
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

AĞIR VE KOMPLEKS YAPILARA AİT TİTREŞİM FİKSTÜRÜ TASARIM VE ANALİZİ

Özgür DENİZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENDÜSTRİYEL TASARIM MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAYIS 2025

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Özgür DENİZ

14/05/2025

AĞIR VE KOMPLEKS YAPILARA AİT TİTREŞİM FİKSTÜRÜ TASARIM VE ANALİZİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Özgür DENİZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mayıs 2025

ÖZET

Bu çalışma, titreşim testlerinde daha büyük boyutlu ve ağır yapıların (Deniz Torpidosu) test edilebilmesi için bir titreşim fikstürünün tasarımını sunmaktadır. Özellikle, çift sarsıcı sistemlerinde senkronizasyonun sağlanamadığı durumlarda, tek bir sarsıcı kullanılarak titreşim testlerinin gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir. Tasarım sürecinde kullanılan fikstürün braketleri ve bağlantı plakaları Al 6061 serisi alüminyum malzemeden üretilmiştir. Lineer hareketi sağlaması adına masuralı lineer kayar rulman ve ray sistemi tercih edilmiştir. Fikstürün tasarımı CATIA yazılımı ile yapılmış olup modal ve dinamik analizler ANSYS yazılımı aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Analizler, 10-100 Hz aralığında ve 0,2g büyüklüğünde bir titreşim profili baz alınarak yürütülmüştür. Modal analiz sonuçları, fikstürün X eksenindeki doğal frekansının %28,41 oranında artırılarak 100 Hz'in üzerine çıkarıldığını göstermektedir. Bu sayede, titreşim profili frekans aralığının ötesine geçilmiş, rezonans etkili bir şekilde önlenmiş ve titreşim enerjisi verimli bir şekilde aktarılmıştır. Analiz sonuçlarına dayanarak üretilen fikstür, X ekseninde bir sarsıcıya monte edilmiş ve deneysel testler gerçekleştirilmiştir. Deneysel testler ile yapılan analiz verileri karşılaştırılmıştır. İvme ölçerlerden elde edilen verilerin uyumu %100'e yakın bir değerde olup enerji aktarımının etkin bir şekilde sağlandığı doğrulanmıştır.

Bilim Kodu	:	91422
Anahtar Kelimeler	:	Titreşim, sarıcı, doğal frekans, mod şekilleri
Sayfa Adedi	:	47
Danışman	:	Prof. Dr. Veysel ÖZDEMİR

DESIGN AND ANALYSIS OF VIBRATION FIXTURE FOR HEAVY AND COMPLEX STRUCTURES

(M. Sc. Thesis)

Özgür DENİZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

May 2025

ABSTRACT

This study presents the design of a vibration fixture to enable the testing of larger and heavier structures (Naval Torpedo) in vibration tests. Specifically, in cases where synchronization cannot be achieved in dual shaker systems, the aim was to conduct vibration tests using a single shaker. During the design process, the fixture's brackets and connection plates were manufactured from Al 6061 series aluminum material. In order to ensure linear motion, a cam roller linear guide bearing and rail system was preferred. The fixture was designed using CATIA software, and modal and dynamic analyses were carried out using ANSYS software. The analyses were conducted based on a vibration profile in the range of 10–100 Hz with a magnitude of 0.2 g. Modal analysis results showed that the natural frequency of the fixture in the X-axis was increased by 28.41%, raising it above 100 Hz. In this way, the frequency range of the vibration profile was exceeded, resonance was effectively prevented, and vibration energy was efficiently transmitted. Based on the analysis results, the manufactured fixture was mounted on a shaker in the X-axis, and experimental tests were conducted. The experimental test results were compared with the analysis data. The compatibility of the data obtained from the accelerometers was found to be close to 100%, confirming that energy transmission was effectively achieved.

Science Code	:	91422
Key Words	:	Vibration, shaker, natural frequency, mod shapes
Page Number	:	47
Supervisor	:	Prof. Dr. Veysel ÖZDEMİR

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanmasında emeği geçen ve bana destek olan herkese içten teşekkürlerimi sunmak isterim.

Öncelikle akademik rehberliği ve yol göstericiliği ile beni yönlendiren tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Veysel ÖZDEMİR'e teşekkür ederim. Tezimin her aşamasında gösterdiği sabır ve katkılarından dolayı minnettarım.

Çalışmalarım boyunca bana her türlü imkânı ve desteği sağlayan ROKETSAN A.Ş.'de teşekkürlerimi iletmek isterim. Şirketin sağlamış olduğu olanaklar bu araştırmanın başarılı şekilde tamamlanmasına büyük katkı sağladı.

Teknik konularda bana verdiği destek ve mentorluk için, ek olarak her sorduğum soruda sabırla beni dinlemesi ve yol göstermesi ile akıl hocam olan Sayın Okan CELEP'e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca destekleri için yanımda olan bu çalışmalarım için yol açan sevgili yöneticim Sayın Senem GÜCÜYENER'e ve bana her zaman destek olan ekip arkadaşım Mehmet Efe ÖZKAN'a teşekkür ederim.

Son olarak, bu yolda beni yalnız bırakmayan maddi ve manevi desteğini esirgemeyen tüm aileme, dostlarıma, eşim Ekin DENİZ'e ve can dostum Ertuğrul YILMAZ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ ix

ŞEKİLLERİN LİSTESİ x

RESİMLERİN LİSTESİ xi

SİMGELER VE KISALTMALAR xiii

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI 3

3. DİNAMİK YAPILAR VE SİSTEM DAVRANIŞLARI 9

3.1. Sistem Dinamik Yapılarının Titreşim İlişkisi 9

3.2. Titreşimin Gruplandırılması 12

3.3. Dinamik Yapının Modellenmesi 13

3.4. Modal Analiz Teorisi 15

4. MATERYAL VE METOT 17

4.1. Çift Sarsıcılı Test Platformu 17

4.2. Tasarım Modeli 20

4.3. Analiz Çalışması 24

4.4. Modal Analiz Bulguları 26

4.5. Dinamik (Harmonik) Analiz Bulguları 30

4.6. Fikstür Üretim Modeli, Montajı ve İvme Ölçerlerin Yerleşimi 34

5. BULGULAR VE TARTIŞMA 37

Sayfa

6. SONUÇ VE ÖNERİLER 39

KAYNAKLAR 43

ÖZGEÇMİŞ 47

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 4.1. Le-4022 sarsıcı özellikleri 18

Çizelge 4.2. Dytran ivme ölçer özellikleri 20

Çizelge 4.3. Malzeme özellikleri 25

Çizelge 4.4. Fikstür modları..... 27

Çizelge 4.5. Temsili deniz torpidosu ağırlık ve atalet moment değerleri 30

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.1. Basit harmonik hareket 9

Şekil 3.2. Periyodik hareket 10

Şekil 3.3. Geçici (transiet) hareket 11

Şekil 3.4. Rastgele (random) hareket 11

Şekil 3.5. Tek hareket serbestliği olan sistem 13

Şekil 4.1. Analiz sonrası titreşim verileri 34

Şekil 5.1. Giriş ve çıkış sinyalleri arasındaki uyumluluk grafiği 38

Şekil 5.2. Braket verilerinin ivme-zaman grafiği 38

Şekil 6.1. Test ivme ölçer verisi ile analiz verilerinin karşılaştırılması 41

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 4.1. Data physics le-4022 sarsıcı 18

Resim 4.2. Çift sarsıcı konumu 19

Resim 4.3. Dytran ivme ölçer 19

Resim 4.4. Fikstür bağlantı braketi 21

Resim 4.5. 80*80 mm kare profil 21

Resim 4.6. Thk srg 65 lc lineer hareket sistemi 22

Resim 4.7. Sarsıcı bağlantı plakaları (1 adet sol plaka, 2 adet sağ plaka) 22

Resim 4.8. Fikstür ana montaj görseli 23

Resim 4.9. Taşıma beşikli temsili deniz torpidosu test modeli 23

Resim 4.10. Referans koordinat düzlem 24

Resim 4.11. Genel ağ (mesh) yapısı 25

Resim 4.12. Mod 1 (128,41 Hz) 27

Resim 4.13. Mod 2 (128,82 Hz) 28

Resim 4.14. Mod 3 (171,48Hz) 28

Resim 4.15. Mod 4 (171,57Hz) 29

Resim 4.16. Mod 5 (181,59Hz) 29

Resim 4.17. Mod 6 (181,71Hz) 30

Resim 4.18. Dinamik (harmonik) analiz modeli 31

Resim 4.19. Enidine wr36-400-08 titreşim izolatörü katılık eğrileri 32

Resim 4.20. Titreşim izolatörü modellemesi ve görseli 33

Resim 4.21. Harmonik analiz veri alma yüzeyleri 33

Resim 4.22. Fikstür üretim modeline ait titreşim testi (önden görünüş) 35

Resim 4.23. Fikstür üretim modeline ait titreşim testi (arkadan görünüş) 35

Resim **Sayfa**

Resim 4.24. İvme ölçerlerin yerleşimi 36

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	**Açıklamalar**
mm	Milimetre
db	Desibel
hz	Hertz
f	Frekans
ω_n	Doğal Frekans
ωd	Sönümlü Doğal Frekans
T	Periyod

Kısaltmalar	**Açıklamalar**
DUT	Test Edilecek Birim
FEM	Sonlu Elemanlar Metodu

1. GİRİŞ

Titreşim fikstürleri, endüstriyel tasarım ve üretim süreçlerinin temel bileşenlerinden biri olarak dikkat çekmektedir. Özellikle savunma sanayi, otomotiv, havacılık ve beyaz eşya gibi çeşitli sektörlerde, ürünlerin dayanıklılık, performans ve kalite standartlarının sağlanmasında kritik bir rol oynarlar. Titreşim fikstürlerinin temel işlevi, çeşitli test protokollerini uygularken, test edilen parçaları sabit bir pozisyonda tutarak çevresel ve mekanik titreşimlerin doğru şekilde aktarılmasını sağlamaktır. Bu testler, ürünlerin çevresel koşullara dayanıklılığını ve uzun ömürlülüklerini değerlendirmek için önemlidir.

Endüstriyel uygulamalarda, titreşim testleri sadece dayanıklılık sağlamakla kalmaz, aynı zamanda tasarım kusurlarının ve performans eksikliklerinin önceden belirlenmesine de olanak tanır. Bu nedenle, titreşim fikstürlerinin tasarımı, sadece basit bir destek yapı olarak değil, karmaşık titreşim davranışlarını yönetebilecek ve test senaryolarına uyum sağlayabilecek şekilde geliştirilmelidir. Günümüzde, titreşim fikstürlerinin tasarımında simülasyon yazılımları ve ileri analiz yöntemleri yaygın olarak kullanılmakta, bu da hem maliyet etkinliği hem de tasarım hassasiyetini artırmaktadır.

Bu çalışma, titreşim fikstürlerinin tasarımı, analizi ve optimizasyonuna yönelik mevcut literatürü inceleyerek, bu alandaki yenilikçi yaklaşımları ve potansiyel geliştirme alanlarını ortaya koymayı amaçlamaktadır. Özellikle, geleneksel titreşim fikstürlerinin kısıtları ve modern çözümlerle nasıl aşılabileceği detaylı bir şekilde ele alınacaktır. Bunun yanında, çeşitli endüstriyel uygulamalar için özgün ve yenilikçi tasarım stratejileri sunularak, bu fikstürlerin çok yönlülüğü vurgulanacaktır. Çalışma, hem teorik hem de pratik katkılar sunarak, bu alanda çalışan araştırmacılar ve endüstri profesyonelleri için bir rehber niteliği taşımayı hedeflemektedir.

Son yıllarda, titreşim fikstürlerinin tasarım süreçlerinde simülasyon tabanlı yaklaşımların ve ileri malzeme teknolojilerinin kullanımı artış göstermiştir. Bu gelişmeler, daha hafif, daha dayanıklı ve daha verimli fikstürlerin geliştirilmesini sağlamış, aynı zamanda maliyetleri düşürürken test hassasiyetini artırmıştır. Ancak, bu teknolojik gelişmelerle birlikte, özellikle karmaşık titreşim senaryolarının simüle edilmesi ve bu fikstürlerin özgün tasarım gereksinimlerine uygun hale getirilmesi gibi teknik zorluklar da ortaya çıkmıştır. Bu

zorluklar, tasarım ve malzeme bilimi disiplinlerinin entegre bir yaklaşımla ele alınmasını gerektirmektedir.

Titreşim fikstürleri, yalnızca üretim ve kalite kontrol süreçleri için değil, aynı zamanda inovasyon çalışmalarında da hayati öneme sahiptir.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Titreşim testleri, mühendislik disiplininde cihazların dayanıklılığını ve performansını değerlendirme yöntemlerinin temel taşlarından biri olmuştur. Bu testler, cihazların çeşitli çevresel koşullara nasıl tepki verdiğini analiz etmek için tasarlanmış ve özellikle otomotiv, havacılık, savunma sanayisi ve elektronik sektörlerinde yoğun bir şekilde uygulanma fırsatı bulmuştur. Titreşim testlerinin başarıyla gerçekleştirilmesi, kullanılan titreşim fikstürlerinin tasarımına, malzeme seçimlerine ve test tekniklerine doğrudan bağlıdır. Titreşim fikstürleri, test edilecek cihazın (Device Under Test - DUT) titreşim tablasına doğru bir şekilde bağlanmasını sağlıyor ve titreşim enerjisinin kayıpsız bir şekilde cihaz üzerinde uygulanmasını mümkün kılmaktadır. Bu çalışma, titreşim fikstürlerinin tarihsel gelişiminden modern tasarım yaklaşımlarına ve kullanılan malzemelerin dinamik özelliklerine kadar geniş bir kapsamda literatürü değerlendirmiştir.

Titreşim fikstürlerinin ilk uygulamaları, mekanik sistemlerin dayanıklılığını test etme ihtiyacından kaynaklanmıştır. 20. yüzyılın ortalarında, dayanıklılık ve rijitlik özellikleri nedeniyle çelik malzemeler tercih edilmiştir [1, 2]. Bu dönemde titreşim testlerinin temel amacı, DUT'nin zarar görmemesi ve test sırasında sabit kalmasını sağlamaktır. Ancak bu tasarımlar, rezonans frekansları ve dinamik parametrelerin etkilerini genellikle göz ardı etmiştir. Rezonans etkisi, titreşim enerjisinin cihaz üzerinde aşırı yük oluşturmasına ve cihazın hasar görmesine yol açabilmektedir.

1970'li ve 1980'li yıllarda, havacılık ve otomotiv endüstrilerindeki hızlı gelişmeler daha karmaşık test gereksinimlerini beraberinde getirmiştir. Bu gereksinimler, titreşim fikstürlerinin tasarımında hafif malzemelerin kullanımını teşvik etmiştir. Alüminyum ve magnezyum gibi hafif metaller, rijitliklerini korurken daha düşük ağırlık avantajı sunmaktadır [3, 4]. Özellikle magnezyum alaşımları, çelikten daha hafif olmasına rağmen benzer mukavemet seviyeleri sunduğu için popüler bir seçenek olmuştur. Bu dönemde tasarımda ağırlık azaltımı ve rijitlik artırımı öncelikli hedefler haline gelmiştir.

Mühendislik teknolojilerindeki ilerlemeler, titreşim fikstürlerinin tasarım ve analiz süreçlerinde köklü değişikliklere yol açmıştır. Özellikle bilgisayar destekli analiz yöntemlerinin yaygınlaşması, tasarım süreçlerini hem hızlandırmış hem de daha kesin

sonuçlar elde edilmesini sağlamıştır. Modal analiz, harmonik yanıt analizi ve sonlu elemanlar analizi (FEA) gibi yöntemler, modern tasarım süreçlerinin ayrılmaz bir parçası olmuştur [5, 6].

Modal analiz, fikstürlerin doğal frekanslarını ve mod şekillerini belirlemek için kullanılan bir yöntem olmuştur. Bu yöntem, cihazın test frekansı aralığının dışında bir doğal frekansa sahip olmasını sağlamıştır. Özellikle havacılık sektöründe yapılan çalışmalarda, modal analizle optimize edilen titreşim fikstürlerinin cihaz hasarını önemli ölçüde azalttığı görülmüştür [6]. Naghate ve Patil [4], motor montaj braketlerinde modal analizi kullanarak doğal frekansları optimize etmiş ve bu frekansların cihazın test aralığı dışında tutulmasını sağlamıştır.

Harmonik yanıt analizi, rezonans etkilerini değerlendirmek ve titreşim enerjisinin cihaz üzerinde eşit bir şekilde dağılmasını sağlamak için kullanılmıştır. Achatz [7], rezonansın cihaz performansı üzerindeki olumsuz etkilerini azaltmak için harmonik yanıt analizini kullanarak bir bileşenin doğal frekansı, çalışma frekansının fazla olması yönünde yaklaşım sağlamıştır.

