduklarını göstermektedir. Rijit ve çok rijit gövdeli ağaçlarda meyve hasadı için, tek eksantrik kütleli gövde sarsıcıların kullanılmasının daha verimli olabileceği sonucuna varılmıştır.

Anahtar Sözcükler : Gövde sarsıcı, titreşim, eksantrik kütle, sonlu elemanlar metodu, simülasyon.

Bilim Kodu : 91406

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

INVESTIGATION AND VIBRATION ANALYSIS OF THE EFFECT OF USING DOUBLE ECCENTRIC ON THE SHAKING MECHANISM OF TRUNK SHAKERS

Celalettin ÇETİNKAYA

**Karabük University
Institute of Graduate Programs
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Refik POLAT

August 2022, 120 sayfa

Today, trunk shakers are widely used in the harvesting of tree fruits. Vibration in trunk shakers is obtained by rotating eccentric masses. In trunk shakers, a single eccentric mass is used as well as a double eccentric mass. However, if these masses are used single or double, there is no study on their effectiveness relative to each other.

In this study, the eccentric masses in the trunk shakers are operated as a double mass instead of a single mass, in axial or parallel positions, and their effectiveness on vibration is compared. For this purpose, a trunk shaker for stiff and highly stiff trunk trees was designed in 3D on Solidworks software and simulated on Ansys software. Experiments were also carried out with the trunk shaker assembly, which was manufactured in accordance with the 3D model. A tree model (steel pipe) was vibrated

by operating the eccentric masses at frequencies of 16.5 and 25 Hz. Vibration graphs were obtained by taking measurements for 2 seconds in the x and y axes direction at two different points of the tree model. The vibration results obtained in the simulations and the measured vibration data obtained in the experimental study were compared.

In both simulations and experimental studies, it is found that when double mass is used instead of single mass in trunk shaker, the vibration values reduce that produced by double mass. The vectorial resultant of the acceleration values produced by the masses in the x and y axis at the measurement points of the tree model, and at different locations were compared proportionally. When dual mass is used instead of single mass, the greatest decrease in resultant acceleration was obtained at 25 Hz frequency with double mass in parallel positions (-14.6% in experiments and -14.2% in simulation). These results show that the number and position of the eccentric masses as well as their frequencies are critical for harvesting which is applied to finish in a shorter time without damaging the tree trunk. It is concluded that the use of single eccentric mass trunk shakers may be more efficient for fruit harvesting in trees with stiff and highly stiff trunks.

Key Word : Trunk shakers, vibration, eccentric mass, finite element method, simulation.

Science Code : 91406

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanması sürecinde yol gösteren, bilgi ve tecrübesi ile desteğini esirgemeyen yakın ilgi ve yardımlarını gördüğüm kıymetli danışman hocam Prof. Dr. Refik POLAT'a teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmalarım sırasında her türlü desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen kıymetli hocalarım Prof. Dr. Kazım ÇARMAN ve Prof. Dr. Arif ANKARALI'ya teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasının oluşumunda desteklerini esirgemeyen, bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım Dr. Ahmet Emrah EROĞLU, Dr. Adem Fatih ÖZALP, Dr. Necmettin KENAR, Dr. Ersoy Karabay, Mustafa Hakan ÖZTÜRK ve Serhan AÇIKEL'e çok teşekkür ederim.

Ayrıca bu çalışmayı KBÜ-BAP-15/1-DR-002 numara ile Bilimsel Araştırma Projesi kapsamında maddi olarak destekleyen Karabük Üniversitesine ve 114MO029 kodlu TÜBİTAK Projesi kapsamında maddi olarak destekleyen TÜBİTAK'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1	17
GİRİŞ	17
1.1. MEYVE HASADI.....	17
1.1.1. Hasat Makineleri.....	17
1.1.2. Gövde Sarsıcılar.....	20
1.2. LİTERATÜR TARAMASI.....	25
1.3. TİTREŞİM.....	27
1.3.1. Titreşim ölçüm metotları	30
1.4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ.....	33
1.4.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin Nümerik Analizde Kullanımı.....	35
1.4.2. Sonlu Elemanlar Analizi Yazılımları	35
1.5. TEZİN AMACI.....	36
BÖLÜM 2	37
MATERYAL VE YÖNTEM	37
2.1. GÖVDE SARSICININ 3D TASARIMI	37
2.2. SONLU ELEMANLAR METODU İLE TİTREŞİM ANALİZİ.....	44
2.2.1. Ansys’de Yapılan Modal Analizler	46
2.2.2. ANSYS’de Yapılan Dinamik Analizler.....	47

	<u>Sayfa</u>
2.3. GÖVDE SARSICININ İMALATI.....	50
2.4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	55
BÖLÜM 3	62
BULGULAR.....	62
3.1. SİMÜLASYONLARDA ELDE EDİLEN TİTREŞİMLER	62
3.1.1. ANSYS’de Yapılan Modal Analiz Sonuçları.....	62
3.2. ANSYS’de Yapılan Dinamik Analiz Sonuçları	66
3.2.1. Simülasyonlarda 16,5 Hz Frekansta Elde Edilen Titreşimler.....	66
3.2.2. Simülasyonlarda 25 Hz Frekansta Elde Edilen Titreşimler	72
3.2. DENEYLERDE ELDE EDİLEN TİTREŞİMLER	79
3.2.1. Deneylerde 16,5 Hz Frekansta Elde Edilen Titreşimler	79
3.2.2. Deneylerde 25 Hz Frekansta Elde Edilen Titreşimler	85
BÖLÜM 4	93
SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI VE TARTIŞMA	93
BÖLÜM 5	101
SONUÇLAR.....	101
KAYNAKLAR	103
EK AÇIKLAMALAR A.....	107
DENEYLERDE ELDE EDİLEN TİTREŞİMLERİN İVME - ZAMAN GRAFİKLERİ.....	107
EK A.1. DENEYLERDE ELDE EDİLEN TİTREŞİM GRAFİKLERİ	108
EK A.1.1. Deneylerde 16.5 Hz Frekansta Elde Edilen İvme - Zaman Grafikleri	108
EK A.1.2. Deneylerde 25 Hz Frekansta Elde Edilen İvme - Zaman Grafikleri	114
ÖZGEÇMİŞ	120

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Kanopi (parmak batör) tipi meyve hasat makinesi	18
Şekil 1.2. Dal sarsıcı tipi meyve hasat makinesi	18
Şekil 1.3. Robotik hasad çalışmalarına ait görüntüler.	19
Şekil 1.4. Meyve hasadında kullanılan tek eksantrik kütleli bir gövde sarsıcı.	20
Şekil 1.5. Meyve hasadında kullanılan çift eksantrik kütleli bir gövde sarsıcının genel yapısı	21
Şekil 1.6. Meyve hasadında kullanılan traktöre bağlı bir gövde sarsıcı	22
Şekil 1.7. Sarsıcının ağaç gövdesini sıkmasına ait bir görüntü.....	23
Şekil 1.8. Bir ağaca ait kambiyum tabakası.....	23
Şekil 1.9. Brandalı toplayıcı sisteme sahip bir gövde sarsıcı ile hasat.....	24
Şekil 1.10. Titreşim yapan sistemin basit modeli.	28
Şekil 1.11. Harmonik Harekete ait elemanların gösterimi.....	28
Şekil 1.12. Titreşime ait genlik değerleri.....	29
Şekil 1.13. Titreşim ölçümünde kullanılan bir ivmeölçer.....	30
Şekil 1.14. Titreşim ölçümünde kullanılan bir titreşim ölçüm cihazı.....	30
Şekil 1.15. Sinyal çevrim akış şeması.....	31
Şekil 1.16. Saf sinüs sinyalinin zamana (dalga form) ve frekansa bağlı gösterimi (spektrum)	32
Şekil 1.17. Titreşim ölçüm ve analiz cihazı ile titreşim ölçümüne ait görüntü.....	32
Şekil 1.18. Sonlu eleman modelleri ve Mesh yapıları.	34
Şekil 2.1. Gövde Sarsıcıda kullanılan eksantrik kütleler ve konumları.	39
Şekil 2.2. Gövde sarsıcının 3D tasarım montajına ait bilgisayar görüntüsü.	39
Şekil 2.3. Gövde sarsıcının 3D tasarımına ait perspektif görüntüsü.	40
Şekil 2.4. Gövde sarsıcının 3D tasarımına ait üst görünüşü.	40
Şekil 2.5. Gövde sarsıcı eksantrik kütleleri ve yataklamasına ait görünüşler.....	41
Şekil 2.6. Gövde sarsıcı kızak üst parçalarına ait teknik resimleri.	42
Şekil 2.7. Gövde sarsıcı kızak ve yan saclarının teknik resimleri.....	42
Şekil 2.8. Gövde sarsıcı eksantrik kütlelerinin ve milinin teknik resimleri.	43
Şekil 2.9. Sarsıcının STEP modeli ve eksantrik kütlelerin dönme yönleri.	44

Şekil 2.10. Eksantrik kütleli sarsıcının simülasyonlarda doğal frekansların elde edilmesine ait ekran görüntüsü.....	46
Şekil 2.11. Ansys Transient Structural dinamik analizin basit bir modeli	47
Şekil 2.12. Ansys paket programında yapılan modelleme.	48
Şekil 2.13. Desing Modeler modülünde geometrinin oluşturulması işlemine ait ekran görüntüsü.	48
Şekil 2.14. Transient Structural’da yapılan mesh ayarlarına ait ekran görüntüsü.	49
Şekil 2.15. Transient Structural’da yapılan analiz ayarlara ait ekran görüntüsü.	49
Şekil 2.16. Transient Structural’da yapılan simülasyon sonucuna ait ekran görüntüsü.	50
Şekil 2.17. Gövde sarsıcının ana gövdesinin kaynaklı birleştirilmesine ait bir görüntü.....	51
Şekil 2.18. Gövde sarsıcının kelepçesine ait montaj işlemine ait bir görüntü.....	51
Şekil 2.19. Gövde sarsıcının ana gövdesinin ve kelepçesinin kaynaklı birleştirilmiş hâline ait bir görüntü.	52
Şekil 2.20. Eksantrik kütlelerin montajına ait bir görüntü.	52
Şekil 2.21. Eksantrik kütleler ve yataklama mekanizmalarına ait bir görüntü.....	53
Şekil 2.22. Sarsıcı gövdesi, eksantrik kütleler ve hareket mekanizmalarının montaj edilmiş hâline ait bir görüntü.	53
Şekil 2.23. Eksantrik kütleler ve hareket mekanizmalarının montaj işlemine ait bir görüntü.....	54
Şekil 2.24. Sarsıcı gövdenin ağaç direğe bağlanmış, denemelere hazır hâline ait bir görüntü.	54
Şekil 2.25. Çift uçlu 2,2 kw’lık asenkron elektrik motoruna ait bir görüntü.....	55
Şekil 2.26. Hız kontrol cihazına (inverter) ait resim.	55
Şekil 2.27. Vb2000 Series Commtest Instruments titreşim ölçüm ve analiz cihazı..	56
Şekil 2.28. Tek eksantrik kütleli deneylere ait bir fotoğraf.	57
Şekil 2.29. Çift eksantrik kütleli aksenal 100 mm açıklıklı deneylere ait bir fotoğraf.	57
Şekil 2.30. Çift eksantrik kütleli aksenal 200 mm açıklıklı deneylere ait bir fotoğraf.	58
Şekil 2.31. Çift eksantrik kütleli paralel aksenli 140 mm açıklıklı deneylere ait bir fotoğraf.	58
Şekil 2.32. Çift eksantrik kütleli paralel aksenli 235 mm açıklıklı deneylere ait bir fotoğraf.	59
Şekil 2.33. Çift eksantrik kütleli paralel aksenli 320 mm açıklıklı deneylere ait fotoğraf.	59

Şekil 2.34. Gövde sarsıcı düzeneğinde ağaç model direği üzerinde titreşim ölçüm noktalarına ait bir resim.....	60
Şekil 2.35. Gövde sarsıcı düzeneğiyle ağaç model olan çelik boru üzerinde titreşim ölçüm yönlerine ait çizim.....	60
Şekil 3.1. Eksantrik kütleli sarsıcının simülasyonlarda doğal frekansların elde edilmesine ait ekran görüntüsü.....	62
Şekil 3.2. Simülasyonlarda 16 Hz frekansta elde edilen x yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.....	66
Şekil 3.3. Simülasyonlarda 16 Hz frekansta elde edilen y yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.....	69
Şekil 3.4. Simülasyonlarda 25 Hz frekansta elde edilen x yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.....	72
Şekil 3.5. Simülasyonlarda 25 Hz frekansta elde edilen y yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.....	75
Şekil 3.6. Deneyleerde 16,5 Hz frekansta elde edilen x yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-frekans spektrum grafikleri.....	79
Şekil 3.7. Deneyleerde 16,5 Hz frekansta elde edilen y yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zama ivme-frekans spektrum n grafikleri.....	82
Şekil 3.8. Deneyleerde 25 Hz frekansta elde edilen x yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-frekans spektrum grafikleri.....	86
Şekil 3.9. Deneyleerde 25 Hz frekansta elde edilen y yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-frekans spektrum grafikleri.....	89
Şekil 4.1. Eksantrik kütlelerin tek ve aksenel çift konumlara göre 16,5 Hz titreşim frekansında simülasyonlarda ve deneyleerde x ve y ekseni yönlerinde elde edilen titreşim değerlerinin ivme cinsinden karşılaştırılması.....	94
Şekil 4.2. Eksantrik kütlelerin tek ve paralel çift konumlara göre 16,5 Hz titreşim frekansında simülasyonlarda ve deneyleerde x ve y ekseni yönlerinde elde edilen titreşim değerlerinin ivme cinsinden karşılaştırılması.....	95
Şekil 4.3. Eksantrik kütlelerin tek ve aksenel çift konumlara göre 25 Hz titreşim frekansında simülasyonlarda ve deneyleerde x ve y ekseni yönlerinde elde edilen titreşim değerlerinin ivme cinsinden karşılaştırılması.....	96
Şekil 4.4. Eksantrik kütlelerin tek ve paralel çift konumlara göre 25 Hz titreşim frekansında simülasyonlarda ve deneyleerde x ve y ekseni yönlerinde elde edilen titreşim değerlerinin ivme cinsinden karşılaştırılması.....	97

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1.1. Bazı meyvelerin silkeleme parametreleri ve ağaç özellikleri	24
Çizelge 2.1. Gövde Sarsıcıda kullanılan eksantrik kütleler ve konumları.	38
Çizelge 3.1. Simülasyonlarda eksantrik kütlelerin konumlarına göre elde edilen doğal frekans (Hz) değerleri	65
Çizelge 3.2. Simülasyonlarda 16,5 Hz ile 25 Hz çalışma frekanslarında x ve y eksenlerinde elde edilen ivme değerleri.	78
Çizelge 3.3. Deneyleerde 16,5 Hz ile 25 Hz çalışma frekanslarında x ve y eksenlerinde elde edilen ivme değerleri.	92
Çizelge 4.1. Eksantrik kütlelerin konumlarına ve titreşim frekanslarına göre x ve y eksenlerinde elde edilen ivme (m/s^2) değerleri.....	93
Çizelge 4.2. Tek kütle yerine çift kütle kullanılması durumunda titreşimlerin bileşke ivmelerindeki değişim yüzdeleri (%)	98

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

Hz	: hertz
gr	: gram
kg	: kilogram
kW	: kilowatt
mm	: milimetre
cm	: santimetre
kN	: kilonewton
fps	: frame per second (saniyedeki resim çerçevesi)
g	: yerçekimi ivmesi
t	: zaman
s	: saniye
m	: kütle
k	: rijitlik
c	: sönüm
x	: yer değiştirme (genlik)
f	: frekans
T	: periyot
R	: tepki matrisi
ω	: açısal frekans
K	: rijitlik matrisi
M	: kütle matrisi
C	: sönümleme matrisi
F	: yük vektörü
u	: yer değiştirme
\dot{u}	: hız vektörü
\ddot{u}	: ivme vektörü
ϕ	: titreşim mod şekli

KISALTMALAR

2D : 2 Dimensions (2 Boyutlu)

3D : 3 Dimensions (3 Boyutlu)

FEA : Finite Element Analysis (Sonlu Elemanlar Analizi)

FEM : Finite Element Method (Sonlu Elemanlar Yöntemi)

RMS : Root Mean Square (Karelerinin Ortalamasının Karekökü)

RPM : Revolution Per Minute (Dakikadaki Devir Sayısı)

SEY : Sonlu Elemanlar Yöntemi

STEP : Standard for the Exchange of Product Data (Ürün Verilerinin Değişimi için Standart)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1. MEYVE HASADI

Geleneksel elle hasat yöntemi çok emek gerektirir ve bu nedenle pahalıdır. Mekanik hasat yöntemleri geniş çapta araştırılmış ve önemli ölçüde geliştirilmiştir. Bu durum büyük miktarda araştırma verisi ile gösterilmektedir [1].

Dünya genelinde geleneksel yöntemle hasat uygulaması çok yorucu ve zaman alıcı olmakta, işçilik gereksinimi artmakta, işçi bulmaktaki zorluklar gibi sebeplerle hasat zamanı gecikmekte ve ürün zedelenmesi meydana gelmektedir. Bu olumsuzluklar son yıllarda meyve hasatının makine ile yapılması çalışmalarını hızlandırmış ve çeşitli araştırmalar yapılmaya başlanmıştır [2].

1.1.1. Hasat Makineleri

Mekanik hasatta, ağacın ana gövdesi ya da dallarını sarsan, dalgalı olarak ağaca su ya da hava püskürten, kesme ya da vakum etkisiyle meyveleri koparan, tırmık şeklindeki yakalama kolları ile ağacın içerisine giren (kanopi) vb. sistemler kullanılmaktadır. Ayrıca son yıllarda bazı meyvelerin hasadında robotik sistemler de kullanılmaya başlanmıştır. Meyveyi dalından kolay ve etkin bir şekilde koparmanın dal veya gövdenin titreştirilmesiyle (sarsılmasıyla) mümkün olabileceği anlaşılmıştır. Bu amaçla da, çok çeşitli tip ve yapıya sahip silkeleyiciler geliştirilmiştir. Traktöre monte edilebilen ya da kendi yürür şeklinde imal edilen silkeleyiciler birçok meyve türüne uygulanabilir duruma gelmiştir [3].

Narenciye hasadında kullanılan kanopi (parmak batör) tipi meyve hasat makinesine ait bir fotoğraf Şekil 1.1.'de verilmiştir.



Şekil 1.1. Kanopi (parmak batör) tipi meyve hasat makinesi [4].

Ağacın dallarını sarsarak meyve hasadında kullanılan bir dal sarsıcı tipi meyve hasat makinesine ait bir fotoğraf Şekil 1.2.'de verilmiştir.



Şekil 1.2. Dal sarsıcı tipi meyve hasat makinesi [5].

Son yıllarda robot kullanımının artmasına paralel olarak dünya üzerinde robotik hasat üzerine birçok araştırma çalışmaları yapılmakta olup bazı meyveler için üretilen

robotlar bulunmaktadır. Hasat çalışmalarında kullanılan robotik sistemlere, robotik domates, çilek ve narenciye hasat makinaları örnek verilebilir. [6].

Robotik hasad çalışmalarına ait görüntüler Şekil 1.3.'de verilmiştir.



a) Bir çilek hasat robotu [7].



b) Robotla çilek hasadı esnasından bir görüntü [8].

Şekil 1.3. Robotik hasad çalışmalarına ait görüntüler.

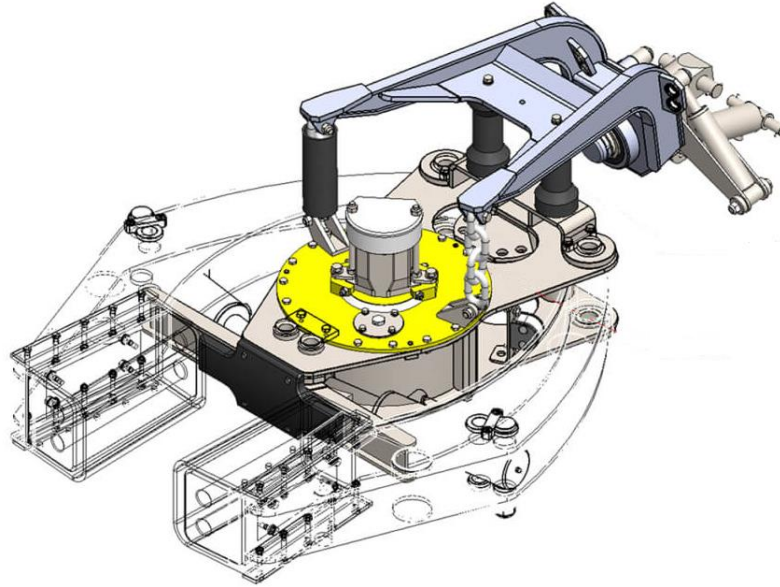
1.1.2. Gövde Sarsıcılar

Gövde sarsıcılar genellikle eksantrik bir kütlenin döndürülmesiyle oluşan atalet kuvveti ile titreşim üretmek amacıyla imal edilmektedirler. Bu tip sarsıcılar ağacın ana dallarını sarsmak yerine, tümüyle ağacı gövdesinden bir defada sarsmaktadırlar. Gövde sarsıcılarda eksantrik kütleler tek olarak kullanıldığı gibi çift olarak da kullanılmaktadır.

Günümüzde yaygın olarak kullanılmakta olan gövde sarsıcıların temel sistemleri;

- Kavrayıcı kelepçe,
- Hidrolik sistem,
- Sarsıcı kütleler,
- Brandalı toplama sistemi,
- Taşıyıcı ve aktarıcı depo şeklinde sayılabilir [9].

Meyve hasadında kullanılan eksantrik tek kütleli bir gövde sarsıcı Şekil 1.4.'de gösterilmiştir.



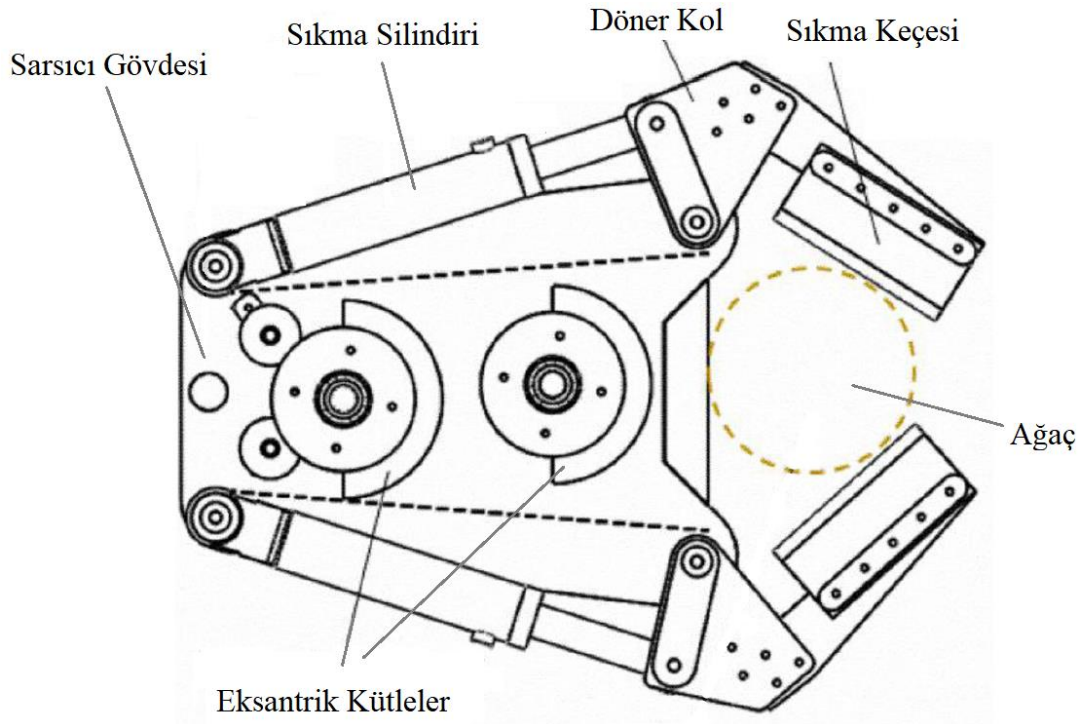
Şekil 1.4. Meyve hasadında kullanılan tek eksantrik kütleli bir gövde sarsıcı [10].

Meyvenin daldan koparılması ile ilgili yaygın görüş önceleri, koparma esnasında meyvenin dalından ayrılması için meyve hareketinin statik atalet kuvvetinden daha büyük olduğu durumda gerçekleşeceği şeklindeydi [11]. Bu yüzden meyve ya da dal daha kuvvetli bir hareket ile daha büyük atalet kuvvetleri oluşturmak için doğal

frekansında sarsılmaya zorlanmaktaydı. Ancak ilerleyen zamanlardaki çalışmalarda kopmanın, sap ile meyve veya dal ile sap arasındaki maksimum burulma ile gerçekleştirildiği, sabit frekans-genlik kombinasyonlarının zorlanmasıyla oluşan ivmelenmelerden daha etkili olduğu gösterilmiştir [12].

Gövde sarsıcılarda sarsma kuvveti gövde ve dallar aracılığı ile meyveye iletilmektedir. En yaygın kullanılan gövde sarsıcılar, döner hareketli atalet kütleli olan tiptekilerdir. Bu tipteki sarsıcılarda sarsıcı ağaç gövdesine sıkı olarak tespit edilip daha sonra bir yada iki adet dengelenmemiş kütlelerin dönmelerinden ve hızlarından dolayı istenilen titreşim elde edilmektedir. Bu tip sarsıcılarda yaygın olarak, genlik 5-15 mm, frekans 15-20 Hz, güç ihtiyacı 30-70 kW, döner kütlelerin ağırlığı 20-60 kg, sarsıcı ağırlığı 600-1000 kg, gövde çapı ise 15-40 cm olmaktadır. Bu sarsıcılarda frekans hidrolik varyatör yardımıyla ayarlanmaktadır [13].

Çift eksantrik kütleli bir gövde sarsıcının genel yapısına ait çizim Şekil 1.5.'de görülmektedir.



Şekil 1.5. Meyve hasadında kullanılan çift eksantrik kütleli bir gövde sarsıcının genel yapısı [14].

Traktöre bağlı bir gövde sarsıcı ile yapılan hasat çalışmasına ait bir görüntü şekil 1.6.'da verilmiştir.



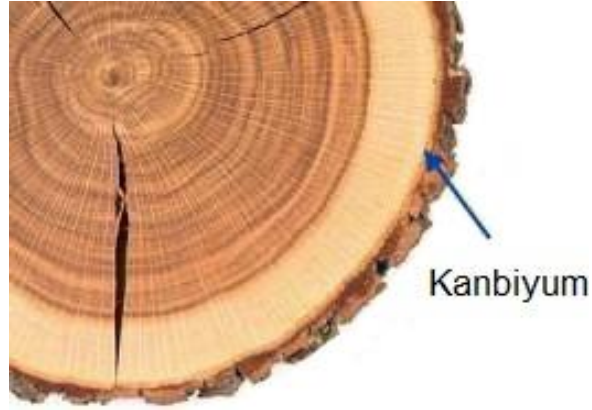
şekil 1.6. Mevve hasadında kullanılan traktöre bağlı bir gövde sarsıcı [15].

Gövde sarsıcılarla hasatta, sarsma esnasında titreşimin iyi aktarılabilmesi için gövdenin iyi kavranması gerekmektedir. Ağacı saran kelepçe yüzeyi 60-100 cm² arasında değişebilmektedir. Genel olarak kelepelerde, içi ceviz kabuklarıyla dolu yastıklar kullanılmaktadır. Bunlar yastıklar belli kullanım sresinden sonra özelliğini yitireceğinden dolayı değiştirilmektedir. Kelepelerin ağacı sıkma kuvveti 10-15 kN'u geçmemelidir. Çünkü kelepçeler sıkma esnasında ağaç kabuğunu sıyırıp kambiyum tabakasına zarar verebilir [16].

Bir gövde sarsıcının ağaç gövdesini sıkmasına ait resim şekil 1.7.'de ve bir ağacın kambiyum tabakasını gösteren resim şekil 1.8.'de gösterilmiştir.



Şekil 1.7. Sarsıcının ağaç gövdesini sıkmasına ait bir görüntü [17].



Şekil 1.8. Bir ağaca ait kambiyum tabakası [18].

Gövde sarsıcıların kullanılmasının avantajları olarak; iş verimlerinin yüksekliği, ağaç özel şekillendirmesi gerektirmemeleri, kullanım ve bakım kolaylığı ve ağaç hasarlarının düşük düzeyde kalması sayılabilir. Dezavantajları ise; nispeten büyük ağaçlarda kullanıldığında hasat yüzdesinin düşmesi ve satın alma fiyatlarının da yüksek olması şeklinde özetlenebilir [19].

Brandalı toplayıcı sisteme sahip bir gövde sarsıcı ile meyve hasadında ait bir görüntü Şekil 1.9.'da verilmiştir.



Şekil 1.9. Brandalı toplayıcı sisteme sahip bir gövde sarsıcı ile hasat [20].

Mekanik meyve hasadında ağaç dalını sarsmak için gerekli kuvvet ve güç, dalların boyutlarına, kelepçe bağlantı noktasının konumuna ve ağacın özelliklerine bağlı olarak belirlenmektedir [21].

Ağacın eğilmeye direnci ve yaylılık bilirliliği (elastikliği), ağaca iletilen sarsma kuvvetinin frekansını, ağaç üzerinde yayılımını, genişliğini ve rezonansını, başka bir deyişle meyvenin hasat edilebilirlik derecesini etkilemektedir [22].

Bazı meyvelere ait silkeleme parametreleri ağaç özellikleri aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Çizelge 1.1. Bazı meyvelerin silkeleme parametreleri ve ağaç özellikleri [23].

Meyve	Ağaç rijitliği	Silkeleme uygulanan yer	Frekans (Hz)	Genlik (mm)
Kayısı	Çok rijit	Gövde	15-30	8-12
		Dal	10-20	40-50
Badem	Çok rijit	Gövde	15-25	8-12
		Dal	15-20	25-40
Elma	Rijit	Gövde	15-25	8-12
		Dal	10-20	35-40
Ceviz	Az rijit	Gövde	15-20	10-14
		Dal	7-16	30-50
Kiraz	Esnek	Gövde	12-24	12-16
		Dal	10-20	35-60
Zeytin	Çok esnek	Dal	20-35	50-75

1.2. LİTERATÜR TARAMASI

Mekanik hasat yöntemleri ile ilgili çok çeşitli problemler ve yöntemler tartışılmış ve yayınlanmıştır. Aşağıdaki bu konuyla ilgili son araştırmalara ait bazı örnekler verilmiştir.

Erdoğan vd. bazı meyve ağaçları üzerinde yaptıkları çalışmalarda yüksek frekans ve küçük genliklerin ağaç yapısı ve meyve bağlantısı nispeten rijit olan koşullarda daha etkili olduğunu göstermişlerdir. Düşük frekans ve büyük genliklerin ise söğüdümsü ya da meyveleri uzun dallarda kütleler halinde aşağıya sarkan ağaçlarda etkili olduğunu bulmuşlardır. Kayısı ve badem gibi çok rijit ağaç gövdelerinin ise 15-30 Hz frekansta ve 12-8 mm genlikte sarsmanın etkili olduğunu göstermişlerdir [23].

La'ng, dönen çift eksantrik kütlelere sahip bir sarsıcı ile bir sürgülü krank tipi sarsıcı için rölanti ve çalışma gücü denklemlerini oluşturarak karşılaştırmalar yapmıştır [24].

Horvath ve Sitkei, üç farklı gövde hareketine izin veren bir ağaç modeli önermişlerdir. Sarsıcının etkisiyle meydana gelen yer değiştirme bileşenlerinin büyük ölçüde bağlantı yüksekliğine ilişkili olduğunu göstermişlerdir [25].

Amirante vd., çift eksantrik kütleli bir gövde sarsıcıların özellikle kelepçe-gövde bağlantısı ve onların titreşim aktarımı üzerindeki etkisi hakkında çalışmalar yapmışlardır [26].

Torregrosa vd., narenciye meyvelerinin sarsıcılar kullanılarak mekanik hasat yapıldığında meyve ayrılmasında yer alan parametreleri daha iyi anlamak için yavaş hareket kameraları görüntü işleme tekniğiyle incelemişlerdir. Meyvenin hareketi 300 fps'de kaydedilerek kopana kadar hızı ve ivmesini belirlemek için görüntü işlemeden elde edilen sinyaller filtrelenerek kullanılmıştır. Uygulanan teknik sayesinde meyvenin yaşadığı dinamik kuvvetlerin ölçülmesini sağlamışlardır [27].

Polat vd., optimum frekans ve genliğe sahip bir gövde sarsıcı sisteminin, Antep fıstığı hasadında güvenli bir şekilde yüksek hasat verimi elde etmek için önerilebileceğini göstermişlerdir [28].

Sola-Guirado vd. , zeytin ağacı yapısının hem yerüstü bölgesini (gövde ve dallar) hem de yeraltı bölgesine (kaba kök) çok yönlü bir gövde sarsıcıdan üretilen titreşimlerin iletimini analiz etmişlerdir [29].

Son yıllarda, Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) kullanılarak bilgisayar simülasyonu ile de titreşimle meyve hasadı üzerine pek çok araştırma yapılmaktadır. Bu yöntem, tasarım ve imalat sürecinde araştırmacılara istediği kadar deneme yapma imkânı sunarak, işçilik, zaman ve maliyet tasarrufu yapılmasını sağlamaktadır [30].

Meyve hasadı üzerine SEY kullanılarak yapılmış araştırmalardan bazıları aşağıdadır:

Savary vd., bir portakal ağacının 3D modelini oluşturarak dinamik bir simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Deneysel sonuçlarla Ansys simülasyonlarını karşılaştırıldığında, iki yöntemle oluşturulan ivmenin belirli bir korelasyona sahip olduğunu göstermişlerdir [31].

Bentaher vd., bir zeytin ağacının 3D modelini oluşturmuşlardır. Zeytin ağacının titreşim ivmesinin dinamik tepkisini elde etmek için farklı yükleme modları altındaki titreşim modlarında simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir [32].

Wu vd., farklı tipteki ceviz ağaçlarına uygun bir gövde sarsıcı geliştirmek için iki değişik açıdan dallarını ölçtükleri bir ceviz ağacını yapraksız şekilde modellemişlerdir. Ağacının 3D modelini kullanarak, sonlu elemanlar yazılımı Ansys Workbench ile dinamik analizini çözümlenmişlerdir [33].

Hoshyarmanesh vd., orta büyüklükte bir zeytin ağacının 3D bir modeli, çeşitli sarsıntı koşulları göz önünde bulundurularak hasat oranını iyileştirmek için bir gövde sarsıcı kullanılarak kritik ivme ve yer değiştirme ile ilgili olarak analizler yapılmışlardır.

Orbital ve doğrusal yöndeki yüklemeleri karşılaştırmışlardır. Sonlu elemanların sonuçlarını da saha deneyleri ile karşılaştırmışlardır [34].

Wei vd., etkili titreşim frekansı aralığını belirlemek için Solidworks'te bir Antep fıstığı ağacını 3D modellemişlerdir. 3D model Ansys yazılımına aktarılmış ve sert ve esnek model üzerinde simülasyonlar yapılarak, hasat için uygun uyarma kuvveti frekans (10~18Hz) aralığını modal analiz ile belirlemişlerdir [35].

1.3. TİTREŞİM

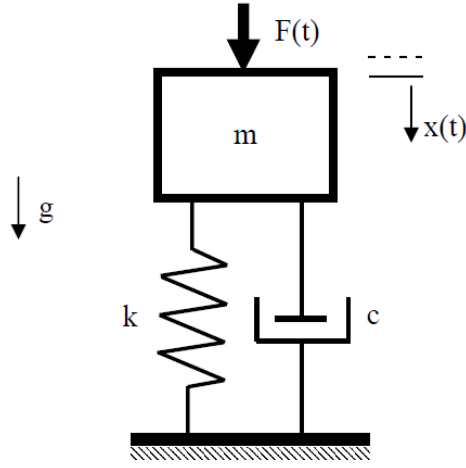
Titreşim hareketi, bir cismin belirli bir noktaya göre alternatif olarak yer değişimi olarak tanımlanmaktadır [36].

Bir titreşim hareketinin meydana gelmesi için bir sisteme ihtiyacı vardır. Bu sistem potansiyel enerjiyi depolayan elastik bir eleman (yay, vb.) ile kinetik enerji depolayan bir eleman (kütle) olmak üzere iki elemandan meydana gelmektedir. Bazı durumlarda sisteme, enerji dönüşümü esnasında, sistemden enerji alan sönümlenme elemanı da dâhil edilmektedir.

Titreşim sisteminde sönümlenme elemanının işlevi; potansiyel ve kinetik enerji değişimi sırasında sistemin enerjiden alarak titreşim hareketini sönümlenmektir.