Dijital ikiz teknolojisinin mühendislik uygulamalarında kullanılmaya başlanması, titreşim fikstürleri tasarımında yeni bir dönemin kapısını açmıştır [6]. Dijital ikizler, sanal ortamda tasarım doğrulama sürecini mümkün kılmış ve fiziksel prototipler oluşturulmadan önce tasarımların değerlendirilmesine olanak tanımıştır. Bu teknoloji, zaman ve maliyet tasarrufu sağlarken tasarımların doğruluğunu artırmıştır.

Titreşim fikstürlerinin performansı, kullanılan malzemenin dinamik özellikleriyle doğrudan ilişkili olup, çelik gibi geleneksel malzemeler dayanıklılık açısından avantajlı olmasına rağmen, modern uygulamalarda hafiflik ve rijitlik özellikleri öncelikli kriterler haline gelmiştir.

Alüminyum alaşımları, hafiflik ve dayanıklılık arasındaki dengenin sağlanmasında etkili bir malzeme olmuştur [8]. Brüel ve Kjær [9], alüminyum alaşımlarından üretilen titreşim fikstürlerinin test sonuçlarını iyileştirdiğini ve daha geniş bir frekans aralığında güvenilir performans sunduğunu göstermiştir. Magnezyum alaşımları ise düşük yoğunluğu ve yüksek mukavemeti sayesinde özellikle havacılık uygulamalarında tercih edilmiştir [10].

Kompozit malzemeler, rezonans frekanslarını azaltma ve titreşim enerjisinin daha verimli bir şekilde iletilmesi konusunda önemli avantajlar sunmuştur. Kalaycıoğlu ve Avşar [11], kompozit malzemelerin hafiflik ve dayanıklılık özelliklerini incelemiş ve bu malzemelerin titreşim testlerinde kullanıldığında doğruluğu artırdığını belirtmiştir.

Başarılı bir titreşim fikstürü tasarımı, doğal frekans, rijitlik, ağırlık ve montaj düzenekleri gibi teknik parametrelerin optimize edilmesini gerektirmiştir. Doğal frekans, cihazın test sırasında rezonansa girmemesini sağlamak için kritik bir tasarım parametresi olmuştur [6]. Genellikle, DUT'nin doğal frekansının üç ile beş katı bir frekans aralığında olması önerilmiştir. Zhang ve arkadaşları [6], radar sistemleri için optimize edilmiş bir titreşim fikstürünün tasarımında doğal frekansların önemini vurgulamış ve bu frekansların test sonuçlarına etkisini analiz etmiştir.

Titreşim fikstürlerinin rijitlik ve ağırlık arasındaki dengesi, test doğruluğunu ve cihaz güvenliğini etkileyen önemli bir faktör olmuştur. Daha hafif malzemeler kullanılarak ağırlığın azaltılması, fikstürün mobilitesini artırırken rijitlikten ödün vermeden performansı korumuştur [3, 12]. Özellikle magnezyum ve alüminyum alaşımları bu dengeyi sağlamak için ideal seçenekler olmuştur.

Montaj mekanizmalarının doğru tasarlanması, titreşim enerjisinin kayıpsız bir şekilde cihaz üzerine iletilmesini sağlamıştır. Ayrıca, montaj noktalarının uygun bir şekilde yerleştirilmesi, rezonans etkilerini azaltarak test sonuçlarının doğruluğunu artırmıştır [13]. Yenilmez ve Kamış Kocabıçak [14], otomotiv sektörüne yönelik çalışmalarında montaj düzeneklerinin titreşim performansı üzerindeki etkilerini analiz etmiş ve bu düzeneklerin optimize edilmesiyle cihaz dayanıklılığını artırmıştır.

Titreşim fikstürleri, geniş bir mühendislik yelpazesinde kritik uygulamalara hizmet etmektedir. Havacılık, savunma sanayisi, otomotiv ve elektronik endüstrileri, titreşim fikstürlerinin yoğun bir şekilde kullanıldığı alanlar olmuştur.

Havacılık sektöründe, radar ve uydu sistemleri gibi hassas cihazların dayanıklılığı titreşim testleriyle değerlendirilmektedir. Zhang ve arkadaşları [6], uzay araçları için tasarladıkları titreşim fikstürlerinde, doğal frekans ve rijitlik gibi parametreleri optimize etmiştir. Reddy ve arkadaşları [15], çok eksenli titreşim testlerini mümkün kılan test yatağı fikstürlerini

geliştirmiş ve bu tasarımların uzay araçlarının dayanıklılığını artırmada kritik bir rol oynadığını göstermiştir.

Otomotiv sektöründe ise motor montaj braketleri, geri görüş aynaları ve şasi gibi bileşenlerin dayanıklılığı titreşim testleriyle değerlendirilmektedir. Tan ve arkadaşları [16], otomotiv bileşenleri için gerçekleştirdikleri bir çalışmada, modal analiz ve deneysel sonuçları birleştirerek fikstür tasarımını optimize etmiştir. Bu çalışmalar, otomotiv sektöründe titreşim testlerinin daha güvenilir bir şekilde gerçekleştirilmesine olanak sağlamıştır.

Savunma sanayisinde, radar cihazları ve silah sistemleri gibi hassas cihazların titreşim dayanıklılığı büyük önem taşımaktadır. Bu alanda kullanılan titreşim fikstürleri, cihaz performansını olumsuz etkileyebilecek rezonans etkilerini en aza indirgemek için optimize edilmiştir [17]. Elektronik endüstrisinde ise hassas sensörler ve devre bileşenlerinin dayanıklılığı, titreşim testleriyle değerlendirilmiştir. Kompozit malzemeler, bu testlerde yüksek frekanslı titreşimlerin daha etkili bir şekilde yönetilmesine olanak sağlamıştır [11].

Titreşim fikstürleri, gelecekte daha karmaşık ve özelleştirilmiş test senaryolarına yanıt vermek için geliştirilmiştir. Akıllı malzemelerin ve adaptif tasarım tekniklerinin kullanımı, titreşim fikstürlerinin performansını önemli ölçüde artırmıştır. Akıllı malzemeler, çevresel koşullara dinamik bir şekilde uyum sağlayabiliyor ve test sonuçlarının doğruluğunu artırıyordu [18].

Adaptif tasarımlar, çok eksenli titreşim testleri için optimize edilmiş çözümler sunmuştur. Poncelet ve arkadaşları [18], bu tasarım yaklaşımıyla çok yönlü ve yüksek doğruluklu fikstürlerin geliştirilmesinde önemli rol oynamıştır. Bu tür çözümler, özellikle savunma ve uzay endüstrilerindeki test süreçlerinde kritik bir rol oynamıştır.

Akıllı malzemelerin titreşim fikstürlerinde kullanımı, mühendislik tasarımına önemli bir yenilik getirmiştir. Piezoelektrik ve şekil hafızalı alaşımlar gibi malzemeler, çevresel koşullara uyum sağlayarak cihazların performansını artırma potansiyeline sahip olmuştur. [17]. Özellikle piezoelektrik malzemeler, titreşim frekanslarını aktif olarak düzenleyerek rezonansın cihaz üzerinde yarattığı olumsuz etkileri azaltmıştır.

Dijital ikiz teknolojisi, titreşim fikstürlerinin tasarım ve analiz süreçlerini daha verimli hale

getirmiştir. Sanal prototiplerin oluşturulması, fiziksel testlerden önce potansiyel tasarım hatalarını tespit etmeyi mümkün kılmış ve maliyetlerin düşürülmesine katkıda bulunmuştur [6]. Kalaycıoğlu ve Avşar [11], dijital ikiz teknolojisini kullanarak, bir titreşim fikstürünün farklı malzeme kombinasyonları altındaki performansını analiz etmiş ve bu teknolojinin mühendislik süreçlerinde doğruluk ve verimlilik sağladığını belirtmiştir.

Titreşim fikstürlerinin gelecekte daha geniş bir uygulama yelpazesine uyum sağlayacağı öngörülmekte olup özellikle, otonom araçlar ve yenilenebilir enerji sistemleri gibi yeni nesil teknolojilerde bu yapılar önemli bir rol oynayacaktır. Otonom araçlarda kullanılan hassas sensörlerin dayanıklılığını test etmek için çok eksenli titreşim testleri gerekecektir. Aynı şekilde, rüzgâr türbinleri ve güneş enerjisi panellerinin dayanıklılığı da titreşim testleriyle değerlendirilecektir.

Endüstri 4.0'ın getirdiği yeniliklerle birlikte, akıllı fabrikalarda titreşim fikstürlerinin daha entegre bir şekilde kullanılacağı öngörülmektedir. Otomatik veri toplama ve analiz sistemleri, titreşim testlerinin daha hızlı ve doğru bir şekilde gerçekleştirilmesine olanak tanıyacaktır. Akıllı malzemelerle birleştirilen bu yaklaşımlar, fikstürlerin hem dayanıklılığını hem de esnekliğini artıracaktır.

Titreşim fikstürleri, mühendislik uygulamalarında dayanıklılık ve performans testlerinin temel unsurları arasında yer almıştır. Tarihsel süreçte kullanılan çelik gibi geleneksel malzemeler, yerini alüminyum, magnezyum ve karbon fiber gibi daha hafif ve dayanıklı malzemelere bırakmıştır. Bu malzemelerin kullanımı, titreşim testlerinin doğruluğunu artırırken cihazların güvenliğini sağlamıştır.

Modal analiz, harmonik yanıt analizi ve dijital ikiz teknolojisi gibi yenilikçi yöntemler, titreşim testlerinde hem verimlilik hem de doğruluk sağlamıştır. Gelecekte, adaptif tasarımlar ve akıllı malzemelerle donatılmış titreşim fikstürlerinin, mühendislik testlerinde çok daha önemli bir rol oynayacağı öngörülmektedir. Bu yapılar, özellikle havacılık, savunma ve otomotiv sektörlerinde yeni nesil cihazların dayanıklılığını test etmek için kritik bir öneme sahip olacaktır.

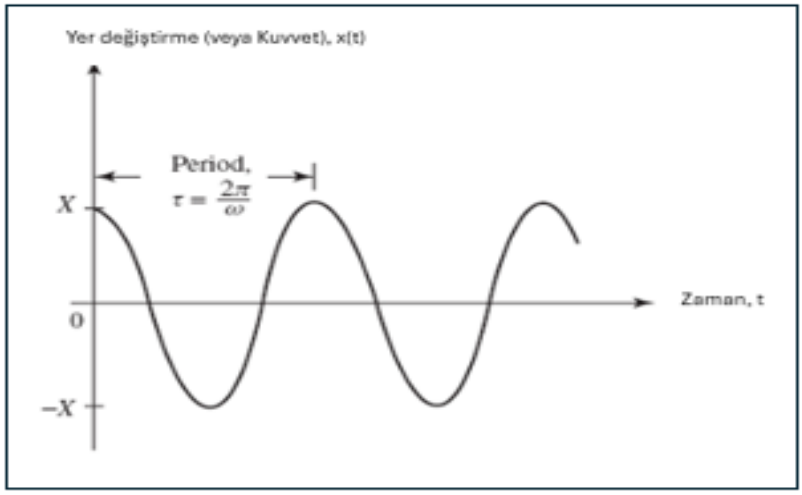
3. DİNAMİK YAPILAR VE SİSTEM DAVRANIŞLARI

Bu bölümde titreşimin temeli olan dinamik yapıları ve sistemsel davranışları ile ilgili bilgiler verilmiştir. Bu sistemlerin matematiksel modellemeleri ve formülasyonları kısaca gösterilmiştir. Daha sonra modal analiz teorisine değinilerek fikstür tasarım ve analiz için rezonansın önlenmesi, malzeme seçimi ve geometrik optimizasyon gibi kritik adımlar incelenmiştir.

3.1. Sistem Dinamik Yapılarının Titreşim İlişkisi

Titreşim dinamiği, tekrarlayan hareketlerle ilgilenen bir disiplin olup, cisimlerin sabit bir referans ekseni veya denge konumuna göre gerçekleştirdiği periyodik hareketleri inceler. Mühendislik tasarımlarını önemli ölçüde etkileyen titreşim, yaşamın her alanında karşılaşılan bir olgudur. Titreşim karakteristikleri, mühendislik tasarımlarında kritik bir rol oynayabilir. Bazı durumlarda titreşim zararlı olabilir ve önlenmesi gerekirken, bazı durumlarda ise faydalı olabilir ve özellikle istenebilir. Her iki durumda da titreşimin analizi, ölçülmesi ve kontrolü mühendislik açısından büyük önem taşır [19].

Titreşim teorisi, cisimlerin salınımlı (oscillatory) hareketlerini ve bu hareketlere etki eden kuvvetleri inceleyen bir çalışma alanıdır. Salınımlı hareketler arasında yer alan Harmonik Hareket, Şekil 3.1'de gösterildiği gibi belirli bir düzen ve yinelenen yapıya sahiptir [19].



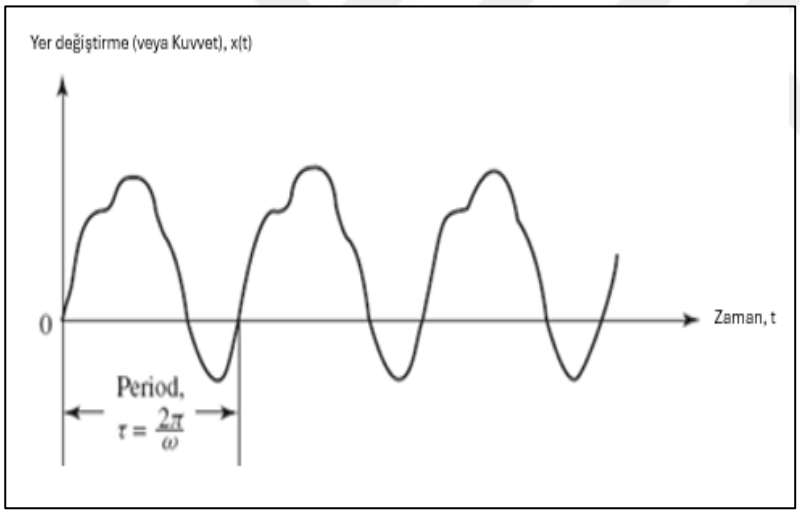
Şekil 3.1. Basit harmonik hareket

$$x(t) = Xcos(\omega t) \tag{3.1}$$

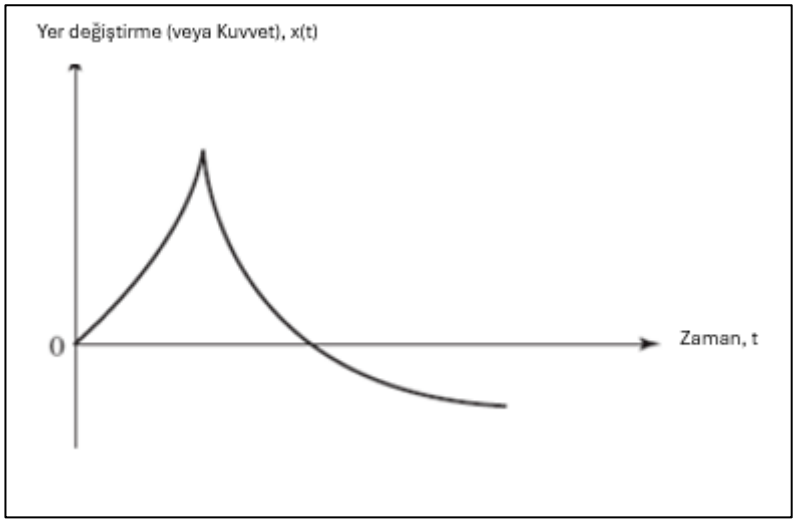
Bu denklemde:

- X, hareketin genliğini (maksimum genlik değerini), (mm)
- ω, hareketin açısal frekansını (sıklığını), (rad/s)
- t ise zamanı (s) ifade eder.

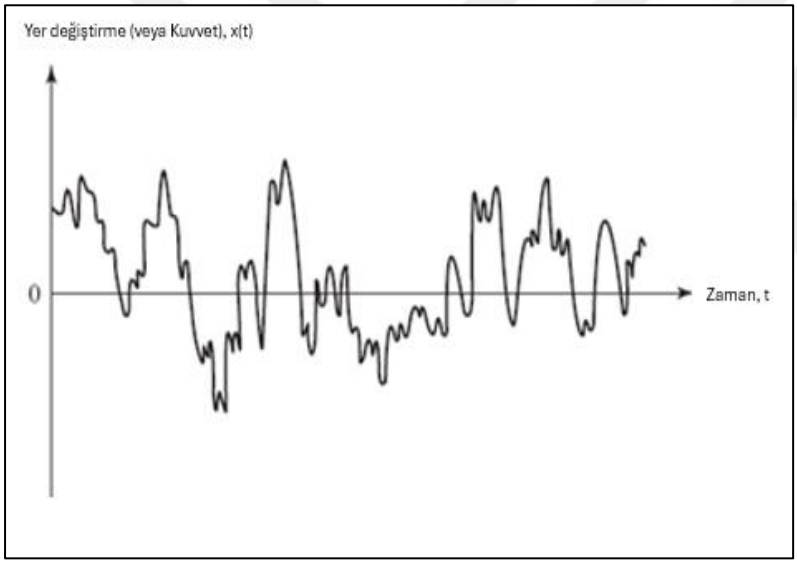
Şekiller yardımıyla farklı hareket türleri incelendiğinde, Şekil 3.2'de düzenli aralıklarla tekrar eden ve sürekli olan hareketler, periyodik hareketler olarak adlandırılırken, Şekil 3.3'te düzensiz veya geçici süreli hareketler, periyodik olmayan (nonperiodic) ya da geçici (transient) hareketler olarak sınıflandırılır. Şekil 3.4 ise tamamen rastgele veya uzun vadede tekrar etmeyen düzensiz hareketleri, gelişigüzel ya da uzun süreli periyodik olmayan hareketler olarak tanımlar. Bu farklı hareket türleri, hareketlerin dinamik doğasını ve çeşitli sistemlerdeki davranışlarını anlamak açısından büyük önem taşır.