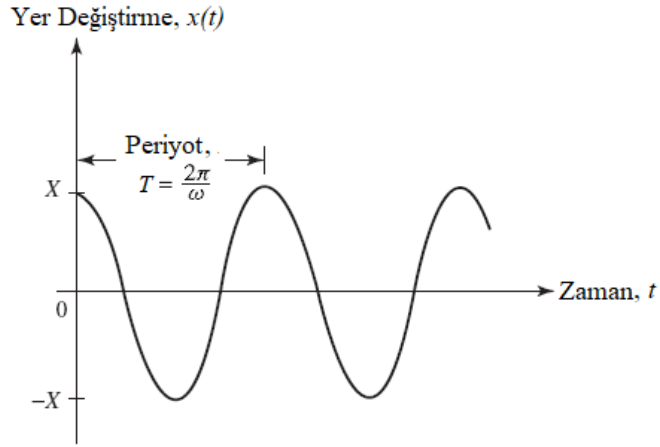
Titreşim hareketi, hareketteki tekrar özelliğine bağlı olarak düzenli (periyodik) ve rastgele (random) titreşimler olarak ikiye ayrılır. Düzenli titreşim, belirli sürede aynen ve kısmen tekrar eden; rastgele titreşim ise zamana bağlı olarak tekrar etme özelliği olmayan titreşimdir. [37].

Titreşim yapan bir sistemin basit modeli Şekil 1.10.'da şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.10. Titreşim yapan sistemin basit modeli [38].

Titreşim teorisi cisimlerin ve ilgili kuvvetlerin salınımlı (oscillatory) hareketleri ile ilgilenir. Şekil 1.11.'de görülen salınımlı hareket Harmonik Hareket olarak adlandırılır [38].



Şekil 1.11. Harmonik Harekete ait elemanların gösterimi [38].

$$x(t) = X \cos \omega t \quad (1.1)$$

Burada X hareketin genliği, ω hareketin açısal frekansı ve t zamandır.

Titreşim hareketini tanımlayan önemli parametreler aşağıda verilmiştir.

Periyot (T): Titreşim hareketinin bir tam tekrarının ne kadar sürede gerçekleştiğinin ölçüsüdür. Birimi saniyedir.

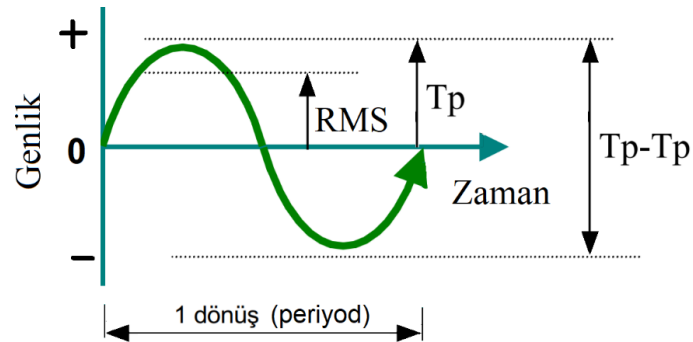
Frekans (f): Titreşim hareketinin birim zamandaki tekrarlanma sayısıdır. İki değişik şekilde ifade edilmektedir.

- Titreşim hareketinin bir saniye süre içinde tekrarlanma miktarıdır. Birimi hertz (Hz)'dir.
- Titreşim hareketinin bir dakika süre içinde tekrarlanma miktarıdır. Birimi RPM (Revolution per minute) olarak alınır. $RPM/60 = Hz$ olarak dönüştürülebilir.

Frekans ile periyot arasında aşağıdaki bağıntı vardır.

$$f=1/T \quad (1.2)$$

Genlik: Titreşimin şiddetini ifade eder. Eğri üzerindeki sıfır noktası ile tepe noktası arasındaki mesafedir. Birimi uzunluk boyutundadır. Genlik, tepe değer, tepeler arası değer, ortalama ve RMS olmak üzere dört şekilde ifade edilebilir. Titreşime ait genlik değerleri Şekil 1.12.'de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.12. Titreşime ait genlik değerleri [39].

Tepe değer (X0): Sıfır noktasına göre maksimum titreşimleri ifade eder.

Tepeler arası değer (2X0): Pozitif ve negatif yöndeki maksimum titreşimleri ifade eder.

Ortalama: Bir sinyalin t1-t2 zaman aralığında aldığı değerlerin aritmetik ortalamasıdır. Ortalama =0.5xTepe değer ifadesi ile elde edilir.

RMS: Bir sinyalin t1-t2 zaman aralığında aldığı değerlerin karelerinin ortalamasının kareköküdür [36].

1.3.1. Titreşim Ölçüm Metotları

Titreşim ölçümlerindeki temel ilke, mekanik enerji şeklinde olan titreşim enerjisini, elektriksel büyüklüklere dönüştüren ekipmanlar veya sistemlerin kullanılmasıdır. Sinyal alıcılar; indüktif, kapasitif, rezistif ve piezoelektrik olmak üzere dört çeşitlidir [9]. Titreşim hareketinin ivmesi elektrik sinyaline dönüştürürler. Sensör içindeki piezo kristalin kesme kuvveti sonucu oluşturduğu tepki izlenerek titreşim modellenir. Sensör içinde hareketli parça yoktur.

Şekil 1.13.'de Piezoelektrik ivme birimli ölçümü yapan bir ivmeölçer (accelerometer) resmi verilmiştir.



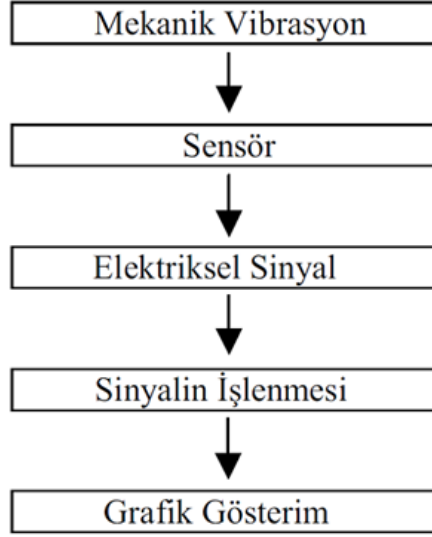
Şekil 1.13. Titreşim ölçümünde kullanılan bir ivmeölçer [40].

Titreşim ölçümünde kullanılan bir titreşim ölçüm cihazı Şekil 1.14.'de gösterilmiştir.



Şekil 1.14. Titreşim ölçümünde kullanılan bir titreşim ölçüm cihazı [41].

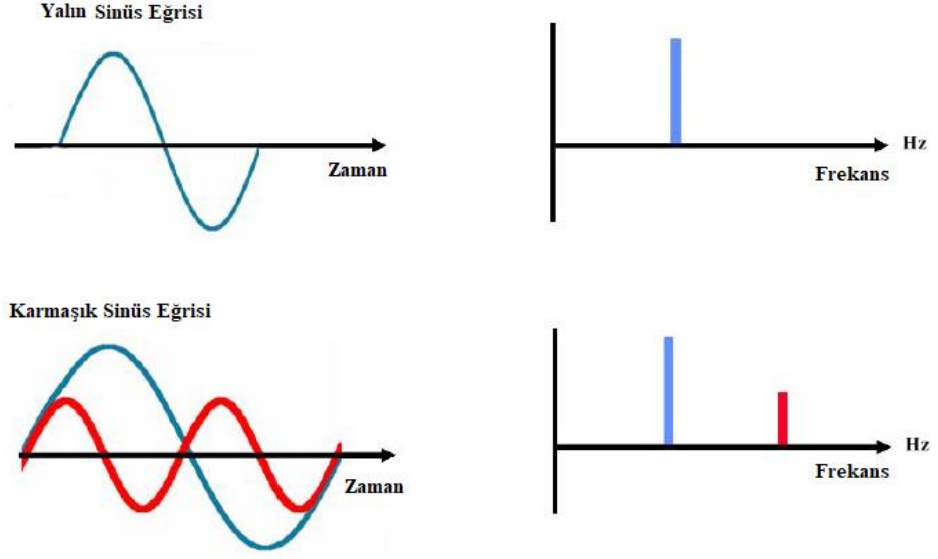
Titreşim ölçümünde indüktif dönüştürücüler ile voltaj değişimi algılanmakta ve voltaj eğişi analizör tarafından sinyallere dönüştürülmektedir. Rezistif dönüştürücülerde ise sinyalin algılanması dirençte oluşan değişimin algılanması sayesinde yapılmaktadır. Sinyal çevrim akış şeması Şekil 1.15.'de verilmiştir.



Şekil 1.15. Sinyal çevrim akış şeması [39].

Titreşimin zaman formu grafiğinde, sürekli devam eden bir titreşimin belirli bir zaman aralığındaki bölümü görüntülenir. Bu gerçek hareketin zaman eksenindeki eğrisi çizilebilmektedir. Tepe ve tepeden tepeye veya etkin genlik değerleri görüntülenebilmektedir. İstendiğinde de bu dalgalar tek tek ayrıştırılabilirler. Her bir sinüs dalgasının frekansı farklı olduğundan bu değişik genlikteki sinüs dalgaları frekans ekseninde görüntülenebilir. Böylece her bir sinüs dalgasının genliği ve frekansı bilinebilmektedir. Elde edilen bu görüntüye spektrum grafiği adı verilmektedir. Frekans eksenli bu spektrum grafiklerinde sisteme ait tüm bileşenlerin ürettikleri titreşimleri görebilmek mümkün olmaktadır [42].

Titreşime ait saf sinüs sinyalinin zamana (dalga form) ve frekansa bağlı (spektrum) gösterimi Şekil 1.16.'da verilmiştir.



Şekil 1.16. Saf sinüs sinyalinin zamana (dalga form) ve frekansa bağlı (spektrum) gösterimi [42].

Günümüzde Şekil 1.15.'deki sinyal çevrim akış şemasındaki tüm işlemleri yapabilen titreşim ölçüm ve analiz cihazları bulunmaktadır. Titreşim ölçüm ve analiz cihazı ile titreşim ölçüm esnasına ait bir görüntü Şekil 1.17.'de gösterilmiştir.



Şekil 1.17. Titreşim ölçüm ve analiz cihazı ile titreşim ölçümüne ait görüntü [43].

1.4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY), ilk olarak 1940'lı yıllarda sayısal metotlardaki gelişmelerle birlikte Richard Courant'un yaptığı çalışmalarla bilimsel çevrelere tanıtılmıştır. Courant bu çalışmalarında sürekli bir sistemi üçgen parçalara ayırarak yeni bir analiz yöntemi geliştirmiştir. 1956 yılında da Turner ve diğer bilim adamları da bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuşlardır. 1960 Yılında da "sonlu elemanlar" terimi ilk olarak Dr. Ray Clough tarafından kullanılmaya başlanmıştır. SEY, yapı analizi, titreşim analizi, ısı transferi, manyetik alan, akışkanlar mekaniği ve daha birçok alanda uygulanmaktadır. 1970'li yıllardan itibaren genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları kullanılmaya başlamış ve 1990'lı yıllarda SEY ve uygulamaları ile ilgili birçok makale ve kitap yazılmıştır [44].

SEY'de geometrik model tek parça veya çok parçalı olabilmektedir. Daha sonraki aşamalarda bu modelin malzeme özelliklerinin belirlenip modele mesnet ve yükler uygulanmaktadır. Son olarak da mesh örme (sonlu elemanlar ağı) olarak da bilinen bir bölme işlemi ile geometri nispeten daha küçük ve basit parçalara bölünür. Bu küçük parçalara *Sonlu Elemanlar* denilmektedir. Buradaki "sonlu" kelimesi elemanların, modelin genel büyüklüğü yanında makul bir şekilde küçük ve çok sayıda olduğunu vurgulamaktadır.

SEY'de para şekline ve modellemenin tipine göre eleman tipleri de farklı alınabilmektedir. Sonlu eleman modeli 1 boyutlu (çizgi şeklinde), 2 boyutlu (yüzey) ve 3 boyutlu (katı model) olabilirler. Modellemenin şekline göre eleman tipi atanmaktadır. Sonlu eleman modelleri ve Mesh yapıları Şekil 1.18.'de verilmiştir.



Çizgisel eleman, İki adet düğüm noktası vardır ve kiriş yapılar için kullanılmalıdır.



Doğrusal dörtgen eleman, burada 4 düğüm noktası bulunmakta ve bazı uygulamalarda fayda sağlamaktadır.



Doğrusal üçgen eleman, 3 düğüm noktası bulunur ve yüzey yapılar için kullanılırlar.



Doğrusal üçgen prizmatik eleman, 4 adet düğüm noktası üzerinde bulunmaktadır. Sonuçlardaki değişiklikler çok önemli değil ise kullanılması tavsiye edilmektedir.



Eğrisel üçgen prizmatik eleman, 10 adet düğüm noktası olup pek çok uygulama için oldukça elverişli bir kullanıma sahiptir.

Şekil 1.18. Sonlu eleman modelleri ve Mesh yapıları [45].

Bir benzetim (simülasyon) yöntemi olan SEY analizlerinde, hesaplamalar nodlar (düğüm noktası) üzerinde gerçekleştirilirken, bu nodlar üzerindeki denklemler oluşturulur. Problemin büyüklüğüne göre binlerce denklem elde edilmektedir. Bu denklem takımının çözümü de ancak bilgisayar yardımıyla mümkün olmaktadır. Hesaplama sonucunda elde edilen değerler nodlar üzerinde bulunan değerlerdir. Dolayısıyla hesaplamaların gerçekçi olabilmesi için eleman yapısı ve ona bağlı olarak nod yapısının iyi seçilmesi önemlidir [46].

En temel haliyle SEY’de sistem temel olarak matris formuna dönüştürülmektedir.

$$\{R\} = [K]\{u\} - \{F\} \quad (1.1)$$

Burada;

[R] tepki matrisi, [K] rijitlik matrisi, [u] yer değiştirme matrisi ve [F] ise yük matrisidir [47].

SEY’de temel fikir, karmaşık bir problemin, problemi basite indirgeyerek bir çözüm bulunması olarak tanımlanmaktadır. Problemin görece daha basit bir probleme indirgenmesi nedeni ile kesin sonun yerine yaklaşık bir sonuç elde edilmektedir. Bu sonucun çözüm için daha fazla uğraş vererek iyileştirilmesi ve kesin sonuca çok yaklaşılmaması, hatta kesin sonuca ulaşılması da mümkün olmaktadır. Elde bulunan geleneksel matematiksel araçların kesin sonucu, yaklaşık bir sonuç olarak dahi bulmakta yetersiz kaldığı durumlarda ise SEY kullanılabilecek tek metod olarak düşünülmektedir [48].

1.4.1. Sonlu Elemanlar Yönteminin Nümerik Analizde Kullanımı

Sayısal bir yöntem olan SEY’in neredeyse çözemeyeceği sistem yoktur denebilir. Özellikle yapısal analiz, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, ısı transferi ve titreşim gibi farklı disiplinlerde etkili çalışmalara imkân veren çok gelişmiş bir tekniktir. SEY’de modeller sonlu sayıda elemanlara bölünebilmekte ve bu elemanlar belli noktalarından birbirleriyle bağlanmaktadır. SEY bu düğüm noktaları için tanımlanmış şartları, cebirsel lineer denklemlere çevirir. Öncelikle bu denklemler çözülmekte ve bütün elemanlardaki gerçek gerilmeler bulunmaya çalışılmaktadır. Sonuç olarak modelde ne kadar çok sayıda eleman bulunursa daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilmektedir [49].

SEY’in sınırları sadece kullanılan paket programa (yazılıma), kullanıcıların bilgi düzeyine ve tecrübesine bağlıdır. İlk yazılımlar bugünlere nispeten daha basit olmakla birlikte derin SEY bilgisi gerektirmekteydi. Günümüzde ise yazılımlar daha karmaşık olmakla birlikte, hemen birçok şeyi otomatik olarak yapabilmektedirler. Bu yüzden kullanıcıların az-öz bilgiye sahip olmaları yeterli olmakta, ancak uzun süreli deneyim kazanmış olmaları gerekmektedir [50].

1.4.2. Sonlu Elemanlar Analizi Yazılımları

FEA (Finite Element Analysis) olarak da bilinen SEY uygulamaları, makine tasarımından akustik, elektromanyetizma, akışkanlar dinamiğini de içine alan çok geniş bir alanda mühendislik dalında görülmekle birlikte SEY genel olarak

mukavemet, titreşim ve termal analiz problemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır [51].

SEY ile bilgisayar ortamında analiz yapan birçok paket program kullanılmaktadır. ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, PAM-STAMP bugün piyasada ticari olarak bulunan SEY paket programlarından bazılarıdır. Ansys paket programı bu yazılımlardan en yaygın kullanılanlardan biridir.

SEY kullanan paket programlar çalışırken çözüm yönteminde izlenecek adımlar şunlardır:

- Parçanın 2D veya 3D Modelinin Çizilmesi
- Eleman Tipi ve Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi
- Sınır Şartlarının Belirlenmesi ve Diğer Etkilerin Belirtilmesi
- Modele Ağ Örne
- Sistem denklemlerinin çözümü [49].

1.5. TEZİN AMACI

Bu tezin amacı meyve hasadında kullanılan gövde sarsıcılardaki eksantrik kütlelerinin, tek kütle yerine çift kütleli olarak aksel veya paralel konumlarda çalıştırılmasının (doğal frekanstan ve çift kütlelerin açısal hız farkından bağımsız olarak) titreşime etkilerinin karşılaştırılması, simülasyonlarla ve deneysel çalışmalarla incelenmesidir. Literatürdeki tüm çalışmalarda titreşimler, hidrolik sistemler vasıtasıyla hareket ettirilen eksantrik yapıları sarsıcı kütlelerin döndürülmesiyle elde edilmekte olup çift kütlelerde açısal hızlar eşitlenememektedir. Gövde sarsıcılara ait literatürdeki çalışmalarda tek kütle yerine çift kütle kullanımında, çift kütlelerin açısal hızlarının eşitlenerek konumları değiştirildiğinde bunların titreşime etkisine ait deneysel veya simülasyonlar ile karşılaştırmalı şekilde incelendiği bir çalışmaya rastlanmamıştır. Literatürdeki bu boşluğu doldurma amacıyla bu tez kaleme alınmıştır.

BÖLÜM 2

MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada titreşim üreten eksantrik kütlelerin tek ve çift olarak çalıştırılması ile konumları ve açısal hızları değiştirilerek (doğal frekanstan ve çift kütlelerin açısal hız farkından bağımsız olarak) titreşime olan etki incelenmektedir. Çift eksantrik kütleli sistemlerde kullanılan sarsıcı eksantrik kütlelerin sarsıcı gövde üzerindeki eksenel ve paralel farklı konumları, birbirine olan uzaklıkları, sahip oldukları çevresel hızların oluşturacakları titreşimlerin incelenmesi ve tek kütle ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması çalışmanın ana başlıklarını oluşturmaktadır. Eksantrik kütleler, çift kütlelerin çalışma esnasında dönme sayılarının eşit olması için hidrolik sistem yerine elektrik motoru ve triger kayış kasnak ile tahrik edilmişlerdir. Tasarımı ve imalatı yapılan gövde sarsıcı düzeneği, rijit ve çok rijit ağaçlar örnek alınarak ağaç model olarak bir çelik boru üzerine bağlanarak simülasyonlar ve deneyler yapılmıştır.

Ağaç modeli olarak kullanılan çelik boru üzerindeki titreşimleri oluşturmak üzere eksantrik kütleler Çizelge 1.1’de rijit ve çok rijit ağaç gövdeleri için önerilen 15-30 Hz aralığında 16,5 ve 25 Hz frekanslarda çalıştırılmışlardır. Tasarlanan gövde sarsıcının Solidworks yazılımında 3D modellenmesiyle Ansys yazılımında doğal frekanslar ve dinamik analizleri yapılmış ve ağaç modeldeki titreşimler hesaplanmıştır. Gövde sarsıcı imal edilerek simülasyonlardaki şartlara uygun deneyler yapılmıştır. Daha sonra Ansys’deki simülasyonlardan elde edilen titreşim değerleri ile deneylerde elde edilen titreşim değerleri karşılaştırılmıştır.







2.1. GÖVDE SARSICININ 3D TASARIMI

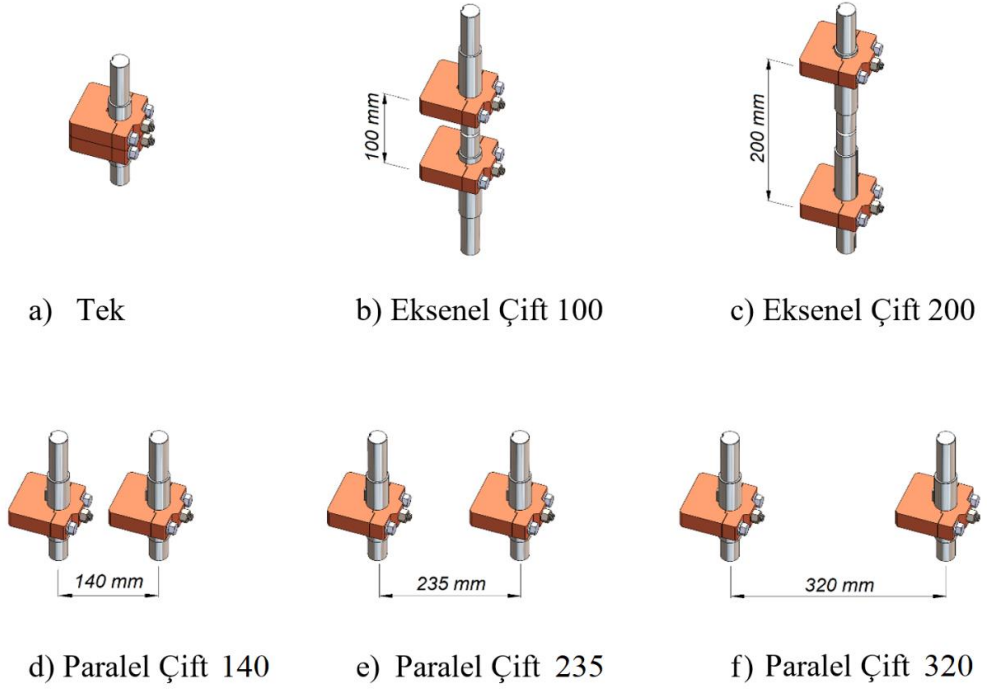
Simülasyonlarda ve deneyde kullanılan mekanik gövde sarsıcı Solidworks yazılımı kullanılarak 3D tasarlanmıştır. Gövde sarsıcı ile değişik konumlarda çok sayıda ölçüm yapılması planlandığından, tasarımda kolay değişiklik yapmaya elverişli modüler bir yapı dikkate alınmıştır.

Gövde sarsıcı ile yapılan çalışmalar, tek eksantrik kütleli ve çift eksantrik kütleli olmak üzere iki temel başlık altında yapılmıştır. Çift eksantrik kütleler dönme eksenlerine göre, ikisi aynı eksenli (eksenel) ve üçü paralel olmak üzere beş farklı durumda döndürülmesine imkan sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Tek eksantrik kütle 2000 gr, çift eksantrik kütleler ise 1000'er gr olarak kullanılmıştır. Eksantrik kütleler eksen kaçıklığı 15 mm olacak şekilde tasarlanmıştır.

Eksantrik kütleler, eksenel konumlu durumda 100 ve 200 mm; paralel konumlu durumda ise 140, 235 ve 320 mm açıklıklarda konumlandırılmışlardır. Eksantrik kütlelerin konumları Çizelge 2.1. ve Şekil 2.1.'de verilmiştir.

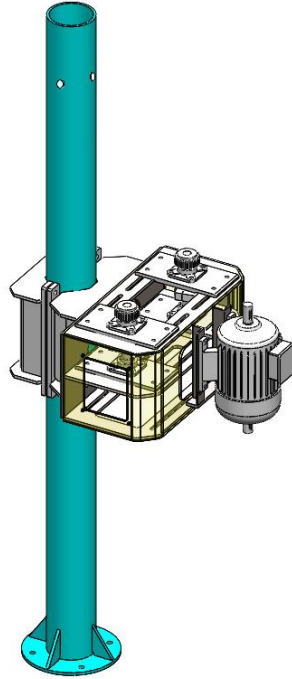
Çizelge 2.1. Gövde Sarsıcıda kullanılan eksantrik kütleler ve konumları.

Eksantrik Kütle Tipi	Eksantrik Kütle Konumu	Eksantrik Kütle Konum Şekli (Şematik)	Kütle (gr)	Kütle Konum Açıklıkları (mm)
Tek	Tek Kütle		2000	-
Çift	Eksenel Çift Kütle		1000+1000	100
			1000+1000	200
	Paralel Çift Kütle		1000+1000	140
			1000+1000	235
			1000+1000	320

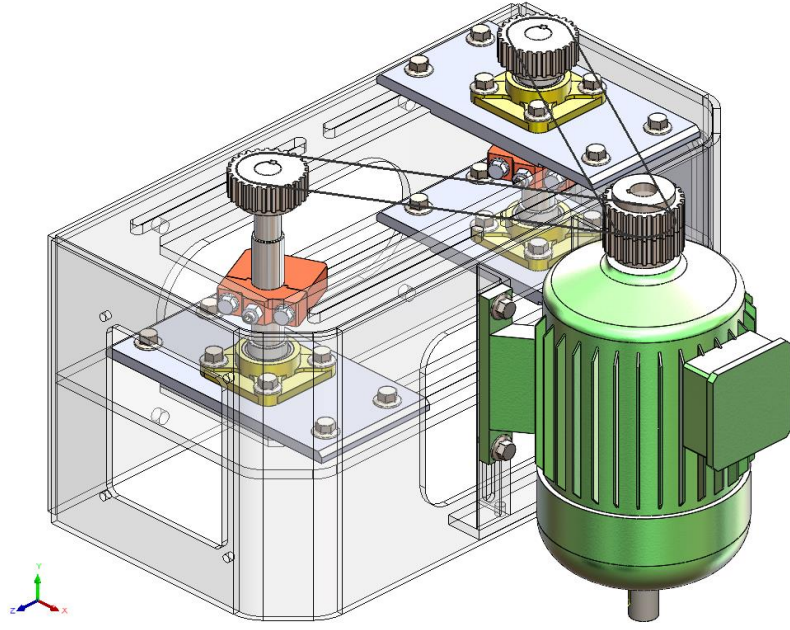


Şekil 2.1. Gövde Sarsıcıda kullanılan eksantrik kütleler ve konumları.

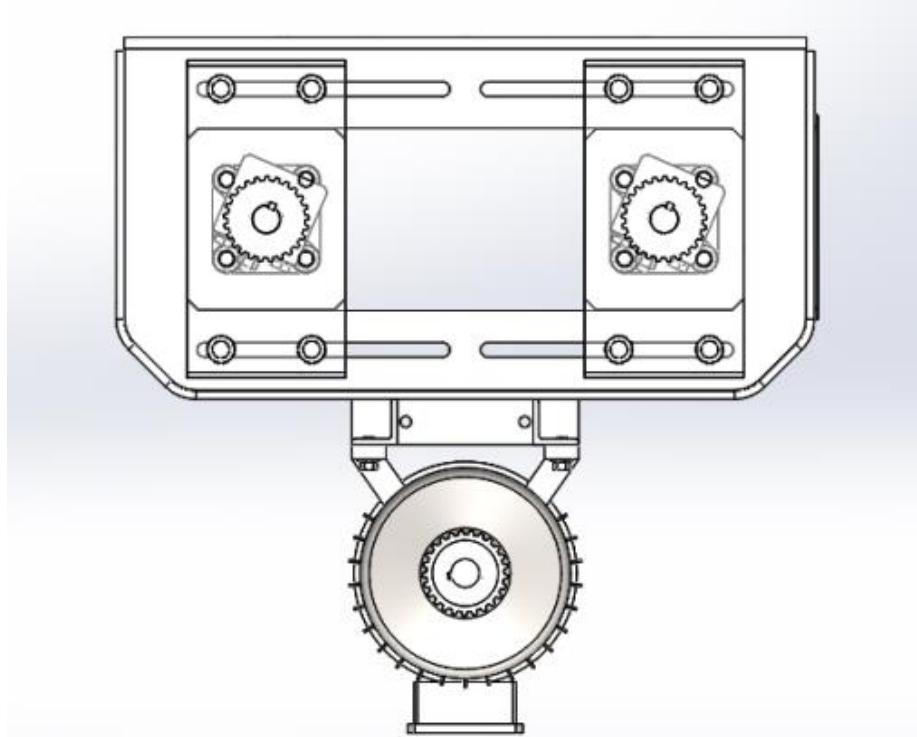
Mekanik gövde sarsıcının bilgisayarda Solidworks yazılımındaki tasarıma ait ortam görüntüleri Şekil 2.2. - Şekil 2.5.'de verilmiştir.



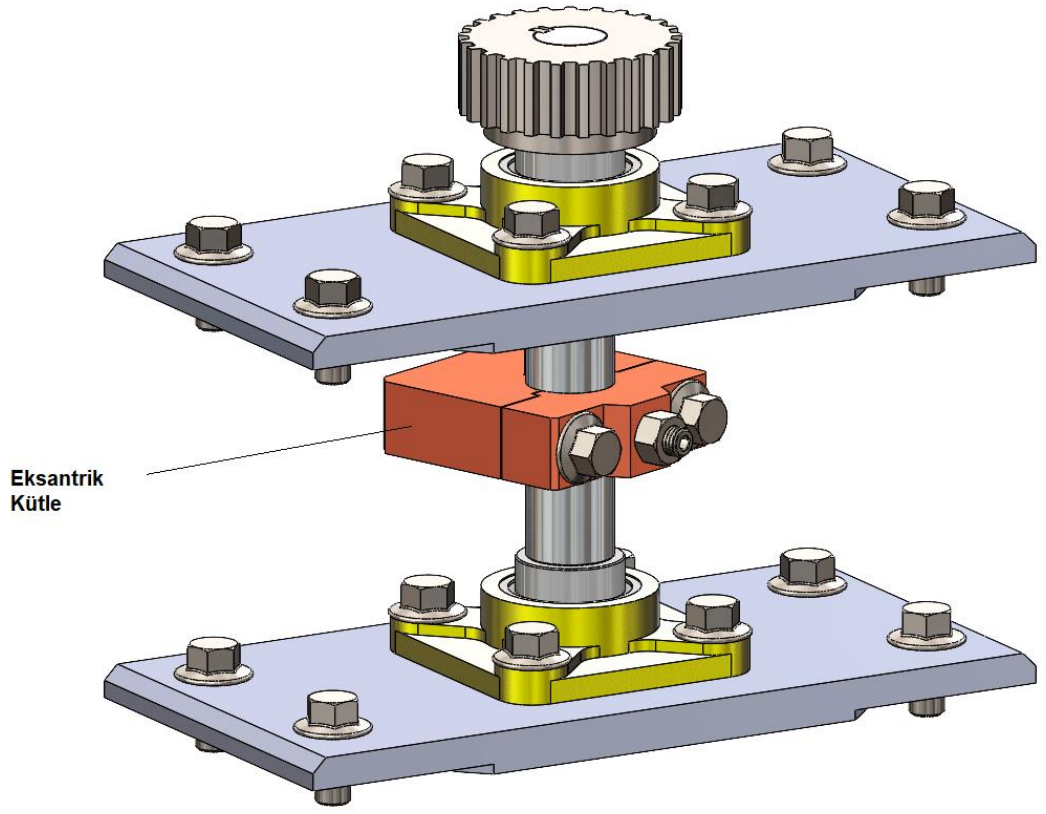
Şekil 2.2. Gövde sarsıcının 3D tasarım montajına ait bilgisayar görüntüsü.



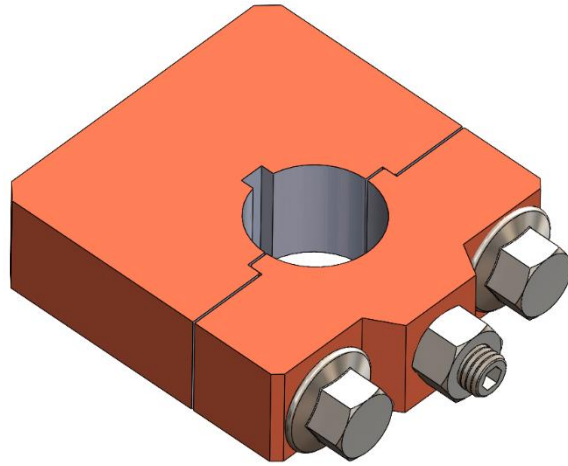
Şekil 2.3. Gövde sarsıcının 3D tasarımına ait perspektif görüntüsü.



Şekil 2.4. Gövde sarsıcının 3D tasarımına ait üst görünüşü.



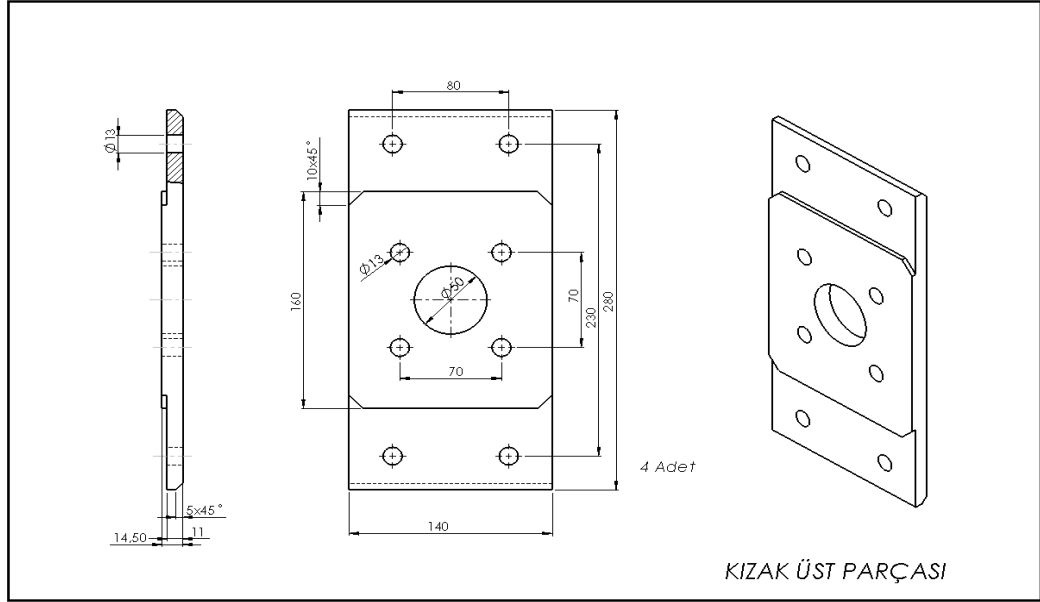
a)



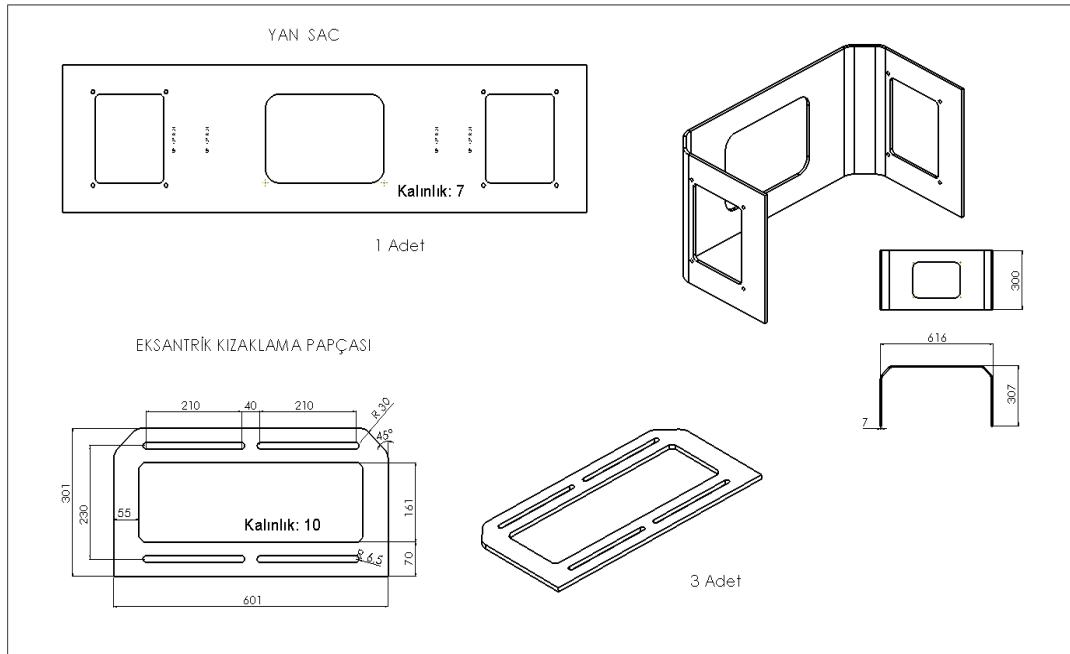
b)

Şekil 2.5. Gövde sarsıcı eksantrik kütleleri ve yataklamasına ait görüşler.