Şekil 3.2. Periyodik hareket



Şekil 3.3. Geçici (transiet) hareket



Şekil 3.4. Rastgele (random) hareket

Titreşim, potansiyel enerjinin kinetik enerjiye, kinetik enerjinin ise potansiyel enerjiye sürekli olarak dönüşümünü içeren bir olaydır. Bu nedenle, titreşim yapan sistemler hem potansiyel enerji hem de kinetik enerji depolayabilen elemanlara sahip olmalıdır. Potansiyel enerji, genellikle yay veya elastik elemanlar tarafından depolanırken, kinetik enerji kütle ya da atalet elemanlarında birikir. Elastik elemanlar, depoladıkları potansiyel enerjiyi kinetik enerjiye dönüştürerek atalet elemanına aktarır ve bu süreç titreşim hareketinin temelini oluşturur.

3.2. Titreşimin Gruplandırılması

Titreşim problemleri şu şekilde gruplandırılabilir;

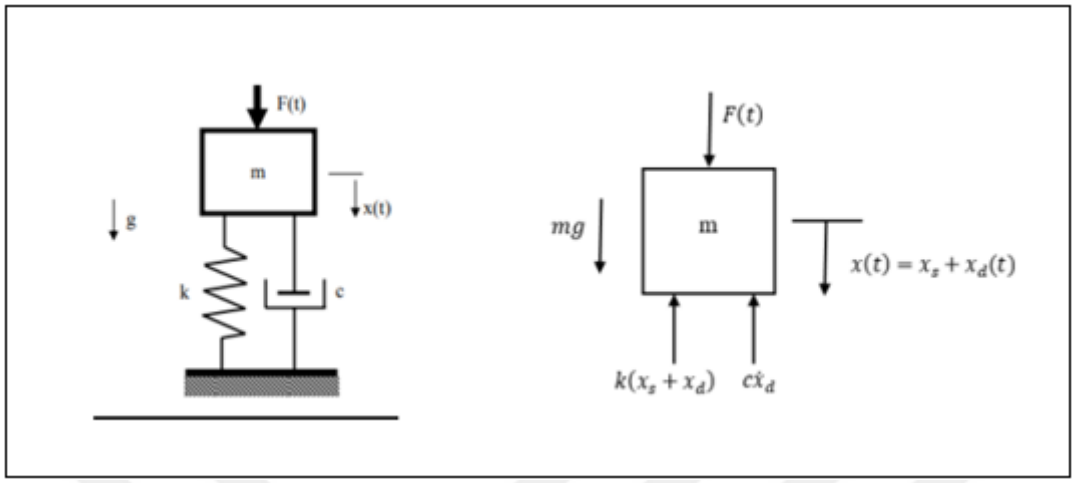
Sönümsüz ve Sönümlü Titreşimler: Bir sistemde sürtünme ya da direnç gibi enerji kaybına neden olan etkiler yoksa, bu tür titreşimler sönümsüz (undamped) olarak adlandırılır. Eğer sistemde enerji kaybı söz konusuysa ve titreşim zamanla azalırsa, bu titreşimler sönümlü (damped) olarak tanımlanır. Analizlerde, bazen sönüm etkisi ihmal edilerek çözüm daha basit hale getirilebilir. Ancak sönüm, özellikle rezonans durumlarında kritik bir role sahiptir ve bu etkiler göz önünde bulundurulmalıdır [20].

Serbest ve Zorlanmış Titreşimler: Bir sistem, başlangıç koşullarından dolayı dış bir kuvvet etkisi olmaksızın titreşiyorsa ($t > 0$ için dış bir etki yok), bu titreşimler serbest titreşim olarak adlandırılır. Eğer sistem, dış bir kuvvet ya da etki altında titreşiyorsa, bu durumda oluşan titreşimler zorlanmış titreşim olarak sınıflandırılır [20].

Lineer ve Lineer Olmayan Titreşimler: Titreşim yapan bir sistemin tüm bileşenleri doğrusal (lineer) davranış gösteriyorsa, bu tür titreşimler lineer titreşim olarak adlandırılır. Ancak sistemin herhangi bir bileşeni doğrusal olmayan bir davranış sergiliyorsa, oluşan titreşimler lineer olmayan (nonlinear) titreşim olarak tanımlanır. Bu tür sistemler, lineer olmayan diferansiyel denklemlerle ifade edilir. Çoğu sistem, büyük genlikli titreşimlerde doğrusal olmayan davranış sergileyebilir [20].

Bu sınıflandırma, titreşimlerin anlaşılmasını kolaylaştırmak ve analiz sürecine netlik kazandırmak için önemli bir temel oluşturur.

3.3. Dinamik Yapının Modellenmesi



Şekil 3.5. Tek hareket serbestliği olan sistem

Şekil 3.5 gösterilen sistem, tek serbestlik dereceli bir sistemdir ve m kütlesinin hareketi x koordinatı ile ifade edilebilir. Newton'un ikinci hareket yasasına göre, bir cisme etki eden tüm kuvvetlerin toplamı, cismin kütlesi ile ivmesinin çarpımına eşittir. Sistemde, m kütlesi k yayına yerleştirilmeden önce yay, serbest durumdadır ve herhangi bir şekil değişikliği göstermemiştir. Ancak, m kütlesi yerleştirildiğinde, yay mg ağırlığı nedeniyle bir miktar statik çökmeye uğrar.

Daha sonra, sisteme F(t) dış zorlaması uygulandığında, bu statik çökme üzerine x dinamik yer değiştirmeleri eklenir. Bu durumda, m kütlesinin toplam yer değiştirmesi, statik (xs) ve dinamik (xd) yer değiştirmelerin toplamı olarak, şu şekilde ifade edilebilir:

$$x(t) = xs + xd(t) \tag{3.2}$$

$$\dot{x}(t) = \dot{x}d \tag{3.3}$$

$$\ddot{x}(t) = \ddot{x}d \tag{3.4}$$

m kütlesine etkiyen kuvvetler Şekil 3.5 gösterilmiştir [20]. İfade de k, yay sabitini (N/m), c ise sönüm katsayısı (N.s/m) değerini temsil etmektedir.

Tüm kuvvetler aşağı yön pozitif kabul edilerek toplanırsa, Eş. 3.5 elde edilir.

$$F(t) + mg - k(xs + xd) - c\dot{x}d = m\ddot{x} \tag{3.5}$$

Eş. 3.5 düzenlenirse Eş. 3.6 elde edilir.

$$F(t) + mg - mg - kxd - c\dot{x}d = m\ddot{x} \tag{3.6}$$

Buradan genel hareket denklemi Eş. 3.7'de gösterildiği gibi oluşturulabilir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \tag{3.7}$$

Eş 3.7 ile ifade edilen ikinci dereceden diferansiyel denklem, sistemi tanımlamak için kullanılabilir. Bu denklem, herhangi bir dış zorlayıcı kuvvetin bulunmadığı durumda, Laplace dönüşümü yöntemiyle üstel bir homojen çözüm sunar ve bu çözüm Eş. 3.8'de belirtilen formda ifade edilebilir. Üstel fonksiyonun katsayısı, Eş. 3.9'te gösterildiği gibi sıfıra eşitlendiğinde, karakteristik denklemin kökleri Eş. 3.10'te verilen şekilde elde edilir.

$$(ms^2 + cs + k)Xe^{st} = 0 \tag{3.8}$$

$$ms^2 + cs + k = 0 \tag{3.9}$$

$$S_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}} \tag{3.10}$$

Bu köklere göre, sistemin başlangıçta yer değiştirme ve hızının sıfır olduğu varsayıldığında, çözüm Eş. 3.11 kullanılarak yeniden yazılabilir. Sönümsüz bir sistemin çözümü, doğal frekansın belirlenmesine olanak sağlar. Doğal frekans ve sönümleme oranıyla ilgili tanımlamalar ise Eş. 3.12'den Eş. 3.16'a kadar sunulmuştur. Bu tanımlamalar doğrultusunda, düşük sönümleme oranlarında, sönümlü doğal frekansın sönümsüz doğal frekansa oldukça yakın olduğu görülmektedir. Ayrıca, sistemin katılığındaki bir artış doğal frekansı yükseltirken, kütledeki bir artış doğal frekansı azaltır [29, 30].

$$s_{1,2} = -\zeta w_n \pm \sqrt{(\zeta w_n)^2 - {w_n}^2} = -\sigma \mp jw_d \tag{3.11}$$

$\sigma = \zeta w_n$ Sönümleme faktörü (3.12)

$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ Doğal frekans (3.13)

$\zeta = \frac{c}{c_c}$ Kritik sönümleme oranı (3.14)

$c_c = 2mw_n$ Kritik sönüm (3.15)

$w_d = w_n\sqrt{1-\zeta^2}$ Sönümlü doğal frekans (3.16)

3.4. Modal Analiz Teorisi

Modal analiz, mühendislik yapılarının dinamik özelliklerini belirlemek için kullanılan bir tekniktir. Doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları gibi parametreler, yapıların titreşim davranışlarını anlamak ve olası rezonans durumlarını önlemek açısından kritik öneme sahiptir. Bu analiz yöntemi, yapıların dinamik davranışlarını tahmin etmek ve tasarım süreçlerini optimize etmek için hem teorik hem de deneysel olarak uygulanabilir.

Teorik modal analiz, genellikle sonlu elemanlar yöntemi (FEM) gibi sayısal tekniklerle gerçekleştirilir. Bu yöntemle, yapıların matematiksel modeli oluşturularak doğal frekanslar ve mod şekilleri hesaplanır. Örneğin, iki ucu ankastre bir U çerçeve yapının modal analizi üzerine yapılan bir çalışmada, ANSYS yazılımı kullanılarak elde edilen sonuçların yapı dinamiği açısından kritik olduğu gösterilmiştir [21]. Bu yöntem, doğruluğu artırmak ve farklı malzeme türlerini modellemek için sıklıkla tercih edilir [24].

Deneysel modal analiz ise gerçek yapılar üzerinde yapılan titreşim testleriyle gerçekleştirilir [13]. Yapıya uygulanan darbelerle ölçülen tepkiler sayesinde doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilir. Örneğin, plastik parçalarda esneyerek kilitlenen bağlantı modellerinin modal analizi üzerine yapılan bir çalışmada, deneysel yöntemlerle elde edilen sonuçlar analitik yöntemlerle karşılaştırılmıştır [22]. Bu yöntem, özellikle farklı titreşim koşullarının değerlendirilmesi gereken mekanik sistemler için uygundur [25].

Operasyonel modal analiz, yapının normal çalışma koşulları altında, çevresel titreşimler

veya çalışma yüklerinden elde edilen titreşim verilerinin kullanıldığı bir yöntemdir. Örneğin, tek katlı betonarme bir yapının dinamik karakteristiklerini belirlemek için operasyonel modal analiz uygulanmış ve çevresel titreşim verileri kullanılarak yapının mod şekilleri ve frekansları elde edilmiştir [23]. Bu yöntemin avantajı, herhangi bir dış uyarım gerektirmemesi ve çevresel koşullarda yapı davranışını analiz edebilmesidir [26].

Modal analizin teorik ve deneysel uygulamaları, mühendislik sistemlerinin performansını artırmada kritik bir rol oynar. Allemang [27], modal analizde kullanılan Modal Assurance Criterion (MAC) yöntemini tanımlayarak, elde edilen verilerin doğruluğunu değerlendirme açısından önemli bir katkı sağlamıştır. Ayrıca, Richardson ve Formenti [28], frekans yanıt ölçümlerinden parametre tahminine yönelik geliştirdikleri polinom tabanlı yöntemlerle analizlerin hassasiyetini artırmıştır.

Modal analizin uygulama alanları oldukça geniştir. Makine elemanlarının yorulma ve arıza risklerini değerlendirmek, titreşim davranışlarını optimize etmek için otomotiv sektöründe sıklıkla kullanılır. Bu tür bir uygulamada, araç titreşimlerinin modal analizi ile değerlendirilmesi, hem sürüş konforu hem de güvenliği artırmak için önemlidir. İnşaat mühendisliği alanında ise köprüler ve binalar gibi yapıların deprem ve rüzgâr gibi dinamik yükler altındaki davranışlarını değerlendirmek için modal analizden yararlanılır. Dinamik ölçümler ve modal analiz, bu yapıların dayanıklılık ve performanslarını anlamak için kritik bilgiler sunar.

Modal analiz, mühendislikte yapıların dinamik davranışlarını anlamak ve güvenlik önlemlerini optimize etmek için vazgeçilmez bir araçtır. Teorik ve deneysel yöntemlerin birlikte kullanılması, daha doğru ve kapsamlı analizlerin yapılmasını sağlar. Dinamik özelliklerin doğru bir şekilde belirlenmesi hem tasarım süreçlerinde hem de mevcut yapıların performans değerlendirmesinde kritik bir rol oynar.

4. MATERYAL VE METOT

Bu çalışmada, titreşim testlerinde daha büyük boyutlu ve ağır yapıların test edilmesine olanak sağlayan bir titreşim fikstürünün tasarımı ve analizi üzerinde durulmuştur. Fikstürün tasarımı, CATIA V6 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiş ve mühendislik tasarım süreçlerinde etkin bir araç olarak değerlendirilmiştir. Tasarım sırasında geometrik yapı, malzeme özellikleri ve yüklerin etkisi göz önünde bulundurulmuştur.

Sonlu elemanlar metoduna dayalı analizler, ANSYS yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Bu analizler sırasında, fikstürün doğal frekansları ve mod şekilleri incelenmiş, rezonans frekanslarının test edilecek ürünlerin çalışma frekanslarıyla çakışmaması sağlanmıştır. Böylece fikstürün güvenilirliği artırılmıştır.

Deneysel çalışmalar, titreşim test altyapısı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, Data Physics LE-4022 tipi sarsıcı ve 3023m23 dytran modeli ivmeölçer kullanılmıştır. Data Physics LE-4022, farklı frekans aralıklarında stabil titreşim sinyalleri üretebilirken, 3023m23 dytran modeli ivmeölçer, yüksek hassasiyetli ölçümler sağlamıştır. Bu cihazlarla elde edilen deneysel veriler, teorik analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

4.1. Çift Sarsıcılı Test Platformu

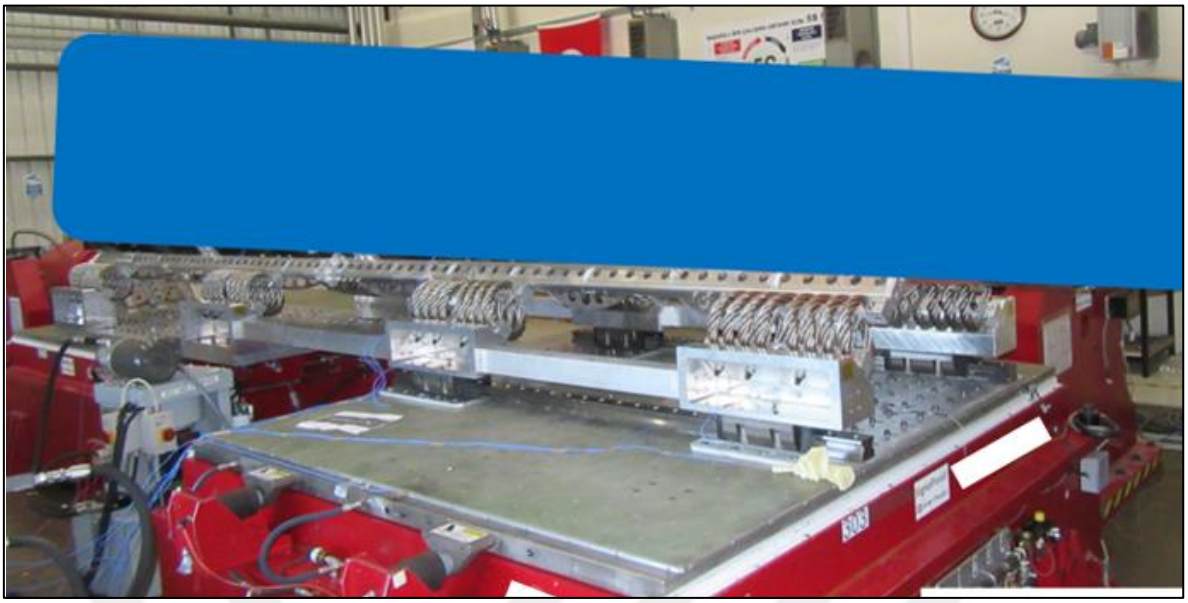
Test yapılırken aşağıda Resim 4.1 gibi X ekseninde 2 adet sarsıcı konumlandırılmıştır. Sarıcıya ait teknik bilgiler Çizelge 4.1’de verilmiştir.