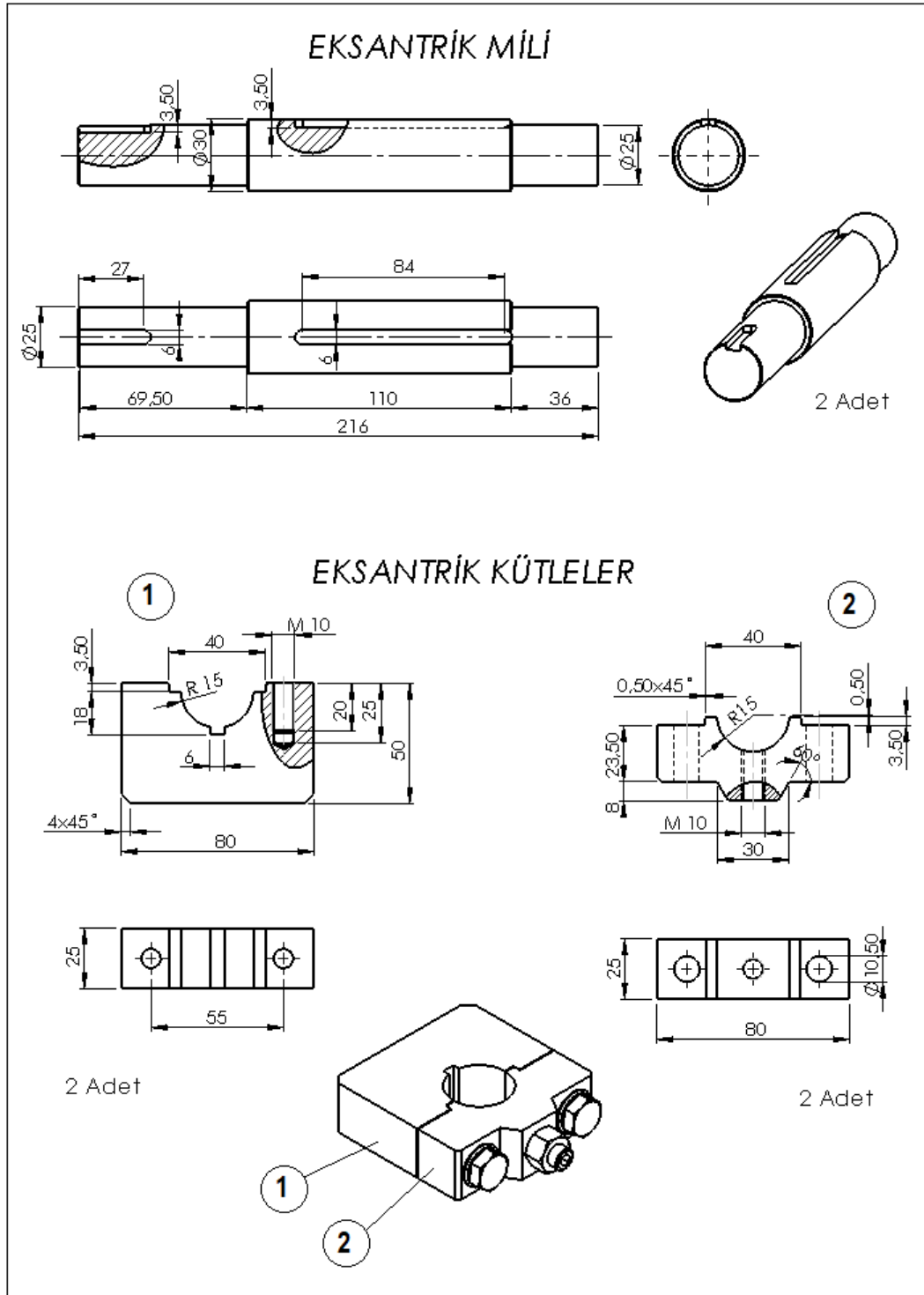
Deneysel olarak kullanılacak gövde sarsıcının imal edilebilmesi için tasarlanan parçaların Solidwork Drawing’de teknik resimleri elde edilmiştir. Şekil 2.6. - Şekil 2.8.’de tasarımı yapılan gövde sarsıcıya ait eksantrik kütleler ve diğer parçalara ait teknik resimler görülmektedir.



Şekil 2.6. Gövde sarsıcı kızak üst parçalarına ait teknik resimleri.



Şekil 2.7. Gövde sarsıcı kızak ve yan saclarının teknik resimleri.

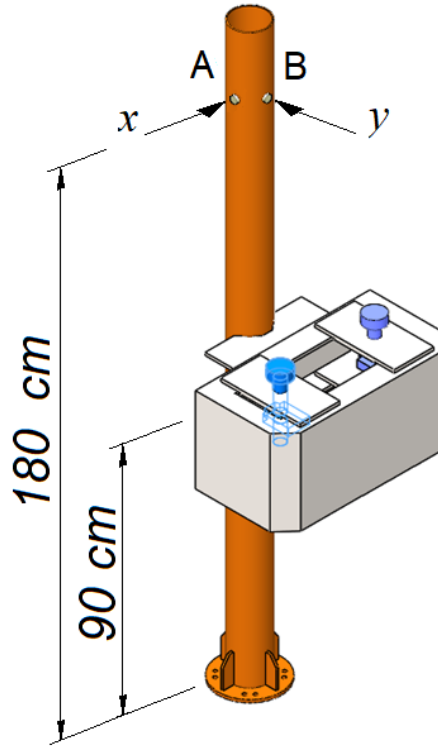


Şekil 2.8. Gövde sarsıcı eksantrik kütlelerinin ve milinin teknik resimleri.

2.2. SONLU ELEMANLAR METODU İLE TİTREŞİM ANALİZİ

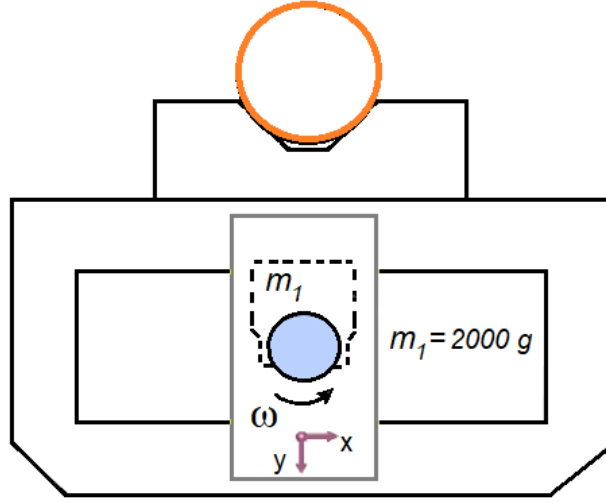
Simülasyonlarda ve deneylerde kullanılan gövde sarsıcı, gerçek kütle ve boyutlarına uygun olarak Solidworks yazılımında 3D tasarlanarak Ansys Workbench Mechanical'da dinamik analizlere uygun hâle getirilmiştir. Bu kapsamda ağaç model olan çelik boru, sarsıcı gövdesi ve eksantrik kütleler ayrı birer gövde şekline getirilip STEP dosyası olarak kaydedilmiştir.

Şekil 2.9. a, b ve c.'de Solidworks yazılımında modellenen gövde sarsıcının Ansys Workbench Mechanical'da dinamik analizlere uygun hâle getirilmiş 3D modellerine ait resimler görülmektedir.

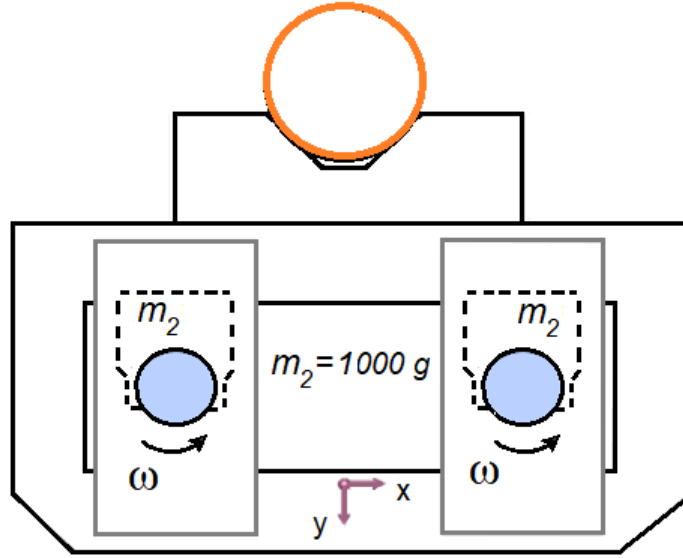


a) Gövde sarsıcının STEP modeli

Şekil 2.9. Sarsıcının STEP modeli ve eksantrik kütlelerin dönme yönleri.



b) tek kütle



c) çift kütle

Şekil 2.9. (devam ediyor).

Ansys'de analizlere başlamadan önce Engineering Data'da analizi yapılacak çelik boru St 44-2 ve diğer parçaların özellikleri St 37 Structural Steel özelliklerine kaydedilmiştir. Sönüm katsayısı (damping ratio) 0,04 olarak kabul edilmiştir.

2.2.1. Ansys’de Yapılan Modal Analizler

Gövde sarsıcının 3D STEP modeli Ansys yazılımına aktarılmıştır. Ansys Modal modülü kullanılarak gövde sarsıcının modal analizi yapılarak, ilk 6 mod doğal frekans değerleri hesaplatılması için ayarlanmıştır. Ansys modal analizlerde aşağıdaki eşitliğe göre hesaplamalar yapılmaktadır. Burada sönüm matrisi hesaba katılmamaktadır.

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\phi_i\} = \{0\} \quad (2.1)$$

Burada;

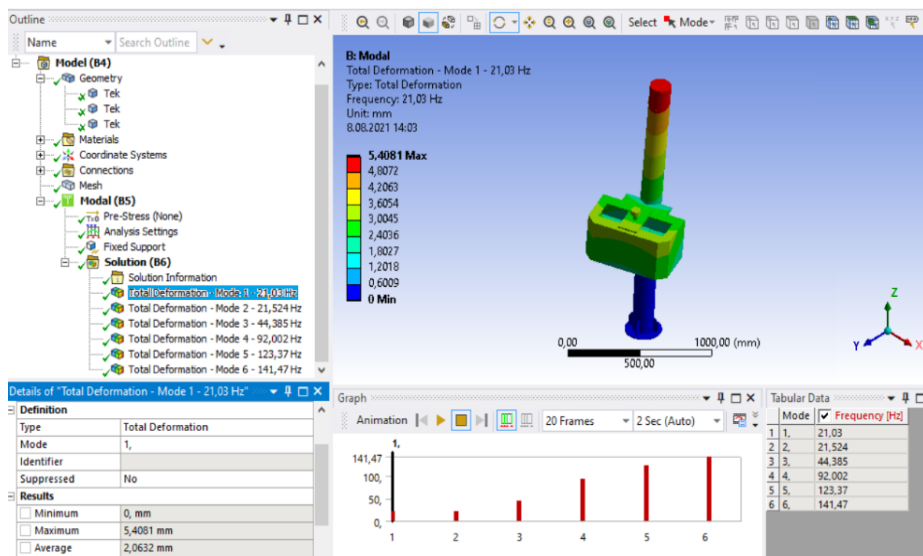
[K] : yapısal rijitlik matrisi

$[\omega_i]$: açısal hız

[M] : kütle matrisi

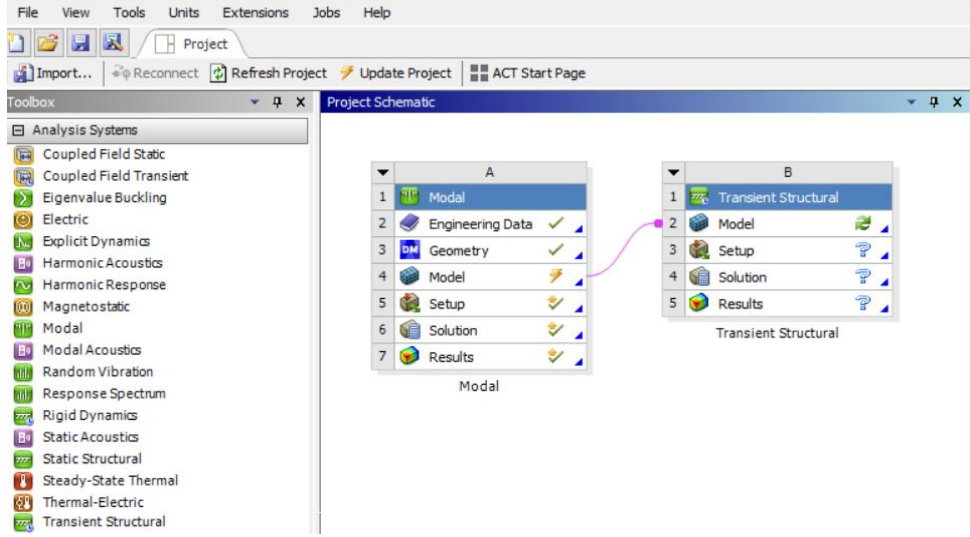
$\{\phi_i\}$: mod şekillerini ifade etmektedir.

Ansys Modal modülünde eksantrik kütlelerin tek ve çift her konumu için modal analizler yapılarak hesaplanan doğal frekanslar Bölüm 3 Bulgular’da verilmiştir. Eksantrik kütleli sarsıcının Ansys Modal’da doğal frekansların elde edilmesine ait bir ekran görüntüsü Şekil 2.10.’da verilmiştir .



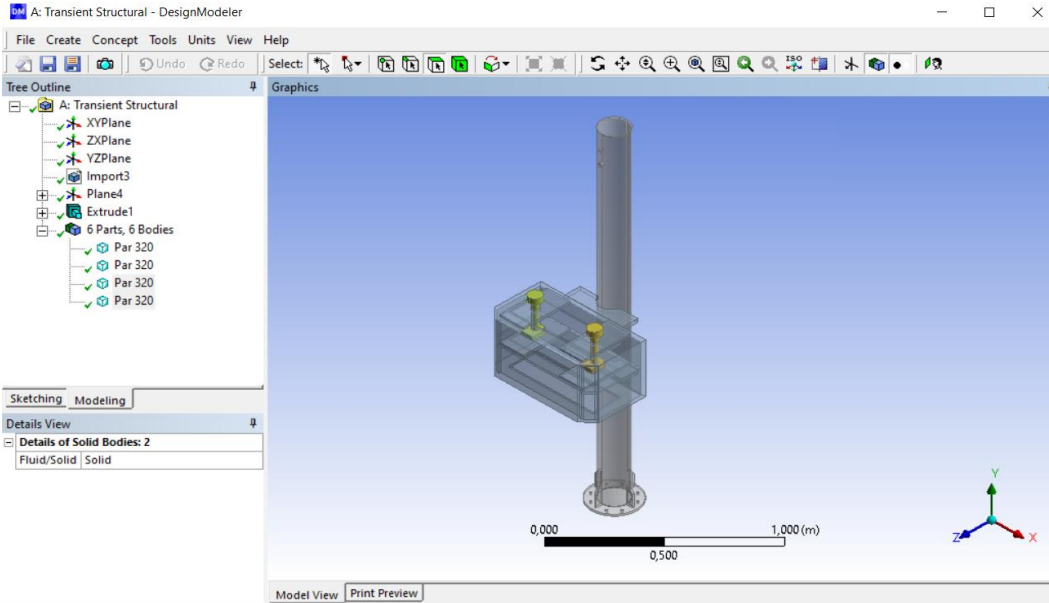
Şekil 2.10. Eksantrik kütleli sarsıcının simülasyonlarda doğal frekansların elde edilmesine ait ekran görüntüsü.

Ansyes paket programında Workbench çalışma ortamında yapılan Transient Sturctual ile dinamik analiz için yapılan modelleme işlemlerine ait ekran görüntüsü Şekil 2.12.'de verilmiştir.



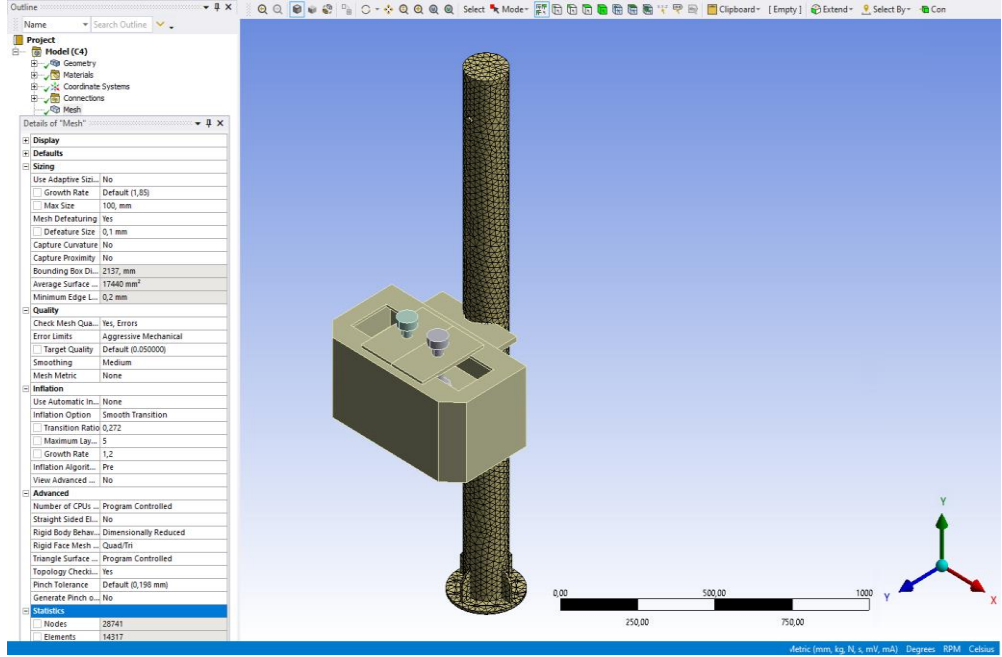
Şekil 2.12. Ansyes paket programında yapılan modelleme.

Workbench çalışma ortamında Desing Modeler modülünde, daha önce Solidworks yazılımında modellenen gövde sarsıcıya ait 3D STEP dosyalarının Ansyes'e aktarılması işlemine ait ekran görüntüsü Şekil 2.13.'de verilmiştir.



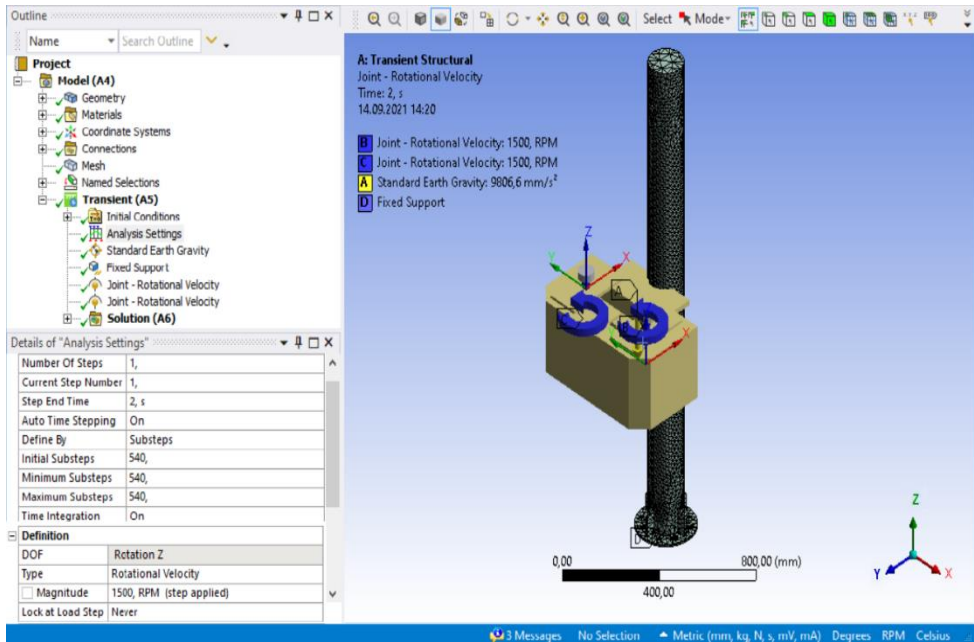
Şekil 2.13. Desing Modeler modülünde geometrinin oluşturulması işlemine ait ekran görüntüsü.

Transient Structural’da yapılan mesh ayarlarına ait bir ekran görüntüsü Şekil 2.14.’de verilmiştir.

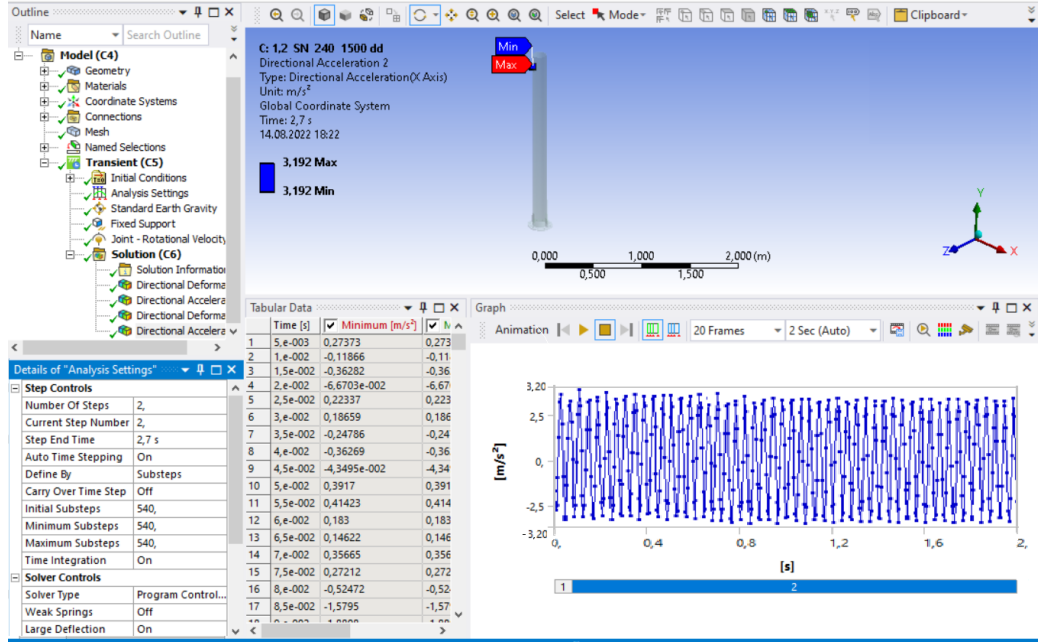


Şekil 2.14. Transient Structural’da yapılan mesh ayarlarına ait ekran görüntüsü.

Transient Structural’da yapılan analiz ayarları Şekil 2.15.’de ve simülasyon sonuçlarına ait ekran görüntüleri Şekil 2.16.’da verilmiştir.



Şekil 2.15. Transient Structural’da yapılan analiz ayarlarına ait ekran görüntüsü.



Şekil 2.16. Transient Structural’da yapılan simülasyon sonucuna ait ekran görüntüsü.

Simülasyonlarda eksantrik kütlelerin dönmesi sonucu çelik boruda Şekil 2.9. a’da gösterilen A ve B noktalarındaki x ve y eksenlerinde meydana gelen deplasman ve ivme değerleri hesaplatılmış ve grafikleri elde edilmiştir. Simülasyonlarda elde edilen titreşim grafikleri ve ivme değerleri Bölüm 3 Bulgular’da verilmiştir.

2.3. GÖVDE SARSICININ İMALATI

Gövde sarsıcının imalatı, Bölüm 2.1.’de (Gövde Sarsıcının 3D Tasarımı) anlatılan tasarıma göre yapılmıştır. Deneylerde kullanılacak gövde sarsıcıya ait mekanik elamanlara taşıma görevi yapan ana gövde, bağlantı çeneleri, ağaç modeli vb. parçalar çelik konstrüksiyon olarak St 37 yapı çeliğinden kaynaklı birleştirme ile imal edilmişlerdir. Ağaç model olarak kullanılacak boru ise simülasyonlarda da kullanılan 150 mm çaplı 4 mm et kalıkta St 44-2 çelik borudan imal edilmiştir.

Eksantrik kütleler ve bunların hareket mekanizmaları kolay değiştirilebilen modüler bir yapıda imal edilmişlerdir.

Gövde sarsıcıya taşıma görevi yapan ana gövde, eksantrik kütleler ve bunların hareket mekanizmalarına ait imalat resimleri Şekil 2.17. - Şekil 2.24.'de verilmiştir.



Şekil 2.17. Gövde sarsıcının ana gövdesinin kaynaklı birleştirilmesine ait bir görüntü.



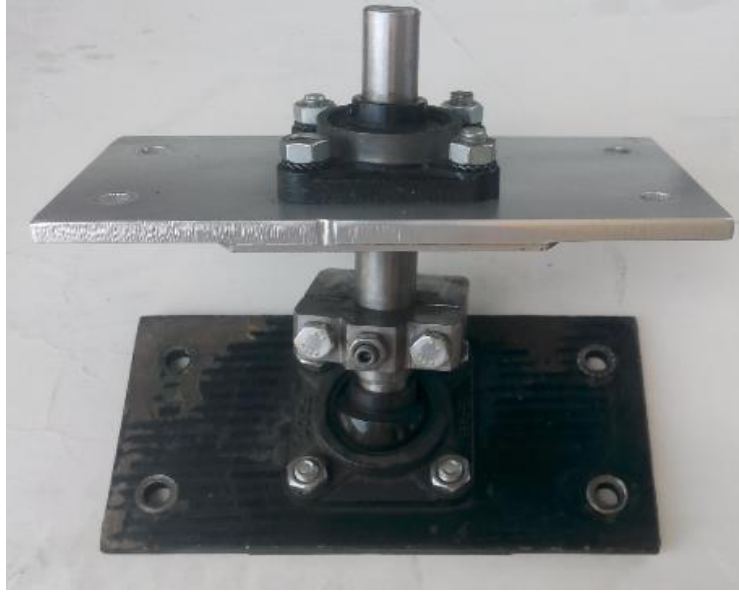
Şekil 2.18. Gövde sarsıcının kelepçesine ait montaj işlemine ait bir görüntü.



Şekil 2.19. Gövde sarsıcının ana gövdesinin ve kelepçesinin kaynaklı birleştirilmiş hâline ait bir görüntü.



Şekil 2.20. Eksantrik kütlelerin montajına ait bir görüntü.



Şekil 2.21. Eksantrik kütleler ve yataklama mekanizmalarına ait bir görüntü.



Şekil 2.22. Sarsıcı gövdesi, eksantrik kütleler ve hareket mekanizmalarının montaj edilmiş hâline ait bir görüntü.



Şekil 2.23. Eksantrik kütleler ve hareket mekanizmalarının montaj işlemine ait bir görüntü.



Şekil 2.24. Sarsıcı gövdenin ağaç direğe bağlanmış, denemelere hazır hâline ait bir görüntü.

2.4. DENEYSSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmalarda, yapılan tasarıma göre üretilen sarsıcı düzeneği kullanılmış ve simülasyonlardaki ayarlara uygun olarak eksantrik kütleler 16,5 Hz ve 25 Hz titreşim frekanslarında çalıştırılmışlardır.

Gövde sarsıcı test düzeneğinde eksantrik kütleler çift uçlu 2,2 kw'lık asenkron elektrik motoruyla hareket ettirilmiştir. Tüm konumlardaki hareket, tek motordan triger kayış ve kasnaklarla eksantrik kütle millerine iletilmiştir. Eksantrik kütlelerin 16,5 Hz ve 25 Hz titreşim frekanslarını üretebilmesi için Asenkron motorun 990 ve 1500 dev/dak sabit hızlarda dönmesi, hız kontrol cihazı (inverter) ile sağlanmıştır. Dönme yönü tüm deneylerde saat ibresinin tersi olarak seçilmiştir. Deneylerde kullanılan çift uçlu asenkron elektrik motorunun resmi Şekil 2.25.'de verilmiştir.



Şekil 2.25. Çift uçlu 2,2 kw'lık asenkron elektrik motoruna ait bir görüntü.

Asenkron motorun 990 ve 1500 dev/dak sabit hızlarda dönmesi için kullanılan hız kontrol cihazına (inverter) ait resim Şekil 3.29.'da verilmiştir.



Şekil 2.26. Hız kontrol cihazına (inverter) ait resim.

Deneyleerde titreşim ölçümleri Vb2000 Series Commtest Instruments titreşim ölçüm ve analiz cihazı ile yapılmıştır. Titreşim ölçümlerinde, "Deplasman" birimli ölçümlerde "tepeden tepeye", hız birimli ölçümlerde "tepe", ivme birimli ölçümlerde ise "RMS", tipi genelde seçilmektedir [39]. Deneyleerde titreşim ölçüm cihazı ile yapılan ölçümlerde, ivme değerini (m/s^2) ve RMS olarak bulunacak şekilde ayarlanmıştır. Ascent 7.41 yazılımıyla da titreşim ölçüm cihazıyla elde edilen veriler kullanılarak zaman-deplasman, ivme-zaman dalga form ve ivme-frekans spektrum grafikleri elde edilmiştir.

Deneyleerde titreşim ölçümünde kullanılan Vb2000 Series Commtest Instruments titreşim ölçüm ve analiz cihazı Şekil 2.27.'de gösterilmiştir.



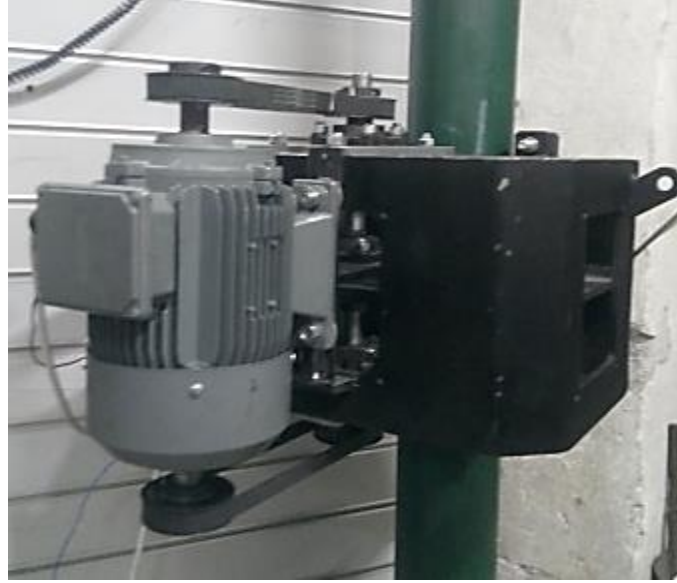
Şekil 2.27. Vb2000 Series Commtest Instruments titreşim ölçüm ve analiz cihazı.

Çift eksantrik kütleler simülasyonlarda olduğu gibi, dönme eksenlerine göre, ikisi aynı eksenli (eksenel) ve üçü paralel de olmak üzere beş farklı durumda döndürülmüştür. Deneyleerde de eksantrik kütleler 16,5 ve 25 Hz frekanslarında (990 ve 1500 dev/dak açısal hız) çalıştırılarak 2 saniye süresince ölçümler yapılmıştır.

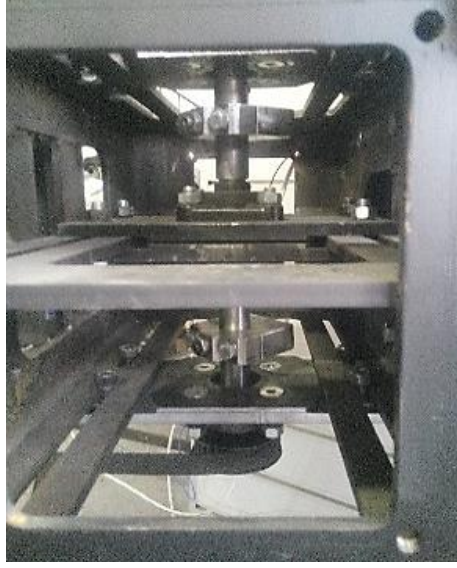
Tek eksantrik kütle ile yapılan deneyleere ait fotoğraf Şekil 2.28.'de, çift eksantrik kütlelerin eksenel konumlarında yapılan deneyleere ait fotoğraflar Şekil 2.29. ve Şekil 2.30.'da, paralel konumlarında yapılan deneyleere ait fotoğraflar ise Şekil 2.31. - Şekil 2.33.'de verilmiştir.



Şekil 2.28. Tek eksantrik kütleli deneylere ait bir fotoğraf.



Şekil 2.29. Çift eksantrik kütleli aksenal 100 mm açıklıklı deneylere ait bir fotoğraf.



Şekil 2.30. Çift eksantrik kütleli eksenel 200 mm açıklıklı deneylere ait bir fotoğraf.



Şekil 2.31. Çift eksantrik kütleli paralel eksenli 140 mm açıklıklı deneylere ait bir fotoğraf.



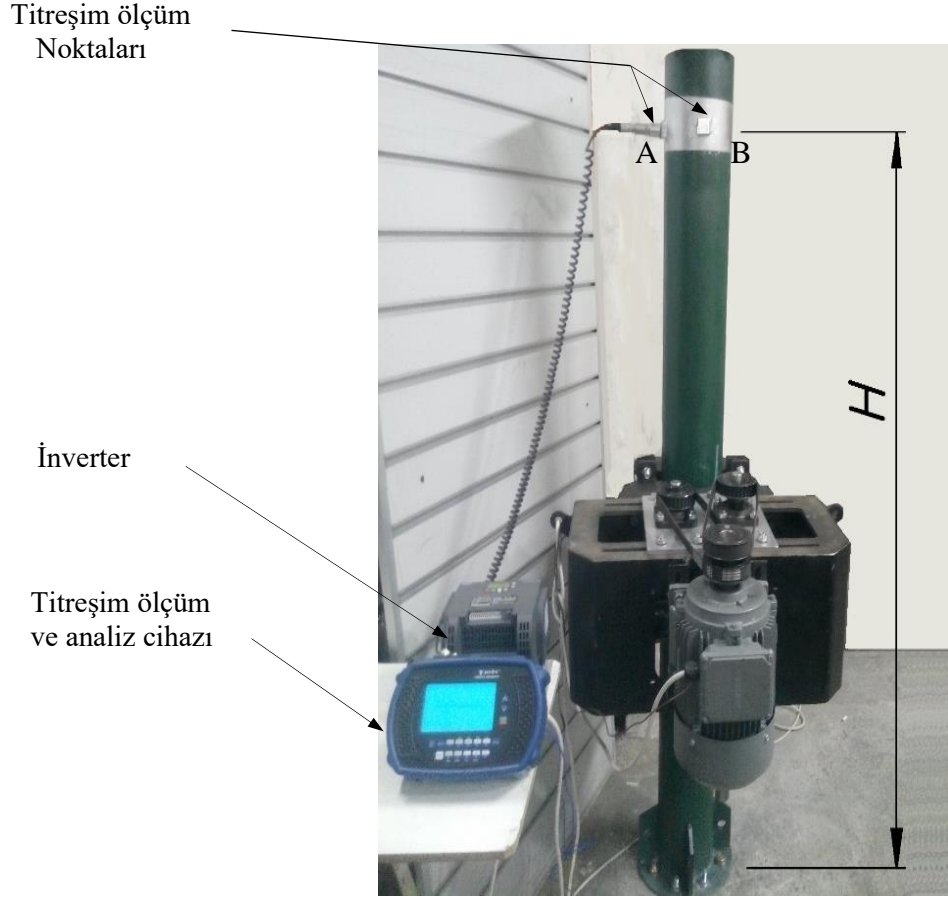
Şekil 2.32. Çift eksantrik kütleli paralel eksenli 235 mm açıklıklı deneylere ait bir fotoğraf.



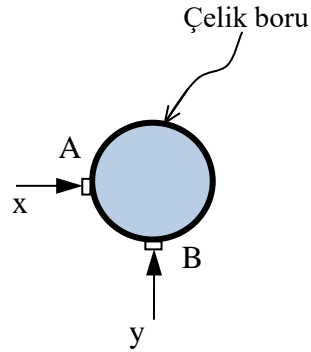
Şekil 2.33. Çift eksantrik kütleli paralel eksenli 320 mm açıklıklı deneylere ait fotoğraf.

Deneyleerde titreşim ölçümleri ağaç model olarak imal edilen çelik borunun üst kısmında zeminden 180 cm (H) yukarıda, sarsıcının bağlandığı tarafta y eksenini ve buna dik x eksenini yönünde yatay düzlemde yapılmıştır. Gövde sarsıcının kütle merkezi çelik boruya zeminden 90 cm (H/2) yukarıda montaj edilmiştir. Gövde sarsıcı düzeneğiyle

ağaç model çelik boru üzerindeki ölçüm noktalarında, titreşim ölçümüne ait resim Şekil 2.34.'de, titreşim ölçüm yönlerini gösteren çizim de Şekil 2.35.'de verilmiştir.



Şekil 2.34. Gövde sarsıcı düzeneğinde ağaç model direği üzerinde titreşim ölçümüne ait bir resim.



Şekil 2.35. Gövde sarsıcı düzeneğiyle ağaç model olan çelik boru üzerinde titreşim ölçüm yönlerine ait çizim.

Gövde sarsıcı ile yapılan deneylerde Şekil 2.34.'de gösterilen A ve B noktalarında ve Şekil 2.35.'de gösterilen x ve y yönünde oluşan titreşimlerin ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri ve ivme-frekans spektrum grafikleri elde edilmiştir. Deneylerde elde edilen titreşimlerin ivme-frekans spektrum grafikleri, simülasyonlarda elde edilen titreşimlerle karşılaştırmak için Bölüm 3 Bulgular'da verilmiştir. Deneylerde elde edilen titreşimlerin ivme-zaman dalga form grafikleri ise Ek Açıklamalar A.'da verilmiştir.

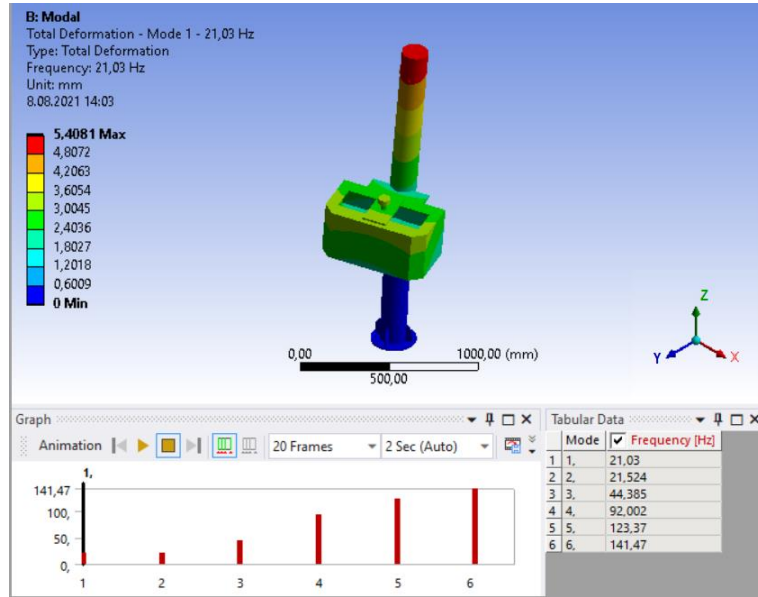
BÖLÜM 3

BULGULAR

3.1. SİMÜLASYONLARDA ELDE EDİLEN TİTREŞİMLER

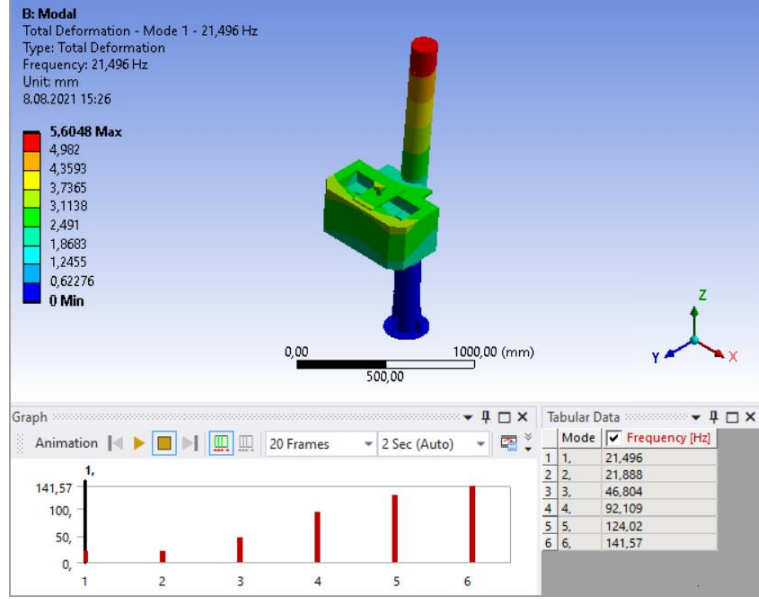
3.1.1. ANSYS'de Yapılan Modal Analiz Sonuçları

Ansyes Modal'da 2.2.1.'de (Ansyes'de Yapılan Modal Analizler) anlatılan yöntemle gövde sarsıcının modal analizleri yapılarak, ilk 6 mod doğal frekans değerleri elde edilmiştir. Elde edilen 6 mod doğal frekansa ait ekren görüntüleri Şekil 3.1.'de verilmiştir.



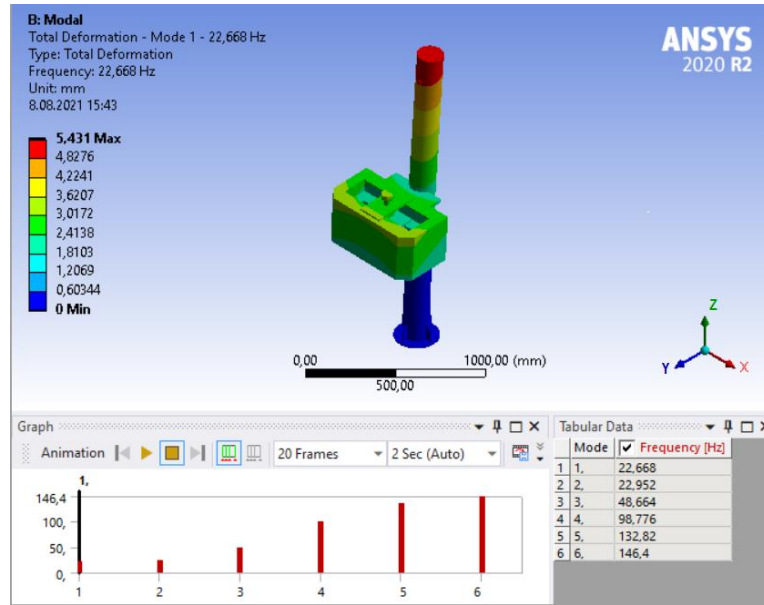
a) tek kütle

Şekil 3.1. Eksantrik kütleli sarsıcının simülasyonlarda doğal frekansların elde edilmesine ait ekran görüntüsü.



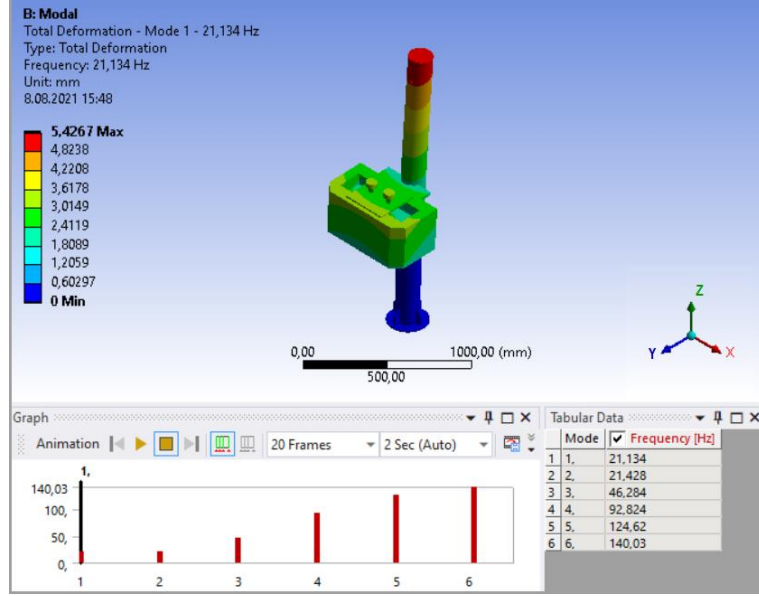
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil 3.1. (devam ediyor).



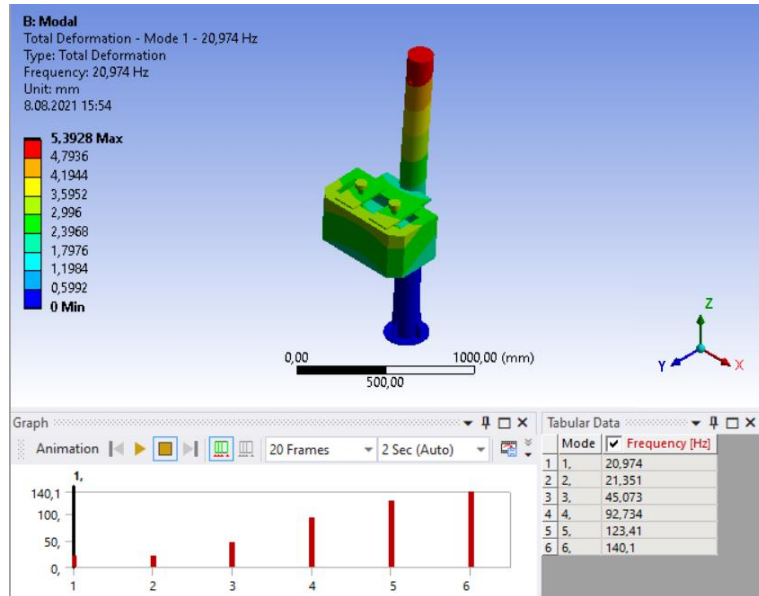
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil 3.1. (devam ediyor).



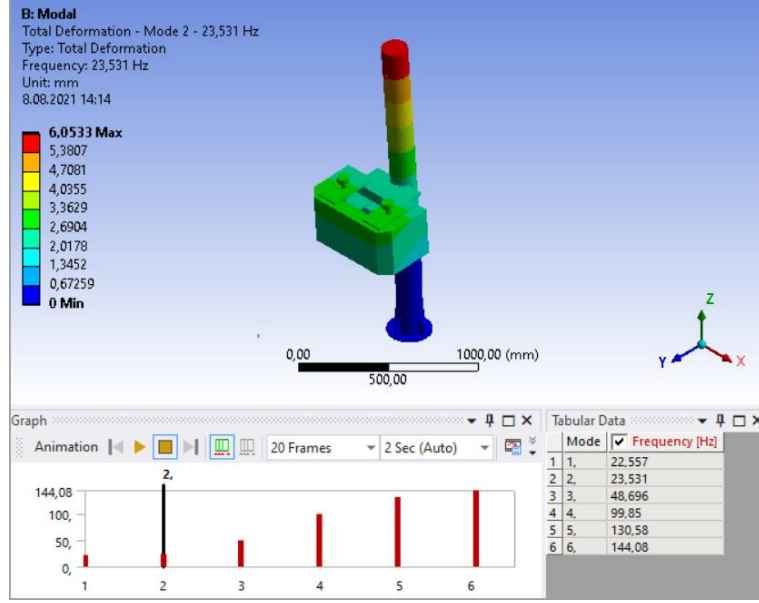
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil 3.1. (devam ediyor).



e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil 3.1. (devam ediyor).



f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil 3.1. (devam ediyor).

Modal analizler sonunda elde edilen ilk 6 moda ait doğal frekans değerleri Çizelge 3.1.'de toplu olarak gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Simülasyonlarda eksantrik kütlelerin konumlarına göre elde edilen doğal frekans (Hz) değerleri

Kütle Konumları (mm)	Doğal (Modal) Frekanslar (Hz)					
	1. Mod	2. Mod	3. Mod	4. Mod	5. Mod	6. Mod
Tek	21,03	21,524	44,385	92,002	123,37	141,47
Eksenel 100	21,496	21,888	46,804	92,109	124,02	141,57
Eksenel 200	22,668	22,952	48,664	98,776	132,82	146,4
Paralel 140	21,134	21,428	46,284	92,824	124,62	140,03
Paralel 235	20,974	21,351	45,073	92,734	123,41	140,03
Paralel 320	22,557	23,531	48,696	99,85	130,58	144,08

Elde edilen frekanslardan ilk iki modda en düşük 21,03 Hz ve en yüksek olarak 23,531 Hz olarak hesaplanmıştır. 3. Mod ve daha sonraki modlarda doğal frekanslar 44,385 Hz ve ve daha büyük değerlerde bulunmuştur. Eksantrik kütlelerin çalışma frekansları 16,5 Hz ve 25 Hz olduğundan gövde sarsıcının hiç bir konumda rezonansa girmedeği

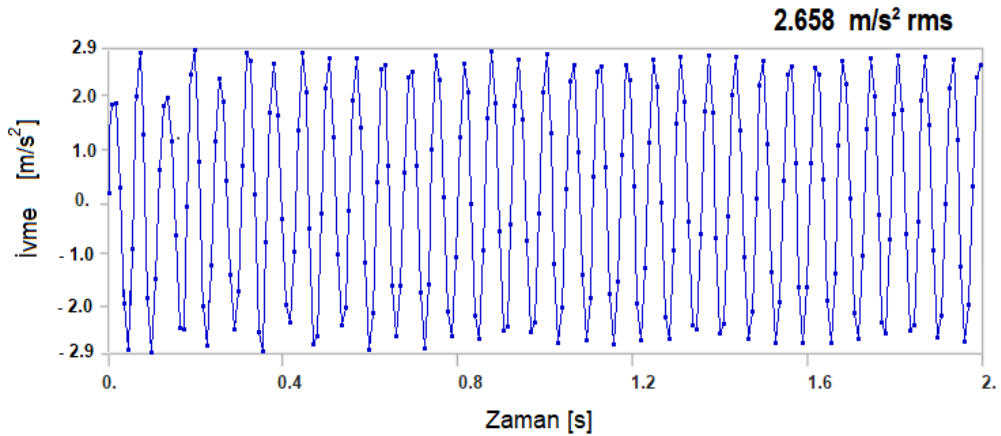
anlaşılmaktadır. Bu yüzden modal frekanslar Transient Structural’da yapılan analizlerde dikkate alınmamıştır.

3.2. ANSYS’de Yapılan Dinamik Analiz Sonuçları

Çizelge 2.1. ve Şekil 2.1.’de verilen konumlarda eksantrik kütlelerin dönmesi sonucu ağaç model çelik boruda Şekil 2.9.’da gösterilen A ve B noktalarındaki x ve y eksenlerinde meydana gelen titreşimlere ait deplasman ve ivme değerleri Bölüm 2.2.2.’de (ANSYS’de Yapılan Dinamik Analizler) anlatılan yöntemlerle Ansys yazılımında hesaplatılarak ivme-zaman grafikleri elde edilmiştir. Ansys yazılımında tablo şeklinde elde edilen verilerden, x ve y eksenlerindeki ivmelerin, deneylerde elde edilen verilerle karşılaştırabilmesi için ivmelerin RMS değerleri hesaplanmıştır.

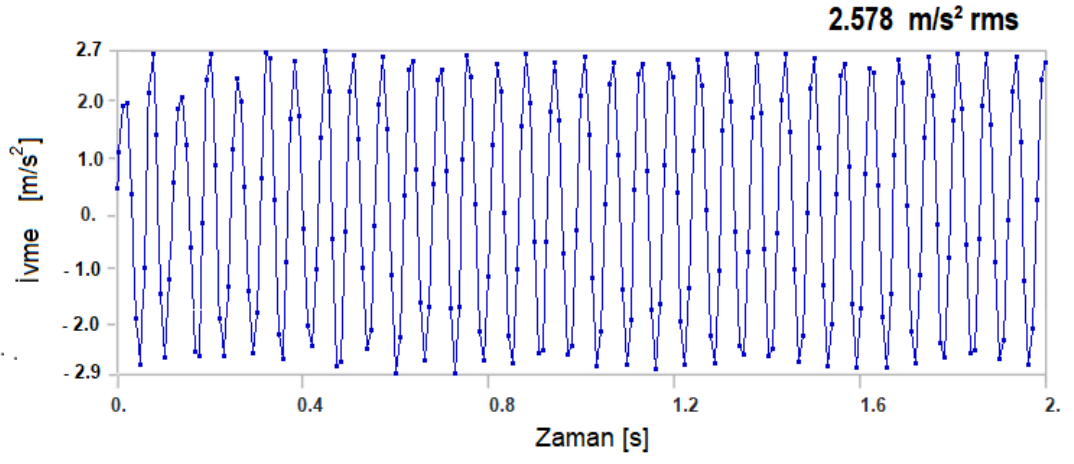
3.2.1. Simülasyonlarda 16,5 Hz Frekansta Elde Edilen Titreşimler

Simülasyonlarda yapılan analizlerde eksantrik kütlelerin 16,5 Hz frekansta ürettikleri titreşimlere ait x yönündeki ivme-zaman grafikleri Şekil 3.2.’de ve y yönünde ivme-zaman grafikleri de Şekil 3.3.’da verilmiştir.



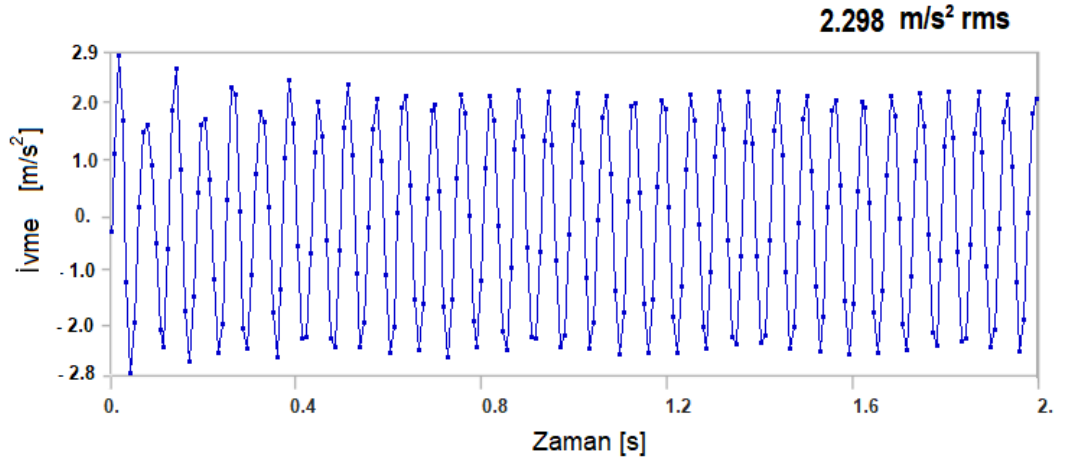
a) tek kütle

Şekil 3.2. Simülasyonlarda 16 Hz frekansta elde edilen x yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.



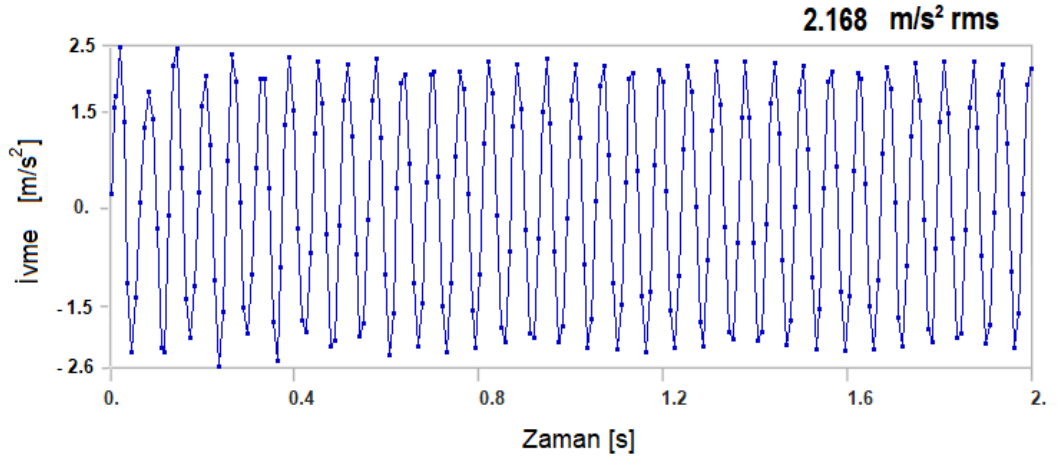
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil 3.2. (devam ediyor).



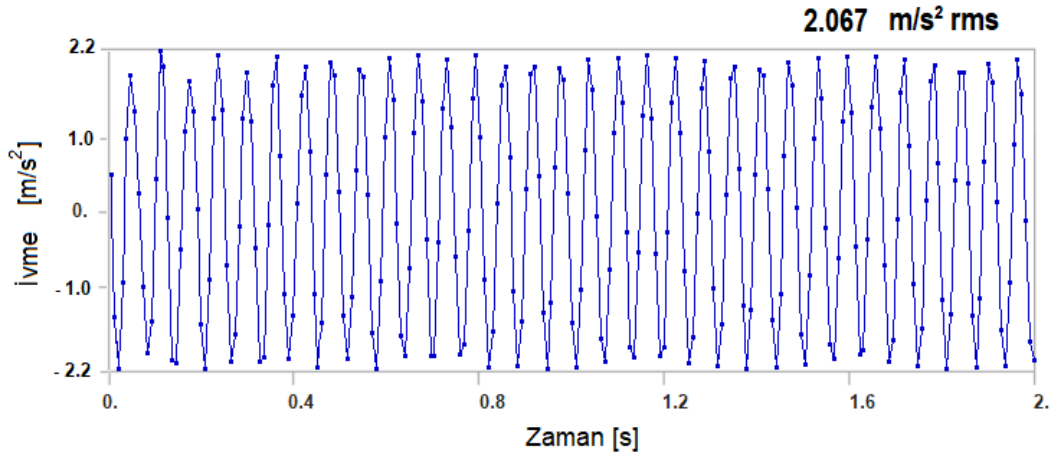
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil 3.2. (devam ediyor).



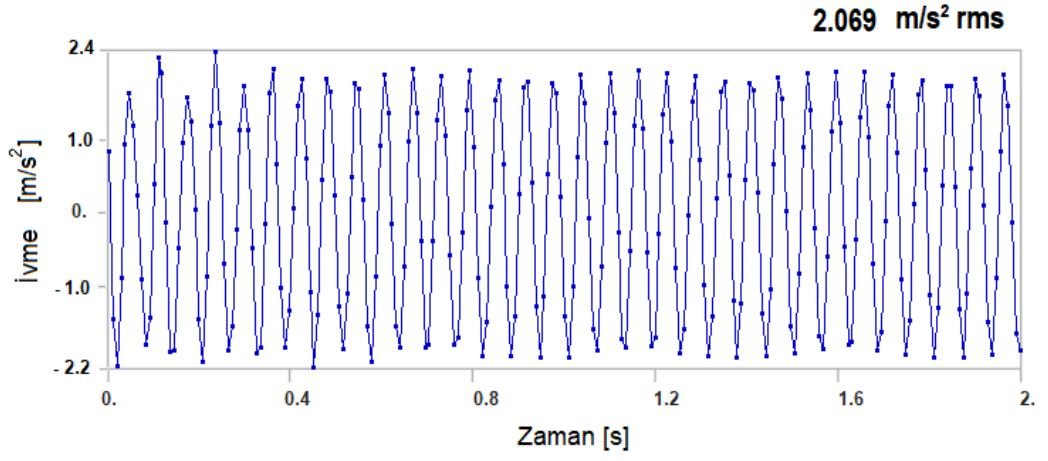
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil 3.2. (devam ediyor).



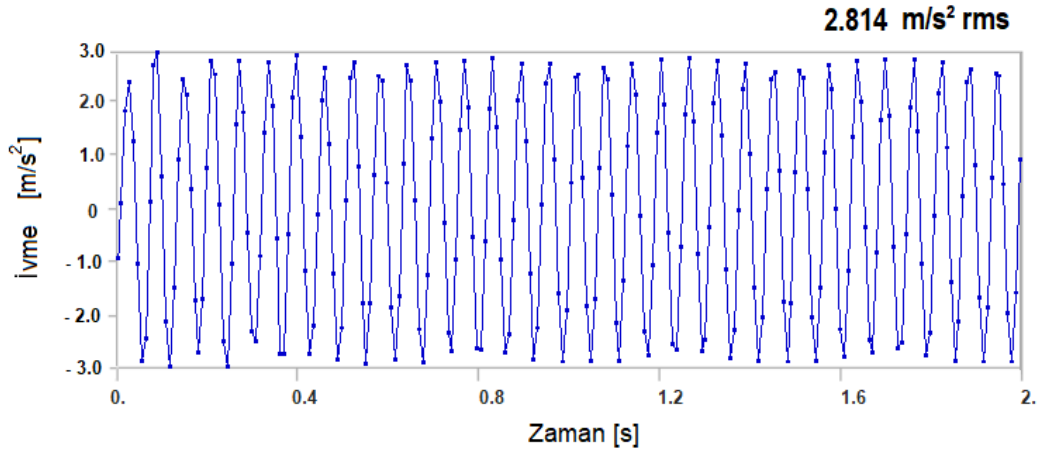
e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil 3.2. (devam ediyor).



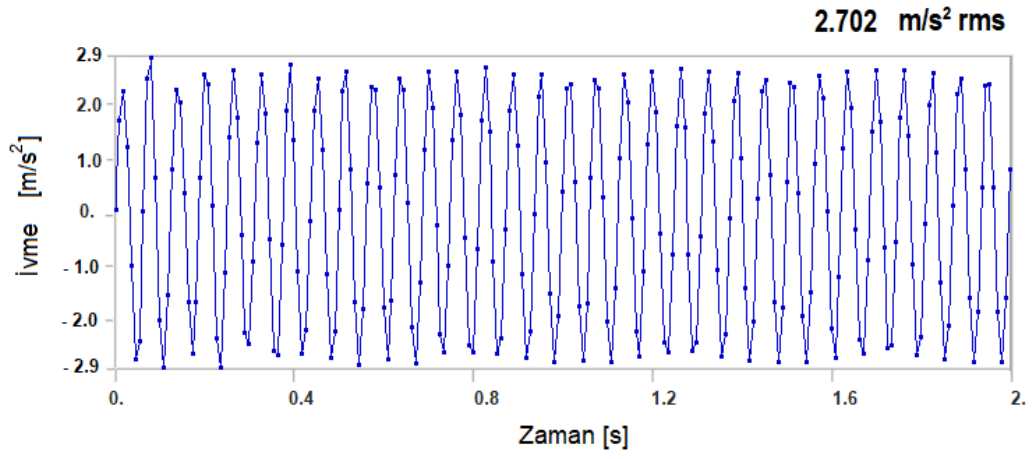
f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil 3.2. (devam ediyor).



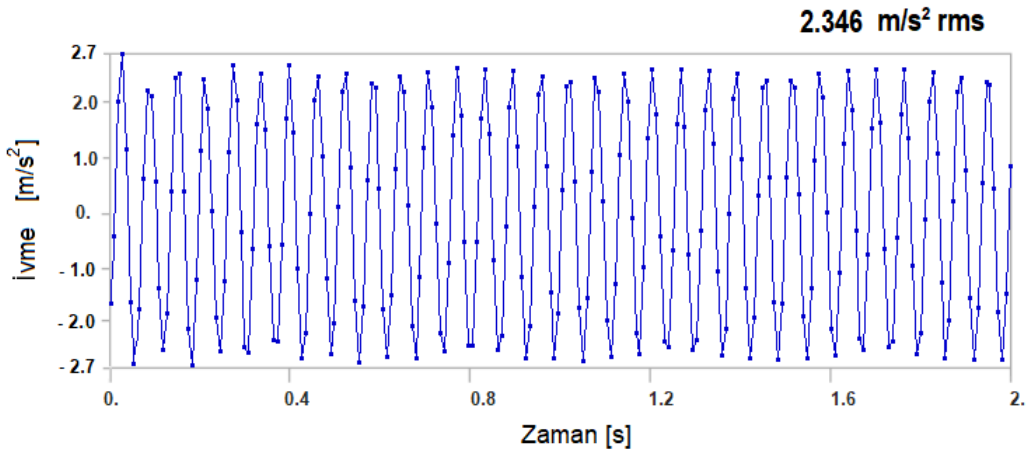
a) tek kütle

Şekil 3.3. Simülasyonlarda 16 Hz frekansta elde edilen y yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.



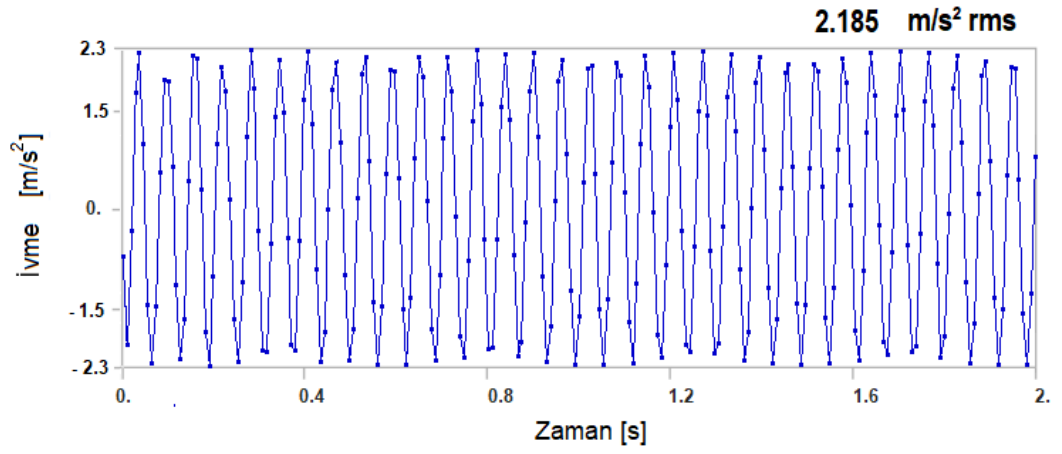
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil 3.3. (devam ediyor).



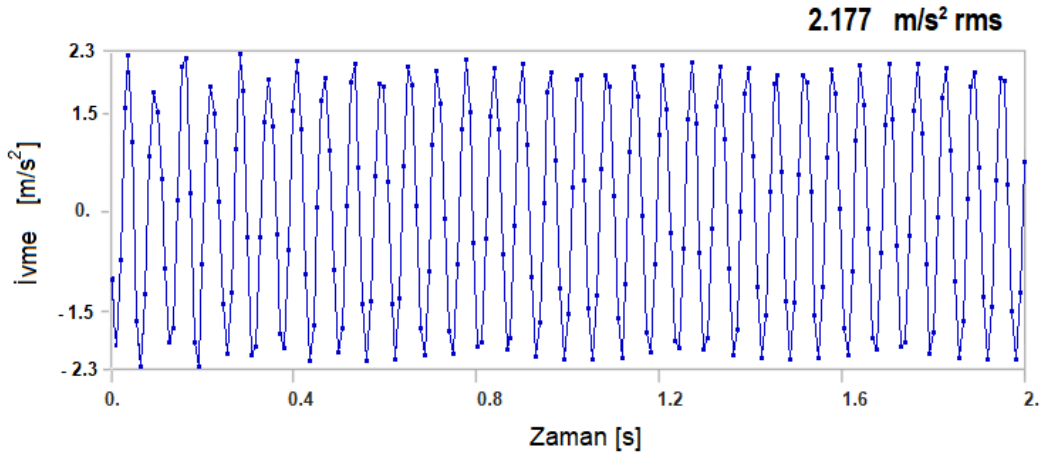
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil 3.3. (devam ediyor).



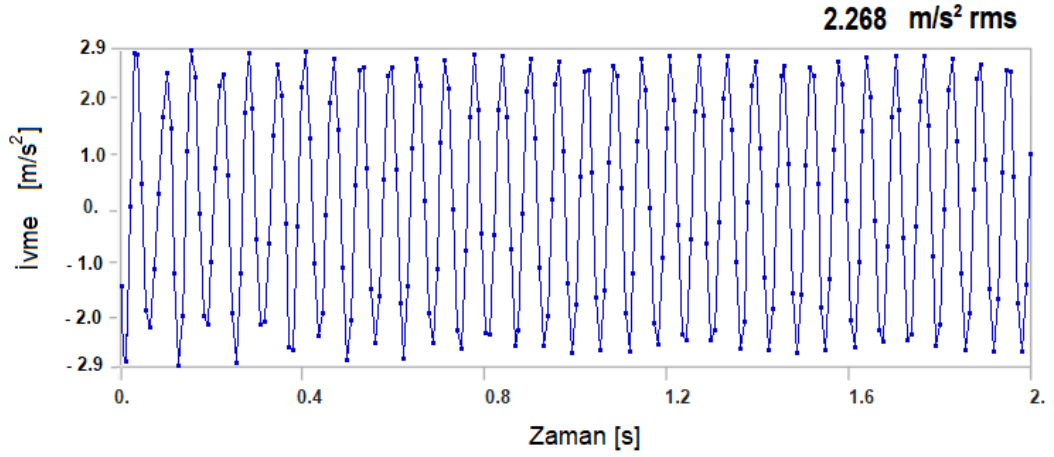
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil 3.3. (devam ediyor).



e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil 3.3. (devam ediyor).

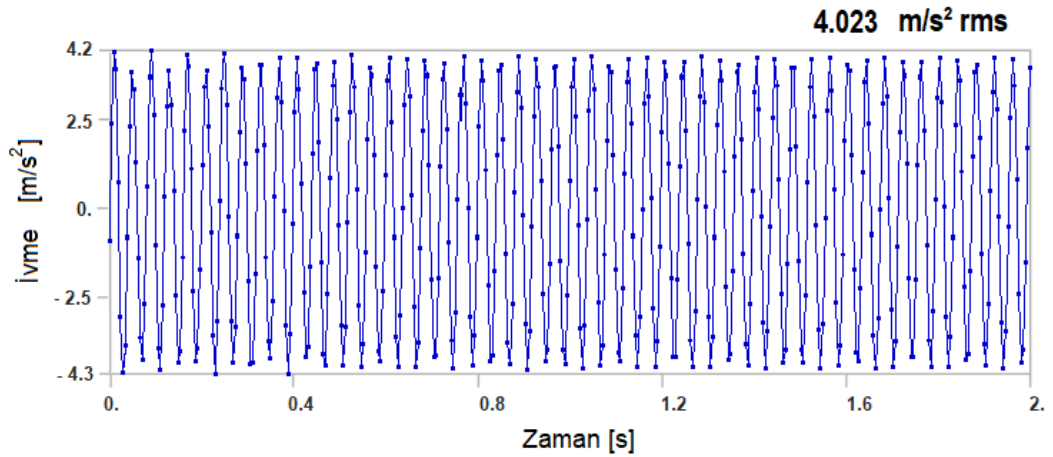


f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil 3.3. (devam ediyor).

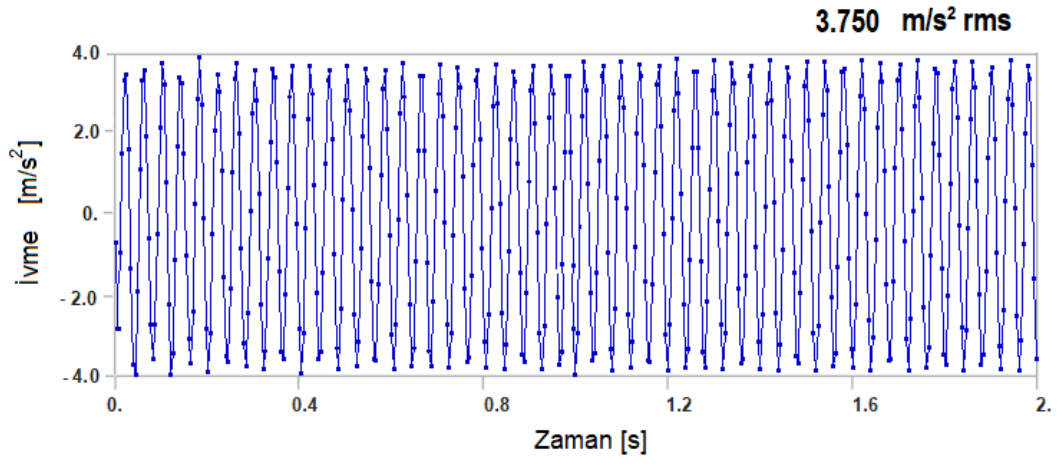
3.2.2. Simülasyonlarda 25 Hz Frekansta Elde Edilen Titreşimler

Simülasyonlarda yapılan analizlerde eksantrik kütlelerin 25 Hz frekansta ürettikleri titreşimlere ait x yönündeki ivme-zaman grafikleri Şekil 3.4.'de ve y yönünde ürettikleri titreşimlerin ivme-zaman grafikleri de Şekil 3.5.'de verilmiştir.



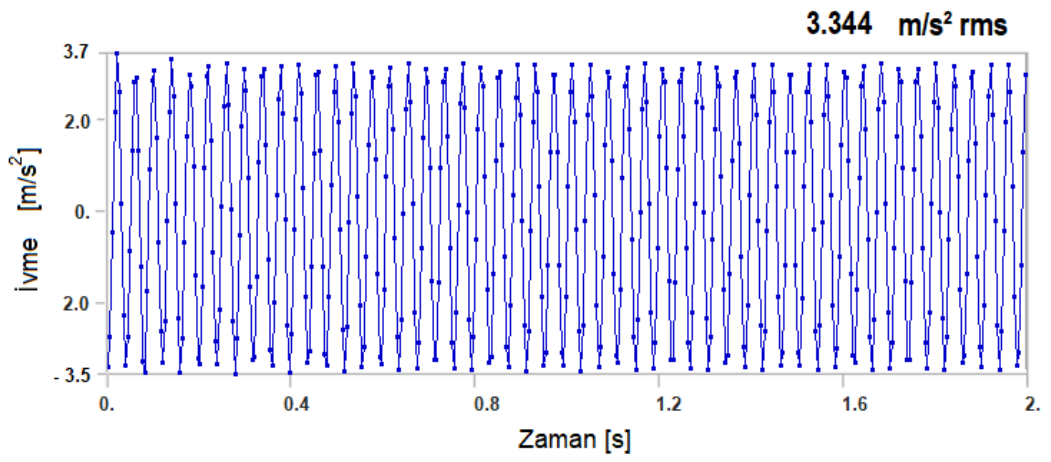
a) tek kütle

Şekil 3.4. Simülasyonlarda 25 Hz frekansta elde edilen x yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.