Resim 4.1. Data physics le-4022 sarsıcı

Çizelge 4.1. Le-4022 sarsıcı özellikleri

Üretici firma	DATA Physics Corporation
Ülke	ABD
Tip	Titreşim test düzeneği
Kategori	Test ekipmanları
Model	LE-4022/DSA10-240K
Ağırlık	1364 kg
Maks. Hız (sinüs titreşimi, tepe)	1,8 m/s
Armatür çapı	600 mm
Sinüs titreşiminde maks. Kuvvet	180 kN
Bağlantı parçalarının ağırlığı	118 kg
Maks. Titreşim olay kuvveti (RMS)	142 kN
Maks. Hızlanma (sinüs titreşimi, tepe)	150 g
Boylamasına sertlik	0,32 kg/mm
Ana rezonans frekansı	1750 Hz



Resim 4.2. Çift sarsıcı konumu

İvme ölçerin yapısı Resim 4.3 ve teknik özellikleri ise Çizelge 4.2 verilmiştir.



Resim 4.3. Dytran ivme ölçer

Çizelge 4.2. Dytran ivme ölçer özellikleri

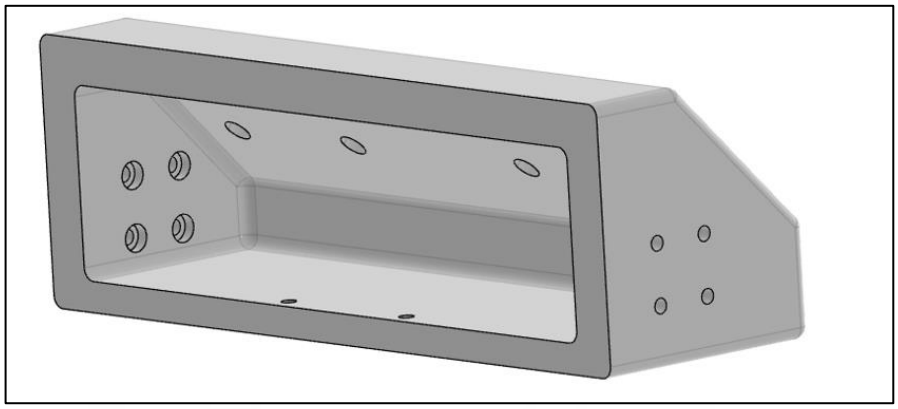
Tip	Gerilim Modu (IEPE)
Eksen Sayısı	3
Tam Ölçek	500 g
Çıkış	10 mV/g
Besleme Gerilimi	18- 30 V DC
Malzeme	Titanyum
Montaj	10-32 Dişli Delik
Bağlantı	4 Pinli Radyal Konnektör
Minimum Sıcaklık	-51 °C
Maksimum Sıcaklık	163 °C

4.2. Tasarım Modeli

Fikstürün tasarımına ilişkin kapsamlı bir değerlendirme yapıldığında, bu sistemin temel bileşenlerinin özenle seçildiği ve birbiriyle entegre bir şekilde çalışacak şekilde düzenlendiği dikkat çekmektedir. Bu tasarım yaklaşımı hem enerji aktarımını optimize etmek hem de sistemin yapısal bütünlüğünü korumak gibi kritik mühendislik hedeflerini gerçekleştirmek amacıyla benimsenmiştir. Fikstürün her bir bileşeni, belirli bir işlevi yerine getirmek üzere özel olarak tasarlanmış ve bu bileşenlerin yerleşimi, sistemin genel performansını artırmak üzere detaylı bir mühendislik çalışması sonucunda belirlenmiştir.

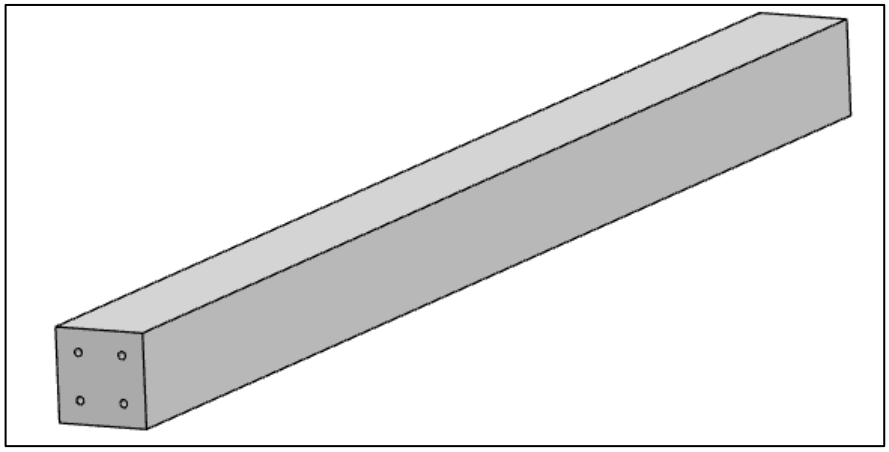
Fikstürün en dikkat çekici bileşenlerinden biri, toplamda 8 adet aşağıdaki Resim 4.4 yer alan bağlantı braketidir. Bu braketler, sistemin farklı parçalarını birbirine bağlayarak yapısal dayanıklılığı artırmak ve sistemin genel stabilitesini sağlamak üzere kritik bir rol oynamaktadır. Bağlantı braketleri, yüklerin dengeli bir şekilde dağıtılmasına katkıda bulunarak, fikstürün uzun ömürlü ve güvenilir bir şekilde çalışmasını mümkün kılar. Ayrıca,

bağlantı noktalarının tasarımında, titreşim ve mekanik zorlanmalar gibi dinamik etkilerin sistem üzerindeki olumsuz etkilerini minimize etmeye yönelik önlemler alınmıştır.



Resim 4.4. Fikstür bağlantı braketi

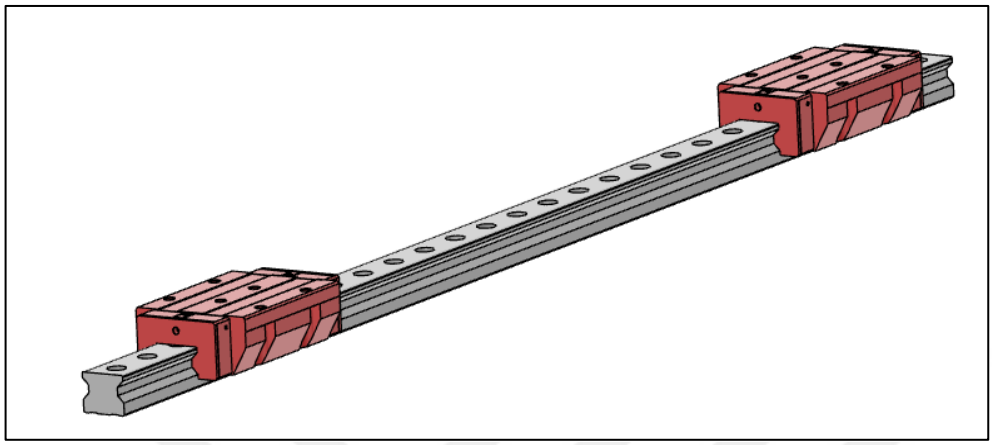
Sistemin enerji iletimi ile ilgili en önemli bileşenlerinden biri, 4 adet Resim 4.5'deki kare profil elemanıdır. Bu profil elemanları, enerjinin efektif bir şekilde taşınmasını sağlarken, aynı zamanda sistemin mekanik dayanımına katkıda bulunur. Kare profillerin seçimi, hem yüksek mukavemet hem de düşük ağırlık özellikleri nedeniyle yapılmıştır. Bu elemanların yerleşimi ve boyutları, enerji aktarımında minimum kayıp ve maksimum verim elde etmek amacıyla dikkatle optimize edilmiştir. Ayrıca, bu profillerin üretiminde kullanılan malzeme türü, dayanıklılığı artırırken aynı zamanda aşınmaya karşı direnç sağlamaktadır.



Resim 4.5. 80*80 mm kare profil

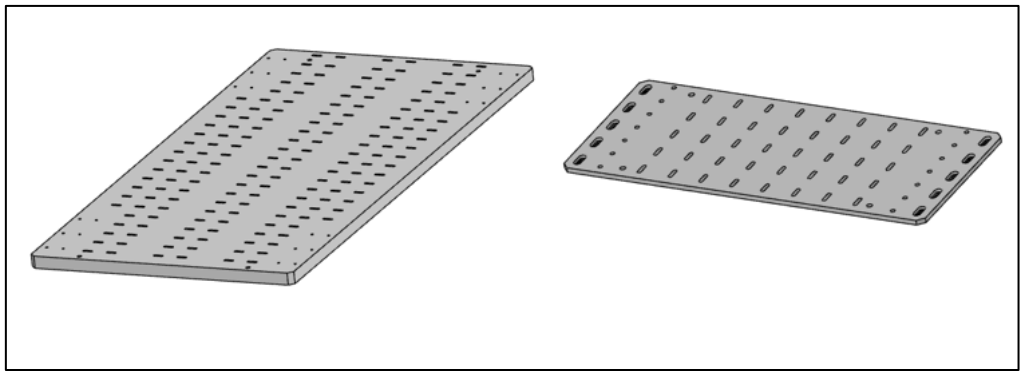
Fikstürün hareket doğruluğunu artırmak ve hassasiyet gerektiren işlemleri desteklemek amacıyla tasarıma dahil edilen Resim 4.6'deki 2 adet lineer hareket sistemi ünitesi, sistemin kritik bileşenleri arasında yer alır. Lineer hareket sistemleri, yüksek hassasiyetli

pozisyonlama ve tekrarlanabilirlik gerektiren uygulamalarda kullanılır. Bu ünitelere entegre edilen hareket kılavuzları ve rulman sistemleri, sürtünmeyi minimize ederek sistemin uzun vadeli performansını artırır.



Resim 4.6. Thk srg 65 lc lineer hareket sistemi

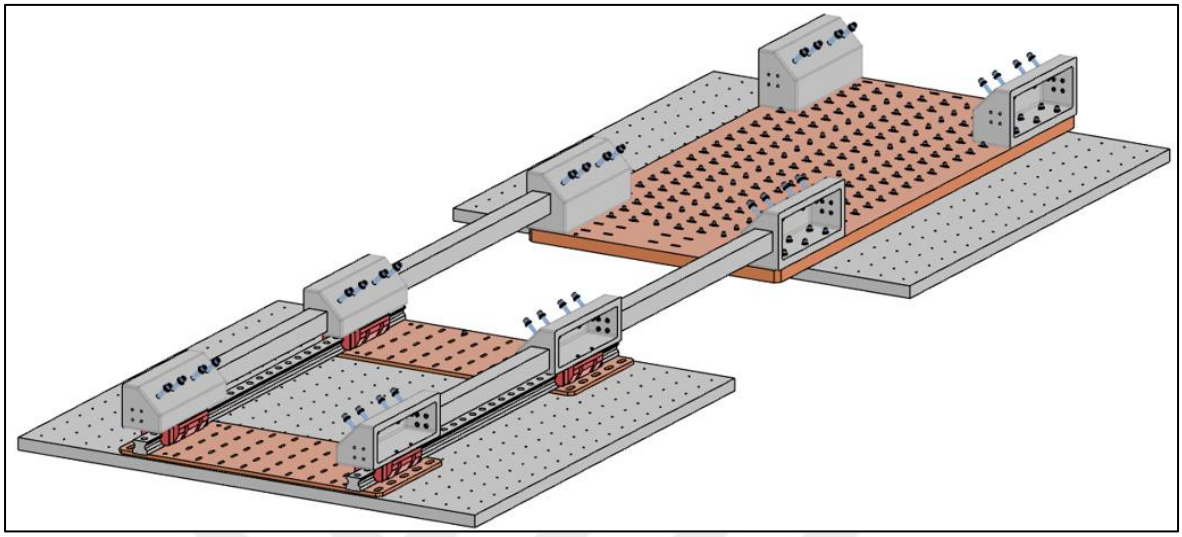
Fikstür tasarımında bir diğer önemli bileşen ise, toplamda 3 adet sarsıcı bağlantı plakasından oluşan mekanizmadır. Bu bağlantı plakaları (Resim 4.7), titreşim enerjisinin sarsıcıdan fikstüre etkin bir şekilde aktarılmasını sağlar. Plakaların tasarımı, titreşim enerjisinin istenen frekans ve genlikte sistem içinde dağılmasını mümkün kılarak, sistemin çalışması sırasında meydana gelebilecek potansiyel mekanik arızaları önler. Bu plakaların bağlantı noktaları, titreşim kaynaklı zorlanmaları sönümlemek ve titreşim enerjisinin kontrollü bir şekilde aktarılmasını sağlamak üzere stratejik olarak yerleştirilmiştir.



Resim 4.7. Sarsıcı bağlantı plakaları (1 adet sol plaka, 2 adet sağ plaka)

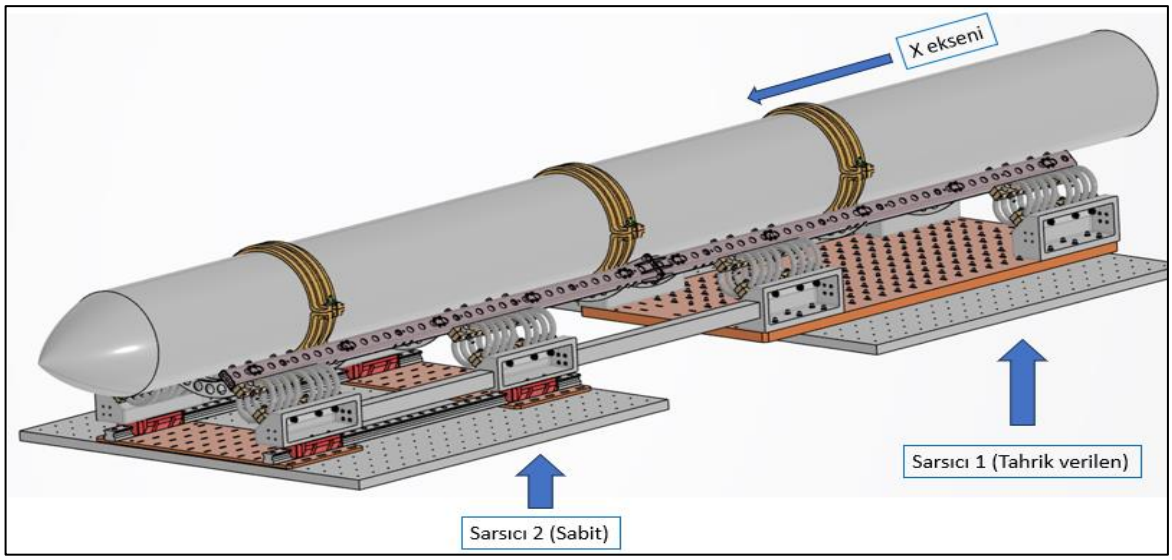
Sonuç olarak, fikstürün Resim 4.8'deki bileşenleri arasındaki bu uyumlu etkileşim, sistemin yüksek performansla çalışmasını ve zorlu çalışma koşullarına dayanıklılık göstermesini mümkün kılmaktadır. Bu detaylı ve optimize edilmiş tasarım, fikstürün işlevselliğini ve

güvenilirliğini artırırken, enerji verimliliği ve uzun ömürlülük gibi önemli mühendislik kriterlerini de karşılamaktadır.



Resim 4.8. Fikstür ana montaj görseli

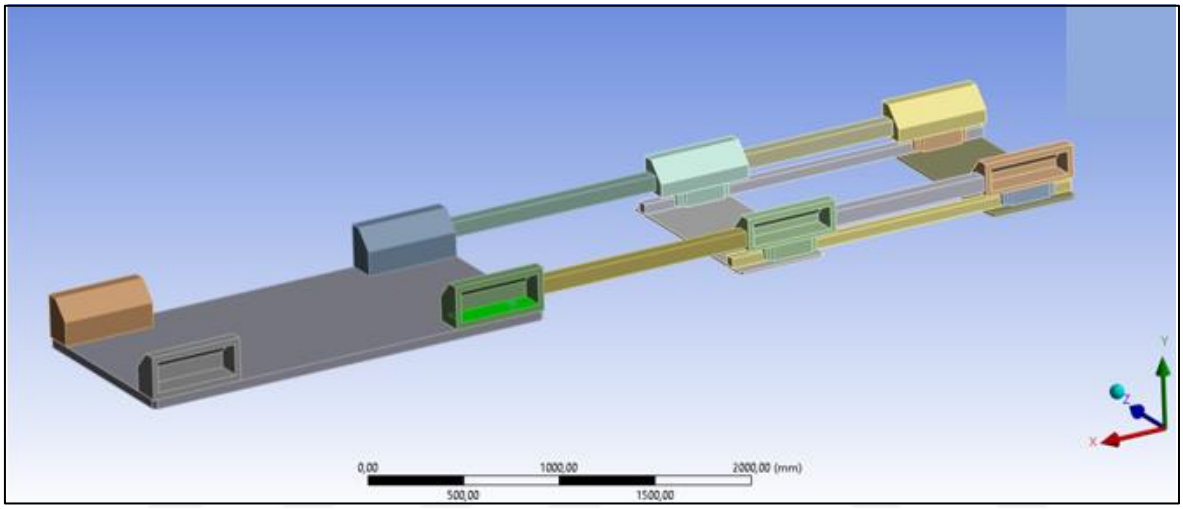
Fikstürün mevcut test konfigürasyonu (temsili deniz torpidosu) aşağıdaki Resim 4.9'da verilmiştir.