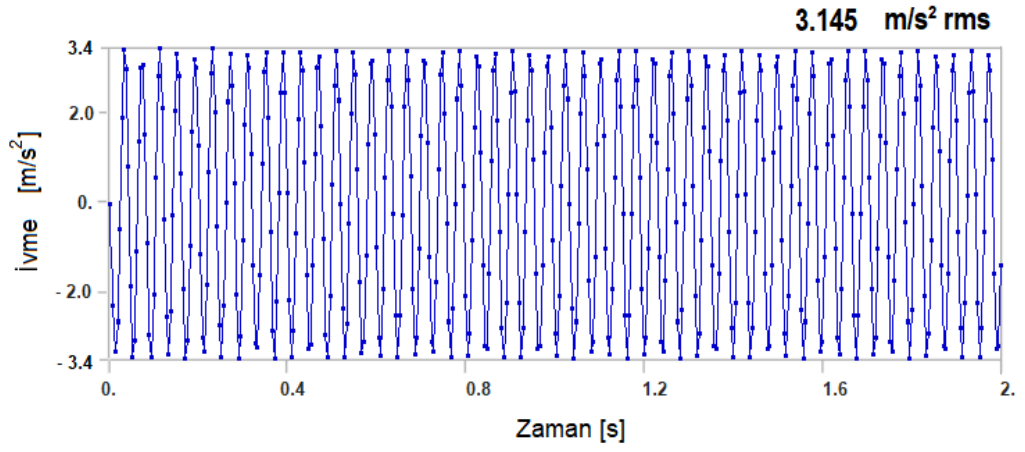
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil 3.4. (devam ediyor).



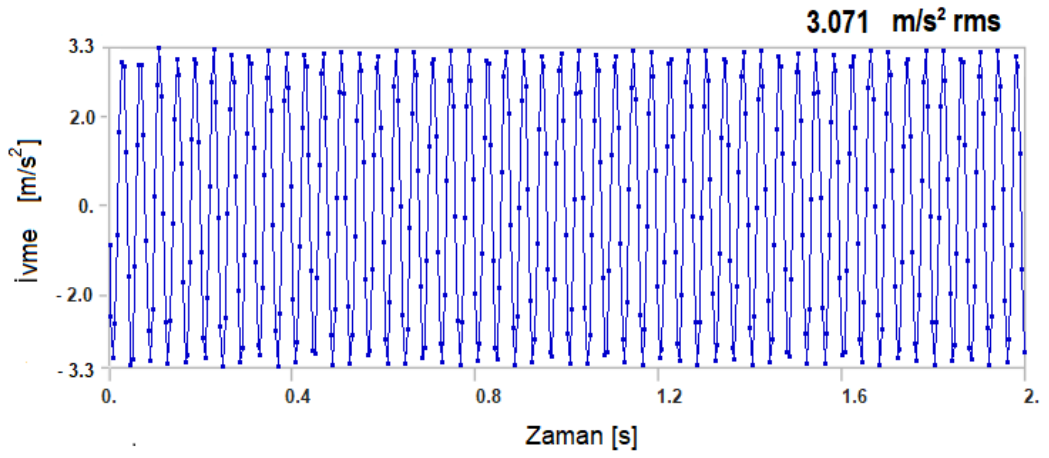
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil 3.4. (devam ediyor).



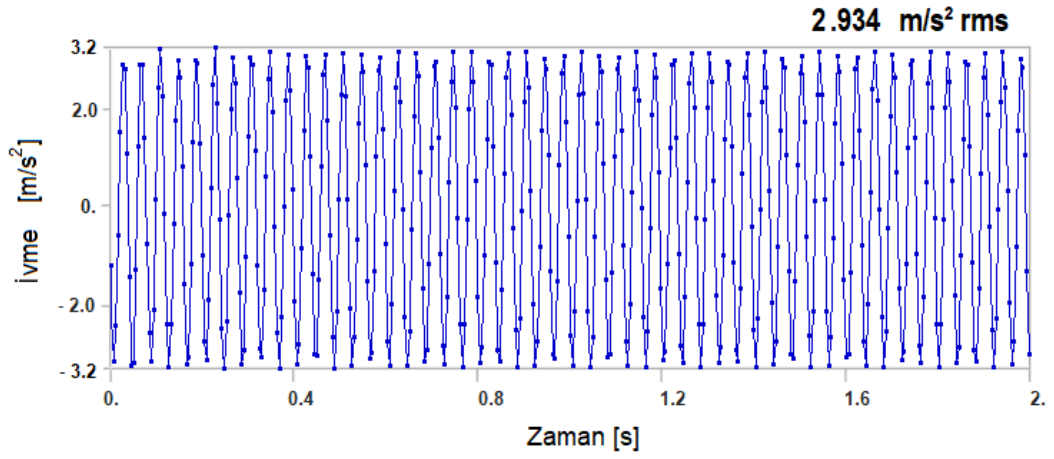
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil 3.4. (devam ediyor).



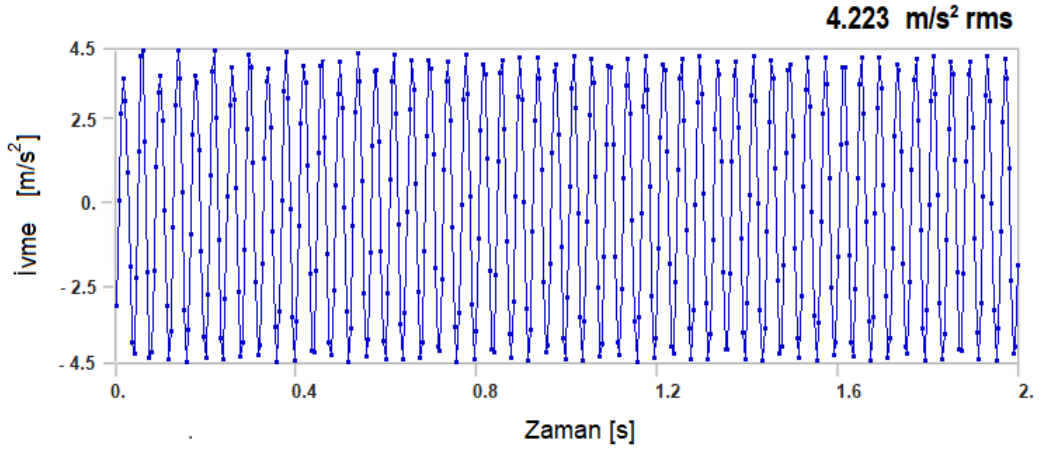
e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil 3.4. (devam ediyor).



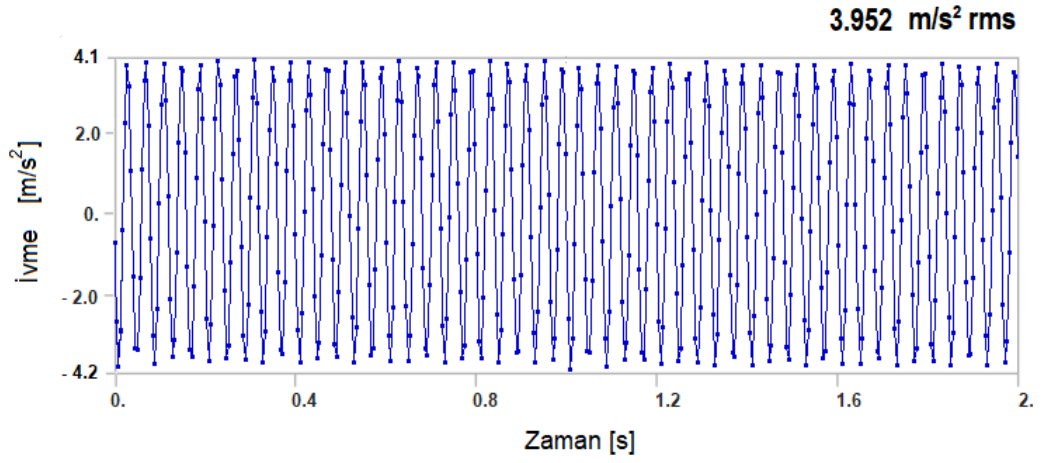
f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil 3.4. (devam ediyor).



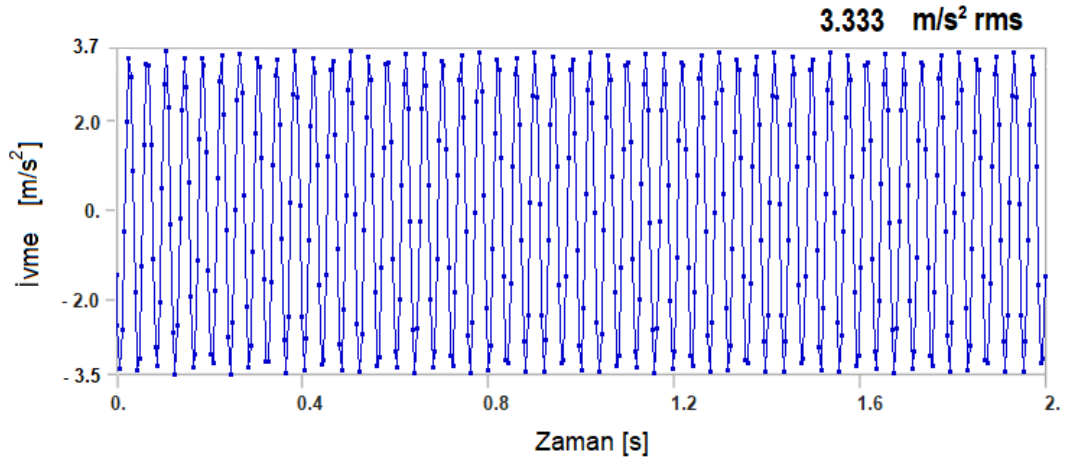
a) tek kütle

Şekil 3.5. Simülasyonlarda 25 Hz frekansta elde edilen y yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.



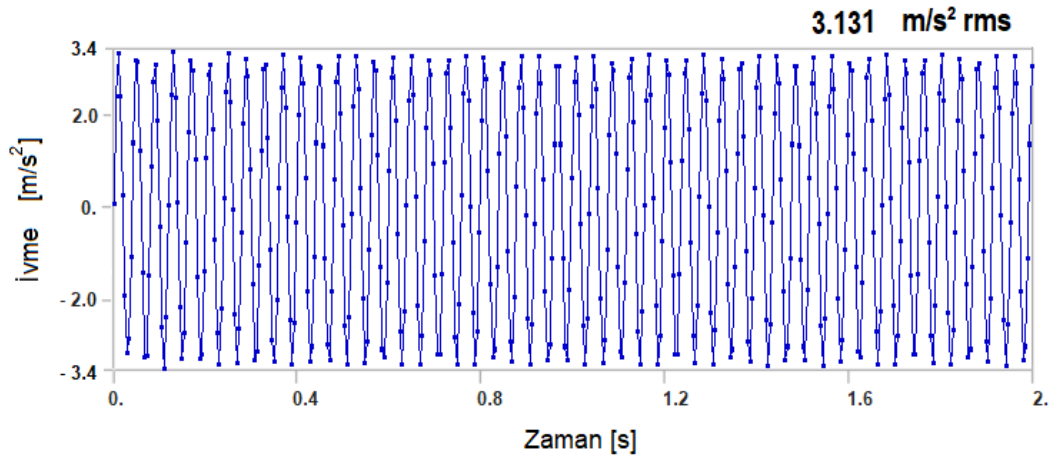
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil 3.5. (devam ediyor).



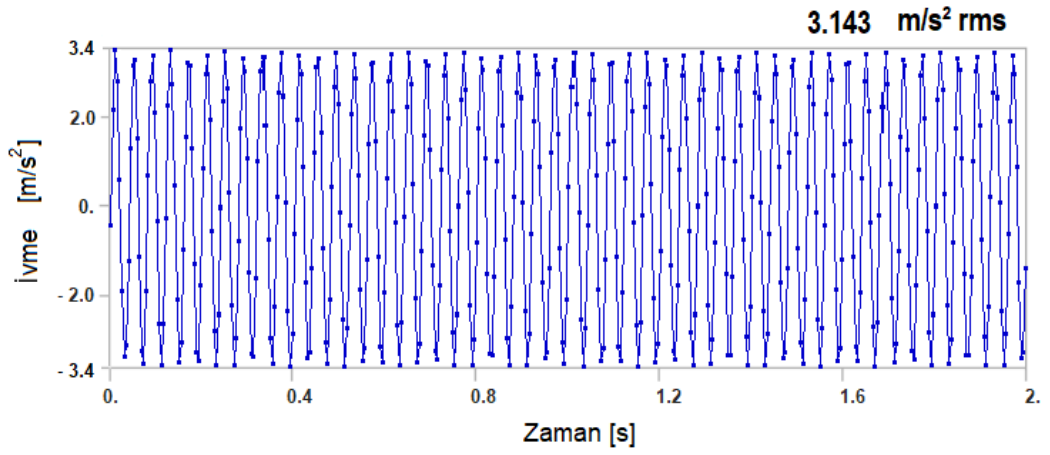
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil 3.5. (devam ediyor).



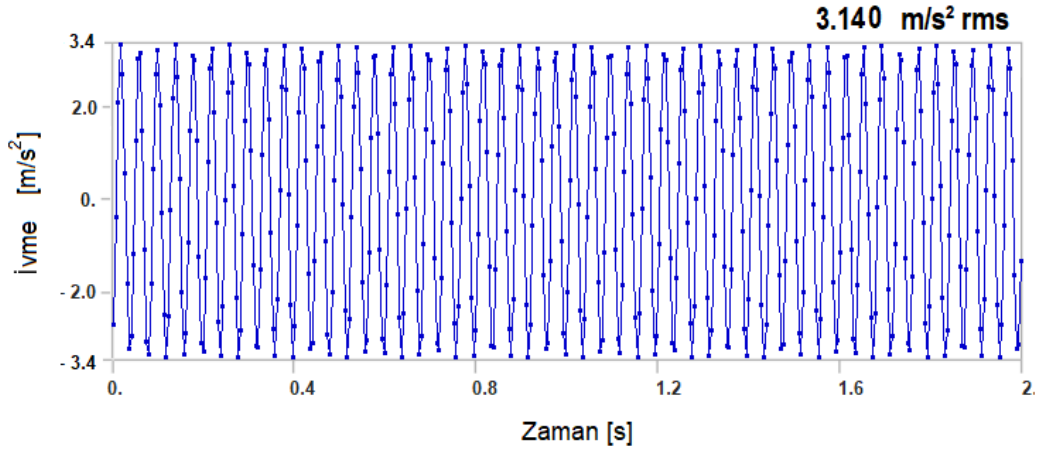
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil 3.5. (devam ediyor).



e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil 3.5. (devam ediyor).



f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil 3.5. (devam ediyor).

Gövde sarsıcı ile simülasyonlarda 16,5 Hz ile 25 Hz çalışma frekanslarında, tek kütle ve çift kütle kullanımında x ve y eksenlerinde elde edilen titreşimlere ait ivme değerleri Çizelge 3.2.'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. Simülasyonlarda 16,5 Hz ile 25 Hz çalışma frekanslarında x ve y eksenlerinde elde edilen ivme değerleri.

Kütle Konumu (mm)	16.5 Hz		25 Hz	
	x (m/s ²)	y (m/s ²)	x (m/s ²)	y (m/s ²)
Tek	2,658	2,814	4,023	4,223
Çift Eksenel 100	2,578	2,702	3,750	3,952
Çift Eksenel 200	2,298	2,346	3,344	3,333
Çift Paralel 140	2,168	2,185	3,145	3,131
Çift Paralel 235	2,067	2,177	3,071	3,143
Çift Paralel 320	2,069	2,268	2,934	3,140

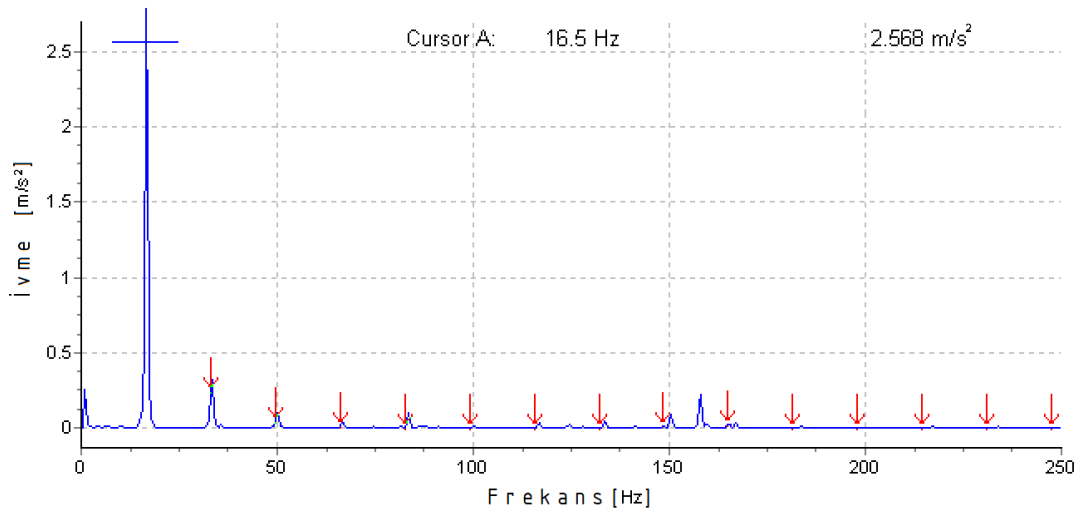
3.2 DENEYLERDE ELDE EDİLEN TİTREŞİMLER

Gövde sarsıcı ile yapılan deneylerde tek ve çift eksantrik kütleli, paralel ve aynı ekseni olmak üzere 16,5 ve 25 Hz frekansta çalıştırılarak, Şekil 2.34. ve Şekil 2.35.'de gösterilen A ve B noktalarında x ve y yönünde oluşan titreşimlerin ölçümleri yapılmıştır. Deneylerde titreşim ölçüm cihazı ile yapılan ölçümlerde ivme-zaman (dalga form) grafikleri ve ivme-frekans (spectrum) grafikleri elde edilmiştir.

3.2.1. Deneylerde 16,5 Hz Frekansta Elde Edilen Titreşimler

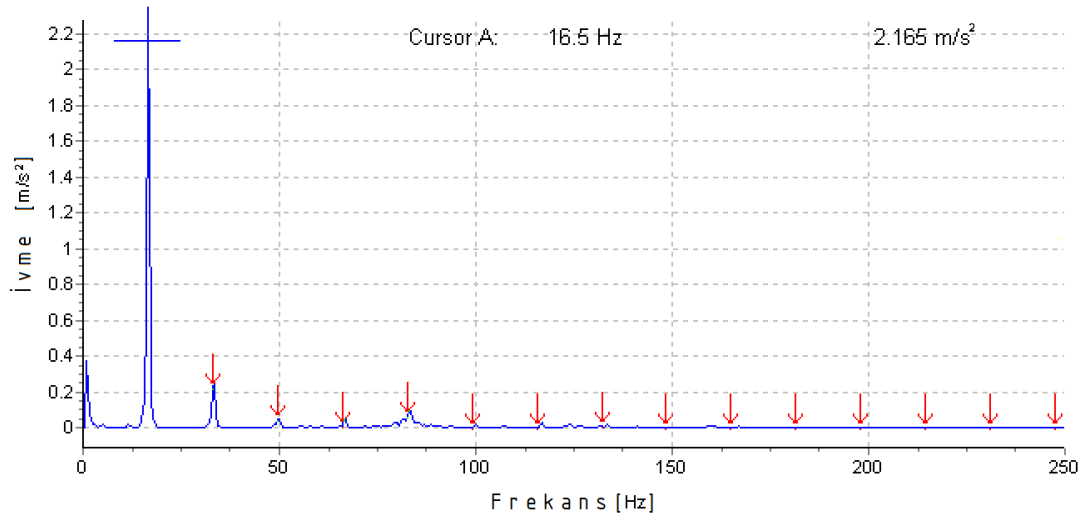
Deneylerde elde edilen titreşimlere ait ivme-zaman grafikleri, gövde sarsıcıda bulunan elektrik motoru, rulman kayış vb. elemanların da ürettikleri titreşimleri içerdiğinden simülasyonlarda elde edilen titreşimlerle karşılaştırmak için uygun olmadığından Şekil Ek A.1.'de ve Şekil Ek A.2.'de verilmiştir.

16,5 Hz frekansta yapılan deneylerde x eksen yönündeki ölçümlerde elde edilen titreşimlere ait ivme-frekans spektrum grafikleri Şekil 3.6.'da ve y eksen yönündeki ölçümlerde elde edilen titreşimlere ait ivme-frekans spektrum grafikleri de Şekil 3.7.'de verilmiştir.



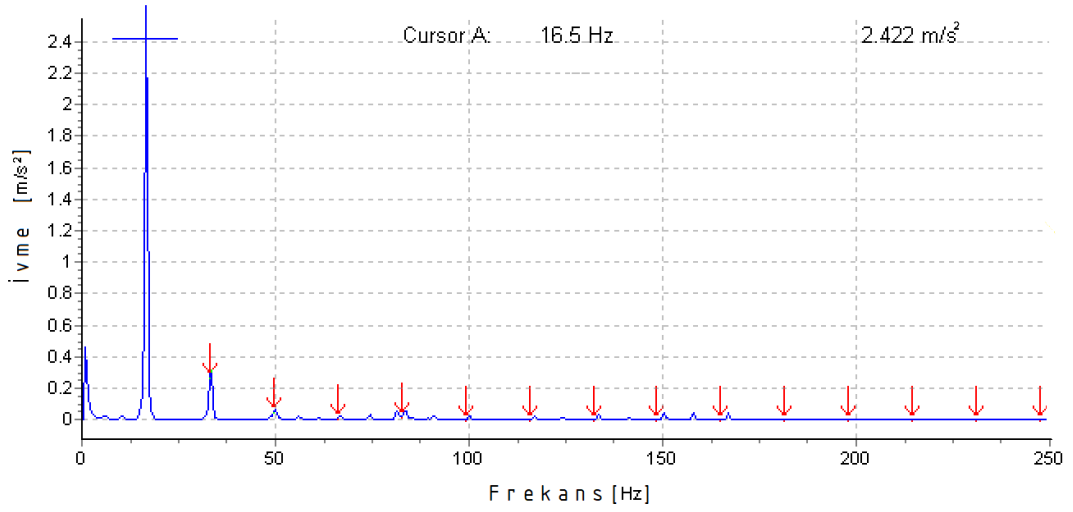
a) tek kütle

Şekil 3.6. Deneylerde 16,5 Hz frekansta elde edilen x yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-frekans spektrum grafikleri.



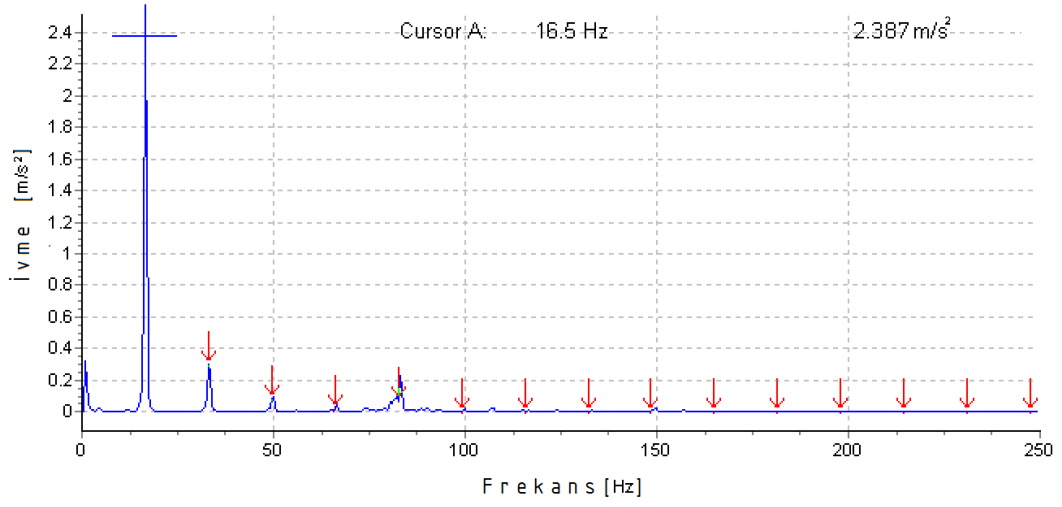
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil 3.6. (devam ediyor).



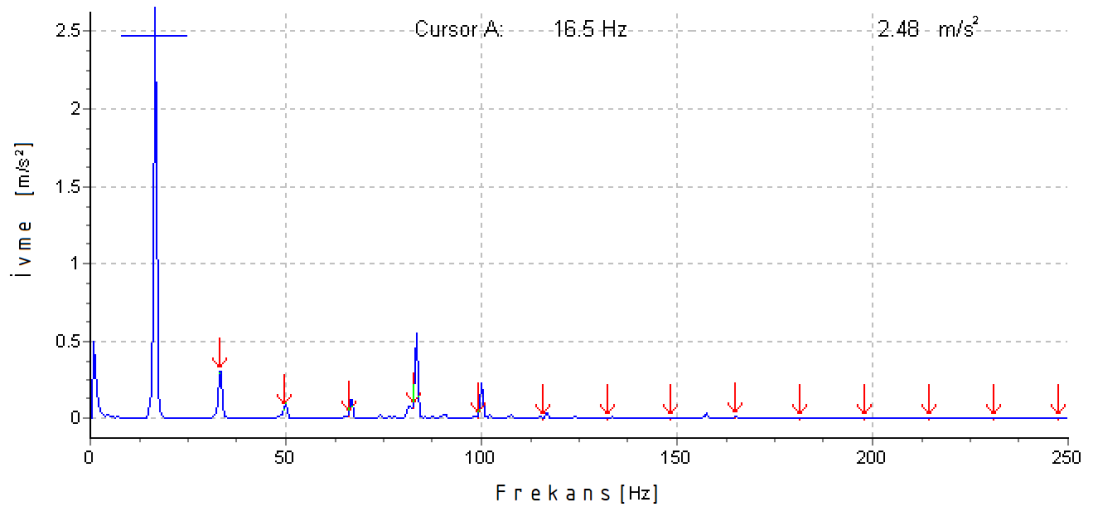
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil 3.6. (devam ediyor).



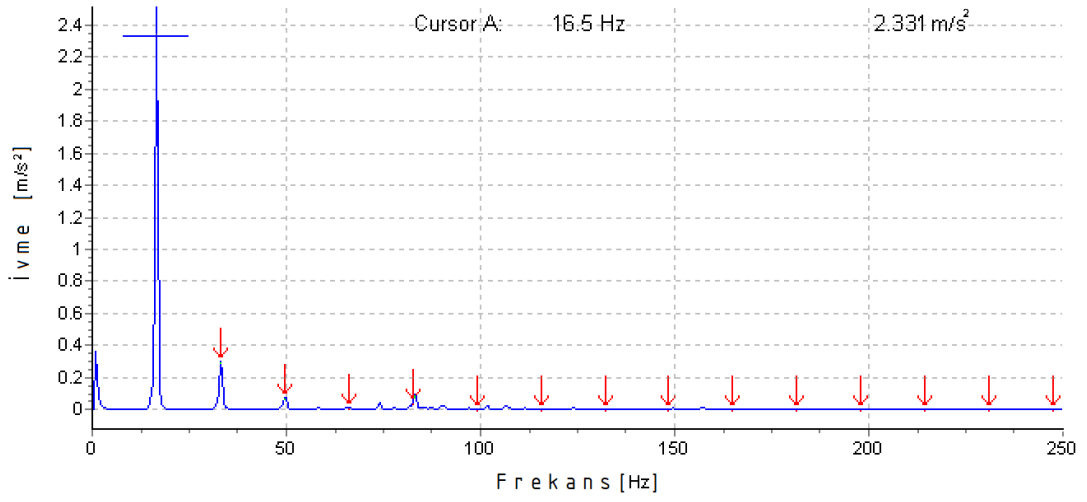
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil 3.6. (devam ediyor).



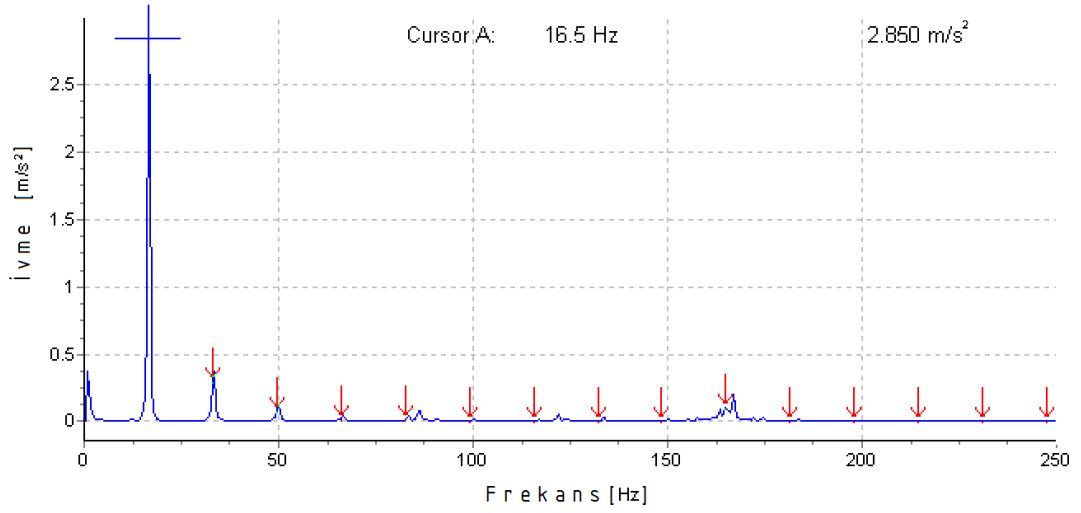
e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil 3.6. (devam ediyor).



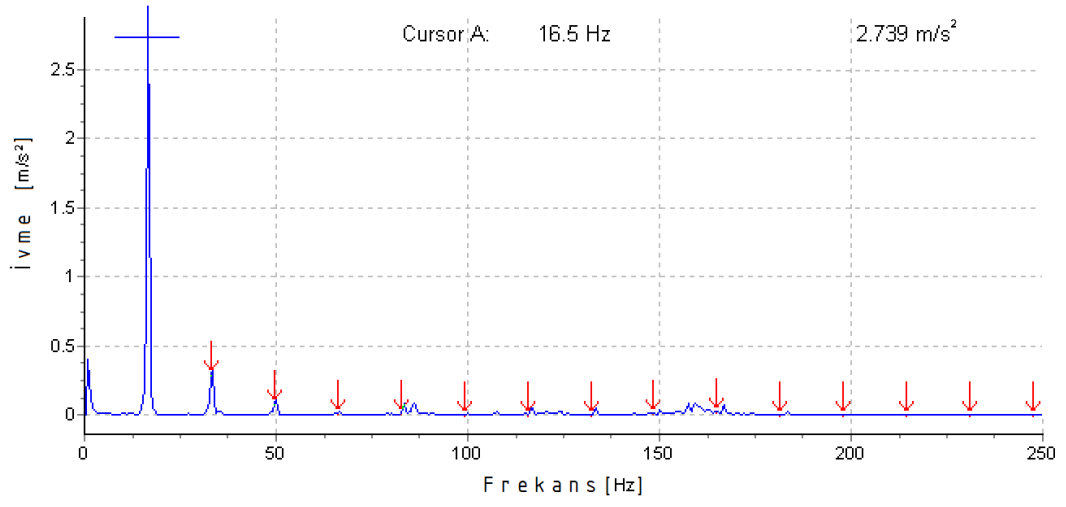
f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil 3.6. (devam ediyor).



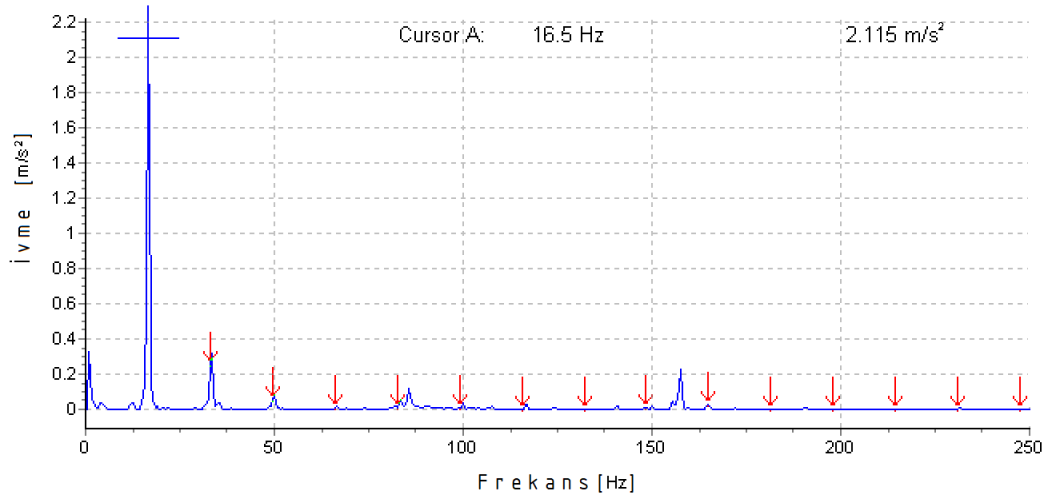
a) tek kütle

Şekil 3.7. Deneilerde 16,5 Hz frekansta elde edilen y yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zama ivme-frekans spektrum n grafikleri.



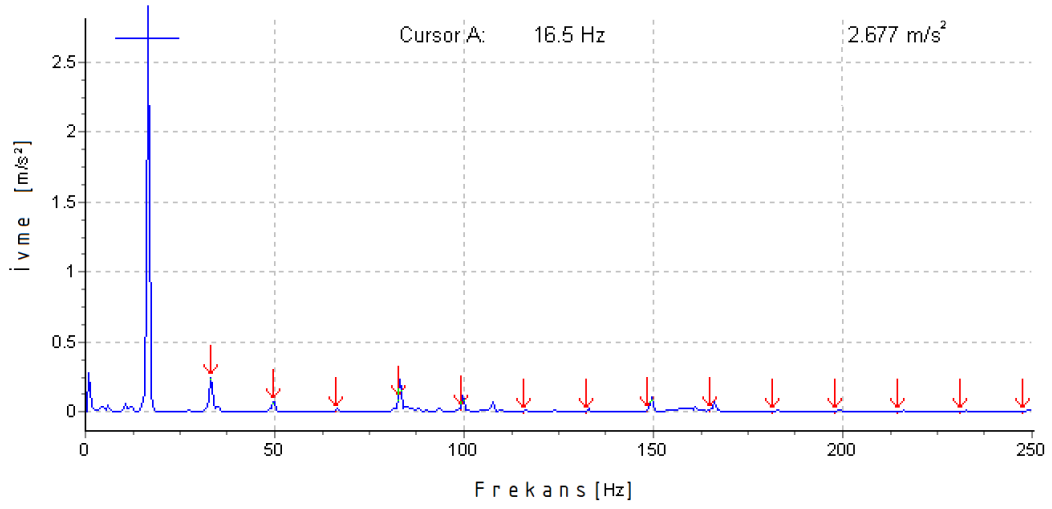
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil 3.7. (devam ediyor).



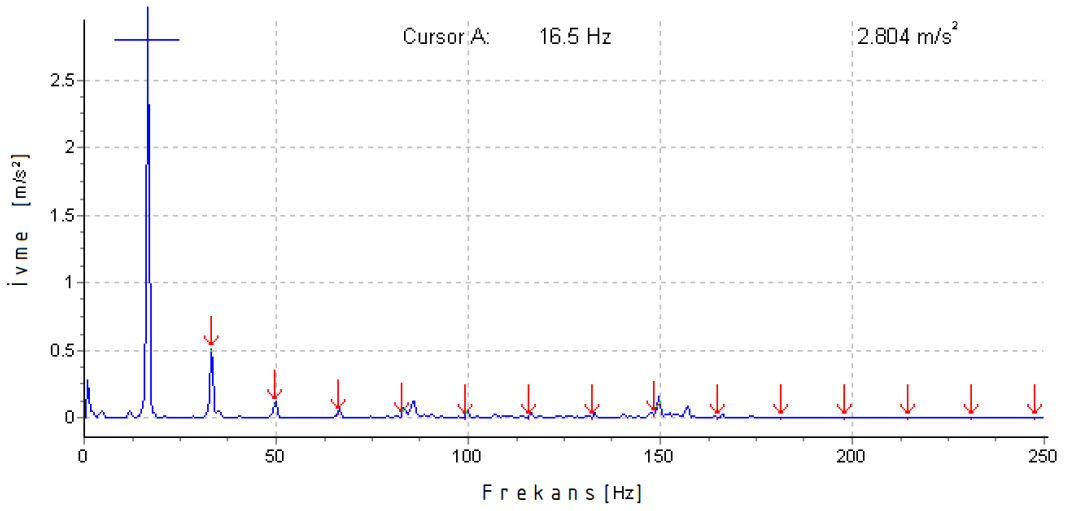
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil 3.7. (devam ediyor).