Resim 4.9. Taşıma beşikli temsili deniz torpidosu test modeli

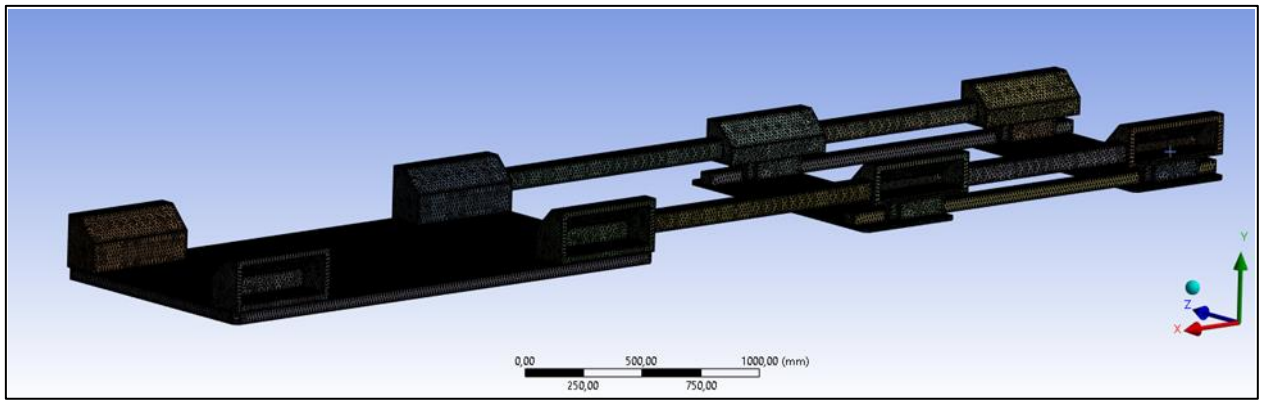
4.3. Analiz Çalışması

X ekseninde gerçekleştirilecek modal ve dinamik analizler için kullanılan koordinat sistemi, yapının titreşim ve hareket karakteristiklerini incelemek üzere referans olarak aşağıdaki Resim 4.10'da tanımlanmıştır. Bu sistem, yapının geometrik merkezine ve sınır koşullarına göre optimize edilmiştir. Modal analizde, bu koordinat sistemi doğal frekansların, mod şekillerinin ve sistem davranışlarının belirlenmesinde temel alınır.



Resim 4.10. Referans koordinat düzlem

Temsili Deniz torpidosunun bağlantı beşiği ile birlikte toplam uzunluğu 7500 mm ve toplam ağırlığı 2150 kg olarak belirlenmiştir. Analiz sırasında, torpido modeli fiziksel bir geometrik model olarak kullanılmamış, bunun yerine ağırlık yayılmış kütle (distributed mass) olarak sisteme tanımlanmıştır. Yayılmış kütle tanımı, torpidonun kütlesel etkilerinin analize doğru bir şekilde dahil edilmesini sağlamak amacıyla yapılmıştır. Ağırlık, bağlantı braketinin açılı yüzeylerinden sisteme aktarılmış ve bu noktalar üzerinden yükleme koşulları modellenmiştir.



Resim 4.11. Genel ağ (mesh) yapısı

Ağ yapısı (Mesh) oluşturulurken, analizlerin doğruluğunu ve çözüm sürecinin verimliliğini artırmak amacıyla patch conforming yöntemi tercih edilmiş ve yapı tetrahedron elemanlarla modellenmiştir. Ağ yapı boyutları, yapısal detayların yeterli hassasiyetle temsil edilmesini sağlamak ve hesaplama yükünü optimize etmek amacıyla 8 mm olarak belirlenmiştir. Fikstür modelinin ağ yapısı oluşturulduğunda, analizde toplam 796 241 düğüm noktası ve 554 235 eleman tanımlanmıştır. Bu ağ yapısı, analiz sırasında oluşacak gerilme, yer değiştirme ve diğer yapısal davranışların detaylı bir şekilde incelenmesine olanak tanımaktadır. Ayrıca, sönüm oranı 0,05 olarak belirlenmiş ve bu değer, sistemin dinamik tepkilerinin analiz edilmesinde dikkate alınmıştır.
Fikstürde kullanılan malzemeler ve özellikleri Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Malzeme özellikleri

Malzeme	Özkütle (kg/m3)	Elastisite Modülü (GPa)	Akma Mukavemeti (MPa)	Kopma Mukavemeti (MPa)
Al 6061	2700	68	275	295

Yapılan modal analiz sürecinde, cıvatalı bağlantılar kaynaklı (bonded) kontak olarak modellenmiştir. Bu yaklaşım, yapının boyutlarının büyük ve geometrisinin karmaşık olması nedeniyle tercih edilmiştir. Bonded kontak modeli, cıvatalı bağlantıların serbestlik derecesini sınırlandırarak, sistemin modal davranışını etkileyen parametreleri sadeleştirmeyi ve analizi daha verimli bir şekilde gerçekleştirmeyi sağlamıştır. Bu seçim, sistemin dinamik modları üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olması nedeniyle analizin doğruluğunu etkilememiştir.

Lineer hareket sisteminde kullanılan THK SRG 65 LC kayar rulman, analizde sürtünmeli (frictional) kontak olarak tanımlanmıştır. Bu rulman, sistemin hareket doğruluğunu ve hassasiyetini sağlamak amacıyla analize dahil edilmiştir. Sürtünmeli kontak modellemesinde, rulmanın malzeme özelliklerine uygun olarak 0,002 sürtünme katsayısı kullanılmıştır. Bu değer, rulman yüzeyleri arasındaki sürtünme etkisinin sistemin dinamik davranışları üzerindeki etkilerini hesaplama sırasında dikkate almayı mümkün kılmıştır. Bu şekilde, hem modal hem de dinamik analizlerde gerçekçi bir simülasyon ortamı oluşturulmuştur.

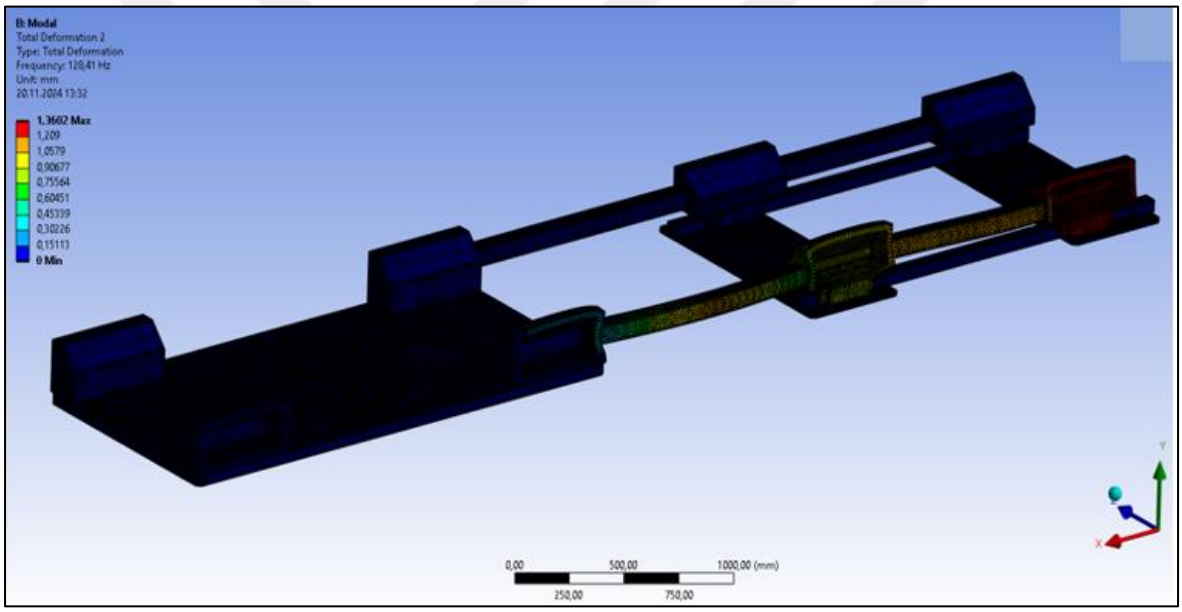
4.4. Modal Analiz Bulguları

Tüm eksenler için Çizelge 4.4'de belirtilen modal analizler gerçekleştirilmiş ve fikstürün toplam 6 modu detaylı şekilde incelenmiştir. Analiz sonuçlarına göre, sistemin doğal frekans modları test frekans aralığı olan 10-100 Hz'in üzerinde elde edilmiştir. Özellikle Resim 4.12'de görülen 128,41 Hz frekansında fikstürün X eksenine ait doğal frekans modu tespit edilmiştir. Bu frekansın test aralığının üzerinde olması, X ekseni dinamik davranışının sistemin çalışması açısından herhangi bir olumsuz etki yaratmayacağını göstermesi bakımından önemlidir.

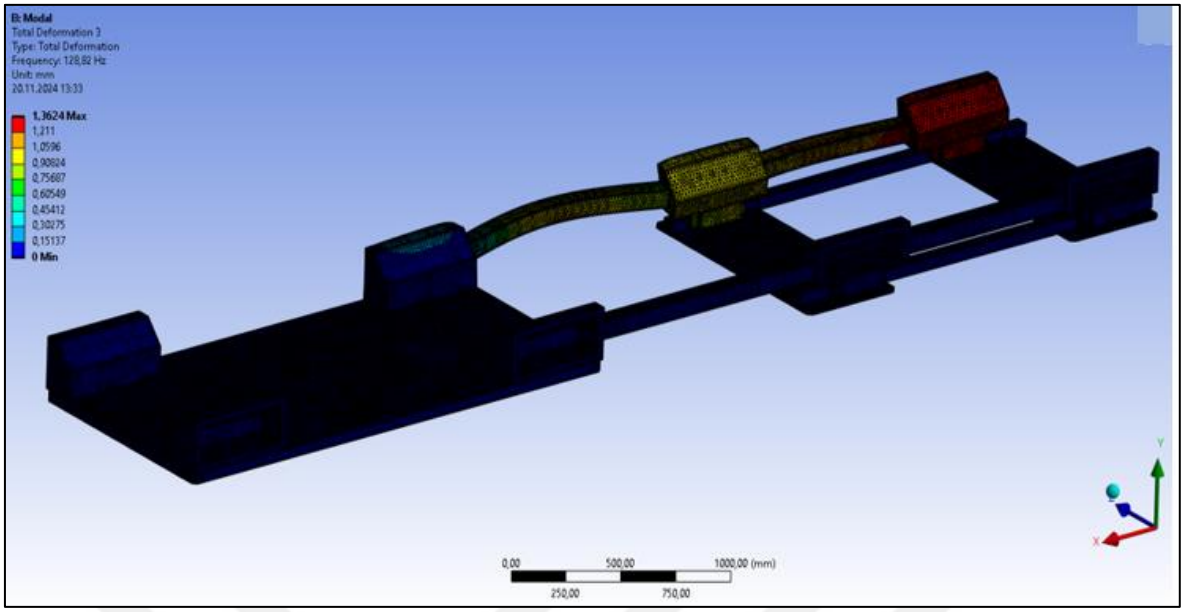
Diğer eksenlere ait analizlerde ise, Resim 4.15'de 171,57 Hz değerinde Y ve Z eksenlerine ait doğal frekans modları belirlenmiştir. Ayrıca, Resim 4.17'de 181,71 Hz frekansında kümülatif kütle oranının 1'e (%100) ulaşması, sistemin toplam kütlesinin dinamik davranışlarının tamamen analiz edildiğini ve başka modların incelenmesine gerek olmadığını göstermektedir. Bu sonuçlar, fikstürün tüm eksenlerde dinamik stabilite sağladığını ve test aralığının dışında kalan doğal frekans değerleriyle sistem performansını olumsuz etkilemeyecek şekilde tasarlandığını doğrulamaktadır.

Çizelge 4.4. Fikstür modları

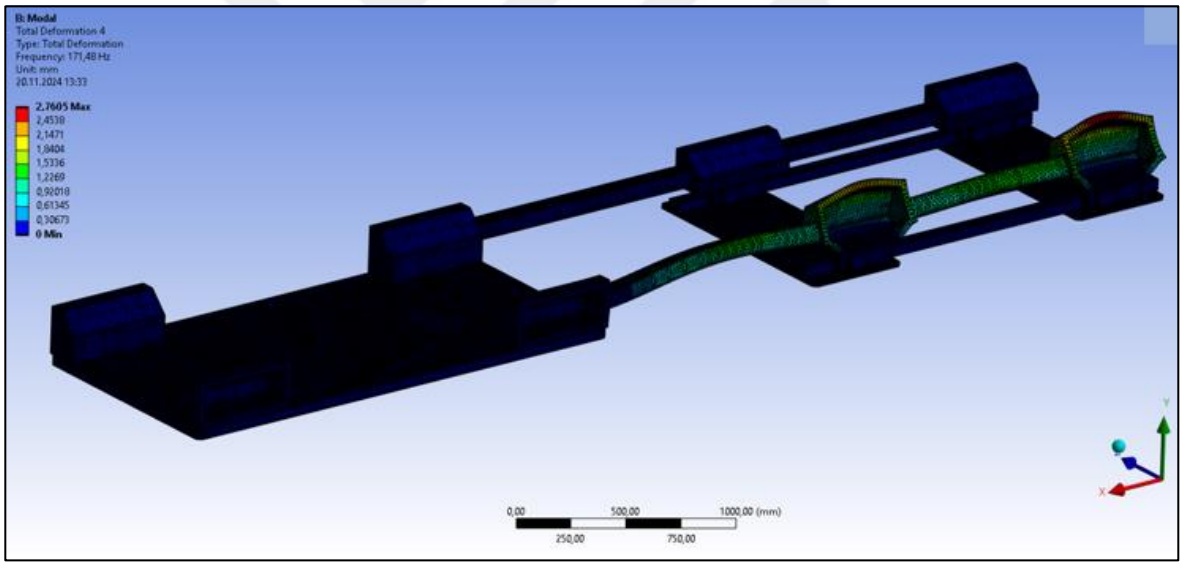
Mod	Frekans (Hz)
1	128,41
2	128,82
3	171,48
4	171,57
5	181,59
6	181,71



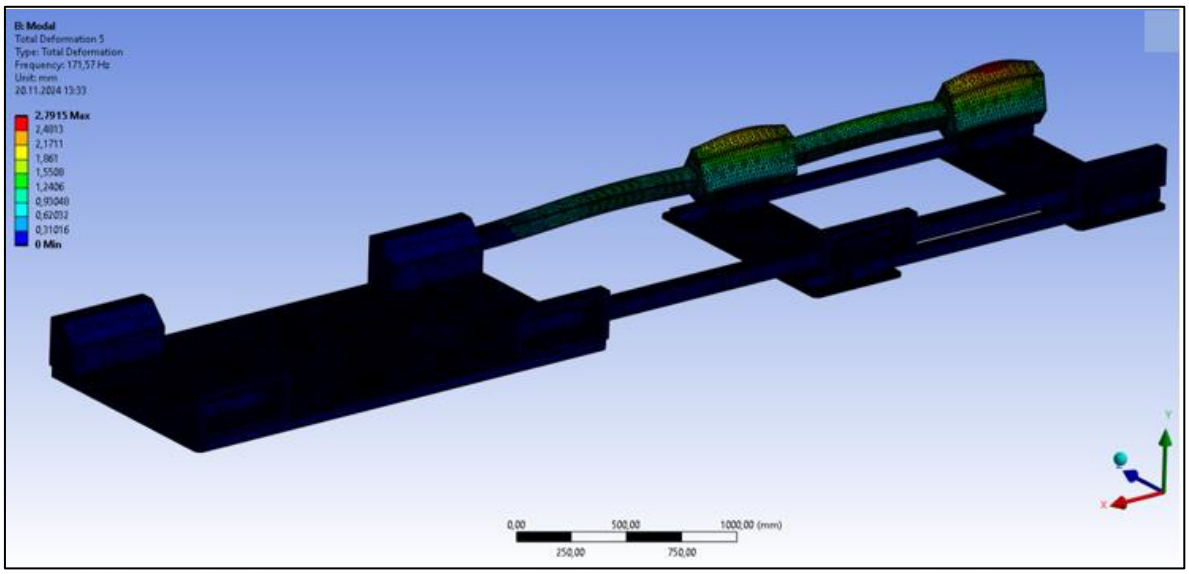
Resim 4.12. Mod 1 (128,41 Hz)