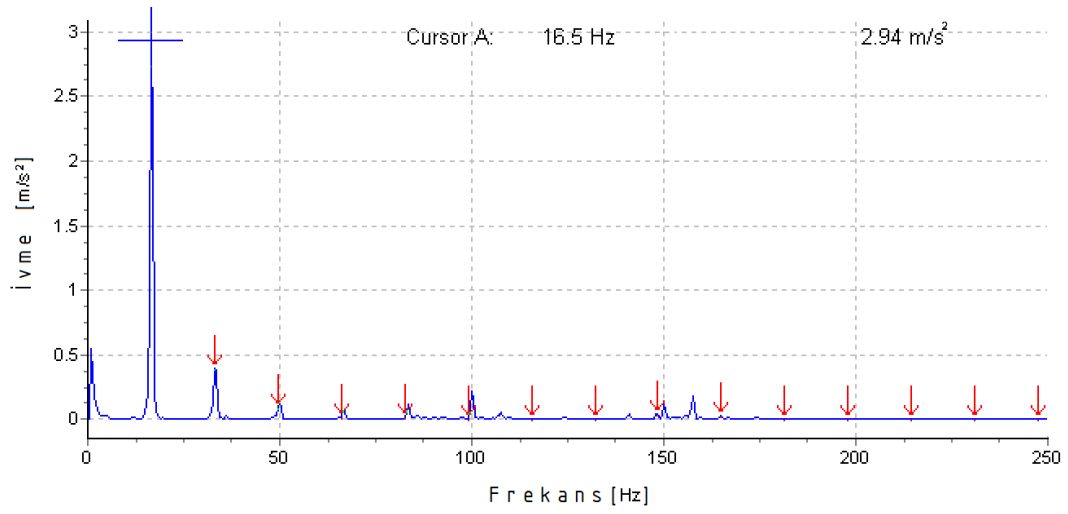
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil 3.7. (devam ediyor).



e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil 3.7. (devam ediyor).



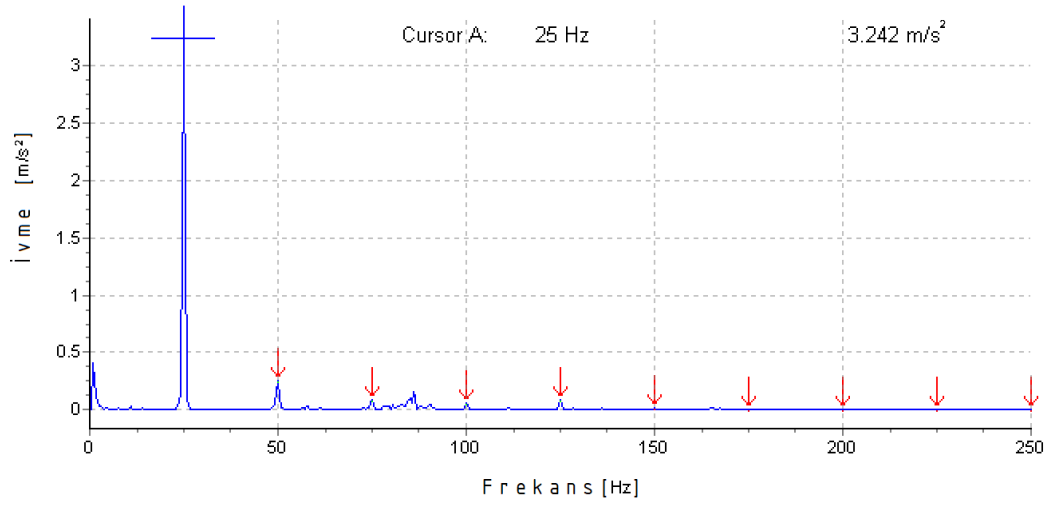
f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil 3.7. (devam ediyor).

3.2.2. DeneYlerde 25 Hz Frekansta Elde Edilen Titreşimler

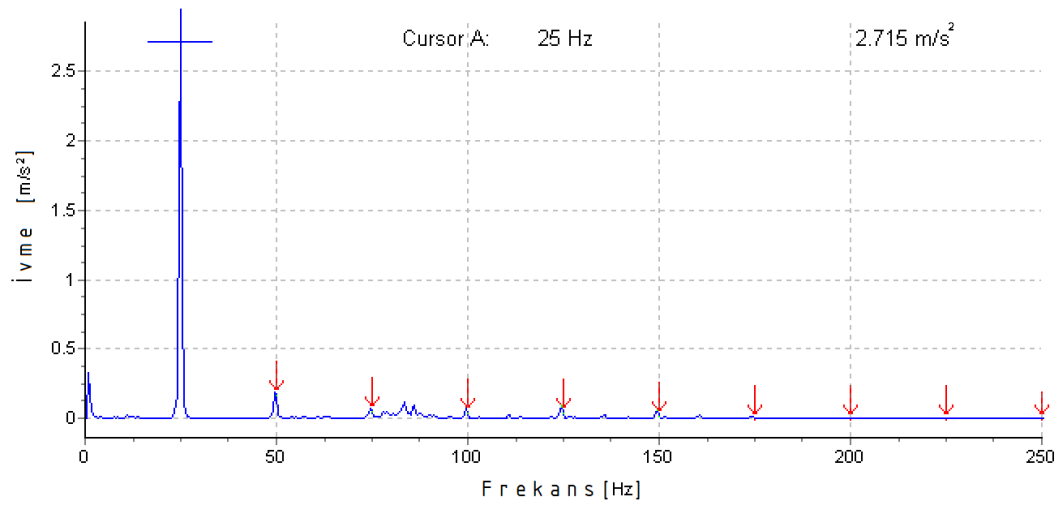
DeneYlerde 25 Hz frekansta x eksenİ yönündeki ölçümlerde elde edilen titreşimlere ait ivme-zaman grafikleri Şekil Ek A.3.'de ve y eksenİ yönündeki ölçümlerde elde edilen titreşimlere ait ivme-zaman grafikleri de Şekil Ek A.4.'de verilmiştir.

25 Hz frekansta yapılan deneYlerde x eksenİ yönündeki ölçümlerde elde edilen titreşimlere ait ivme-frekans spektrum grafikleri Şekil 3.8.'de ve y eksenİ yönündeki ölçümlerde elde edilen titreşimlere ait ivme-frekans spektrum grafikleri de Şekil 3.9.'da verilmiştir.



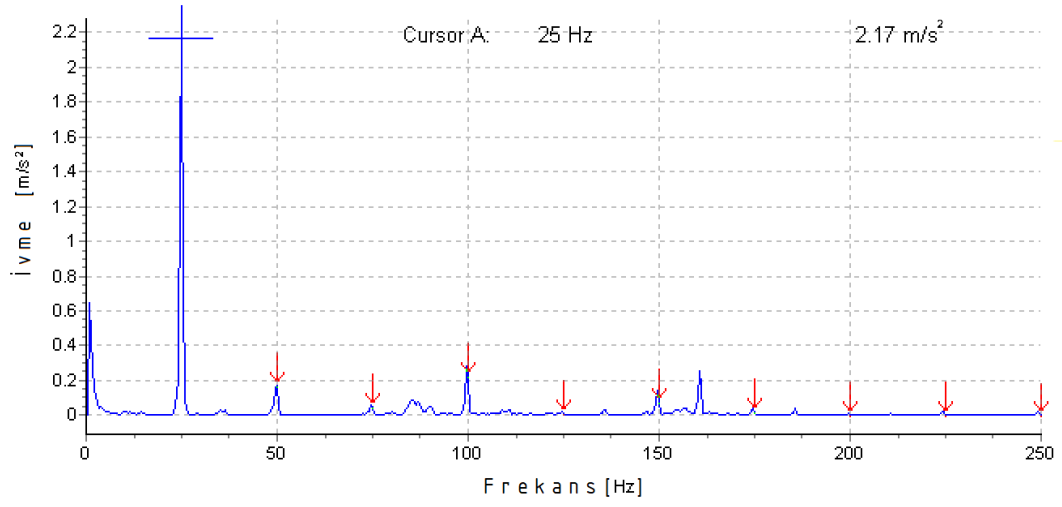
a) tek kütle

Şekil 3.8. Deneyle 25 Hz frekansta elde edilen x yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-frekans spektrum grafikleri.



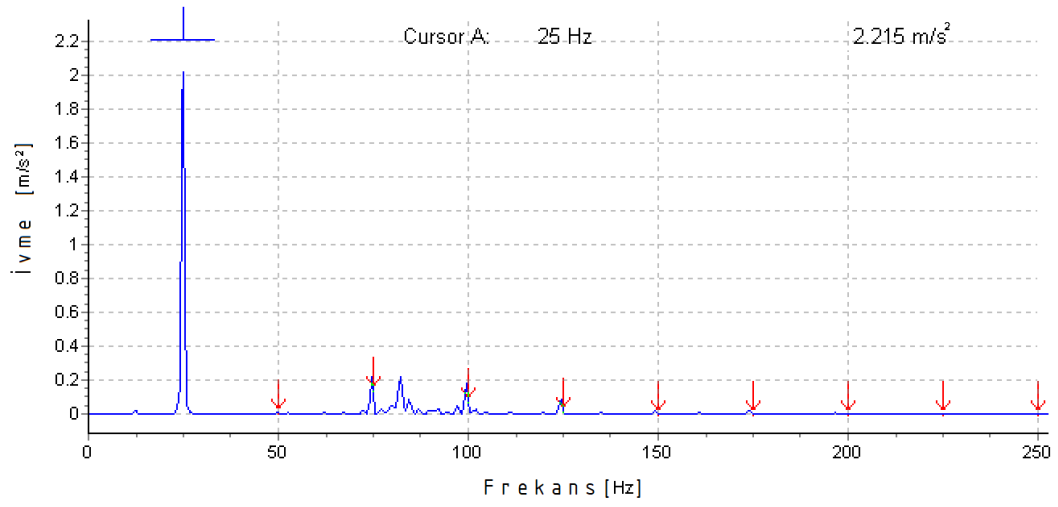
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil 3.8. (devam ediyor).



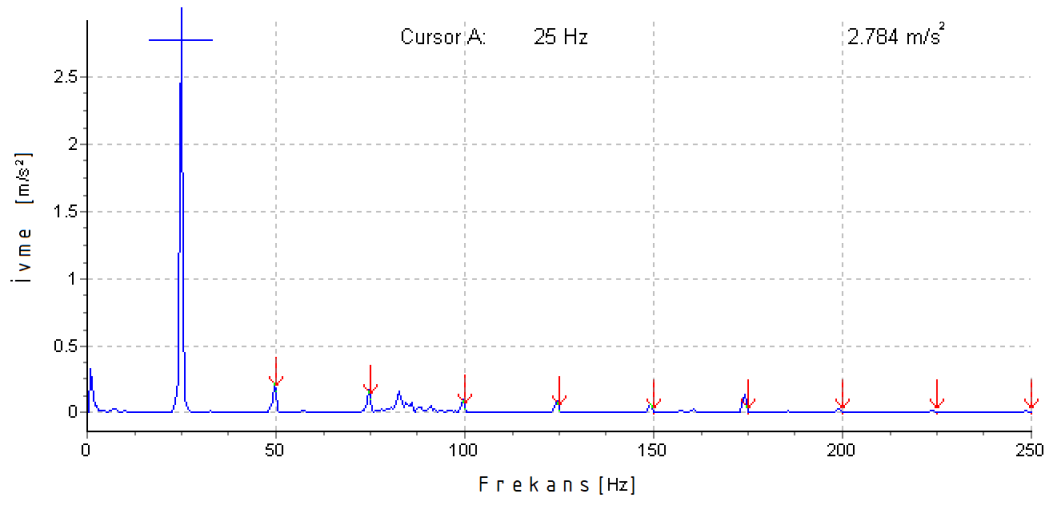
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil 3.8. (devam ediyor).



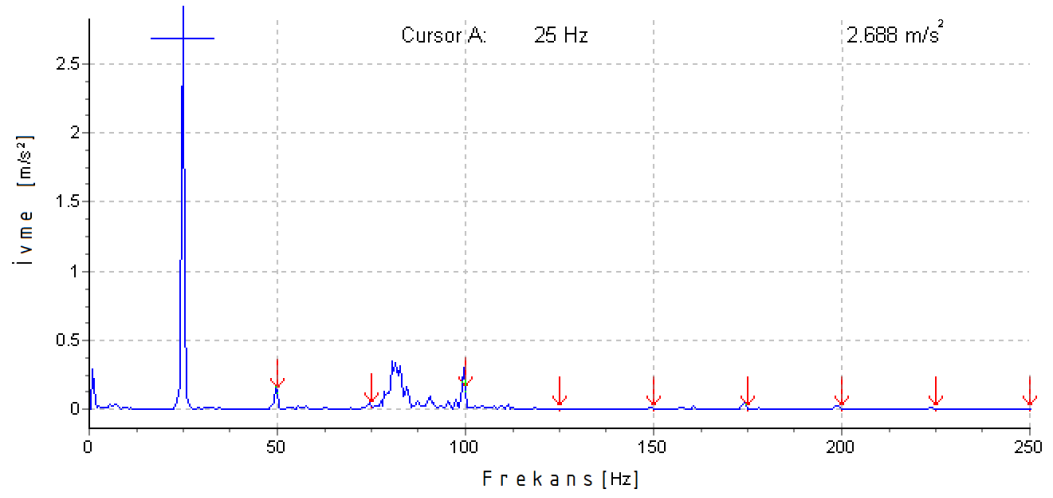
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil 3.8. (devam ediyor).



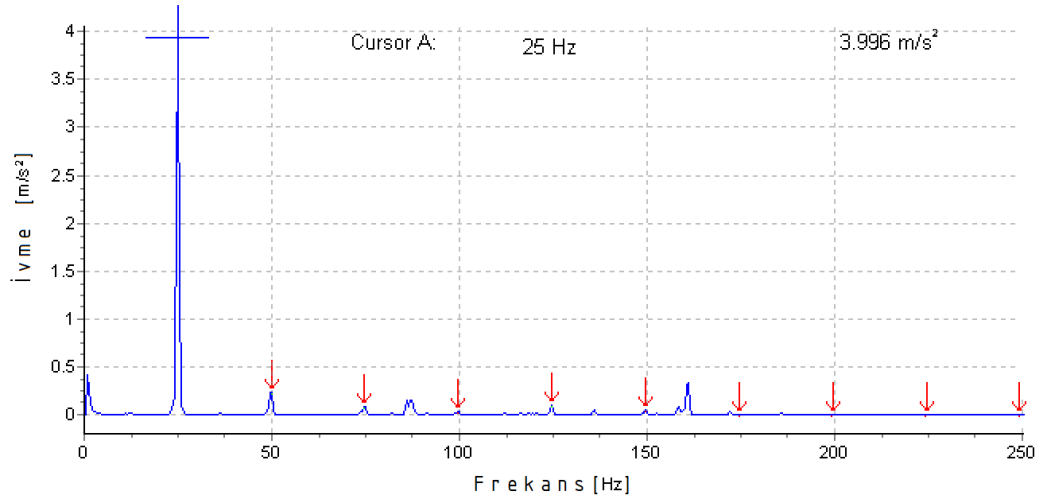
e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil 3.8. (devam ediyor).



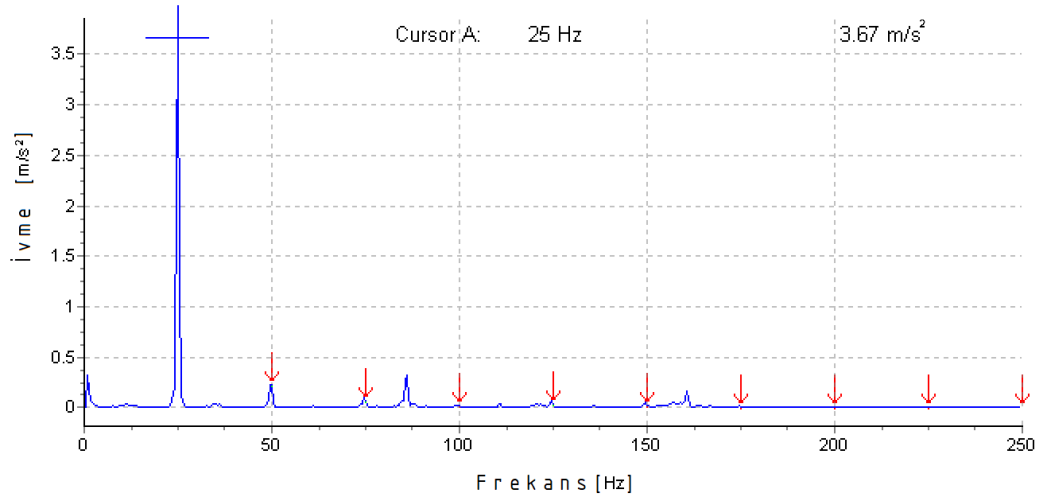
f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil 3.8. (devam ediyor).



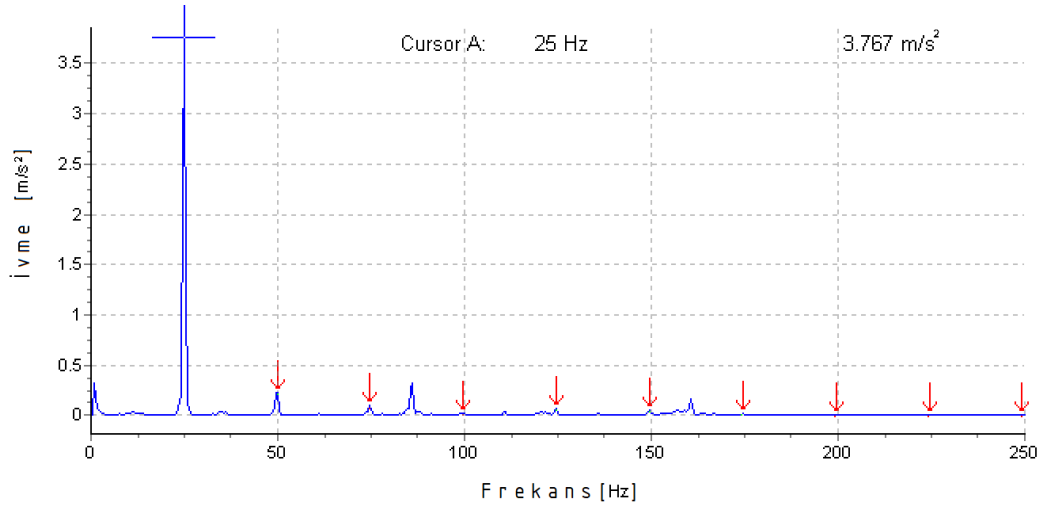
a) tek kütle

Şekil 3.9. Deneylerde 25 Hz frekansta elde edilen y yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-frekans spektrum grafikleri.



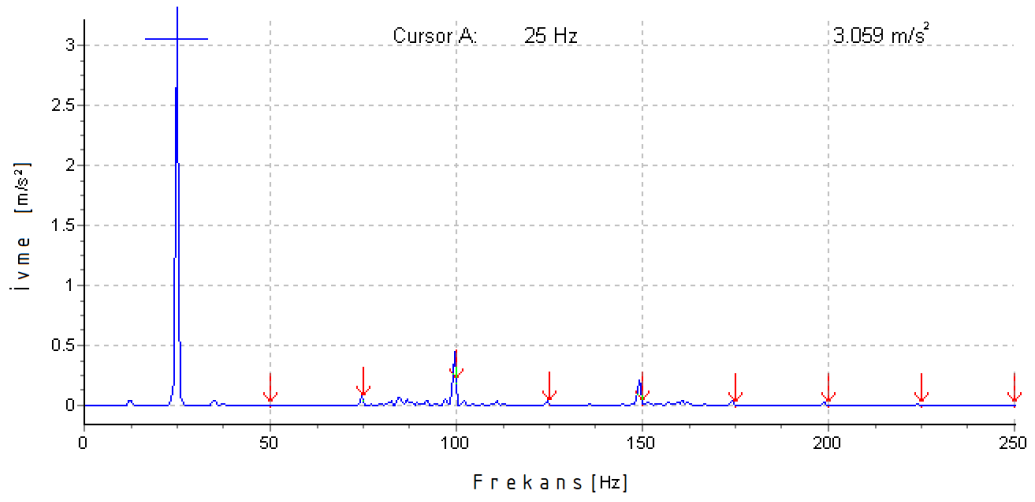
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil 3.9. (devam ediyor).



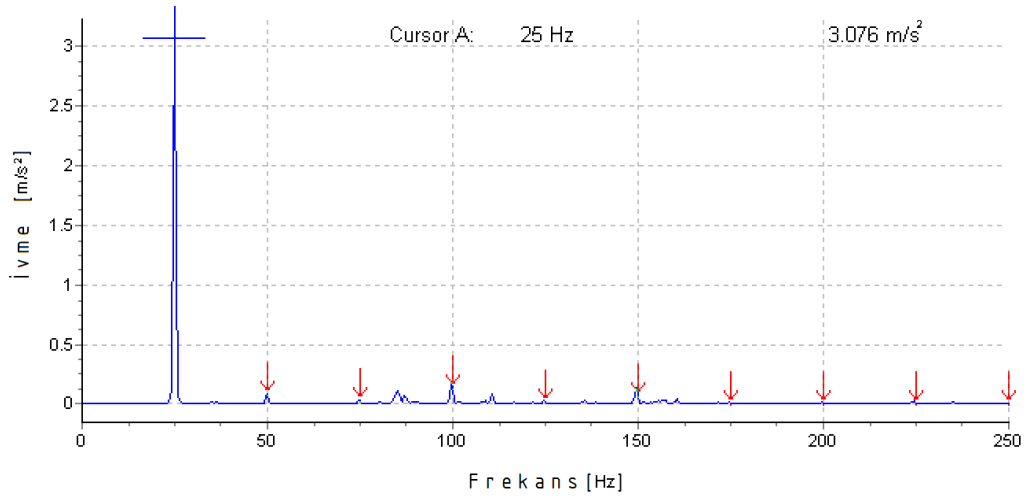
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil 3.9. (devam ediyor).



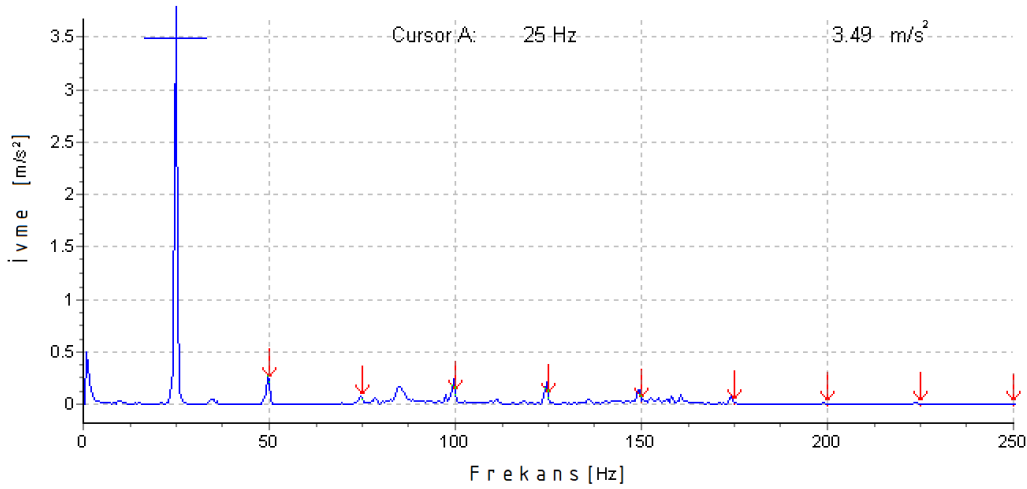
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil 3.9. (devam ediyor).



e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil 3.9. (devam ediyor).



f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil 3.9. (devam ediyor).

Şekil 3.6 – Şekil 3.9.’daki ivme-frekans spektrum grafikler incelendiğinde, kütle yer değişiminin doğal frekansı etkilemediği görülmektedir.

Deneilerde gövde sarsıcıda titreşim üreten elektrik motoru, rulman vb diğer elemanların ürettikleri titreşimlerden arınmış olarak sadece eksantrik kütlelerin

ürettikleri titreşim değerlerini bulabilmek ve simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırmak için ivme-frekans spektrum grafikleri kullanılmıştır. Deneylede elde edilen ivme-frekans spektrum grafiklerinde elde edilen ivme değerleri Çizelge 3.3.'de verilmiştir.

Çizelge 3.3. Deneylede 16,5 Hz ile 25 Hz çalışma frekanslarında x ve y eksenlerinde elde edilen ivme değerleri.

Kütle Konumları (mm)	16.5 Hz		25 Hz	
	x (m/s ²)	y (m/s ²)	x (m/s ²)	y (m/s ²)
Tek	2,568	2,850	3,242	3,996
Çift Eksenel 100	2,165	2,739	2,715	3,670
Çift Eksenel 200	2,422	2,115	2,170	3,767
Çift Paralel 140	2,387	2,677	2,215	3,059
Çift Paralel 235	2,480	2,804	2,783	3,076
Çift Paralel 320	2,331	2,940	2,688	3,490

BÖLÜM 4

SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI VE TARTIŞMA

Gövde sarsıcı ile simülasyonlarda ve deneylerde, 16,5 Hz ile 25 Hz çalışma frekanslarında; tek kütle ve çift kütle kullanımında Çizelge 3.2. ve Çizelge 3.3. de verilen x ve y eksenlerinde elde edilen titreşim sonuçları, toplu olarak Çizelge 4.1.'de toplu olarak gösterilmiştir.

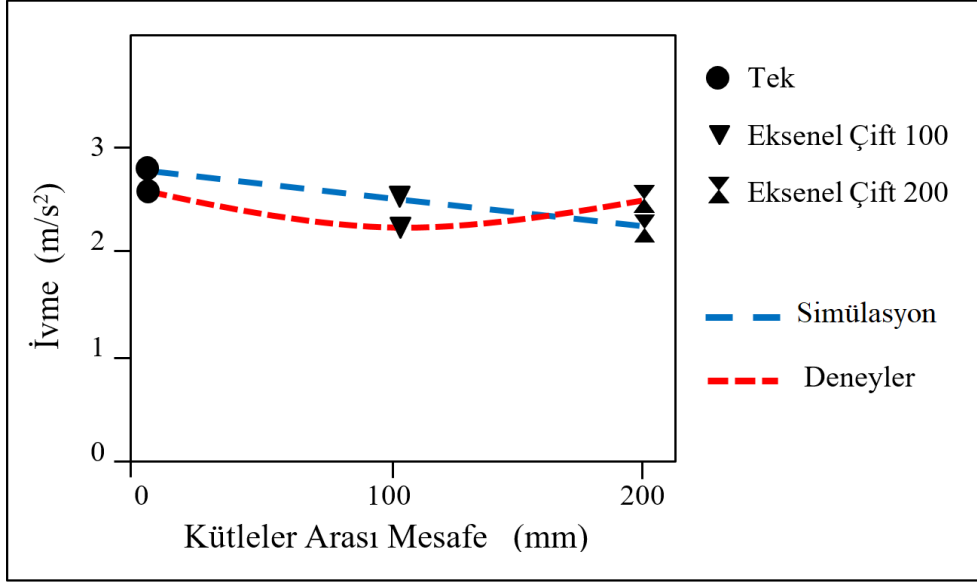
Çizelge 4.1. Eksantrik kütlelerin konumlarına ve titreşim frekanslarına göre x ve y eksenlerinde elde edilen ivme (m/s^2) değerleri

Kütle Konumları (mm)	16,5 Hz Çalışma Frekansı				25 Hz Çalışma Frekansı			
	Simülasyon		Deney (m/s^2)		Simülasyon (m/s^2)		Deney (m/s^2)	
	x	y	x	y	x	y	x	y
Tek	2,658	2,814	2,568	2,850	4,023	4,223	3,242	3,996
Eksenel	2,578	2,702	2,165	2,739	3,750	3,952	2,715	3,670
Eksenel	2,298	2,346	2,422	2,115	3,344	3,333	2,170	3,767
Paralel 140	2,168	2,185	2,387	2,677	3,145	3,131	2,215	3,059
Paralel 235	2,067	2,177	2,480	2,804	3,071	3,143	2,783	3,076
Paralel 320	2,069	2,268	2,331	2,940	2,934	3,140	2,688	3,490

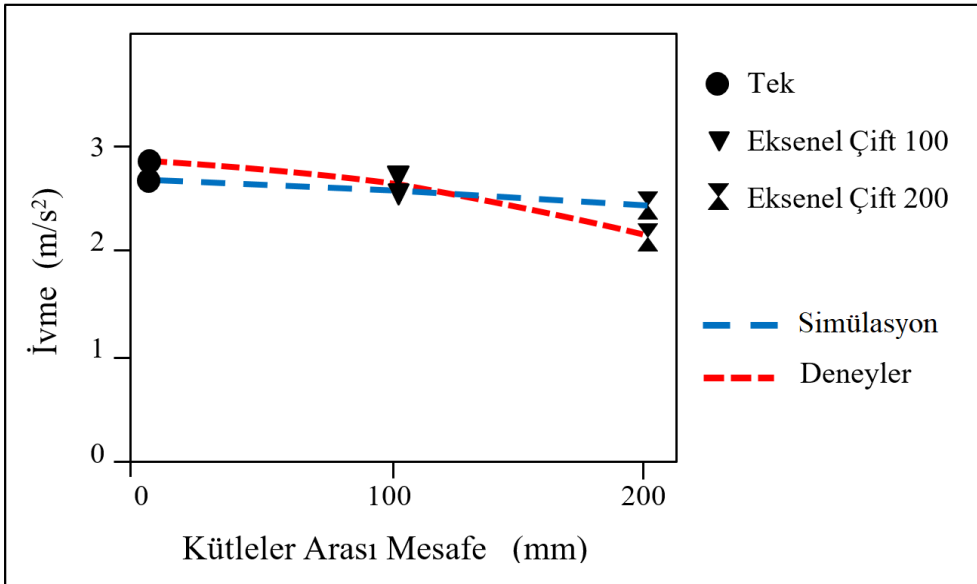
Simülasyonlarda ve deneylerde 16.5 ve 25 Hz frekansta, çift eksantrik kütlelerin, hem eksenel hem de paralel tüm konum ve frekanslarda, tek kütleye göre daha düşük ivme değerleri oluşturdukları bulunmuştur. Simülasyonlarda elde edilen titreşim değerlerinin deneylerde ölçülen verilerle uyum içinde oldukları görülmekle birlikte, aralarında küçük farklar görülmektedir. Bu farka sebep olarak, deneylerde kullanılan çelik borunun zemine bağlantısının tam olarak benzetilememesinin etkisinin olabileceği düşünülmektedir. Ayrıca simülasyonlarda elde edilen ivme sonuçlarında sadece çelik direğin flexible seçilmesinin de etkili olduğu düşünülmektedir.

Titreşimlere ait elde edilen tek ve çift kütlelerin ivme değerlerinin birbirleriyle daha iyi karşılaştırabilmesi için sonuçlar aşağıdaki grafiklerle de gösterilmiştir. 16,5 Hz titreşim frekansındaki simülasyonlarda ve deneylerde elde edilen titreşim sonuçlarının

karşılaştırma grafikleri Şekil 4.1. ve Şekil 4.2.'de verilmiştir. 25 Hz titreşim frekansındaki simülasyonlarda ve deneylerde elde edilen titreşim sonuçlarının karşılaştırma grafikleri de Şekil 4.3. ve Şekil 4.4.'de verilmiştir.

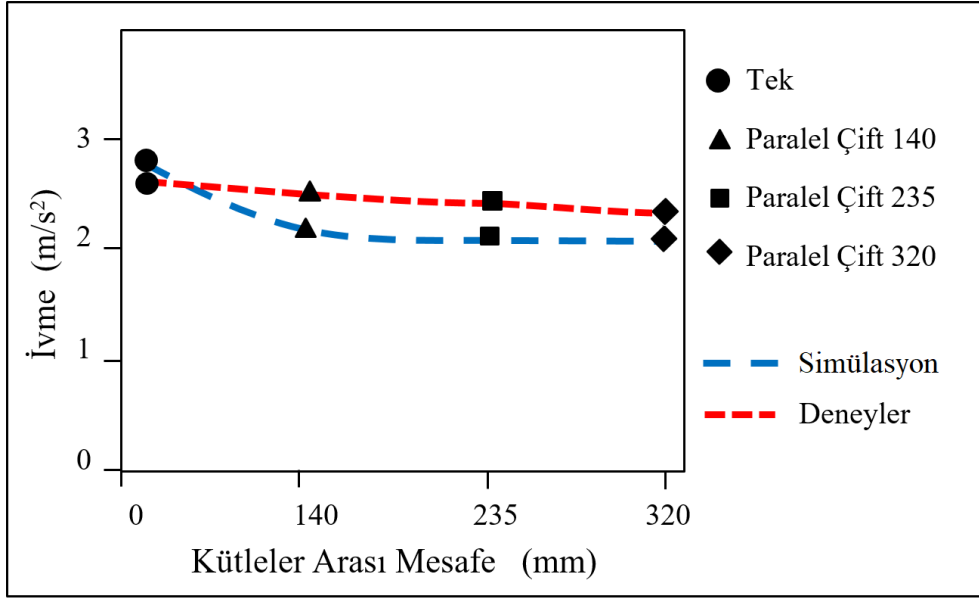


a) x ekseni yönü

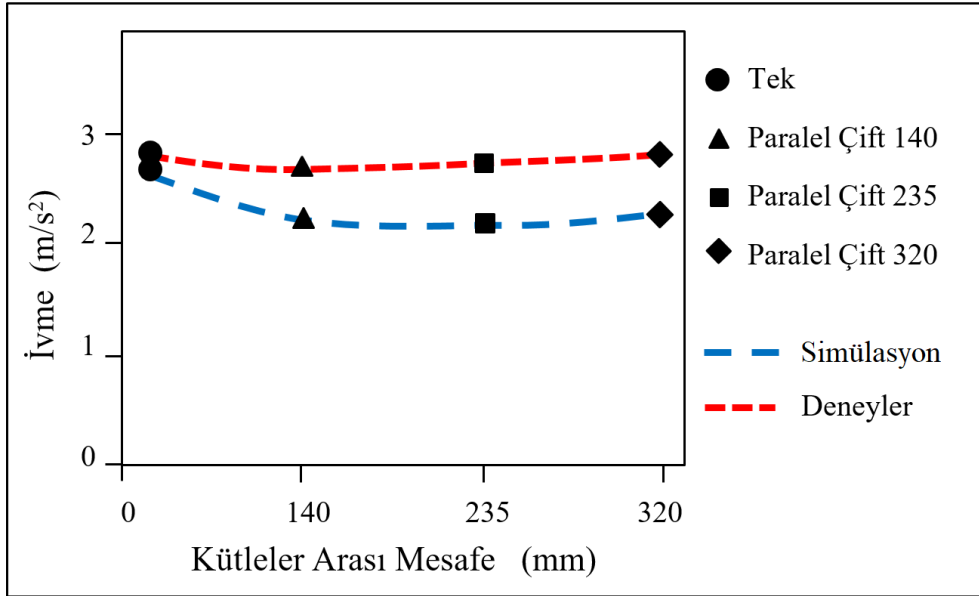


b) y ekseni yönü

Şekil 4.1. Eksantrik kütlelerin tek ve eksenel çift konumlara göre 16,5 Hz titreşim frekansında simülasyonlarda ve deneylerde x ve y ekseni yönlerinde elde edilen titreşim değerlerinin ivme cinsinden karşılaştırılması.

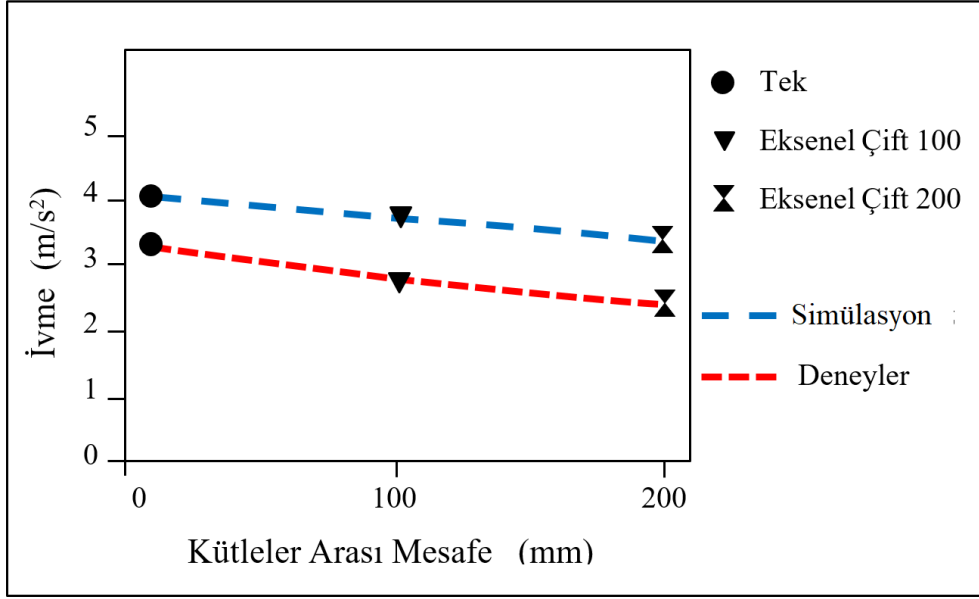


a) x eksenini yönü

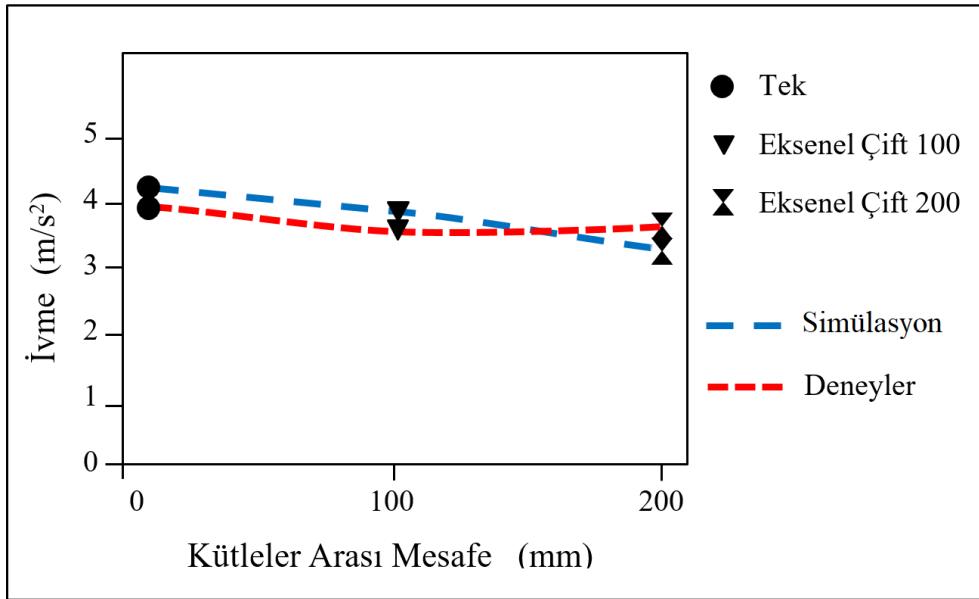


b) y eksenini yönü

Şekil 4.2. Eksantrik kütlelerin tek ve paralel çift konumlara göre 16,5 Hz titreşim frekansında simülasyonlarda ve deneylerde x ve y eksenini yönlerinde elde edilen titreşim değerlerinin ivme cinsinden karşılaştırılması.

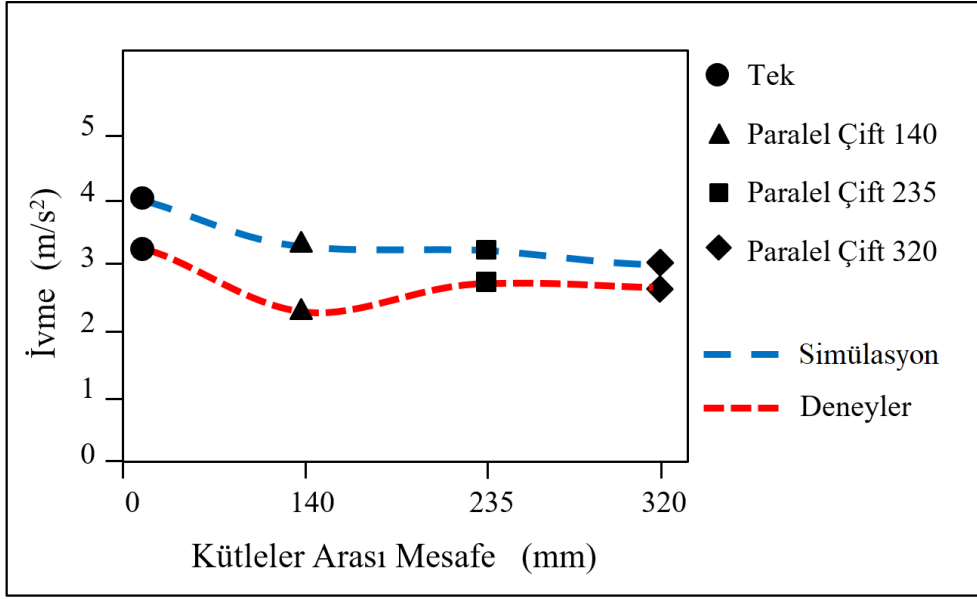


a) x eksenini yönü

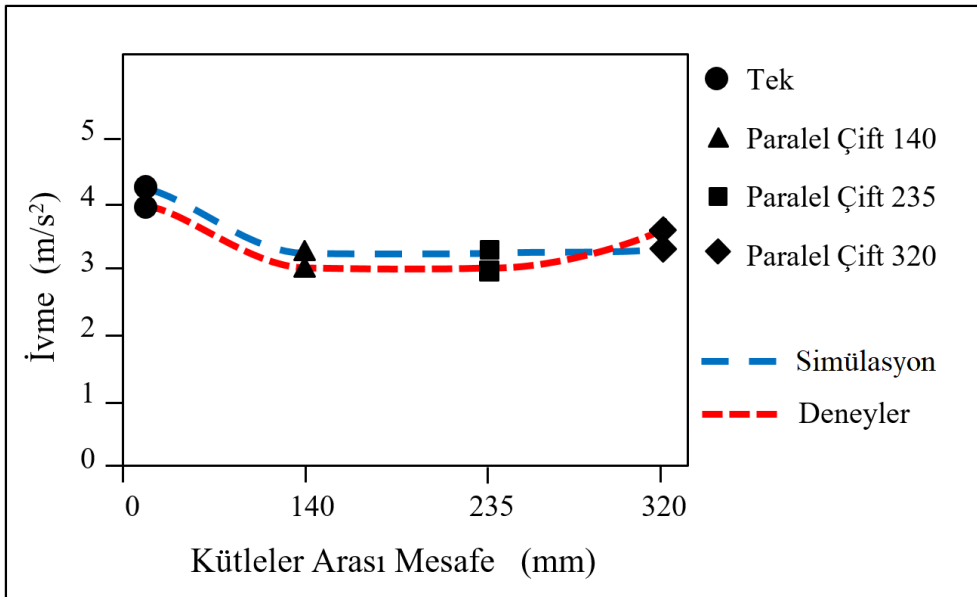


b) y eksenini yönü

Şekil 4.3. Eksantrik kütlelerin tek ve aksenel çift konumlara göre 25 Hz titreşim frekansında simülasyonlarda ve deneylerde x ve y eksenini yönlerinde elde edilen titreşim değerlerinin ivme cinsinden karşılaştırılması.



a) x eksenı yönü



b) x eksenı yönü

Şekil 4.4. Eksantrik kütlelerin tek ve paralel çift konumlara göre 25 Hz titreşim frekansında simülasyonlarda ve deneylerde x ve y eksenı yönlerinde elde edilen titreşim değerlerinin ivme cinsinden karşılaştırılması.

Çizelge 4.1.' de ve Şekil 4.1. - Şekil 4.4.'deki grafiklerde gösterilen, simülasyonlarda ve deneylerde elde edilen titreşimlere ait ivme değerleri incelendiğinde;

Simülasyonlarda ve deneylerde gövde sarsıcının 16,5 ve 25 Hz titreşim frekanslarında hem aksenel hem de paralel konumdaki çalışmalarında, tek kütlelerin, çift eksantrik kütlelere göre ürettikleri ivme değerlerinin daha büyük olduğu bulunmuştur.

Simülasyonlarda ve deneylerde gövde sarsıcının 16,5 ve 25 Hz titreşim frekanslarında tek kütle ve çift eksantrik kütlelerle üretilen ivme değerlerinin y ekseninde daha büyük olduğu bulunmuştur. Bunun nedeni olarak sarsıcı düzeneğin ağırlık merkezinin, çelik boruya göre y eksenini yönünde pozitif değerde olmasının etkili olduğu düşünülmektedir.

Eksantrik kütlelerin konumları değiştiğinde, her konumda hem x eksenini hem de y eksenini yönlerinde ölçülen ivme değerlerinde değişimler meydana geldiği görülmektedir. İvme değerlerindeki bu değişimlerle daha anlaşılabilir bir karşılaştırma yapabilmek için her konumdaki x ve y ekseninde elde edilen ivme değerlerinin vektörel bileşkesi hesaplanmıştır. Tek kütle yerine çift kütle kullanılması durumunda titreşimlerin bileşke ivmelerindeki değişimi oransal olarak karşılaştırılmıştır. Elde edilen bileşke ivmelerindeki değişim oranları (%) Çizelge 4.2.'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Tek kütle yerine çift kütle kullanılması durumunda titreşimlerin bileşke ivmelerindeki değişim yüzdeleri (%)

Kütle Konumları (mm)	16,5 Hz Çalışma Frekansı		25 Hz Çalışma Frekansı	
	Simülasyon %	Deney %	Simülasyon %	Deney %
Eksenel 100	-1.8	-4.9	-3.4	-6.1
Eksenel 200	-7.9	-8.5	-10.0	-9.4
Paralel 140	-10.8	-3.3	-12.8	-14.6
Paralel 235	-11.9	-1.2	-13.2	-10.0
Paralel 320	-11.0	-1.4	-14.2	-7.6

Çizelge 4.2.'deki titreşimlerin bileşke ivmelerindeki değişim oranı incelendiğinde;

Titreşimlerin bileşke ivmelerindeki değişim oranı, eksantrik kütlelerin aksenel veya paralel konumları ile aralarındaki mesafelere göre farklılık göstermektedir.

Tek kütle yerine çift kütle kullanılması durumunda titreşimlerin bileşke ivmelerinde hem simülasyonlarda hem de deneylerde toplam 20 sonucun hepsinde azalma olduğu görülmektedir.

Tek kütle ile çift kütle karşılaştırıldığında bileşke ivmede en fazla azalma 25 Hz çalışma frekanslı deneylerde % 14,6 ile 140 mm paralel konumda ve simülasyon sonuçlarında ise % 14,2 ile 320 mm paralel konumda elde edilmiştir.

16,5 ve 25 Hz çalışma frekanslarında elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında ise hem deneylerde hem de simülasyonlarda genel olarak paralellik görülmektedir. Bu durum ivmedeki değişimlerde esas etken olan faktörün kütlelerin konumları olduğunu göstermektedir.

Bu çalışmada bulunan sonuçlar tek eksantrik kütleli gövde sarsıcıların aynı frekansta, paralel çift kütleli gövde sarsıcılara göre daha fazla ivme değeri üretebildiklerini göstermektedir. Bu sonuçlar Bentaher vd. [32] tarafından bulunan tek kütleli sarsıcıların çift kütleli gövde sarsıcılara göre x ve y yönünde daha büyük kuvvetler ürettiklerini gösterdikleri çalışmayla da uyumludur.

Pratikte gövde sarsıcılarda kullanılan çift eksantrik kütleler, iki bağımsız hidrolik motor ile tahrik edildiğinden, kütlelerin dönme hızlarının arasında çok küçük farklılıklar oluşmaktadır. Bu nedenle Amirante vd. [26] bir birinden bağımsız dönen çift eksantrikli gövde sarsıcılarda, toplam hareket içerisinde iki kütle arasındaki iki hız farkının oluşturduğu bileşeni, presesyon hareketi olarak tanımlamıştır. Oluşan bu presesyon hareketinin etkin olabilmesi için geçen sürenin çok uzun olduğunu ve literatüre göre optimal gövde sallama süresinin 10 saniyeden az olması istendiğinden iki hidrolik motordaki akış hızının eşitlenmesinin kesinlikle gerekli olduğunu

belirtmişlerdir. Bu çalışmada kullanılan triger kayış-kasnak sistemi, çift kütlelerin dönme hızlarını elektro-hidrolik sistemlere göre çok daha uygun maliyetle eşitlemesi açısından da önemlidir.

Çift kütle kullanımında, aksel veya paralel konumlarda elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, 16,5 Hz deney sonuçları dışında diğer tüm sonuçların çift kütlelerin bir biriyle olan mesafesiyle doğru orantılı olarak değişmekte olduğu görülmektedir. Ayrıca literatürde aksel çift eksantrik kütleli çalışmalara rastlanmamaktadır.

Bu çalışmadaki simülasyonlarda elde edilen bulgular ile deneylerde elde edilen bulgularla karşılaştırıldığında elde edilen titreşim değerleri, bazı konumlarda anlaşılabilir farklar göstermekle birlikte % 85,2 benzerlik göstermektedir. Simülasyonlarda elde edilen bulgular ile deneylerde elde edilen bulgular arasındaki farkın SEY’de ihmal edilen ve basite indirgenen parametrelerden kaynaklandığı düşünülmektedir. Simülasyonlarda kullanılan SEY, çözülmesi uzun zaman alan karmaşık problemlerin daha basit ve kısa zamanda çözülmesine imkân veren, araştırılan problemlere eş değer, ancak daha basit hâle getirilmiş problemlerin çözümüne gidilmesini sağlayan bir yöntem olduğundan, basitleştirmeye gidilmesi sonucunda doğru sonuç yerine yaklaşık bir sonuç bulunmaktadır. [30].

Bu çalışmaya benzer çift eksantrik kütlelerle yapılan başka çalışmalar da olmakla birlikte araştırmacılar çalışmalarında farklı olaylara odaklanılmıştır. Yapılan diğer çalışmalarda, tek veya çift eksantrik kütle kullanmanın karşılaştırılmasına ve performansa etkilerine değinilmemiştir. O çalışmalarda genelde, özel olarak seçilmiş bir meyve ağacındaki hasat verimine odaklanıldığından, yapmış olduğumuz özgün çalışma ile karşılaştırma yapılamamıştır.

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

Rijit ve çok rijit meyve ağaçları hasadında kullanılan gövde sarsıcılardaki eksantrik kütlelerinin, tek kütle yerine çift kütleli olarak aksel veya paralel konumlarda çalıştırılmasının (doğal frekanstan ve çift kütlelerin açısal hız farkından bağımsız olarak) titreşime etkilerine odaklanılmış bu araştırma sonuçları şu şekilde özetlenebilir:

1. 16,5 Hz ve 25 Hz ile yapılan çalışmalarda, hem simülasyonlarda hem de deneysel çalışmalarda gövde sarsıcılarda tek kütle yerine çift kütle kullanılması durumunda, üretilen titreşim değerlerinde azalma olduğu bulunmuştur.
2. 16,5 Hz ve 25 Hz ile elde edilen titreşimin ivme değerlerindeki değişimin oransal olarak karşılaştırıldığında, hem simülasyonlarda hem de deneylerde benzer sonuçlar bulunmuştur. Bu da çift kütlelerle elde edilen titreşimin ivme değerlerindeki değişimin asıl nedeninin kütlelerin konumlarından kaynaklandığını göstermektedir.
3. Mevcut tasarıma göre edilen edilen sonuçlarda, çift kütlelerin aksel veya paralel konumları karşılaştırıldığında benzer sonuçlar göstermişlerdir. Paralel ve aksel çift kütle kullanımında tüm konumlarda, tek kütleyle göre bileşke ivme değerlerinde azalma görülmüştür. Çalışmamızdaki tasarıma göre paralel ve aksel çift kütlelerin kıyaslanmasında anlamlı bir fark bulunamamıştır.
4. Simülasyonlarda ve deneylerde yapılan çalışmalar yüksek bir benzerlikle birbirini destekler niteliktedir.

Eksantrik kütlelerin ürettikleri titreşimde, kütle sayısı ve konumlarının kritik öneme sahip olduğunun gösterildiği bu araştırma sonuçlarına göre aşağıdakilerini önerebilmekteyiz:

- Gövde sarsıcılarda, çift kütle yerine aynı kütleye sahip tek eksantrik kütle kullanılmasıyla, rijit ve çok rijit meyve ağaç gövdelerinde daha yüksek titreşim ivmeleri üretilmesi, meyvelerin daha kısa sürede dalından kopması anlamına gelmektedir. Bu etki meyve çıkarma etkinliği için yararlı olabilir ve hasat esnasında ağaç kabuğunun zarar görmemesi için sallama süresinin kısalmasına katkı sağlayabilir. Ayrıca sarsıcı üretim maliyeti açısından da avantajlı bir çözüm olarak görülmektedir.
- Sarsma esnasında, ağaç hasarlarının azaltılması ve meyve hasat veriminin artırılmasında; hasadı yapılan ürünün cinsine uygun titreşim karakteristiklerin kolaylıkla bulanabilmesine imkân veren, kütle konumlarının, açısal hızlarının kolaylıkla değiştirilebildiği, tek ve çift kütle kullanımına uygun gövde sarsıcıların kullanılması daha yararlı olacaktır. Bazı özel nedenlerle çift kütle kullanılması gerektiğinde, bu çalışmada kullanılan triger kayış-kasnak sistemi ve elektrik motoru ile çift kütlelerin dönme hızlarını mevcut traktör donanımlarına ve ilave elektro-hidrolik sistemlere göre çok daha düşük maliyetle eşitleyebileceği için daha uygun bir çözüm olacaktır.
- Özgün bir tasarıma sahip gövde sarsıcının üretimine geçilmeden önce simülasyonlarının yapılmasının, hem eksantrik kütlerin üretecekleri titreşim için en uygun kütle konumlarının belirlenmesinde hem de üretim süresi ve maliyetin azaltılması açısından da etkili bir çözüm sağlayabileceği değerlendirilmektedir.
- Bu çalışmada kullanılan gövde sarsıcı ile elde edilen sonuçların rijit ve çok rijit gövdeli kaysı ağacı gibi belli bir ürüne yönelik saha denemeleriyle de karşılaştırılması yararlı olacaktır. Bu konunun ileriki dönemde yeni bir çalışma alanı olacağı değerlendirilmektedir.

KAYNAKLAR

1. Sanders, K. F., "Orange harvesting systems review." *Biosystems Engineering*, 90 (2): 115-125 (2005)
2. Gezer, İ., ve Güner, M., "Kayısı hasadında kablolu ve eksantrik silkeleyici kelepçe bağlantı noktasının hasat etkinliğine olan etkisinin belirlenmesi." *Journal of Agricultural Sciences*, 6 (1): 21-24 (2000).
3. Keçecioglu, G., "Atalet kuvvet tipli sarsıcı ile zeytin hasadı imkanları üzerinde bir araştırma". *Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Yayınları*, Bornova, İzmir, 288 (1975).
4. Savary, S. K. J. U., Ehsani, R., Schueller, J. K., and Rajaraman, B. P., "Simulation study of citrus tree canopy motion during harvesting using a canopy shaker". *Transactions of the ASABE*, 53 (5): 1373-1381 (2010).
5. İnternet: Deka Agri Tarım Makineleri, <https://dekaagri.com/urun/agropimar-benzinli-zeytin-hasat-makinesi/> (2022).
6. Kahya, E., "Elma ve kivi çeşitlerinin hasada yönelik özelliklerinin saptanması ve robotla hasat olanakları". Doktora Tezi, *Namık Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Tekirdağ, (2012).
7. İnternet: Produce Grower, "Harvest more profits", <https://www.producegrower.com/article/harvest-more-profits-web> (2022).
8. İnternet: Agrobot, <https://www.agrobot.com/e-series> (2022).
9. Yürürer, G., "2006 zeytinin mekanik hasadında titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi". Yüksek Lisans Tezi, *Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2006).
10. İnternet: AutoPickGTi, <https://www.arcusin.com/wp-content/uploads/2017/05/AutoPickGTi.pdf> (2022).
11. Fridley, R. B., and Adrian, P. A., "Some aspects of vibratory fruit harvesting". *Agricultural Engineering*, 41 (1): 28-31 (1960).
12. Parchomchuk, P., and Cooke, J. R., Vibratory harvesting: An experimental analysis of fruit-stem dynamics. *Transactions of the ASAE*, 15 (4): 598-0603 (1972).
13. Gezer, İ., "Malatya yöresinde kayısı hasadında mekanizasyon imkanlarının araştırılması". Doktora Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Konya, 30-40 (1997).

14. Wei, J., Yang, G. Y., Yan, H., Jing, B., and Yu, Y., Rigid-flexible coupling simulation and experimental vibration analysis of pistachio tree for optimal mechanized harvesting efficiency. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 28 (22): 2360-2369 (2021).
15. İnternet: SICMA Srl, "TR80", <https://www.sicmasrl.com/en/harvesters/tractor-mounted-applications/tr80/> (2022).
16. Kirişçi, V. ve Tuncer, İ. K., "Turunçgil hasat mekanizasyonu", *Tarimsal Mekanizasyon 11. Ulusal Kongresi*, Erzurum, 392-402 (1988).
17. İnternet: Arcusin, Bale Handling Solutions, <https://www.arcusin.com/en-usa/productos/autopick-gt/> (2022).
18. İnternet: Ağaçlardaki kambiyum nedir?, <https://tr.sodiummedia.com/4146324-what-is-a-cambium-in-trees> (2022).
19. Çetinkaya, S., "Vişne hasadında mekanizasyon olanakları üzerinde bir araştırma". Doktora Tezi, *Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 35-45 (1989).
20. İnternet: SICMA Srl, "TR80", <https://www.sicmasrl.com/en/harvesters/tractor-mounted-applications/tr80/> (2022).
21. O'Brien, M., Cargill, B. F., and Fridley, R. B., "Principles and practices for harvesting and handling fruits and nuts". *Avi Publishing Company, Inc.*, USA, 575 (1983).
22. Moser, E., "Bağ-bahçe, sebze ve endüstri kültürlerinde mekanizasyon uygulamaları", (Çev. Ü. K. Tuncer ve F. Özgüven). *TZDK Mesleki Yayınları*, Ankara, 52: 196 (1989).
23. Erdoğan, D., "Meyvelerin makine ile hasadında önemli parametreler". *Tarım Makineleri ve Bilimi Tekniği Dergisi*, 2 (1): 17-20 (1990).
24. La'ng, Z., "Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design". *Biosystems Engineering*, 93 (1): 35-44 (2006).
25. Horvath, E. and Sitkei, G., "Energy consumption of selected tree shakers under different operational conditions". *Journal of Agricultural Engineering Research*, 80 (2): 191-199 (2001).
26. Amirante, P., Catalano, P., Giametta, F., Leone, A., and Montel, G. L., "Vibration analysis of an olives mechanical harvesting system." *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 9: 7-12 (2007).
27. Torregrosa, A., Albert, F., Aleixos, N., Ortiz, C., and Blasco, J., "Analysis of the detachment of citrus fruits by vibration using artificial vision". *Biosystems Engineering*, 119: 1-12 (2014).

28. Polat, R., Güner, M., Erdoğan, D., Gezer, İ., Atay, Ü., ve Aktaş, T., “Determination of optimum shaking frequency and amplitude of prototype body shaker used for mechanical harvesting of pistachio”, *Proceedings of the 45th International Symposium on Agricultural Engineering, Actual Tasks on Agricultural Engineering*, Opatija, Croatia, (2017).
29. Sola-Guirado, R. R., Bernardi, B., Castro-García, S., Blanco-Roldán, G. L., Benalia, S., Fazari, A., and Zimbalatti, G., “Assessment of aerial and underground vibration transmission in mechanically trunk shaken olive trees”. *Journal of Agricultural Engineering*, 49 (3): 191-197 (2018).
30. Güler, M., ve Şen, S., “Sonlu elemanlar yöntemi hakkında genel bilgiler”. *Ordu Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 5 (1): 56-66 (2015).
31. Savary, S., Ehsani, R., Schueller, J. K., and Rajaraman, B. P., “Simulation study of citrus tree canopy motion during harvesting using a canopy shaker”. *Transactions of the ASABE*, 53 (5): 1373-1381 (2010).
32. Bentaher, H., Haddar, M., Fakhfakh, T., and Mâalej, A., “Finite elements modeling of olive tree mechanical harvesting using different shakers”. *Trees*, 27 (6): 1537-1545 (2013).
33. Wu, C., He, L., Du, X., Chen, S., and Ni, K., “3D reconstruction of Chinese hickory tree for dynamics analysis”. *Biosystems Engineering*, 119: 69-79 (2014).
34. Hoshyarmanesh, H., Dastgerdi, H. R., Ghodsi, M., Khandan, R., and Zareinia, K., “Numerical and experimental vibration analysis of olive tree for optimal mechanized harvesting efficiency and productivity”. *Computers and Electronics in Agriculture*, 132: 34-48 (2017).
35. Wei, J., Yang, G. Y., Yan, H., Jing, B., and Yu, Y., “Rigid-flexible coupling simulation and experimental vibration analysis of pistachio tree for optimal mechanized harvesting efficiency”. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 28 (22): 2360-2369 (2021).
36. Society of Automotive Engineers, “Vehicle dynamics terminology”. *SAE*, Pennsylvania, 3-8 (1975).
37. Sabancı, A., “Tarım traktörlerinde titreşim sorunları ve sürücü oturaklarının yalıtım özellikleri üzerinde bir araştırma”, *Türkiye Ziraat Kurumu Meslek Yayınları*, Ankara, 61-93 (1984).
38. Kırallı Z., “Mekanik titreşimler ders notları” *Dokuz Eylül Üniversitesi*, İzmir, 1-154 (1995).
39. Köse, R. K., “Makina arızalarının belirlenmesinde titreşim analizi”. *Mühendis ve Makina*, 45 (538): 24-32 (2004).
40. İnternet: Wilcoxon, Sensing Technologies, <https://buy.wilcoxon.com/786f.html> (2022).

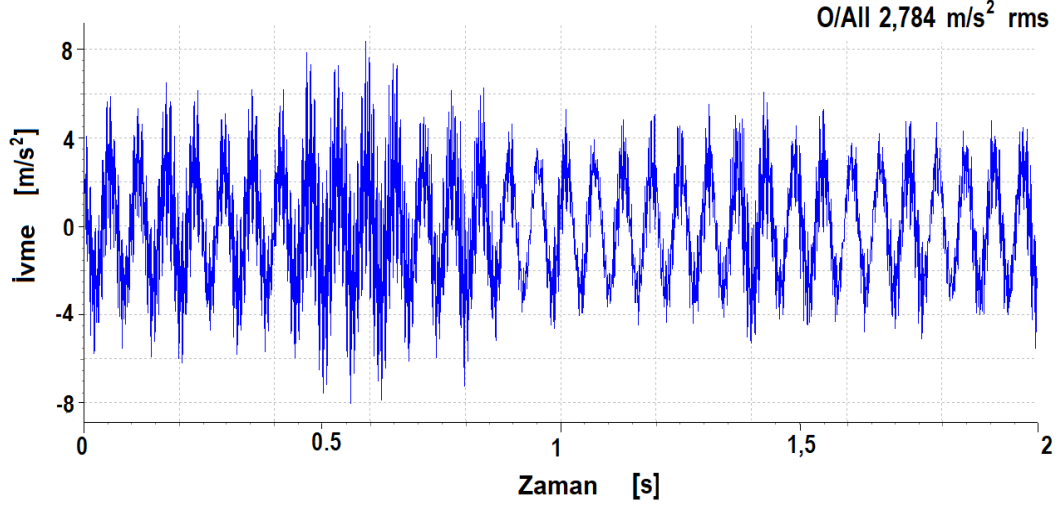
41. İnternet: Hallroad Lahore <https://hallroadlahore.pk/uni-t-vibration-tester-meter-ut315-in-pakistan.html> (2022).
42. İnternet: Voltinum, “Frekans Tanım Teknikleri”, <https://www.voltinum.com.tr/haberler/frekans-tanim-teknikleri> (2022).
43. İnternet: Kürüm Mühendislik, “Titreşim Ölçüm & Analizi”, <http://www.kurummuhendislik.com/titresim-olcum-analizi> (2022).
44. Bostancı, T., “Eğri eksenli çubukların titreşimlerinin sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılması”. Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi*, İstanbul, (2002).
45. Tasdemir, T. E., “Analiz Mühendisinin El Kitabı”, <https://damassets.autodesk.net/content/dam/autodesk/www/campaigns/emea/docs/analyzer-ebook-13-06-dB.PDF> (2022).
46. İnternet: Çayiroğlu, İ., “Bilgisayar Destekli Tasarım ve Analiz (ANSYS)”, <http://www.ibrahimcayiroglu.com/Dokumanlar/BilgisayarDestekliTasarim/BilgisayarDestekliTasarimVeAnaliz-1-hafta.pdf>, (2022).
47. Moaveni, S., “Finite element analysis theory and application with ANSYS, 3/e”. Fourth edition, *Pearson Education*, India, (2011).
48. Arıkan, M. A. S., “Sonlu elemanlar metodunun mühendislikte uygulamaları”, *Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü*, Ankara, (2017).
49. Özdemir, T., “Motor biyel kolunun baş kısmının kırılmasının sonlu elemanlar yöntemi ile nümerik analizi üzerine bir çalışma”, Doktora Tezi, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Balıkesir, (2013).
50. Topcu, A., “Sonlu elemanlar metodu ders notları”, *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi*, Eskişehir, (2015).
51. İnternet: CADSAAY, “Ansys nedir”, <https://cadsay.com/ansys-nedir> (2022).

EK AÇIKLAMALAR A.

**DENEYLERDE ELDE EDİLEN TİTREŞİMLERİN İVME - ZAMAN
GRAFİKLERİ**

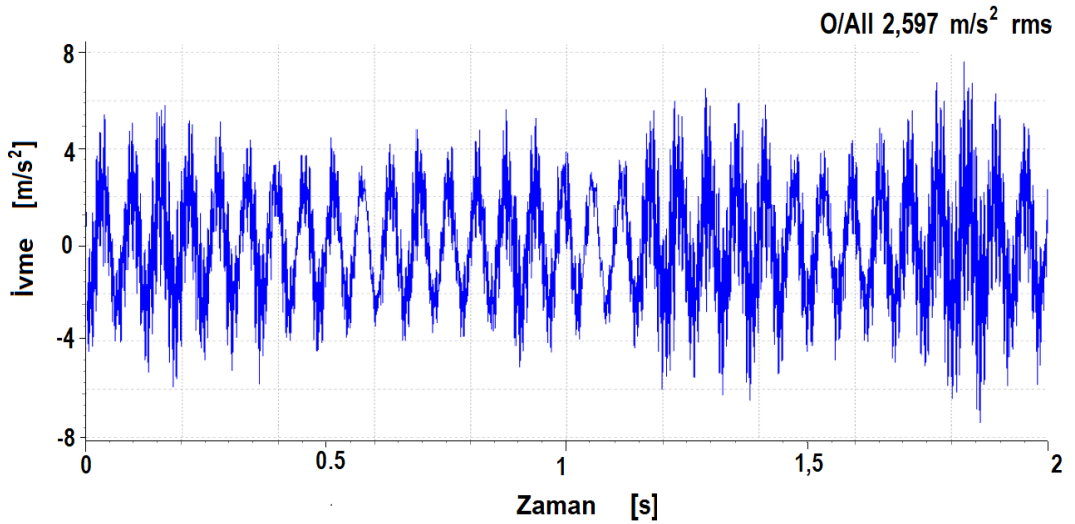
EK A.1. DENEYLERDE ELDE EDİLEN TİTREŞİM GRAFİKLERİ

EK A.1.1. Deneylerde 16.5 Hz Frekansta Elde Edilen İvme - Zaman Grafikleri



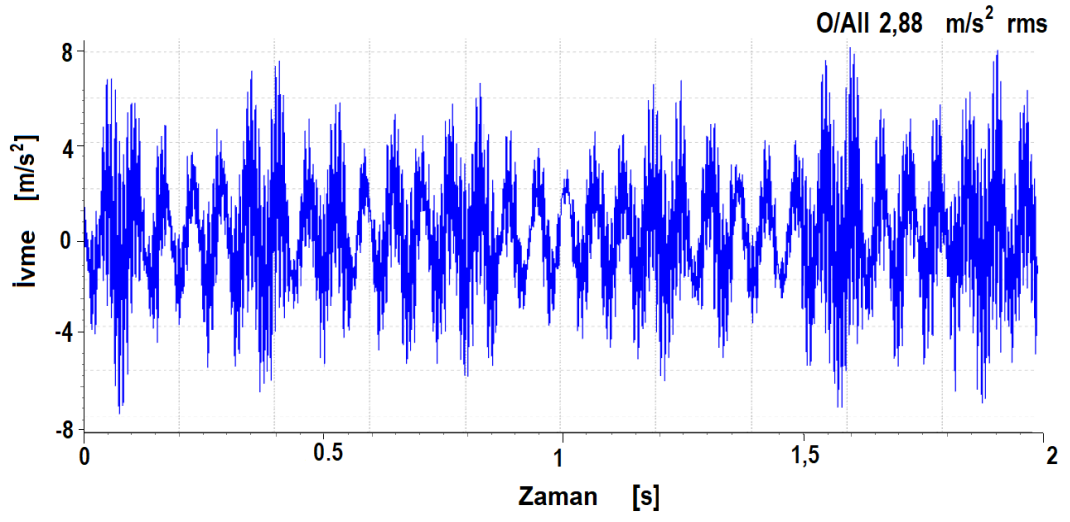
a) tek kütle

Şekil Ek A.1. Deneylerde 16,5 Hz frekansta elde edilen x yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.



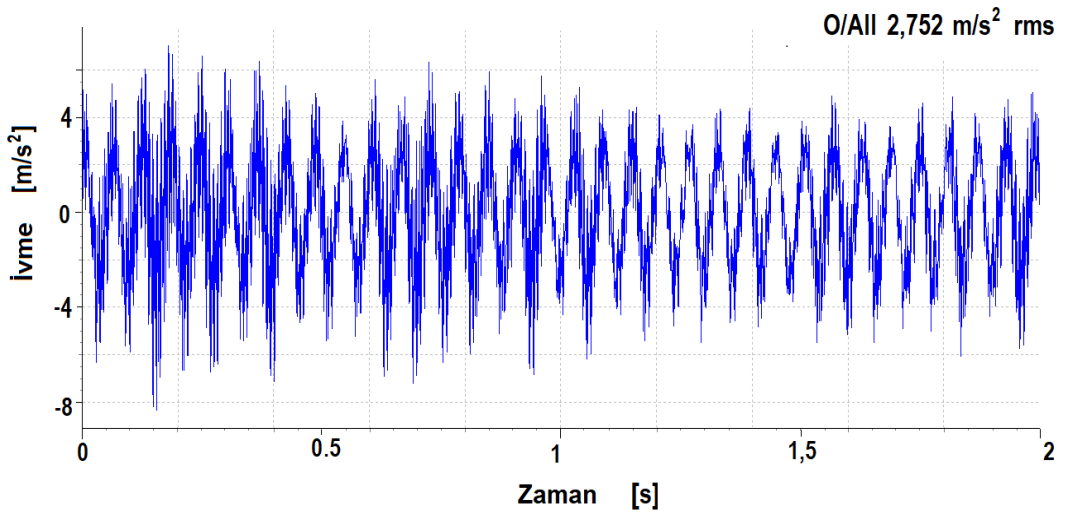
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil Ek A.1. (devam ediyor).



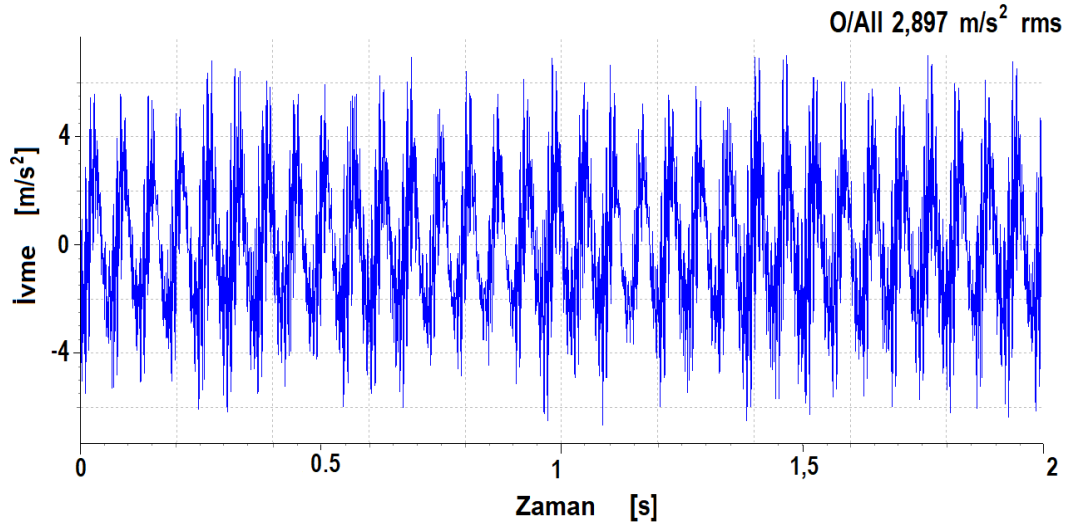
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil Ek A.1. (devam ediyor).



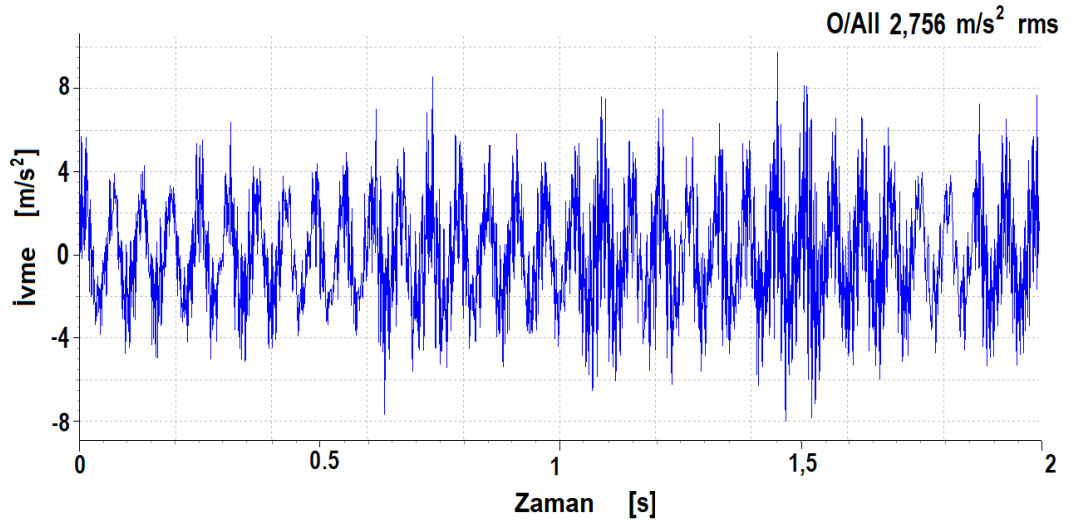
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil Ek A.1. (devam ediyor).