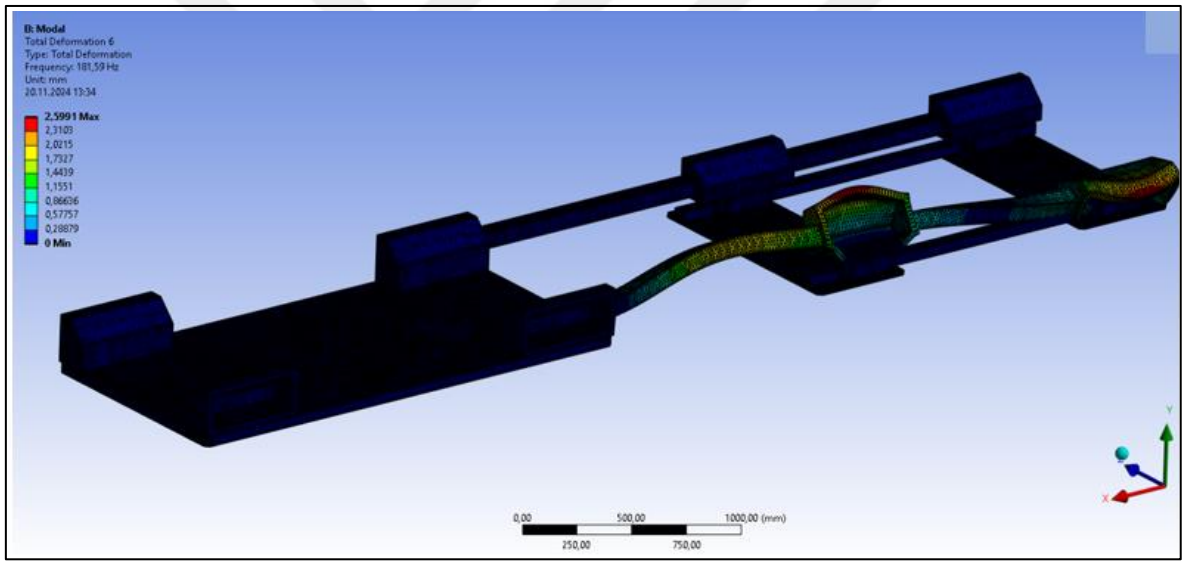
Resim 4.13. Mod 2 (128,82 Hz)



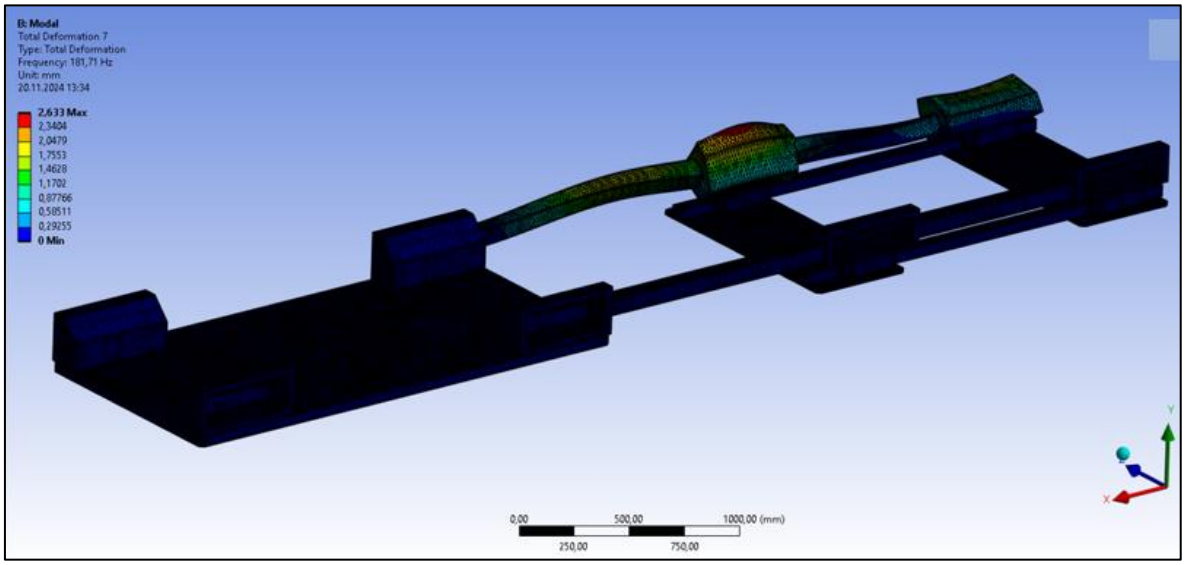
Resim 4.14. Mod 3 (171,48Hz)



Resim 4.15. Mod 4 (171,57Hz)



Resim 4.16. Mod 5 (181,59Hz)



Resim 4.17. Mod 6 (181,71Hz)

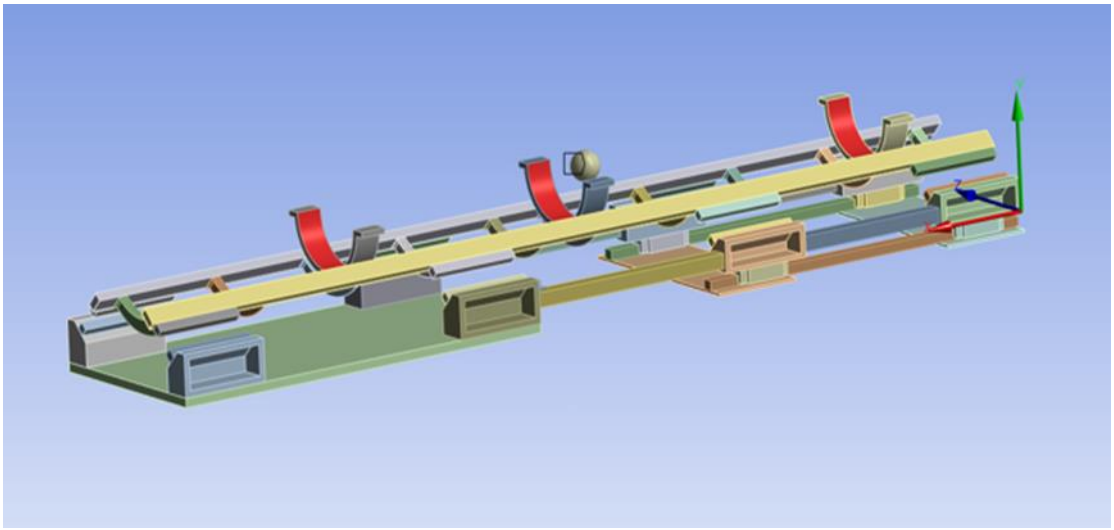
4.5. Dinamik (Harmonik) Analiz Bulguları

Yapılan modal analiz sonuçlarından yapılan çıktılara göre sistemin dinamik davranışı incelemek adına dinamik (harmonik) analiz çalışması yapılmıştır. Yapılan dinamik analizde deniz torpidosu(füze) dışında tüm yapılar modellenmiş olup, analizde gerçek test koşullarına yakın bir sonuç alınması hedeflenmiştir.

Resim 4.18'de yer alan analiz modeli deniz torpidosunun taşınmış olduğu sandığın beşiği ve fikstürden oluşmaktadır. Modal analiz çalışmasındaki gibi torpido modellenmemiş olup noktasal kütle (point mass) olarak analize girdi yapılmıştır.

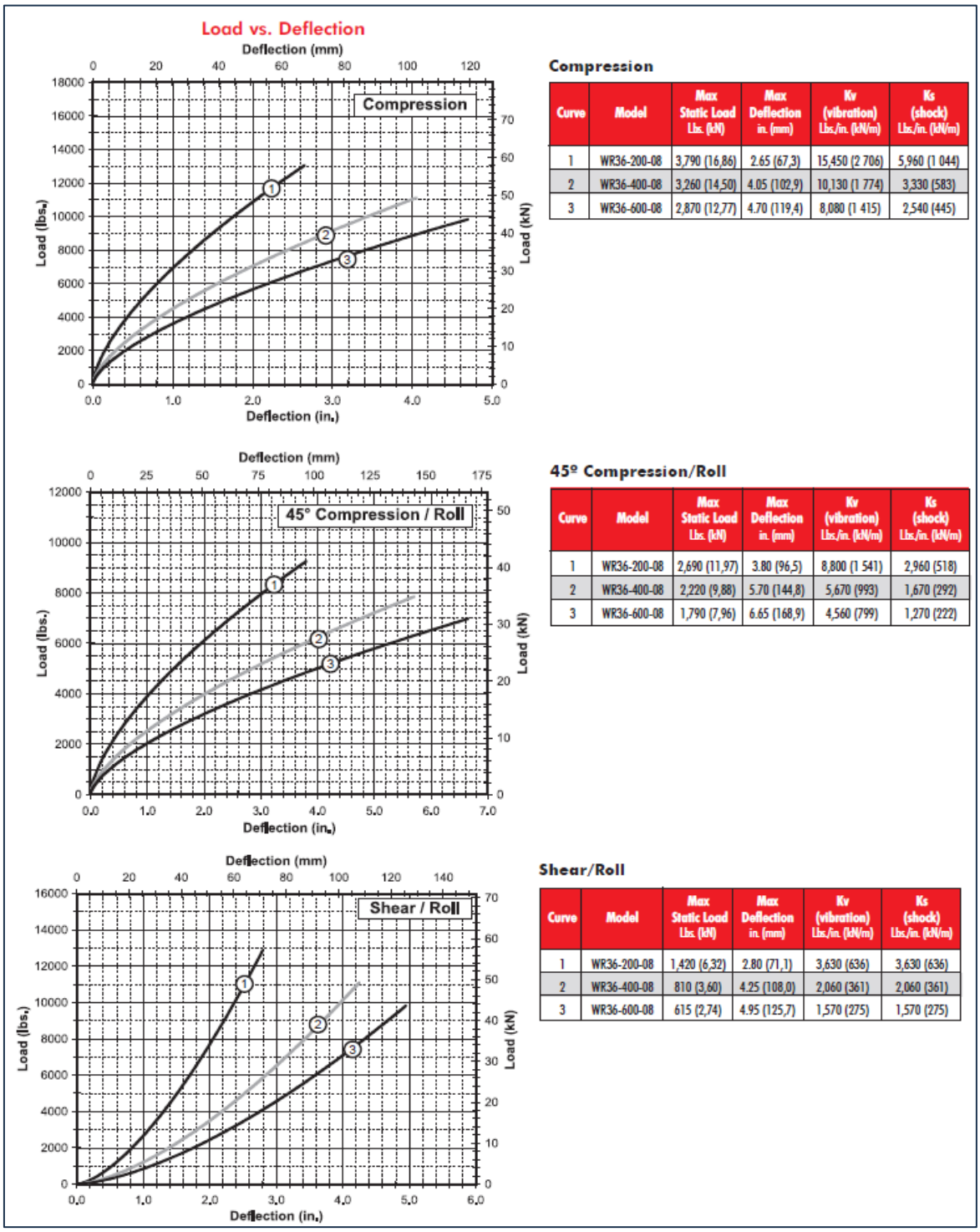
Çizelge 4.5. Temsili deniz torpidosu ağırlık ve atalet moment değerleri

Temsili Deniz Torpidosu Ağırlık ve Atalet Momenti Değerleri			
Kütle (kg)	X Yönü Atalet Momenti (kg*mm^2)	Y Yönü Atalet Momenti (kg*mm^2)	Z Yönü Atalet Momenti (kg*mm^2)
1400	2,50x10^6	2,98x10^6	2,97x10^6



Resim 4.18. Dinamik (harmonik) analiz modeli

Resim 4.19 ve Resim 4.20'de yer alan titreşim izolatörleri (Enidine markasına ait WR36-400-08) bushing modellenmiş olup analize girdi olarak katılık (stiffnes)-deplasman grafikleri tanımlanmıştır. Bushing(burç) olarak modellenmesinin temel amacı iki parça arasındaki bağlantıda elastik bir eleman olarak görev yapması ve sistemin daha doğru ve gerçekçi modellenmesini sağlamaktır. Bu modelleme genellikle eksene bağlı olarak farklı sertlik değerlerine sahiptir (örneğin x, y, z yönlerinde farklı). Ayrıca dönme hareketlerine karşı da belirli bir sertlikleri vardır. Bu özelliklerin modele dahil edilmesi, sistem davranışını yönelime bağlı olarak daha doğru hale getirir.



Compression

Curve	Model	Max Static Load Lbs. (kN)	Max Deflection in. (mm)	Kv (vibration) Lbs./in. (kN/m)	Ks (shock) Lbs./in. (kN/m)
1	WR36-200-08	3,790 (16,86)	2.65 (67,3)	15,450 (2 706)	5,960 (1 044)
2	WR36-400-08	3,260 (14,50)	4.05 (102,9)	10,130 (1 774)	3,330 (583)
3	WR36-600-08	2,870 (12,77)	4.70 (119,4)	8,080 (1 415)	2,540 (445)

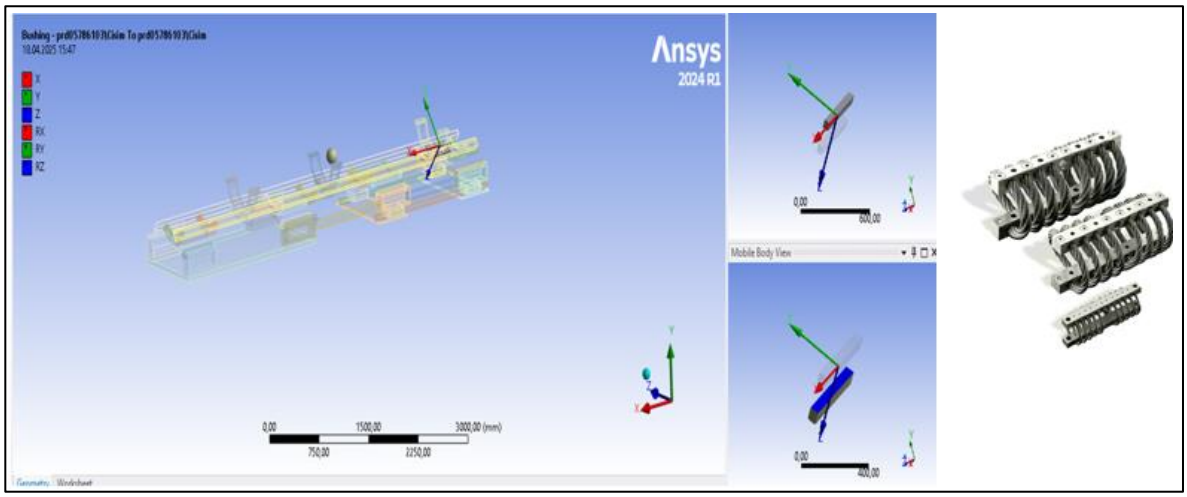
45º Compression/Roll

Curve	Model	Max Static Load Lbs. (kN)	Max Deflection in. (mm)	Kv (vibration) Lbs./in. (kN/m)	Ks (shock) Lbs./in. (kN/m)
1	WR36-200-08	2,690 (11,97)	3.80 (96,5)	8,800 (1 541)	2,960 (518)
2	WR36-400-08	2,220 (9,88)	5.70 (144,8)	5,670 (993)	1,670 (292)
3	WR36-600-08	1,790 (7,96)	6.65 (168,9)	4,560 (799)	1,270 (222)

Shear/Roll

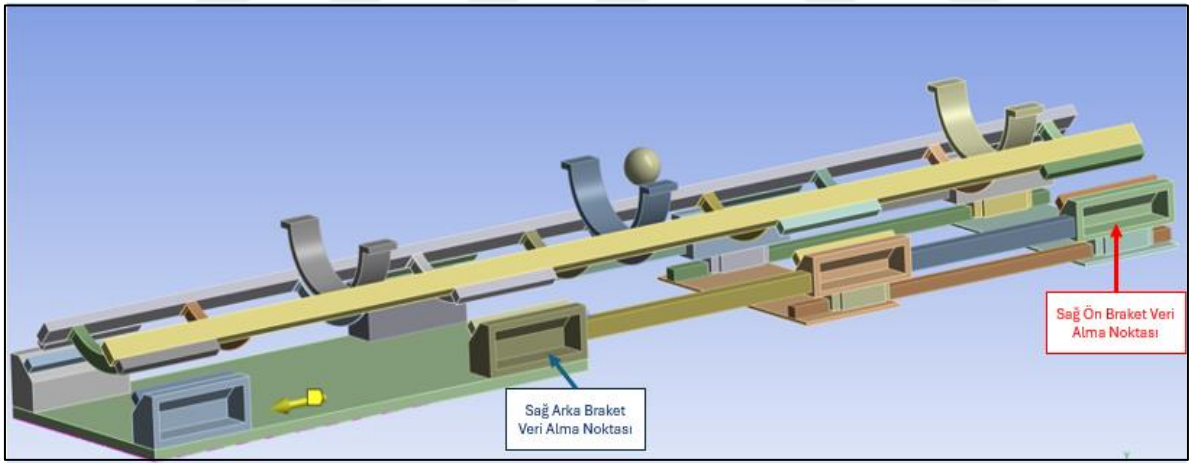
Curve	Model	Max Static Load Lbs. (kN)	Max Deflection in. (mm)	Kv (vibration) Lbs./in. (kN/m)	Ks (shock) Lbs./in. (kN/m)
1	WR36-200-08	1,420 (6,32)	2.80 (71,1)	3,630 (636)	3,630 (636)
2	WR36-400-08	810 (3,60)	4.25 (108,0)	2,060 (361)	2,060 (361)
3	WR36-600-08	615 (2,74)	4.95 (125,7)	1,570 (275)	1,570 (275)