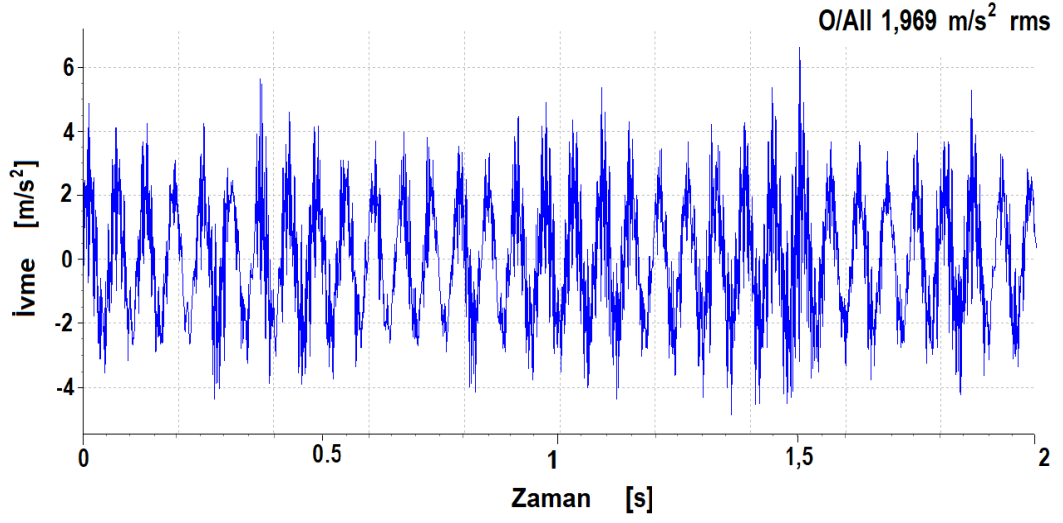
e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil Ek A.1. (devam ediyor).



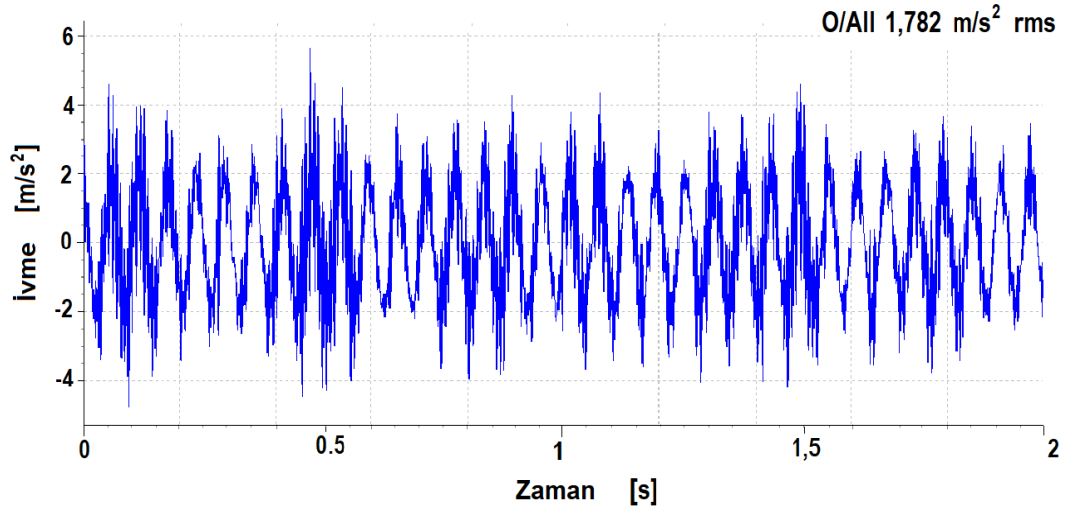
f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil Ek A.1. (devam ediyor).



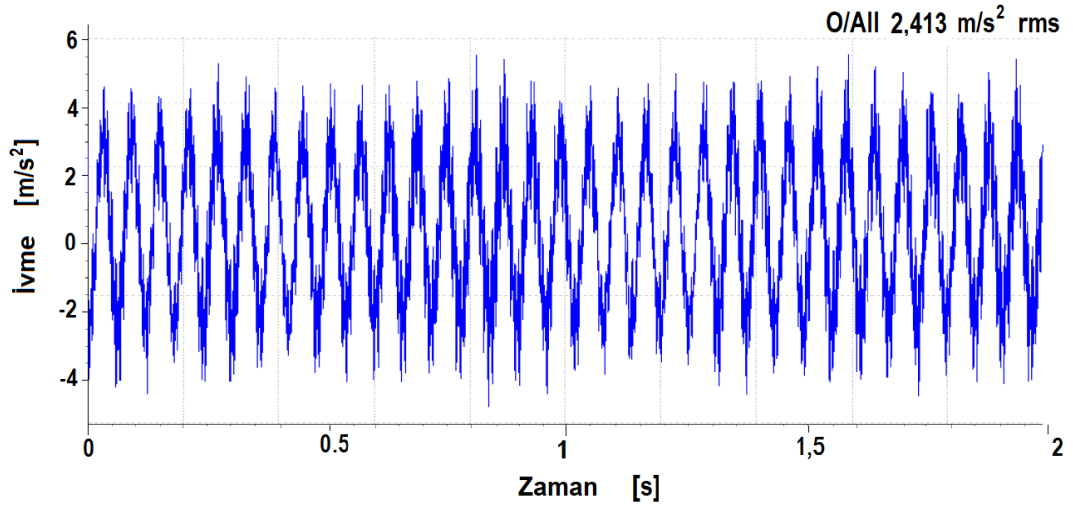
a) tek kütle

Şekil Ek A.2. Deneyle 16,5 Hz frekansta elde edilen y yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.



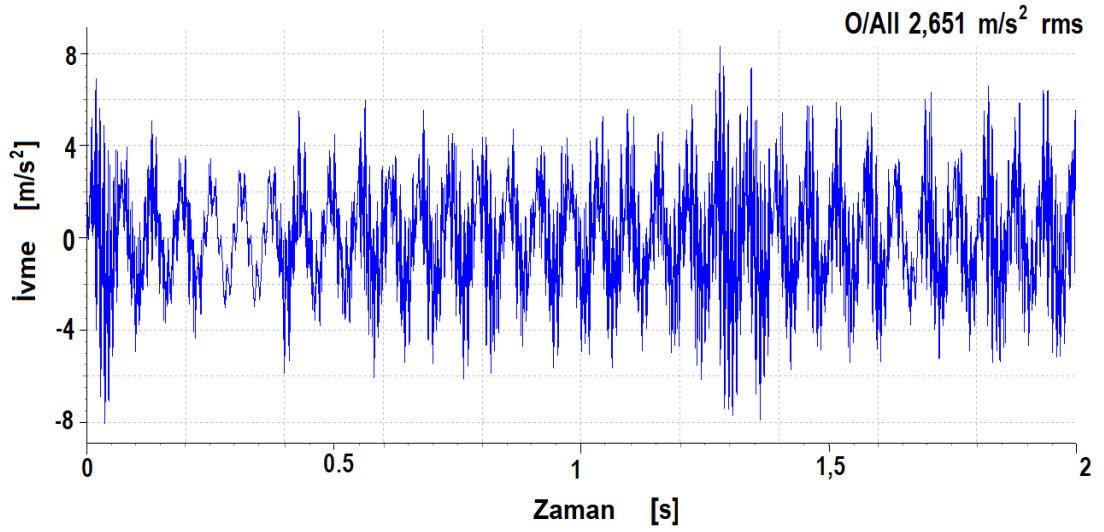
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil Ek A.2. (devam ediyor).



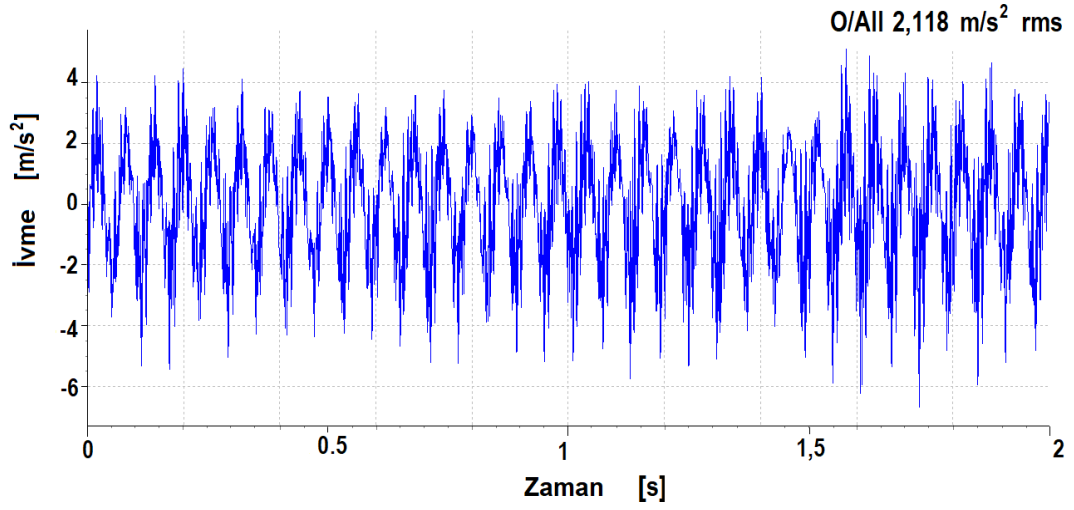
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil Ek A.2. (devam ediyor).



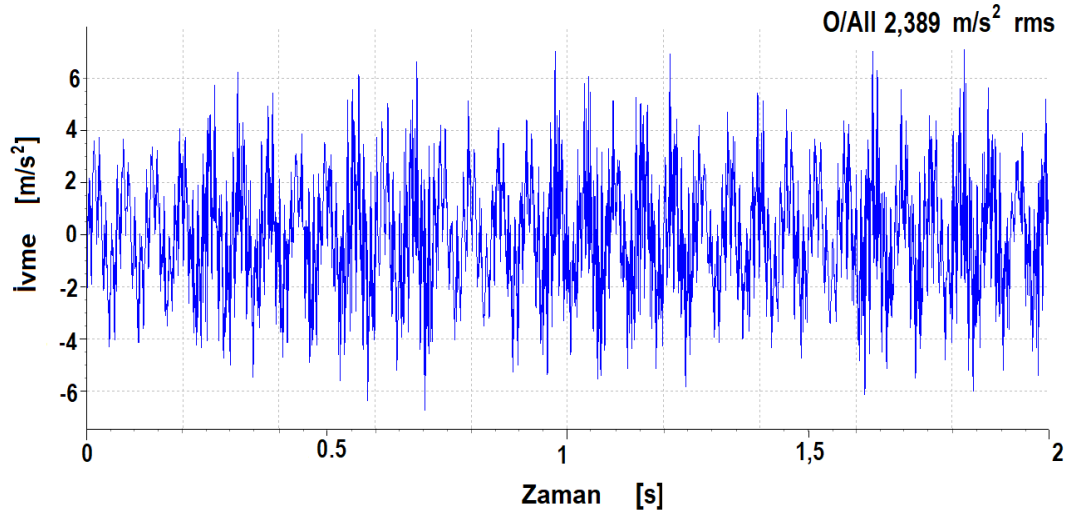
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil Ek A.2. (devam ediyor).



e) çift paralel kütle 235 mm

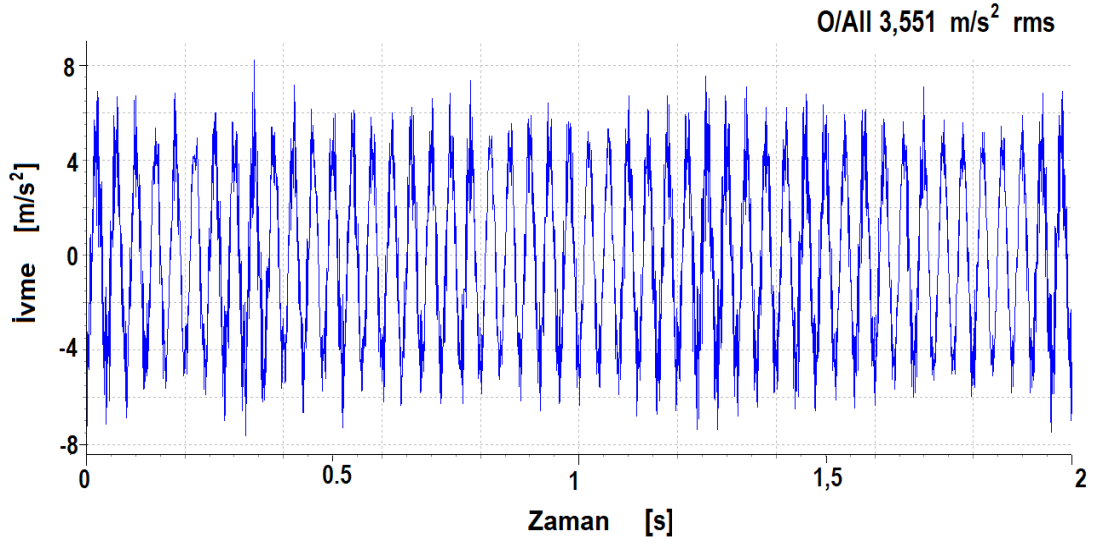
Şekil Ek A.2. (devam ediyor).



f) çift paralel kütle 320 mm

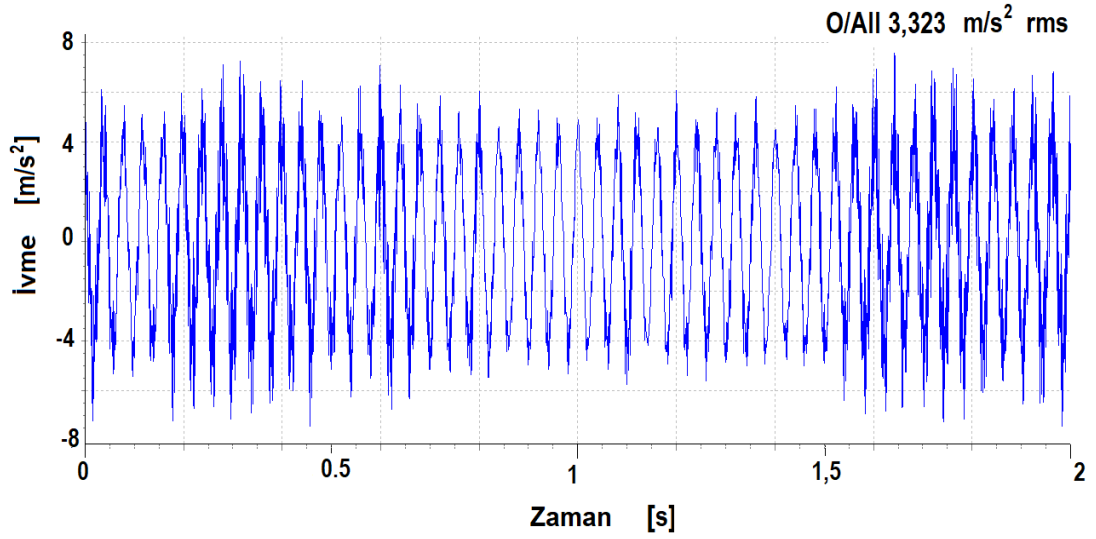
Şekil Ek A.2. (devam ediyor).

EK A.1.2. DeneYlerde 25 Hz Frekansta Elde Edilen İvme - Zaman Grafikleri



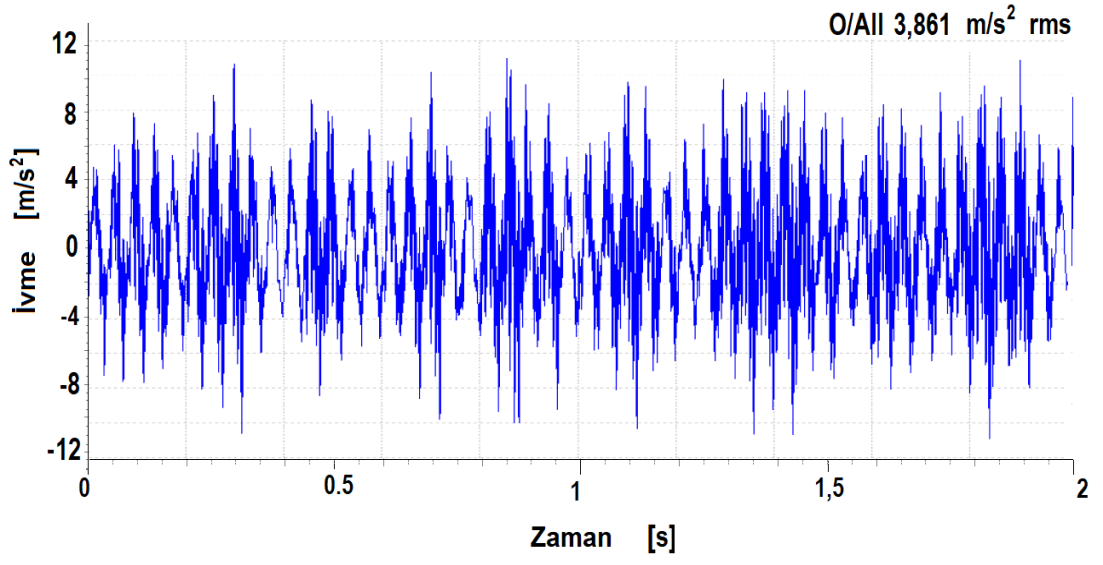
a) tek kütle

Şekil Ek A.3. DeneYlerde 25 Hz frekansta elde edilen x yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.



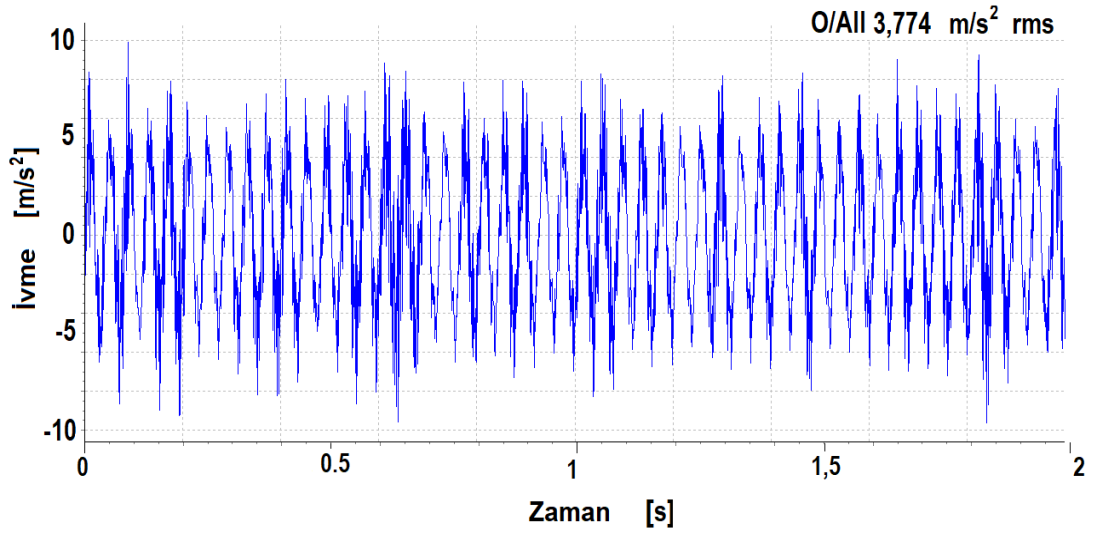
b) çift eksenel kütle 100 mm

Şekil Ek A.3. (devam ediyor).



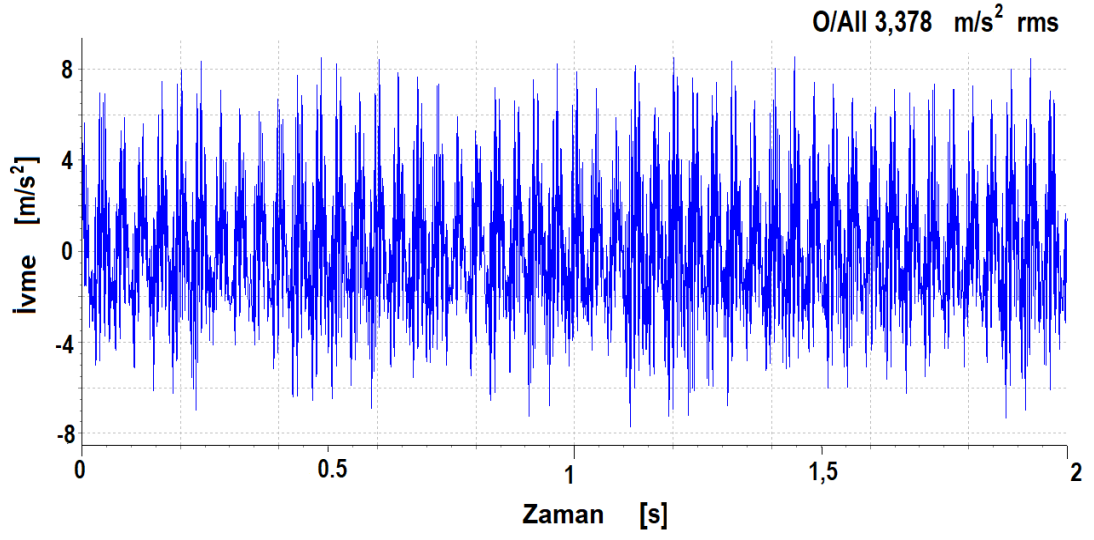
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil Ek A.3. (devam ediyor).



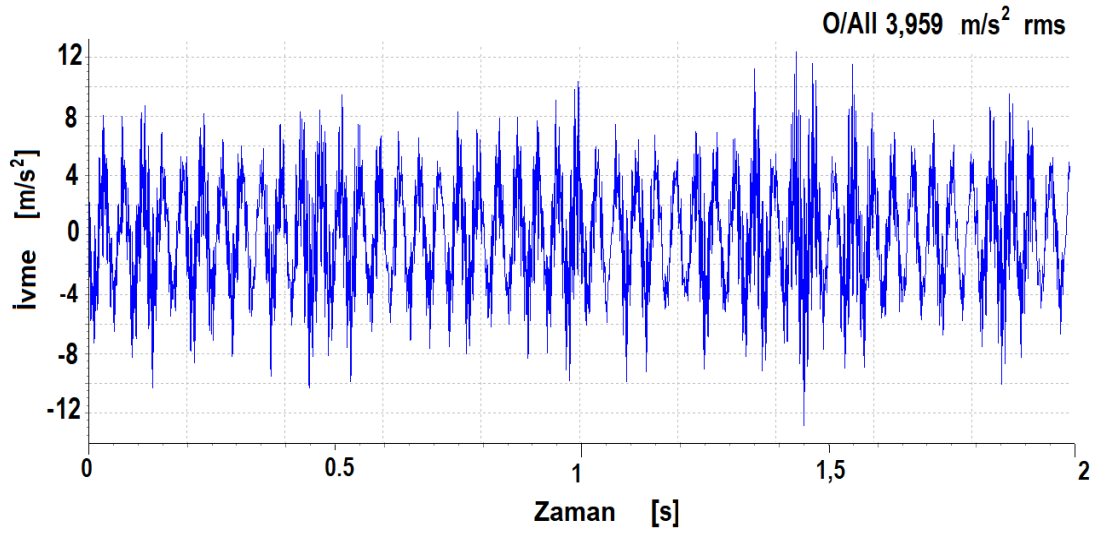
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil Ek A.3. (devam ediyor).



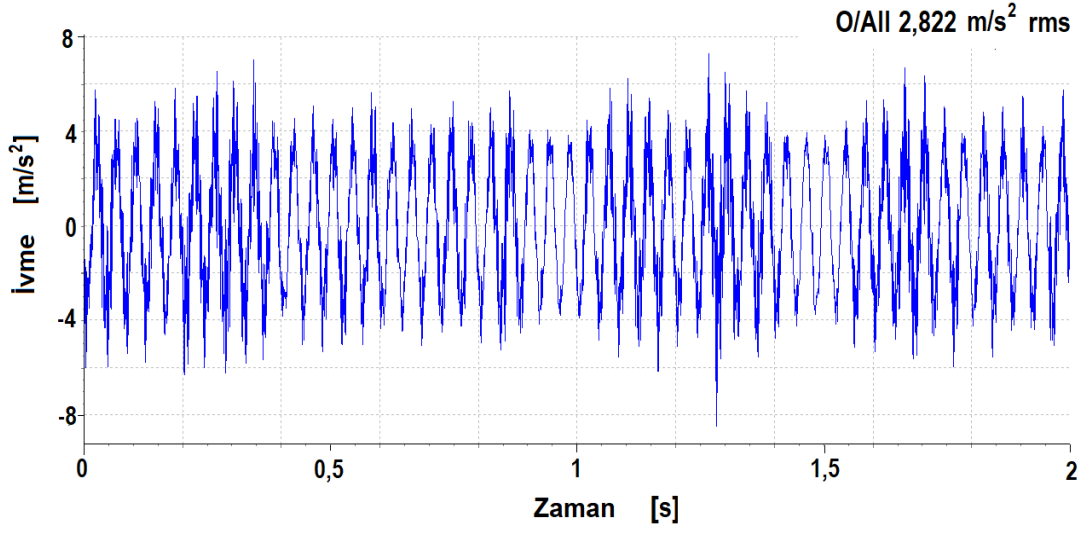
e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil Ek A.3. (devam ediyor).



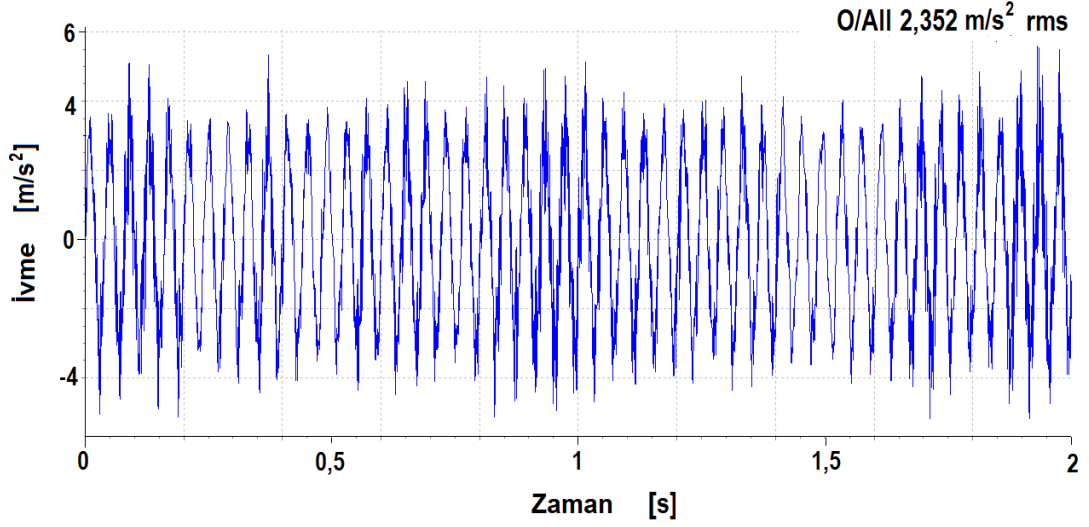
f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil Ek A.3. (devam ediyor).



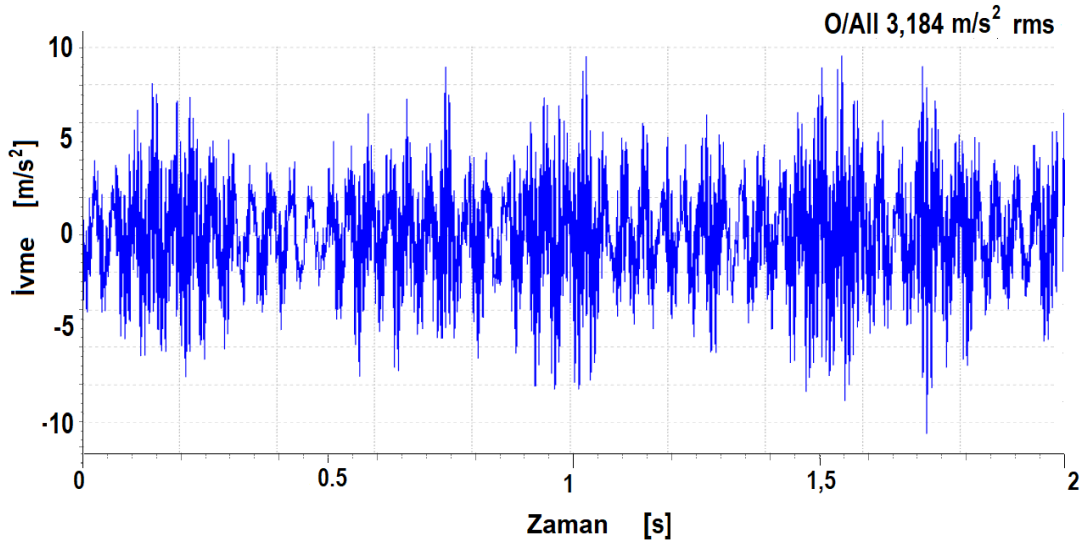
a) tek kütle

Şekil Ek A.4. Deneyleerde 25 Hz frekansta elde edilen y yönündeki titreşim ölçümlerine ait ivme-zaman grafikleri.



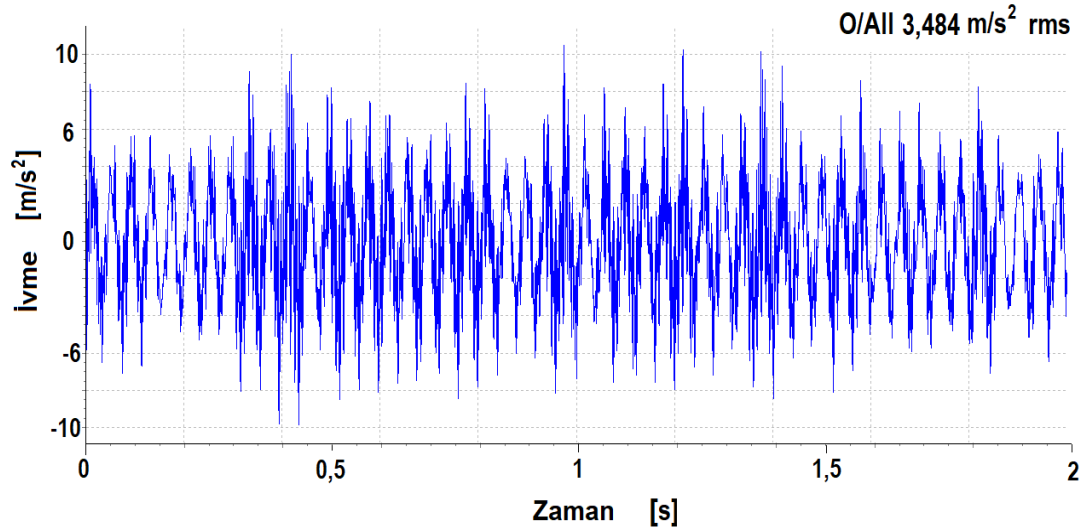
b) çift aksenel kütle 100 mm

Şekil Ek A.4. (devam ediyor).



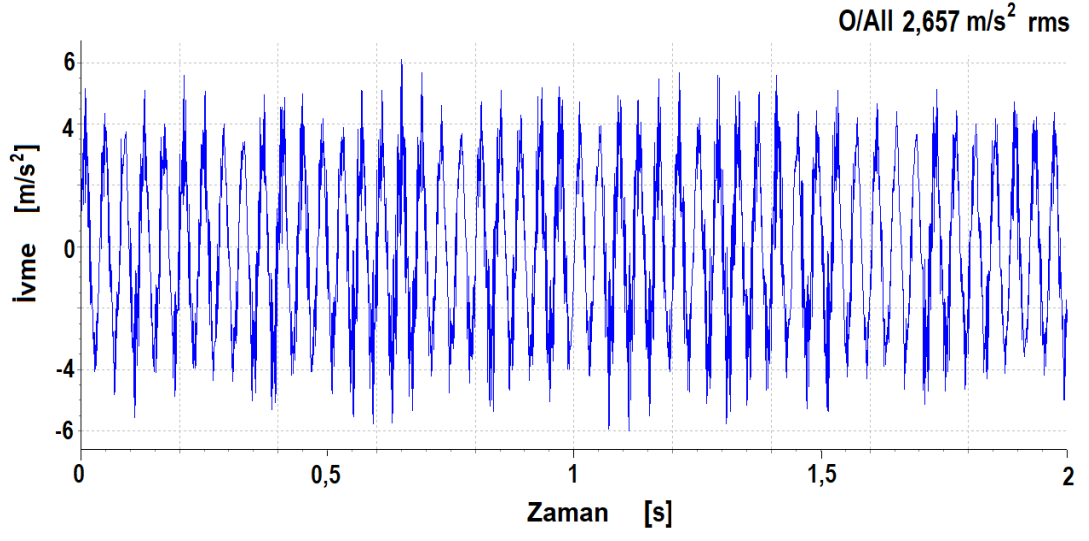
c) çift eksenel kütle 200 mm

Şekil Ek A.4. (devam ediyor).



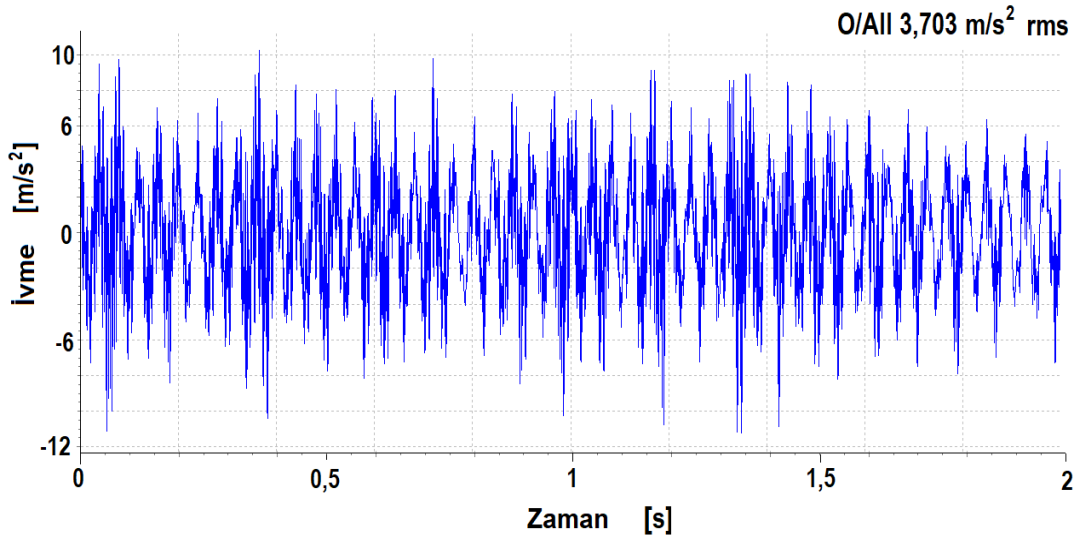
d) çift paralel kütle 140 mm

Şekil Ek A.4. (devam ediyor).



e) çift paralel kütle 235 mm

Şekil Ek A.4. (devam ediyor).



f) çift paralel kütle 320 mm

Şekil Ek A.4. (devam ediyor).

ÖZGEÇMİŞ

Celalettin ÇETİNKAYA ilk ve orta öğrenimini aynı şehirde tamamladı. Yenimahalle Endüstri Meslek Lisesi Makina Ressamlığı Bölümü'nden 1980 yılında mezun oldu. 1981 yılında başladığı Aygersan Aydınlatma Gereçleri Sanayi A.Ş.'de bir yıl süreyle makine ressamı olarak çalıştı. 1981 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nde öğrenime başlayıp 1986 yılında mezun oldu. Işık Makina A.Ş. (1986) altı ay çalıştı. 1986 -2009 yılları arasında Bursa-Mustafakemalpaşa Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesi Makina Ressamlığı Bölümünde öğretmen olarak görev yaptı. 2009 yılından 2013 yılına kadar Milli Eğitim Bakanlığı merkez teşkilatında Ölçme ve Değerlendirme Dairesinde soru hazırlama biriminde çalıştı. 2013-2019 yılları arasında Yenimahalle Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi Makina Ressamlığı Dalı Öğretmenliği yaptı. Yüksek lisans programını 2011 yılında Ankara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları Anabilim Dalında, 2022 yılında da Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora programını tamamladı. 2019 yılında göreve başladığı TİKA'da (Türk İşbirliği ve Koordinasyon Ajansı) halen çalışmaya devam etmektedir.