Resim 4.19. Enidine wr36-400-08 titreşim izolatörü katılık eğrileri



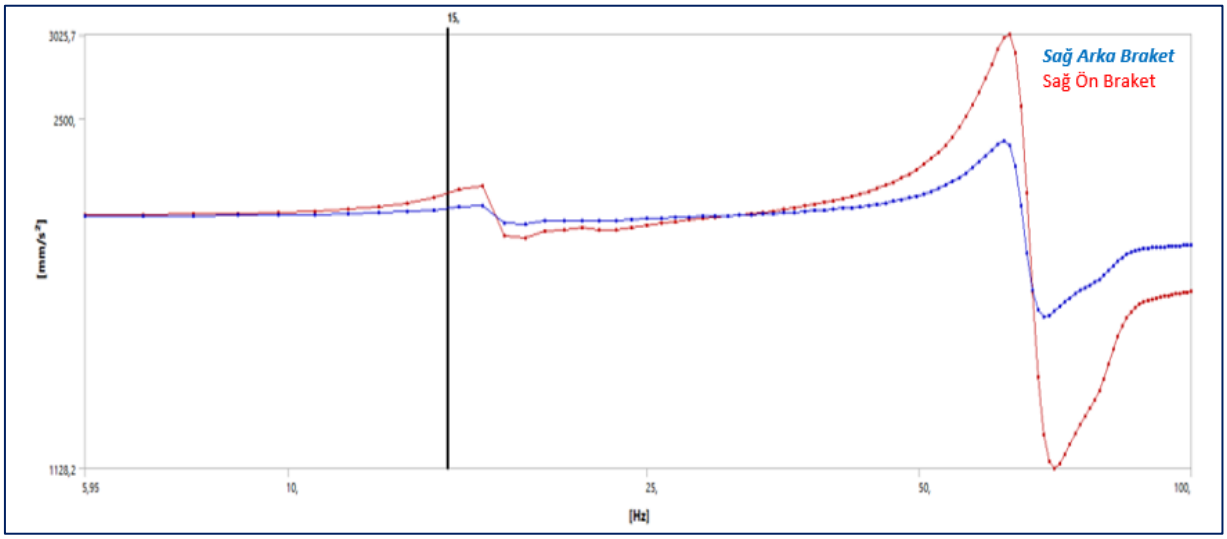
Resim 4.20. Titreşim izolatörü modellemesi ve görseli

Modal analiz bölümünde tanımlanan sınır koşulları harmonik analizde de tanımlanmış olup, Ansys programında analiz koşturulduktan sonra Resim 4.21'de yer alan sağ arka ve sağ ön braketlerin iç yüzeylerinden veriler alınmıştır. Bu yüzeyler gerçek test ortamında alınan yüzeyler ile aynı noktalar olup karşılaştırması sonuç kısmında değerlendirilmiştir.



Resim 4.21. Harmonik analiz veri alma yüzeyleri

Harmonik analiz girdisi olan 10-100 Hz frekans bandında 0,2g'lik bir sinüs titreşim profili uygulanmıştır. Braketlerden alına veriler Şekil 4.1'de tanımlanmıştır. Bu şekilde de görüleceği üzere yaklaşık olarak 62 Hz civarında rezonans görülmüş olup bu rezonans frekansı temsili torpidoya aittir.

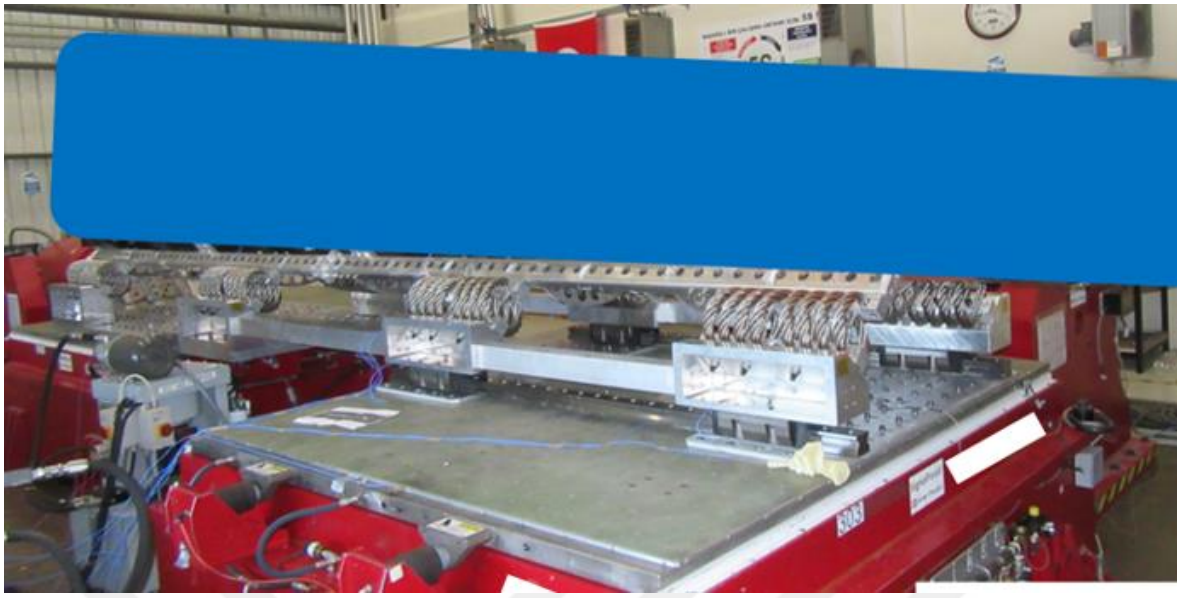


Şekil 4.1. Analiz sonrası titreşim verileri

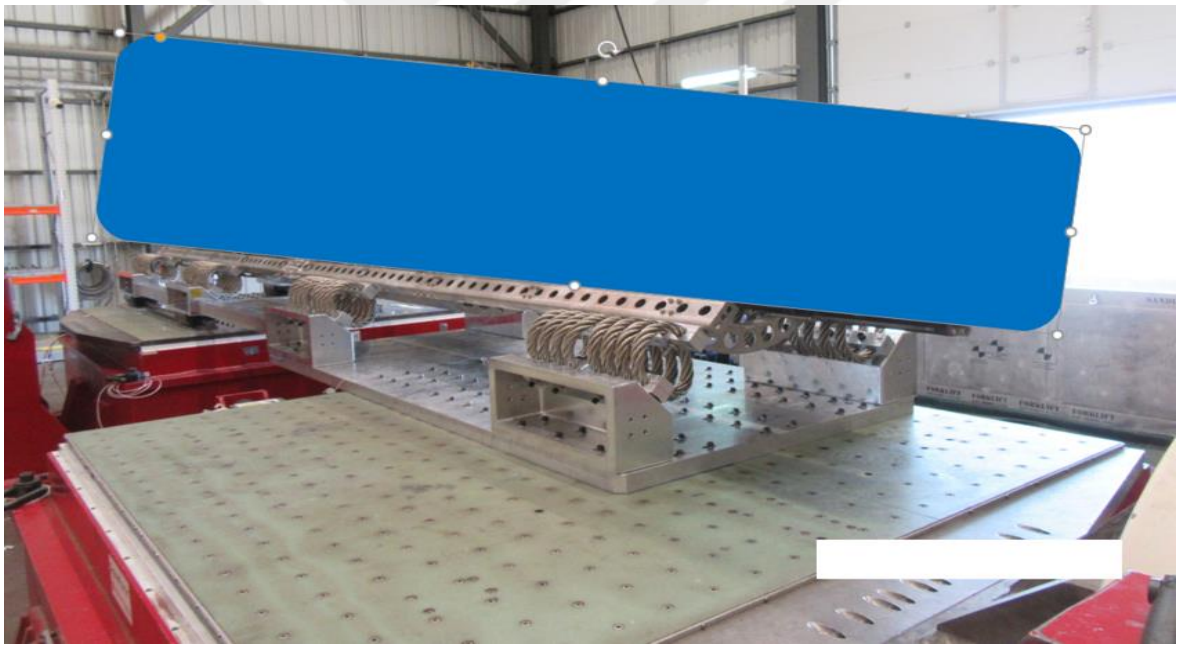
4.6. Fikstür Üretim Modeli, Montajı ve İvme Ölçerlerin Yerleşimi

Yapılan modal analizler sonucunda, fikstürün en düşük doğal frekansının 128,41 Hz olduğu tespit edilmiştir. Bu değer, X ekseni üzerindeki ilk mod olarak belirlenmiş ve sistemin test frekans aralığı olan 10-100 Hz'in oldukça üzerinde olduğu doğrulanmıştır. En düşük doğal frekansın test aralığını aşması, fikstürün dinamik davranışlarının test sırasında sistem kararlılığını etkilemeyeceğini göstermiştir. Bu analiz sonuçları, fikstür tasarımının dinamik performans açısından yeterli olduğunu ve yapının titreşim etkilerine dayanıklı olduğunu ortaya koymuştur.

Analiz aşamasını takiben, tasarım doğrulama süreci tamamlanan fikstür, Resim 4.22 ve Resim 4.23 'de gösterildiği şekilde üretilmiştir. Üretim sürecinde, analizlerde kullanılan tasarım ve malzeme parametrelerine bağlı kalınmış ve elde edilen modal analiz verileri üretim sürecinin doğruluğunu desteklemiştir.

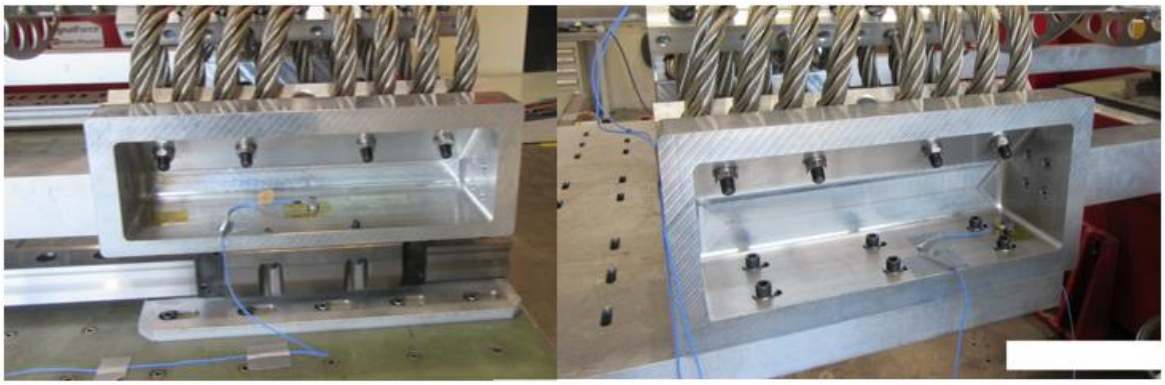


Resim 4.22. Fikstür üretim modeline ait titreşim testi (önden görünüş)



Resim 4.23. Fikstür üretim modeline ait titreşim testi (arkadan görünüş)

İvme ölçerler, titreşim enerjisinin iletimini doğru ve sağlıklı bir şekilde değerlendirebilmek amacıyla sarsıcıların üzerinde bulunan farklı braketlere yerleştirilmiştir (Resim 4.22). Resim 4.24'de gösterildiği üzere, görselin sol tarafındaki braket fikstürün sağ ön kısmından, sağ tarafındaki braket ise sağ arka kısmından alınmıştır. Bu yerleşim, farklı bölgelerdeki titreşim karakteristiklerinin doğru bir şekilde ölçülmesine ve sistemin dinamik davranışlarının detaylı bir şekilde analiz edilmesine olanak tanımıştır.



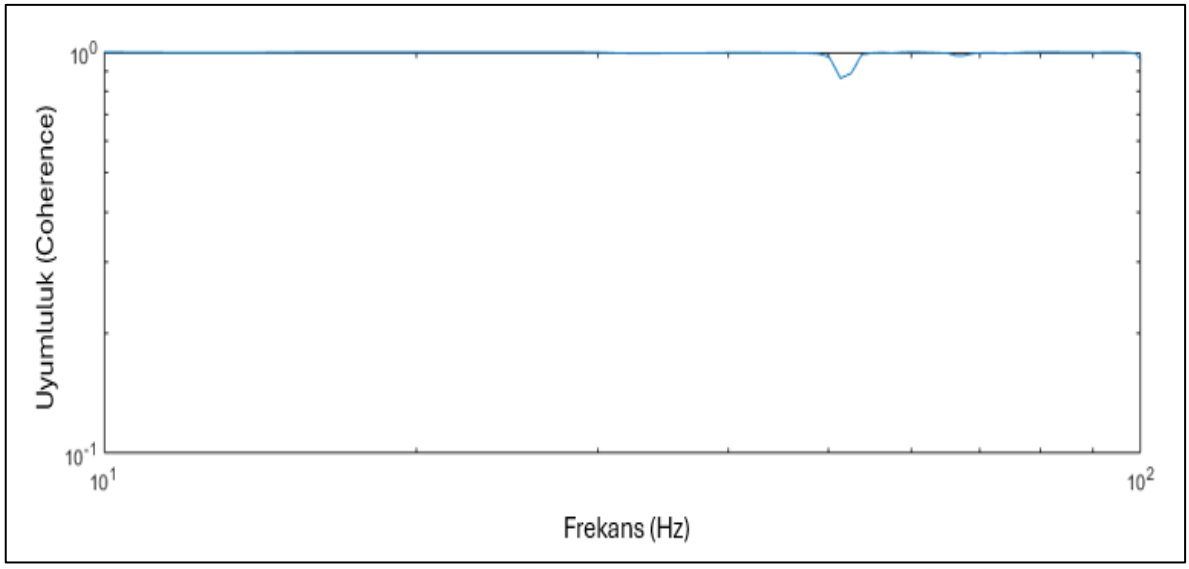
Resim 4.24. İvme ölçerlerin yerleşimi

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Titreşim testinde, sarsıcıdan 10-100 Hz frekans aralığında ve 0,2g genlikli bir titreşim profili uygulanmıştır. Bu profilin uygulanmasının temel amaçlarından biri de MIL-STD-18404 deniz torpidosu standartına ait frekans aralığı olmasıdır. Bu test, sistemin titreşim enerjisini iletim performansını değerlendirmek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Test sırasında sağ arka braket üzerine yerleştirilen ivme ölçer, fikstüre giriş sinyallerini ölçerken; sağ ön braket üzerindeki ivme ölçer ise çıkış sinyallerini kaydetmiştir. Bu yöntem, sistemin farklı noktalarındaki titreşim davranışlarının karşılaştırılmasına olanak sağlamıştır.

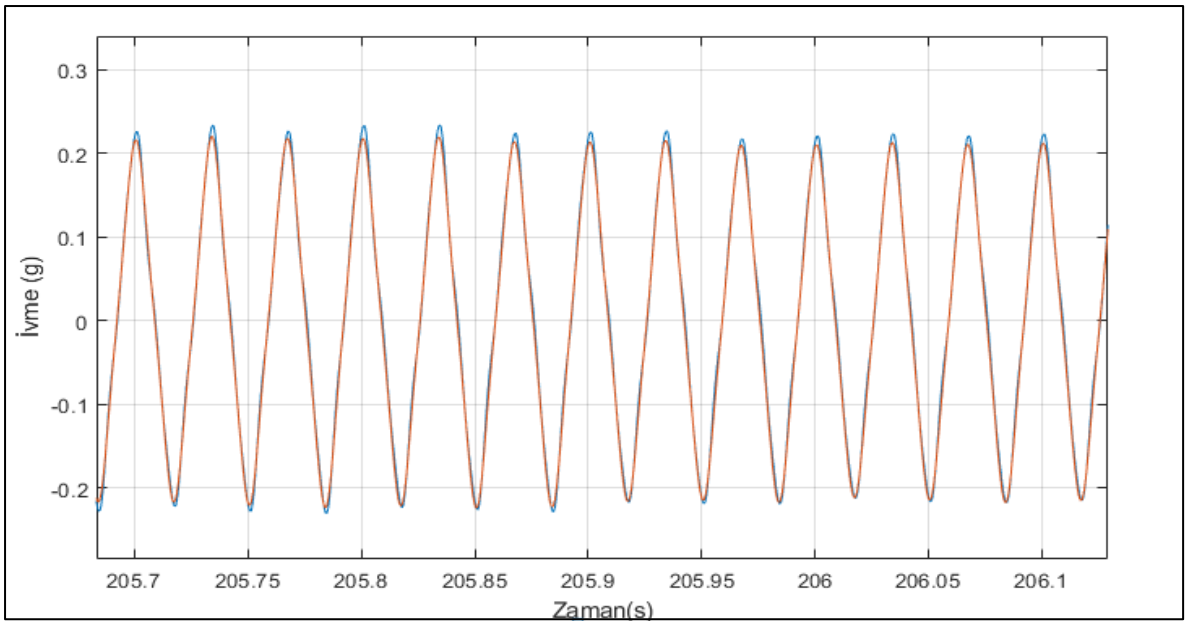
Analiz edilen veriler, Şekil 5.1'de gösterilen giriş ve çıkış sinyalleri arasındaki uyumluluk grafiği ile değerlendirilmiştir. Grafikten de görüleceği üzere, uyumluluk genellikle 1 civarında seyretmiş ve bu durum mükemmele yakın bir doğrusal iletim performansına işaret etmiştir. Bu sonuç, sistemin titreşim enerjisini neredeyse kayıpsız bir şekilde iletebildiğini ve titreşim davranışlarının analize uygun bir şekilde çalıştığını göstermektedir.

Ancak, uyumluluğun 50-55 Hz frekans aralığında 0,9 seviyelerine düşmesi dikkat çekmiştir. Bu düşüşün, çevresel gürültü, sarsıcının çalışmasından kaynaklanan beklenmeyen etkiler veya sinyal işleme sırasında oluşan sapmalardan kaynaklanmış olabileceği değerlendirilmiştir. Buna rağmen, genel olarak uyumluluk değerlerinin 1'e yakın seyretmesi, fikstürün titreşim performansının analiz sonuçlarına uygun şekilde çalıştığını ve testin başarılı bir şekilde tamamlandığını ortaya koymaktadır.



Şekil 5.1. Giriş ve çıkış sinyalleri arasındaki uyumluluk grafiği

Şekil 5.2, ivme ölçerin giriş ve çıkış sinyallerinin zaman eksenine karşı ivme değerleriyle gösterildiğini ortaya koymaktadır. Giriş ve çıkış sinyalleri neredeyse aynı frekansta olup, aralarında minimal bir faz kayması ve genlik farkı gözlenmektedir. Bu benzerlik, ivme ölçerin giriş sinyalini doğru bir şekilde takip ettiğini ve titreşim frekansını başarıyla algıladığını göstermektedir. Sinyallerin periyodik yapısı, düzenli bir titreşim kaynağından gelen sinyallerin ivme ölçer tarafından doğru şekilde aktarıldığını ifade eder.



Şekil 5.2. Braket verilerinin ivme-zaman grafiği

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışma, çift sarsıcı sistemlerinde X ekseni senkronizasyon problemlerini çözmek ve büyük boyutlu, ağır yapıların titreşim testlerini güvenilir şekilde gerçekleştirmek amacıyla yenilikçi bir fikstür tasarımı sunmaktadır. Tasarım sürecinde uygulanan modal analizler, fikstürün doğal frekanslarının test frekans aralığı olan 10-100 Hz'in üzerinde konumlandırılmasını sağlamış ve böylece rezonans etkileri başarılı bir şekilde önlenmiştir. Özellikle modal analizlerde elde edilen en düşük doğal frekansın 128,41 Hz'e çıkarılması, tasarımın optimizasyon başarısını net bir şekilde ortaya koymaktadır. Bu yaklaşım, sistemin stabilitesini artırmış ve titreşim enerjisinin güvenilir bir şekilde iletilmesini desteklemiştir.

Şekil 6.1'de sunulan grafik, titreşim test sisteminin (fikstür) deneysel ölçümleri ile teorik analiz sonuçlarını karşılaştırmaktadır. Bu karşılaştırma, sistemin dinamik davranışını doğrulamak ve enerji iletiminin doğrusallığını değerlendirmek amacıyla yapılmıştır. Grafikte, deneysel test verileri ile teorik analiz sonuçlarının büyük ölçüde örtüştüğü görülmektedir. Bu uyum, fikstürün titreşim enerjisini yüksek doğrulukla ilettiğini ve giriş-çıkış sinyalleri arasında doğrusal bir ilişki olduğunu kanıtlamaktadır. Özellikle, sistem boyunca iletilen 0,2g büyüklüğündeki ivme değerlerinin korunması, sistemin enerji kaybını minimize eden etkili bir tasarıma sahip olduğunu göstermektedir.

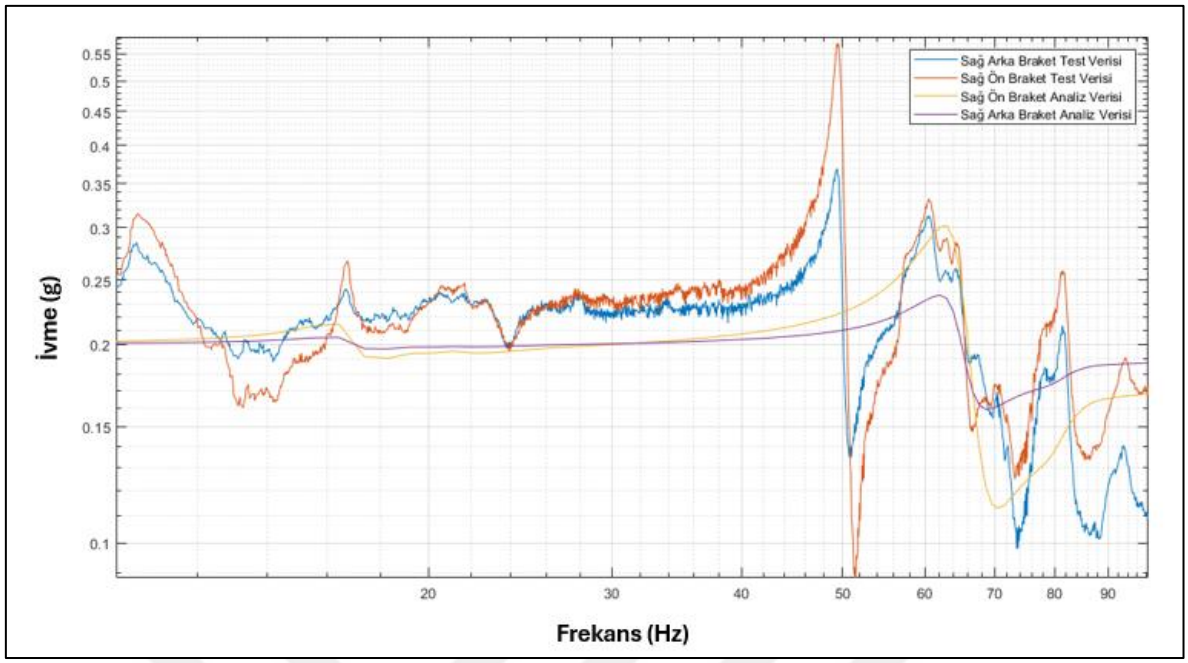
0-40 Hz frekans aralığında, test ve analiz eğrileri neredeyse tamamen çakışmaktadır. Bu tutarlılık, sistemin düşük frekanslarda ideal bir rijit davranış sergilediğini ve modellemenin doğru olduğunu teyit etmektedir. Bu sonuç, özellikle çevresel titreşim testleri (örneğin, araç veya deniz ortamındaki düşük frekanslı yükler) için sistemin güvenilir olduğunu ortaya koymaktadır. Bu frekans aralığındaki uyum, sistemin temel dinamik karakteristiğinin doğru şekilde modellendiğini ve test edildiğini göstermektedir.

Test verisinde 49 Hz civarında gözlemlenen belirgin tepe noktası, fikstüre bağlanan temsili deniz torpidosunun ilk doğal frekansına işaret etmektedir. Bu durum, torpidonun mekanik yapısının dinamik karakteristiğini yansıtmaktadır. Ancak, teorik analizde bu tepe noktasının görülmemesi, torpidonun modelleme aşamasında noktasal kütle olarak ele alınmasından kaynaklanmış olabilir. Gerçekte, torpidonun dağılımlı kütle ve esneklik özellikleri bu frekansta rezonansa yol açmıştır. 62 Hz frekansında teorik ve deneysel verilerin tutarlılık

göstermesi, torpidonun ikinci bir doğal frekansının doğru şekilde yakalandığını ve modelin bu bölgede geçerli olduğunu teyit etmektedir. 70 – 100 Hz frekans aralığında ise yine teorik ve deneysel test verilerinin tutarlı olduğu gözlemlenmiş olup bununla birlikte, 81 Hz civarında deneysel test verisinde görülen lokal tepe noktası, montaj toleransları veya gürültü (örneğin, bağlantı elemanlarının gevşekliği) kaynaklı olabilir. Bu tür sapmaların minimize edilmesi için üretim hassasiyetinin artırılması ve bağlantı elemanlarının daha sıkı kontrol edilmesi önerilebilir.

Ayrıca Şekil 6.1'te sunulan grafik verileri, hem test ivme ölçerlerden alınan verilerin giriş (sağ arka braket) ve çıkış sinyalleri (sağ ön braket) arasında hem de kendi içinde analiz verilerinin yüksek doğrusal uyum sağladığını doğrulamaktadır. Bu sonuçlar, titreşim enerjisinin sistem boyunca başarılı bir şekilde aktarıldığını ve fikstürün titreşim iletiminde etkin bir çözüm sunduğunu göstermektedir.

Bu çalışma kapsamında tasarlanan fikstür sistemi, titreşim testlerinde önemli bir doğruluk ve tekrarlanabilirlik artışı sağlamakla birlikte, özellikle ağır ve büyük boyutlu yapıların test süreçlerinde kayda değer bir operasyonel esneklik sunmuştur. Sistemin en dikkat çekici özelliklerinden biri, MIL-T-18404 Torpido çevresel gereksinimler standardına uygun titreşim testlerini kolaylıkla gerçekleştirebilme kabiliyetidir ki bu durum, grafik verilerinde görülen test-analiz uyumuyla da desteklenmektedir. Elde edilen sonuçlar, sistemin söz konusu standartlar çerçevesinde yüksek doğrulukta ve güvenilir testler yapabilme kapasitesine sahip olduğunu açıkça ortaya koymaktadır. Bu performans özellikleri, söz konusu tasarımın endüstriyel uygulamalarda geniş bir kullanım alanı bulabileceğini ve mevcut titreşim test kalite standartlarını önemli ölçüde yükseltebileceğini düşündürmektedir. Özellikle savunma sanayisinde yer alan büyük yapıların, otomotiv sektöründeki büyük yapıların (otobüs, kamyon vb.) ve demiryolunda kullanılan büyük yapısal vagonların maruz kalacağı titreşim etkilerinin sistem seviyesinde test edilmesine olanak sağlayacaktır. Çalışmanın gelecek aşamalarında, sistemin performansını daha da iyileştirmek amacıyla farklı malzeme kombinasyonlarının ve alternatif sarsıcı düzenlerinin etkilerinin detaylı olarak incelenmesi planlanmaktadır. Bu optimizasyon çalışmaları, fikstürün mevcut avantajlarını korurken, kullanım kolaylığı ve test kapasitesi açısından daha da geliştirilmesini hedeflemektedir.



Şekil 6.1. Test ivme ölçer verisi ile analiz verilerinin karşılaştırılması

KAYNAKLAR

1. Yıldırım, T., Yılmaz, K., Demirci, H. (2023). Titreşim testleri için çelik malzeme performansı. *Journal of Material Science and Engineering*, 59(1), 42-50.

2. Nalluri, R.K., Dhekane, A.S. (2014), Finite Element Analysis of Different Cube Type Vibration Fixture Made of Aluminum Alloys, *International Journal of Engineering Research and Technology*, 3(7): 245-249.

3. Sowjanya, S., Prasad, R., Kumar, D. (2013). Finite Element Analysis of Vibration Fixture Made of Aluminum and Magnesium Alloys. *International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology,* 64, 84-89.

4. Naghate, S., Patil, M. (2012). Modal Analysis of Engine Mounting Bracket Using FEA. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)* 2(4), 1973-1979.

5. Maia, N. M. M., Silva, J. M. M. (1997). Theoretical and experimental modal analysis. *Research Studies Press.* 185-301.

6. Zhang Y, Wang W, Zhang H, Li H, Liu C., Du X (2022). Vibration monitoring and analysis of strip rolling mill based on the digital twin model. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 122, 3667-3681.

7. İnternet: Achatz T. (2024). Resonance and the Factor of 2 Rule. *Vibration Research* URL: https://vibrationresearch.com/webinar/avoiding-resonance-with-the-factor-of-2-rule/ Son Erişim Tarihi. 02.07.2024.

8. Saifudin, S., Muhayat, N., Surojo, E., Muslih, M. R., Triyono, T. (2024). Effect of vibration frequency on mechanical properties and microstructure of metal inert gas welded dissimilar AA5083 and AA6061 aluminum alloy joints. *Results in Engineering*, 24, 102970.

9. Brüel P. V. ve Kjær.V. (1987). *Fixtures for B & K vibration exciters,* Denmark: Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S. 4-8.

10. Zhao, W., Wang, Z., Lin, Y., Li, X. (2021). Research on damping performance and strength of the composite laminate. *Scientific Reports*, 11, 18842.

11. Kalaycıoğlu, C., Avşar, M. (2016) Tekrarlanan Yükler Altında Kompozit Malzemelerin Yapılarının İncelenmesini Amaçlayan Deney Aygıtı Tasarımı. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi,* 4(2), 560–570.

12. Barros, E., Souto, C. (2016). Evaluation of a vibration test fixture. *Institute of Aeronautics and Space.* 50, 348-352.

13. Liang, X., Zhao, W., Dong, M., Qiu, H. C. (2022). Multi-axis vibration test technology of satellite based on vector-fixture's design and applications *Vibroengineering Procedia*, 46, 27–32.

14. Yenilmez, H., Kamış Kocabıçak, H. (2022). Geri görüş aynası için titreşim fikstürü optimizasyonu. *Automotive Engineering Review,* 27(4), 412-423.

15. Reddy, T. S., Reddy, K. V. K. (2010). Design and analysis of vibration test bed fixtures for space launch vehicles. *Indian Journal of Science and Technology*, 3(5), 592–595.

16. Tan, M. N., Ceyran, M., Özen, Ş., Kılıç, N. (2024). Fikstür tasarımı deneysel ve modal analiz sonuçlarının karşılaştırılması. *Mühendis ve Makina*, 88 41-47.

17. Lin, C., Gen, Y. S. (2022). Design of vibration test fixture for some spacecraft. *IET Conference Proceedings,* 2022(18).

18. Poncelet, F., Marin, F., Fleury, C., Golinval, J.C. (2005). *Optimal design of fixtures for vibration testing of structures on electro-dynamic shaker*. Twelfth International Congress on Sound and Vibration, 1-8.

19. Ercan, Y. (2003). *Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği*. Literatür Yayıncılık, 50-125.

20. Rao, S. S. (2010). *Mechanical vibrations* (Beşinci Baskı). 49-799.

21. Hüseyinoğlu, M., Abut, T. (2019). İki ucu ankastre U çerçeve yapının modal analizi. *Muş Alparslan Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi,* 7(2), 657-665.

22. Erdemir, F., Özkan, M. T. (2019). Plastik parçalarda bir esneyerek kilitlenen bağlantı modelinin modal analizi. *Politeknik Dergisi*, 22(4), 927-933.

23. Duman, S., Şahin, A. (2020). Tek katlı betonarme bir yapı üzerinde operasyonel modal analiz uygulaması. *Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 21(1), 1-10.

24. Maia, N. M. M., Silva, J. M. M.(Editörler) (1997). *Theoretical and experimental modal analysis.* Research Studies Press, 81-82.

25. Ewins, D. J. (2000). *Modal testing: Theory, practice and application* (2. baskı). Baldock, Hertfordshire, İngiltere: Research Studies Press. 123-142

26. He, J., Fu, Z. F. (2001). *Modal analysis*. Oxford: Butterworth-Heinemann. 321-323.

27. Allemang, R. J. (2003). The modal assurance criterion – Twenty years of use and abuse. *Sound and Vibration,* 37(8), 14-23.

28. Richardson, M. H. Formenti, D. L. (1982). *Parameter estimation from frequency response measurements using rational fraction polynomials*. In Proceedings of the 1st International Modal Analysis Conference*,* 167-181.

29. Avitabile, P. (2017). *Modal testing: a practitioner's guide*. Lowell: Wiley, 3-89.

30. Rao, S. S. (2010). *Mechanical vibrations,* Miami: Prentice Hall, 2-120.



Gazili olmak ayrıcalıktır